UNIVERSIDAD DE JAÉN

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE JAÉN

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MINERA

TESIS DOCTORAL

ESTUDIO HISTÓRICO-TECNOLÓGICO DE LA PRODUCCIÓN DE AZÚCAR DE CAÑA: APLICACIÓN AL ANÁLISIS DESDE LA INGENIERÍA INDUSTRIAL Y LA INGENIERÍA GRÁFICA DE LAS MÁQUINAS DE VAPOR FIVES-LILLE Y MIRRLEES-WATSON EN LA COSTA GRANADINA

PRESENTADA POR:
JOSÉ RAMÓN UREÑA MARÍN

DIRIGIDA POR:
DR. D. JOSÉ IGNACIO ROJAS SOLA
DR. D. JUAN MANUEL AMEZCUA OGÁYAR

JAÉN, 26 DE JULIO DE 2012

ISBN 978-84-8439-680-2

UNIVERSIDAD DE JAÉN

TESIS DOCTORAL

ESTUDIO HISTÓRICO-TECNOLÓGICO DE LA PRODUCCIÓN DE AZÚCAR DE CAÑA: APLICACIÓN AL ANÁLISIS DESDE LA INGENIERÍA INDUSTRIAL Y LA INGENIERÍA GRÁFICA DE LAS MÁQUINAS DE VAPOR FIVES-LILLE Y MIRRLEES-WATSON EN LA COSTA GRANADINA

AUTOR

D. JOSÉ RAMÓN UREÑA MARÍN

INGENIERO DE ORGANIZACIÓN INDUSTRIAL
POR LA UNIVERSIDAD DE JAÉN

DIRECTORES

DR. D. JOSÉ IGNACIO ROJAS SOLA

DOCTOR INGENIERO INDUSTRIAL
CATEDRÁTICO DE UNIVERSIDAD EN EXPRESIÓN GRÁFICA EN LA INGENIERÍA
UNIVERSIDAD DE JAÉN

DR. D. JUAN MANUEL AMEZCUA OGÁYAR

DOCTOR POR LA UNIVERSIDAD DE JAÉN
PROFESOR CONTRATADO DOCTOR EN ORGANIZACIÓN DE EMPRESAS
UNIVERSIDAD DE JAÉN

PRESENTADA PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE DOCTOR POR LA UNIVERSIDAD DE JAÉN

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MINERA

JUNIO DE 2012

D. JOSÉ IGNACIO ROJAS SOLA, Doctor Ingeniero Industrial y Catedrático de Universidad en el área de Expresión Gráfica en la Ingeniería de la Universidad de Jaén.

D. JUAN MANUEL AMEZCUA OGÁYAR, Doctor por la Universidad de Jaén y Profesor Contratado Doctor en el área de Organización de Empresas de la Universidad de Jaén.

INFORMAN que:

La tesis doctoral titulada "**Estudio histórico-tecnológico de la producción de azúcar de caña: Aplicación al análisis desde la ingeniería industrial y la ingeniería gráfica de las máquinas de vapor Fives-Lille y Mirrlees-Watson en la costa granadina**" ha sido realizada por D. José Ramón Ureña Marín bajo nuestra dirección.

El trabajo realizado cumple los requisitos necesarios para su presentación y lectura.

Tanto la metodología como el propio trabajo de investigación, los resultados y las conclusiones son satisfactorios, presentando notables aportaciones originales.

Por todo ello, autorizamos la presentación de dicha tesis doctoral.

Jaén, a 29 de mayo de 2012

Firmas de los directores

Fdo.: José Ignacio Rojas Sola

Fdo.: Juan Manuel Amezcua Ogáyar

INDICE GENERAL

ÍNDICE GENERAL

	Página
AGRADECIMIENTOS	**13**
RESUMEN	**17**
ABSTRACT	**23**
1. ANTECEDENTES	**29**
1.1. INTRODUCCIÓN	31
1.2. OBJETIVOS	33
1.3. LA ARQUEOLOGÍA INDUSTRIAL	33
1.4. LA MOLINERÍA Y SU OBJETO	35
1.4.1. MOLINOS DE SANGRE	36
1.4.1.1. MOLINOS DE ACCIONAMIENTO HUMANO	36
1.4.1.1.1. MORTEROS	36
1.4.1.1.2. MOLINOS DE PIEDRA	36
1.4.1.1.3. MOLINOS VEGETALES	38
1.4.1.2. MOLINOS DE ACCIONAMIENTO ANIMAL	38
1.4.2. MOLINOS DE AGUA	39
1.4.2.1. MOLINOS DE RÍO	39
1.4.2.1.1. MOLINOS DE TIERRA	39
1.4.2.1.2. MOLINOS DE BARCA	43
1.4.2. 2. MOLINOS DE MAR	44
1.4.3. MOLINOS DE VIENTO	44
1.4.3.1. MOLINOS DE VIENTO DE EJE VERTICAL	45
1.4.3.2. MOLINOS DE VIENTO DE EJE HORIZONTAL	45
1.4.3.2.1. MOLINOS DE VIENTO DE TORRE	45
1.4.3.2.2. MOLINOS DE VIENTO DE PIVOTE	46
1.4.4. OTROS MOLINOS	47
1.5. EL ARTE DE LA MOLIENDA DE LA CAÑA DE AZÚCAR	47
1.6. RECAPITULACIÓN	49
2. ORIGEN Y EVOLUCIÓN DE LOS MOLINOS DE AZÚCAR	**51**
2.1. INTRODUCCIÓN	53
2.2. ANTECEDENTES PREISLÁMICOS	54
2.3. LA CULTURA MUSULMANA	56
2.4. LA RUTA DE SABA	58
2.5. LOS MOLINOS DE CAÑA DE AZÚCAR EN EL MEDITERRÁNEO OCCIDENTAL	58
2.6. LOS MOLINOS DE CAÑA DE AZÚCAR EN LA PENÍNSULA IBÉRICA	61
2.7. LOS MOLINOS DE CAÑA DE AZÚCAR EN LAS ISLAS DEL ATLÁNTICO	62
2.8. LOS MOLINOS DE CAÑA DE AZÚCAR EN LA AMÉRICA ESPAÑOLA	64
2.9. EVOLUCIÓN TECNOLÓGICA DE LOS MOLINOS DE CAÑA DE AZÚCAR. TIPOLOGÍAS	68
2.9.1. MOLINOS DE RODILLOS HORIZONTALES	68
2.9.2. MOLINOS DE DOS RODILLOS VERTICALES	70
2.9.3. MOLINOS DE TRES RODILLOS VERTICALES	70
2.9.4. LA IMPORTACIÓN DE TECNOLOGÍA AMERICANA A ESPAÑA	72
2.9.5. LOS MOLINOS AZUCAREROS A PARTIR DEL SIGLO XVIII	73
2.10. INCORPORACIÓN DEL VAPOR AL MOLINO DE CAÑA DE AZÚCAR	77

	Página
2.11. RECAPITULACIÓN	81
3. LOS MOLINOS DE AZÚCAR EN ESPAÑA	**83**
3.1. TECNOLOGÍA DEL INGENIO AZUCARERO EN ESPAÑA HASTA FINALES DEL SIGLO XVIII	85
3.1.1.ELEMENTOS DE UN INGENIO O TRAPICHE PREINDUSTRIAL	85
3.1.1.1. MOLINO	85
3.1.1.2. CASA DE CALDERAS	88
3.1.1.3. SALA DE PURGAS	90
3.1.1.4. SUBPRODUCTOS	91
3.2. LA MOLIENDA DE CAÑA DE AZÚCAR EN ESPAÑA A MEDIADOS DEL SIGLO XIX	92
3.2.1. EL PROCESO DE OBTENCIÓN DE CAÑA A PRINCIPIOS DEL SIGLO XIX	92
3.2.2. FIN DEL MODELO ARTESANAL	93
3.2.3. DEFICIENCIAS EN EL PROCESO DE FABRICACIÓN DEL AZÚCAR DE CAÑA	93
3.2.3.1. MOLIENDA	94
3.2.3.2. DEFECACIÓN, CLARIFICACIÓN Y CONCENTRACIÓN	94
3.2.3.3. CRISTALIZACIÓN Y PURGA	94
3.3. EVOLUCIÓN TECNOLÓGICA EN ESPAÑA (1845-1882): LA IRRUPCIÓN DEL VAPOR	95
3.3.1. AVANCES TECNOLÓGICOS EN LOS MOLINOS DE AZÚCAR EN EL SIGLO XIX	97
3.3.1.1. MOLINO	97
3.3.1.2. SALA DE CALDERAS	99
3.3.1.3. COCCIÓN DE LOS JUGOS	101
3.3.1.4. SEPARACIÓN DEL AZÚCAR Y MIELES	102
3.4. APORTACIONES HISTÓRICAS DE LA OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS	103
3.5. RECAPITULACIÓN	105
4. TRABAJO DE CAMPO	**107**
4.1. INTRODUCCIÓN	109
4.2. METODOLOGÍA	110
4.3. BÚSQUEDA BIBLIOGRÁFICA	111
4.4. DESARROLLO DEL TRABAJO DE CAMPO	112
4.5. ENTORNOS GEOGRÁFICOS DE LAS FÁBRICAS ANALIZADAS	114
4.6. DESCRIPCIÓN DE LAS FÁBRICAS ANALIZADAS	116
4.6.1. FÁBRICA DE NUESTRA SEÑORA DEL PILAR	116
4.6.2. FÁBRICA DE NUESTRA SEÑORA DEL ROSARIO	122
4.7. TRABAJO DE CAMPO EN LAS MÁQUINAS FIVES-LILLE Y MIRRLEES-WATSON	126
4.7.1. OBJETO DE DISEÑO	126
4.7.2. CARACTERÍSTICAS TIPOLÓGICAS DE DISEÑO	126
4.7.2.1. MÁQUINA DE VAPOR FIVES-LILLE	126
4.7.2.2. MÁQUINA DE VAPOR MIRRLEES-WATSON	127
4.7.3. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	128
4.7.3.1. MÁQUINA DE VAPOR FIVES-LILLE	128
4.7.3.2. MÁQUINA DE VAPOR MIRRLEES-WATSON	129
4.7.4. PARTES PRINCIPALES DE LAS MÁQUINAS FIVES-LILLE Y MIRRLEES-WATSON	130
4.7.4.1. INTRODUCCIÓN	130
4.7.4.2. BASTIDOR	131
4.7.4.3. SOPORTE DEL ÁRBOL	134
4.7.4.4. ÁRBOL DE DISTRIBUCIÓN	136

	Página
4.7.4.5. Piñón o engranaje motriz	137
4.7.4.6. Volante de inercia	139
4.7.4.7. Émbolo	140
4.7.4.8. Aros del émbolo	142
4.7.4.9. Unión del émbolo-vástago	144
4.7.4.10. Vástago del émbolo	145
4.7.4.11. Unión entre vástago y cruceta	147
4.7.4.12. Cruceta	149
4.7.4.13. Guías de la cruceta	151
4.7.4.14. Tapas o culatas del cilindro	153
4.7.4.15. Caja prensaestopas	155
4.7.4.16. Cilindro	156
4.7.4.17. Biela motriz	159
4.7.4.18. Manivela	161
4.7.4.19. Excéntricas	162
4.7.4.20. Barras empujadoras	165
4.7.4.21. Sistema de distribución del vapor	166
4.7.4.22. Cojinetes	171
4.7.4.23. Sistema de regulación del vapor	172
4.7.4.24. Correas de transmisión y poleas	175
4.8. Recapitulación	177
5. Estudio Tecnológico	**179**
5.1. Introducción	181
5.2. potencia indicada en cada cara del émbolo y la total de la máquina	181
5.3. Fuerzas en el mecanismo de transmisión biela-manivela	184
5.3.1. Fuerza de empuje *P* sobre la cruceta	184
5.3.2. Fuerza axial *S* transmitida por la biela motriz	186
5.3.3. Fuerza tangencial *T* o fuerza de torsión	188
5.3.4. Fuerza radial *D* o fuerza de tracción/compresión	189
5.3.5. momento de torsión *MD* en el gorrón de la manivela	190
5.4. Cálculo del diagrama dinámico ideal	191
5.4.1. Introducción	191
5.4.2. Presión media	199
5.4.3. Potencia según el diagrama dinámico ideal	200
5.5. Cálculo y dimensionado de los principales elementos mecánicos	201
5.5.1. biela motriz	201
5.5.2. manivela	210
5.5.2.1. Cálculo del gorrón de la manivela (unión con el árbol)	212
5.5.2.2. Cálculo del gorrón de la manivela (unión con la biela)	216
5.5.2.3. Cálculo de la resistencia de la manivela	217
5.5.3. volante de inercia	218
5.5.3.1. Cálculo del peso del volante	219
5.5.4. árbol de transmisión	225
5.5.4.1. Cálculo del soporte del eje	235
5.5.4.2. Cálculo de la fuerza transmitida por el árbol	241

	Página
5.5.5. POLEAS DE TRANSMISIÓN	242
5.5.5.1. CÁLCULO DE LA FUERZA TANGENCIAL	242
5.5.5.2. CÁLCULO DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL DE UNA CORREA	246
5.5.6. EXCÉNTRICA	248
5.5.7. CRUCETA	255
5.5.7.1. CÁLCULO DE LA GUÍA DE LA CRUCETA	258
5.5.7.2. CÁLCULO DE LA UNIÓN DEL VÁSTAGO CON LA CRUCETA	259
5.5.8. CILINDRO	262
5.5.9. CAJA PRENSAESTOPAS	270
5.5.10. ÉMBOLO	275
5.5.10.1. CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL VÁSTAGO DEL ÉMBOLO	275
5.5.10.2. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL ÉMBOLO	281
5.5.10.3. CÁLCULO DE LOS AROS DEL ÉMBOLO	284
5.5.11. ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA	286
5.5.11.1. DETERMINACIÓN NUMÉRICA DEL AVANCE Y RETROCESO	286
5.5.11.2. DETERMINACIÓN GRÁFICA DEL AVANCE Y RETROCESO	289
5.5.11.3. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL ÉMBOLO	290
5.5.11.4. CURVAS DE VELOCIDAD DE AVANCE-RETROCESO DEL ÉMBOLO	292
5.5.11.5. REPRESENTACIÓN DE LA CURVA DE ACELERACIÓN DEL ÉMBOLO	293
5.5.11.6. CÁLCULO DE LA FUERZA DE ACCIONAMIENTO DEL MECANISMO	297
5.5.12. SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DEL VAPOR	300
5.5.12.1. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN SULZER	300
5.5.12.1.1. GENERALIDADES Y FUNCIONAMIENTO	300
5.5.12.1.2. ÓRGANOS INTERIORES Y EXTERIORES	303
5.5.12.1.3. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA VÁLVULA SULZER	309
5.5.12.1.4. DISEÑO Y CÁLCULO DE LA LEVA DE LA VÁLVULA SULZER	324
5.5.12.1.5. ÓRGANOS DE CIERRE	329
5.5.12.2. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN POR CORREDERA	334
5.5.12.2.1. GENERALIDADES Y FUNCIONAMIENTO	334
5.5.12.2.2. CÁLCULO DE UNA CORREDERA SENCILLA TIPO TRICK	339
5.5.12.2.3. CÍRCULOS DE ZEUNER	342
5.5.12.2.4. CÁLCULO DE LA DISTRIBUCIÓN TIPO TRICK	345
5.5.12.3. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN CORLISS	348
5.5.12.3.1. GENERALIDADES Y FUNCIONAMIENTO	348
5.5.12.3.2. ÓRGANOS INTERIORES Y EXTERIORES	349
5.5.12.3.2.1. ÓRGANOS INTERIORES: VÁLVULAS CORLISS	349
5.5.12.3.2.2. ÓRGANOS EXTERIORES: EXCÉNTRICAS	354
5.5.12.3.2.3. AMORTIGUADORES	358
5.5.12.3.2.4. ÓRGANOS DE CIERRE	360
5.5.13. SISTEMAS DE REGULACIÓN DEL VAPOR	361
5.5.13.1. MISIÓN Y GENERALIDADES	361
5.5.13.2. REGULADOR EN LA MÁQUINA DE VAPOR FIVES-LILLE	363
5.5.13.2.1. CARACTERÍSTICAS, PARTES PRINCIPALES Y FUNCIONAMIENTO	363
5.5.13.3. REGULADOR EN LA MÁQUINA DE VAPOR MIRRLEES-WATSON	368
5.5.13.3.1. CARACTERÍSTICAS, PARTES PRINCIPALES Y FUNCIONAMIENTO	368

	Página
5.6. Recapitulación	373
6. Cálculos productivos	**375**
6.1. Introducción	377
6.2. Estimaciones productivas de ingenios de los siglos XVII y XVIII	377
6.3. Cálculos productivos	379
6.3.1. trabajo por tonelada de caña molturada y producción horaria	379
6.3.2. Consumo total útil horario de vapor	382
6.3.3. Consumo de vapor útil por CV indicado-hora	387
6.3.4. Consumo de vapor por tonelada de caña molturada	389
6.4. Recapitulación	390
7. Ingeniería Gráfica	**391**
7.1. Introducción	393
7.2. Entrada de datos: Trabajo de campo y planimetría	393
7.2.1. Salida de datos: modelado cad	393
7.3. Recreación virtual	394
7.3.1. Cámaras	394
7.3.2. Iluminación	394
7.3.3. Preparación y aplicación de materiales	395
7.3.4. animación por ordenador	395
7.3.5. Renderizado	395
7.4. Postproducción digital	396
7.5. Resultados y discusión	396
7.6. Recapitulación	413
8. Conclusiones	**415**
8.1. Introducción	417
8.2. Conclusiones de carácter histórico	417
8.3. Conclusiones de carácter tecnológico	418
8.4. Desarrollos Futuros	422
Bibliografía	**425**
Índice de Figuras	**433**
Anexos	**443**
Anexo 1: privilegios y patentes de invención	445
Anexo 2: Publicaciones realizadas	449

AGRADECIMIENTOS

AGRADECIMIENTOS

Mediante estas líneas, quisiera hacer constar mi agradecimiento a todas aquellas personas que en distintas facetas, me han alentado y ayudado en la realización de esta tesis doctoral.

A D. Miguel Giménez Yanguas, profesor de la Escuela Universitaria de Arquitectura Técnica de la Universidad de Granada, por poner a mi disposición su valiosa colección documental sobre la evolución de la tecnología de la máquina de vapor, así como a D. Javier Piñar Samos, profesor de la Facultad de Ciencias Económicas y Empresariales de la Universidad de Granada, por haberme ilustrado con información de gran interés sobre la molinería de azúcar y la conservación de su patrimonio histórico industrial.

A Dª. Encarnación Escañuela Cuenca, responsable del Archivo Municipal de Motril (Granada), por las facilidades que me brindó para acceder a cuanta información precisé y por su amabilidad en la visita realizada al Museo Preindustrial del Azúcar, así como a la Biblioteca Central Municipal de la Casa de la Palma. Asimismo, agradezco a la Concejalía de Cultura del Ayuntamiento de Motril, la posibilidad de visitar la fábrica de azúcar de Nuestra Señora del Pilar, para la recopilación de datos de la máquina de vapor de la compañía francesa Fives-Lille.

A D. José Juan Nogales Estévez, director técnico de la Planta de Acuicultura de la antigua fábrica de azúcar de Nuestra Señora del Rosario, en Salobreña (Granada), actualmente propiedad de Azucarera del Guadalfeo, S.A., gran conocedor del litoral granadino y que me ha acompañado y guiado durante muchas rutas en busca de restos de molinos azucareros y demás datos, para llevar a cabo el inventario de estos; a D. José Bonel Armada, Director de la Planta de Destilación de esta misma fábrica y a D. Antonio Rodríguez, responsable técnico de Azucarera Montero S.A., en Lobres (Salobreña), por solucionarme todas las cuestiones técnicas de la máquina de vapor de la compañía escocesa Mirrlees-Watson, y del proceso productivo de obtención de azúcar de caña.

También, y muy especialmente, a D. Manuel Corral Motos, último maestro de molinos con vida y juicio de la fábrica de azúcar de Nuestra Señora del Rosario, en Salobreña (Granada) y a D. Antonio Ruiz Domínguez, encargado del mantenimiento de estos molinos, por la amabilidad y paciencia con la que trataron de aclararme todas las dudas y preguntas que les planteaba.

A los profesores de la Escuela de Ingenieros Industriales de la Universidad de Málaga, D. Benigno Pérez Carrillo y D. Jesús Guerrero-Strachan Carrillo, por facilitarme documentación histórica y tecnológica sobre la molinería de azúcar de caña en Málaga y su provincia.

A D. Francisco González Carrascosa director de la Azucarera Guadalfeo, S.A.

A D. Sebastián Sánchez Villasclaras, estimado Catedrático del Departamento de Ingeniería Química, Ambiental y de los Materiales de la Universidad de Jaén, por todo el tiempo que me dedicó aclarándome dudas y dándome ánimo en todo momento.

Asimismo, lo hago extensivo también a mis profesores del Departamento de Ingeniería Mecánica y Minera, D. Fernando Antonio Cruz Peragón y D. Antonio Eliche Rubio, y por supuesto, a mi tutor D. José Manuel Palomar Carnicero.

A mi novia, Dª. María Dolores Rodríguez Romero, a mis compañeros y amigos, D. Manuel Aguilar Rodríguez y D. Miguel Ángel Vílchez Fernández, así como a mis compañeros de trabajo de la empresa Construcciones Vera, S.A., Dª. Elena Bueno Moyano, Dª. Purificación Muriana Franco y D. Francisco Rueda Montero por su inestimable y abnegada ayuda.

A mi familia, por al aliento y ánimo que he recibido, ayudándome a superar todos los momentos difíciles por los que pasé en la realización de esta tesis doctoral, particularmente a mi hermana María del Carmen por la traducción al inglés.

A D. Francisco Javier Contreras Anguita del Grupo de Investigación 'Ingeniería Gráfica y Arqueología Industrial', por su ayuda y orientaciones a la hora de la realización del capítulo sobre Ingeniería Gráfica.

Por último, y como no podía ser de otra forma, mi más sincero agradecimiento a D. José Ignacio Rojas Sola y D. Juan Manuel Amezcua Ogáyar, directores de la presente tesis doctoral, sin cuyos consejos, orientaciones, dedicación afectuosa y rigurosidad, este trabajo no hubiera visto la luz.

RESUMEN

RESUMEN

Los ingenios a vapor empleados para la producción de fuerza motriz en la molinería de caña de azúcar repartidos por la franja mediterránea entre las provincias de Málaga, Granada y Almería, y que llegaron a alcanzar un número cercano a los cuarenta, constituyen un conjunto homogéneo de características propias, que aún habiendo sido abordado su estudio desde la vertiente histórica, es digno de ser contemplado también desde la vertiente tecnológica.

Desde esta última perspectiva, no existe ningún trabajo realizado sobre el análisis tecnológico en profundidad de ninguno de estos ingenios a vapor de hierro y acero, y por tanto, un estudio comparativo entre dichas máquinas. Resulta por ello especialmente interesante, asumir este último reto y enfocar dicha investigación realizando una comparación particularizada de las dos máquinas de vapor de mayores dimensiones y potentes de toda la costa tropical andaluza ubicadas en la provincia de Granada y construidas en Francia y Escocia a finales de los años veinte del pasado siglo: una situada en el complejo azucarero de Nuestra Señora del Pilar en Motril, y otra en el de Nuestra Señora del Rosario en Salobreña.

Se han seleccionado estos dos ingenios, como objetivo de nuestro estudio por varias razones. La primera es su curiosa perduración en el tiempo, compitiendo con tecnologías de vanguardia mucho más avanzadas, pues la máquina francesa *Fives-Lille* molturó caña de azúcar hasta principios de los años ochenta y la máquina escocesa *Mirrlees-Watson* lo hizo por última vez en el año 2006.

La segunda razón es porque estaban dotados de los máximos avances en tecnología de vapor de la época y la tercera, se debe a su estado de conservación, ya que la máquina Mirrlees-Watson presenta un estado inmejorable, no pudiéndose decir lo mismo de la máquina Fives-Lille, que presentaba un estado ruinoso y de gran abandono. No obstante, pensamos como defensores de la conservación de nuestro patrimonio histórico industrial, que esta tecnología merece la pena ser rescatada, por lo que emprendimos un largo camino, recopilando datos suficientes para su reconstrucción virtual tridimensional y posterior simulación y poder así comparar su tipología con la de la máquina escocesa, así como el estudio tecnológico de ambas.

Existen determinadas particularidades en estas dos máquinas, susceptibles de ser estudiadas, como por ejemplo, sus diferencias constructivas y de diseño. En particular, cabe reseñar los aspectos innovadores que suponen entre otros, la distribución de vapor tipo *Corliss* o la incorporación de la cogeneración para aprovechamiento del vapor en todo el proceso de obtención del azúcar, respecto a los primitivos ingenios a vapor de mediados del siglo XIX, lo que indica una evolución continuada en el entorno histórico y tecnológico de la máquina de vapor.

El resultado inmediato de esta tesis doctoral no es sólo una simulación virtual del funcionamiento de estos dos ingenios, sino el hecho de poder disponer de un estudio actualizado de las soluciones y prestaciones de dichas máquinas, que nos permita por un lado, una aproximación acerca de los avances tecnológicos introducidos en la Península

Ibérica en las primeras décadas del siglo XIX debido a la irrupción del vapor, que aumentaron la productividad de los molinos y generaron efímeras transformaciones agro-industriales de gran intensidad en la industria azucarera, lo que provocaron la época dorada del azúcar, y por otro lado, contrastar dichas soluciones con la molienda tradicional preindustrial de molinos artesanales accionados por fuerza animal o hidráulica para obtención de azúcar de caña.

Los objetivos que persigue esta tesis doctoral son:

- Recopilación y estudio de la información bibliográfica existente sobre los ingenios que movían los trenes de molienda la caña de azúcar.
- Estudio histórico de la tecnología relacionada con la molienda de la caña de azúcar.
- Recopilación de los privilegios y patentes de invención del Archivo Histórico de la Oficina Española de Patentes y Marcas relacionados con la molienda de la caña de azúcar.
- Realización de un trabajo de campo para localizar diferentes tipologías de máquinas instaladas en las fábricas de azúcar de la costa tropical granadina.
- Comprobación desde la ingeniería industrial del cálculo y dimensionamiento de los principales elementos mecánicos de las principales máquinas de vapor que accionaban los trenes de molienda en dichas fábricas.
- Realización de un trabajo de ingeniería gráfica, partiendo de croquis o planimetría así como de un reportaje fotográfico, que permita la obtención de los modelos 3D de cada una de las máquinas de vapor, a partir de los cuales se puedan obtener recreaciones virtuales que muestren una simulación de su funcionamiento.
- Análisis desde la organización industrial de dichos ingenios, concretamente de sus cálculos productivos.
- Establecimiento de las conclusiones de tipo histórico y tecnológico de su evolución.

En el primer capítulo, titulado **ANTECEDENTES**, se realiza una primera introducción justificativa de la elección del tema tratado en esta tesis doctoral dentro del estudio tecnológico del patrimonio histórico industrial. También se realiza una aproximación a lo que representa la molinería en general y a los dos pilares en que se sustenta: por un lado, su fin u objeto, que no es otro que el proceso de la molienda y por otro, los medios empleados para realizarla, que son los molinos en sí mismos. Además se presenta una clasificación general de los molinos en función de la fuente de energía que utilizan, para finalizar presentando a rasgos generales las fases de la molienda de la caña de azúcar.

En el segundo capítulo, **ORIGEN Y EVOLUCIÓN DE LOS MOLINOS DE AZÚCAR**, se analizan a lo largo de su historia, los molinos de azúcar en cuanto a sus posibles orígenes y posteriores evoluciones tecnológicas. Así, se abordan las diferencias entre el desarrollo y expansión de los molinos mediterráneos y los europeos, así como su evolución con la incorporación de diversos mecanismos novedosos conforme el avance en los conocimientos técnicos lo hacía posible, y finalmente con la irrupción del vapor.

Posteriormente se aborda un tercer capítulo dedicado íntegramente a **LOS MOLINOS DE AZÚCAR EN ESPAÑA**, donde se recogen las distintas tipologías de molino de azúcar implantadas en nuestro país, así como el alcance que esta tecnología tuvo en un

incipiente desarrollo agroindustrial, desde la tecnología de un trapiche o ingenio preindustrial hasta el siglo XVIII, hasta la molienda de caña de azúcar hasta finales del siglo XIX o las aportaciones históricas españolas relacionadas con la molturación de la caña de azúcar recogidas en la forma de privilegios y patentes de invención en la Oficina Española de Patentes y Marcas.

El capítulo cuarto, titulado **TRABAJO DE CAMPO**, describe por completo el proceso de toma de datos llevado a cabo de las dos máquinas de vapor para abordar un estudio comparativo de las mismas desde la perspectiva histórica, tecnológica y gráfica, habiendo sido todo sustentado en un extenso reportaje fotográfico y toma de croquis. Asimismo, se exponen la metodología y búsqueda bibliográfica llevadas a cabo, finalizando con la descripción exhaustiva de estas dos máquinas.

En el quinto capítulo, denominado **ESTUDIO TECNOLÓGICO**, se realiza un completo estudio tecnológico comparativo de las dos máquinas de vapor desde el punto de vista de la ingeniería mecánica de sus principales elementos, así de sus sistemas de distribución y regulación del vapor. Estos dos últimos sistemas son de especial interés y suponen, a nuestro juicio, un objetivo básico de dicho estudio comparativo ya que aportan a cada máquina características singulares.

El sexto capítulo denominado **CÁLCULOS PRODUCTIVOS,** se ha dedicado al cálculo de determinados ratios de producción, recogiendo en primer lugar, una estimación acerca de la productividad anual de un ingenio preindustrial de siglo XVII y en segundo lugar, abordando los cálculos productivos de las máquinas de vapor *Fives-Lille* y *Mirrlees-Watson*, como el ratio de trabajo, la tasa de producción horaria y el consumo de vapor por tonelada de caña molturada.

El séptimo capítulo titulado **INGENIERÍA GRÁFICA**, recoge los trabajos relacionados con la ingeniería gráfica realizados para ambas máquinas de vapor con objeto de obtener una simulación virtual de su funcionamiento, todo ello a partir de trabajos apoyados en el modelado 3D y posterior animación por ordenador, explicando paso a paso, cada una de las fases llevadas a cabo. Y todo esto apoyado en un exhaustivo trabajo de campo a partir de planimetría original de ambas máquinas y de un extenso reportaje fotográfico.

El último capítulo se refiere a las **CONCLUSIONES**. Aquí se presentan conclusiones de carácter histórico relacionadas en general con la industria del azúcar de caña en su aspecto relativo a la molienda, así como consideraciones tecnológicas de las soluciones aportadas por las dos tipologías de máquinas de vapor dentro de su entorno histórico, para finalizar presentando posibles desarrollos futuros.

Finalmente, hay que indicar que se incluyen como **ANEXOS** un listado de los privilegios y patentes de invención relacionados con la molienda de la caña de azúcar encontrados en el Archivo Histórico de la Oficina Española de Patentes y Marcas, así como las publicaciones realizadas durante el desarrollo de la tesis doctoral.

ABSTRACT

ABSTRACT

The steam engines employed in creating the driving force in the sugar cane mills that are shared along the Mediterranean coast between the provinces of Malaga, Granada and Almeria, and that are close to 40 in number, constitute a collection with its own characteristics, that although having been addressed from the historical angle, need to also be studied them from a technological angle as well.

In relation to this last point, there does not exist a completed work on the in depth technological analysis of any of these iron and steel steam engines, and therefore no comparative study between these machines. It is therefore especially interesting to take on this last challenge, and to focus on this research, carrying out a specific comparison of these two steam engines of huge size and power from the tropical Andalusian coast, located in the province of Granada and constructed in France and Scotland at the end of the 20s: one situated in the sugar region of Nuestra Señora del Pilar en Motril, and the other in Nuestra Señora del Rosario en Salobreña.

Two engines have been chosen as the target of our study for various reasons. The first is their intriguing persistence throughout time, competing with much more advanced avant-garde technologies. For example the French machine Fives-Lille milled cane sugar until the beginning of the 80s and the Scottish machine Mirrlees-Watson did so for the last time in the year 2006.

The second reason is that they were blessed with the biggest advances in steam technology of the era, and the third, is their state of conservation, in that the Mirrlees-Watson machine is in an excellent state, but the same cannot be said about the Fives-Lille machine, which was found ruined and in a state of abandon. Nevertheless, we believe, as defenders of the conservation of our national industrial heritage, that this technology is worth being rescued, even though it will be a huge task compiling enough data for its virtual three dimensional reconstructions and subsequent simulation in order to be able to compare its typology with the Scottish machine, as well as do a technological study of them both.

There are some specific features of these two machines that are going to be studied, for example, their constructive differences and their design. In particular, it should be noted that the innovative aspects involve, among other things, the steam distribution in the Corliss model and the incorporation of cogeneration for the use of steam in the whole process of obtaining sugar. With respect to the historical steam engines of the mid-19th century, this shows the continued evolution of the historical context and the technology of the steam engine.

The immediate result of this doctoral thesis is not only to create a virtual simulation of the way in which these two engines functioned, but also to give us the ability to provide a recent study of the solutions and provisions of these machines, that gives us on one hand a close approximation of the technological advances introduced in the Iberian Peninsula during the first decades of the 19th century due to the irruption of steam that increased the productivity of the mills and generated ephemeral agro-industrial transformations of great intensity in the sugar industry, which provoked the golden age of sugar, and on the other hand, contrasts these solutions with the traditional pre-industry milling of the

traditional mills which were driven by animal strength or hydraulics to obtain the cane sugar.

The objectives of this doctoral thesis are:

- The compilation and study of existing bibliographical information about the engines that moved the machinery in the milling of sugar cane.
- The historical study of the technology related to the milling of sugar cane.
- The compilation of the privileges and invention patents from the Historical Archive of the Spanish office of Patents and Trademarks related to the milling of sugar cane.
- The carrying out of fieldwork to locate different types of machines installed in sugar factories on the tropical coast of Granada.
- Verification from industrial engineering of the analysis and design of the main mechanical elements of the main steam engines that powered grinding trains in those factories.
- Analysis of the industrial organization of these engines, specifically of production calculations.
- The carrying out of a graphic engineering work, starting from a sketch or planimetry as well as a photographic report that enables the creation of the 3D models of each one of the steam engines, from which can be obtained virtual recreations that show a simulation of them working.
- Establishment of conclusions about their historical and technological evolution.

In the first chapter, titled **BACKGROUND**, the first section is introduced justifying the subject choice that is discussed in this doctoral thesis, within the technological study of the historical industrial heritage. Also carried out is an approximation of what milling represent in general and the two pillars that hold it up: on one hand, its end, or objective, that is nothing other than the process of milling, and on the other hand, the means employed to carry it out, that they are mills in themselves. Furthermore, a general classification of the mills in the function of power sources is presented, in order to finish by presenting the general features of the phases of the milling of sugar cane.

In the second chapter **THE ORIGIN AND EVOLUTION OF THE SUGAR MILLS**, sugar mills are analysed throughout history, with regard to their possible origins and subsequent technological evolutions. Thus, the differences between the development and the expansion of the Mediterranean and European mills are addressed, as well as their evolution; with the incorporation of various novel mechanisms it was possible to advance their technical knowledge, and finally the irruption of steam.

Subsequently, the third chapter dedicated entirely to **THE SUGAR MILLS IN SPAIN**, is where the different types of sugar mills in the country are discussed, as well as the extent of the effect that this technology had in the incipient agro-industrial development, from the technology of a mill or preindustrial engine throughout the 18th century, up until the sugar cane mill at the end of the 19th century or the historical Spanish contributions related to the milling of cane sugar collected in the form of privileges and patents of the invention of the Spanish Office of Patents and Trademarks.

The fourth chapter, titled **FIELDWORK**, completely describes the process of data collection carried out on the two steam engines in order to begin a comparative study of these machines from a historical, technological and graphical perspective, having already been supported in an extensive photographic report and the making of sketches. In this way, the methodology and the bibliographic search carried out are laid out, resulting in the thorough description of these two machines.

In the fifth chapter, called **TECHNOLOGICAL STUDY**, a complete comparative technological study of the principal elements, including their distribution and steam regulation systems of these two steam engines is carried out from the point of view of the mechanical engineer. These last two systems are of particular interest and we suppose, in our opinion, a basic objective of this comparative study is to attribute to each machine unique characteristics.

The sixth chapter called **PRODUCTION CALCULATIONS**, is dedicated to the calculation of certain production ratios, collecting firstly a close approximation of the annual productivity of the pre-industrial engines of the 17th century and secondly, tackling the production rate of the steam engines Fives-Lille and Mirrlees-Watson, such as the work ratio, the production rate time and the consumption of steam per ton of the milled sugar.

The seventh chapter, titled **ENGINEERING GRAPHICS** collects the works related to graphic engineering created for both steam engines with the object of obtaining a virtual simulation of their function, which is done using the 3D models and subsequent computer animations, explained step by step. All of this is supported by the extensive fieldwork using the original planimetry of both machines and an extensive photographic report.

The last chapter refers to the **CONCLUSIONS**. Here conclusions of a historic nature are presented related in general to the sugar cane industry, in the grinding aspect, as well as technological considerations of the solutions created by the two types of steam engines within their historical context, in order to finish by presenting possible future developments.

Finally, it must be indicated that a list of privileges and patents of inventions related to the milling of cane sugar found in the Historical Archive of the Spanish Office of Patents and Trademarks is included as an **ANNEXES**, as well as publications written during the development of this doctoral thesis.

Capítulo 1

ANTECEDENTES

1.1. Introducción

La presente tesis doctoral se enmarca dentro de la línea de trabajo que viene desarrollando el Dr. Rojas Sola, relacionada con la Arqueología Industrial y basada en la recuperación del patrimonio histórico industrial desde el punto de vista de la ingeniería gráfica y de la ingeniería industrial.

El patrimonio industrial de una comunidad es algo que curiosamente, ha sido objeto de estudio por parte de historiadores y etnólogos, pero no desde una perspectiva de ingeniería. Los historiadores justifican el estudio del patrimonio industrial, especialmente los dedicados a la investigación en temas de historia económica. En efecto, el desarrollo de la técnica a través de la historia, ha tenido como objetivo último crear una serie de ingenios, artefactos y máquinas que fuesen capaces de transformar del modo más económico y eficiente los recursos energéticos que ofrecía la naturaleza, en trabajo mecánico que sustituyera o complementara al trabajo humano. Desde ese punto de vista, toda evolución en el diseño, fabricación y funcionamiento de máquinas motrices constituye un beneficio para el género humano y representa la denominada economía social [Reyes Mesa, 1998].

También se justifica el estudio desde el punto de vista de la etnología, considerada como ciencia dedicada al estudio de los pueblos o naciones bajo todos sus aspectos, para obtener conclusiones sobre el *modus vivendi* de nuestros antepasados y en definitiva, de sus medios de supervivencia con los recursos de los que disponían.

El estudio del patrimonio industrial desde la perspectiva del ingeniero es de lo más apasionante. La tradicional definición del ingeniero como aquel facultativo que entiende en el diseño, construcción y manejo de ingenios y máquinas, le hace tener un punto de vista muy particular a la hora de analizar las tecnologías de nuestros antepasados.

De hecho, todos los vestigios que se puedan encontrar son susceptibles de ser estudiados y catalogados al objeto de intentar conocer cuáles fueron sus códigos de diseño, el porqué de sus tipologías o la forma y los medios con que fueron construidos, entre otros aspectos. En esto se sustenta la necesidad de realizar una reconstrucción gráfica, basada en técnicas de ingeniería gráfica, incluyendo planos de detalle, perspectivas de conjunto y animaciones que nos permitan abordar el estudio técnico de dichos ingenios, es decir, cómo funcionaban, cuál era la forma de proceder en su explotación, de qué dependían sus rendimientos, cuáles debían ser los conocimientos de los que los utilizaban y construían, por qué se utilizaban en ciertas comarcas y en otras no, y hasta qué punto llegaban a ser máquinas óptimamente diseñadas para su época [Rojas Sola, 1997].

Hoy día, uno de los patrimonios industriales que mayor interés suscitan son todos aquellos relacionados con la molinería, puesto que constituyen uno de los más abundantes y desconocidos instrumentos técnicos de nuestro patrimonio histórico, como así lo atestiguan asociaciones como ACEM (Asociación para la Conservación y Estudio de los Molinos). Esta asociación es la única sociedad molinar de ámbito estatal que estudia los molinos de cualquier tipología. Entre sus objetivos se encuentra el fomentar el estudio

y conocimiento de los molinos de todo tipo y en general de aquellos edificios, elementos y mecanismos que utilicen para su funcionamiento las distintas energías tradicionales.

Los distintos tipos de molinos que pueden encontrarse en nuestro país, y más concretamente a nivel andaluz, diversificaban su actividad tanto en la molturación de granos de cereal, como en el abatanamiento de los paños mediante los batanes, en la metalurgia del cobre y del hierro mediante los martinetes, o en la molturación de caña de azúcar. Todos ellos presentan por tanto, rasgos de auténticas explotaciones preindustriales, con una gran complejidad y un alto índice de productividad.

De la tipología del molino de caña de azúcar se conservan vestigios en las provincias de la costa tropical andaluza como Málaga, Granada y Almería. La figura 1 nos ilustra una de las piedras destinadas a la molienda de caña de azúcar localizada en el Museo de la Caña de Azúcar en Motril (Granada). La figura 2 nos muestra una prensa de viga y quintal para la extracción del jugo azucarado sobre la caña repartida en la piedra molar.

Figura 1. Piedras molares para la extracción de azúcar de caña mediante prensado.
Página web del Museo de la caña de azúcar de la Casa de la Palma (Motril, Granada).

Figura 2. Viga de prensado sobre una piedra molar para la extracción de azúcar de caña.
Página web del Museo de la caña de azúcar de la Casa de la Palma (Motril, Granada).

Sin desdeñar el apasionante estudio del arte de la molienda en la explotación preindustrial, resulta todavía más interesante, realizar un estudio de los molinos de molturación de caña de azúcar ligados a la revolución industrial por tres razones: en

primer lugar, como innovación tecnológica por la aplicación del vapor a estos ingenios, en segundo lugar por la diversificación en cuanto a tipologías que presentan, y en tercer lugar por lo escasamente estudiadas que están en su aspecto tecnológico.

La presente tesis doctoral se centrará en el análisis de las dos máquinas de vapor de mayor tamaño y potencia que se conocen destinadas a la producción de fuerza motriz para el accionamiento de un tren de molinos de caña de azúcar. La causa que motivó su elección, fue que se trataba de dos tecnologías distintas de máquinas de vapor, tanto en el aspecto del diseño, como en el aspecto constructivo; una de la compañía francesa *Fives-Lille* y la otra de la compañía escocesa *Mirrlees-Watson*, planteándose un análisis por separado que permitiera posteriormente su comparación.

En este capítulo se realizará una primera aproximación a la disciplina conocida como Arqueología Industrial, cuya filosofía inspira la realización de esta tesis doctoral. Posteriormente se llevará a cabo una breve revisión bibliográfica sobre la molinería, realizando una aproximación a la molinería y a las diferentes tipologías que presenta, así como una descripción de las técnicas de molienda.

1.2. Objetivos

Los objetivos que persigue esta tesis doctoral son:

- Recopilación y estudio de la información bibliográfica existente sobre los ingenios que movían los trenes de molienda la caña de azúcar.
- Estudio histórico de la tecnología relacionada con la molienda de la caña de azúcar.
- Recopilación de los privilegios y patentes de invención del Archivo Histórico de la Oficina Española de Patentes y Marcas relacionados con la molienda de la caña de azúcar.
- Realización de un trabajo de campo para localizar diferentes tipologías de máquinas instaladas en las fábricas de azúcar de la costa tropical granadina.
- Comprobación desde la ingeniería industrial del cálculo y dimensionamiento de los principales elementos mecánicos de las principales máquinas de vapor que accionaban los trenes de molienda en dichas fábricas.
- Estudio desde la organización industrial, concretamente de los cálculos productivos.
- Realización de un trabajo de ingeniería gráfica, partiendo de croquis o planimetría así como de un reportaje fotográfico, que permita la obtención de los modelos 3D de cada una de las máquinas de vapor, a partir de los cuales se puedan obtener recreaciones virtuales que muestren una simulación de su funcionamiento.
- Establecimiento de las conclusiones de tipo histórico y tecnológico.

1.3. La arqueología industrial

Como es sabido, el objetivo fundamental de la historia como ciencia es ocuparse de los grandes acontecimientos que han marcado el devenir de la humanidad; pero muy ocasionalmente contempla, la evolución de los elementos que contribuyen al desarrollo de los pueblos y naciones. Así pues, aquellos ingenios grandes o pequeños, que un día

transformaron la vida de nuestros antepasados sólo emergen a la luz de vez en cuando mediante los estudios de etnólogos e historiadores, con la finalidad de recuperar y revalorizar el patrimonio industrial en particular y el cultural en general.

El progreso de la técnica junto a la organización social y la economía desemboca en la realidad actual de la sociedad: el pasado ha condicionado la forma del presente, así como el presente condicionará nuestro futuro. *Tanto mejor aprenderemos nuestro presente cuanto más a fondo conozcamos nuestro pasado* [Aguirre Sorondo, 1988]. Y éste último nos ha condicionado, tanto más, cuanto más próximo a nosotros sea el hecho sometido a análisis. Esta es la filosofía que, desde el punto de vista del patrimonio pre-industrial e industrial, preside la disciplina de *Arqueología Industrial*.

Los primeros impulsos en favor del estudio y conservación de los vestigios industriales surgieron en Inglaterra y posteriormente se extendieron al resto de los países europeos en mayor o menor medida [Ramos *et al.*, 1991], como un ánimo para conservar los restos de la actividad industrial tras la segunda guerra mundial.

En este contexto de revalorización del legado del pasado industrial como parte integrante de la memoria histórica de una sociedad, aparece la Arqueología Industrial. Por ejemplo, para el arqueólogo Andrea Carandini, queda definida como "*la ciencia que tiene por objeto el estudio de la cultura material y los aspectos ligados a la producción, distribución y consumo de bienes, en su devenir y en las conexiones con el pasado histórico*".

Para Buchanan, la arqueología industrial tendría *como objeto el descubrimiento, análisis, registro y preservación de los restos industriales del pasado,* para lo que es preciso recurrir al trabajo de campo y, en ocasiones, a la técnicas de excavaciones de los arqueólogos [Forner Muñoz, 1991].

Para Hudson, la finalidad de la arqueología industrial *es el descubrimiento, la catalogación y el estudio de los restos físicos del pasado industrial, para conocer a través de ellos aspectos significativos de las condiciones de trabajo y de los procesos técnicos y productivos* [Hudson, 1976].

En España, esta disciplina se asentó a principios de la década de los ochenta, con especial mención en el País Vasco y Cataluña, las que con toda evidencia aparecían como las regiones donde el Patrimonio Industrial estaba siendo eliminado con mayor velocidad y donde lógicamente, la sensibilidad hacia el mismo adquirió igualmente un ritmo también más acelerado.

En ambas regiones se crearon Museos de la Ciencia y de la Técnica, así como una Asociación Española de Patrimonio Industrial y de la Obra Pública, que organizó junto con otras instituciones varios congresos, existiendo a nivel internacional existe una organización *The International Committee for the Conservation of Industrial Heritage* (TICCIH) (http://www.mnactec.cat/ticcih) que organiza diversos eventos y publicaciones relacionados con el Patrimonio Industrial.

1.4. La molinería y su objeto

El término 'molino' procede del latín tardío *"molinum"*, que significa muela. Es un sustantivo polisémico puesto que presenta al menos, una doble acepción. En primer lugar, está la identificación del molino como *"toda máquina que sirve para moler, estrujar, machacar, triturar o desmenuzar cualquier cosa"* [Fernández Lavandera y Fernández Rodríguez, 1997]. Incluso hay definiciones que van más allá y consideran al molino como aquel ingenio compuesto por dos muelas superpuestas y giratorias, movidas por el viento, caída de agua, animales o motor, y destinado a moler granos o triturar determinadas sustancias.

En este sentido y en concreto para la industria del azúcar es aquella que tiene por objeto moler o extraer la caña de azúcar, una gramínea que pertenece a una especie del género *saccharum*, y está constituida por determinadas materias solubles en el agua y con un intenso sabor dulce, compuestas de carbono, hidrógeno y oxígeno, además de ser fermentables, que reciben el nombre de 'azúcares'.

Los compuestos azucarados se pueden clasificar en dos grupos, según su composición y según su comportamiento ante los fermentos: la glucosa y la sacarosa. Esta última posee una serie de propiedades, que inspiran en buena medida, los procedimientos para la obtención del azúcar.

La secuencia de operaciones necesarias para conseguir la extracción de la sacarosa del jugo de la caña y obtener finalmente cristales de azúcar, no ha experimentado grandes variaciones desde hace siglos, aunque sí han sufrido cambios la maquinaria, productos y utillaje implicados en el proceso. La convivencia de tecnología y maquinaria tradicional e innovadora, la simultaneidad de distintos procedimientos alternativos para efectuar una misma operación y la existencia de ciertas particularidades, según se pretenda la obtención del azúcar de la caña o de la remolacha, tiende a complicar la interpretación del proceso en su conjunto. El proceso completo de molturación se consigue por medio de cuatro operaciones principales, a saber, *molienda, defecación, clarificación y concentración (azúcar)*.

Una segunda acepción del vocablo molino se refiere al edificio donde está instalada la máquina referida en la primera acepción [Sampedro Fernández, 1998], autor que presenta una clasificación general de los molinos según el tipo de energía empleada en la molienda. Así se pueden distinguir:

1. El molino de sangre.
2. El molino de agua.
3. El molino de viento.
4. Otros molinos.

Los rudimentarios procedimientos de trituración de accionamiento humano, tales como los morteros y los molinos de vaivén, dieron paso a otras formas en las que se aprovechaba mejor la energía empleada, ya fuese de origen humano, animal, eólica o hidráulica, y surgiendo así los molinos rotatorios. Para el dominio de estas nuevas

técnicas de molienda resultó preciso el control de los caudales de agua, realizando encauzamientos de arroyos o ríos, orientando las aspas al viento dominante, o mejorando los elementos de transmisión del movimiento, entre otros.

Todas estas mejoras de orden tecnológico evidencian la relación directa existente entre la evolución cultural y el avance en lo cuantitativo o cualitativo de la energía utilizada por las sociedades humanas [Reyes Mesa, 1998].

A continuación se exponen las características más destacables de los cuatro grupos de molinos que se han distinguido en función de las diferentes fuentes de energía que aprovechan.

1.4.1. Molinos de sangre

Como indica su nombre, utilizaban como fuerza motriz la tracción de un ser vivo, ya fuese humano o animal. Pueden distinguirse entre los de accionamiento humano y los de accionamiento animal.

1.4.1.1. Molinos de accionamiento humano

Son los mollinos de mano que el hombre ha usado y usa para la molienda de alimentos de todo tipo, distinguiéndose tres grupos:

1.4.1.1.1. Morteros

Son los recipientes cóncavos (figura 3), generalmente realizados en piedra o madera, y que se usan para moler el grano introducido en ellos con el concurso de un palo con el que se golpea.

Figura 3. Molienda con mortero de mano (*Fernández Lavandera y Fernández Rodríguez, 1997).*

1.4.1.1.2. Molinos de piedra

Son los molinos utilizados de forma manual para el triturado de los granos, distinguiéndose a su vez dos tipos: vaivén y rotativo.

El molino de piedra manual de tipo vaivén, también llamados 'barquiformes' o 'amigdaloides' [Aguirre Sorondo, 1988], en los que el movimiento se realiza en forma alternativa o de vaivén, triturando el grano que se introduce entre ambas piedras.

El molino de piedra manual del tipo rotativo (figura 4) está formado por una piedra fija, base o solera, y una superior, móvil o volandera, que gira con movimiento de rotación sobre la primera. El grano es introducido entre ambas y sale por los costados ya triturado. La figura 4 responde a la concepción que Juanelo Turriano[1] tenía de esta tipología, siendo la figura número 212 de su libro onceno.

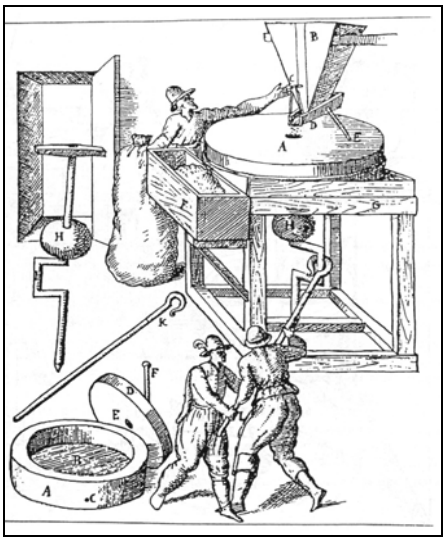


Figura 4. Molino de accionamiento humano *(Pseudo Juanelo Turriano, 1996).*

Conviene destacar el hecho de que algunas colonias de Iberoamérica o civilizaciones como la romana, heredera de las conquistas técnicas acaecidas en el pasado, difundieron y mejoraron las artes de la molienda incorporando las evoluciones de este tipo de molinos. Así, la gran cantidad de mano de obra esclava, propició que al principio se siguiera empleando la 'mola manuali' (figura 5), siendo el mortero y el molino de manual muy utilizados en el caso de la civilización romana, con el fin de satisfacer las necesidades del desarrollo urbano, su intendencia militar y aumento de la densidad demográfica, incorporando nuevas tecnologías con el objetivo de aprovechar al máximo los recursos energéticos disponibles, y obteniendo así un incremento en la productividad, para conseguir en menor tiempo mayor cantidad de producto molido.

[1] Juanelo Turriano fue el Ingeniero mayor del Rey Felipe II. Escribió 'Los veintiún libros de los ingenios y máquinas de Juanelo Turriano'. El libro onceno trata de diversas maneras de molinos y tahonas.

Figura 5. Molino azucarero de accionamiento humano en un ingenio colonial de América. *Colección de estampas de la Biblioteca Nacional (Madrid).*

1.4.1.1.3. Molinos vegetales

Son molinos de accionamiento manual cuya estructura básica está fabricada con materiales vegetales, y se basan en la fricción en lugar de la percusión. Estos molinos son típicos de regiones donde la piedra es escasa y sí abundan en cambio las materias vegetales, tales como maderas u otras fibras (mimbre, caña, etc.), suficientemente consistentes para romper los granos introducidos en ellos. Al igual que en los molinos de piedra, se distingue entre molinos de fricción de vaivén y los de fricción rotativa.

1.4.1.2. Molinos de accionamiento animal

Los molinos de sangre de accionamiento animal se pueden clasificar en función del animal empleado para su accionamiento, como caballos, mulos, asnos o bueyes, entre otros.

Este tipo de molinos van a constituir una importante evolución. Como se ha comentado anteriormente, en el mundo romano van surgiendo nuevos métodos de molienda a la vez que aumentan las necesidades. La *molae jumentariae* o molino de sangre de tracción animal de la figura 6, llegaba a cuatriplicar los rendimientos conseguidos con el concurso del esfuerzo humano [Richardson, 1962].

Figura 6. Mola jumentariae. *Museo de Ostia.*

En la figura 7 se representa un esquema típico de un molino de accionamiento animal, a través de un asno, según Juanelo Turriano, correspondiente a la figura número 211 de su libro onceno.

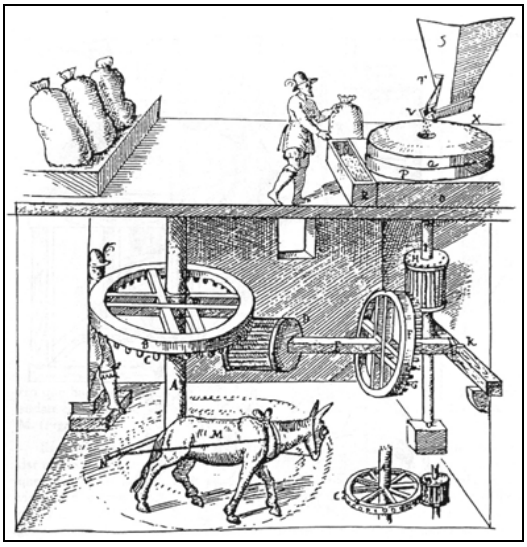


Figura 7. Molino de accionamiento animal *(Pseudo Juanelo Turriano, 1996).*

1.4.2. Molinos de agua

Dentro de este tipo de molinos se encuentran todos aquellos que utilizan la energía hidráulica para su accionamiento, distinguiendo entre molinos de río y de mar.

1.4.2.1. Molinos de río

Dentro de este grupo se pueden distinguir fundamentalmente entre los que están instalados en tierra, concretamente en los márgenes del río y los que se encuentran situados en barcas.

1.4.2.1.1. Molinos de tierra

Están instalados en las orillas de los ríos y utilizando la fuerza motriz de sus aguas para su accionamiento. Se agrupan al mismo tiempo en dos clases: 'aceñas' (o molinos de rodete vertical) y molinos de rodezno (o molinos de rodete horizontal).

Las aceñas se caracterizan por estar formadas por una noria de paletas o rodete unido a un eje horizontal. El agua a su paso acciona el rodete transmitiendo este movimiento a las muelas. La figura 8 corresponde a la ilustración número 216 del libro onceno de Juanelo Turriano donde éste interpreta el funcionamiento de una aceña genérica.

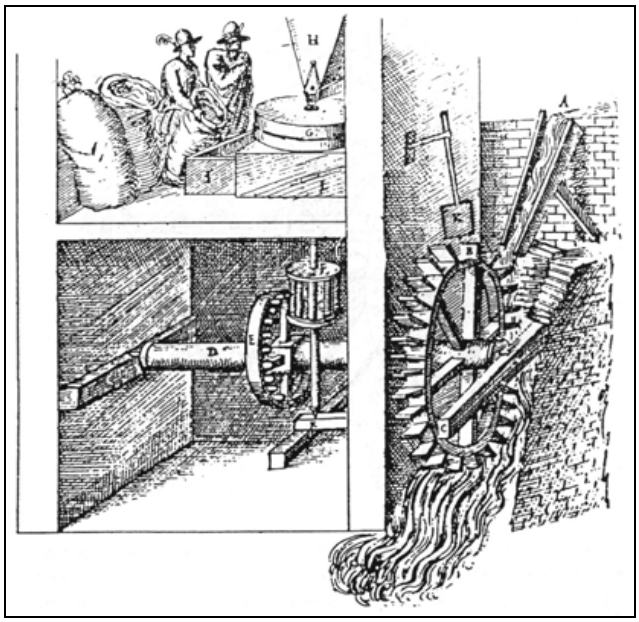


Figura 8. Aceña o molino de río de rueda vertical *(Pseudo Juanelo Turriano, 1996).*

Los romanos conocieron este molino de agua de rodete vertical como molino 'vitruviano'. Éste consistía en esencia en un molino de harina hidráulico, en el que la corriente empujaba una gran rueda formada por varias aletas. En el extremo opuesto del eje de dicha rueda había otra que accionaba una linterna horizontal, que estaba a su vez atravesada por un eje de hierro que movía la muela. Sobre dicha muela colocaban la tolva de recepción del grano [Castañeda, 1761].

En la localidad de Barbégal (Francia) (figura 9), cerca de Arles, se ha descubierto la existencia de una gran factoría harinera romana, a base de dos filas formadas cada una por ocho molinos vitruvianos puestos en serie. En total dieciséis molinos que constituyen una prueba más del desarrollo tecnológico romano [Hodge, 1991]. La figura 10 muestra una factoría azucarera de una colonia iberoamericana, donde se puede apreciar (parte derecha del grabado) un molino de río de rodete vertical para accionar un molino de mazas verticales.

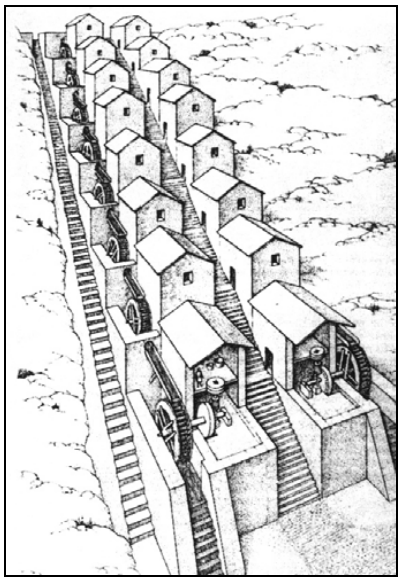


Figura 9. Molinos harineros de Barbégal (*Hodge, 1991).*

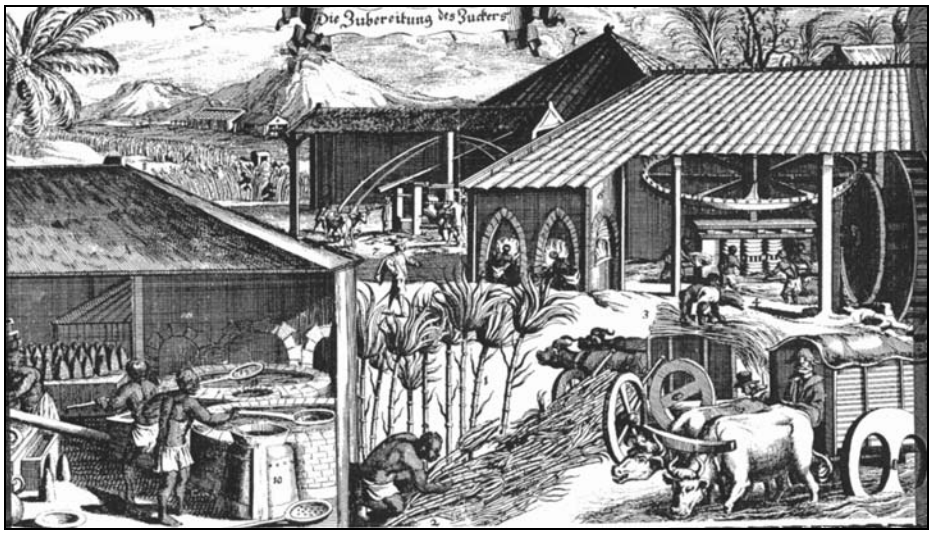


Figura 10. Molino azucarero de río de rodete vertical en una colonia de América Latina. *Colección de estampas de la Biblioteca Nacional (Madrid).*

Las figuras 11 y 12, corresponden a las ilustraciones número 217 y 219 respectivamente del libro onceno de Juanelo Turriano, donde puede apreciarse dos dibujos esquemáticos de molino de tierra dotados de un rodete horizontal que se encuentra unido a un eje vertical. El agua en su caída golpea a unas aspas colocadas en una rueda o rodete y mediante el eje vertical transmitía el movimiento a las muelas.

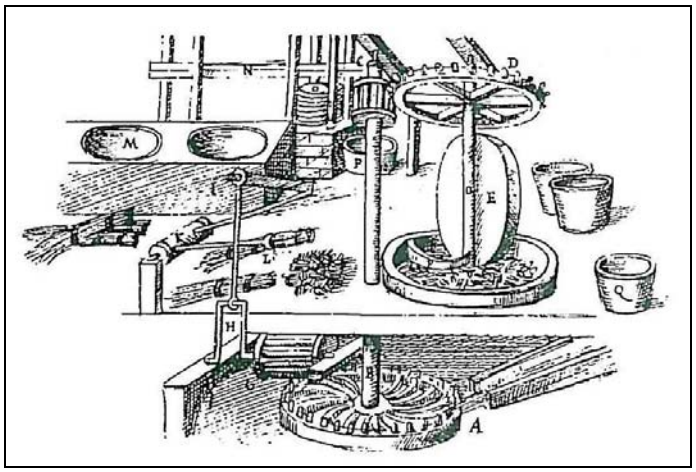


Figura 11. Molino de río de rodete horizontal para molienda de azúcar *(Pseudo Juanelo Turriano, 1996).*

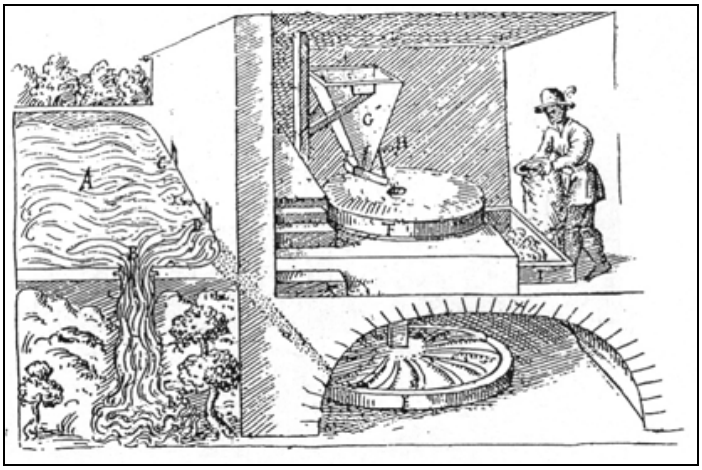


Figura 12. Molino de río de rodete horizontal (*Pseudo Juanelo Turriano, 1996).*

En la figura 13 se puede apreciar una factoría azucarera accionada por molino de río de rodete vertical.

Figura 13. Factoría azucarera con molino hidráulico. *Colección de estampas de la Biblioteca Nacional (Madrid).*

Se pueden distinguir también dentro del grupo de los molinos de río con rodezno horizontal, los molinos de 'choque' y los de 'regolfo'. Entre los primeros se encuentran por un lado, los molinos de canal (abierto o cerrado) y los molinos de cubo de presión [Aguirre Sorondo, 1988], como el de las figuras 14 y 15. Los molinos de regolfo, muy comunes en Galicia, se clasifican en 'muíños de tinalla' y 'muíños de caldeira'.

Figura 14. Molino de cubo de presión en Abla (Almería). *Fotografía de Juan Manuel Amezcua Ogáyar.*

Figura 15. Cárcavo del molino de cubo de presión de Abla (Almería). *Fotografía de Juan Manuel Amezcua Ogáyar.*

Se ha podido constatar la utilización por parte de los romanos, de los molinos hidráulicos de regolfo con rodetes horizontales alojados en recintos de piedra de forma cilíndrica, conocidos como paraderas o regolfos (figura 16), donde la corriente se recogía algo descentrada con la finalidad de que actuase fundamentalmente sobre un extremo lateral de la rueda, al igual que lo haría sobre una turbina. Se han encontrado tres ejemplares de esta tipología dispuestos en paralelo en Chemtou (oeste de Túnez), y según estimaciones pueden datar del siglo II d.C. [Hodge, 1991].

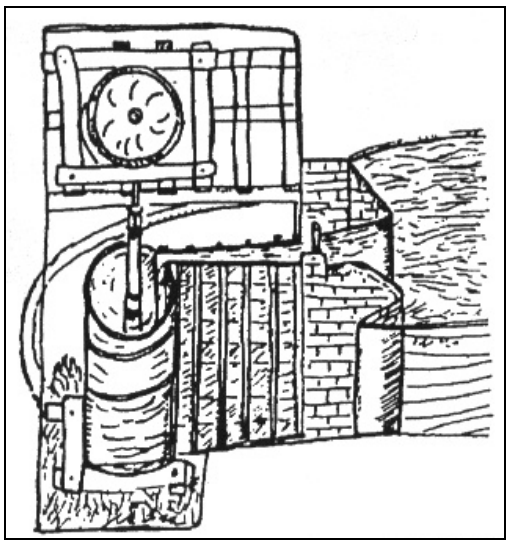


Figura 16. Molino de regolfo (*Fernández Lavandera y Fernández Rodríguez, 1997).*

1.4.2.1.2. Molinos de barca

Este tipo de molinos de río se colocan en una o varias barcas (figura 17) que se amarran a las orillas, a un puente o se anclan sobre el propio fondo, utilizando para su funcionamiento el empuje de la corriente del río.

Los molinos 'flotantes', conocidos también como molinos de río en barca, provienen asimismo de la civilización romana. Cabe resaltar citas, como la de Procopio de Cesárea

en su obra '*De bello gotico'*, que data aproximadamente del 555 d.C., donde se afirma que un general romano de nombre Belisario ordenó el emplazamiento de ruedas hidráulicas entre dos barcos anclados en los puentes del Tíber [Fernández Lavandera y Fernández Rodríguez, 1997].

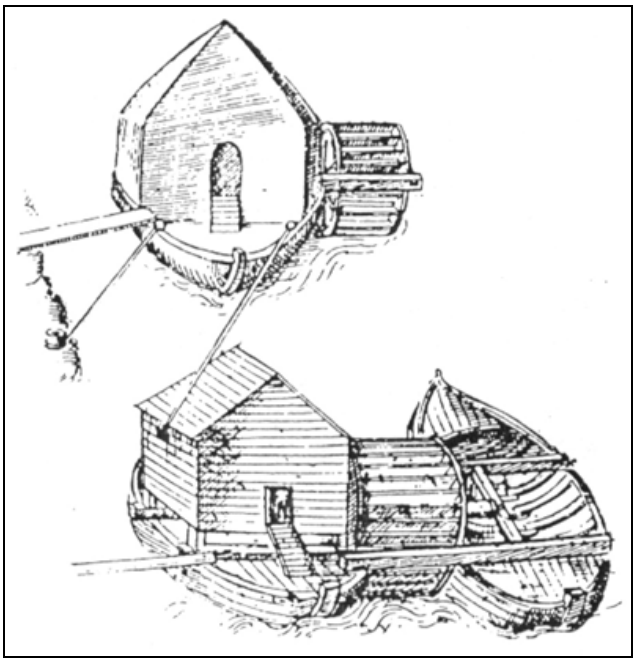


Figura 17. Molino de barca (*Aguirre Sorondo, 1988).*

1.4.2.2 Molinos de mar

Son aquellos molinos que utilizan el flujo y reflujo de las mareas para su accionamiento. De la misma forma que los molinos de río en tierra, se dividen para su estudio en aceñas (rodete vertical), también llamado en algunas regiones 'molino de mareas', 'acías', 'enciena', 'encieña' o 'molí de mar' [López Álvarez, 1995] y molinos de mar (rodete horizontal).

El principio de funcionamiento es el mismo que el de los molinos fluviales, es decir, aprovechar las diferencias de nivel ocasionadas por la mareas para poder almacenar agua en la pleamar, abriendo una serie de compuertas que se cierran en la bajamar. Dichas aguas son canalizadas por los 'saetillos' como en cualquier molino fluvial hasta llegar a los rodeznos. Debido a su tipología, es conveniente su emplazamiento en costas con bastantes entrantes y salientes para poder construir las represas [Morís Menéndez-Valdés, 2001].

1.4.3. Molinos de viento

Son aquellos molinos que utilizan la energía eólica para su funcionamiento. Dentro de ellos se pueden distinguir:

1.4.3.1. Molinos de viento de eje vertical

Son aquellos que poseen un número determinado de aspas o velas unidas a un eje vertical, el cual a su vez está conectado con las piedras, bien directamente o bien a través de mecanismos intermedios, siendo éstas las que producen la molienda.

1.4.3.2. Molinos de viento de eje horizontal

Se denominan así en contraposición a los anteriores, aunque en realidad tienen el eje totalmente paralelo al suelo. Son en su mayor parte molinos de viento cuyo eje se presenta más o menos horizontal, al cual se engarzan unas aspas o velas que recogen la energía creada por el impulso eólico, transmitiéndose a las muelas mediante de una serie de mecanismos.

Dentro de esta tipología de molino de viento de eje horizontal, pueden distinguirse los molinos de torre y de pivote.

1.4.3.2.1. Molinos de viento de torre

Son aquellos molinos cuya construcción se basa en un edificio con una parte superior donde van colocadas las aspas sobre un eje prácticamente horizontal (figura 18). Las aspas o velas de los molinos de viento de eje horizontal han de orientarse enfrentados al sentido en que sopla el viento, por lo que según el mecanismo que utilicen para la orientación, se subdividen en fijos, de cola, de manivela y automáticos.

Figura 18. Molino de viento de torre (*Ayala Carcedo y Aláez Zazuerca, 2001).*

Los molinos fijos son aquellos que no pueden variar su orientación y corresponden a construcciones pequeñas y muy primitivas, en lugares donde el viento sopla con bastante intensidad y frecuencia, siempre en la misma dirección.

Los molinos de cola son aquellos dotados de un mecanismo cuya finalidad consiste en rotar su techo, aspas o velas y eje para el mejor aprovechamiento de la energía. Dicho mecanismo puede ser accionado mediante la fuerza humana o animal, con ayuda de algún elemento auxiliar, siempre sirviéndose de una pértiga o cola que partiendo de la techumbre llega hasta el suelo.

Por su parte, los molinos de manivela (más avanzados) son aquellos que utilizan un mecanismo interior para la orientación de las aspas o velas, ya que mediante una manivela se gira la totalidad de la estructura de la techumbre que incorpora el eje y las aspas.

Por último, los molinos automáticos están provistos de un sistema automático de rotación en función de la fuerza del viento para orientarse enfrentados al mismo y obtener así la mayor cantidad de energía posible.

1.4.3.2.2. Molinos de viento de pivote

Son aquellos que, siendo de eje horizontal, su edificio está elevado con respecto a la cota del suelo (figura 19). Según sea el pivote o base que los sustenta, se clasifican en molinos de pivote de madera y pivote de piedra.

Los molinos con pivote de madera son aquellos en los que el edificio del molino está unido al suelo mediante una estructura de madera, girando todo el edificio gira en la posición favorable al viento, para un óptimo aprovechamiento energético.

Los molinos con pivote de piedra son aquellos en los que el edificio del molino es de madera y soportado por un pivote que, por cuestiones de robustez, es construido en piedra. En aras de una óptima utilización del viento, también es todo el edificio el que se mueve. Una variante de este último es el molino de cueva, situado estratégicamente en la coronación de un talud para alcanzar mayor altura.

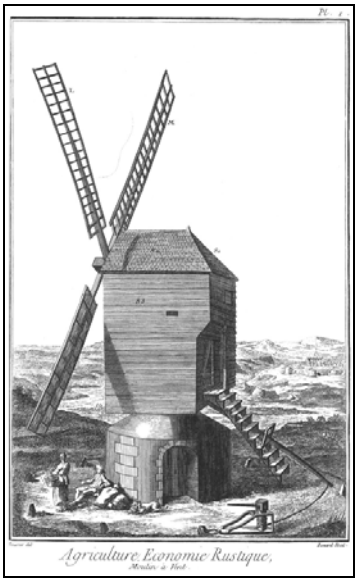


Figura 19. Molino de viento de pivote (*Ayala Carcedo y Aláez Zazuerca, 2001).*

1.4.4. Otros molinos

Además de los molinos comentados, más o menos tradicionales, existen o han existido otros muchos tipos en función de los descubrimientos técnicos o energéticos que se han producido a lo largo de la historia.

Dentro de estos podrían clasificarse los molinos de vapor, los accionados por motores de gasolina, los motores eléctricos o los molinos de cilindros.

La aplicación de los sistemas de cilindros a los molinos supuso un gran avance en la evolución del proceso de molienda. Su utilización comienza a principios del siglo XIX y consiste en la trituración del grano mediante varios pares de rodillos estriados en espiral seguidos por otros lisos [Reyes Mesa, 2001].

1.5. El arte de la molienda de la caña de azúcar

El proceso de molienda tradicional es una mezcla entre sistematización y arte. Este procedimiento aplicado a modo exclusivo a cualquier cereal, presenta una gran similitud al proceso de molienda de caña de azúcar, ya que como se comprobará los ingenios o trapiches para molienda de caña de azúcar parecen responder con bastante aproximación al modelo de molino harinero, constituido por una o dos piedras molares accionadas por seres humanos, animales o energía hidráulica [García Tapia, 1992].

Existen una serie de operaciones a realizar con la caña de azúcar antes, durante y después de la molienda propiamente dicha que se pueden esquematizar en:

1. Selección y preparación de la caña (limpieza y descodado).
2. Cortado.
3. Molienda (machaqueo, prensado).
4. Cocción.
5. Cristalización.

Como se ha comentado, se han de abordar unas operaciones previas a la molienda, independientemente del tipo de molino que se trate. En el caso de la caña de azúcar, la primera etapa a realizar, es la limpieza y descodado de la caña de azúcar para dejar la caña exenta de impurezas, ya que ésta solía estar mezclada con restos vegetales como hojas, cañas o hierbas, entre otras. Una vez limpia, la caña era acarreada en espuertas hasta los pilones donde se iniciaba la siguiente etapa que era el cortado.

El cortado se podía realizar, bien con cuchillo o bien con machete, y consistía en cortar la caña en trozos más pequeños, del tamaño de los dedos, distribuyéndose así de forma más uniforme sobre las piedras soleras (figura 20). En la figura 11, se puede observar un artilugio que cortaba la caña movido de forma automática por la propia rueda hidráulica.

Concluidas estas dos operaciones previas, se procedía a la tercera etapa o molienda, consistente en la trituración o machaqueo de los trozos de caña repartidos en las piedras de moler, por tanto, los elementos principales en esta operación eran las muelas. Éstas

eran dos piedras con diámetro variable entre 1.20 y 1.50 m en función del tipo de molino, y una altura entre 0.4 y 0.5 m cuando eran nuevas. Una de ellas permanecía fija, normalmente conocida como 'solera' y la otra, móvil y giraba sobre la anterior siendo conocida como 'volandera' (figura 20).

La superficie de contacto de ambas piedras era bastante rugosa, característica ésta que se incrementaba con la realización de una serie de hendiduras en las mismas, cuya tipología y forma serán objeto de estudio en capítulos posteriores. Una de las ruedas de estos ingenios era movida por animales o por energía hidráulica y utilizada para la extracción del jarabe dulce. Las piedras se cubrían con una carcasa de madera o esparto, al objeto de que el jugo dulce de la caña estrujado no se derramase por doquier, sino que fuera conducido por medio de un canalillo a un recipiente o molde cerámico, donde se recibía el producto del primer prensado. Posteriormente, el resto de caña era pasada por una prensa de viga y quintal para el mejor aprovechamiento de la caña ya molida y obtención de la 'miel de azúcar' en un segundo prensado.

Figura 20. Piedras soleras de la Casa de la Palma en Motril (Granada) (*García Tapia, 1992).*

Una vez efectuada la molienda se pasaba a la cuarta etapa o cocción que consistía en recoger el jarabe en unos recipientes o vasos de barro (figura 21) y hervirlo en una caldera [González Tascón, 1990]. Una vez hervidos se colocaban en superficies a la sombra esperando que cuajase el zumo, hasta su cristalización (quinta etapa) y así obtener los 'panes de azúcar'.

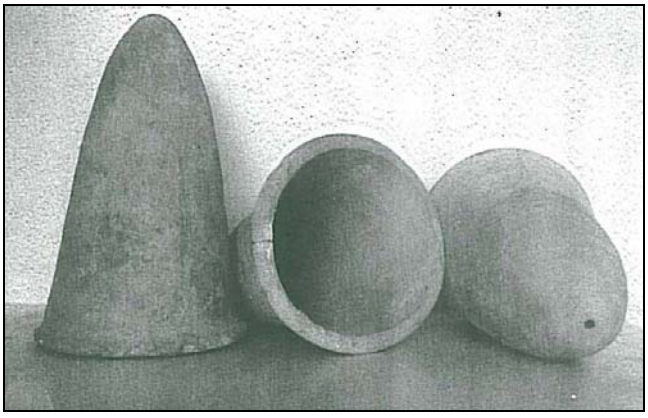


Figura 21. Vasijas cerámicas del siglo XVI para el cuajado del azúcar *(González Tascón, 1990).*

1.6. Recapitulación

En el presente capítulo se ha realizado una primera introducción justificativa de la elección del tema de esta Tesis Doctoral, dentro del estudio tecnológico del patrimonio industrial bajo el influjo de la Arqueología Industrial.

Se ha pretendido también dar a conocer una aproximación, por un lado, de lo que es la molinería en general y por otro, particularizando, aunque de forma también muy somera, a la molienda de caña de azúcar, además de resaltar los dos pilares en los que se sustenta el arte de la molienda: por una parte su objeto, que no es otro que el proceso de la molienda, y por otra, los medios empleados para realizarla que son los ingenios molineros en sí mismos.

Además se ha realizado una clasificación general de los molinos según el criterio de la fuente de energía utilizada.

Capítulo 2

ORIGEN Y EVOLUCIÓN DE LOS MOLINOS DE AZÚCAR

2.1. Introducción

Desde tiempo inmemorial, la caña de azúcar ha sido cultivada por el hombre y ha sufrido tantas transformaciones en el transcurso de este largo período, que no ha sido posible identificar o localizar sus orígenes con precisión. Según investigadores a este respecto, el registro más antiguo sobre el cultivo de la caña de azúcar data aproximadamente de unos tres mil años y viene reflejado en varios textos de la literatura hindú. Algunos investigadores consideran que los orígenes de la caña fueron en Nueva Guinea y de allí se fue expandiendo hasta la India, llegando posteriormente a China, y penetrando finalmente en Oriente Próximo. La senda que ha seguido la caña de azúcar a través de los tiempos desde sus orígenes, ha sido siempre de Oriente a Occidente, desde el Índico al Mediterráneo hasta alcanzar las costas del Atlántico [Martín Rodríguez y Malpica Cuello, 1992].

Los principales promotores de la caña de azúcar en sus comienzos, tanto en la geografía mediterránea y más tarde en América fueron, respectivamente, los musulmanes y españoles. Los primeros, a través del norte de África fueron introduciendo la caña de azúcar extendiéndose hacia el Oeste hasta llegar a Marruecos y a través del mar Mediterráneo, alcanzando Rodas, penetrando por el Sur de la Península Ibérica alrededor del año 750 d.C. y Sicilia sobre el siglo X d.C. De todas formas, como consecuencia de una falta de adaptación, tanto de la cultura islámica, como la española en el marco económico e ideológico donde se desarrolló la producción y el comercio del azúcar, en ninguno de los dos casos llegó a consolidarse totalmente dicho producto.

No ocurrió lo mismo en el caso de la costa mediterránea en época medieval, sobre todo en los círculos mercantiles de Venecia y Génova, donde el mercado del azúcar, avalado por el desarrollo capitalista, alcanzó un considerable potencial de crecimiento alcanzando ambos gran protagonismo, sobre todo en Chipre, Creta, Sicilia y Valencia.

De igual modo, le ocurría a la Isla de Madeira y a las Islas Canarias en la costa atlántica, debido al gran empuje propiciado por los portugueses en ellas en el siglo XV, o en Brasil en el siglo XVI, a las Antillas y algunos territorios del continente americano impulsados por la Corona Española, continuando la ruta del azúcar hacia Occidente e introduciéndola Cristóbal Colón en el Nuevo Mundo en su segundo viaje en 1492.

También el Caribe, en concreto en Santo Domingo, Martinica o Jamaica entre otras, el mercado de la caña se vio favorecido en el siglo XVII con el empuje propiciado por Holanda, Francia y Gran Bretaña creándose grandes complejos fabriles azucareros. Alrededor del siglo XVIII, la caña de azúcar se extiende a las Islas Mauricio, Reunión y Hawai y un siglo después alcanza África del Sur, las Islas Fidji y Australia.

Durante el siglo XIX, la industria azucarera fue incorporando los nuevos avances tecnológicos importados de Europa a raíz de la aplicación del vapor a los procesos de productivos, mejorando los rendimientos tanto agrícolas como industriales; pero es el incipiente mercado de la remolacha el que irrumpe con fuerza en la última década de este mismo siglo, acabando con el monopolio industrial de la caña, constituyendo un

nuevo escenario mercantil más competitivo y más rentable en cuanto a calidad y cantidad del azúcar, dando paso a un nuevo capítulo en la historia del azúcar.

2.2. Antecedentes preislámicos

La mayoría de los botánicos opinan que la caña de azúcar deriva de una o de varias de las especies Saccharum (*Saccharum robustum*) que crecen silvestres en la India, Indonesia y Sureste de Asia, o quizás de una especie extinguida de éstas. Su rápida manipulación y cruzamiento pudo ocurrir en la región de Nueva Guinea y las nuevas plantas así desarrolladas, pudieron sufrir más tarde una hibridación con otras especies silvestres y ser 'ennoblecidas', tanto en la India como en las islas del Suroeste del Pacífico [Clavero Montenegro, 2000].

Ya en estudios efectuados en el siglo XIX, algunos autores mantenían esta tesis sobre el origen hindú de que la caña de azúcar y que ésta fue introducida como planta ornamental para jardinería y desde allí fue extendiéndose, de una isla tras otra del Sur del Pacífico pasando más tarde a Indochina, Bahía de Bengala y a la zona meridional de Vietnam, al sur de Camboya [Candolle, 1883]**.**

Algunos autores como Brestneichder, consideran que el cultivo de esta planta gramínea se cita por autores chinos en el siglo XI a.C., no encontrando testimonio alguno en los cinco libros clásicos antiguos chinos. Según este autor, el tratado chino Nan-fang-tsao-mu-chuang del siglo IV a. C., describe por primera vez la caña de azúcar de la forma siguiente [González Tascón y Fernández Pérez, 1989]:

"El Chê – Chê, Kan - chè (Kan, dulce; chê, bambú) crece en Conchinchina (Kiaochi). Tiene varias pulgadas de circunferencia y recuerda al bambú. El tallo troceado en fragmentos, es comestible y muy dulce. El jugo que se le extrae es secado al sol. Después de algunos días, se transforman en azúcar (aquí aparece un carácter chino compuesto), que se derrite en la boca…."

Sin embargo, Ritter mantenía que el origen de la caña estaba en el continente asiático, en concreto en las regiones meridionales de Asia, en cuyos núcleos de población se hablaba el antiguo sánscrito. Esta afirmación se sustentaba en algunos rasgos lingüísticos de esta lengua, los cuales sirvieron de apoyo para llegar a esta conclusión, indicando que el nombre sánscrito de "caña de azúcar" era *Ikshura, Ikshava o Iksu,* aunque la denominación de 'azúcar' respondía al vocablo *Sarkara* o *Sakkara* y por tanto, todos los nombres con los que en las lenguas europeas de origen ario se designa esta materia y que proceden de lenguas antiguas como el griego, son derivados del sánscrito. Algunos investigadores también atribuyen a la caña de azúcar un origen tibetano, basándose en el término *Sakar* cuyo significado es 'polvo blanco'.

Posteriormente, aunque extendiéndose lentamente, el cultivo de la caña de azúcar llega a Persia sobre el siglo VI d.C. Los árabes, por otra parte, introducen la caña en Egipto alrededor del siglo VII d.C. tras derrotar a este pueblo, estableciendo plantaciones y construyendo molinos de predia, aunque los egipcios como pueblo avanzado en los

campos de la agricultura y la química, fueron al mismo tiempo desarrollando técnicas para la clarificación, cristalización y refinación.

Desde Egipto, los musulmanes llevan este cultivo hasta Palestina, alrededor del siglo VIII, introduciéndola en Grecia entre finales del siglo VIII y principios del IX. La incorporación del cultivo de la caña a Europa Occidental se produce a finales del siglo X proveniente de Venecia. En la India, el cultivo de la caña se remonta al menos a la época de la aparición de los cultivos arios, aunque no se tiene certeza de que no se cultivase en tiempos anteriores o en otros lugares, expandiéndose posteriormente lentamente hacia Occidente (figura 22)**.**

Figura 22. Sistema hidráulico de noria para elevación de agua en la India *(Martín Rodríguez y Malpica Cuello, 1992)*.

En el Sur de China, probablemente apareció a finales del primer milenio a.C. y se extendió hacia el Norte en el período T'ang comprendido entre 618-907 d.C. (figura 23)**.** Resulta también probable que se cultivase y elaborase caña en la Arabia Feliz en el siglo I, como propusieron Plinio y Dioscórides y posiblemente también en el Imperio Sasánida, alrededor del siglo VII d.C., a pesar de que a partir del siglo I, el Imperio Romano importó pequeñas cantidades de azúcar, pues parece ser que en el occidente preislámico no se conocía la planta propiamente dicha [Watson, 1998].

Figura 23. Molino de azúcar de accionamiento humano. Grabado chino. *Página web de Carlos Azcoytia Luque.*

2.3. La cultura musulmana

Existen innumerables menciones sobre el cultivo de caña de azúcar y su elaboración en la España medieval del siglo XII, en concreto en Al-Andalus. Un tratadista agronómico de Sevilla llamado Ibn Al-Awwan recoge bastantes testimonios sobre los procedimientos de obtención azucareros empleados por los árabes. Así, en su obra aparecen testimonios como el de *Abu-el-Jair,* afirmando lo siguiente:

"Sobre el modo de hacer de ellas (las cañas dulces), el azúcar, que en llegando las cañas al término de su competente sazón, en el citado tiempo del mes de enero, se cortan en pequeños trozos y que éstos bien pisados (o desmenuzados) en lagares o semejantes sitios, se introducen en el ingenio y que su zumo se ponga a hervir al fuego en caldera limpia y que dexado clarificarse, después se vuelva a cocer hasta quedar parte; que llenos de él los recipientes (formas o vasos) hechos de barro de figura particular (o cónica), se ponga a quajar a la sombra y que a la misma se ponga a orear el azúcar que de allí se sacare: y que el residuo las cañas después de exprimidas se guarde para los caballos por ser pasto muy gustoso para ellos; con el qual engordan" .

Otros testimonios como los de otro tratadista de agronomía de Granada llamado Al-Havy, afirma en su obra la técnica utilizada por los árabes:

"Se cortan las cañas en pequeños trozos, y estos, para obtener el zumo, bien desmenuzados en el ingenio, se estrujan en lagares o sitios similares…" [Fernández Pérez y González Tascón, 1990].

Según la leyenda, los árabes, en su afán colonizador, llevaron consigo la caña de azúcar y la introdujeron en las tierras que invadieron en los siglos VII y VIII, como es el caso de Mesopotamia, Oriente Medio, Egipto, Norte de África, Al-Andalus y las islas del Mediterráneo.

Esta afirmación, aún siendo cierta, no se basa en hechos verificados y en realidad parece improbable por diversas razones. En primer lugar, da por sentado que la caña de azúcar se cultivaba en la Arabia preislámica, y que por ello, los musulmanes pudieron difundir fácilmente por otras tierras sus complejas técnicas de cultivo, pero como se ha visto, aparte de algunas referencias de autores latinos clásicos, no existen pruebas que hagan pensar que la planta se encontrase en la Península Arábiga antes del nacimiento del Islam, si bien, como también se ha indicado anteriormente, ésta pudo ser introducida en esta región en el periodo sasánida, tal vez en la primera mitad del siglo VII [Clavero Montenegro, 2000].

Durante los primeros siglos del Islam, la caña de azúcar se fue extendiendo por los territorios del antiguo imperio sasánida. En el reinado del califa Umar, entre 634 y 644 d.C., se recaudaba un impuesto sobre las tierras cultivadas con caña en el valle del Tigris y del Éufrates, si bien no se vuelven a tener nuevas referencias sobre su desarrollo en esta región hasta el siglo X, período donde las referencias sobre la fabricación del azúcar son más numerosas (figura 24).

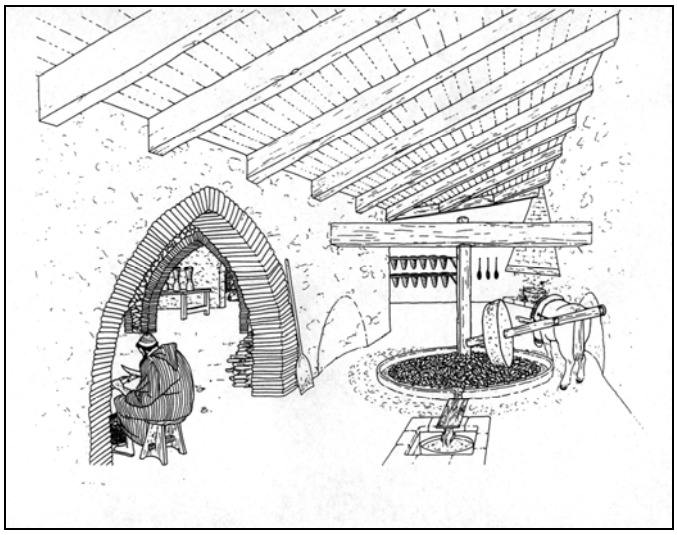


Figura 24. Ingenio musulmán de piedras molares. La piedra volandera es accionada por tiro animal. (*Díaz García y Malpica Cuello, 1988).*

De todas formas, para entonces, la caña había alcanzado Mesopotamia y toda su expansión junto a Persia, pudiéndose afirmar que su difusión había tenido lugar al menos tres siglos antes. Parece ser, que el cultivo se concentró particularmente en ciertas áreas del Oriente Islámico: en la provincia de Sind (Noroeste de la India), a lo largo de la costa este del Golfo Pérsico, en el interior de la provincia de Kermán, especialmente en Siraf y Ormuz, siendo éste último la estación de difusión intermedia entre la India y Mesopotamia.

También se cultivaba en los valles inferiores de los dos ríos, sus canales de conexión y sus afluentes. Ibn Hawqal señala que: "…..*no había ninguna aldea en la que no se sembrase caña de azúcar…"*; y en otros muchos lugares como Yuryán, a orillas del Mar Caspio, o en Balj, más hacia el Oriente, entre otros.

Ibn Wahsiyya describió con gran detalle su cultivo en el valle del Tigris en el siglo X. En el siglo XI, Al-Tignari describe el cultivo de la caña de azúcar en su tratado de agricultura *Zuhrat al bustān wa-l-nuzhāt al-adhan* cuya traducción al castellano responde a *'*Esplendor del jardín y recreo de las mentes'.

En Oriente Medio y en las islas del Mediterráneo Oriental no se tienen testimonios del cultivo de la caña hasta el siglo X, época en la que ésta se podía encontrar en cualquier terreno que pudiese regarse y donde el clima lo permitiese, como es el caso de los alrededores de Damasco, las orillas del lago Tiberíades y a lo largo del valle del Jordán, donde localizaron amplias zonas dedicadas a la plantación de caña de azúcar. Por otro lado, en las llanuras costeras que van desde Antioquía hacia el Sur, en núcleos especialmente importantes como Beirut, Trípoli, Sidón, Tiro y Acre, también se pudieron encontrar vastas extensiones cañeras, en época cruzada y posterior, destinadas a la exportación a Europa [Clavero Montenegro, 2000].

A pesar de no haber encontrado ningún testimonio de fuentes árabes sobre el azúcar en Islas del Mediterráneo Oriental, sería factible deducir que los musulmanes introdujesen la caña en ellas desde la costa levantina y que los cristianos la encontraron tras la

reconquista de las mismas. Cuando se produjo la caída de los reinos cruzados en Próximo Oriente, fue principalmente Chipre el que se erigió como principal suministrador al Occidente cristiano.

Los primeros referentes alusivos al cultivo de la caña de azúcar en Egipto se encontraron en varios papiros, uno de mediados de siglo VIII y varios del siglo IX. Es a partir del siglo X cuando se multiplican los testimonios de escritores, geógrafos, mercaderes y viajantes. Según éstos, las plantaciones comenzaron en el cauce del bajo Nilo hasta su desembocadura, luego se continuó cultivando en los alrededores de El Cairo hasta alcanzar el alto Egipto, donde existían importantes centros de cultivos y elaboración, como es el caso del oásis de el Fayyum. Según *Al-Idrisa:* "*Eran una tierra bien regada que producía caña de azúcar*".

Existen algunos textos donde se describen las técnicas utilizadas en dicha zona para el cultivo de la caña, donde la producción de azúcar era muy alta. *Al-Mas'udi* afirmó en el siglo X que "*Los egipcios tenían más azúcar que cualquier otro pueblo….".*

Por otra parte, en el siglo XI el viajero persa *Nasir I Jusraw* afirmaba también la abundancia de azúcar producida en la península egipcia. De todas formas, solamente una parte de su producción azucarera (de distintas calidades), se destinaba al consumo propio, siendo el resto exportado por toda la costa mediterránea [Watson, 1998].

2.4. La ruta de Saba

Continuando por una ruta del cultivo de la caña de azúcar más meridional, la 'Ruta de Saba' ésta se va extendiendo por Arabia Feliz, Abisinia y la mayor parte de África Oriental. Así, en el sureste de la península arábiga (donde es probable que se cultivase en la época preislámica, como se ha visto), la primera mención que hacen las fuentes islámicas de ella es en el siglo IX y en los siguientes, donde se afirma que ya existía en varios núcleos de esta región.

Desde aquí, posiblemente la planta fuese llevada hasta Abisinia, donde se hace mención a partir del siglo XII, aunque seguramente se conocía con anterioridad. Desde Arabia Feliz, o quizás directamente desde Omán, la caña se introdujo en Zanzíbar y en la costa oriental africana, donde ya en el siglo X se descubrió su presencia y de donde, según *Abu Hanifa*, procedía la caña de mayor calidad, trasladándose desde Zanzíbar a Madagascar.

2.5. Los molinos de caña de azúcar en el Mediterráneo Occidental

Durante el período en que se produjo la conquista árabe o algunas décadas más tarde, es probable que la caña de azúcar llegara hasta El Magreb, Sicilia y la Península Ibérica, aunque las primeras referencias datan del siglo X. Después, existen numerosos testimonios donde se afirma con frecuencia que, tanto en la Isla de Sicilia como en Al-Andalus, parece ser que se cultivaba a gran escala, allí donde las condiciones ecológicas lo permitían.

En torno al siglo XI, fueron precisamente comerciantes de Occidente como venecianos, pisanos y genoveses los que, aún admitiendo que las principales superficies de caña mediterránea provenían de la zona oriental, consideraron necesaria la posibilidad de extender al extremo Oriente relaciones comerciales del azúcar, caracterizadas por ser estables y muy consolidadas, muchas veces impuestas por la fuerza, es decir, implantando un modelo económico fundamentado en la violencia feudal.

También a finales de este siglo XI, los Cruzados también conocieron este endulzante natural a raíz de sus contactos con Oriente. Como consecuencia del fracaso de la IV Cruzada a finales del siglo XIII, algunos de estos occidentales abandonaron el ideal cruzado de liberación de los Santos Lugares, decantándose por el control de Bizancio y el ideal estrictamente mercantilista, introduciendo el cultivo de la caña de azúcar en toda la cuenca mediterránea junto a los mercaderes venecianos, además de las Islas de Chipre, Creta y Sicilia [Martín Rodríguez y Malpica Cuello, 1992].

Posteriormente, en torno al siglo XII, la caña de azúcar se extendió por la mayor parte del Norte de África, en centros importantes en Gabes, Ceuta, Sabes, Marrakech y el Sur de Marruecos, así como en otros menos significativos; el azúcar de esta última región es calificado como un producto de excelente calidad que se producía en grandes cantidades y se exportaba a todo el mundo [Clavero Montenegro, 2000].

En la Isla de Chipre, la producción de azúcar de caña se desarrolló a finales de siglo XIII, contribuyendo algunas órdenes caballerescas de la nobleza feudal europea, como es el caso de la dinastía de origen francés de los Lusignan y la Orden de San Juan de Jerusalén, estableciendo acuerdos comerciales con comerciantes pisanos, genoveses, pero sobre todo venecianos que exportan el azúcar, tanto a la Isla de Chipre, Creta y a un gran número de zonas de la cuenca mediterránea (figuras 25 y 26).

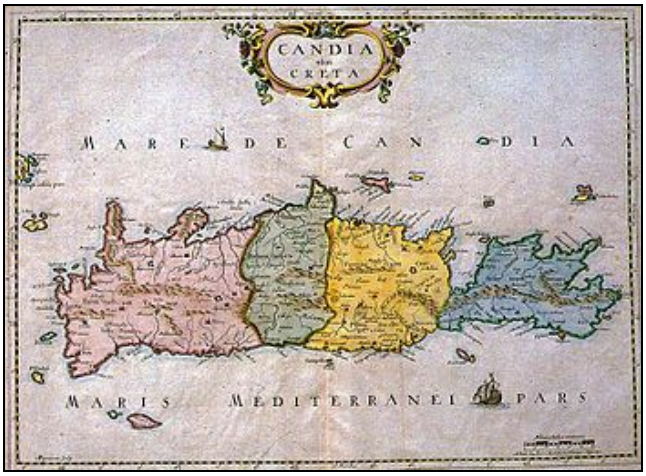


Figura 25. Mapa veneciano de Creta con las cuatro regiones de la Isla creadas desde el siglo XIV. *Wikipedia.*

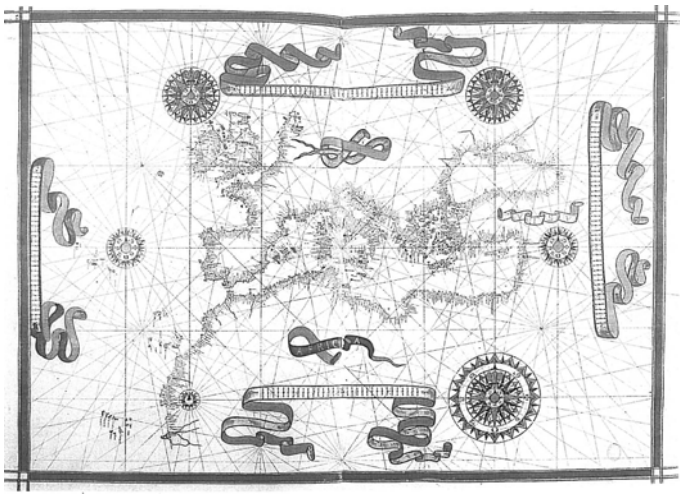


Figura 26. Mapa manuscrito del Mediterráneo, centro de la expansión de la caña de azúcar en la Edad Media. *Atlas de Joan Martines (1587).*

Por otro lado, la Isla de Sicilia estuvo bajo la dominación musulmana durante un período de tiempo relativamente corto. Hacia el siglo X puede que se cultivara en los alrededores del Palermo y quizás, en algún otro lugar en cantidades suficientes como para ser exportada al Norte de África [Watson, 1998].

Según afirmaba Ibn Hawaqâl:

"*En torno a los cursos de agua próximos a la ciudad de Palermo había plantaciones y massaras….”*

Otro testimonio que corrobora la existencia de caña de azúcar en la Isla de Sicilia es el del escritor del siglo XV Pietro Ranzano que afirma que Pietro Speciale mandó cultivar caña en una campiña siciliana así como la construcción de un “trapeto” (según denominación autóctona) para la producción de azúcar:

“*…quo in loco omen primus struxit saccari visiu mirabilem officinam, quod Trapetum Siculi vocant*” [González Tascón y Fernández Perez, 1989].

El modelo manufacturero siciliano continuó empleándose sin sufrir modificaciones hasta finales de siglo XVI, período a partir del cual se aplicaron considerables transformaciones como consecuencia de la transmisión tecnológica de las innovaciones experimentadas por los sistemas de productivos hispanoamericanos (trapiches) [Fernández Pérez y González Tascón, 1990].

En definitiva, un vez desparecido el dominio musulmán, el nuevo modelo económico de explotación del mercado azucarero, implantado por una incipiente dinastía normanda tras la ocupación, entre otras, de estas tres islas mediterráneas, está basado (en cuanto a técnicas de cultivo, molienda y obtención del azúcar se refiere), en el modelo productivo islámico, aunque se ve impulsado, esencialmente, por objetivos netamente mercantilistas [Martín Rodríguez y Malpica Cuello, 1992].

2.6. Los molinos de caña de azúcar en la Península Ibérica

En la Península Ibérica, Ibn Al-Awwam relata con todo detalle el cultivo de la planta, afirmando que en el interior de ésta, las plantaciones se localizaban en las riberas del Guadalquivir, en concreto en las cercanías de Sevilla y más hacia el exterior, la caña se cultiva especialmente en Málaga y sus alrededores como Torrox, Maro, Nerja, Algarrobo, Frigiliana, Vélez-Málaga, Benamargosa y Torre del Mar. También existían importantes zonas de cultivo de caña en la Vega de Granada, en sus llanuras costeras de los alrededores de Almuñécar, Salobreña y Motril. Continuando hacia el Este se localizaban plantaciones en Adra, en la costa almeriense y más hacia el Noreste, en la región levantina, los cañaverales de azúcar se localizaban en las costas de Murcia, extendiéndose a Valencia hasta llegar a Castellón (siendo posiblemente éste, el punto de cultivo comercial más septentrional) [Clavero Montenegro, 2000].

La industrialización del cultivo de la caña de azúcar en España es bastante tardía. A pesar de las prolijas descripciones de las plantas cultivadas en España que San Isidoro de Sevilla hace en sus “Etimologías”, no cita en su obra a la caña de azúcar [Fernández Pérez y González Tascón, 1990].

Es una vez introducida la cultura agrícola del Islam en la Península Ibérica, cuando ésta incorpora, entre otros, el cultivo de la caña dulce y las técnicas de elaboración del azúcar. En el año 961, en el “Calendario de Córdoba”, se hace la primera mención en España sobre el cultivo de la caña de azúcar además de reglamentarse los períodos estacionales para la plantación y recolección de este cultivo.

Existe otro documento, también del siglo X, llamado “Crónica del Moro Rasis”, donde se recogen contenidos referentes al cultivo de la caña en poblaciones como Málaga o Salobreña aunque no hace mención acerca de las técnicas para la obtención del azúcar. [García Tapia, 1992].

El método de fabricación del azúcar en España transmitido de la cultura árabe a la cristiana, se consolida entre los siglos XII y XVI aprovechando las técnicas derivadas de otros procesos industriales más antiguos y de mayor tradición, como eran la molienda y el prensado de la aceituna, molienda de la harina o el del prensado de la uva [Pérez Vidal, 1973].

Tal es así, que la prensa de viga de Catón y el ‘trapetum’ o la ‘mola olearia’ fueron los elementos precursores de la maquinaria para la obtención del azúcar de caña, así como la prensa de lagar que era menos voluminosa y pesada que las prensas de las almazaras, aunque no era la más adecuada para la extracción del zumo de caña de azúcar ya que para la extracción de éste, se requería mayor presión que para la obtención del zumo de uva. Asimismo, la industria azucarera incorporó de los molinos harineros de rodezno y de las aceñas de rueda vertical, la fuerza hidráulica a su proceso industrial como fuerza motriz en lugar de la fuerza animal [Fernández Pérez y González Tascón, 1990].

En el capítulo siguiente, se profundizará con mucho más detalle acerca de la introducción de la caña de azúcar en la Península Ibérica y sobre las características y localizaciones de

sus ingenios, que muy sucintamente, a modo de resumen, se acaba de exponer para darle continuidad cronológica al estudio y evolución de los molinos azucareros a través del tiempo.

2.7. Los molinos de caña de azúcar en las Islas del Atlántico

El origen de la industria cañera en los nuevos territorios conquistados a orillas del Atlántico fue obra de los portugueses, aunque también en menor medida de los españoles, introduciendo el cultivo de la caña de azúcar traído del Mediterráneo, desarrollando sus modelos agroindustriales.

Los primeros enclaves geográficos donde dará comienzo el periplo azucarero corresponden a las colonias de dominio portugués, iniciándose en el archipiélago formado por la Isla de Madeira, Porto Santo, Desertas y Selvagems (estas dos últimas no reunían condiciones de habitabilidad) y todas ellas deshabitadas, cuyos colonizadores fueron los caballeros portugueses, Zarco y Texeira y otro genovés de nombre Perestrelo, en 1420. No obstante, el principal impulsor del cultivo de caña, desarrollando una infraestructura económica, humana, agrícola y creando un sistema de redes hidráulicas 'las levadas', de unos 700 kilómetros de longitud total de canales que recogían el agua de lluvia, fue don Enrique el Navegante. La caña de azúcar se traía a las islas desde el Sur de Portugal o se importaba de Sicilia.

En cuanto a la técnica empleada en el modelo de ingenio en las islas atlánticas y que más tarde se desarrollará en los ingenios brasileños, fue en su origen una aplicación de sistema romano del 'trapetum', bastante primitivo y poco rentable, aunque las técnicas fueron evolucionando implantando el trapiche de dos cilindros verticales y posteriormente el de tres rodillos (figuras 27 y 28).

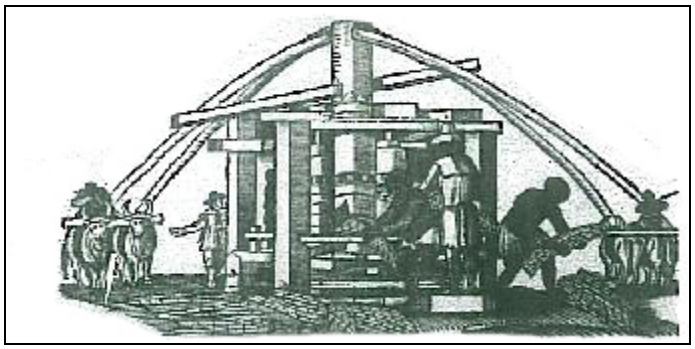


Figura 27. Ingenio brasileño de caña de azúcar (*Piso et al., 1648).*

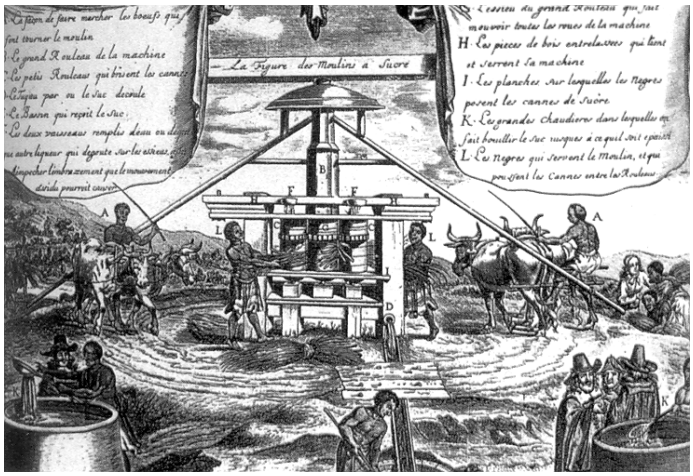


Figura 28. Ingenio de Las Antillas formado por tres rodillos verticales *(Rochefort et al., 1655).*

En 1452, Diego de Tieve construyó un ingenio hidráulico, pero aun habiendo una red de acequias importante en toda la isla de Madeira, no fue posible la adaptación de esta clase de trapiches a dicha red, por lo que se tuvo que recurrir a procedimientos menos complejos pero más eficaces, como es el caso de la técnica por cilindros, antes mencionada [Fernández Pérez y González Tascón, 1990].

En 1435, el cultivo de la caña se introdujo en el archipiélago de las Azores, aunque debido a los condicionantes climatológicos adversos de estas zonas, su desarrollo contaba con reducidas posibilidades de éxito. En 1440, los portugueses llegaron al archipiélago de Cabo Verde, el cual ofrecía una localización geográfica ideal para el establecimiento de acuerdos comerciales con núcleos de población indígena en zonas costeras de África Occidental e introduciendo la caña desde la Isla de Madeira. El descubrimiento de este archipiélago se debió al conquistador portugués Diego Alfonso y al genovés Antonio de Noli.

De la misma manera, Pedro Escobar y Joao de Santarem descubrieron el archipiélago de Santo Tomé, ubicado frente al Golfo de Guinea, cuya posición geográfica privilegiada favoreció el dominio del comercio marítimo por el continente africano. Los condicionantes climatológicos eran también envidiables para el cultivo cañero, estableciéndose importantes trapiches azucareros, dada la calidad de sus suelos volcánicos y su abundante pluviometría [Martín Rodríguez y Malpica Cuello, 1992].

También el cultivo de la caña llegaría a las Islas Canarias, aunque de forma tardía, procedente de la Isla de Madeira de la mano del gobernador portugués Pedro de Vera en el siglo XV, alcanzando rápidamente la totalidad del archipiélago. El primer molino accionado por agua se construyó en 1484 por mandato del gobernador Alonso de Lugo.

Pronto se desarrolló una importante actividad económica, y el mercado azucarero fue adquiriendo rápidamente gran solidez, por una parte en cuanto a producción, aumentando el número de ingenios a finales del siglo XV, por otra como rampa de lanzamiento para expandirse hacia el Este, llegando hasta el Sûs, en Marruecos, como hacia el Oeste llegando hasta Las Antillas.

Según los profesores Aznar Vallejo y Viña Brito [Aznar Vallejo y Viña Brito, 1990], las zonas de mayor superficie de caña de azúcar se polarizaban en el norte de Tenerife, donde se extendía una franja casi continua desde el Valle de la Orotava hasta Daute; y en el de Gran Canaria, donde ocurría lo mismo, desde Tenoya hasta Gáldar. Se tiene constancia de que en Gran Canaria había 15 ingenios en 1515 y en Tenerife, un número menor, pero eran de mayores dimensiones.

El mercado azucarero canario llegó a alcanzar su máximo desarrollo en la primera mitad de siglo XVI cuando en las islas se juntaron hasta 29 ingenios manufactureros. Esto ocasionaba un gran problema medioambiental ya que estas factorías consumían grandes volúmenes de leña como combustible, lo que llegó a ocasionar un gran problema por la deforestación causada en los bosques.

A partir de la segunda mitad del siglo XVI, el número de ingenios de caña de azúcar comenzó a ir disminuyendo; por ejemplo, en 1560 la construcción de ingenios había descendido considerablemente hasta un total de 12, pasando a tan sólo 5 en el año 1590. A este vertiginoso descenso se le atribuyen esencialmente dos razones:

La primera es la que se acaba de exponer, es decir, la escasez de combustible y la segunda, se basa en el incipiente auge que iban adquiriendo los cultivos de trigo y vid que empezaron a ser también fuertemente demandados, impidiendo que la actividad cañera se desarrollase plenamente, perdiendo superficies de cultivo y por tanto su condición, en ocasiones, de monocultivo.

Precisamente, para paliar en cierta medida este problema y disminuir las cantidades de masa arbórea empleada para calentar los azúcares, según el profesor García Tapia, un vecino de la villa de Deza llamado Hernán Pérez, solicita en 1527 un privilegio para la explotación en las islas Canarias y con carácter exclusivo, de un modelo innovador de horno diseñado para ahorrar grandes cantidades de madera en el proceso de obtención de azúcar, mejorando el proceso productivo y evitando al mismo tiempo el aumento de la deforestación [García Tapia, 1994].

Así se describía su invención:

"Ingenios….para que los azúcares se hagan a muy menos costa e con poca leña de las dichas montañas, haciendo para ello ciertos edificios nuevos (para) las fornaleras donde se da lumbre para hacer dichos azúcares…"

En el siguiente capítulo dedicado a los *molinos de azúcar en España*, se profundizará con más detalle acerca de los trapiches azucareros más relevantes que existieron en el archipiélago canario.

2.8. Los molinos de caña de azúcar en la América Española

El azúcar de caña fue uno de los primeros cultivos que llegó al Nuevo Mundo procedente de Europa, según lo recoge el cronista Gonzalo Fernández de Oviedo [Fernández de

Oviedo y Amador de los Ríos, 1855] en el tratado de su Historia General, introduciéndolo Cristóbal Colón en su segundo viaje.

El trasvase de este cultivo a tierras americanas se vio favorecido por disponer este continente de unas condiciones climáticas envidiables para su explotación, además de poseer inmensos bosques para la obtención de madera, lo que se tradujo de forma rápida en un gran avance de esta industria.

La ciudad de Concepción de la Vega, en Isla de La Española, fue el primer lugar donde comienza a desarrollarse la fabricación de azúcar de caña. Los procedimientos para su elaboración eran bastante primitivos, empleando herramientas y utensilios de madera. En 1506, Aguilón, produjo los primeros azúcares de manera artesanal de la caña que sembrara cinco años antes Pedro de Atienza [García Tapia, 1992].

Posteriormente, en 1514 Miguel Ballester, aplicando los métodos de fabricación europeos obtuvo un azúcar más elaborado desde el punto de vista industrial. Ya en 1516, Gonzalo Velosa, natural de Santo Domingo y cirujano de profesión, logró instalar en las Antillas, no sin grandes dificultades, el primer ingenio de rodillos accionado por tiro animal [Sandoval, 1951].

Fernández de Oviedo declara la existencia de 28 trapiches azucareros en la isla de Santo Domingo, donde destacan por su gran volumen de producción, los del tesorero Miguel Pasamonte y el de Diego y Luis Colón.

También se tienen testimonios de dos ingenios destacables en Las Antillas, como era el del poder otorgado a Diego de Nava y Cristóbal Quintanilla el 31 de mayo de 1527, por el sastre Rodrigo de Hermosilla y el platero Alfonso de Oviedo, naturales de Sevilla. El segundo poder fue otorgado al presbítero Diego de Parra por el alguacil del Arzobispo de Sevilla, para inventariar los bienes del licenciado Lebrón, donde entre ellos destacaba un trapiche azucarero denominado “Árbol Gordo”.

En la región de Pánuco, aparecen dos ingenios de Francisco de Garay que invirtió toda su fortuna en ellos, ya que es verdad que para poder implantar un trapiche de caña de azúcar había que efectuar grandes desembolsos, como es el caso de los ejemplos que se acaban de citar: del orden de diez a quince mil ducados de aquella época, ya que cada ingenio estaba constituido, no sólo por el conjunto de maquinaria, sino que además debía ir dotado de una gran infraestructura e instalaciones auxiliares, debiendo contar con las tierras de cultivo, el regadío, edificios para vivienda o alojamientos de mano de obra, entre otros [García Tapia, 1992].

La industria del azúcar continua propagándose, conducida por los españoles, desde La Española hasta establecerse en Puerto Rico, construyéndose el primer trapiche alrededor de 1523**.** Hernán Cortés en 1524, introdujo el cultivo de caña en México y era poseedor de dos ingenios en la región de Tuxtla y otros dos en Axomulco y Tlaltenango.

También los españoles llevaron la industria del azúcar a la isla de Jamaica y posiblemente a la isla de Cuba, aunque en esta última se desarrolló con más intensidad en el siglo XVII, convirtiéndose en una de las primeras zonas productoras de azúcar del mundo.

A finales del siglo XVI, la actividad cañera se extendía a Cuernavaca, Puebla y Veracruz, llegando hasta Oaxaca y Michoacán. También se tienen testimonios de la concentración de trapiches en Cartagena, Santa Marta, Maracaibo, Caracas y en algunas zonas del Panamá.

Los portugueses, en cambio, en los albores del siglo XVI, introdujeron en el continente americano el modelo desarrollado en las islas del Atlántico, como es sabido, el lugar donde desembarcaron le pusieron por nombre Brasil, donde el 'engenho' no sólo se circunscribía a la extracción del guarapo de la caña, sino que representaba todo un complejo agrícola e industrial aglutinando, como se ha dicho anteriormente, áreas reservadas a plantaciones, regadío o mano de obra (esclavos importados de África o indígenas) (figuras 29 y 30) [Martín Rodríguez y Malpica Cuello, 1992].

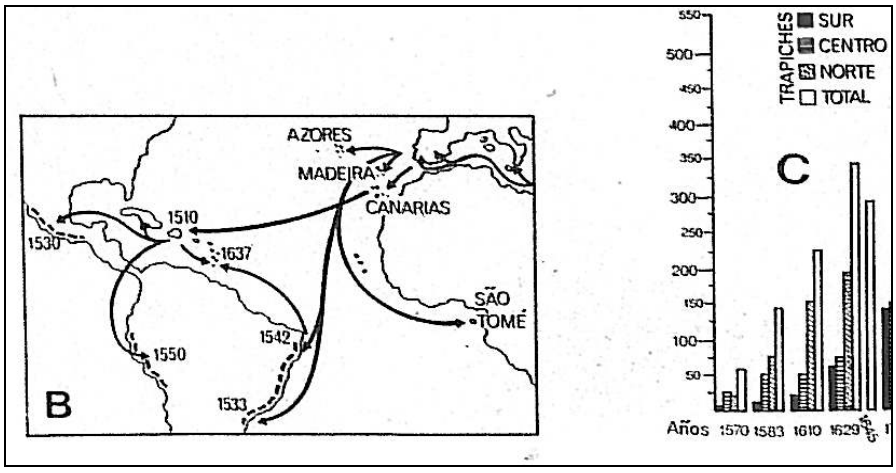


Figura 29. Rutas del azúcar y evolución del número de ingenios azucareros *(Martín Rodríguez y Malpica Cuello, 1992).*

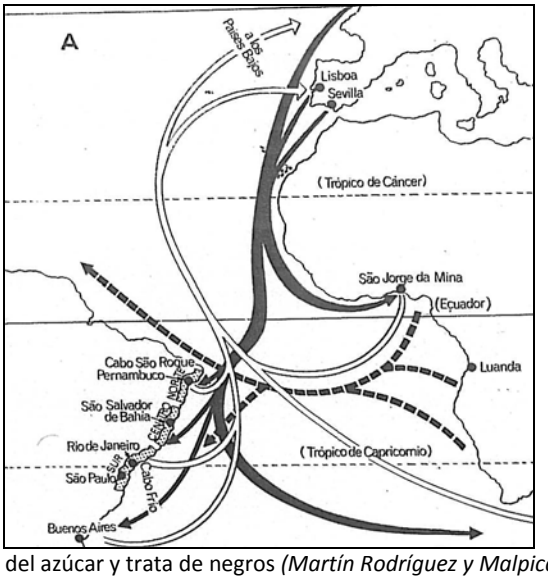


Figura 30. Rutas del azúcar y trata de negros *(Martín Rodríguez y Malpica Cuello, 1992).*

En el período comprendido entre 1580 y 1640, Brasil ocupó el primer lugar en producción de azúcar de caña y en la comercialización de ésta a nivel mundial. Ya en 1570, se tenían localizados 60 ingenios en Brasil, de los cuales 23 se situaban en la capitanía de Pernambuco y 18 en la de la Bahía, según afirmaba Pedro Magalhaes de Gandavo. En 1612, el número de trapiches existentes aumentó a casi 200, según constata Diego de Campos Moreno.

En referencia a la evolución tecnológica de los trapiches brasileños, no experimentó grandes variaciones en comparación con sus predecesores los mediterráneos, pero sí resulta evidente, que en las primeras décadas del siglo XVII, estos ingenios suprimieron las prensas por los rodillos verticales, dada su mayor facilidad para introducir la caña, su mayor rendimiento en cuanto a la cantidad obtenida del guarapo (en ocasiones, hasta el doble) y por consiguiente, su mejor calidad.

Otra innovación que tuvo lugar sobre estas mismas fechas, aunque no está del todo documentado, pero con gran probabilidad de que se produjese en Brasil, fue la implantación de la 'batería de calderas' para realizar progresivamente, pero por separado, las etapas del proceso de evaporación hasta la obtención de los cristales de azúcar, sustituyendo a la caldera o paila única tradicional.

En otras zonas pertenecientes de la Corona española, Vázquez de Espinosa señala en 1620, grandes extensiones cultivadas de caña de azúcar y la existencia de ingenios azucareros en Chepo, a unos 70 km de Panamá, en las inmediaciones de Santa Fé de Bogotá (Colombia) (figura 31), en Cumana (al norte de Venezuela), en distintos núcleos agrícolas de Perú y en México [Martín Rodríguez, 1982].

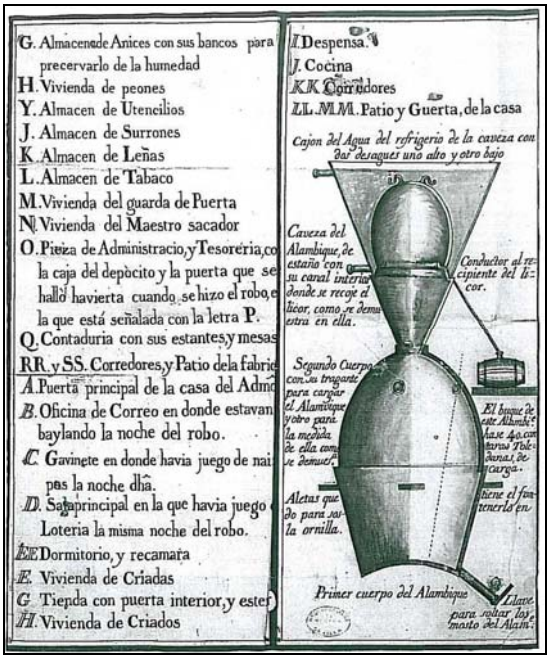


Figura 31. Esquema de un alambique de aguardiente de caña de azúcar de un ingenio colombiano. *Archivo General de Indias.*

2.9. Evolución tecnológica de los molinos de caña azúcar. Tipologías

Resulta un tema bastante controvertido por parte de los historiadores, ponerse de acuerdo en cómo evolucionaron técnicamente los ingenios o trapiches para molienda de caña de azúcar.

Según se estudió en el capítulo anterior, al tratar sobre la clasificación general de la molinería, se analizaron de forma genérica las tipologías de los molinos de azúcar. En este epígrafe se realizará un repaso de las mismas, enmarcándolas en función de su dispersión y localización geográfica y profundizando en su componente tecnológica.

2.9.1. Molinos de rodillos horizontales

Como se ha expuesto, el procedimiento más común de ingenio para la obtención de azúcar de caña en la costa mediterránea, consistía en la utilización de dos piedras molares, una dispuesta horizontalmente como base y la otra colocada de canto y que rotaba sobre la primera. Pues bien, un avance técnico a este primitivo método fue el de la invención del molino de rodillos, que consistía en la colocación de dos cilindros paralelos, muy próximos entre sí en posición horizontal girando en sentidos opuestos, bien por accionamiento humano (figura 32.a) o bien, por accionamiento hidráulico por medio de rodete (figura 32.b). Con objeto de extraer el jarabe azucarado, la caña se introduce entre los rodillos obteniéndose así un considerable incremento de la producción, comparado con los rudimentarios y tradicionales molinos de piedra.

Se han considerado dos hipótesis como origen de estos molinos, una vez descartada el área mediterránea, en concreto el sur de Italia (Isla de Sicilia) conocida bien por Pedro Juan de Lastanosa en su dilatada y pormenorizada descripción que hace en el manuscrito de "*Los veinte y un libros de los ingenios*" sobre los trapiches azucareros que responden al modelo mediterráneo, no afirmando en ningún momento, que los ingenios fuesen de rodillos.

La primera hipótesis defiende un origen oriental, como pueda ser India o China y la segunda, se fundamenta en la invención del molino de rodillos por parte de Gonzalo de Velosa, según se acaba de exponer en el apartado 2.8 del presente capítulo. Como antecedente a estos ingenios, hay que referirse a los molinos que se utilizaban para la preparación del algodón en bruto y cuyo origen se sitúa en la India alrededor del siglo XII [García Tapia, 1992].

El accionamiento de estos molinos, semejante a los primitivos de azúcar, se realizaba por medio de una manivela, aunque esto suponía una tarea fatigosa y muy lenta. Otra desventaja que caracterizaba a los molinos de cilindros horizontales era la mala adaptación para acoplarse a los tiros de los animales (a diferencia de los molinos de piedra), ya que se necesitaba un complejo tren de engranajes para convertir el movimiento rotativo generado por la tracción animal en horizontal, debido a la acción de los rodillos, además de obtener menor rendimiento (figuras 32.c, 32.d y 32.e). No obstante, presentaban la ventaja de adaptarse perfectamente a una rueda vertical, donde el acoplamiento se producía casi al instante y sin provocar pérdidas de energía.

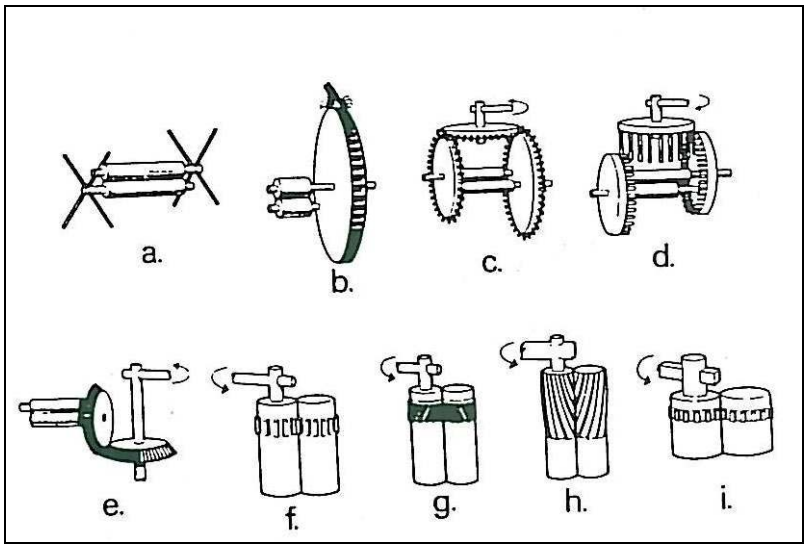


Figura 32. Evolución tecnológica de los molinos cilíndricos de azúcar (*García Tapia, 1992).*

Este sistema mecánico dio origen al primer molino hidráulico de rodillos, cuya primera descripción fue realizada por Francisco Hernández de Toledo en 1570 en las Islas Canarias, de ahí, que haya que atribuir a este archipiélago el lugar de origen de los ingenios de azúcar y que seguidamente se llevarían al Nuevo Continente, como así lo hizo el cronista González de Oviedo, afirmando que artesanos azucareros de las Islas Canarias fundaron la industria cañera de La Española.

En la figura 32.b se muestra un molino hidráulico de dos mazas horizontales y en la figura 33 otro formado por tres cilindros también horizontales. Esta tipología de molino, además de adaptarse bien hidráulicamente, ahorraba leña en el proceso de cocción y el jugo obtenido era de mayor calidad que el que se obtenía de las tradicionales muelas de piedra.

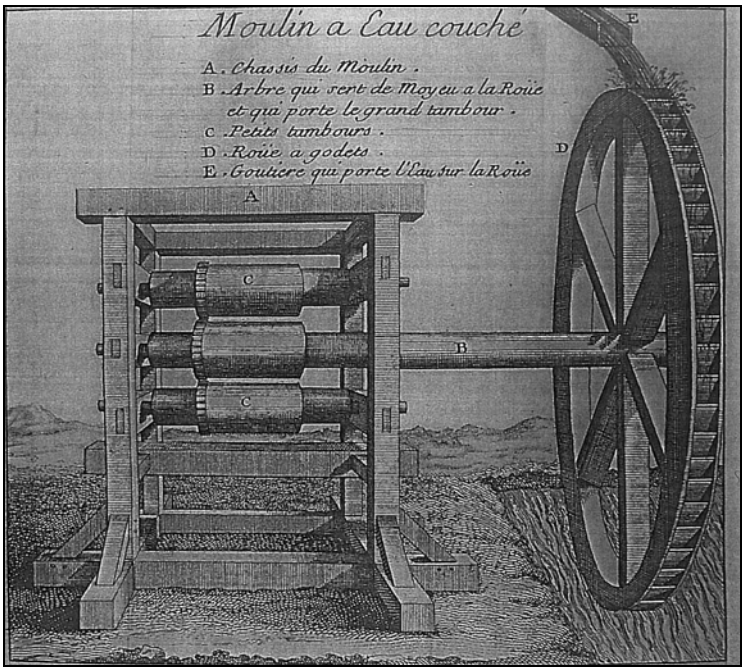


Figura 33. Ingenio de tres tambores horizontales accionados por rodete vertical hidráulico *(Labat, 1724).*

2.9.2. Molinos de dos rodillos verticales

Como solución a los dos inconvenientes técnicos que presentaba el molino de cilindros horizontales como eran por una parte, la dificultad de acoplamiento del tiro animal y por otra, la tendencia a romperse debido a la disposición de los rodillos en línea, aparece el molino de dos cilindros colocados en posición vertical. Con esta solución técnica, el eje del rodillo que recibía el giro de la tracción animal iría directamente al acoplamiento, mientras que el engranaje con el otro rodillo sería mecánicamente bastante sencillo (figura 32.f). Con esto se conseguiría en el arrastre, dos objetivos básicos como eran el de disipar menos energía y al mismo tiempo, que el guarapo se separara mejor del bagazo permitiéndolo caer libremente [Daniels, 1988].

No se conoce con certeza el origen del molino de rodillos verticales, existiendo testimonios coetáneos tanto en China, como en el Nuevo Mundo alrededor del año 1600. Esta simultaneidad cronológica, pudiera deberse a los estrechos vínculos que las misiones religiosas establecieron entre ambos territorios, lo que conllevó a una transferencia mutua de tecnologías que culminaron en la creación del molino de caña de azúcar de cilindros verticales. En la figura 34 aparece un grabado chino que data de 1637 donde aparece un artefacto de molienda compuesto de dos rodillos verticales formados con engranajes helicoidales accionado por tracción animal.

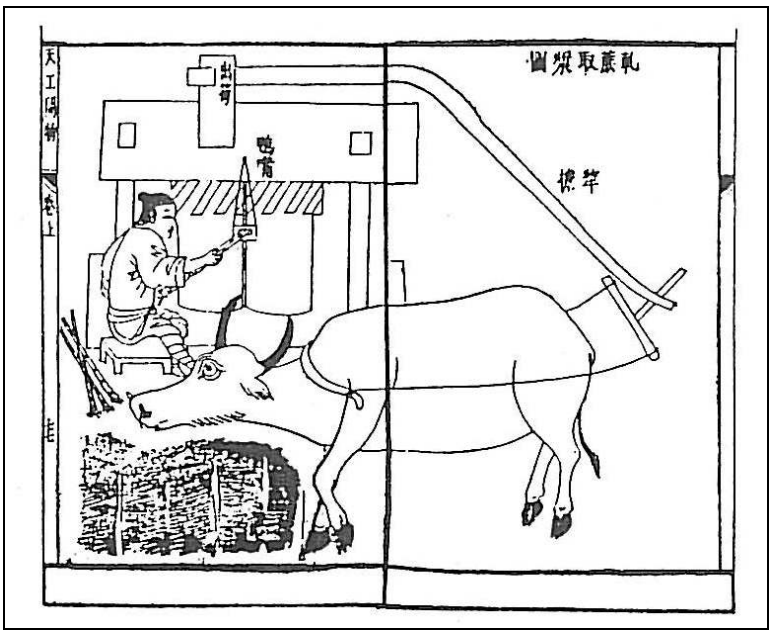


Figura 34. Grabado chino de un trapiche de dos mazas cilíndricas verticales con tiro animal (*García Tapia, 1992).*

2.9.3. Molinos de tres rodillos verticales

Este ingenio aparece con el fin de reducir el número de pasadas de la caña entre los cilindros, disminuyendo a su vez el esfuerzo de los trabajadores, lo que permitiría incrementar la producción de azúcar de caña. Los artilugios de tres rodillos, también reciben el nombre de ingenios de *mazas* o *tambores* y cada uno de ellos tiene una designación, en concordancia con su función en la fase de molienda de la caña; así, la maza central se le denomina *motriz*, la maza que recibe la caña es la *cañera* y la que la despide o *bagacera* (figura 35).

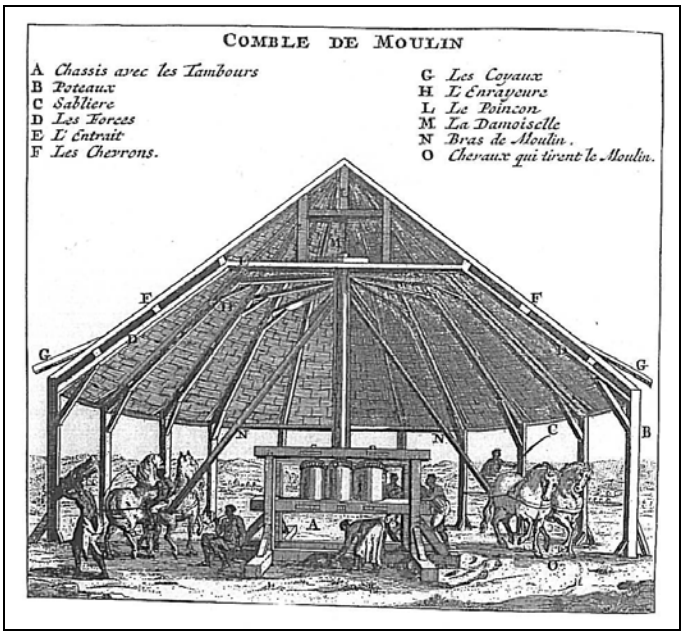


Figura 35. Ingenio de tres cilindros verticales accionado por caballerías (*Labat, 1724).*

No se tiene constancia de esta tipología de molino en China, pero sí se tienen referencias del mismo en el palacio de Ajuda (Portugal), donde fue depositado un manuscrito fechado en 1613 ilustrado con dibujos sobre un ingenio de rodillos verticales que estaba relacionado con América, pues en él se dice que dicho molino fue inventado en Perú y un religioso español lo introdujo en Brasil.

Por otra parte, Gaspar Lopes Coelho, un colono portugués, se atribuye en 1620 la invención de tal molino en Brasil, afirmando en este documento lo siguiente [Archivo General de Simancas, 1473 folios 38-39v]:

"……*porque soy o primero inventor e engenhador de engenhos de tres paos de açucares que se fizerao em todas as capitanias do Brasil com que se aproveitarao muitas terras que estavao perdidas…*"

Según se deduce de este comentario, en primer lugar no se aclara si los tres cilindros son horizontales o verticales. Por otro lado, en otro fragmento de este mismo documento, se evidencia la presencia de estos molinos durante algún tiempo formando parte de los ingenios brasileños, ya que Lopes Coelho llevaba habitando en estas tierras unos catorce años, por lo que se le podría atribuir la invención del molino de tres mazas horizontales con anterioridad a 1613, fecha que como se ha comentado corresponde el documento de Ajuda.

También se deduce en segundo lugar que, basándose en el modelo propuesto por Lopes Coelho, se inventaría en Perú el molino de tres mazas verticales (autoría desconocida) y como se ha indicado, se introduciría posteriormente por parte española en territorio brasileño.

Con estos argumentos no existirían pues contradicciones entre lo que testimonia el manuscrito de Ajuda y la postura defendida por Coelho.

2.9.4. La importación de tecnología americana a España

Debido al continuo avance tecnológico de la industria cañera que se estaba llevando a cabo en América, en las primeras décadas del siglo XVII y observar la dura competencia que hacía, especialmente, a la industria española y a toda la de la franja mediterránea, se decidió adoptar en la Península las técnicas evolucionadas de los trapiches americanos.

Así lo hizo un caballero hidalgo de nombre Francisco Pérez Olivera, perteneciente a la casa real del Reino de Portugal, el cual presentó al Rey el 7 de julio de 1630, un modelo de molino azucarero y por el que se le concedió licencia real para construir en Motril uno de estos trapiches.

La solicitud del privilegio de invención decía lo siguiente:

"Un ingenio para moler cañas de azúcar del cual no se ha usado ni (se) usa en las partes de Castilla nueva y Vieja donde hay ingenios de azúcar, ni en el reino de Valencia, Aragón, Sicilia y Nápoles, y que es cosa cierta que usándose de él en Motril y en las demás partes susodichas, se seguirían tres cosas muy considerables… La primera que de una misma cantidad de caña de azúcar se sacará mucho más azúcar que hasta hoy se ha sacado en los ingenios que hay, y siendo el azúcar de la misma bondad o mejor. La segunda que tiene el dicho ingenio otros muchos ahorros y aprovechamientos que obligan a los labradores que labran las dichas cañas a que ellos y otros se animen a plantar mucha más cantidad por el provecho que han de tener de ellas; y que en el reino habrá más azúcar para no depender tanto de lo que viene por mar. La tercera, lo mucho más que valdrán los diezmos y derechos que pagarán del azúcar respecto de lo que hay hoy."

De todo lo anteriormente expuesto, podría deducirse por una parte, que el ingenio que pretende introducir era de los que ya se habían inventado al otro lado del Atlántico ya que, se nombran los lugares donde este trapiche no se conocía (las dos Castillas, reino de Valencia, reino de Aragón, Sicilia y Nápoles), pero no se nombran los lugares del Nuevo mundo donde ya estaba inventado. En segundo lugar, el trapiche es de cilindros verticales ya que con él se obtiene un gran aumento de la producción de azúcar (figura 36). Esto, también lo corrobora su socio Luis Chirino Salazar aportando cierta innovación al ingenio aplicando, lo que él denomina un 'besanfin o cóclea' (engranajes helicoidales), por lo que dicho ingenio se mueve mucho más deprisa y con un considerable ahorro energético (figuras 32.g y 32.h) [García Tapia, 1992].

Al suscitar gran interés estas dos invenciones, el Rey les concede individualmente en 1643 las patentes de explotación de las mismas durante ochenta años, permitiendo ser instalados de inmediato en los reinos españoles a partir de esta fecha.

Con esta regia autorización, se pudo demostrar que se habían construido en Motril y en otras zonas costeras aledañas varios trapiches de este tipo, por lo que cabe pensar que esta a nueva tecnología de molienda fue incorporada a este área mediterránea para incrementar la producción de azúcar, mejorando al mismo tiempo su calidad [Archivo General de Simancas, legajo 681 sin foliar].

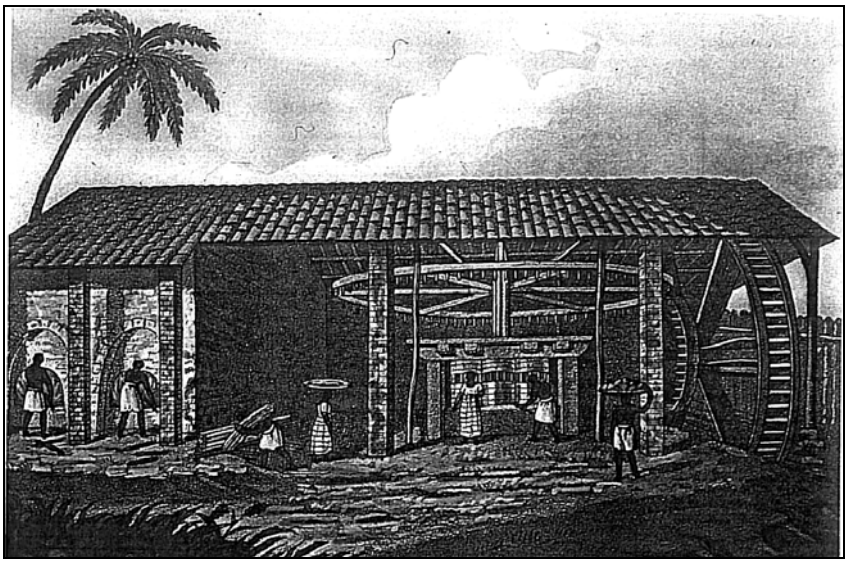


Figura 36. Ingenio de tres mazas verticales con sistema de piñón-corona y rodete vertical hidráulico. *Biblioteca Nacional (Madrid).*

2.9.5. Los molinos azucareros a partir del siglo XVIII

Durante este siglo, la industria del azúcar continúa su evolución tecnológica y por consiguiente, aportando nuevas mejoras para incrementar la producción en las nuevas colonias del Nuevo Mundo, en perjuicio de la producción de la Corona Española. Es por ello, que después de la expulsión de la Compañía de Jesús, que junto con grandes terratenientes dominaban el mercado del azúcar al otro lado del Atlántico, se prohibió en 1778 que se importara a éste cualquier tipo de herramienta, útil o apero para producir azúcar procedente de territorio español, llegándose a prohibir en 1782 por una real ordenanza con fecha del 20 de febrero, la instalación de ingenios artesanales que fabricaran este endulzante de forma fraudulenta.

En 1792 se volvió a conceder la importación de materiales, herramientas, etc., relacionados con la fabricación de azúcar, aunque no se veta la continua implantación de trapiches artesanales autóctonos. Tales fueron estas restricciones que en 1794, el azúcar proveniente de México, Cuba y Perú quedó desprovista de cualquier derecho. Todas estas medidas contribuyeron a la ampliación del mercado del azúcar y a la consiguiente transferencia mutua de tecnologías [García Tapia, 1992].

A lo largo del siglo XVIII aparecieron también gran número de invenciones azucareras artesanales, a pesar de la influencia derivada de la Revolución Industrial caracterizada por la introducción de grandes mejoras tecnológicas y la utilización del vapor. Como ejemplos de ello, se exponen a continuación los siguientes:

1. En 1727, el cubano Ignacio Zayas aprovecha el bagazo sobrante de la caña molida como combustible para los hornos, en lugar de utilizar leña.

2. En 1745, Tomás Ávila, natural de Cuernavaca (México) presenta un artefacto que optimiza la producción de azúcar y del cual solicita le sea concedida la patente, ya que, el ingenio se ensaya exitosamente, pero en su propuesta no hace referencia en qué se fundamenta realmente éste.

3. En 1829 fue presentado el trapiche de tres cilindros verticales de distinto diámetro para dar mayor facilidad de entrada a la caña, estando sus ejes dispuestos en triángulo (figura 37). Este ingenio fue obra de José Ocampo y sus planos se conservan en el Archivo General de Indias.

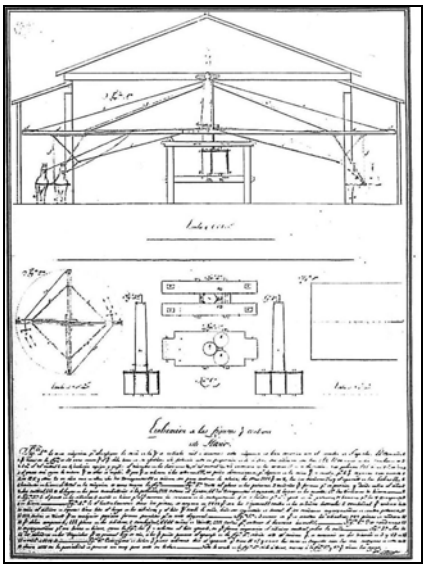


Figura 37. Ingenio de tres rodillos verticales distintos propuesto por José Ocampo. *Archivo General de Indias.*

4. En 1832 se dio a conocer otro ingenio para obtención de azúcar, constituido básicamente por un tren de cinco cilindros dispuestos verticalmente, accionados por tiro animal, cuyo autor fue el cubano José María López de Villavicencio, natural de Matanzas y cuya propuesta consistía en un ingenio que conseguía un notable ahorro en mano de obra, bajo consumo de agua y leña, generando un azúcar de gran calidad (figura 38).

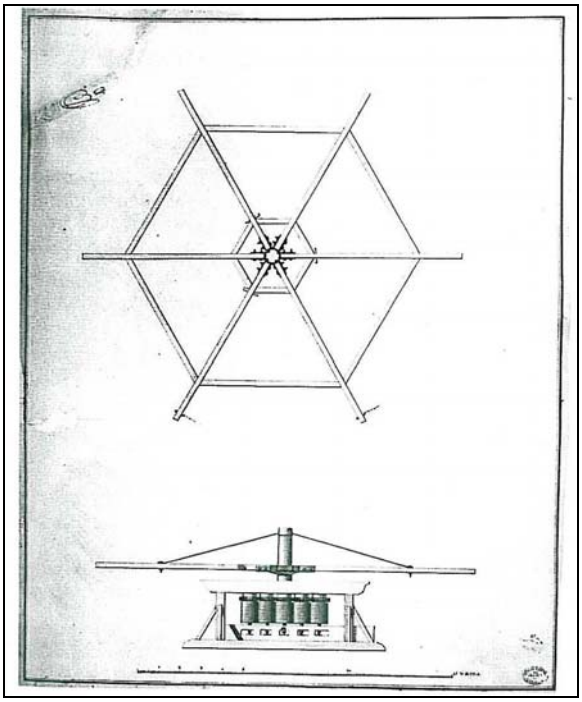


Figura 38. Ingenio de cinco rodillos verticales propuesto por José María López de Villavicencio. *Archivo General de Indias.*

5. Otro paso adelante fue la introducción en 1754 del trapiche de tres rodillos horizontales metálicos pero dispuestos en triángulo, en lugar de ser coplanarios y cuyo artífice fue John Smeaton.

6. También en este año, un navarro francés llamado Juan Dirongaray propuso un modelo de artilugio azucarero dotado de cinco mazas verticales y dos juegos de volvederas. El objetivo específico de la volvederas consistía en remover la caña; al comenzar dicha operación de removido se colocaba el primer juego de éstas y cuando la caña estaba machacada se instalaba el segundo. Con esta invención se obtuvo la patente de explotación al ser ensayado con éxito.

7. Otros utensilios del proceso de fabricación del azúcar que también evolucionaron técnicamente fueron las *pailas* o recipientes donde se cocía el jarabe azucarado, construidas originariamente en cobre y adoptando una forma semiesférica. Guillermo Duncan presentó en la Habana en 1793 un modelo de paila fabricada en *hierro colado* (figura 39), como material más económico que el cobre y adaptado para la fabricación de azúcar, similares a las que se empleaban en Inglaterra y Francia (figura 40). También propuso a la industria del azúcar un modelo de molino movido por energía eólica similar al que nos muestra la figura 41, aunque no tuvo demasiado éxito [García Tapia, 1992].

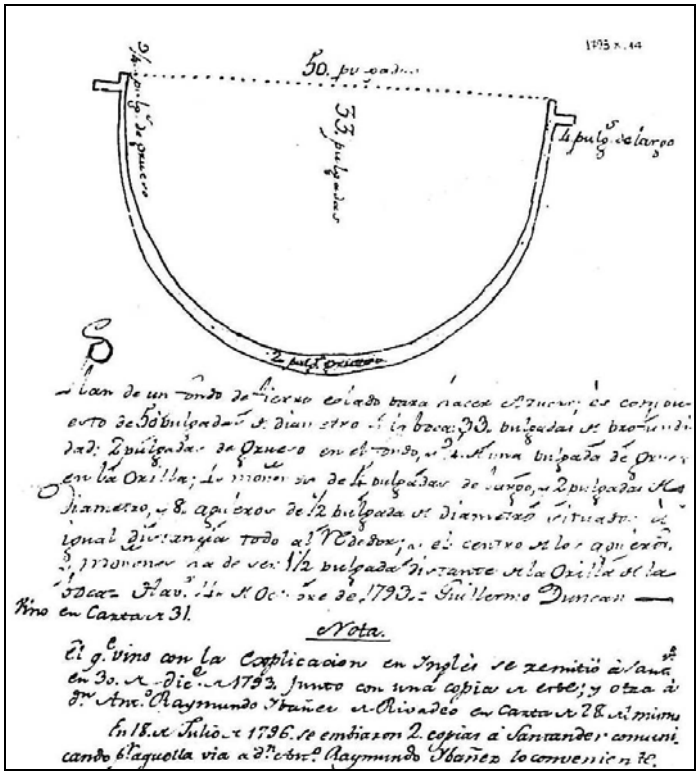


Figura 39. Sección croquizada de una paila de hierro fundido del siglo XVIII para hervir el guarapo.
Archivo General de Indias.

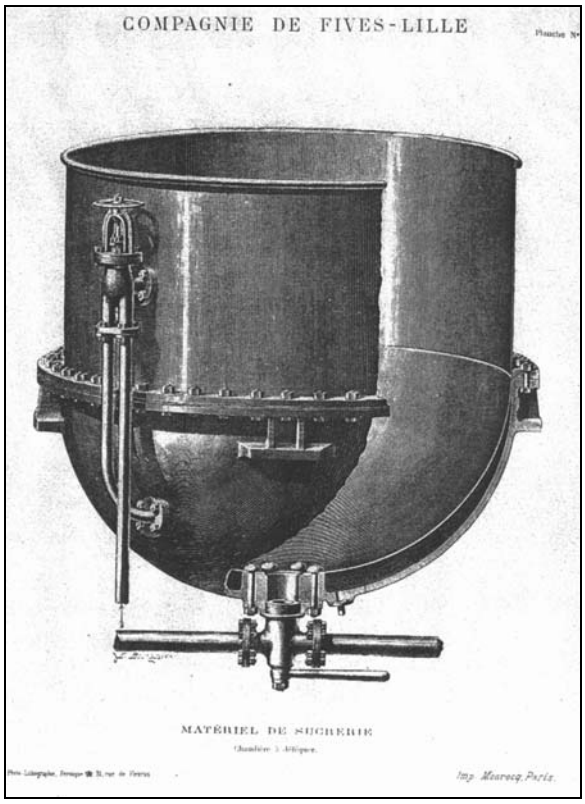


Figura 40. Paila de de hierro para purificación del jugo con doble fondo para circulación del vapor. *Catálogo de la compañía francesa Fives-Lille (1880).*

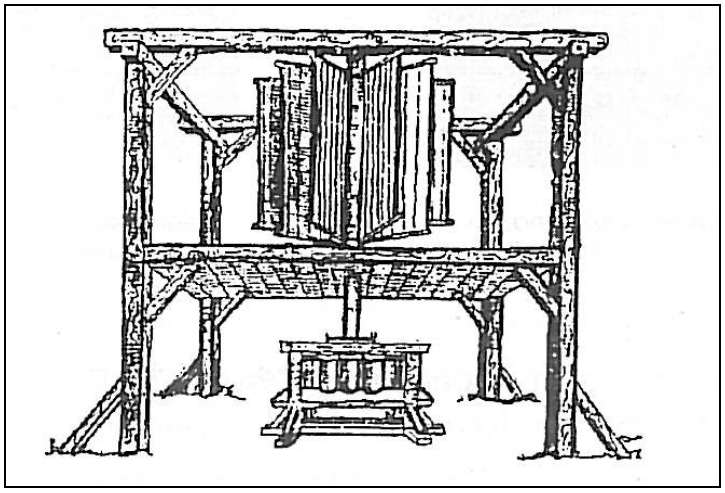


Figura 41. Molino azucarero antillano tipo 'portugués' accionado por energía eólica (*Fernández Lavandera y Fernández Rodríguez, 1997).*

8. Otra innovación tecnológica que se incorporó al proceso de obtención de azúcar fue la sustitución del 'tren español', como mecanismo tradicional para hervir el jarabe de la caña, que se basaba en la disposición de varias pailas ordenadas de mayor a menor capacidad, por donde discurría el fluido azucarado, cada vez más denso debido a la progresiva deshidratación y por tanto, ocupando menor volumen. En última paila (la de menor capacidad) se alcanzaba el 'punto de azúcar'. Este método presentaba el inconveniente consumir mucho combustible, ya que cada paila poseía un hogar individual. Dicho problema se pudo subsanar cuando en 1780 (en los albores de la era del vapor) se introdujo el 'tren francés' que consistía en el calentamiento de las

pailas con el calor aplicado a la paila de mayor volumen, utilizando bagazo como combustible, con el consiguiente ahorro energético (figura 42).

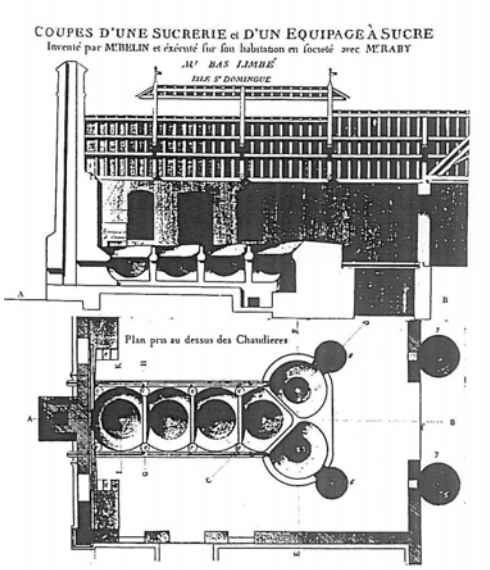


Figura 42. Alzado y Planta de una distribución de pailas por 'tren francés' (*García Tapia, 1992).*

2.10. Incorporación del vapor al molino de caña de azúcar

El proceso de obtención de azúcar desde sus comienzos, obedecía a la coordinación de un conjunto de operaciones de índole mecánica, física y química, donde la intervención de la fuerza y del calor eran dos factores de suma importancia. En contraste con la relativa estabilidad de los procedimientos artesanales o preindustriales para generar movimiento, presión y energía térmica, los cambios sobrevenidos en las primeras décadas del siglo XIX propiciarán mayor intensidad y rapidez en dicho proceso [Piñar Samos y Giménez Yanguas, 1996].

El gran protagonista de estas transformaciones fue el vapor, que acabó por erigirse en el fluido indispensable de los complejos industriales azucareros. Su importancia para el desarrollo del proceso y su continuidad en el tiempo estriba en el cumplimiento de una doble función: De una parte, la obtención de la fuerza motriz necesaria para el accionamiento de los molinos, y de otra, la aportación de la energía calorífica necesaria para la concentración y limpieza del jugo azucarado.

Con la utilización de *intercambiadores de calor* alimentados por vapor, se lograría concentrar la producción de éste en un solo punto de la factoría, en concreto en la *sala de calderas* y desde aquí ir distribuyéndose por toda la planta mediante de una red de tuberías, consiguiéndose así un mayor control de la temperatura, mejora del tratamiento del caldo y un considerable ahorro energético.

Desbancando a los procedimientos tradicionales de generación de energía mecánica, como la fuerza muscular del ser humano, el tiro animal o el sistema hidráulico, la máquina de vapor estaba destinada a la transformación de la energía del vapor en movimiento, constituyéndose como el mecanismo motriz 'estrella' de esta actividad

industrial, por lo que su consolidación y permanencia en la misma estaba plenamente justificada debido a su eficiencia económica.

Dado que el proceso de fabricación de azúcar obligaba necesariamente a la producción de vapor, la máquina de vapor resultaba económicamente muy rentable ya que, por un lado se utilizaba para la obtención de fuerza motriz, y por otro, era el fluido ideal para poder establecer un plan de ahorro energético ya que, inmediatamente después, se aprovechaba su energía térmica residual, reutilizándose para el resto de operaciones del proceso (cogeneración), entre otras la cocción y evaporación de los caldos azucarados, así como el accionamiento de otras máquinas motrices más pequeñas como pudieran ser bombas (caballitos de vapor).

Hay que señalar también que el vapor poseía ciertas propiedades mecánicas como la potencia y regularidad, ofreciendo varias ventajas como la posibilidad de incorporar mecanismos tecnológicamente muy complejos, conseguir un proceso continuo de producción y la instalación en grandes dimensiones, lo que conllevó a la formación de nuevos modelos de organización industrial que en nada se asemejaban a los ingenios artesanales ó preindustriales de antaño, acelerando y optimizando las operaciones del proceso de fabricación, como la molturación con grandes molinos de presión, sistemas de trasvase de los jugos y turbinas, así como, la utilización de novedosos procedimientos derivados de la física y la química aplicadas, como la obtención del vacío para la cocción y evaporación de los jugos, aportación de compuestos químicos para la decoloración y limpieza, etc.

Estos modelos manufactureros modernizados y a la vanguardia de todos los avances técnicos, pasaron a transformarse en verdaderas ‘urbes industriales’, reuniendo estacionalmente a una gran cantidad de mano de obra, tanto obreros como trabajadores agrícolas, constituyéndose como puntos neurálgicos de todo el proceso productivo, orientando la producción agraria y ampliando su arco de dominio a todo el entorno rural.

La convergencia de tres tipos de factores productivos como eran, el incremento de la riqueza de sacarosa contenido en la materia prima (nuevas variedades y nuevos procedimientos de cultivo), el control de las actividades recolectoras y transporte de la caña por parte de los fabricantes de azúcar y la puesta en práctica de una tecnología compleja y eficiente, con una maquinaria y equipamientos requeridos para la fabricación importados de empresas suministradoras europeas como las compañías francesas Fives-Lille, Cail y Savalle, o la escocesa Mirrlees Watson, entre muchas otras, influyeron de manera decisiva en un más que notable incremento de la productividad [Martín Rodríguez, 1982].

No obstante, el conjunto de operaciones básicas para la extracción del contenido sacarino del zumo de la caña para conseguir cristales de azúcar, no sufrió grandes variaciones a causa de la aplicación del vapor, pero como se ha visto, hubo importantes cambios importantes en cuanto a utillaje, equipos y maquinaria que integraban el proceso productivo.

De todas formas, no fue el modelo productivo de azúcar de caña el que inspiró y generó todos estos avances tecnológicos en sus fábricas, sino que la mayoría de ellos procedían de Europa y en concreto de la Revolución Industrial iniciada en Inglaterra, donde se habían ensayado y posteriormente implementado en el incipiente modelo productivo de azúcar de remolacha, pero por tratarse de procesos de tratamiento de jugos bastante semejantes, el intercambio tecnológico se vio favorecido. De todas formas, cuando se inicia la proyección de la nueva industria cañera andaluza a partir de 1845, estas innovaciones ya habían sido puestas en práctica en algunos complejos azucareros de Las Antillas, como en Jamaica y Cuba, como se verá a continuación [Piñar Samos y Giménez Yanguas, 1996].

El primer intento de aplicación del vapor a un artefacto azucarero fue en Jamaica en 1770, aunque el que realmente destacó por los resultados obtenidos fue el instalado en 1797 en Seybabo (Cuba). A lo largo del siglo XIX, con la Revolución Industrial inglesa, se fue introduciendo y consolidando rápidamente la energía del vapor como mecanismo de tracción de los rodillos, junto con el nuevo método de cocción de los jugos azucarados (figuras 43 y 44) [Moreno Fraginals, 1978].

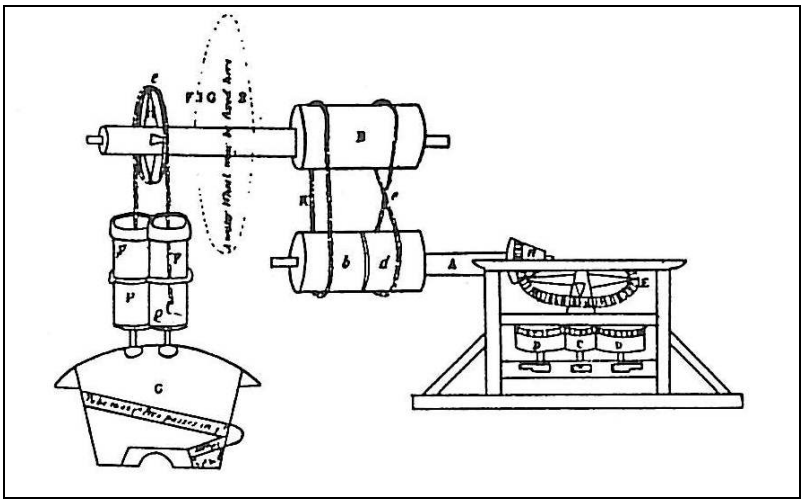


Figura 43. Primera aplicación del vapor a un ingenio de azúcar en Jamaica en 1770 (*Moreno Fraginals, 1978).*

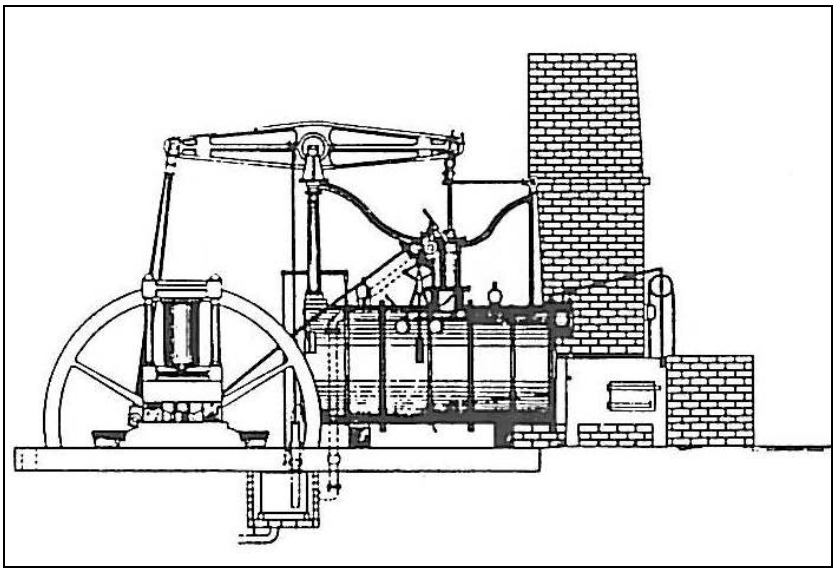


Figura 44. Máquina de vapor de la firma Fawett, Preston & Co. Ltd de 1817 (*Moreno Fraginals, 1978).*

También se incorporaron ciertas innovaciones dentro del propio sistema de molturación por vapor como las dos que, entre otras, se exponen a continuación:

1. En Inglaterra se construye una máquina de vapor ideada por Lester en febrero de 1830, aplicada a la producción de azúcar y cuyo sistema se conoce como 'de péndola' (figura 45), donde se utiliza la energía mecánica del vapor como fluido motor y posteriormente es reutilizado aprovechando su energía térmica para hervir el jarabe azucarado, haciéndolo circular por un serpentín de un intercambiador de calor (figura 46).

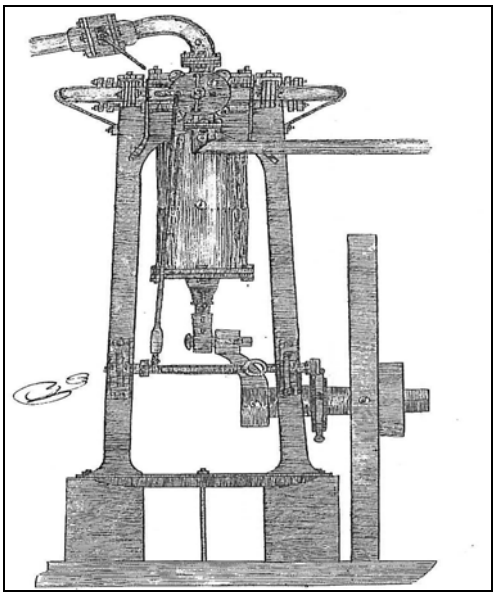


Figura 45. Ingenio a vapor tipo 'péndola' de Lester. *Archivo General de Indias.*

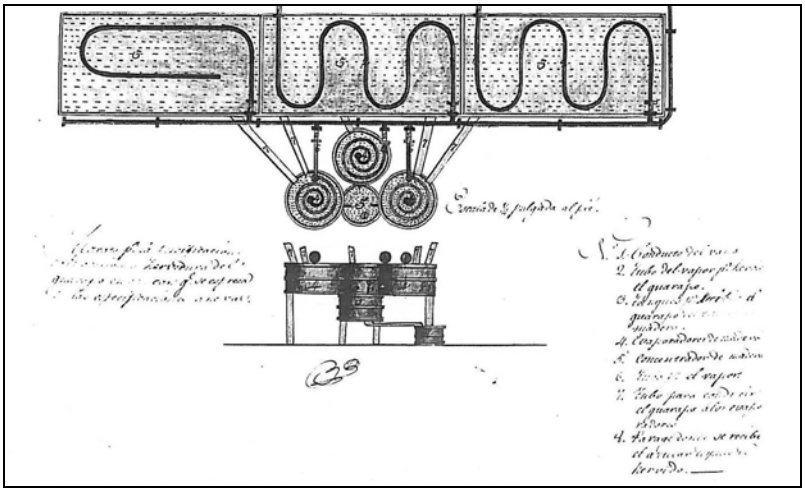


Figura 46. Intercambiador de calor de serpentín con sistema Lester para cocción de los jugos. *Archivo General de Indias.*

2. La segunda innovación fue propuesta y presentada el 16 de diciembre de 1870 por Archivald en Nueva York. Su invención era bastante parecida a la propuesta por Lester y se basaba en 'un aparato para la purificación, evaporación y hervidura del guarapo de azúcar'.

2.11. Recapitulación

En el presente capítulo se han abordado las fases de desarrollo y expansión de los molinos de azúcar siguiendo la ruta de la caña de azúcar a través de la historia, desde sus albores en Nueva Guinea, continuando de Oriente a Occidente, desde el océano Índico hasta las riberas del mar Mediterráneo en el período bajomedieval comprendido entre los siglos XII al XV y su implantación en la Península Ibérica de la mano de los musulmanes.

La senda de la caña llega también a los archipiélagos y costas mediterráneas en época medieval como Chipre, Creta, Sicilia y Valencia, debido al papel fundamental que protagonizaron los mercaderes venecianos y genoveses con la implantación de sus redes comerciales, industriales y agrícolas. A partir del siglo XV, la caña es introducida en las costas atlánticas por los conquistadores portugueses, como es el caso de Madeira y en el Nuevo Mundo por la Corona Española, como en las Antillas y algunos territorios del continente americano, llegando a Brasil en siglo XVI también por iniciativa lusa, además de la creación de importantes emporios azucareros en el Caribe, como en Santo Domingo, Jamaica, etc. entre los siglos XVII y XVIII por parte de los holandeses, británicos y franceses.

Al mismo tiempo, se han estudiado los molinos de azúcar en cuanto a sus posibles orígenes y posteriores evoluciones desde los puntos de vista histórico y tecnológico, con la incorporación de diversos mecanismos innovadores conforme el grado de desarrollo de los conocimientos tecnológicos lo permitía, hasta alcanzar su máximo nivel con la incorporación del vapor al modelo productivo azucarero, optimizándolo debido al mejor aprovechamiento de sus energías mecánica y térmica en las distintas etapas del proceso, desplazando a los procedimientos artesanales de antaño aplicando otros tipos de energías como la del tiro animal o la hidráulica .

En conclusión, como se acaba de ver, la industria azucarera fue constituida por un complejo entramado de técnicas asiáticas, europeas y americanas contribuyendo, cada una por separado y en conjunto, a mejorar el proceso de elaboración del azúcar de caña.

Capítulo 3

LOS MOLINOS DE AZÚCAR EN ESPAÑA

3.1. Tecnología del ingenio azucarero en España hasta finales del siglo XVIII

Como se ha expuesto anteriormente, el sistema tradicional de fabricación no ha experimentado variaciones sustanciales, en sus sucesivas modificaciones tecnológicas desde el siglo X aproximadamente cuando los musulmanes introdujeron en España la industria azucarera hasta finales del siglo XVIII, no habiendo repercutido éstas en las características particulares de cada una de las fases de la fabricación ni en la secuencia de producción que permaneció inalterable. Los principales objetivos en esta actividad han sido siempre el incrementar la cantidad de sacarosa obtenida de la caña, mejorar su calidad, y disminuir los tiempos de elaboración de cada fase, además de economizar el resto de costes de producción.

Como se sabe, la actividad industrial azucarera estaba compuesta de las operaciones necesarias que permitían aislar la sacarosa del resto de los componentes de la caña, debiéndose cumplir secuencialmente las fases siguientes:

En primer lugar se prensaba la caña de azúcar, por medio de un molino accionado por energía animal, hidráulica o eólica, entre otras (figura 47). Seguidamente, se filtraba el caldo para limpiarlo y liberarlo de impurezas. A continuación, utilizando una serie de hogares se proporcionaba el aporte térmico necesario, aplicándolo de forma directa a un grupo de pailas, calderas u ollas, donde se llevaba a cabo la clarificación y evaporación del exceso de agua para conseguir una apropiada concentración de los caldos, la cocción de la meladura y cristalización de los jugos. Por último, en el edificio de purga y por el procedimiento de decantación lenta, los cristales de azúcar eran separados de las mieles no cristalizadas [Martín Rodríguez, 1994].

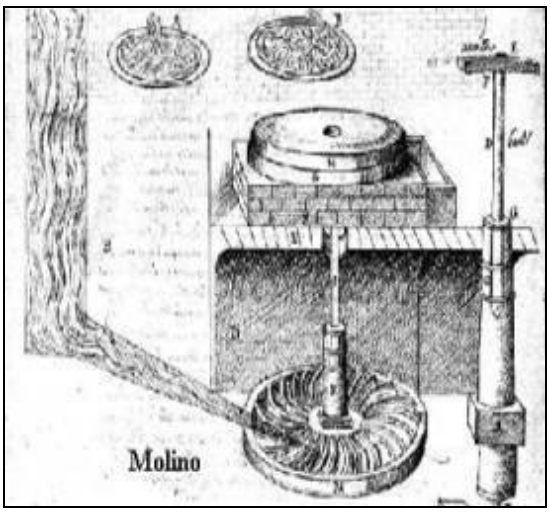


Figura 47. Molino de azúcar *(Psedo Juanelo Turriano, 1996).*

3.1.1. Elementos de un ingenio o trapiche preindustrial

3.1.1.1. Molino

La introducción del molino supuso un considerable ahorro en el proceso de elaboración del azúcar, ya que se evitaba la operación de cortar previamente la caña en pedazos más pequeños. Se enclavaba sobre una pieza de madera de unos 4 m de longitud, 0,72 m de

ancho y 0,50 m de espesor, denominada bancazo (Q) y dispuesta de forma transversal sobre la cual descansaban las tres mazas verticales (figura 48), molino mucho más frecuente que el de mazas horizontales.

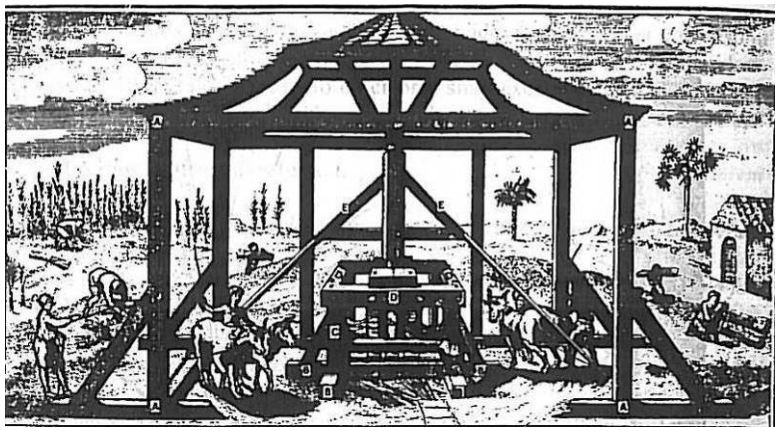


Figura 48. Trapiche de tres mazas verticales *(Moreno Fraginals, 1978).*

El trapiche estaba compuesto de un armazón techado y abierto parcialmente (A), un telar (B) donde se apoyan cuatro maderos en posición vertical, también llamados vírgenes (C) y apoyados en estos otros cuatro maderos en posición horizontal en la parte superior, llamados corredores (D) dándole cierre al telar (figura 49).

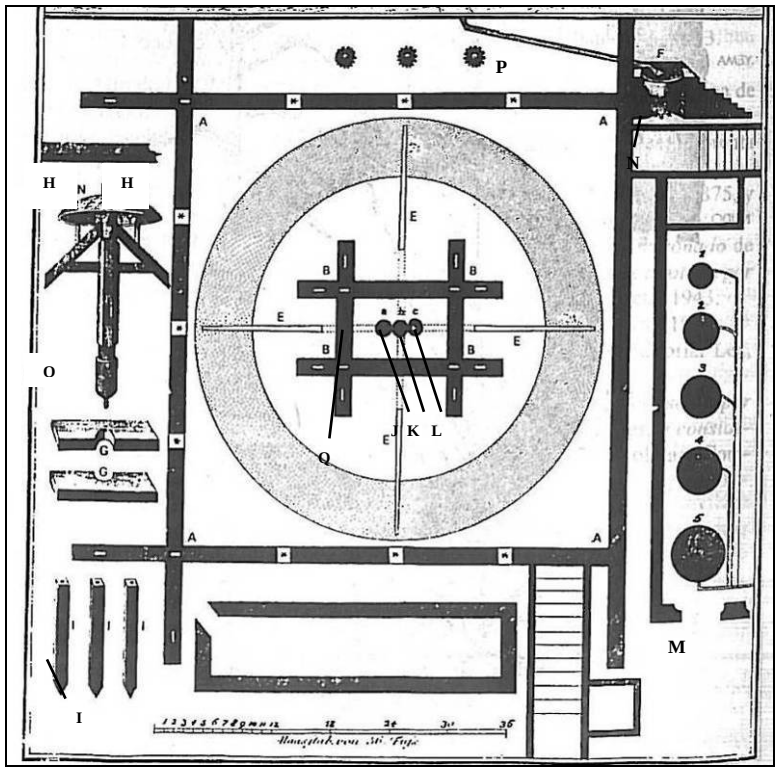


Figura 49. Vista en planta de un molino de azúcar de tres rodillos verticales *(Moreno Fraginals, 1978).*

En el seno del telar se encontraban las tres mazas, la bagacera (J) por donde entraba la caña en un extremo, la cañera (L) por donde salía, en el otro y la maza central o mayor (K) dotada de un eje, en cuyo extremo superior se localizaba la piña (H). De ella, partían unas varas o guías oblicuas (E) accionadas por bueyes efectuando el arrastre en círculo produciendo la rotación del eje (O) que descansa sobre una pieza de madera llamada

Q

castaña o chumacera (G) que es prolongación de la maza mayor o motriz (K), transmitiendo el par de giro a las dos mazas de los extremos o conducidas (J) y (L).

En el caso en que las mazas se apoyaran de forma individual sobre un madero en posición longitudinal o colineal al eje mayor del la maza, éste recibía el nombre de banco (I) en lugar de bancazo (Q) o madero transversal único. Una vez exprimido el jugo, su escorrentía era conducida por medio de una canaleta (P) hasta la paila receptora (F) del tren de pailas (M), cuyo fondo era calentado por un cañón de fuego (N).

Cada una de las tres mazas poseía un mástil o madero también llamado *banco* (I) donde descansaba (figura 50).

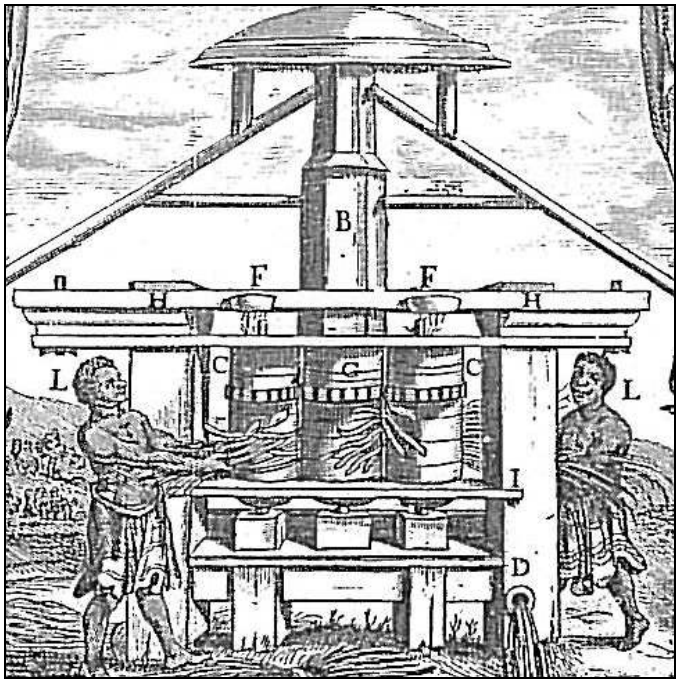


Figura 50. Detalle del telar de un molino de tres mazas verticales accionado por caballerizas *(Rochefort et al., 1655).*

Una vez exprimido el jugo, su escorrentía era conducida mediante una *canaleta* (P) hasta la *paila receptora* (F) del *tren de pailas* (M), cuyo fondo era calentado por un cañón de fuego (N).

El método para moler los trozos de caña consistía en introducirla a mano por un operario entre el rodillo central y uno de los laterales, recogiéndola al otro lado un segundo operario que las reintroducía de forma inversa entre la maza central y el tercer cilindro, actividad ésta bastante peligrosa que ocasionaba gran cantidad de percances en las manos, ya que al no quedar la caña totalmente molida era necesario posicionarla muy cerca de las mazas para pasarla de nuevo entre ellas; de aquí que al menos en Cuba, se invirtiese el sentido de giro de los bueyes efectuando la rotación en sentido anti-horario, como puede apreciarse en la figura 48, siendo menos probable el caso de atrapamiento de las manos del operario [Moreno Fraginals, 1978].

El uso de los molinos de dos o tres cilindros paralelos horizontales (figura 51) o verticales entre los que se hacía pasar la caña, quedan perfectamente testimoniadas en España en

la primera mitad del siglo XVII, aunque con gran probabilidad se les conocía desde mucho tiempo atrás. La razón por la cual era mucho más frecuente la utilización del molino de mazas colocadas en posición vertical era porque así se evitaba que los caldos se mezclaran con la caña siendo reabsorbidos por el bagazo.

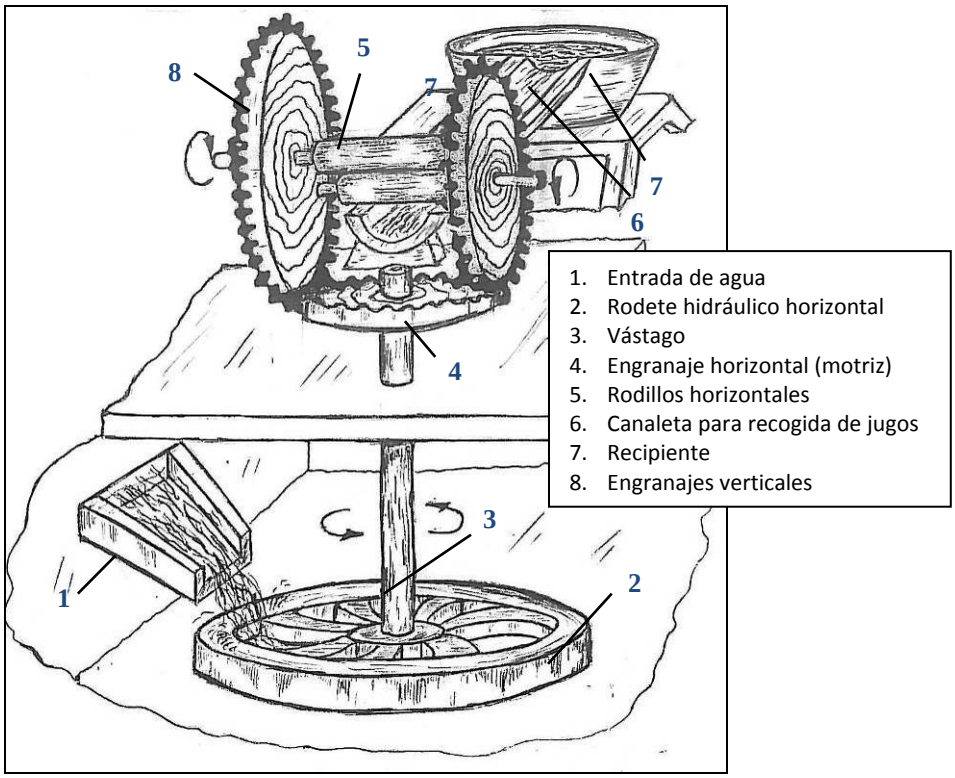


Figura 51. Molino de rodete hidráulico horizontal.
Dibujo del autor basado en los modelos de García Tapia y Juanelo Turriano.

3.1.1.2. Casa de calderas

La tecnología primitiva de las calderas, tanto en su diseño, dimensionamiento, disposición, materiales, número y localización de los hornos, no experimentó grandes avances hasta finales del siglo XVIII, aunque fueron evolucionando muy lentamente.

En este recinto se ubicaban un conjunto de pailas o calderas colocadas en serie (figura 52), donde se calentaba el jugo mediante un horno que cada una poseía debajo de ella. Estaban fabricadas, en la mayoría de los casos en cobre, al igual que la mayor parte de los utensilios y recipientes (cucharones y ollas, por ejemplo), utilizados en el trasvase del guarapo de una caldera a otra, pero en ocasiones también se empleaba el hierro (en el caso en que la demanda calorífica fuese menor). El fondo de la paila o tacha era fabricado en una sola pieza para facilitar su desmontaje y la colocación del recambio, cuando éste se desgastaba debido al intenso y continuado calentamiento al que estaba sometido.

Cada una de ellas se asentaba sobre su propio horno debido a que las sucesivas operaciones demandaban una cantidad de calor diferente, por lo que iban ordenadas de mayor a menor tamaño, conforme a la pérdida de volumen por la evaporación que sufría el guarapo después de cada cocción. También se podían distribuir en juegos y en número que fuera necesario atendiendo a un mayor volumen de producción.

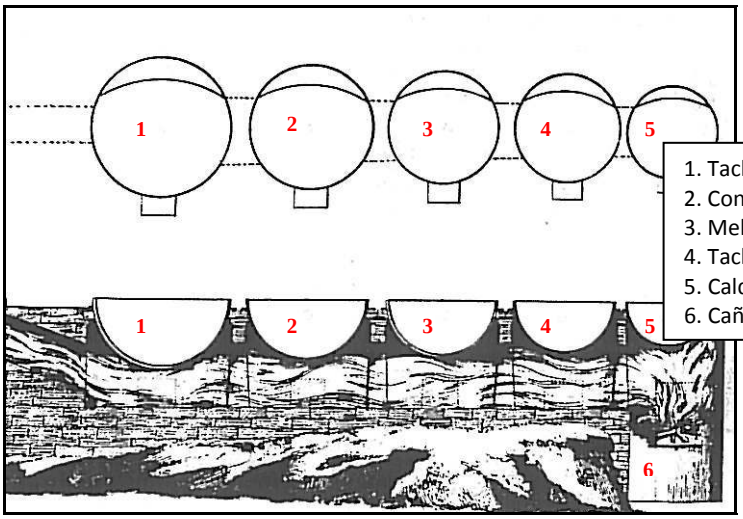


Figura 52. Detalle de horno reverbero para un tren de pailas en una sala de calderas (*Cantero, 1857).*

En general, con el paso del tiempo se fue modificando el diseño de las calderas ya que se hacían cada vez más pequeñas, pasando de un volumen de unos 3.000 litros de la primera caldera de los ingenios de Nueva España en las postrimerías del siglo XVIII a unos 1.150 litros de la primera colocada en una de las factorías de la costa mediterránea andaluza. Su geometría también experimentó cambios, pasando de ser cónica y bastante profunda a construirse de forma rectangular o cilíndrica, con objeto de favorecer la evaporación.

La primera tarea que se realizaba recibía el nombre de defecación y se producía en la paila (2) (figura 52) consistente en la utilización de un defecante cuyas funciones eran, por una parte, liberar al jugo de todos aquellos elementos en suspensión que fuesen nocivos para lograr un azúcar de buena calidad calentando el guarapo pero sin llegar a hervirlo, con objeto de conseguir la precipitación con los ácidos, albúminas, grasas colorantes, etc. y formando sales en forma de espumas o cachazas que emergían a la superficie separándose manualmente con unos utensilios denominados las espumaderas y por otra, para favorecer la cristalización.

Una vez realizada esta tarea, el segundo paso consistía en el trasvase de los caldos a las calderas de evaporación o clarificación empleando los 'bombones' (figura 53), aplicando poca cantidad de calor al guarapo y consiguiendo elevar nuevas impurezas, que también se separaban con las mencionadas espumaderas. Posteriormente, se hacía hervir el guarapo agregando lechada de cal reiterando el proceso hasta lograr que las espumas formadas fuesen completamente blancas, y así conseguir la plena clarificación de los caldos. Cuando esto ocurría, se hervían de nuevo para aumentar hasta alcanzar entre unos 25º Beaumé de densidad, obteniéndose en la paila (3) (figura 52) la masa cocida o meladura.

Seguidamente, la meladura se filtraba y pasaba a la paila (4) (figura 52) de cocción y cristalización, llamada tacho, donde se aplicaba un alto grado calorífico para someterla de nuevo a ebullición e incrementar la densidad de unos 45 grados Beaumé, donde se esperaba el haber alcanzado la óptima concentración para que los azúcares cristalizasen (punto de azúcar). Esta operación era necesaria aplicar un calor mucho más intenso y de forma más rápida que en las fases anteriores para conservar el óptimo rendimiento del azúcar ya que de no realizarse así, ésta se disociaría en glucosa y caramelo en detrimento

de su calidad. Finalmente la meladura se trasvasaba a la paila o caldera (5) (figura 52) llamada resfriadera donde permanecería enfriándose y donde más tarde, un vez alcanzado el punto de azúcar sería batida para romper los cristales de azúcar en trozos de menor tamaño.

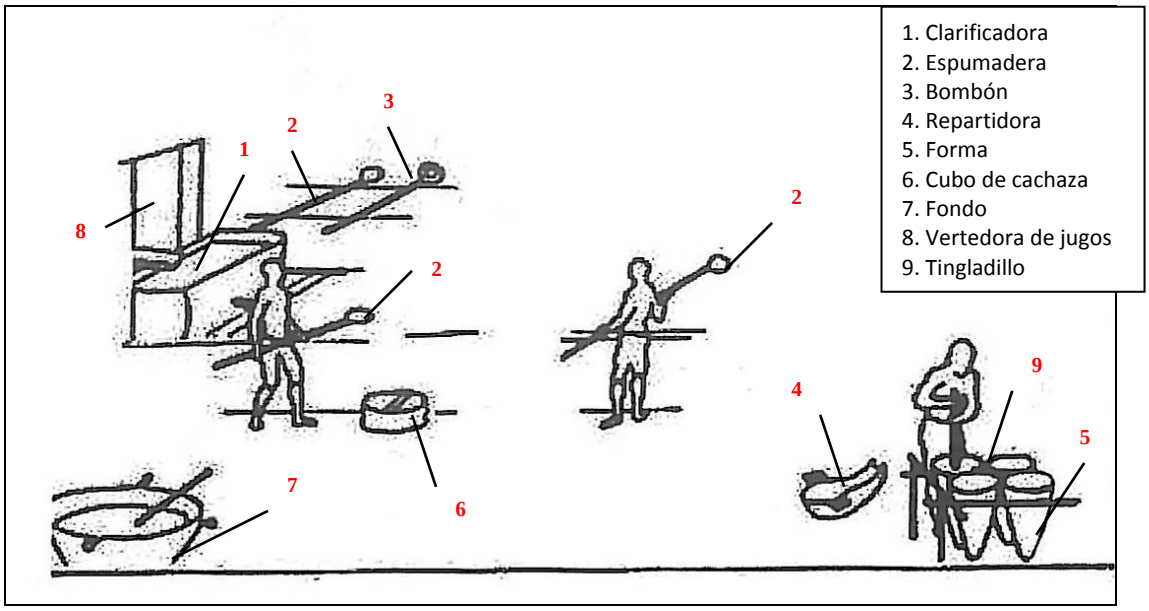


Figura 53. Formas y utensilios utilizados en la cocina de un ingenio *(Moreno Fraginals, 1978).*

En España, algunas factorías azucareras de las costas andaluzas a finales del siglo XVIII incorporaron hornos reverberos, debido a la escasez de madera que padecían los bosques aledaños, ocasionada por el elevado consumo que los hornos individuales demandaban y que solamente pudiera estar justificado éste, para dosificar con mayor independencia la cantidad de fuego que cada operación del proceso requería. Al mismo tiempo, en Cuba empezaron a emplearse hornos con un único cañón de fuego para calentar todas las calderas, conocidos como trenes jamaicanos [Moreno Fraginals, 1978].

3.1.1.3. Sala de purgas

El primer paso en las tareas de purgado se producía en el mismo recinto de calderas, vertiendo la masa cocida para que reposara en unos recipientes cónicos, que variaron su volumen con el paso del tiempo, donde se eliminaban las mieles mezcladas con los cristales de azúcar (figura 54). A continuación, un par de días después aproximadamente, se les quitaba el tapón que poseían en el fondo, con el objetivo de desalojar las *mieles de descarga*. Una vez hecho esto, se les volvía a colocar el tapón o tarugo para ser trasladados a la sala de purga, donde se disponían en porrones de barro continuando el drenaje de las mieles hasta su agotamiento.

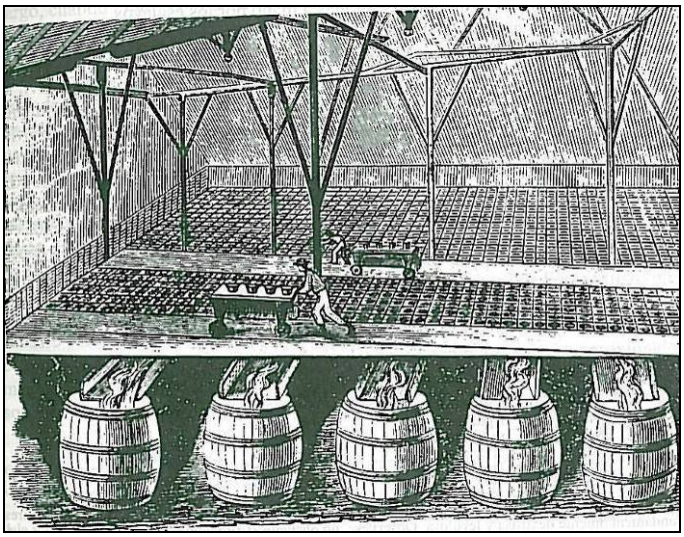


Figura 54. Vista interior de una casa de purga (*Cantero, 1857).*

Realizado el purgado total, los recipientes eran golpeados suavemente para desprender la azúcar adherida, maceteando con una paleta de hierro el resto del azúcar para evitar su apelmazamiento.

El proceso continuaba con la tarea de blanqueo del azúcar consistente en la colocación en la parte superior del recipiente de arcilla húmeda que dejaba escurrir el agua lentamente por las paredes de éste, impregnándose a su paso con resto de azúcares no cristalizados, además de materias colorantes que iban saliendo por el agujero del fondo, repitiéndose la operación las veces que fuesen necesarias hasta la total desaparición de estos restos azucarados. El caldo escurrido era muy apreciado y recibía el nombre de 'mieles de tierra'.

Una vez alcanzada la consistencia deseada en los moldes de barro, el paso siguiente era trasladar a los secaderos el pan de azúcar expuesto previamente al sol durante varias horas, pero continuaba varios días más al sol para logra un perfecto secado y eliminar por completo algún resto de mieles que pudiese contener por razones de una purga incorrecta. Posteriormente, la masa azucarada era cortada de forma transversal en varios trozos, de menor a mayor pureza.

Como las tareas de purgado, blanqueo y secado tenían un coste muy elevado y eran bastante complejas (ya que en ellas se podía invertir hasta un 15 por ciento del total de la mano de obra de la factoría, pudiendo durar hasta dos meses) era bastante frecuente que las metrópolis de las colonias exportadoras se dedicaran a las tareas más laboriosas y éstas ultimas con menos recursos se dedicaran a la producción de mascabados.

3.1.1.4. Subproductos

Como se acaba de ver, en la elaboración de azúcar se obtenían una serie de subproductos de distinta calidad que también suscitaban importantes intereses económicos, desarrollándose una industria complementaria para la explotación de los mismos. Los más importantes correspondían a las mieles de purga (de descarga y de tierras), de las cuales se producía ron o aguardiente.

Otro subproducto que se obtenía tal y como salía de los trapiches era el bagazo verde, y era empleado, una vez deshidratado convenientemente, como combustible alternativo a la escasez de madera de los bosques aledaños a los ingenios por su consumo indiscriminado, en el horno de las tachas de concentración que requerían una intensidad de fuego moderada. Posteriormente, fue siendo sustituido, aunque no en todos los ingenios, por el uso del carbón mineral.

Como últimos subproductos quedaban las mieles de peor calidad y los cabos de las cañas que se reutilizaban como alimento a los animales empleados en las distintas faenas de acarreo o como arrastre del molino. Un ingenio mediano necesitaba unos quinientos animales para realizar dichas tareas. [Martín Rodríguez, Giménez Yanguas, 1992].

Aún siendo éste el modelo productivo utilizado en la mayoría de las factorías azucareras de esta época, existen testimonios acerca de la incorporación en 1779 de mejoras notables, como las que se llevaron a cabo en un ingenio de Torrox (Málaga) conocido como el 'Ingenio Bajo o de San Rafael' adquirido, junto a las tierras y otros bienes para su explotación por Tomás Quilty Valois, irlandés de origen, hombre muy experimentado en materia azucarera, que forró los rodillos tradicionales de madera con camisas de hierro sujetadas a ésta por medio de pernos metálicos, en lugar de utilizar la presión de los tradicionales rodillos de madera, aportando mayor robustez al sistema de extracción del jugo y dando a su vez menor número de vueltas [Birriel Salcedo, 1993].

Como ya se ha indicado, se instalaron hornos reverberos o trenes en lugar de hornos individuales que lograban un considerable ahorro de leña, consiguiendo optimizar los procesos de clarificación y concentración de los jugos mediante procedimientos de carácter químico que nunca se habían empleado hasta entonces. Conviene resaltar otra innovación importante que introdujo Fleming en 1773 en el sistema de circulación de la caña. Ésta, consistía en acoplar al molino una rueda directriz conduciendo a la caña exprimida a la masa central para recibir una segunda extracción entre ésta y la tercera, economizando así mano de obra, al mismo tiempo que reducía el número de accidentes, pero se desconoce si esta mejora fue incorporada al ingenio de Quilty.

3.2. La molienda de caña de azúcar en España a mediados del siglo XIX

3.2.1. El proceso de obtención de caña a principios del siglo XIX

No son muy numerosas las aportaciones tecnológicas que se introducen en la elaboración del azúcar hasta mediados del siglo XIX, donde los trapiches o ingenios de las costas andaluzas, hasta esta fecha eran meramente molinos de carácter casero y rural de características muy similares a los de artesanía musulmana.

No obstante, el proceso tradicional que se realizaba en el periodo inmediatamente anterior a la introducción de la máquina de vapor en la industria azucarera, era sin duda una de las artes con mayor grado de complejidad que entonces se practicaban por los numerosos trabajos y operaciones que comprendía, desde el cultivo de la caña de azúcar, la corta y posteriormente, la molienda de la caña, clarificación de los caldos, concentración de éstos hasta su transformación en masa cocida y cristalización de ésta,

hasta llegar a la purga de cristales de azúcar, separándolos de las mieles (fracción no cristalizada).

3.2.2. Fin del modelo artesanal

Como ya se ha visto este método de fabricación era en esencia, el mismo que habían utilizado los árabes y a su vez, el mismo que en 1845 encontraría el empresario Ramón Dionisio José de La Sagra y Peris, hombre polifacético y emprendedor, nacido en La Coruña en 1798 y fallecido en Neuchatel (Suiza) en 1871, poseedor de amplios conocimientos técnicos sobre la elaboración del azúcar de caña y sobre las innovaciones que se habían introducido en la industria cañera antillana, tanto en la Isla de Cuba (debido a su largas temporadas en ella, como en la mayoría de las islas del Caribe) y enriquecidos más tarde, con los métodos sobre de elaboración de azúcar de remolacha en sus frecuentes viajes por Francia y Bélgica [Cambrón Infante, 1999].

Fue el fundador de una sociedad anónima la Sociedad Azucarera Peninsular, constituida el 26 de mayo de 1845 con un capital de 3.175.000 reales, junto a un grupo de empresarios, cuyo objetivo era la impulsión del cultivo de la caña e instalación de una industria azucarera con tecnología avanzada en las costas de Andalucía. Él mismo, en febrero de 1845, fue designado por una comisión gestora de dicha Sociedad para desplazarse a estas costas mediterráneas y recabar todos aquellos datos indispensables para elaborar el coste económico real la empresa azucarera, al mismo tiempo de dar fe de las condiciones agronómicas de los plantíos de caña de la zona.

Gracias al análisis de gran precisión de su informe [De la Sagra y Peris, 1845], se pudo conocer con exactitud el panorama agrícola e industrial y del azúcar en España, en el cual se reflejaban los métodos anticuados de cultivo de la caña y los rudimentarios procesos de fabricación de azúcar que se practicaban en las zonas costeras andaluzas.

De este Informe se dedujo que no se deberían atribuir, como causas del gran estancamiento y del atraso en que se encontraba la fabricación de azúcar mediterránea, por un lado, a la gran carga sobre los derechos del azúcar que desaparecieron en 1803 y por otro, poner en tela de juicio la capacidad técnica de la industria azucarera andaluza para poder competir con la colonial de forma ventajosa. Consideró que, donde realmente residían las causas de la falta de prosperidad de la actividad azucarera eran en esencia tres: las pésimas relaciones existentes entre agricultores y fabricantes, los deficientes métodos de cultivo que se utilizaban para plantar la caña y el uso de un rudimentario y obsoleto sistema fabricación que se aún se aplicaba [Cambrón Infante, 1999].

3.2.3. Deficiencias en el proceso de fabricación del azúcar de caña

Debido a su excelente dominio de la técnica azucarera, La Sagra señaló las carencias o defectos más comunes, que en su opinión, presentaban los ingenios españoles en 1845 en cada una de las etapas del proceso:

3.2.3.1. Molienda

La molienda se efectuaba en molinos de rodillos verticales de hierro colado, por donde se pasaba varias veces la caña, siendo el bagazo colocado posteriormente en espuertas y humedecido con las espumas de los jugos para ser prensado de nuevo por medio de vigas pesadas. Estas actividades requerían mucho tiempo y esfuerzo por lo que se dilataba bastante el proceso repercutiendo de manera negativa en el grado de pureza de los caldos, duplicando o triplicando jugos debido a estrangulamientos inevitables.

3.2.3.2. Defecación, clarificación y concentración

En el empleo de hornos individuales y fuego no controlado consistían los principales errores cometidos en estas fases del proceso, debido a que se obligaba a consumir gran cantidad de leña, además de quemar buena parte del azúcar. Junto a todo esto, los jugos concentrados o jarabes se colocaban previamente en unos recipientes situados en el suelo, donde eran enfriados hasta llegar a unos 30 grados de temperatura, antes de hervirlos rápidamente en las tachas para darles el punto, no trasladándose directamente a éstas cuando se extraían de las calderas a unos 100 grados de temperatura y una densidad de 30 grados Beaumé, que sería la secuencia lógica de una idea bien concebida de eficiencia energética y de tiempo.

3.2.3.3. Cristalización y purga

La Sagra y Peris criticaba el uso del 'hediondo barro humedecido' para el blanqueo del azúcar, que continuaba siendo una práctica común, encontrando deficiencias técnicas más importantes si cabe, que las que se acaban de exponer. Entre ellas:

1. En la mayoría de los ingenios, los convenios entre fabricantes y agricultores se acogían al llamado sistema de 'maquila', consistente en recibir el labrador la mitad del azúcar que producían las cañas que entregaba, y la otra mitad el fabricante junto a todos los subproductos de la fabricación como el bagazo, espumas y mieles, provocando así el total desinterés por parte de los dueños de los ingenios en realizar mejoras en fabricación, ya que lograban todos sus objetivos a costa de sus propios intereses, prefiriendo un bagazo menos agotado con mayor poder calorífico y mayor cantidad de mieles pudiéndose reutilizar para la destilación o como alimento a los animales que intervenían en la zafra (del orden de 400 en un ingenio de tamaño medio). La maquila hacía que la caña se trabajara por 'tareas', sin posibilidad de mezclar la de unos propietarios con las de otros, por lo que en ocasiones dejaba de utilizarse, parte de la capacidad productiva del ingenio, y la presencia de los agricultores en éste para vigilar la molienda de sus cañas, era causa también de entorpecimientos y tiempos muertos.

2. Aunque suponían un notable ahorro en energía animal, las ruedas hidráulicas generaban un gran impedimento para los riegos. Por ello, se suspendía la fase de molienda en período nocturno, pero ocasionaba una prolongación excesiva de la zafra con el consiguiente coste adicional para el ingenio, con pérdida de rendimiento

de las cañas y con problemas para el inicio de las tareas agrícolas del año siguiente.

3. También suponía un grave problema, la devastadora deforestación que sufrían las zonas aledañas a los ingenios debido al excesivo consumo de leña de demandaban éstos, lo que había hecho necesario traerla de lugares cada vez más distantes, con el consiguiente incremento de los costes de producción, siendo a su vez también la causa de la progresiva escasez de estiércoles, ya que se habían destruido los pastizales de estas zonas forestales que daban alimento gran cantidad de animales.

En definitiva, la elaboración de azúcar en las costas andaluzas continuaba siendo una actividad artesanal y casi primitiva en su agricultura en 1845, debido precisamente a estas carencias técnicas e institucionales. Así, según estimaciones de Ramón de la Sagra, sólo se dedicaban a la cosecha de la caña unos 10.000 marjales (de los alrededor de 50.000 disponibles como plantíos en aquella zona), con rendimientos agrícolas bastante bajos.

A pesar de su alta densidad azucarera, resultaba bastante deficiente el rendimiento industrial de la caña, aproximadamente un 10% de productos azucarados solamente, de los que un 2% era azúcar blanca, azúcar quebrado otro 2%, un 4% mieles de prima y el 2% restante mieles de tierra. El volumen medio de molturación por día de los ingenios existentes era de unas 2.220 arrobas de caña, en tanto que los rendimientos totales de la Península podían calcularse en unos 1.300 Kg de azúcar por hectárea, es decir, más o menos la mitad que la producción en Cuba [Martín Rodríguez, 1994].

3.3. Evolución tecnológica en España (1845-1882): la irrupción del vapor

Dado el grado de estancamiento que sufría la industria azucarera a principios del siglo XIX, debido a que no había experimentado prácticamente evolución alguna durante el siglo anterior, se hacía necesario encontrar qué causas motivaban la decadencia en las plantaciones de caña de azúcar de la costa tropical andaluza. Así lo creía el Alcalde Mayor de Almuñécar Lafuente Poyanos, donde en un documento fechado en 1818 y como Subdelegado de la Real Junta de Comercio para ingenios de azúcar, atribuía como causas principales por una parte, a la aplicación de un método de fabricación equivocado y por otra, al uso de una rudimentaria maquinaria y equipos que no alcanzaban rendimientos satisfactorios de producción.

Los cambios tecnológicos propuestos ya habían sido ensayados de forma exitosa en Las Antillas, aunque la mayoría de ellos no se habían desarrollado en esta industria sino que ya se habían aplicado con anterioridad en los procesos de producción de azúcar de remolacha, pero al ser los procedimientos de tratamiento de sus jugos bastante compatibles técnicamente con los del azúcar, esto contribuyó positivamente al intercambio tecnológico, y así poder ser aplicados también en la industria de la caña.

Entre 1845 y 1882 se introdujeron importantes mejoras tecnológicas en las fábricas de azúcar de las costas andaluzas ocasionando un gran cambio en el proceso productivo que afectaban a todas y cada una de las fases de este proceso, es decir, a la molienda, a la sala de calderas y a la casa de purga, siendo el vapor el elemento imprescindible de todo el proceso de fabricación ya que estaba presente en cada una de sus diferentes

operaciones. En la primera de ellas, iniciaba por medio de la energía mecánica aportada por la máquina de vapor (figura 55), a la rotación por medio de los rodillos de los trenes de molinos (figura 56); seguidamente, se utilizaba para las operaciones de purificación y concentración de los jugos, finalizando su uso en el accionamiento de las turbinas de centrifugación. Las principales ventajas de este fluido consistían en:

a. Garantizar un ahorro en el trabajo, ya que disminuía la manipulación tanto de materias primas como de los productos de fabricación debido al incremento constante de la automatización de parte del proceso.
b. Optimizaba el consumo energético al aprovecharse sucesivamente en cada una de las fases de la fabricación, junto con la utilización de los aparatos al vacío.
c. Al optimizar el tiempo de fabricación, se evitaba por un lado, riesgos de fermentación de los jugos y por otro, pérdidas en la densidad de sacarina de las cañas.

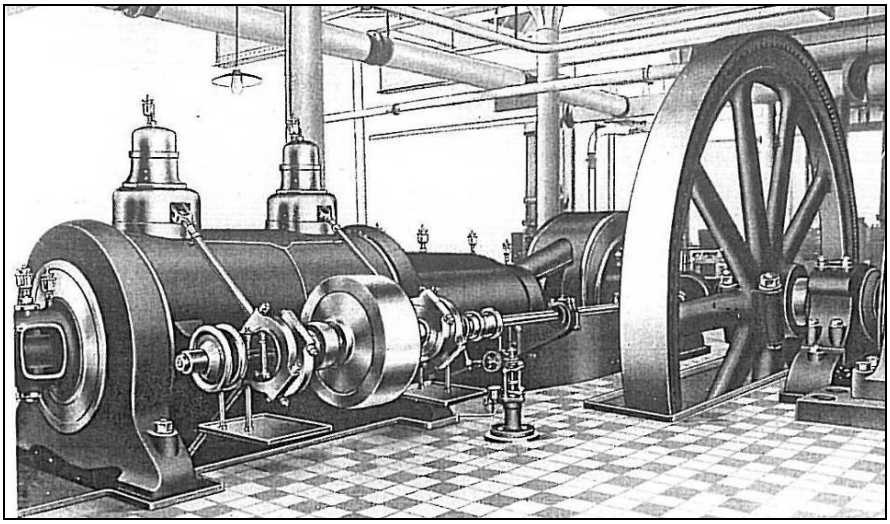


Figura 55. Máquina de vapor del catálogo de la firma alemana Halle (1920). *Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

Como consecuencia de todo lo anterior, se hacía necesario un mayor número de controles técnicos, por lo que en cada planta azucarera se hacía imprescindible un laboratorio químico y una plantilla de personal técnico y auxiliar especializado en azúcar de caña y en continuo crecimiento, es decir, en función de la evolución tecnológica de la fábrica.

Figura 56. Rodillos para el tren de molienda del catálogo de la firma alemana Halle (1920).
Gentileza de la azucarera de Ntra. Sra. del Rosario en Salobreña (Granada).

Así pues, en las costas mediterráneas andaluzas se construyeron veinte grandes factorías de azúcar en 1845, equipadas con modernos sistemas de fabricación, ocho en la provincia de Málaga, diez en la de Granada y dos en Almería. Según las informaciones de la época, se tiene conocimiento que la inversión inicial de cada una de ellas oscilaba entre 500.000 y 1.000.000 de pesetas, atendiendo a su capacidad de molturación, y que luego iría aumentando conforme se fuesen agregando nuevos aparatos o se ampliaran las mismas.

Como consecuencia de esto, el rendimiento medio de las fábricas españolas se triplicó en este período, pasando de 2.000 a 6.000 arrobas de capacidad de molienda diaria de caña, aunque algunos de los antiguos trapiches prolongaron su actividad durante varios años más.

3.3.1. Avances tecnológicos en los molinos de azúcar en el siglo XIX

La transición de la tecnología tradicional a la moderna está asociada a la utilización del vapor en cada uno de los tres grandes núcleos industriales del ingenio: el molino, la casa de calderas y la casa de purga. El avance técnico en cada uno de ellos se produjo en distintos periodos de tiempo desde finales del siglo XVIII, pero el proceso no concluyó definitivamente hasta el último tercio del siglo XIX, fecha a partir de la cual, ya no se producirían innovaciones tecnológicas trascendentales en la industria del azúcar. No obstante, durante todo el siglo XIX, la tecnología tradicional convivió con la moderna en la mayor parte de las colonias productoras de azúcar e incluso en la propia metrópoli, donde en 1898 al tiempo de la pérdida de las reliquias del Imperio, todavía existían en funcionamiento algunos trapiches tradicionales.

3.3.1.1. Molino

El ingenio de tres rodillos de mazas de hierro colado, había alcanzado un considerable nivel de perfección técnica justo antes de la irrupción del vapor a la industria de la caña de azúcar, pero verdaderamente el primer intento de aplicación del vapor a un artefacto azucarero fue en Jamaica en 1770, según algunos autores, aunque el que realmente destacó por los resultados obtenidos fue el instalado en 1797 en Seybabo (Cuba), siendo todavía un primitivo prototipo que necesitó unos veinte años de perfeccionamientos para superar las dificultades, sobre todo en la transmisión del movimiento, alcanzando al fin un alto grado de eficiencia mecánica. Este último trapiche accionado mediante vapor fue construido por la compañía británica *Fawcett-Preston* fundada en 1758 en Liverpool, y dedicada a la fabricación de piezas de hierro. Se trataba de una colocación sucesiva de juegos de molinos y trenes, siendo en Cuba en 1816 donde se instalaron por primera vez en cuatro trapiches, dos de ellos en Matanzas en las fábricas de Juan Madrazo y en la de Pedro Diago [Cantero, 1857].

Posteriormente, estas técnicas innovadoras de molturación llegaron a Nueva España en 1833, donde destacan los molinos de seis rodillos y las desmenuzadoras con rodillos en zig-zag. En 1848 llegaron a la Isla Puerto Rico, en 1886 se introdujo la desfibradora inventada por Fiske, introduciéndose en Louisiana por primera vez en un proceso productivo, en 1887 alcanzó Filipinas, y en 1892 se montó en una factoría de Cora Plantation también en Louisiana el primer molino de nueve mazas. Ya en 1845 Ramón de La Sagra y la Sociedad Peninsular las introdujeron en las costas mediterráneas andaluzas.

Con estos nuevos molinos a vapor no se pudo optimizar en principio, el rendimiento caña/azúcar dado que el porcentaje de jugo extraído de la caña continuaba siendo aproximadamente entre el 60 y 65 por ciento del contenido de ésta; incluso para ello, se dimensionaron molinos de cinco y hasta de ocho mazas pero sin apenas éxito. No obstante, con estos nuevos diseños se consiguió un notable incremento en la capacidad de molturación de caña. Tampoco se mejoraron rendimientos de extracción de jugos de la caña con la técnica de difusión empleada en la industria de la remolacha desde 1894, pero bastante costosa, aunque también contribuyó a mejorar la técnica de molturación. [Martín Rodríguez y Malpica Cuello, 1992].

Finalmente, con la colocación de juegos sucesivos de molinos de tres rodillos horizontales formando un triángulo equilátero o isósceles, y dispuestos en tándem accionados por una máquina de vapor, se alcanzó la solución definitiva. Este modelo revolucionario fue sustituyendo progresivamente a todos los demás. La firma *Derosne Cail co*menzó a instalar en Las Antillas el llamado *tren Derosne,* un sistema completo de fabricación de azúcar completamente accionado por la energía del vapor y compuesto de un molino horizontal de tres rodillos, con una estera móvil anterior para la conducción de las cañas, además de juegos de clarificadoras, filtros de carbón y evaporadores al vacío [Titos Martínez, 1998].

Además de todo lo expuesto, las patentes de Decoster, Faure y Thompson que permitieron generalizar el uso de cuchillas rotativas, desfibradoras y desmenuzadoras contribuyeron muy positivamente a la mejora de los rendimientos en jugos antes de finales de siglo.

Una parte considerable de la maquinaria y tecnología de vapor incorporada a los incipientes complejos fabriles adaptados para poner en marcha el nuevo modelo productivo, se importaba de Europa sobre todo de Francia e Inglaterra, siendo las empresas *Fives-Lille* (Francia), *Mirrlees-Watson* (G. Bretaña), *Halle* (Alemania), *Braunschweigische Maschinenbau Anstalt* (Alemania), *Cail* (Francia), *Savalle* (Francia), *S*$^{TE.}$ *A*$^{ME.}$ *J.J. Gilain* (Bélgica), *Sulzer* (Suiza), las principales proveedoras de estos equipos, importándose también equipamientos de Estados Unidos pero a mucha menor escala, por lo que la dependencia tecnológica de las modernas factorías azucareras españolas se convirtió en una práctica común, para ser competitivas. También para su montaje, instalación, mantenimiento de las fábricas y formación del personal de las azucareras se contrataban los servicios técnicos principalmente de expertos franceses e ingleses [Titos Martínez, 1998].

A lo largo del siglo XIX, se fue introduciendo y consolidando la energía del vapor, como mecanismo de tracción de los rodillos además de favorecer el proceso continuo de fabricación. En la figura 57 aparecen las fábricas de azúcar de caña, existentes en España a finales del siglo XIX que habían incorporado este tipo de energía, adaptando sus instalaciones para tal efecto.

FÁBRICA	COMPAÑÍA	MUNICIPIO	PROVINCIA	Capacidad t caña/día	Primera temporada
1.- FÁBRICAS DE AZÚCAR					
Ntra. Sra. de la Aurora	Sociedad Anónima	Adra	Almería	100	
San Nicolás	Sociedad Azucarera Larios	Adra	Almería	300	
San Rafael	Vda. de Rafael Márquez	Almuñécar	Granada	120	
La Encarnación	Vda. de Rafael Márquez	Almuñécar	Granada	100	
Ntra. Sra. de las Angustias	Juan Ramón Lachica	Motril	Granada	250	
Ntra. Sra. de la Cabeza	Azucarera Larios, S.A.	Motril	Granada	400	
Ntra. Sra. de Lourdes	López y Gimenez Caballero	Motril	Granada	120	
Ntra. Sra. del Pilar	Marquesa de Squilache	Motril	Granada	300	
San José	Sociedad Anónima San José	Motril	Granada	200	
Ntra. Sra. del Pilar	Chávarri, Kocherthaler y Cía.	Salobreña	Granada	320	
Ntra. Sra. del Rosario	Agrela Hermanos, S.A.	Salobreña	Granada	400	
La Santísima Trinidad	Simón Castell	Churriana	Málaga	80	
Colonia Ordoñez	M. Heredia Hrnos.	Málaga	Málaga	80	
N. Sra. de la Concepción (1)	Azucarera Larios, S.A.	Málaga	Málaga	200	
Colonia el Angel	Martínez y Compañía	Marbella	Málaga	80	
San Joaquín	Rafael de Chaves	Maro	Málaga	80	
San José	Azucarera Larios, S.A.	Nerja	Málaga	120	
San Luis	Soc. Ind. y Agr. Guadiaro	Sabinilla	Málaga	150	
San Pedro de Alcántara (1)	Sociedad S. Pedro de Alcántara	Marbella	Málaga	250	
Ntra. Sra. del Carmen	Azucarera Larios, S.A.	Torre del Mar	Málaga	350	
San Rafael	Azucarera Larios, S.A.	Torrox	Málaga	100	

(1) Mixtas, de caña y remolacha.

Figura 57. Fábricas de azúcar de caña existentes en España a finales del siglo XIX. *Dirección General de Aduanas.*

3.3.1.2. Sala de calderas

También se incorporaron grandes mejoras en otras fases del proceso de elaboración, además de las aplicadas en la molienda, como en las fases de concentración al vacío y filtración.

En 1813, Howard inventa en Inglaterra el primer tacho que concentra el azúcar aplicando el vacío interior, mediante una bomba movida por una máquina de vapor permitiendo la evaporación por debajo de los 100ºC al reducirse la presión por debajo de la atmosférica, evitando así quemar la meladura o masa cocida. El vapor circulaba por un serpentín o por un doble fondo de un recipiente cerrado donde se producía la evaporación.

En 1845, Norbert Rillieux instaló en Packwood (Louisiana), al sur de Nueva Orleáns, el primer evaporador de múltiple efecto al vacío, perfeccionado un modelo basado en el patentado por Howard y cuya diferencia estribaba en el aprovechamiento del vapor generado en la ebullición de los jugos, para la evaporación de otra dosis de estos de menor concentración, creando así las llamadas baterías de efectos múltiples, diseñando, según este principio un artefacto constituido por tres calderas por donde circulaban los jugos azucarados y los vapores que los calentaban.

Más tarde, se introdujeron los evaporadores al vacio como eran el de triple efecto inventado por Derosne y fabricado por la compañía francesa *Cail* en 1830, con objeto de reducir el punto de ebullición y evitar la cristalización de los jugos (figura 58). Dicho mecanismo consistía en colocar tres calderas en batería (efecto múltiple) y en posición vertical y efectuando el vacío por medio de una bomba en cada una de ellas. Una segunda bomba aspiraba el jugo e iba llenando las calderas hasta dos tercios de su volumen. Seguidamente se inyectaba vapor hasta hervir el jugo a unos 80ºC, siendo el vapor resultante aspirado por la siguiente caldera y de ésta a la tercera, hirviendo el jugo entre

50 y 60ºC y a menor presión. Cuando éste se evaporaba pasando a melaza, era evacuado y rellenado por su predecesor, por lo que se trataba de establecer un recorrido continuo de jugo y vapor, ya que se producía nuevo vapor a partir de la ebullición de los jugos en las calderas con la consiguiente eficiencia energética.

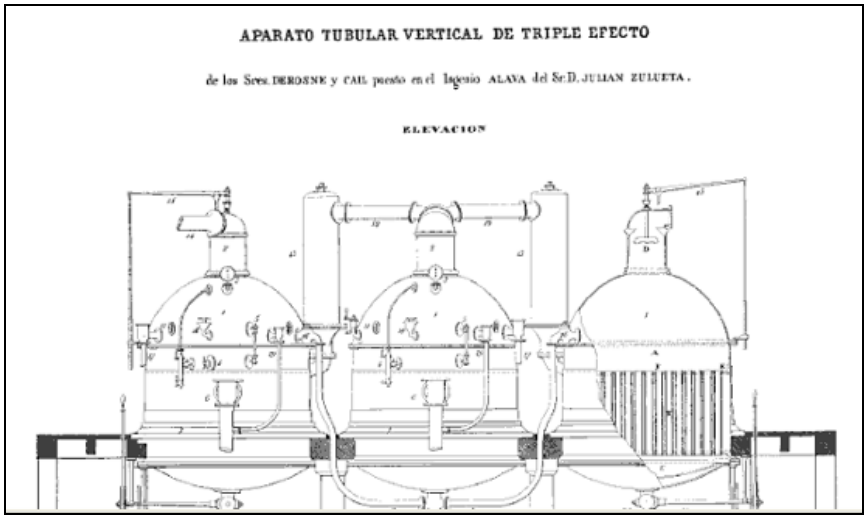


Figura 58. Aparato de triple efecto de Derosne y Cail para concentración de jugos *(Cantero, 1857).*

Estos sistemas de evaporación fueron incrementando el número de evaporadores con cuádruple y quíntuple efecto durante el primer tercio del siglo XX (figura 59). El primero que se construyó en España fue en una fábrica de azúcar de Almuñécar en 1845, propiedad de la Sociedad Azucarera Peninsular y fue instalado por la compañía francesa *Cail.*

En cuanto a la fase de filtración, se introdujeron las columnas de carbón animal patentadas por Derosne, para la decoloración de las soluciones azucaradas, dando comienzo con éstas las modernas técnicas de refinación. En la propia actividad industrial azucarera se originaron algunos equipos de filtrado como el filtro Taylor de bolsas, el filtro prensa de Howard de 1820 perfeccionado con placas de madera en 1853 por Needham, y posteriormente más modernos de hojas como los de Sweetland, Valler y Kelley entre 1910 y 1920.

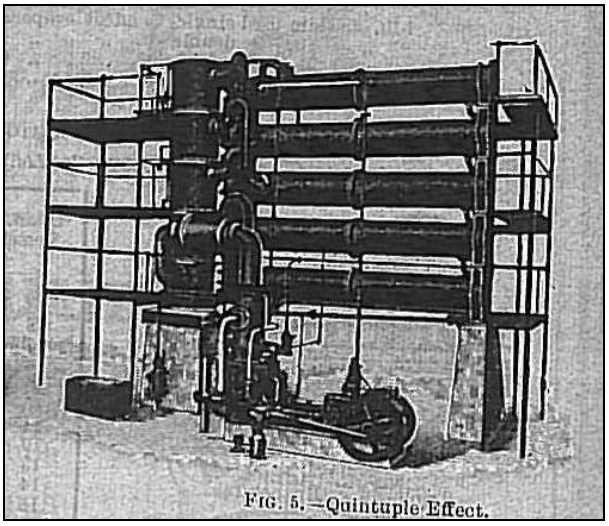


Figura 59. Evaporador de quíntuple efecto de la casa Mirrlees-Watson (*Kempe, 1928).*

3.3.1.3. Cocción de los jugos

Las tachas eran calderas cilíndricas de cobre independientes (figuras 60 y 61) en cuyo interior se encontraban calandrias o serpentines por las que circulaba vapor proveniente de la caldera generadora de éste (figuras 62 y 63). Utilizaban el mismo principio básico que los evaporadores como procedimiento para acabar con la concentración del jugo por ebullición, hasta la fase en la que éste no tuviese la cantidad de agua suficiente para mantener disuelta el azúcar y precipitase parcialmente en estado cristalino, aunque con la diferencia de no reutilizar el vapor producido por la ebullición del jugo siendo eliminado por una columna de condensación.

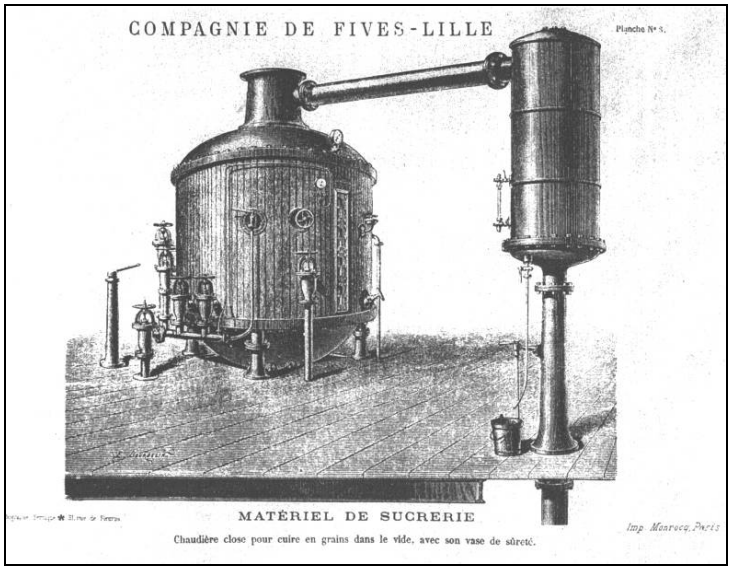


Figura 60. Tacha para cocción y cristalización de la compañía Fives-Lille *(1880).*

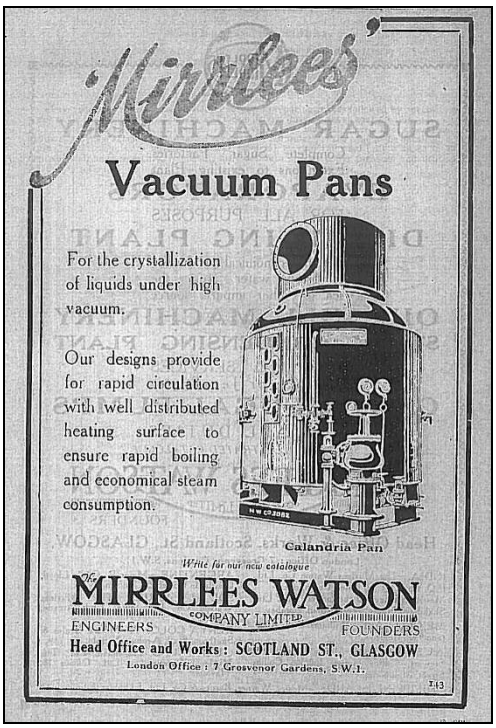


Figura 61. Tacha para cocción y cristalización de la meladura de la compañía Mirrlees-Watson (*Kempe, 1928).*

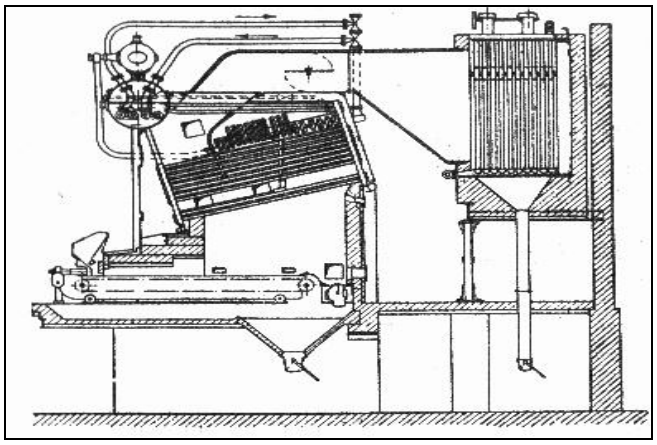


Figura 62. Caldera para producción de vapor de la compañía Stirling (*Hütte, 1926*).

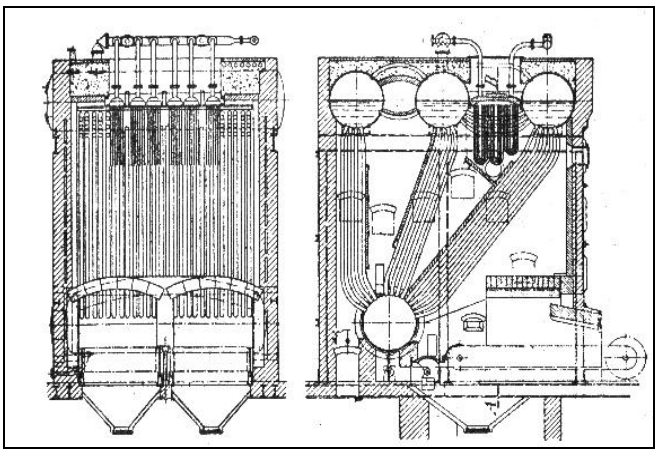


Figura 63. Caldera para producción de vapor de la compañía Babcock & Wilcox (*Hütte, 1926*).

La cocción en la tacha terminaba cuando el jugo comenzaba a formar cristales, entonces se procedía a sacar la masa y pasarla a un depósito, para que reposase alrededor de unas doce horas y continuar hasta la cristalización.

Existen algunos sistemas más innovadores que aumentan el nivel de depuración y donde los jugos pasan directamente de las tachas a los malaxadores. Estos recipientes están dotados con palas o agitadores y se caracterizan por permitir la cristalización dentro del mismo al azúcar de un particular sistema de cocido para guarapos de alta pureza, llamado cocido 'al grano'.

Existe otro sistema de cocido para jarabes de menor pureza llamado cocido 'al hilo', donde la cristalización se hace en depósitos quedando la función de la tacha dedicada a la mera concentración del jarabe.

3.3.1.4. Separación del azúcar y mieles

La turbina centrifugadora fue otra de las innovaciones técnicas importantes importadas de otras fábricas de azúcar que se introdujeron a mediados del siglo XIX para sustituir el sistema tradicional de purga y blanqueo de la masa cocida en pilones. Quizás fue la única innovación que Ramón de La Sagra desconocía ya que hasta 1849 no se introdujo en Cuba.

Su principio de funcionamiento se basaba en un cilindro de hierro hueco con un tambor de tela metálica en su interior unido a un eje vertical que por medio de engranajes o conos de fricción lo hacían girar a gran velocidad (aproximadamente 1.000 rpm) dentro del cilindro de fundición, por donde se vertía la mezcla de azúcar cristalizada y mieles provenientes de la tacha, sometiéndola seguidamente a una gran velocidad de rotación (figura 64). Por efecto de la fuerza centrífuga, las mieles eran impulsadas al exterior atravesando la tela metálica del tambor, reteniendo el azúcar en el interior del mismo. Seguidamente, se aplicaba un chorro de vapor sobre la capa azucarada para facilitar su decoloración y secado, trasladándose una vez descargada por la parte superior a un local para molerla, acopiarla extendida y secarla.

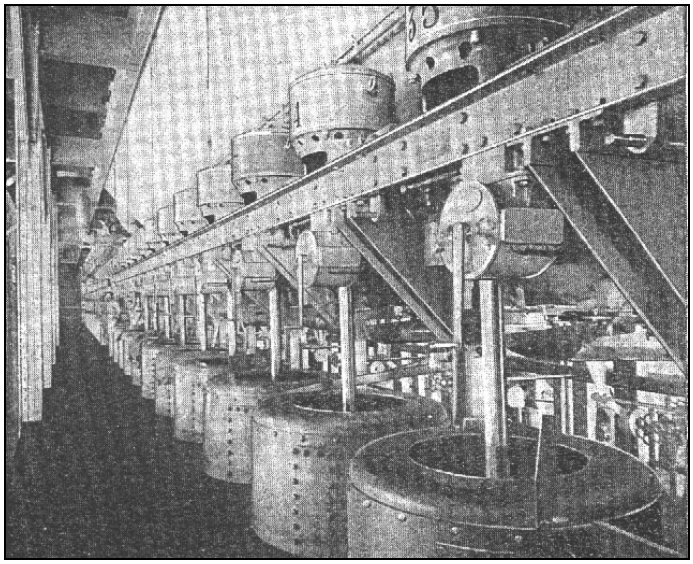


Figura 64. Batería de centrifugadoras para separación del azúcar. *Catálogo de maquinaria de la firma Fives-Lille (1880).*

Por otra parte, las mieles se recogían en un depósito inferior, pudiendo volver a ser cocidas y posteriormente ser sometidas a una segunda o tercera centrifugación. En un principio, las turbinas eran de conos efectuando la descarga manualmente, proceso mucho más laborioso y costoso. A principios de siglo se introdujeron turbinas centrífugas más avanzadas tecnológicamente movidas por motores eléctricos independientes que hacían la descarga de las mieles automáticamente, por lo que se economizaba bastante el proceso [Piñar Samos y Giménez Yanguas, 1996].

3.4. Aportaciones históricas de la Oficina Española de Patentes y Marcas

Para recoger la información relativa a las aportaciones históricas españolas de la industria del azúcar, se ha descargado la información de los expedientes recogidos en el Archivo Histórico de la Oficina Española de Patentes y Marcas (OEPM), ya que conserva relevante información que es fuente para investigaciones de tipo histórico-tecnológico.
(http://historico.oepm.es/archivohistoricow3c/index.asp)

Así presenta, diversas bases de datos históricas como la de Privilegios de Invención de 1826 a 1878, la de Patentes de Invención de 1878 a 1966 y la de Marcas de 1865 a 1907.

La clasificación de los expedientes se realiza en función de la fecha, y así de 1826 a 1878 se presentan como privilegios de invención y de 1878 a 1966 como patentes de

invención. En realidad, la información presentada es la misma y tan sólo, de trata de un cambio en la denominación.

La bases de datos utilizadas han sido la de Privilegios de Invención que proviene de la catalogación de la documentación realizada entre 1991 y 1995 por D. José Patricio Sáiz González durante la elaboración de su tesis doctoral titulada "Invención, patentes e innovación en España (1759-1878)", que consta de 5113 registros, siendo su ámbito temporal del 27 de marzo de 1826 al 31 de julio de 1878, y por otro lado, la de Patentes de Invención de 1878 a 1943 que proviene de la catalogación de la documentación por el equipo dirigido por D. José Patricio Sáiz González, D. Francisco Cayón García y D. Francisco Llorens Acien de la Universidad Autónoma de Madrid, que consta de 148.155 registros, siendo su ámbito temporal del 1 de agosto de 1878 al 15 de febrero de 1940, y por otro lado, la de 1930 a 1966 dirigida por D. Antonio Hidalgo Nuchera de la Universidad Politécnica de Madrid que consta de 187.517 registros, siendo su ámbito temporal del 1 de enero de 1930 al 31 de diciembre de 1966.

La clasificación de los expedientes se realiza en función de la fecha de solicitud, y así de 1826 a 1878 se presentan como Privilegios de Invención y de 1878 a 1966 como Patentes de Invención. En realidad, la información presentada es la misma y tan sólo, de trata de un cambio en la denominación.

Así pues, el procedimiento de búsqueda seguido se ha basado en localizar la clasificación internacional de patentes correspondiente a la industria del azúcar en general (C13), y dentro de ella, buscar las sub-industrias relacionadas que son las siguientes:

C13C: Molinos cortadores; cuchillos para picar; prensas de pulpa
C13D: Producción o purificación de jugos azucarados
C13F: Preparación o tratamiento de azúcares o jarabes
C13G: Aparatos de evaporación; calderas de cocción
C13H: Máquinas cortadoras del azúcar: selección, envasado
C13J: Extracción del azúcar a partir de melazas
C13K: glucosa; azúcar invertido; lactosa; maltosa….

De esa forma se han podido 100 expedientes como privilegios de invención distribuidos atendiendo a la clasificación internacional como sigue: C13 (92), C13C (5) y C13G (3).

Asimismo, se han encontrado 632 expedientes de patentes de invención repartidos como sigue: C13C (87), C13D (181), C13F (184), C13G (44), C13H (42), C13J (39) y C13K (55).

Como se puede apreciar abundan los expedientes relacionados con la producción o purificación de jugos azucarados y con la preparación o tratamiento de azúcares o jarabes, frente a las invenciones relacionadas con los molinos o trapiches de azúcar objeto de esta tesis doctoral.

Sin embargo, como el tema objeto de investigación tiene que ver sólo con la caña de azúcar y particularmente con las invenciones relacionadas con los avances relacionados

con la molienda de la caña de azúcar, se han refinado reduciéndose notablemente los mismos, y que aparecen en el Anexo 1.

3.5. Recapitulación

En este capítulo se ha realizado un estudio sobre el modelo tradicional de molinería y elaboración de azúcar en España a finales del siglo XVIII, analizando las características principales del molino, casa de calderas, sala de purga y los subproductos.

También se ha seguido la evolución de la molturación y elaboración tradicional hasta mediados del siglo XIX, etapa en la que el modelo artesanal llega a su final, dando paso a otro concepto de molinería con técnicas mucho más avanzadas que mejoran ostensiblemente la productividad, influenciado por la incipiente revolución industrial que se inicia en Inglaterra por esta fecha y que es introducido en la Península Ibérica gracias a Ramón de la Sagra, y donde se recogen todos las deficiencias detectadas, tanto a nivel agrícola como industrial, que caracterizaban la elaboración artesanal del azúcar de caña y las soluciones más adecuadas en cada caso.

Asimismo, se ha tratado a fondo la evolución tecnológica de los molinos de caña de azúcar con la incorporación del vapor al proceso productivo analizando su aplicación en cada una de las distintas fases de dicho proceso, desde la máquina de vapor, la sala de calderas o los evaporadores, finalizando con una recopilación de las aportaciones españolas recogidas en el Archivo Histórico de la Oficina Española de Patentes y Marcas relacionados con los avances tecnológicos relativos a la molienda de la caña de azúcar.

Capítulo 4

TRABAJO DE CAMPO

4.1. Introducción

La presente tesis doctoral está sustentada en el estudio comparativo desde los puntos de vista histórico, tecnológico e infográfico de las dos máquinas de vapor de mayor potencia y envergadura, localizadas en dos grandes complejos fabriles de molturación de caña de la azúcar de la costa tropical granadina.

En el primero de ellos, la azucarera de Ntra. Sra. del Pilar en Motril, se encuentra la máquina de vapor de la compañía francesa *Fives-Lille* y en la segunda, la azucarera de Ntra. Sra. del Rosario en Salobreña, se ubica la máquina de vapor de la compañía escocesa *Mirrlees-Watson*. Las características tipológicas de ambas máquinas convierten su estudio en objetivo de especial interés.

La máquina de vapor de Fives-Lille de Ntra. Sra. del Pilar fue construida e instalada en 1929, aunque su estado de conservación, cuando se dispuso del permiso oficial de la Concejalía de Cultura y Festejos del Ayuntamiento de Motril y se pudo entrar en la fábrica para poder recopilar datos de la misma era lamentable, ya que se encontraba casi desguazada debido a los continuos saqueos y expolios, que fue sucesivamente sufriendo la fábrica a lo largo de los años tras el cese de su actividad productiva en 1982, quedando sus restos repartidos entre su propio enclavamiento en el interior de la fábrica y el patio de cañas, donde reposaban a la intemperie más oxidados, si cabe que dentro, sus órganos principales.

Habiendo podido constatar, bien por consultas a expertos o en el Archivo Municipal de Motril, la no existencia de otras máquinas de vapor de similares características técnicas, tipología y aplicación industrial (aunque sí de menores dimensiones), tanto en la zona de estudio como en el resto de España, para hacer extensivo un estudio comparativo con más de dos tecnologías, se procedió a recabar información bibliográfica, fotografías, etc., sobre todo de la máquina de Ntra. Sra. del Pilar. Algunas de sus piezas principales se habían podido salvaguardar, apiladas de manera anárquica, unas encima de otras en zonas externas perimetrales a la fábrica, encontrándose en un lamentable estado de abandono, cubiertas de óxido, polvo y telarañas. Del resto de piezas, completamente ilocalizables, jamás se supo de ellas, y por tanto, al quedarse incompleta, la reconstrucción del modelo real se hacía bastante complicada.

No obstante, y gracias a la fortuna de haber podido hallarse en la propia fábrica, una completa documentación técnica (descubierta, recuperada y conservada gracias al profesor de la Escuela de Arquitectura de la Universidad de Granada, D. Miguel Giménez Yanguas, escritor, investigador y experto en máquinas de vapor), en buen estado de conservación y consistente en una colección de planos originales referentes al diseño de esta máquina de vapor de 1929 y del resto de las instalaciones mecánicas de la fábrica de Ntra. Sra. del Pilar y que contribuirán de manera decisiva, junto con la realización de una serie de fotografías de los restos de la máquina y del resto de instalaciones mecánicas de la fábrica, a facilitar la definición, diseño y reconstrucción del modelo real mediante técnicas de ingeniería gráfica.

Como se ha indicado, esta máquina era deficitaria en documentación técnica y por estar parcialmente desmontada, resultaba complicado imaginar su composición mecánica original, aunque no así en lo referente a la documentación histórica de la misma, ya que se pudo constatar que han sido muchos los artículos y libros publicados sobre el cultivo de caña de azúcar en Motril y en muchos de ellos, hacen referencia a la fábrica de Ntra. Sra. del Pilar y al inventario de sus numerosas máquinas de vapor, junto con el resto de fábricas de azúcar que completan los numerosos complejos azucareros de la costa granadina [Piñar Samos y Giménez Yanguas, 1996].

Dando ya por hecho la viabilidad de poder realizar el modelo virtual de esta máquina, nos animó la idea de continuar reconstruyendo la otra máquina de vapor del año 1929 en buen estado de conservación y de similares características técnicas, ubicada en la fábrica de Ntra. Sra. del Rosario en Salobreña, pero de distinta tecnología, fabricada e instalada en esta fábrica por la compañía escocesa *Mirrlees-Watson,* y así, poderlas comparar tecnológicamente y conocer mejor su funcionamiento ayudados de la animación por ordenador.

De esta última máquina se disponía de bastante información gráfica, aunque no toda la deseada, en lo referente a dibujos, croquis, planos o fotografías, además de encontrarse en pleno uso industrial, hasta su último año de funcionamiento para la campaña del 2006. Es por ello, que al encontrarse montada y totalmente instalada resultó menos difícil documentarse 'in situ' y así poder completar nuestra labor investigadora.

4.2. Metodología

El procedimiento utilizado para realizar la *aproximación histórica* ha consistido en recurrir a varias fuentes de información, como son las de carácter bibliográfico, testimonios vivos de trabajadores que antaño trabajaron en sendas fábricas, vecinos de la propia comarca e inmediaciones, entrevistas con profesores universitarios como es el caso de D. Miguel Giménez Yanguas, ingeniero industrial y profesor de la Escuela Universitaria de Arquitectura Técnica de la Universidad de Granada y experto en máquinas de vapor y por último, en analizar restos arqueológicos de las épocas preindustrial e industrial de las zonas de estudio.

El procedimiento seguido para justificar la *aproximación gráfica y tecnológica* ha sido la reconstrucción mediante técnicas de ingeniería gráfica de sendas máquinas de vapor que ayudarán a comprender el complejo funcionamiento de estos dos ingenios mecánicos, con el concurso de la colección de planos de los mismos y su descripción técnica, así como el análisis tecnológico de sus partes principales, realizando un exhaustivo estudio técnico.

Para completar el trabajo de campo fue de vital importancia, además del reportaje fotográfico, disponer de la planimetría de las máquinas y en algún caso, el levantamiento de dibujos y croquis, tanto de las dos fábricas en general, como de sus instalaciones mecánicas y en particular la maquinaria de vapor.

4.3. Búsqueda bibliográfica

Inicialmente, la búsqueda bibliográfica se circunscribió al ámbito de la historia de la molinería en general. En un intervalo de búsqueda posterior, se concentró el estudio únicamente en artículos y publicaciones referidos a la molinería de caña de azúcar en Sudamérica, para ir dirigiéndose poco a poco hacia el cultivo de caña de azúcar en España y particularizando nuestro campo de estudio en aquellas publicaciones referidas a esta actividad industrial en la costa mediterránea, pasando por Málaga y su provincia, y culminando las investigaciones en la costa granadina, en concreto en los municipios de Salobreña y Motril.

Se contactó con la Asociación para la Conservación y Estudio de los Molinos (ACEM), que organiza varios congresos y jornadas sobre la molinería. También se consultó con la Fundación Juanelo Turriano que organizó en noviembre de 1995 las I Jornadas Nacionales sobre Molinología celebradas en Santiago de Compostela en las que se dedican sesenta y seis artículos y ponencias a toda la tipología de molinos aunque no haciendo referencia a los ingenios de nuestro estudio.

También se consultaron las Actas de las *II Jornadas de Molinología* celebradas en Tarrasa en octubre de 1998 y organizado por la Fundación Juanelo Turriano y el Institut D´Estudis LLerdenscs, y aunque los 52 artículos y ponencias se clasificaron dependiendo del ámbito al que iban referidos, ya sean inventarios, legislación, molinos hidráulicos, de aceite, de viento etc., ninguno hace referencia a los ingenios para molienda de caña de azúcar.

Junto con la ACEM, se recurrió por un lado, a los fondos bibliográficos de la Universidades de Málaga, Granada, Jaén y Almería, así como la Universidad Politécnica de Madrid (ETS de Ingenieros Industriales) , Universidad de Valencia (ETS de Ingenieros Industriales), Universidad de Oviedo (ETS de Ingenieros Industriales de Gijón) y por otro lado, vía Internet, visitando páginas webs referidas a maquinaria de vapor, y a otro tipo de webs, como por ejemplo (www.iberlibro.com) dedicadas a la localización bibliográfica muy antigua o descatalogada, y por medio de las cuales se pudieron adquirir algunos ejemplares técnicos de gran utilidad de diversas librerías, repartidas por toda España y que arrojaron algo de luz para poder justificar la parte tecnológica de estos ingenios a vapor, prácticamente en desuso o extinguidos a finales de los años veinte y objetivos principales de esta tesis doctoral, debido a la continua e imparable renovación tecnológica aplicable a los procedimientos de molturación: la irrupción del generador eléctrico.

Por otra parte, sí se pudo localizar abundante bibliografía que abordaba la molinería de caña de azúcar desde otros ámbitos de estudio, sin duda también de gran interés, como podían ser además del histórico, el lingüístico, etnográfico o desde el punto de vista de la tecnología popular (aunque en este caso, sin entrar en profundidad en la molinería de caña de azúcar).

De todas formas, la búsqueda de bibliografía desde el punto de vista exclusivamente tecnológico fue la más complicada, aunque se pudieron localizar algunas textos técnicos de finales del siglo XIX y primeros del siglo XX, muy concretos y determinantes para el

estudio mecánico de cada una de estas máquinas, tras una intensa búsqueda, ya que en la mayoría de los textos localizados se hablaba en general de las máquinas de vapor y no en profundidad, como es el principal objetivo de esta tesis doctoral y menos aún, si se pretendía realizar un estudio comparativo entre máquinas de vapor de distintas tecnologías.

Las obras que se presentan a continuación abordan el tema de la obtención de azúcar de caña, mediante la molturación de la misma, pero desde los puntos de vista etnográfico, histórico y lingüístico. Estas obras son las actas de los seminarios internacionales de la caña de azúcar en su edición I a la VI.

4.4. Desarrollo del trabajo de campo

Durante esta fase de la investigación se dedicaron varios días repartidos desde mayo a agosto de 2007, donde previa instancia al Sr. Navarro, Concejal de Cultura y Festejos del Ayuntamiento de Motril para solicitar el permiso oficial y poder visitar la fábrica, se nos comunica que se concede el día 26 de Junio de 2007 a las 12.00 horas.

La primera máquina elegida y objeto de nuestro estudio, es una de las dos más grandes y de mayor potencia, de las once máquinas de vapor con las que estaban dotadas las instalaciones de la fábrica de Ntra. Sra. del Pilar. Fue diseñada, fabricada y montada especialmente para esta fábrica por la compañía francesa *Fives-Lille* en el año 1929.

La fábrica se levanta en las estribaciones de un cerro situado en el paraje de la Rambla de las Brujas y que en su origen, allá por el año 1882, se encontraba en las afueras de la población motrileña, aunque en la actualidad se encuentra plenamente integrada en el casco urbano. Más concretamente, su tejido fabril ocupa una superficie aproximada de unas siete hectáreas, formando una media luna que se abre al suroeste por la parte superior, quedando limitada por una vieja acequia en la cota inferior.

La segunda máquina elegida, es la de mayor tamaño y potencia de las dos que son objeto de estudio en esta tesis doctoral. Fue especialmente fabricada e instalada por la compañía escocesa *Mirrlees-Watson* en 1929 para la fábrica de Ntra. Sra. del Rosario en Salobreña y actualmente es propiedad de la Azucarera Guadalfeo, constituyendo junto con la otra máquina elegida, los dos modelos más avanzados en tecnología de vapor en este entorno cronológico. Dicha fábrica fue la más antigua de la vega del Guadalfeo y estuvo en funcionamiento hasta el año 2006, que fue su última campaña, cerrando sus puertas y quedando solamente productiva la planta de destilación.

Este complejo fabril que tiene una extensión de aproximadamente 32.800 m^2, se encuentra perfectamente enclavada en el núcleo urbano de La Caleta de Salobreña junto al núcleo de La Guardia, en la zona suroeste de la vega del Guadalfeo. Limitada hacia el oeste por la ladera de un cerro perteneciente al propio núcleo de La Caleta; al este por la localidad granadina de Salobreña y la desembocadura del río Guadalfeo; al sur por una zona o cordón de escollera que la protege de la acción del Mediterráneo y por el norte queda la gran vega de Salobreña, con una gran extensión de cultivo, pero sobre todo dedicado al de la caña de azúcar.

En una primera actuación, resultado inmediato del trabajo de campo y válido tanto para una máquina, como para la otra, se elaboró un extenso reportaje fotográfico que serviría de apoyo para una posterior descripción de las máquinas en su conjunto o bien por partes, de su funcionamiento y de las edificaciones donde se ubican, además de ser un referente esencial a la hora de detectar pequeños detalles, como tonalidades o texturas, entre otras, que son de vital importancia para su aplicación al modelo gráfico 3D, de forma que tenga un carácter realista.

Los equipos utilizados para la realización del reportaje fotográfico fueron:

- Cámaras fotográficas digitales, FUJITSU con una resolución de 5 megapíxeles y KODAK EasyShare M530 de 12 megapíxeles.
- Cámara de video digital SONY modelo HANDYCAM DCR-DVD 105, 800 digital zoom.

Hay que destacar, que una parte del reportaje fotográfico se obtuvo digitalizando mediante un escáner, otras fotografías que ya habían sido realizadas, bien por otras personas o bien extraídas de la bibliografía que se cita en el correspondiente apartado de esta tesis doctoral, y que necesitaron retoque y tratamiento digital mediante el concurso del software Adobe Photoshop.

La segunda actuación del trabajo de campo y como complemento al reportaje fotográfico, consistió en la toma de datos (mediciones y triangulaciones) para la realización de dibujos y croquis acotados 'in situ'. Como elementos auxiliares habituales para la toma de datos, se utilizaron también, un flexómetro de 3 m, una cinta métrica de 25m, una brújula y un nivel de burbuja.

La mayor parte de los croquis acotados que se realizaron fueron para la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario, ya que aunque la fábrica contaba con una bien conservada y extensa colección de planos de la azucarera, tanto a nivel general (instalaciones mecánicas, edificaciones, talleres, etc.), como a nivel de piezas individuales, lo cierto se que dedicó muy poca documentación para representar en su conjunto a la máquina *Mirrlees- Watson*, disponiéndose tan sólo, de un plano de planta y alzado longitudinal, pero ninguna sección transversal de la máquina.

Tampoco se localizaron planos detallados como secciones del regulador de potencia, secciones de las correderas cilíndricas de la distribución de vapor, que hubo que diseñarlas con ayuda de bibliografía complementaria, junto con la inestimable ayuda del maestro de molinos D. Manuel Corral Motos.

Para la toma de datos, por ejemplo, en cuanto a dimensiones de determinadas piezas de la máquina que no venían acotadas en los planos y tampoco se podían deducir de los mismos con la escala del propio plano, (caso del manubrio o manivela), se tomaron 'in situ' con ayuda de un flexómetro. Del mismo modo se procedió con la cruceta o capacete y alguna que otra pieza más. También se utilizó un nivel de burbuja con objeto de comprobar las inclinaciones de determinadas partes de la máquina o bien de sus instalaciones auxiliares.

4.5. Entornos geográficos de las fábricas analizadas

La fábrica de Ntra. Sra. del Pilar se encuentra situada en la costa tropical mediterránea (figura 65), en concreto en el municipio de Motril de 109,00 km^2, en la llanura formada por el delta del Guadalfeo a unos 69 km de la capital granadina y a unos 11 km del municipio de Salobreña.

Figura 65. Plano de situación de la costa tropical mediterránea. *Mapa de carreteras de la Guia Michelín (2006).*

Está rodeado por un cordón montañoso limitando al norte con el municipio de Vélez de Benaudalla, al este con Gualchos, al oeste con Salobreña y al sur con el Mar de Alborán (Mediterráneo). Está situado dominando la Gran Vega y entre sus principales cultivos destacan los frutos subtropicales como son la chirimoya, el aguacate, el mango, etc., así como el cultivo de frutales en invernadero y la caña de azúcar, además de otras variedades frutales, fábricas de aceite, azúcar, alcohol y aguardiente de caña.

Su privilegiada situación geográfica (figura 66), la convierte en un centro industrial y comercial (fabricación de papel). Su puerto es, a la vez, puerto comercial de pesca y de recreo. Dentro del municipio de Motril, se encuentran otras localidades como son El Varadero, Torrenueva, Carchuna, Calahonda, Puntalón, Playa Granada, Las Ventillas, La Garnatilla, La Perla, Los Tablones y La Chucha.

Por otro lado, la fábrica de Ntra. Sra. del Rosario se encuentra localizada también en la costa mediterránea, en el paraje conocido como la playa de La Caleta, perteneciente al municipio de Salobreña (Granada) cuya extensión es de 34,91 km^2, situándose en la llanura formada por el delta del Guadalfeo, a unos 77 km de la capital granadina y a unos 11 km del municipio de Motril (Granada) (figura 66).

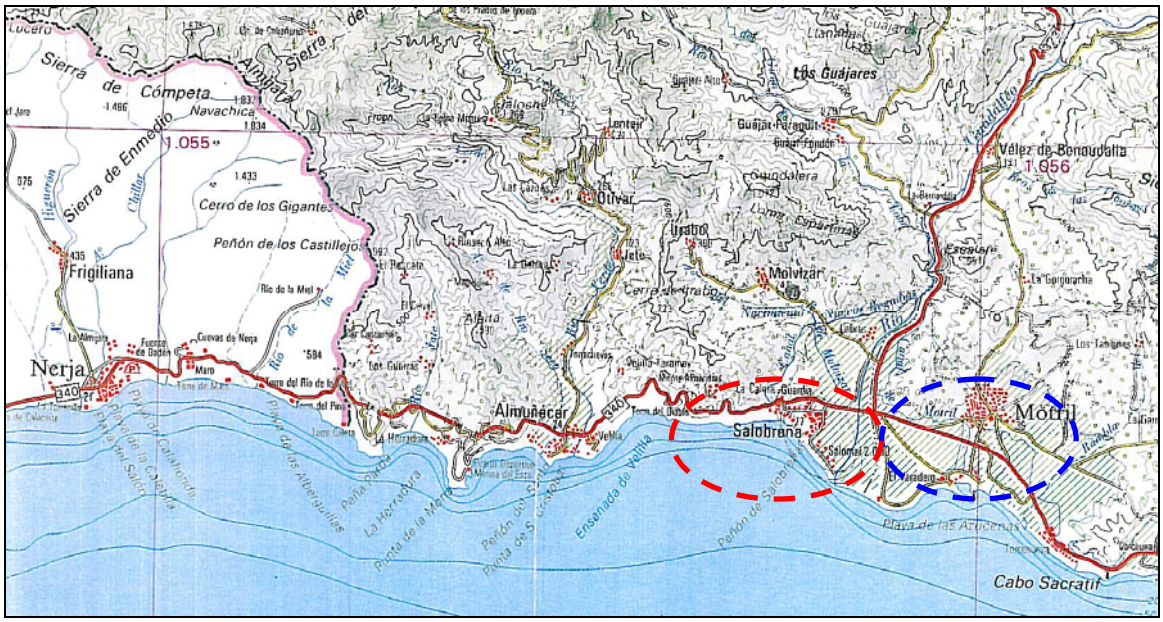


Figura 66. Plano de situación de los municipios de Motril y Salobreña. *Mapa de carreteras de la Guia Michelín (2006).*

La costa mediterránea, situada entre las cordilleras Béticas y del Mar de Alborán, debido a su condiciones geográficas (orográficas, de latitud), hidráulicas y climatológicas, donde los ríos y ramblas forman deltas de gran amplitud, como es el caso del Delta del Guadalfeo, por sus particulares y excepcionales condicionantes ambientales, favoreció los cultivos de tipo subtropical dada su elevada productividad y gran valor económico. Uno de estos cultivos es el de la caña de azúcar (el más antiguo y el que más superficie de terreno ocupa), para obtención, como principal producto, del azúcar extraído de la sacarosa de la caña, además de otros productos derivados como mieles y alcohol.

La irrupción al espacio agrícola de esta gramínea, de manos de la civilización musulmana y la buena aclimatación de su vegetación (al igual que otros cultivos propios de latitudes tropicales), se debe en parte a que el Delta del Guadalfeo queda aislado de las tierras del interior, por lo que se consigue el fenómeno geográfico de poseer hoyas litorales que se abren hacia el sur, además de estar en contacto con las aguas marinas más cálidas del mediterráneo más meridional y con el relieve más elevado, escarpado y abrupto de la Península, por el norte.

También convergen otro tipo de factores, como la intensa radiación debida a la latitud, la regulación térmica originada por el mar y el asilamiento climático continental, caracterizando a esta zona como de microclima más propicio para ciertos cultivos, que sólo aquí pueden darse, debido a la estrecha vinculación entre la montaña y el Mediterráneo.

La cuenca del Guadalfeo va recogiendo las aguas procedentes de cauces montañosos y de pequeñas corrientes de la Alpujarra, Valle de Lecrín y Sierras de Lujar y Contraviesa y va discurriendo por la depresión que forma al macizo de Sierra Nevada con la fronteras litorales.

Una vez que estos cauces se acercaban a la cota del nivel del mar, compuestos de agua y fango ya en la vega, debían ser canalizados mediante una red de acequias para hacer

recuperar y hacer productivos los suelos jóvenes, tarea por otra parte, bastante complicada por ser terrenos baldíos, que se habían obtenido a costa del mar.

Tanto el entorno de la vega de Motril como el entorno de la vega de Salobreña estaban regadas por sus respectivas, red de acequias.

Con respecto a la climatología de la vega del Guadalfeo y por pertenecer a las vegas litorales del mediterráneo andaluz, ofrece unos condicionantes térmicos e hídricos que la caracterizan por ser una zona de equilibrio inestable, debido a que éstos se encuentran en el límite del intervalo de valores climáticos admisibles, necesarios para el cultivo de la caña de azúcar. La media térmica anual es de 17º C, llegándose a alcanzar los 24º C en verano y en invierno de 12º C. El valor pluviométrico medio anual se encuentra en torno a los 500 mm, estando los requerimientos óptimos para este cultivo, comprendidos entre los 20 y 25ºC de temperatura media y entre 1.200 a 2.000 mm de precipitación anual.

4.6. Descripción de las fábricas analizadas

4.6.1. Fábrica de Nuestra Señora del Pilar

Tanto la instalación origen como la actual fábrica se encuentran ubicadas en un paraje motrileño conocido como 'Rambla de las Brujas'. Estas instalaciones, actualmente integradas en el conjunto urbano, ocupan una superficie próxima a las siete hectáreas y han estado en activo funcionando de forma prácticamente ininterrumpida durante 103 años, en concreto desde 1882, año en que se inauguró la azucarera, hasta 1986 año en que se decidió la paralización definitiva de su actividad productiva, para ser desmantelada.

La fábrica de azúcar de Ntra. Sra. del Pilar (figuras 67 y 68) fue diseñada por el arquitecto Francisco Giménez Arévalo, natural de Granada, al igual que algunas otras instalaciones azucareras repartidas, tanto por el interior, como por la costa y construida por la Sociedad Burgos, Domínguez y García.

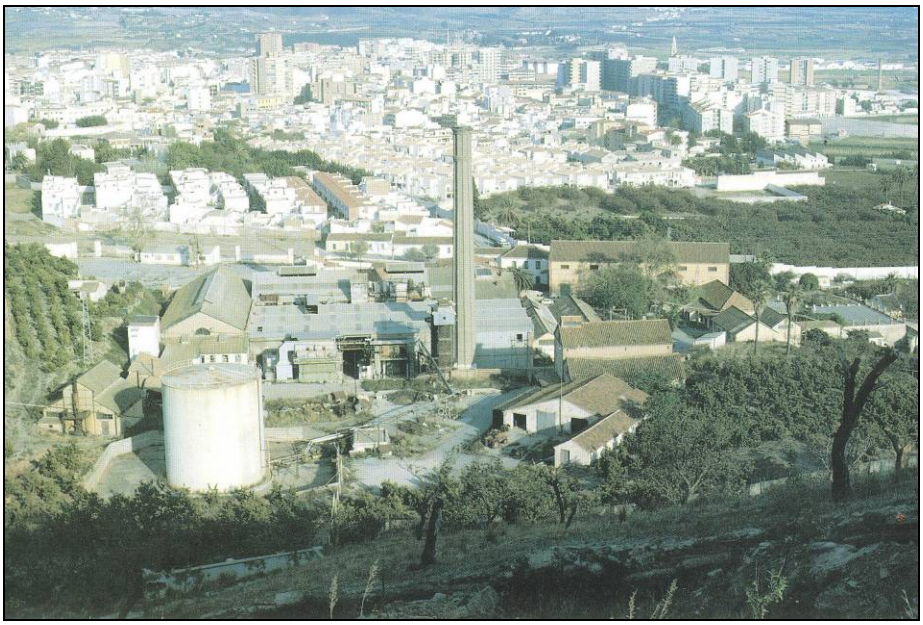


Figura 67. Vista aérea de la fábrica de azúcar de Ntra. Sra. del Pilar.
Gentileza de los Sres. Giménez Yanguas y Piñar Samos.

Figura 68. Vista actual del exterior de la fábrica Ntra. Sra. del Pilar. *Fotografía del autor.*

En la última década del siglo XIX, se sumaron algunas edificaciones auxiliares, siendo en el año 1920 cuando el conjunto fabril experimenta una gran ampliación transformando prácticamente toda la factoría, por lo que su nueva distribución se desviará bastante de la implantación original. Las edificaciones que en un principio se construyeron eran las siguientes:

1. Edificio-Fábrica (fachada al Este) con una superficie de 4.608 m^2.
2. Edificio Administrativo con una superficie de 264 m^2.
3. Tres almacenes para efectos y utillaje con una superficie de 800 m^2.
4. Dos viviendas para empleados.

5. Veintisiete casas para trabajadores con una superficie de 1.080 m^2.
6. Dos casas para porterías.
7. Locales para cuadras y aperos agrícolas con una superficie de 2.570 m^2.

A partir de su integración en la Sociedad General Azucarera de España en 1928, el complejo fabril amplía sus instalaciones construyéndose una nueva nave para albergar el tren de molinos y la actual chimenea (figuras 69, 70 y 71), concluyendo las obras en 1929. Esta ampliación, supuso la acumulación de un gran volumen de maquinaria, parte de ella procedente de otras factorías de la Sociedad y que fueron clausuradas entre 1903 y 1930, por lo que resultaría probable encontrar otras máquinas de diferentes fabricantes, tanto nacionales como extranjeros.

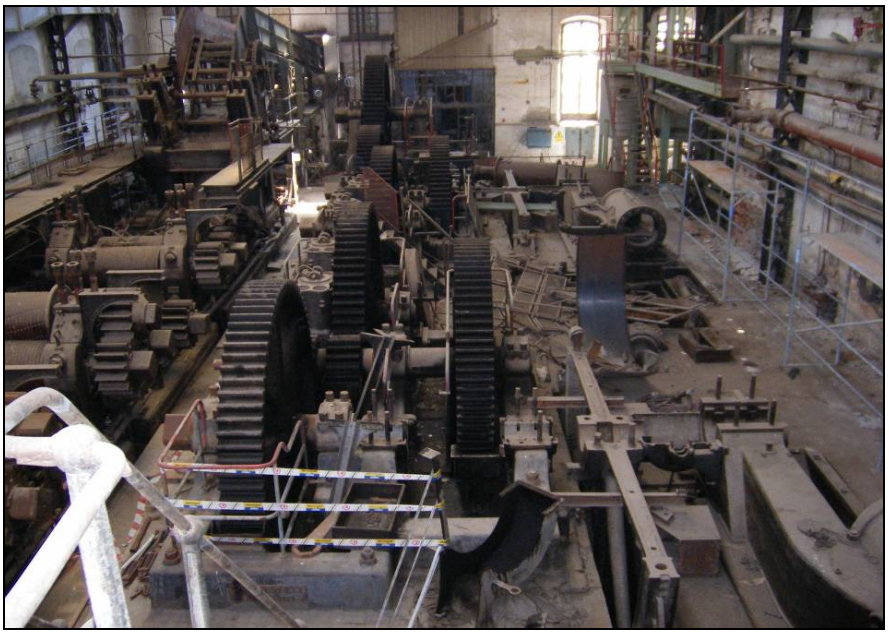


Figura 69. Vista actual del interior de la fábrica Ntra. Sra. del Pilar en Motril (Granada). *Fotografía del autor.*

Figura 70. Edificio primitivo que daba acceso a la fábrica de azúcar de Ntra. Sra. del Pilar.
Gentileza de los Sres. Giménez Yanguas y Piñar Samos.

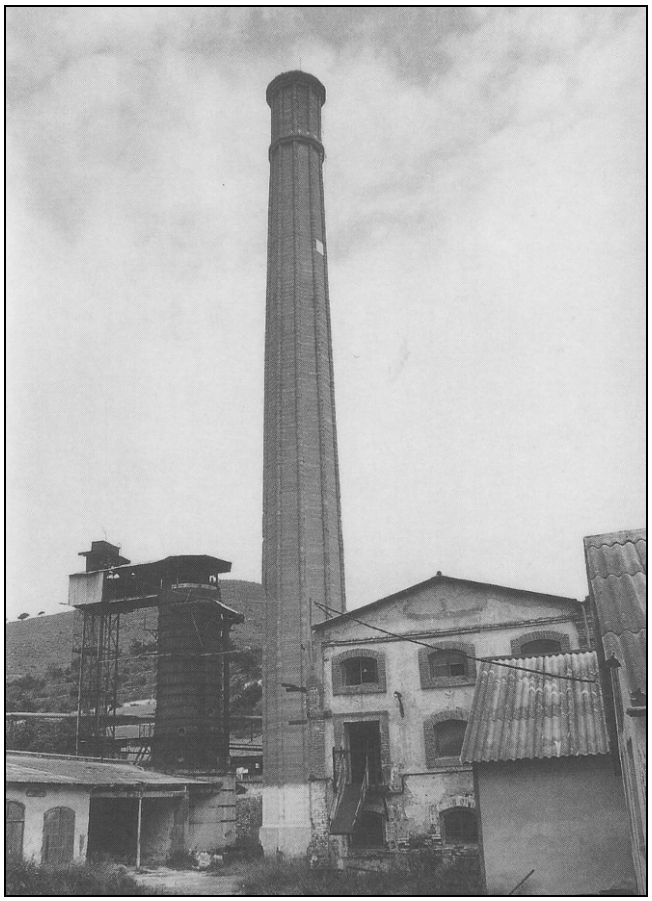


Figura 71. Vista de la chimenea de la fábrica de Ntra. Sra. del Pilar (1929).
Gentileza de los Sres. Giménez Yanguas y Piñar Samos.

Además de esta ampliación, en la década de los cincuenta se construye un nuevo almacén de azúcar, agregándose instalaciones e incluso edificaciones (nave y elementos de fundición) desmontadas de otras factorías de la Sociedad, como es el caso de la azucarera de Santa Juliana en Granada.

Es precisamente, por toda esta serie de transformaciones experimentadas por la fábrica de Ntra. Sra. del Pilar, a lo largo de un siglo, lo que la hace especialmente singular, particularmente en la riqueza tipológica de maquinaria que posee, además del material auxiliar (polarímetros, densímetros, molinos y prensas de pruebas, etc.), materiales para la fundición como instrumental, moldes, crisoles, etc., incluso equipos no relacionados directamente con la fabricación de azúcar, pero no exentos de interés, como una fragua y una bomba de extinción de incendios, también de gran valor patrimonial todas ellas, por el hecho de ser protagonistas directos o indirectos de la cadena productiva en una determinada etapa en la historia de la fábrica, como por la procedencia de la tecnología de su fabricante.

De esta forma y a través de estas máquinas, se puede ir observando el proceso de desarrollo tecnológico experimentado por las instalaciones de esta fábrica a lo largo de más de cien años, sobre todo, en el terreno de las máquinas de vapor.

Debido a esta riqueza y variabilidad en tipología, época y tecnología, resulta de gran interés el poder realizar un seguimiento del proceso innovador en tecnología, en el sector

cañero a lo largo de todo un siglo, estando sustentado por el gran número de máquinas de vapor que la factoría poseía desde su origen, disponiendo en la actualidad de un total de once máquinas datadas entre 1889 y 1930, las cuales proporcionaban la fuerza motriz que demandaba todo el complejo industrial, en sus distintas funciones productivas o de servicio.

Seguramente, la mayoría de ellas fueron adquiridas de la compañía francesa *Fives-Lille* e instaladas en la fábrica por la misma empresa, pero también contaba con tecnología alemana de la casa *B.M.A* (Braunschweigische Maschinenbrau Anstalt) y tecnologías de las compañías francesas *Etabts, Carion-Delmotte*, *Anzin Nord y S.A. de Constructions Electriques de France*, aunque las máquinas de estas tres últimas tecnologías citadas no eran de las marcas más demandadas por las azucareras de la vega de Granada y con gran probabilidad, su procedencia fuese de otra fábrica de azúcar de la costa. El único aporte tecnológico español en maquinaria de vapor se hizo en los Talleres Castaños de Granada, donde se fabricó un compresor de aire para la sulfitación.

La fábrica también posee, además de la maquinaria citada, una gran colección de máquinas de vapor de menor tamaño, denominada 'caballitos o bombas de vapor' también fabricadas por la compañía francesa *Fives-Lille* y la firma británica *Worthington.* De la factoría en sus orígenes, quedan muy pocos restos, como puedan ser los molinos de rodillos, evaporadores de triple efecto, tachas, turbinas y aparatos de filtración, etc, y quizás lo que se ha conservado ha sido un conjunto de máquinas de vapor de dos volantes de inercia y un molino de azúcar pilé, fechados todos ellos en 1889 y fabricados por la compañía *Fives-Lille*.

A raíz de la remodelación de la fábrica de 1928 a 1929, se incrementó el volumen de producción de la azucarera, introduciéndose una serie de mejoras en cuanto a maquinaria se refiere, importando de la casa *Fives-Lille* lo más avanzado en tecnología de vapor, adquiriendo para la misma un tren de molienda (figura 72) y dos enormes máquinas de vapor que lo accionaban, por medio de un tren de engranajes, reductor de par ((figura 73), completando las mismas, las once máquinas con las que contaba la fábrica, una de las cuales es objeto de análisis en esta tesis doctoral, junto a la máquina de vapor de la fábrica de Ntra. Sra. del Rosario en Salobreña.

Una vez que la primitiva Sociedad de Burgos, Domínguez y García vende la factoría a la Marquesa de Squilacce y finalmente ésta la vende, pasando a manos de la Sociedad General Azucarera, algunos departamentos de la fábrica renovaron su parque de maquinaria, como son los casos del departamento de carbonatación (sustituyendo el tradicional sistema de defecación, adquiriendo dos nuevas máquinas de vapor *B.M.A*. y *Carion-Delmotte*), la sección de turbinas y el departamento de evaporación y tachas, éstas, fabricadas en Bélgica.

Por otra parte, no sólo se incorporaron tecnologías de nueva adquisición a la factoría, sino que un gran volumen de maquinaria se trajo de otras fábricas que eran propiedad de la Sociedad y que por diversos motivos, fueron clausuradas o desmanteladas entre 1903 y 1930; de ahí, la posibilidad de encontrar ejemplares de distinta procedencia y cronología.

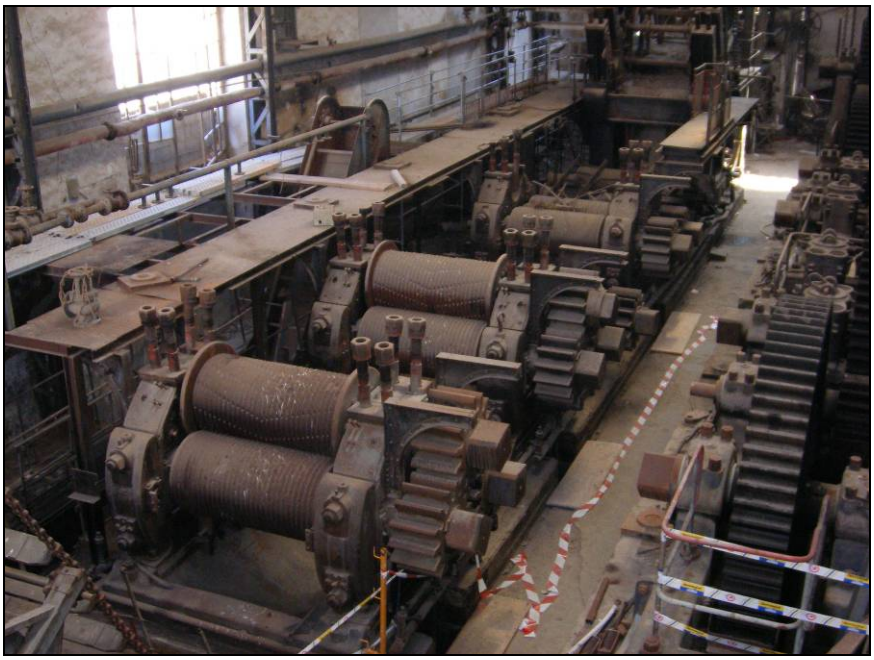


Figura 72. Vista del tren de molinos en la nave principal de molienda en la fábrica Ntra. Sra. del Rosario. *Fotografía del autor.*

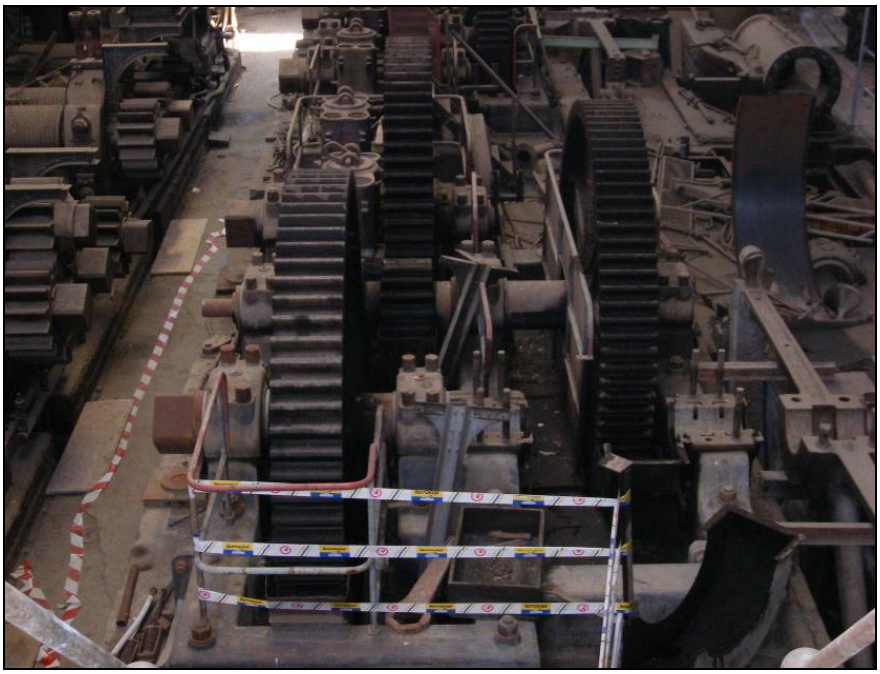


Figura 73. Vista del tren de engranajes en la nave principal en la fábrica Ntra. Sra. del Rosario. *Fotografía del autor*.

En cuanto a la actual distribución de las edificaciones (resultado de continuas transformaciones y ampliaciones desde el punto de vista arquitectónico) o de las instalaciones industriales que ha sufrido el complejo azucarero a lo largo de un siglo, se pueden señalar:

1. Naves de la fábrica primitiva: De ellas quedan solamente cuatro naves adosadas construidas con vigas de madera de pino no sangrado y pilares de fundición, de tres forjados de altura y cubierta a dos aguas con cerramientos de ladrillo visto. En estas

naves se localizan, la sección de turbinas, los malaxadores, un primitivo almacén de azúcar y un secadero.

2. Destilería: Edificio de cubierta a dos aguas, con teja curva formado por tres forjados construidos con viguería de madera, coetánea a las naves de origen, pero separado de ellas. Posiblemente se creé que fue casa de la Administración antes de transformarse en destilería.

3. Nave del tren de molinos: Edificio no contemporáneo a los anteriores. Se construyó entre 1928 y 1929 por la compañía *Fives-Lille,* perpendicularmente a las naves primitivas, siendo de mayores dimensiones. Era de una sola planta y estaba dotada de vigas de hierro, armadas en celosía para la cubierta.

4. Casa señorial y dirección: Corresponde a un edificio de planta rectangular formado por tres forjados y adosado a las naves primitivas, en cuyas dependencias se albergaban oficinas, por un lado y una planta noble donde residía la dirección, por otro.

5. Almacén de efectos: Es un edificio de planta octogonal cuya zona central se iluminaba por medio de una linterna, además tiene adosado otro de planta rectangular y con cubierta a dos aguas. Originariamente, en el siglo XIX, se cree que pudieran haber sido destinadas a caballerizas. Un gran mirador y los restos de una zona ajardinada se sitúan frente a éstas.

4.6.2. Fábrica de Nuestra Señora del Rosario

La fábrica de Nuestra Sra. del Rosario constituye el ingenio azucarero más antiguo y de mayor dimensión instalado en la vega del Guadalfeo, y como ya se ha hecho referencia, se encuentra localizada en la zona suroeste de la vega, en el paraje conocido como la playa de La Caleta, perteneciente al municipio de Salobreña (Granada).

Su construcción se remonta al año 1860 y su promotor fue Joaquín Agrela Moreno quien adquirió unos terrenos en la zona de La Caleta (Salobreña), parte de ellos propiedad de Martín Heredia, empresario malagueño, también dedicado a la producción y refino de azúcar de caña. Su inauguración fue en 1861.

Por su especial ubicación, en primera línea de playa, favorecía la construcción de un muelle para la importación de carbón y la exportación de azúcar. En 1871 y tras la muerte de Joaquín Agrela, fundador de la Sociedad, ésta pasa a denominarse 'Agrela Hermanos', constituida por sus seis hijos (cuatro hijos y dos hijas) con un capital de seis millones de reales, aunque debido a problemas surgidos por la herencia, tras el fallecimiento de dos de los hijos, Joaquín (1875) y Juan Manuel (1878), la Sociedad se disuelve para la creación de otra en 1883 en la que participaría también, como socia, la viuda de Juan Manuel, pasando a denominarse Sociedad Herreros de Tejada que mediante la división en 112 acciones hacían partícipes a todos los miembros de la familia (figuras 74, 75 y 76).

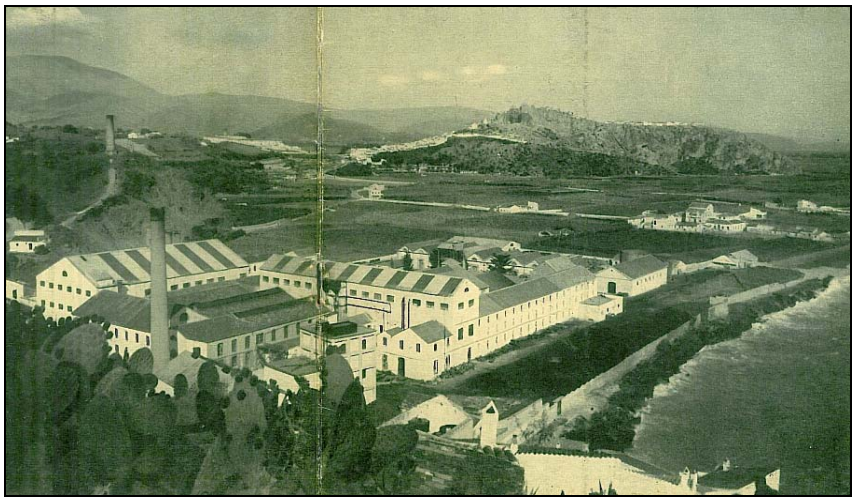


Figura 74. Vista del exterior de la fábrica Ntra. Sra. del Pilar.
Primer centenario de la azucarera Ntra. Sra. del Rosario (1891-1961) de Salobreña (Granada).

Figura 75. Vista de la plaza de cañas de la fábrica Ntra. Sra. del Rosario. *Fotografía del autor.*

Figura 76. Vista del interior de la fábrica Ntra. Sra. del Rosario. *Fotografía del autor.*

Con este nombre se denominó hasta 1920, año en que pasó a llamarse Sociedad Anónima Azucarera de Salobreña Ntra. Sra. del Ros*ario*, pero para evitar que ninguna acción quedase fuera del dominio de la familia Agrela se redactaron ciertas cláusulas restrictivas. Además casi el 50% de la tierra quedó en poder de la citada Sociedad, quedando el resto repartida entre otros miembros de de la familia como hijos, sobrinos o nietos de Joaquín Agrela.

Esta década tuvo especial interés comercial debido a las favorables condiciones del mercado azucarero, por lo que se debieron realizar mejoras en determinadas secciones de la fábrica, entre 1928 y 1931, instalando moderna maquinaria, en concreto en la zona de molinos, evaporación y tachas.

En el año 1953, se procedió a un nuevo plan de modernización de las instalaciones en las secciones de carbonatación, centrifugado y secaderos, ya que tras la Guerra Civil se quedaron anticuados. Además se creó un nuevo departamento para la obtención de azúcar de remolacha.

En la década de los sesenta, se continúa con la modernización de las instalaciones, ampliando el departamento de evaporación y la adaptación de las calderas al consumo de fuel-oil como combustible y de forma automatizada.

En el año 1974, como consecuencia de diversos problemas de índole financiera y la rentabilidad que producía el azúcar de remolacha, la Sociedad vende la fábrica a la que es la actual propietaria de la misma, pasándose a denominar Sociedad Azucarera del Guadalfeo siendo el complejo fabril más antiguo en funcionamiento de la costa granadina y el único de España, ya que ha estado moliendo caña de azúcar hasta 2006, año en que cerró sus puertas definitivamente.

La superficie total del complejo fabril es de 32.800 m^2, de los cuales 14.240 m^2 pertenecen a la zona edificada y el resto permanece sin edificar. Las edificaciones se distribuyen de la siguiente manera:

1. Naves de la fábrica primitiva: Adosadas con cubierta a dos aguas, donde se encuentra la mayor parte de la maquinaria de la azucarera rodeando el patio o plaza de cañas y que permanecen, a día de hoy, sin modificaciones estructurales dignas de mención. La superficie que ocupan se reparte como sigue:

a. Nave de molienda, donde se encuentran la desmenuzadora, tren de milanos, tren reductor de velocidad y máquina de vapor (924,00 m^2).
b. Sala de calderas (828,20 m^2).
c. Sala de bombas alimentadoras de las bombas (107,50 m^2).
d. Zonas de difusión, prensado y secado de pulpa de remolacha (1.087,50m^2).
e. Sala de vacío (200,00m^2).
f. Sala del alternador (49,00 m^2).
g. Depósito de melazas (325,50m^2).
h. Bombas de fuel-oil (31,00m^2).
i. Horno revivificador negro (88,00m^2).

j. Sala de filtros-prensa (234,00m^2).
k. Sala de sulfitación (224,25 m^2).
l. Sala de tachas y malaxadores (625,75 m^2).
m. Preparación de lechada de cal (72,85 m^2).
n. Transformador (74,40 m^2).

2. Destilería: Está formada por varias naves adosadas con cubierta a dos aguas y que tampoco han sufrido modificaciones relevantes. Solamente se ha construido, junto a las instalaciones primitivas de la destilería, otra planta de destilación con una tecnología más avanzada. La superficie que ocupa la zona de la destilería se reparte como sigue:

a. Sala de fermentaciones (331,85 m^2).
b. Sala de levaduras (73,00 m^2).
c. Sala de destilación (80,00 m^2).
d. Almacén de aguardiente de caña (109,60 m^2).
e. Almacén de alcohol (141,70 m^2).
f. Almacén de alcohol desnaturalizado (50,85 m^2).
g. Aseos y duchas (63,00 m^2).
h. Ampliación: Nueva planta destiladora (1500,00 m^2).

3. Zona de almacenamiento general: Está formada por varias naves a dos aguas cuya superficie se reparte de este modo:

a. Almacén de azúcar nº 1 (632,00m^2).
b. Almacén de azúcar nº 2 (360,00m^2).
c. Almacén de azúcar nº 3 (192,00 m^2).
d. Almacén de aguardiente de caña aromático (425,70 m^2).
e. Almacén de abonos (196,50 m^2).
f. Almacén de cemento (123,100 m^2).
g. Almacén de útiles (180,00 m^2).
h. Almacén de hierros (474,50 m^2).
i. Talleres de reparación (240,00 m^2).
j. Corrales (240,00 m^2).
k. Huertas (668,80 m^2).
l. Lavaderos (40,00 m^2).
m. Cuadras (54,60 m^2).
n. Pajera (77,00 m^2).
o. Espartería (69,30 m^2).
p. Tinglado (230,00 m^2).

4. Zona señorial y de administración

a. Varias casas con sus correspondientes corrales (969,70 m^2).
b. Oficinas (126,50 m^2).
c. Capilla (82,50 m^2).
d. Lavaderos (104,00 m^2).

e. Casas anejas a las oficinas (102,15 m^2).

5. Otras dependencias

a. Básculas (350,72 m^2).
b. Planta cogeneradora (piscifactoría) (1490,00m^2).
c. Horno de cal (152,40 m^2).
d. Zonas ajardinadas (900,00 m^2).

4.7. Trabajo de campo en las máquinas *Fives-Lille* y *Mirrlees-Watson*

4.7.1. Objeto de diseño

La máquina de vapor de la compañía *Fives-Lille*, construida en 1929 e instalada en el mismo año para la Fábrica de Ntra. Sra. del Pilar en Motril (Granada) se caracteriza por ser la de mayor potencia de las once máquinas de vapor que la azucarera Ntra. Sra. del Pilar poseía en sus instalaciones y fue diseñada al igual que la máquina de vapor de la compañía Mirrlees-Watson, como motor destinado a transformar la energía del vapor en movimiento.

Dicha energía del vapor en expansión (energía cinética), una vez convertida en energía mecánica y previa reducción de la velocidad y modificación del par de torsión por medio del tren de engranajes, es transmitida como fuerza motriz para accionar el tren de molienda**,** donde la caña de azúcar es molida y prensada para la extracción de su jugo. Dicho tren está formado por varios molinos dispuestos en forma continua o tándem, cada uno de ellos compuesto por tres mazas o rodillos horizontales cuyos ejes se encuentran posicionados a modo de triángulo isósceles [Piñar Samos *et al.*, 1998].

Dada la gran variedad tipológica que presentan en general las máquinas de vapor, a continuación se van a situar estas dos grandes máquinas, una vez consultados los grupos y subgrupos de dicha clasificación, atendiendo a todas sus características técnicas y de diseño.

4.7.2. Características tipológicas de diseño

4.7.2.1. Máquina de vapor de Fives-Lille (figura 77)

1. Fija
2. Disposición horizontal.
3. Bancada tipo bayoneta.
4. Monocilíndrica.
5. Máquina de cilindro fijo y émbolo con movimiento rectilíneo alternativo.
6. Sistema de émbolo con cruceta.
7. Doble efecto.
8. A plena presión.
9. Sistema de admisión variable
10. De simple expansión (escape libre o contrapresión).

11. De vapor recalentado (moderados consumos de vapor).
12. Distribución de vapor por válvulas tipo Sulzer
13. Sistema de regulación centrífuga (Resorte con amortiguación hidráulica). Accionamiento por árbol y excéntricas.
14. Transmisión de fuerza motriz: Mecanismo de biela manivela
15. Energía mecánica: Accionamiento de un tren de molinos.
16. Máquina de un solo volante de inercia.
17. Máquina de marcha media-rápida.

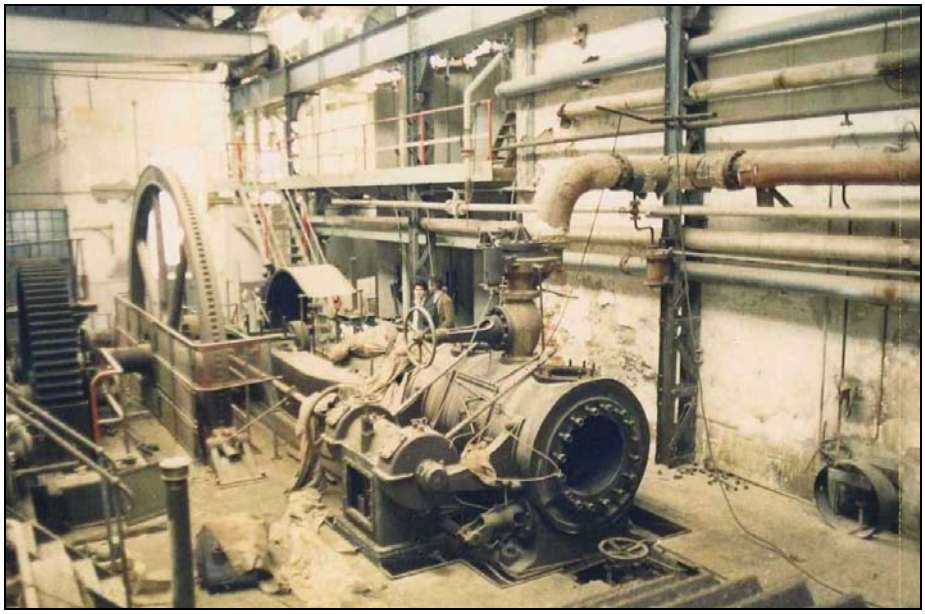


Figura 77. Máquina de vapor de la compañía Fives-Lille de Ntra.Sra del Pilar.
Gentileza de los Sres. Giménez Yanguas y Piñar Samos.

4.7.2.2. Máquina de vapor de Mirrlees-Watson (figuras 78 y 79)

1. Fija
2. Disposición horizontal.
3. Bancada tipo horquilla.
4. Monocilíndrica.
5. Máquina de cilindro fijo y émbolo con movimiento rectilíneo alternativo.
6. Sistema de émbolo con cruceta.
7. Doble efecto.
8. A plena presión.
9. Sistema de admisión variable
10. De simple expansión (escape libre o contrapresión).
11. De vapor recalentado
12. Distribución de vapor tipo Corliss por plato oscilante centrado. Válvulas Corliss: Correderas cilíndricas y llaves.
13. Sistema de regulación centrífuga (Rresorte con amortiguación hidráulica). Accionamiento por correa de transmisión.
14. Transmisión de fuerza motriz: Mecanismo de biela manivela
15. Energía mecánica: Accionamiento de un tren de molinos.
16. Un volante de inercia

17. Velocidad media-rápida.

Figura 78. Vista de conjunto de la máquina de vapor Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

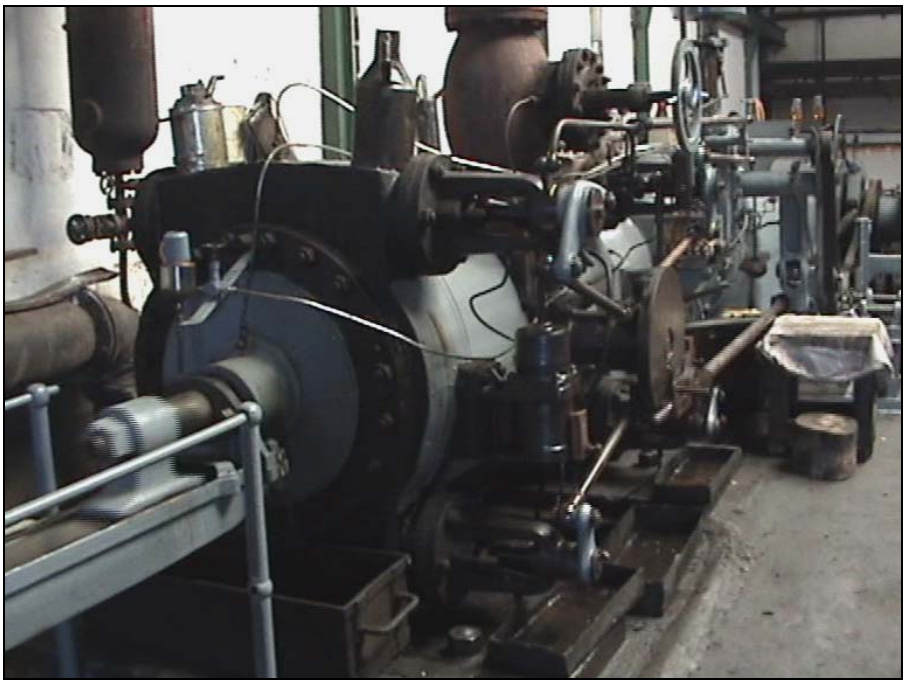


Figura 79. Vista de conjunto de la máquina de vapor Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

4.7.3. Características técnicas

4.7.3.1. Máquina de vapor de Fives-Lille

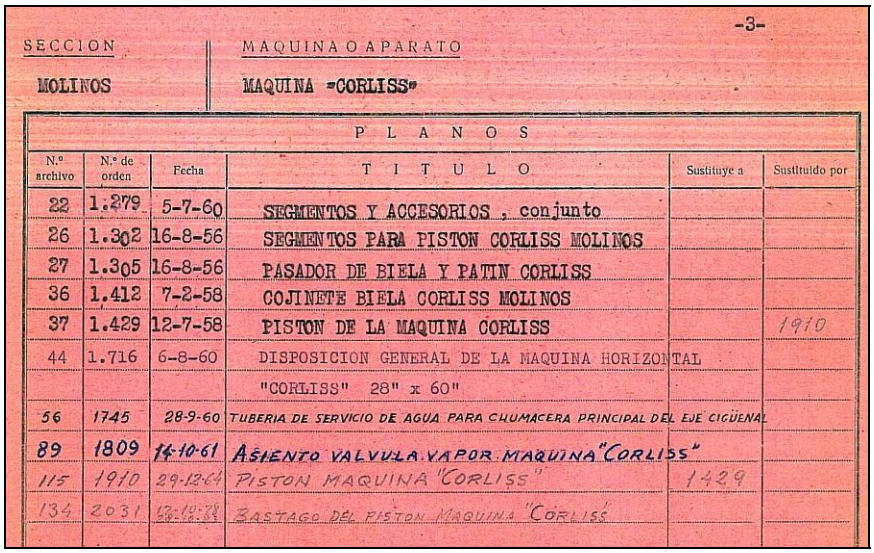
1. Carrera del émbolo: 1,10 m
2. Diámetro del émbolo: 0,66 m
3. Largo x Ancho x Alto : 900 x 270 x 270 cm
4. Diámetro del vástago, 0.11 m.
5. Presión de vapor (admisión): de 9 a 10 kg/cm^2 (9 de cálculo)

6. Presión de vapor (escape): de 1 a 1.2 kg/cm^2 (1,1 de cálculo)
7. Temperatura de entrada del vapor: 190 º
8. Nº de revoluciones por minuto, 45 r.p.m.
9. Superficie útil del émbolo (Lado tapa), 3.074,83 cm^2
10. Superficie útil del émbolo, (Lado cruceta), 3.326,16 cm^2
11. Presión media, según GRASSMAN, 3.45 kg/cm^2
12. Potencia nominal, 242.91 CV
13. Potencia efectiva, 206,47 CV
14. Fuerza del émbolo sobre la cruceta, 27.673,47 kg
15. Fuerza axial transmitida por la biela motriz, 28.243,99 kg
16. Fuerza tangencial ,($\alpha = 90^o$), 27.673,47 kg
17. Fuerza radial, 5.646,99 kg
18. Momento de torsión (Manivela),16.604,08 kgm
19. Fuerza normal sobre la guía, 5.534,69 kg
20. Volumen de embolada, 0,38 m^3

4.7.3.2. Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

1. Largo x Ancho x Alto : 1.140 x 290 x 260 cm
2. Diámetro del émbolo: 0,72 m
3. Carrera del émbolo: 1,52 m
4. Diámetro del vástago, 0.13 m.
5. Volumen de embolada, 0,62 m3
6. Presión de vapor (admisión): de 9 a 10 kg/cm2 (9,5 de cálculo)
7. Presión de vapor (escape): de 1 a 1.2 kg/cm2 (1,1 de cálculo)
8. Temperatura de entrada del vapor: 190 ª
9. Nº de revoluciones por minuto, 45 r.p.m.
10. Superficie útil del émbolo (Lado tapa), 3.656,03 cm2
11. Superficie útil del émbolo, (Lado cruceta), 3.938,77 cm2
12. Presión media, según GRASSMAN, 3.58 kg/cm2
13. Potencia nominal, 413,28 CV
14. Potencia efectiva, 330,62 CV
15. Fuerza del émbolo sobre la cruceta, 34.732,29 kg
16. Fuerza axial transmitida por la biela motriz, 35.448,38 kg
17. Fuerza tangencial ($\alpha = 90^o$), 34.732,29 kg
18. Fuerza radial, 7.086,06 kg
19. Momento de torsión (Manivela), 21.351,68 kgm
20. Fuerza normal sobre la guía, 6.946,46 kg
21. Volumen de embolada, 0,62 m^3

A título de ejemplo, se exponen a continuación dos fichas técnicas de la citada máquina (figuras 80 y 81).



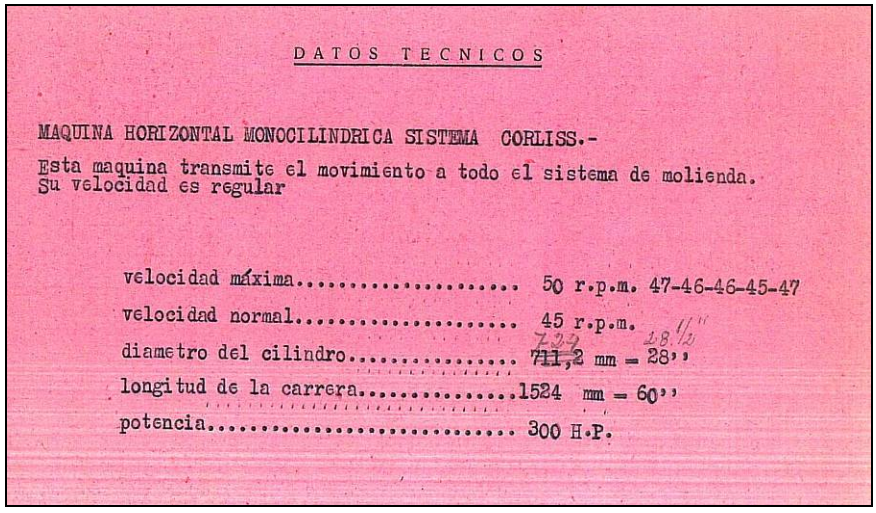
-3-

SECCION: MOLINOS | MAQUINA O APARATO: MAQUINA "CORLISS"

PLANOS

N.º archivo	N.º de orden	Fecha	TITULO	Sustituye a	Sustituido por
22	1.279	5-7-60	SEGMENTOS Y ACCESORIOS , conjunto		
26	1.302	16-8-56	SEGMENTOS PARA PISTON CORLISS MOLINOS		
27	1.305	16-8-56	PASADOR DE BIELA Y PATIN CORLISS		
36	1.412	7-2-58	COJINETE BIELA CORLISS MOLINOS		
37	1.429	12-7-58	PISTON DE LA MAQUINA CORLISS		1910
44	1.716	6-8-60	DISPOSICION GENERAL DE LA MAQUINA HORIZONTAL "CORLISS" 28" x 60"		
56	1745	28-9-60	TUBERIA DE SERVICIO DE AGUA PARA CHUMACERA PRINCIPAL DEL EJE CIGÜEÑAL		
89	1809	14-10-61	ASIENTO VALVULA VAPOR MAQUINA "CORLISS"		
115	1910	29-12-64	PISTON MAQUINA "CORLISS"	1429	
134	2031	13-11-78	VASTAGO DEL PISTON MAQUINA "CORLISS"		

Figura 80. Ficha técnica de mantenimiento de la máquina Mirrlees Watson.
Gentileza de la fábrica de Ntra. Sra. del Rosario.



DATOS TECNICOS

MAQUINA HORIZONTAL MONOCILINDRICA SISTEMA CORLISS.-

Esta maquina transmite el movimiento a todo el sistema de molienda.
Su velocidad es regular

velocidad máxima..... 50 r.p.m. 47-46-46-45-47
velocidad normal..... 45 r.p.m.
diametro del cilindro..... 711,2 mm = 28''
longitud de la carrera.....1524 mm = 60''
potencia..... 300 H.P.

Figura 81. Ficha con características técnicas de la máquina Mirrlees-Watson.
Gentileza de la fábrica de Ntra. Sra. del Rosario.

4.7.4. Partes principales de las máquinas Fives-Lille y Mirrlees-Watson

4.7.4.1. Introducción

Una de las características más importantes a tener en consideración en las máquinas de vapor, con independencia de los elementos mecánicos que la configuren, es el montaje de los mismos.

La falta de una simetría definida que hubiesen aportado uno o varios cilindros más en la máquina o bien, una conformación geométrica más compacta, como sucede en el caso de los motores alternativos de combustión interna, requiere un particular procedimiento de instalación, marcado por un riguroso pero a la vez, lógico orden de colocación y ensamblaje de todas sus piezas. Es por ello, y aun considerando un tamaño de éstas de tipo medio, la existencia de algunos elementos de la máquina cuyo peso es de varias toneladas, lo que justifica que dicho montaje requiera un sentido de referencia [Soto Lara, 2000].

Así pues, el montaje en sus inicios era efectuado por los instaladores de la propias compañías *Fives-Lille y Mirrlees-Watson*, mientras que el resto de instalaciones de menor envergadura o aquellas que requiriesen menor conocimiento técnico, como pudieran ser reparaciones, mantenimiento o limpieza, se delegaban en talleres homologados por las citadas compañías o por el propio personal de la fábrica, previamente formado y cualificado por medio de cursos impartidos por personal especializado de las compañías, en los períodos de inactividad de la fábrica, por terminación de la campaña de caña de azúcar o de remolacha.

A continuación, se pasará a describir los elementos y sistemas mecánicos más importantes de estas dos máquinas de vapor, junto con sus características más relevantes, aunque la mayoría de ellos se desarrollarán con más detalle en el capítulo 6 de esta tesis doctoral, dedicado al análisis tecnológico.

4.7.4.2. Bastidor

Máquina de vapor de Fives-Lille

Es el elemento más voluminoso de la máquina, además de ser uno de los más pesados de todos los que la integran. Está fabricado en fundición y en una sola pieza. Su misión consiste en absorber los esfuerzos, variables en intensidad, que experimenta la máquina y transmitirlos a los cimientos [Hütte, 1938], por lo que se procurará minimizar el brazo de palanca de la fuerzas intervinientes y por tanto, el eje se ha de situar a la menor altura posible respecto del plano de fijación del bastidor.

Está dispuesto de tal forma que la dirección de la reacción del cilindro, provocada por el esfuerzo del émbolo coincide con el eje del vástago del mismo; de ahí que se recomienden bastidores con guías de la cruceta cilíndricas, como corresponde en este caso.

El diseño de los bastidores puede ser de varios tipos, entre otros destacan el tipo 'bayoneta' (de guía de la cruceta con forma cilíndrica y soporte del árbol de distribución hacia a un lado) y el tipo 'horquilla' diseñado para máquinas de vapor de mayor tamaño y potencia.

En el caso concreto de esta máquina, el bastidor es de tipo bayoneta (figura 82), completamente hueco por el interior, con unos espesores de pared variables entre 5 y 10 cm, dependiendo de que la parte de éste pertenezca a la confluencia con nervios, curvas o un cambio en su geometría. Normalmente, como se ha indicado, se utiliza como material la fundición de hierro y se fabrica en una sola colada.

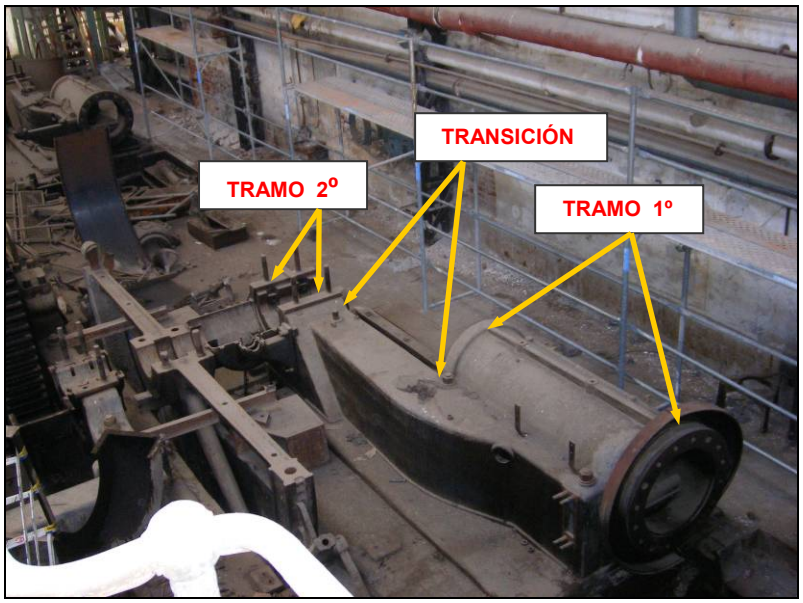


Figura 82. Detalle del bastidor tipo 'balloneta' de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor*.

Está dividido en dos tramos bien diferenciados:

Tramo 1º:

El primer tramo es el correspondiente al espacio donde se encuentra la guía de la cruceta (donde se acopla la cabeza más pequeña de las dos que posee la biela motriz) y es de sección cilíndrica ya que sus superficies interiores deben de servir de apoyo para que los patines de la cruceta puedan deslizar por ellas. Su origen coincide con el lado posterior del cilindro encontrándose ambas piezas ensambladas y su parte final coincide con el final de la carrera de la guía, presentando una longitud de 217 cm, una anchura media de 100 cm aproximadamente y una altura media de 115 cm.

Tramo 2º:

El segundo tramo está formado por dos sub-tramos. El primero de ellos es continuación del tramo 1º y supone un tramo de transición, comenzando donde termina la guía de la cruceta y finalizando en la zona de ubicación del primer soporte del árbol de distribución (sub-tramo segundo), sirviendo solamente de pieza de transición hasta alcanzar éste. Tiene una longitud de 170 cm, una anchura media de unos 50 cm y una altura media de unos 85 cm.

Como se acaba de exponer, el segundo sub-tramo corresponde a la parte inferior del soporte donde se aloja el árbol de distribución. Su sección es semicilíndrica, y está dimensionado para sostener el conjunto formado, por una parte, por el árbol de distribución que transmite el movimiento al engranaje o piñón motriz y por otra, por el conjunto formado por el manubrio o manivela (donde se acopla la cabeza más grande de la biela motriz). Presenta una longitud de 90 cm, una anchura media de unos 50 cm y una altura media de 90 cm.

Por todo lo expuesto, y dada la envergadura de este elemento base, se justifica el bastidor como pieza prioritaria en orden de montaje, fuertemente fijado y nivelado al suelo por medio de una losa de hormigón y unos pernos de anclaje para absorber, tanto las cargas dinámicas propias del movimiento de la máquina, como las cargas estáticas del peso propio y del resto de piezas de la máquina, evitando así que ésta fluctúe y no se produzcan vibraciones.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

Es también el elemento más voluminoso, además de ser uno de los más pesados de esta máquina de vapor. Está fabricado en una sola colada, en fundición y su misión y disposición son idénticas a la de la máquina francesa. El diseño de este bastidor es del tipo *horquilla*, que como se ha comentado, se adapta mejor en máquinas más grandes y de mayor potencia (figura 83).

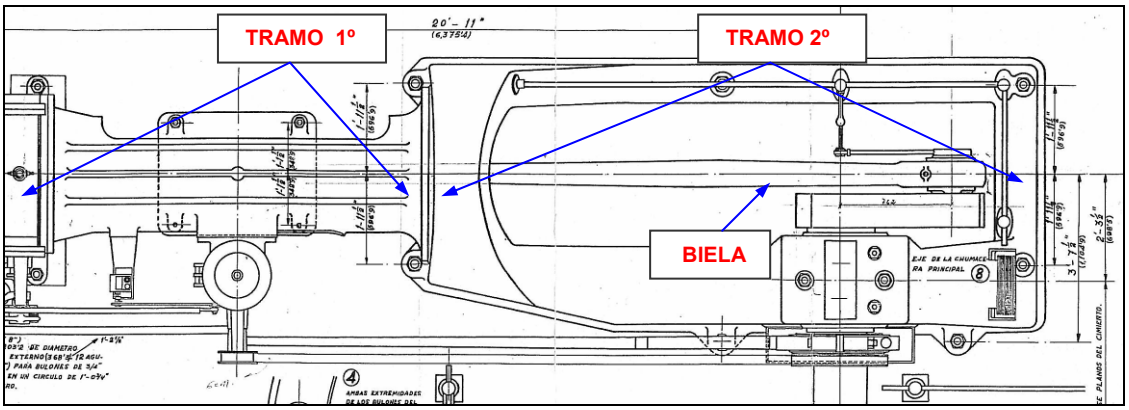


Figura 83. Detalle del bastidor tipo 'horquilla' de la máquina Mirrlees-Watson. *Plano original*.

El bastidor está completamente hueco por el interior, con unos espesores de pared variables entre 6 y 22 cm, dependiendo de que la parte de éste pertenezca a la confluencia con nervios, curvas o un cambio en su geometría.

Se pueden distinguir en él dos tramos bien definidos:

Tramo 1º:

El primer tramo, similar al de la otra máquina que corresponde también al espacio donde se encuentra la guía de la cruceta, es de sección cilíndrica. Tiene una longitud de 260 cm, una anchura media de 150 cm aproximadamente y una altura media de 130 cm.

Tramo 2º:

El segundo tramo está formado por una gran horquilla asimétrica, continuación del tramo 1º, comenzando donde termina la guía de la cruceta. El hueco central de ésta tiene unas dimensiones, en planta de 350 cm de largo por 100 cm aproximadamente de anchura media, albergando a la biela y manivela, y en uno de sus brazos se encuentra el soporte del árbol de distribución. Tiene una longitud total de 430 cm, una anchura media de 180 cm y una altura media de unos 110 cm.

4.7.4.3. Soporte del árbol

Máquina de vapor de Fives-Lille

Su parte inferior está fabricada en fundición (figura 84), es de ancho simple y posee doble tapadera (en su parte superior), hueca en su totalidad al igual que el bastidor y de espesores muy similares. Su colocación es simultánea al bastidor, dejando instalados también en el seno del soporte, los cojinetes antifricción de acero moldeado, revestido de metal blanco (aleación de Cu-Zn-Fe), antes de la colocación del árbol de distribución. Finalmente, una vez situado éste, se colocará la tapadera del soporte y se fijará al árbol por medio de dos grandes pernos.

Figura 84. Detalle del soporte del árbol de distribución de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor*.

El soporte está diseñado para absorber grandes vibraciones y esfuerzos provocados por los momentos de giro, tanto del volante de inercia como del árbol motriz, permitiendo a éste el giro mediante los mencionados cojinetes. No lleva engrase interno, sino que se hace por medio de unos inyectores de aguja a modo de 'cuentagotas'. Sus dimensiones medias corresponden a las que se han indicado cuando se ha descrito el sub-tramo segundo, salvo la altura, cuyo valor aumenta hasta 120 cm cuando se le coloca la tapa, quedando el árbol completamente sujeto al soporte por medio de cuatro tornillos, dos de ellos, situados en parte lateral de éste y otros dos, en la parte lateral.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

El soporte de la máquina escocesa está fabricado también en fundición (figura 85)**, y** presenta sólo un módulo con una sola tapadera en su parte superior. Es una pieza hueca completamente y los espesores de paredes son similares a los del bastidor. Posee unas dimensiones medias de 350 cm de longitud, considerando ésta desde la 'U' o base de horquilla del bastidor, 60 cm de anchura y una altura de 120 cm, incluida la tapa del

soporte, fijada a éste también por medio de cuatro tornillos, dos de ellos situados en parte central del soporte y otros dos de menor tamaño, en la parte trasera.

En la figura 85 se observan la parte delantera del soporte y la tapa donde se ubica el árbol de transmisión. Análogamente, en la figura 86 se muestra la parte trasera, diferenciándose con el de la máquina francesa en que aquél termina en rampa (plano inclinado), y éste presenta un acabado curvo. Junto a cada tornillo grande de ajuste de la tapa, se encuentra un engrasador con el objeto de mantener lubricadas constantemente las zonas internas del soporte, para evitar sobrecalentamientos y desgastes innecesarios.

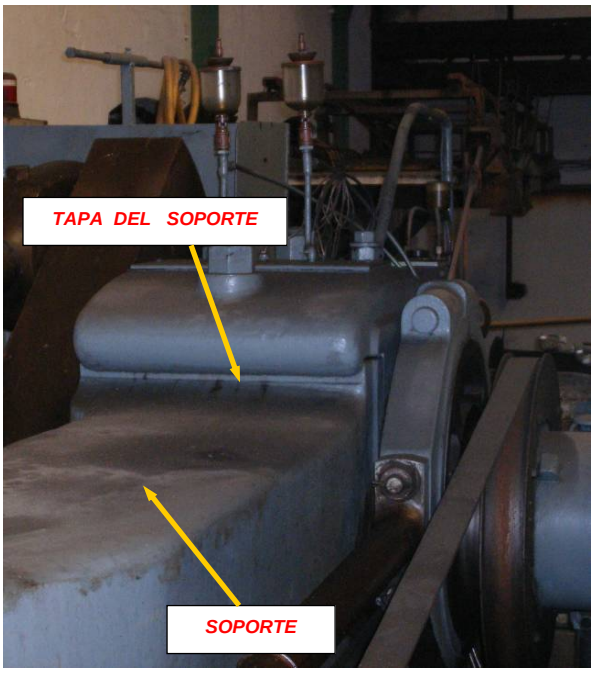


Figura 85. Parte delantera del soporte del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor*.

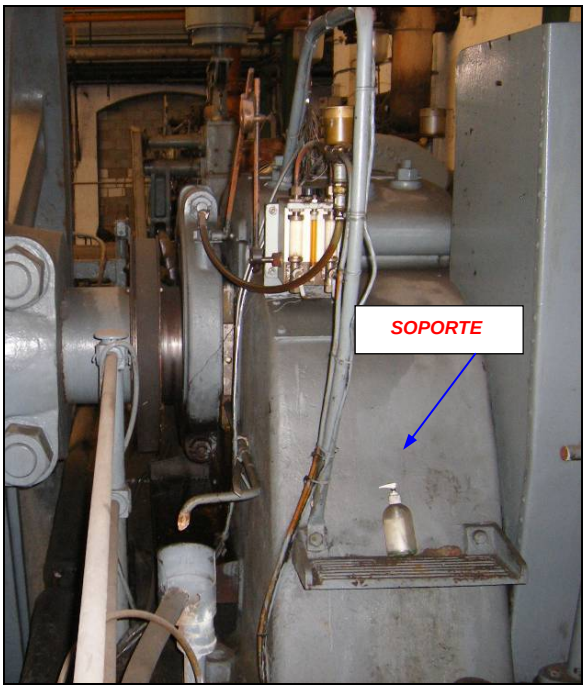


Figura 86. Parte trasera del soporte del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

4.7.4.4. Árbol de distribución

Máquina de vapor de Fives-Lille

Una vez que la manivela ha sido montada se colocará el árbol de distribución (figura 87) cuyas dimensiones son de 400 cm de longitud aproximadamente y un diámetro medio de 0,35 cm. Este procedimiento tiene bastante dificultad debido al ajuste exacto de los engranajes, conductor del eje y conducido de los molinos, para optimizar el esfuerzo y evitar un exceso de fatiga, lo que iría en detrimento de su vida media útil.
El eje motriz es una de las piezas de mayor tamaño, teniendo necesidad de poseer altas prestaciones respecto a su movilidad, además de ofrecer también buena fiabilidad y ajuste de medida, al igual que la biela, vástagos y barras o tirantes de la distribución.

El material más usado para este tipo de piezas es el acero dulce**,** debido a su relación resistencia-ligereza respecto a otros materiales; por ello, los árboles son conformados mediante forja, además de someterse a un posterior mecanizado hasta lograr sus cotas y tolerancias definitivas. Su construcción, por tanto, es laboriosa dado su gran tamaño, lo que sugiere hacerlos macizos y ajustarlos mediante torneado.

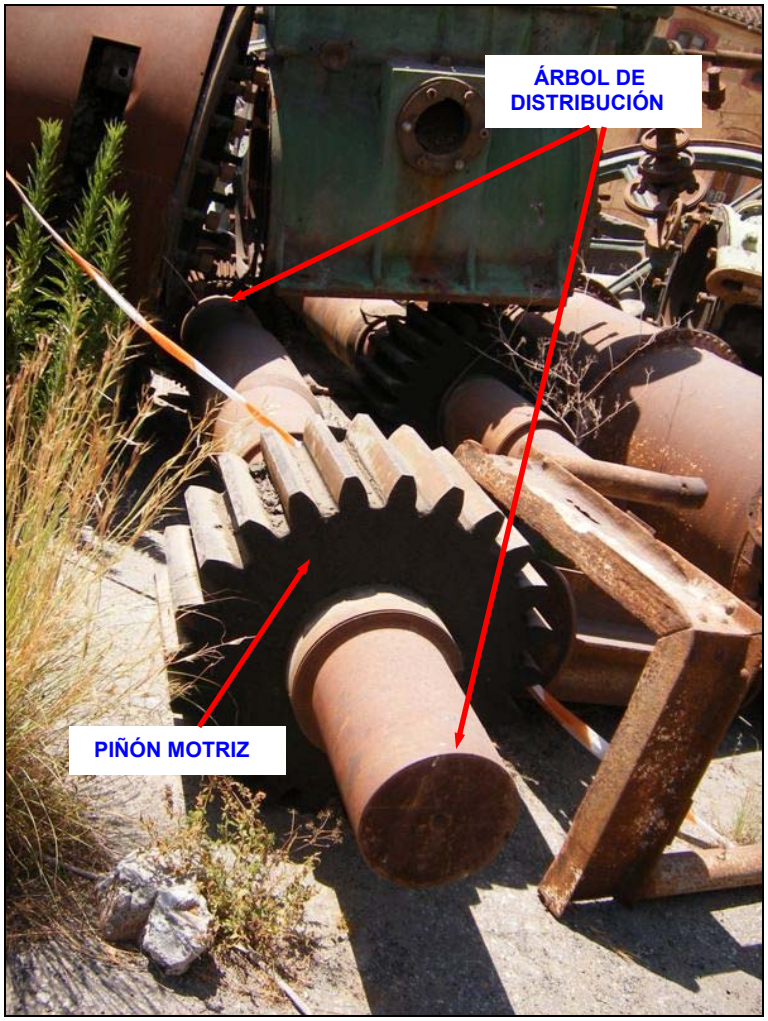


Figura 87. Detalle del árbol de distribución de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

La misión del árbol de distribución consiste en recoger y transmitir el par de torsión (generado por la fuerza que transmite la biela motriz, aplicada en uno de los extremos de la manivela), al engranaje o piñón motriz, que se encargará de transmitirlo a su vez por todo el tren de engranajes, donde será distribuido para ser reducido, tanto el valor de dicho par torsor como su velocidad de giro, transformándolo y adaptando las condiciones mecánicas iniciales de la máquina de vapor, a las condiciones mecánicas de velocidad y par demandadas por el tren de molinos, aproximadamente en una tercera parte.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

Sus dimensiones son de 345 cm de longitud aproximadamente, desde el eje del gorrón de la biela al eje del piñón-motriz y un diámetro medio de unos 37 cm. Está fabricado en acero dulce Siemens-Martin (figura 88) y se encuentra apoyado sobre dos grandes soportes. La primera de sus misiones es la de transferir el trabajo útil (energía mecánica) que desarrolla la máquina de vapor al resto de máquinas útiles [Jerie, 1937] y la segunda consiste en el sostenimiento de cinco órganos de la máquina (una manivela, una excéntrica, una polea de transmisión, un volante de inercia y un piñón de transmisión al tren de engranajes) distribuidos a lo largo de toda su longitud de izquierda a derecha.

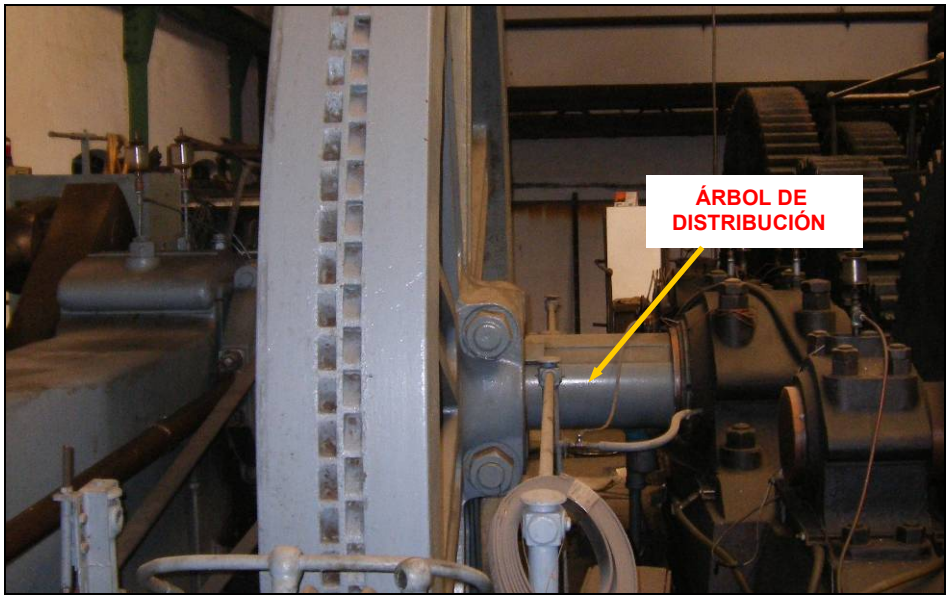


Figura 88. Detalle en alzado del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

Se diferencia del eje anterior en que éste ha de dimensionarse considerando dos cargas más, la excéntrica que mueve la distribución y la polea que acciona al regulador.

4.7.4.5. Piñón o engranaje motriz

Máquina de vapor de Fives-Lille

Debido a su tamaño y forma, el engranaje motriz suele estar fabricado en acero moldeado y es la última pieza integrante de la cadena cinemática, antes de pasar al tren conversor de par. Su misión consiste en transferir directamente el par de torsión procedente del sistema biela-manivela y árbol a dicho tren de engranajes, para ser

reducido, aportando así la cantidad justa de energía mecánica demandada por el tren de molinos.

El piñón motriz de la máquina Fives-Lille (figura 89) está calado al árbol de distribución. Su diámetro interior es de 32 cm, el exterior de 76 cm y una anchura de 40 cm.

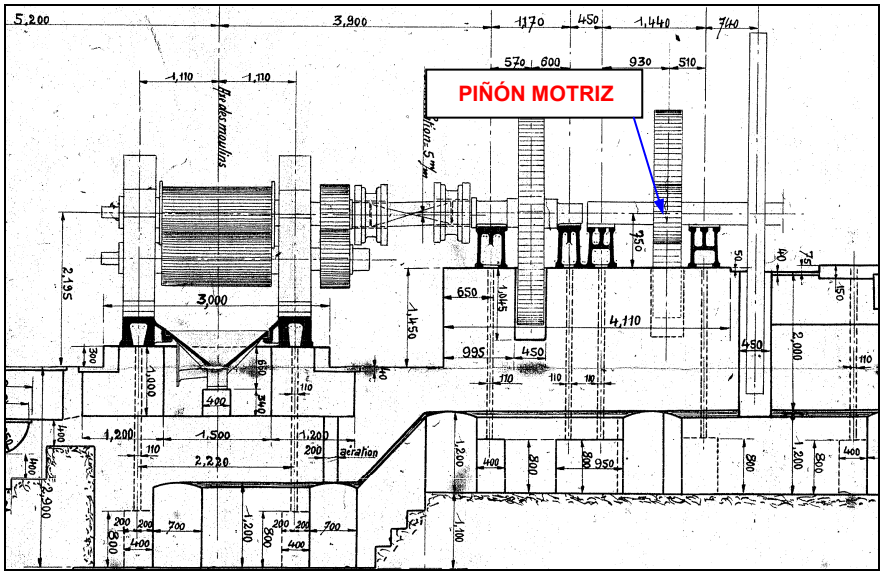


Figura 89. Posicionamiento del piñón motriz respecto al tren reductor de la máquina Fives-Lille. *Colección de planos de Ntra. Sra. del Pilar (1929) Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

Está construido en *acero moldeado* y su misión también consiste en transferir directamente el par de torsión procedente del sistema biela-manivela y árbol al tren de engranajes (figura 73) para mover el tren de molinos. El piñón motriz de la máquina Mirrlees-Watson (figura 90) se encuentra calado en el árbol de distribución. Su diámetro interior es de 31 cm, el exterior de 65 mm y una anchura de 36 cm.

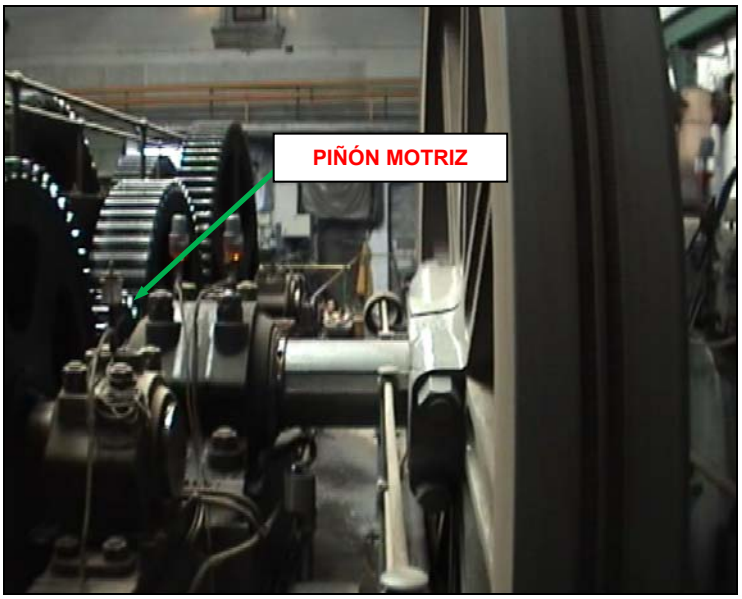


Figura 90. Detalle del piñón motriz de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

4.7.4.6. Volante de inercia

Máquina de vapor de Fives-Lille

El volante de inercia o volante motor de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar es otra de las piezas de gran tonelaje y tamaño que posee dicha máquina (figura 91)**.** Para facilitar su construcción, está fundido en dos piezas simétricas de forma semicircular formada por tres radios y dos mitades de otros dos radios que, una vez ensamblados, le dan la forma al volante compuesto por ocho radios intermedios de unión. Dichos radios están huecos en su interior y son de sección variable, es decir van aumentando de sección conforme se aproximan al centro del volante. La corona presenta un calado uniforme en su perímetro exterior, con huecos de forma cuadrangular cuya misión consiste en alojar los dientes de un trinquete, con el fin de mover el volante para poder sacar el émbolo del punto muerto y pudiendo así poner en movimiento funcionamiento la máquina de vapor.

Figura 91. Detalle de las dos mitades del volante de inercia desmontado de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

La dificultad de la instalación del volante estriba en el elevado peso que tienen sendas piezas semicirculares, ya que hay que situarlas en el gorrón central del eje motriz, de 39 cm de diámetro y ensamblarlas por la zona radial con ocho grandes pernos más otros dos en la corona central, donde abraza al cuerpo del eje motriz. Se encuentra fijado por los extremos por dos chavetas que evitan el deslizamiento. El diseño de estas uniones permite que no se acumule material en el centro de gravedad del volante, por lo que lo aligera en su peso y por tanto, es favorable para un valor más elevado de la velocidad.

El volante tiene un diámetro exterior de 520 cm y un espesor de la corona exterior en su parte más estrecha de 23 cm (espesor) siendo su anchura de 28 cm. El diámetro de la corona interior es de 83 cm y su espesor es de 54 cm. La longitud de cada uno de los ocho radios es de 234 cm, medidos desde el centro geométrico del volante, hasta el perímetro interior de la corona externa. Al ser un elemento totalmente pasivo, su misión consiste sólo en aportar al sistema una inercia adicional de modo que le permita almacenar energía cinética, continuando su movimiento por inercia cuando cesa el par motor que lo

propulsa, oponiéndose de esta forma, a las aceleraciones bruscas en un movimiento rotativo, y consiguiéndose reducir las fluctuaciones de velocidad angular. Es decir, se utiliza el volante para suavizar el flujo de energía entre una fuente de potencia y su carga.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

El volante tiene un diámetro exterior de 512 cm y un espesor de la corona exterior en su parte más estrecha de 36 cm. El diámetro de la corona interior es de 80 cm y su espesor es de 64 cm. La longitud de cada uno de los ocho radios es de 180 cm, medidos desde el centro geométrico del volante hasta el perímetro interior de la corona externa, siendo su anchura de 66 cm. Su misión es similar al de la máquina francesa (figura 92).

Figura 92. Volante de inercia de ocho radios de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

4.7.4.7. Émbolo

Máquina de vapor de Fives-Lille

El émbolo de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar, aunque no se sabe con certeza según la clasificación de los tipos de émbolo [Hütte, 1938], resulta bastante probable que pertenezca al grupo de émbolos de vástago y a un subtipo de disco de plato o disco de simple pared sin nervios, siendo el más generalizado en máquinas de doble efecto, cuyo fluido motor sea de tipo gaseoso.

El cuerpo del émbolo está construido normalmente en acero moldeado, acero estampado o acero forjado, pero puede ser también de material de fundición debiendo ser lo más reducido posible en peso por dos razones esenciales: la primera para disminuir el volumen de masa sometida a un movimiento alternativo con objeto de evitar pérdidas de carga, y la segunda para minimizar el rozamiento.

Poseen además una junta estanca colocada entre el cilindro y el propio émbolo, es decir, este último está formado por unos aros elásticos situados en su parte extrema para garantizar la estanqueidad (figura 93).

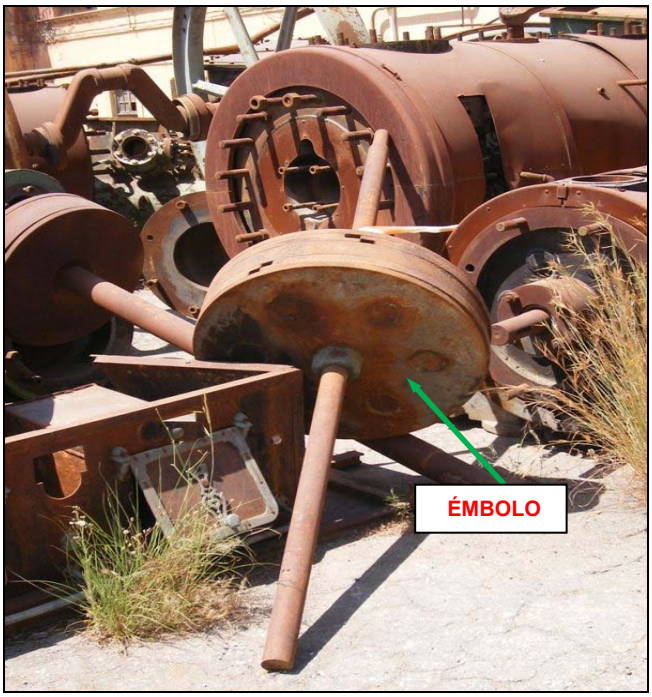


Figura 93. Detalle del émbolo de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

Por ser un émbolo de relativo poco peso, está soportado por un vástago, no debiendo estar en contacto con las paredes del cilindro para evitar un desgaste desigual de éste.

En máquinas de vapor, la presión superficial entre el émbolo y el cilindro debe estar entre 0,50 kg y 1 kg/cm^2. Los aros elásticos de la junta exterior del émbolo deberán sobrepasar de 0,5 a 1,1 mm la superficie del cilindro para que no se produzcan rebabas. Las tuercas se suelen fabricar en bronce para evitar la oxidación y por tanto, no poder aflojarse. Los aros están fabricados en fundición gris dulce y deben ser lo más anchos y aligerados posible.

Las dimensiones de este émbolo son de 66 cm el diámetro y una anchura de 20 cm. Normalmente, y aunque éste no se ha podido comprobar por su interior, en general suelen ser huecos y está reforzados por el centro mediante unos nervios.

El movimiento del émbolo es rectilíneo alternativo y su misión consiste en desplazar el flujo de vapor en movimiento, de un extremo o pared del cilindro hacia la pared opuesta, ejerciendo una presión sobre éste y transmitiendo la fuerza generada por la acción del vapor desde el vástago del émbolo hacia la biela motriz por medio del patín o cruceta.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

Dado que la máquina no se ha podido desmontar, se estima que el émbolo de la misma presenta una forma parecida a una máquina de vapor de semejantes características a la de la fábrica de Salobreña, también con distribución Corliss según la clasificación de los tipos de émbolo [Hütte, 1938], y pertenece con gran probabilidad al grupo de émbolos de vástago de disco de plato con nervios, siendo el más generalizado en máquinas de doble efecto, al igual que el de la máquina francesa *Fives-Lille.*

Su cuerpo está fabricado en acero moldeado, y posee además una junta estanca colocada entre el cilindro y el propio émbolo, es decir, este último está formado, en este caso por un solo aro elástico situado en su parte central para asegurar la estanqueidad**,** fabricados en fundición gris dulce (figura 94).

Las dimensiones de este émbolo, según la ficha técnica con las características técnicas de éste que nos facilitó el personal técnico de la fábrica, son de 72 cm el diámetro y una anchura de 25 cm. Normalmente, están huecos y está reforzados por el centro mediante varios nervios.

Su ley de movimiento también es similar a la del émbolo de la máquina francesa, es decir, es rectilíneo alternativo.

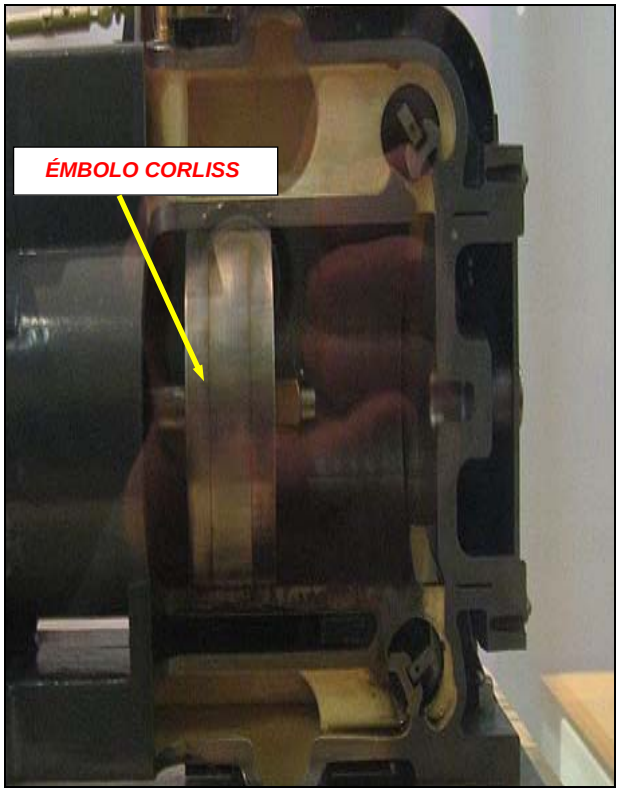


Figura 94. Detalle del émbolo de una máquina con distribución *Corliss* similar a la máquina *Mirrlees-Watson*. *Fotografía de Andy Dingley (Creative Commons).*

4.7.4.8. Aros del émbolo

Máquina de vapor de Fives-Lille

El émbolo está formado por anillos perimetrales oprimidos de forma radial contra las paredes del cilindro, bien con ayuda de resortes, o bien por su propia elasticidad (figuras 95 y 96). Deben estar cuidadosamente torneados con el objeto de ejercer la presión de forma homogénea sobre las paredes del cilindro, aplicando el mismo juego en toda la superficie interna del cilindro para lograr la estanqueidad, evitando así fugas de vapor, lo que se traduciría en pérdidas de presión, y por consiguiente de rendimiento mecánico.

Figura 95. Detalle de los anillos elásticos perimetrales del émbolo de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

Los materiales utilizados para la construcción de los aros del émbolo pueden ser *fundición de alta resistencia*, pero elástica, aunque también pueden fabricarse en *bronce*, si la exposición puede provocar que se oxiden.

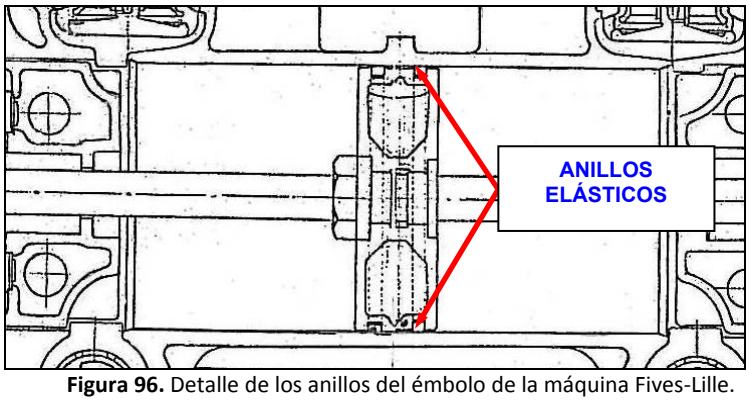


Figura 96. Detalle de los anillos del émbolo de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas

Los anillos están ajustados en la ranura con muy poco juego radial, para evitar que se llene de aceite de engrase quemado o de suciedad. También el juego axial debe ser muy pequeño, para evitar como se ha indicado, fugas de fluido gaseoso.

Los anillos del émbolo de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar son los más simples a nivel mecánico y pertenecen al grupo de los llamados aros de Ramsbottom, y se basan en un aro partido formado por una sola pieza. En nuestro caso, el émbolo tiene dos aros cuya misión es, en definitiva, la de funcionar simultáneamente como órgano de junta y órgano de presión.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

Posee un único aro o anillo elástico situado en su parte central para garantizar la estanqueidad y fabricado en fundición (figura 97).

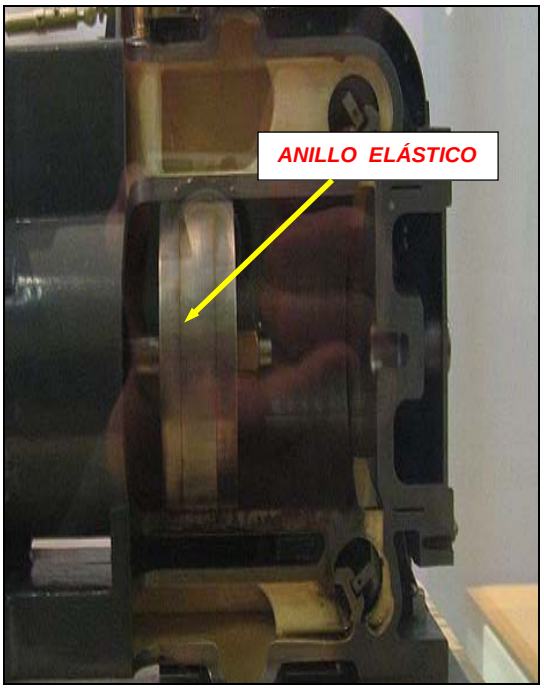


Figura 97. Detalle del anillo central de máquina con distribución Corliss similar a la Mirrlees-Watson.
Fotografía Andy Dingley (Creative Commons).

4.7.4.9. Unión del émbolo-vástago

Máquina de vapor de Fives-Lille

Resulta muy poco frecuente que el émbolo y vástago formen una sola pieza. En el caso de esta máquina, la unión del émbolo y vástago está formada por dos piezas independientes y ensambladas. Dicha unión consiste en empujar al émbolo contra una pestaña del vástago (a veces es un cono), por medio de una tuerca que se atornilla a éste por el lado posterior o trasero (lado opuesto al conjunto 'biela-manivela') (figura 98). El sistema adoptado en este caso es por cono. Resulta además, más seguro que el sistema de pestaña y el desmontaje es más fácil.

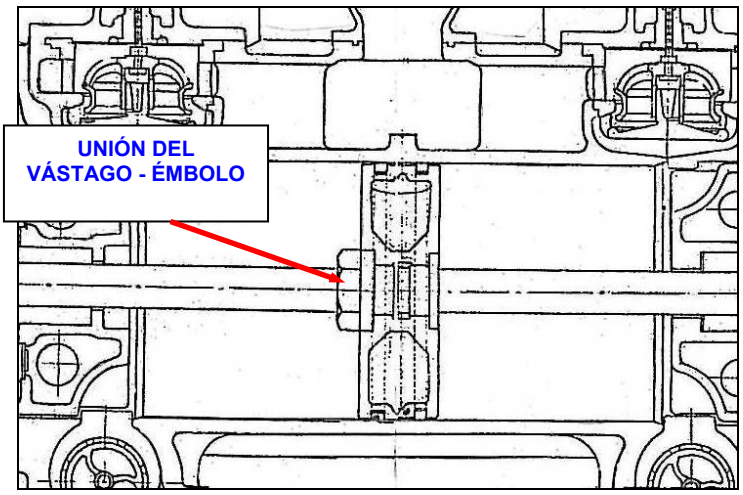


Figura 98. Detalle de la unión del vástago con el émbolo de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Aunque en esta máquina no se ha podido comprobar, por encontrarse ensamblada al émbolo y en los planos originales no se puede apreciar, la rosca puede ser de perfil rectangular, trapecial o triangular y debe ser lo más fina posible para no debilitar demasiado la sección del vástago. Por su parte, la tuerca es de hierro dulce aunque puede ser fabricada también en bronce para mayor facilidad cuando se haya de aflojar por avería o mantenimiento.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

La unión del vástago con el émbolo de esta máquina es similar a la de la máquina francesa y está formada también por dos piezas o tramos independientes ensamblados. Dicha unión al émbolo se efectúa por medio de una tuerca de bronce que se atornilla al vástago atravesando la tapa delantera del cilindro (lado tapa), además de otro vástago que se une con la cruceta por medio de una chaveta y que se encuentra unida a la parte anterior del émbolo por medio de esta unión atornillada que ilustra la figura 99, cuya sección no corresponde a la Máquina de vapor de Mirrlees-Watson de *Ntra. Sra. del Rosario*, ya que no pudimos desmontar la máquina para poder fotografiarla en su interior, aunque se trata de una máquina de la misma casa, también de distribución *Corliss* por correderas cilíndricas salvo que, en este caso, solamente dispone del vástago que se une al émbolo por el *lado cruceta,* pero su ilustración resulta de utilidad puesto que la unión con el émbolo se hace de igual forma que en nuestra máquina de Salobreña.

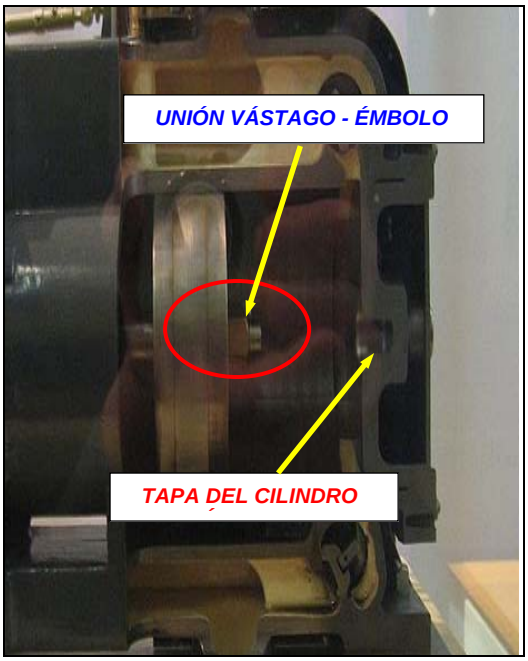


Figura 99. Detalle de la unión del vástago al émbolo de una máquina con distribución *Corliss*. *Fotografía Andy Dingley (Creative Commons).*

4.7.4.10. Vástago del émbolo

Máquina de vapor de Fives-Lille

El vástago del émbolo está formado por dos piezas (figura 100), la más corta mide 200 cm de longitud y su diámetro es de 11 cm, estando situada en el lado anterior o delantero

del émbolo (lado tapa). La pieza de mayor longitud mide 218 cm y su diámetro es también de 11 cm, estando situada en la parte posterior del émbolo (lado cruceta), siendo el extremo más lejano de éste el que se encuentra unido a la cruceta. Para máquinas de vapor que se pueden considerar como grandes, como es el caso de la máquina de Ntra. Sra. del Pilar, el vástago suele estar construido en acero Siemens-Martin.

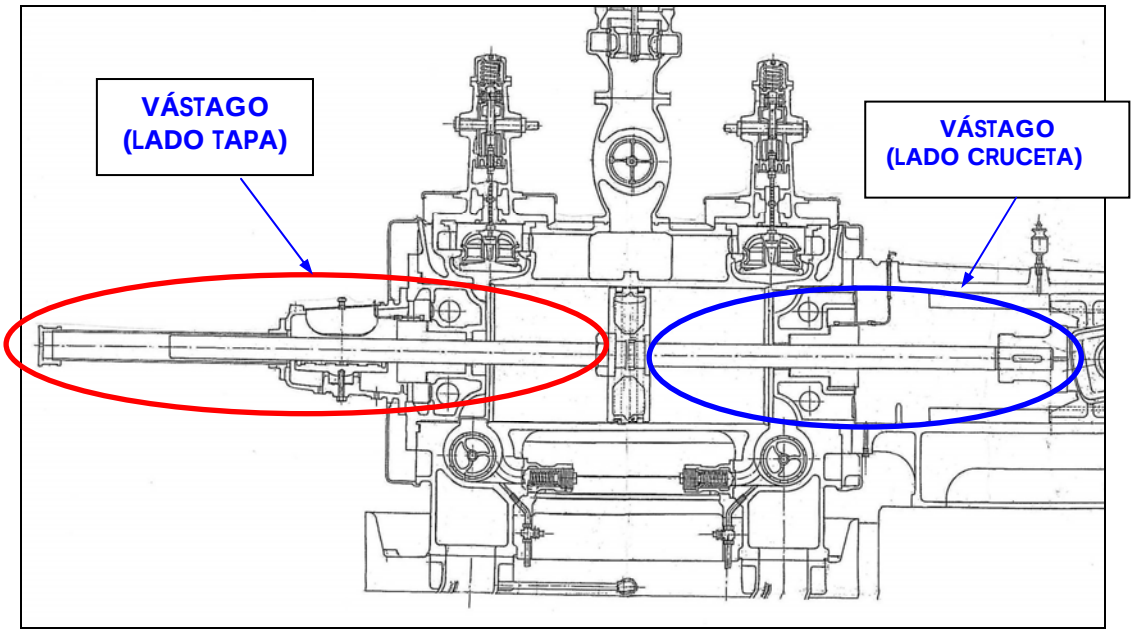


Figura 100. Detalle del vástago del émbolo de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Caso de interesar que la superficie fuese inoxidable y totalmente lisa, se recurrirá al acero-niquel, y si el vástago va a soportar esfuerzos muy grandes se fabricará con acero al crisol con acabado mediante mecanizado y con un dimensionado muy preciso, dado que pasará por un prensaestopas que evitará que se produzcan pérdidas de presión al paso del vástago, a través de la tapa del cilindro [Hütte, 1938]. El vástago se diseña, de tal forma, que permita extraerlo del cilindro sin afectar al prensaestopas.

En máquinas de doble efecto, el vástago puede ser hueco a lo largo de toda su longitud para que el agua pueda penetrar y así poder refrigerarse, pero en el caso que se está exponiendo, el vástago no es hueco y el sistema de refrigeración es exterior a él.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

El vástago del émbolo está constituido también por dos piezas (figuras 101 y 102); la más corta tiene una longitud de 250 cm aproximadamente y su diámetro es de 13 cm, estando situada en el lado anterior o delantero del émbolo (lado tapa). La pieza de mayor longitud mide 218 cm y su diámetro es de 11 cm, y se encuentra situada en la parte posterior del émbolo (lado cruceta), siendo el extremo más lejano de éste el que se encuentra unido a la cruceta. Está fabricado en acero al crisol debido a las grandes solicitaciones que va a soportar, es macizo y está dotado de un sistema de refrigeración externo.

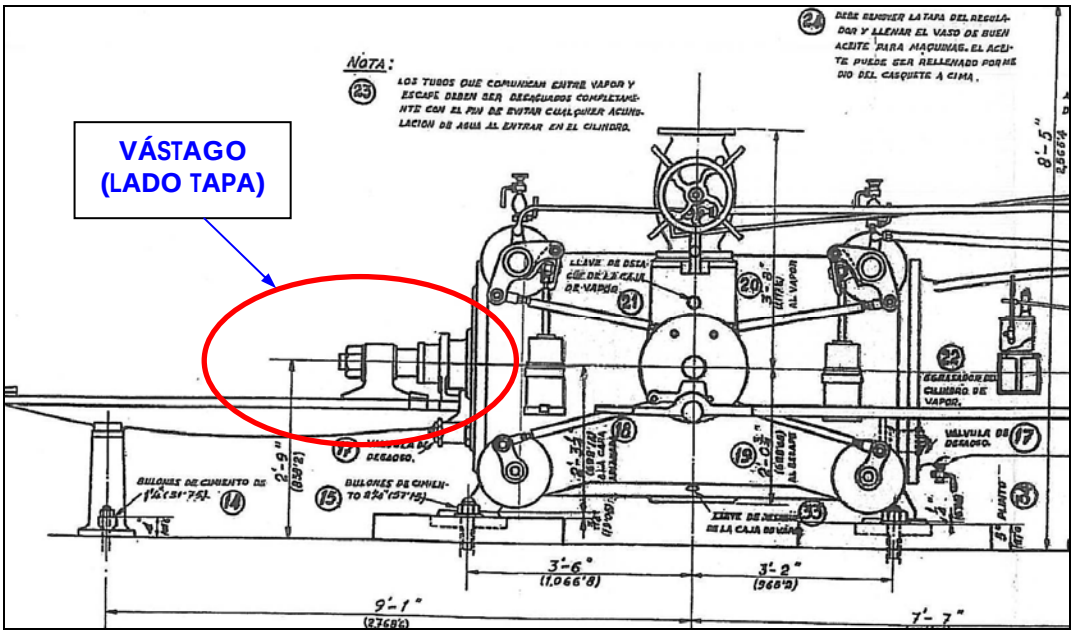


Figura 101. Detalle del vástago del émbolo de la máquina Mirrlees-Watson.
Planos de Ntra. Sra. del Rosario. Gentileza de Azucarera Guadalfeo.

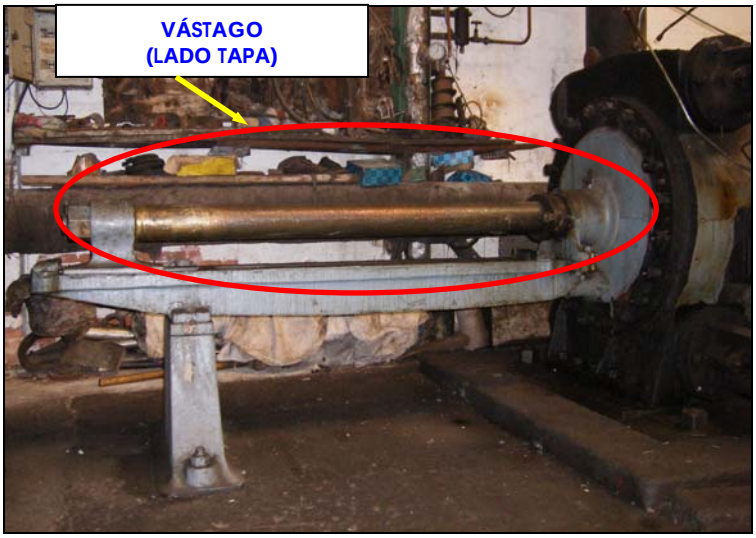


Figura 102. Detalle del vástago del émbolo lado tapa de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

4.7.4.11. Unión entre vástago y cruceta

<u>Máquina de vapor de Fives-Lille</u>

Como se acaba de ver, en máquinas de doble vástago, el tramo correspondiente a la parte delantera (lado tapa), se fija por un extremo al émbolo mediante un roscado interior en éste más una contratuerca de seguridad que garantiza la unión, evitando así que se afloje. El tramo de vástago correspondiente a la parte trasera (lado cruceta), se une al émbolo de manera análoga que el tramo anterior, es decir, mediante roscado con unos topes para ser ajustado, pero a diferencia del anterior, no dispone de contratuerca. El otro extremo, se fija a la cruceta por medio de una chaveta aunque también puede hacerse por medio de una pletina o tornillo.

El extremo del vástago que se une a la cruceta lleva un calado (figura 103) por donde, una vez acoplado o machihembrado a la cruceta, se fija a ésta por medio de una *chaveta transversal* de tal forma que no haya posibilidad de movimiento en sentido longitudinal, siendo su apriete mediante golpes de martillo.

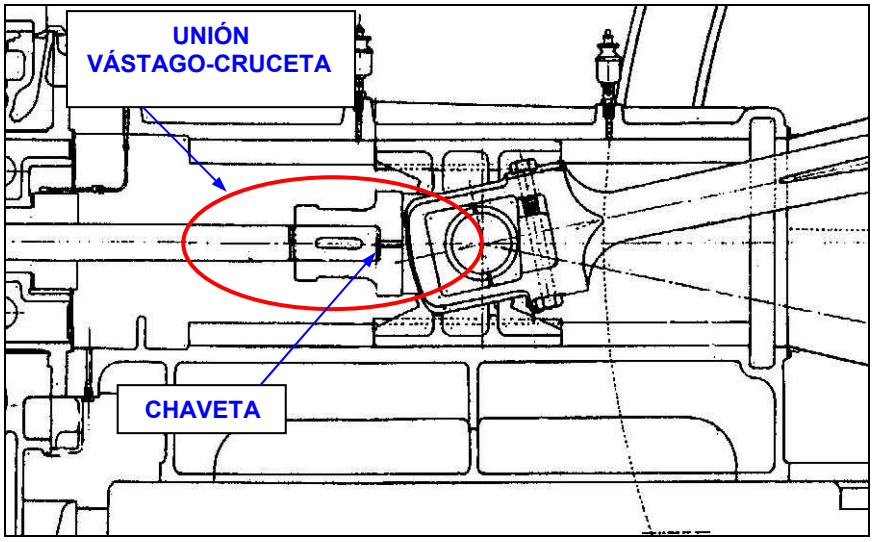


Figura 103. Detalle de la unión del vástago a la cruceta en la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

En este caso, y de forma similar al caso anterior de la máquina francesa, el extremo del vástago se fija a la cruceta mediante una *chaveta transversal* (figuras 104 y 105).

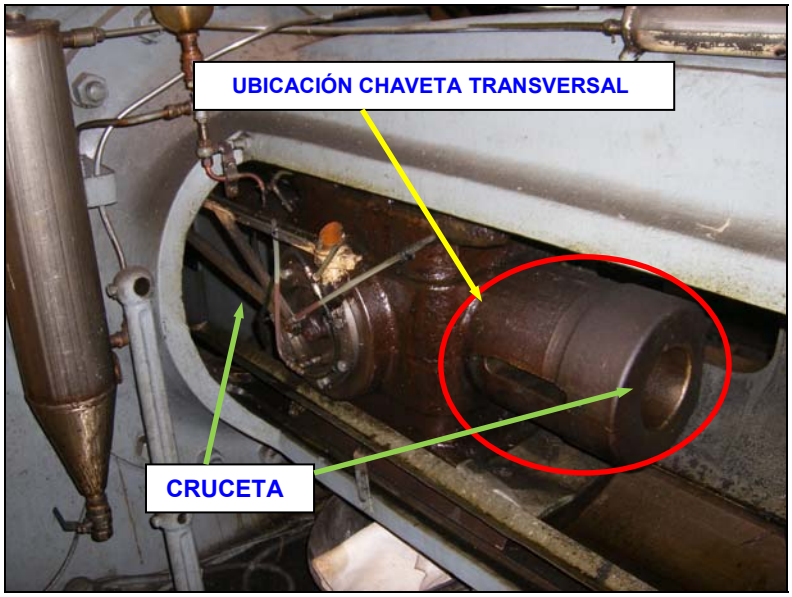


Figura 104. Detalle de la unión de la cruceta al vástago en la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor*.

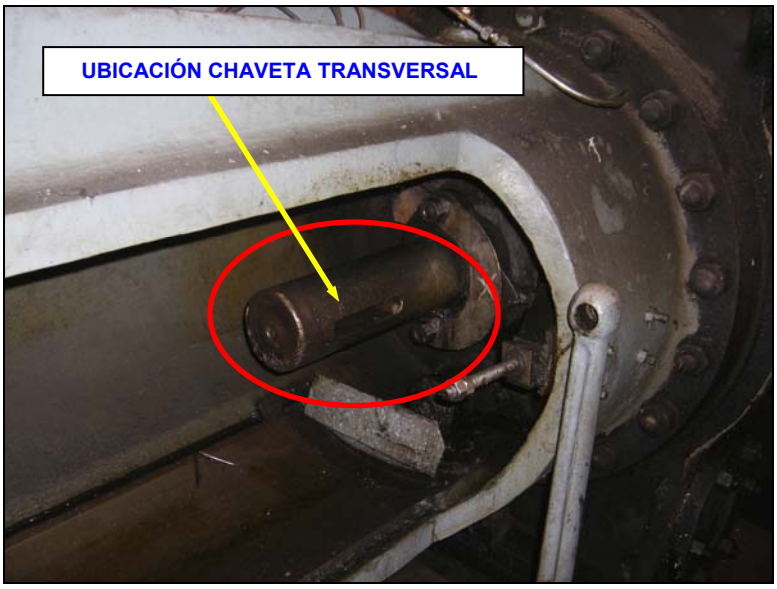


Figura 105. Detalle de la unión del vástago a la cruceta en la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor*.

4.7.4.12. Cruceta

Máquina de vapor de Fives-Lille

La cruceta une el vástago del émbolo con la biela, que se mueve con movimiento oscilatorio. Posee otra función, además de la citada y consiste en guiar al vástago del émbolo, asegurando su movimiento rectilíneo por medio de unos patines o guías construidas con unas superficies de contacto semicilíndricas como en este caso, aunque también pueden ser planas.

Dichas guías están perfectamente apoyadas y dimensionadas con el espesor suficiente para evitar la posibilidad de cualquier tipo de flexión lesiva debida al esfuerzo normal procedente del vástago, que pueda alterar su trayectoria.

Las crucetas pueden estar construidas de dos formas distintas: en forma de horquilla o en forma de soporte. La cruceta de esta máquina pertenece al primer tipo y es la que adoptan la mayoría de las máquinas de vapor. Los patines están torneados junto con el cuerpo de la cruceta y los tornillos están dispuestos en el plano central. La presión máxima en la superficie de contacto deberá estar en torno a los 2 o 3 kg/cm^2, no debiéndose sobrepasar este valor, lo que condicionará la extensión de dichas superficies de deslizamiento.

En la figura 106 se muestra la forma de la cruceta de la máquina *Fives-Lille* fabricada en acero dulce forjado, aunque también puede fabricarse en fundición de hierro o acero dulce forjado, siendo desmontable y pudiéndose graduar.

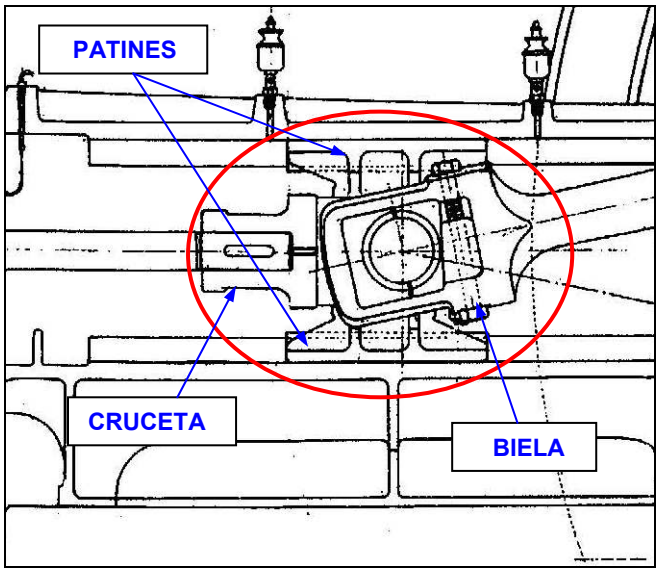


Figura 106. Sección de la cruceta de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Está formada por tres partes bien diferenciadas:

1. Un cuerpo en forma de horquilla de dimensiones 60 x 62 cm en alzado y 45 x 60 cm en planta. El hueco para albergar a la cabeza pequeña de la biela motriz es de 50 X 16 cm y el hueco cilíndrico, perpendicular al anterior para albergar el gorrón tiene unas dimensiones de 45 cm de longitud y 18 cm de diámetro.

2. Un cuerpo cilíndrico hueco en sentido longitudinal de dimensiones 35 cm de longitud, un diámetro medio de 25 cm y un orificio de unos 12 cm por donde se introduce el vástago. Está mecanizado sensiblemente de forma cónica (por lo que el cubo de la cruceta resulta con algo más de espesor). Posee también otro hueco perpendicular al anterior, con forma aproximadamente rectangular de unos 14 cm de longitud y 3 cm de anchura que sirve de alojamiento a la chaveta transversal que fija el vástago a la cruceta. La chaveta puede sustituirse a veces, por una unión roscada entre el vástago y cruceta.

3. Dos patines, uno superior y otro inferior cuyas superficies curvas tienen unas dimensiones de 60 x 45 cm en proyección ortogonal. Mediante estos patines, la cruceta puede moverse deslizándose sobre las guías.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

En la figura 107 se muestra la forma de la cruceta de la máquina *Mirrlees-Watson* fabricada en fundición de hierro, siendo también desmontable y pudiéndose graduar. Su geometría pertenece también al tipo de crucetas en forma de horquilla.

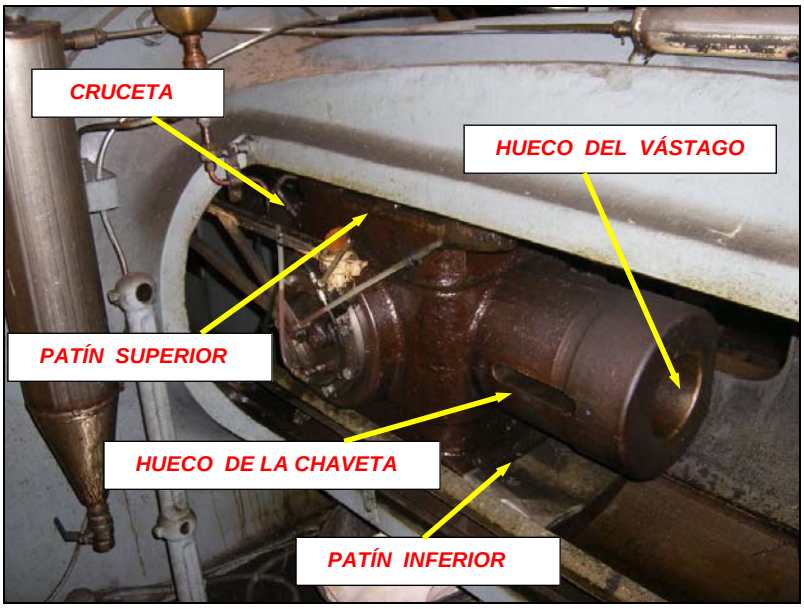


Figura 107. Detalle de las partes de la cruceta de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor*.

Las tres partes de que consta esta cruceta son:

1. Un cuerpo en forma de horquilla de dimensiones 52 x 50 cm en alzado y 52 x 40 cm en planta. El hueco para albergar a la cabeza pequeña de la biela motriz es de 42 x 22 cm y el hueco cilíndrico, perpendicular al anterior para albergar el gorrón de ésta tiene unas dimensiones de 40 cm de longitud y 25 cm de diámetro.

2. Un cuerpo cilíndrico hueco en sentido longitudinal de dimensiones 34 cm de longitud, un diámetro de 26 cm y un orificio de unos 14 cm por donde se introduce el vástago. También está mecanizado de forma cónica resultando por consiguiente que el cubo de la cruceta resulte con algo más de espesor. Presenta otro hueco perpendicular al anterior, con forma aproximadamente rectangular de unos 17 cm de longitud y 3,5 cm de anchura que sirve de alojamiento a la chaveta transversal que fija el vástago a la cruceta.

3. Dos patines, uno superior y otro inferior cuyas superficies curvas tienen unas dimensiones de 52 x 40 cm en proyección ortogonal para poder deslizarse sobre las guías.

4.7.4.13. Guías de la cruceta

Máquina de vapor de Fives-Lille

Las guías de la cruceta (figura 108) constituyen una parte solidaria al cuerpo del bastidor tipo 'balloneta', como es el caso de la máquina *Fives-Lille,* consistiendo éstas en un soporte especial de hierro fundido de sección circular por donde se deslizan las superficies lubricadas de los dos patines de la cruceta, en su carrera de avance y retroceso. Están situadas detrás de la culata trasera del cilindro unida a ésta mediante tornillos. Sus dimensiones son de 220 cm de longitud, 80 cm de diámetro exterior y 43 cm de diámetro interior.

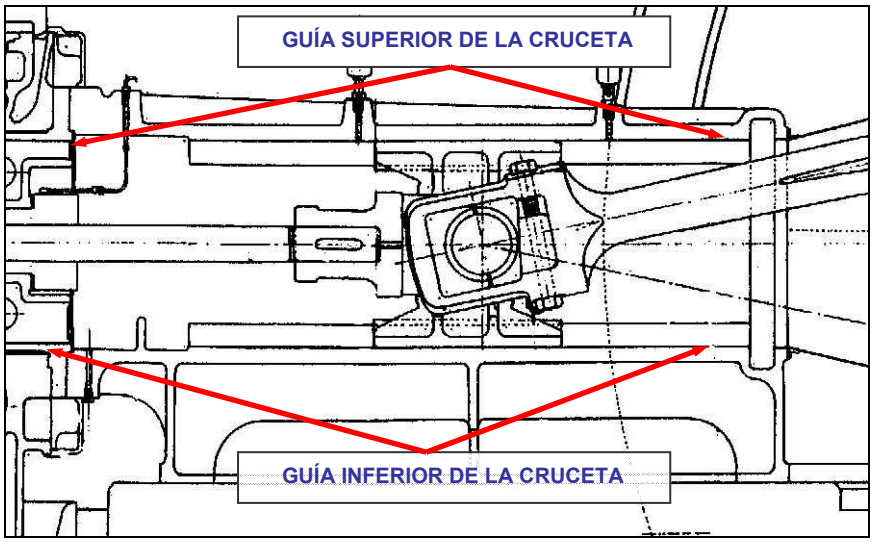


Figura 108. Detalle de las guías de la cruceta de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

En este caso, las guías de la cruceta constituyen una parte solidaria al cuerpo del bastidor tipo 'horquilla', como es el de la máquina *Mirrlees-Watson* (figura 109). El soporte tiene una sección circular y también está fabricado en fundición. Están situadas detrás de la culata trasera del cilindro y se unen a ésta mediante tornillos. Sus dimensiones son de 270 cm de longitud y 65 cm de diámetro interior. Los extremos embridados que se unen mediante tornillos al cilindro, por un extremo y a la horquilla del bastidor por el otro, y tienen un diámetro exterior de 120 cm.

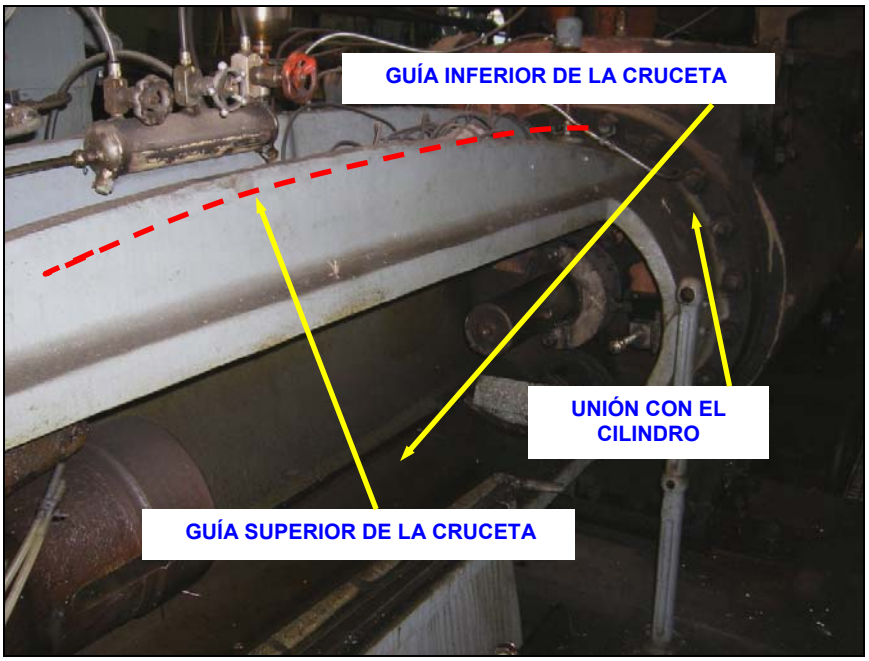


Figura 109. Detalle de las guías de la cruceta de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

4.7.4.14. Tapas o culatas del cilindro

Máquina de vapor de Fives-Lille

Las culatas o tapas del cilindro están colocadas en cada uno de los extremos del cilindro (figura 110). Están fabricadas por norma general en fundición y su misión consiste en absorber los golpes que le imprime el émbolo al final de la carrera de compresión, soportando por ello grandes presiones. La culata anterior es de mayor tamaño y espesor que la trasera, y tiene un diámetro exterior de 130 cm, una profundidad de 12 cm y en el centro posee un taladro de 50 cm, donde se ubica por su parte delantera, una carcasa o revestimiento metálico antifricción que alberga al cojinete (por donde desliza el vástago) junto con su asiento y por la parte posterior se sitúa el prensaestopas.

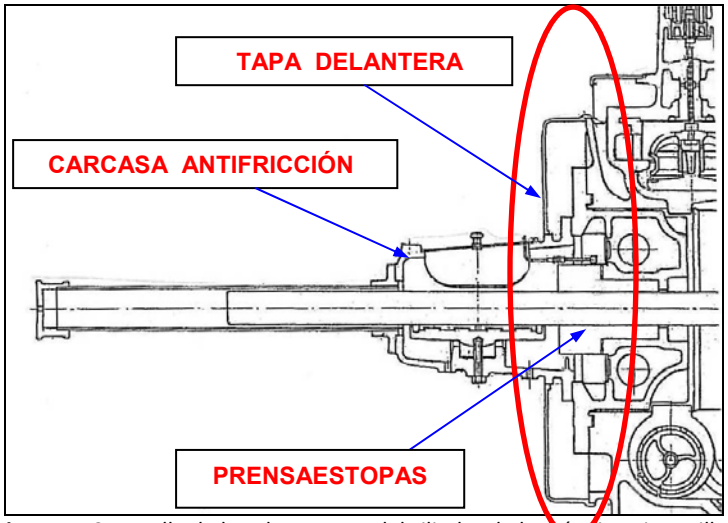


Figura 110. Detalle de la culata o tapa del cilindro de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Su montaje se efectúa antes de la fijación del cilindro o la guía mediante unos tornillos o pernos. Los pernos se distribuyen uniformemente a lo largo de toda la circunferencia de la tapadera (figura 111). Normalmente, a la culata delantera se la conoce como tapa, de ahí que la parte delantera del cilindro, la referiremos como lado tapa y la trasera, como lado cruceta.

Figura 111. Vista frontal del extremo anterior del cilindro (lado tapa) de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

La tapadera trasera o posterior (figura 112) está situada junto a la guía de la cruceta y es similar en dimensiones a la delantera salvo en la profundidad que es de 8,5 cm Este menor tamaño es debido a que no alberga la carcasa antifricción, pero sí otro prensaestopas.

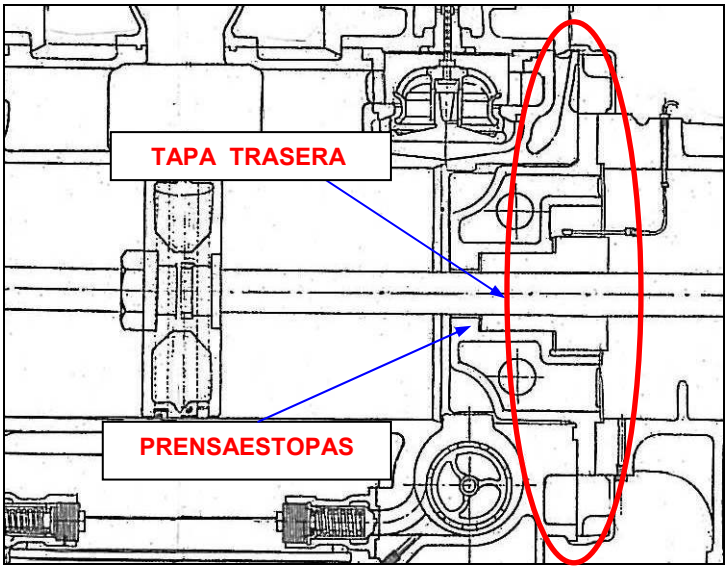


Figura 112. Detalle de la tapa trasera del cilindro de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

Su cilindro posee dos culatas o tapas fabricadas en hierro fundido y están colocadas en cada uno de los extremos del cilindro (figura 113). La culata anterior exterior de 110 cm y en el centro posee un taladro de 44 cm, donde se ubica el revestimiento metálico antifricción que alberga al cojinete, por el cual se desliza el vástago junto con su asiento y por la parte posterior se sitúa el prensaestopas. Su fijación al cilindro se realiza por medio de unos tornillos o pernos que se distribuyen uniformemente a lo largo de toda la circunferencia de la tapadera.

La tapadera trasera o posterior es de idénticas dimensiones que la delantera aunque no alberga la carcasa antifricción pero sí otro prensaestopas. Se encuentra unida a la guía de la cruceta por medio de tornillos.

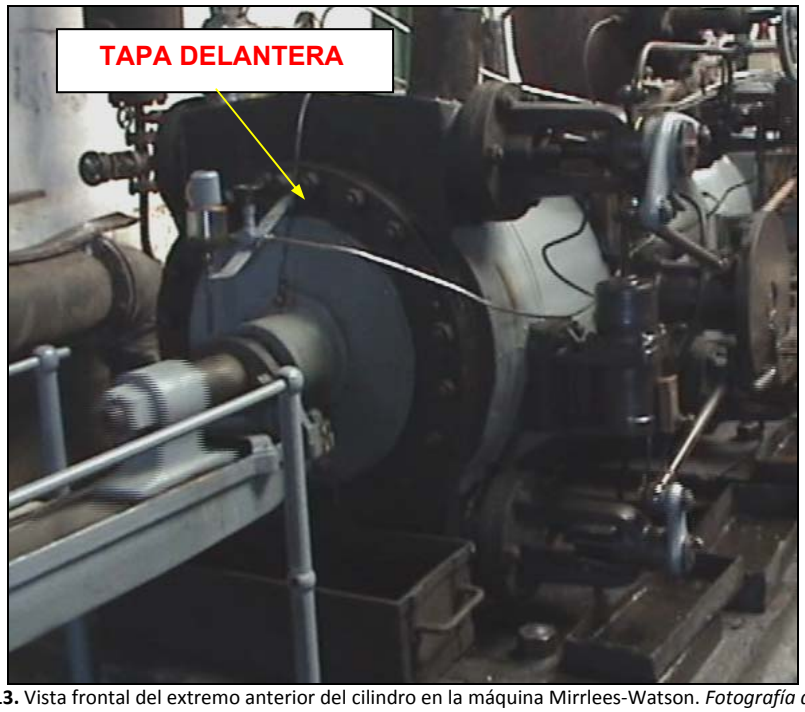


Figura 113. Vista frontal del extremo anterior del cilindro en la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

4.7.4.15. Caja prensaestopas

<u>Máquina de vapor de Fives-Lille</u>

La caja prensaestopas es una pieza metálica que suele estar hecha de acero templado, metal blanco, bronce aleado con fósforo o de fundición (figura 114).

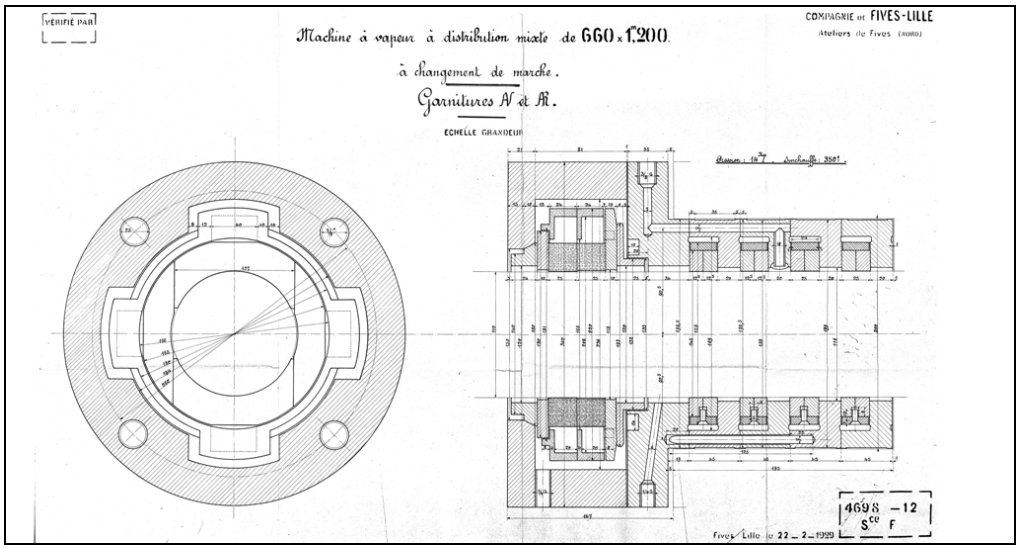


Figura 114. Detalle del prensaestopas de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Este mecanismo consiste en una guía de ajuste exacto o junta hermética, que trabaja por presión elástica (axial). Va colocada en la zona donde el vástago atraviesa la tapa del cilindro y tiene doble misión, por un lado, permite el movimiento rectilíneo alternativo del vástago y por otro, impide que penetre aire en el cilindro, a la vez que impide que desde el interior de éste salga ningún fluido debido al trabajo que se está realizando.

Como el vástago de este tipo de máquinas es muy largo, el sistema de guía hermética es por junta laberíntica, compuesta por surcos en forma de anillo formando cámaras que permiten el alojamiento del polvo y el aceite. Entre estos huecos también es frecuente intercalar cámaras de expansión cuya misión es disminuir la tensión de entrada de los gases que penetran con una presión mayor que la que corresponde a la pérdida de carga media.

El prensaestopas ordinario o caja con anillo de asiento para el vástago, utiliza una trenza formada por anillos y semi-anillos (también llamada cajeta) de material muy plástico, formando la empaquetadura o guarnición que se dilata radialmente debido a la presión axial de la caja prensaestopas. Estos materiales pueden ser amianto, cáñamo, cuero, papel metalizado, algodón, etc. y se caracterizan por tener una gran resistencia a temperaturas y presiones fuertes, impidiendo cuando se comprimen la entrada o salida de fluidos. La empaquetadura deberá estar impregnada de algún lubricante como por ejemplo, grasa, aceite, talco, sebo, grafito, etc., para así disminuir el rozamiento del vástago, y por tanto permitir su engrase.

La guarnición es sujetada a la caja prensaestopas, comprimiéndose por medio de un anillo del fondo que se atornilla a ésta gracias a dos tornillos, ajustándose al vástago con objeto de impedir la entrada de fibras en el cilindro, pero permitiendo algún juego en la caja.

En esta máquina en particular, el anillo es un casquillo ya que el vástago necesita ser guiado y para máquinas de vapor recalentado, como en este caso, éste deberá ser largo con el fin de aislar del calor a la empaquetadura.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

Debido a no haber podido desmontar esta máquina, ni tampoco poseer planos del interior de la misma, ha sido imposible analizar este elemento, aunque es bastante probable que los dos prensaestopas principales que posee el cilindro de esta máquina, respondan de manera muy similar al diseño de los de la máquina francesa.

4.7.4.16. Cilindro

Máquina de vapor de Fives-Lille

El cilindro de esta máquina está fabricado en material de fundición y se monta una vez que se han instalado todos los componentes que están relacionados directamente con el eje, pero no con el émbolo. Tiene una longitud total de 228 cm y un diámetro exterior de 130 cm (figura 115).

Su instalación consiste en atornillarlo a la bancada, dejando la tapadera atravesada por los tornillos en la parte central. Por otra parte, su geometría resulta enormemente complicada, debido a que es necesaria la combinación de ésta con los órganos de distribución del vapor. Las paredes están diseñadas con espesores, material y forma, de tal manera que ofrezcan una gran resistencia mecánica para soportar, tanto los gradientes bruscos de presión y temperatura del fluido (en este caso se trata de vapor recalentado), como las tensiones iniciales del material para evitar su deformación,

fisuración o rotura por fatiga. La junta de la guía hermética es cilíndrica y como se ha visto anteriormente, actúa por la circunferencia externa.

Figura 115. Vista lateral de dos cilindros de la máquina *Fives-Lille*. *Fotografía del autor.*

Para mayor facilidad de ensamblado del cilindro con el bastidor ordinario de guía cilíndrica, en el caso particular de esta máquina, por ser de disposición horizontal, el extremo delantero de éste suele estar cerrado. El cilindro presenta varias aberturas que son, por un lado, la obligada para que atraviese el árbol de la máquina de mandrilar, donde posteriormente será ajustada la caja prensaestopas, introduciéndose por la guía de la cruceta, aunque también puede introducirse por el interior del cilindro siendo menos frecuente y por el otro, los orificios donde asientan las válvulas de admisión, situadas en la generatriz superior de éste.

Al tratarse de vapor recalentado, el fluido que utiliza esta máquina no lleva por tanto, camisas de vapor (características de las máquinas antiguas), por consiguiente, la entrada y salida del vapor se conecta de forma directa a la caja de células, lo que permite deducir que la geometría del cilindro va a depender en gran medida del tipo de distribución del vapor.

El cilindro interior tiene una longitud de 130 cm aunque una vez colocado y montado el émbolo en su interior y deduciendo los 20 cm de espesor de este último, queda una longitud o carrera útil de 110 cm. Su diámetro interior es de 66 cm, por lo que resulta un volumen de embolada de V= 0,38 m^3.

Está diseñado de tal forma que la superficie donde desliza el émbolo en toda su carrera, sea lo más diáfana posible, quiere esto decir, que se evita en todo lo posible que este trayecto esté exento de acumulación de material, canales longitudinales o anulares, nervios, etc., por lo que la caja de células se ubica por completo fuera de dicha superficie de recorrido del émbolo y así el vapor recalentado encontrará un espacio nocivo mínimo, lo que se traducirá en una menor pérdida de carga.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

El cilindro de esta máquina está fabricado en material de fundición. Tiene una longitud total de 210 cm y un diámetro exterior de 110 cm (figuras 116 y 117).

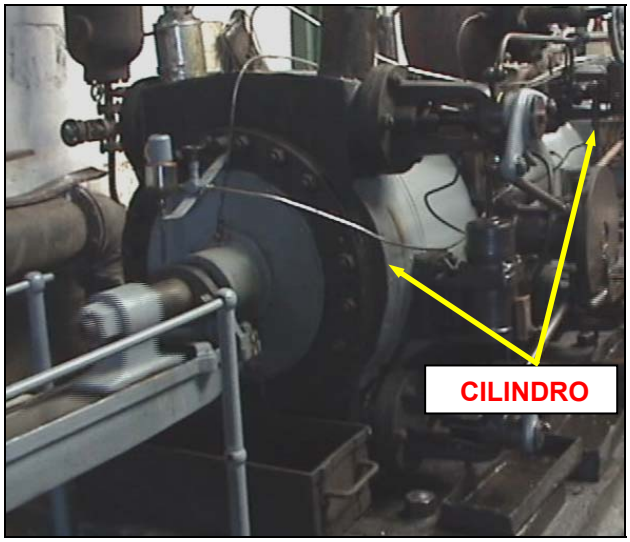


Figura 116. Cilindro de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

El cilindro interior tiene una longitud interior de 130 cm, aunque una vez colocado y montado el émbolo en su interior y deduciendo los 20 cm de espesor de este último, queda una longitud o carrera útil de 152 cm. Su diámetro interior es de 72 cm, por lo que resulta un volumen de embolada de V= 0,62 m^3.

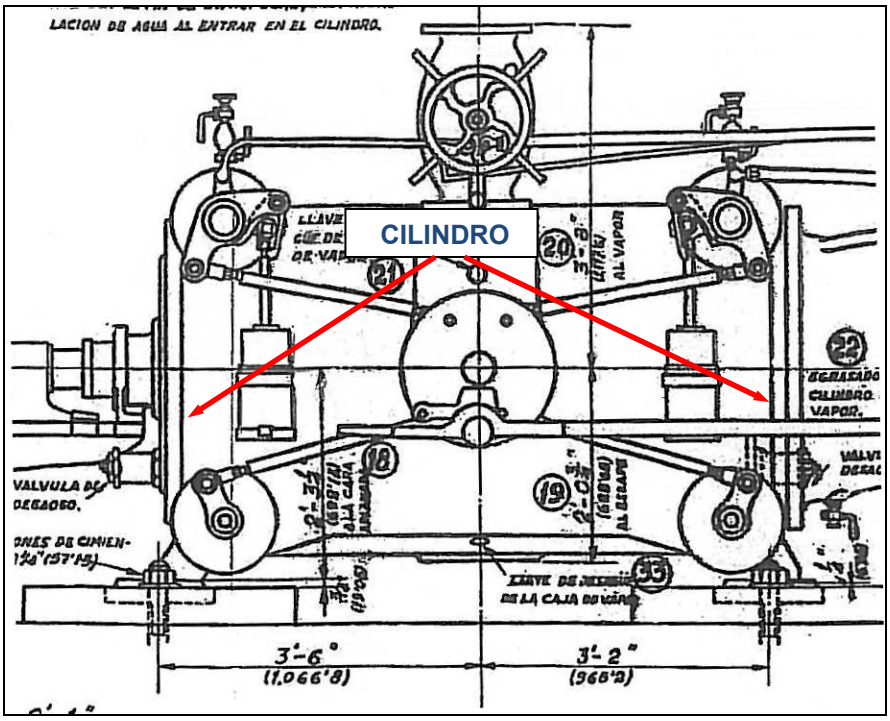


Figura 117. Alzado del cilindro de la máquina Mirrlees-Watson. *Planos de Ntra. Sra. del Rosario.*

4.7.4.17. Biela motriz

Máquina de vapor de Fives-Lille

Se trata de una pieza maciza de grandes dimensiones destinada a transmitir grandes esfuerzos, pero ligera al mismo tiempo al estar fabricada en acero dulce. Posee dos cabezas macizas, una anterior, la de menor tamaño (figura 118), que se articula por medio de un gorrón, fabricado en acero al crisol, a la cruceta y otra posterior (figura 119) que se une a la manivela por medio de otro gorrón, también fabricado en acero al crisol y ajustados mediante cuñas y un tornillo, junto con los cojinetes, estos últimos de fundición.

Figura 118. Cabeza de menor tamaño de la biela motriz de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

Figura 119. Cabeza de mayor tamaño de la biela motriz de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

La biela transforma el movimiento rectilíneo del émbolo, donde el esfuerzo se transmite linealmente, en movimiento rotativo por medio del momento que produce la manivela cuando dicho esfuerzo se aplica en uno de sus extremos.

Al tratarse de una biela ordinaria e ir articulada a una cruceta y a una manivela frontal, está fabricada en una sola pieza, tanto el vástago como sus cabezas. No resulta, por tanto preciso, que éstas estén partidas siempre y cuando se permita extraerlas normalmente al plano del mecanismo, como también sucede en bielas de acoplamiento de locomotoras. Solamente están provistas de unos pernos para quedar fijada a la manivela y a la cruceta.

La característica mecánica más ventajosa de las cabezas partidas es que permite el desmontaje del cuerpo de la biela sin necesidad de quitar el pasador del manubrio o manivela por un extremo, o de la cruceta por el otro.

El vástago de la biela motriz de tiene una longitud de 300 cm desde el eje de la cabeza superior (manivela) al inferior (cruceta), a este último se le suele llamar eje del pie de biela por estar articulada mediante un gorrón con la cruceta, el otro se le suele llamar eje de la cabeza de la biela por estar ésta articulada a la manivela de forma similar, es decir, por medio de otro gorrón.

La cabeza superior es aproximadamente rectangular y sus dimensiones son de 60 x 45 cm y un espesor de 15 cm. Análogamente, la cabeza inferior tiene unas dimensiones de 50 x 35 cm siendo el espesor el mismo. Están provistas de unos grandes pernos para fijarse al gorrón de la manivela y al de la cruceta.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

En este caso, se trata de un elemento macizo también de grandes dimensiones y fabricada en acero Siemens-Martin (figuras 120 y 121). Posee dos cabezas macizas, una anterior, la de menor tamaño que se articula por medio de un gorrón fabricado en acero al crisol a la cruceta, y otra posterior que se encuentra unida a la manivela, por medio de otro gorrón, también fabricado en acero al crisol y ajustados mediante cuñas y un tornillo, junto con los cojinetes, estos últimos de fundición.

El vástago de la biela motriz de tiene una longitud de 380 cm desde el eje de la cabeza superior (manivela) al inferior (cruceta), a este último se le suele llamar eje del pie de biela por estar articulada mediante un gorrón con la cruceta, el otro le suele llamar eje de la cabeza de la biela por estar ésta articulada a la manivela también por medio de otro gorrón.

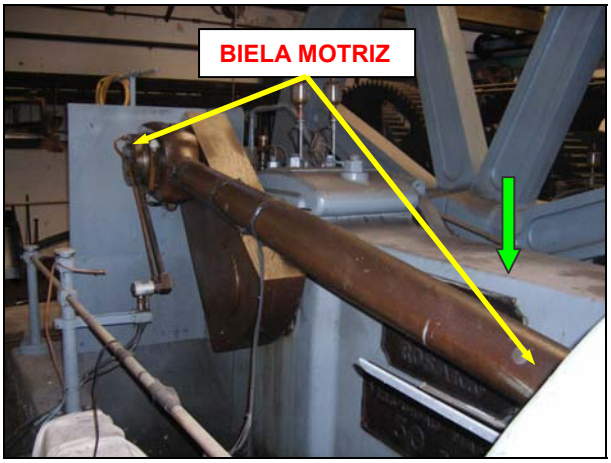


Figura 120. Detalle de la biela motriz vista desde la posición de la cruceta. *Fotografía del autor.*

La cabeza superior tiene forma trapezoidal y sus dimensiones son de 40 cm de base mayor 35 cm de base menor, una altura de 60 cm y un espesor de 18 cm. Análogamente, la cabeza inferior tiene forma trapezoidal y sus dimensiones son de 35 cm de base mayor, 30 cm de base menor, una altura de 50 cm y un espesor de 18 cm. Están provistas de

unos grandes pernos para fijarse al gorrón de la manivela y al de la cruceta.

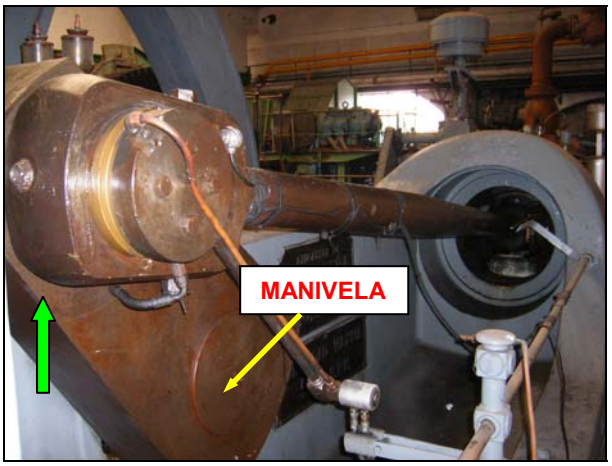


Figura 121. Detalle de la biela motriz vista desde la posición de la manivela. *Fotografía del autor.*

4.7.4.18. Manivela

Máquina de vapor de Fives-Lille

La manivela es otro elemento importante de la cadena cinemática y su misión consiste en transmitir el movimiento transformándolo de lineal a rotativo (figura 122). Está fabricada en fundición y posteriormente es sometida a un mecanizado (acabado antifricción), hasta ajustar con el pasador de la biela y el árbol motriz por medio de casquillos.

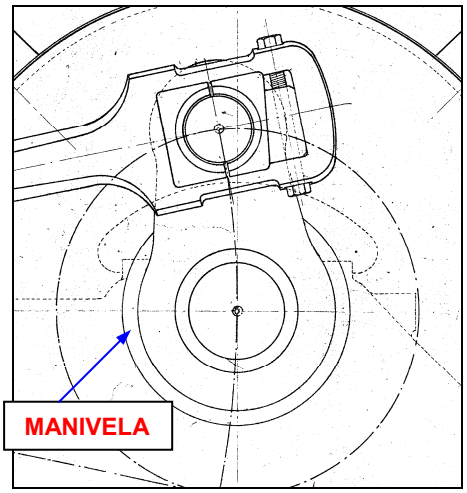


Figura 122. Detalle de manivela de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra.Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

La manivela de esta máquina es de tipo frontal y va acoplada, por un extremo al árbol de distribución y por el otro al gorrón o pasador de la biela. Presenta dos grandes taladros cuyos diámetros interiores son de 31 cm, para el más grande, donde se acopla el eje motriz y de 21 cm para el diámetro interior del taladro menor y donde se acopla el pasador de la biela siendo la distancia entre ejes de 60 cm (radio de la manivela) y el espesor medio de 20 cm.

El gorrón de la manivela tiene una longitud de 48 cm y un diámetro exterior de 20 cm. Tanto este gorrón, como el de la cruceta están fabricados normalmente de un material

similar al del árbol de transmisión y distinto al de la manivela y cruceta, en este caso, es de acero templado y rectificado en la superficie, debiendo ser mecanizados con una buena precisión y acabado, para que el rozamiento con la manivela o la cruceta sean mínimos, evitando así el desgaste o sobrecalentamientos. No obstante, el esfuerzo transmitido es de gran magnitud y debe ser recambiable.

Está considerado como gorrón de gran diámetro y tiene forma de espiga cilíndrica, introduciéndose en la manivela a presión o calentando el taladro de ésta, además de ser asegurado con un tornillo tangencial. En la mayoría de los casos, el diámetro exterior del gorrón coincide con el espesor de la manivela.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

Está fabricada en hierro fundido y se ajusta con el gorrón de la biela y el árbol motriz por medio de casquillos (figura 123). Es de tipo frontal y presenta dos grandes taladros cuyos diámetros interiores son de 37 cm, para el más grande, donde se acopla el árbol motriz y de 26 cm para el diámetro interior del taladro menor, donde se acopla el gorrón de la biela siendo la distancia entre ejes de 76 cm (radio de la manivela) y el espesor de 23 cm.

El gorrón de la manivela tiene una longitud de 50 cm y un diámetro exterior de 25 cm. Tanto este gorrón, como el de la cruceta están fabricados en hierro fundido**,** rectificados en la superficie.

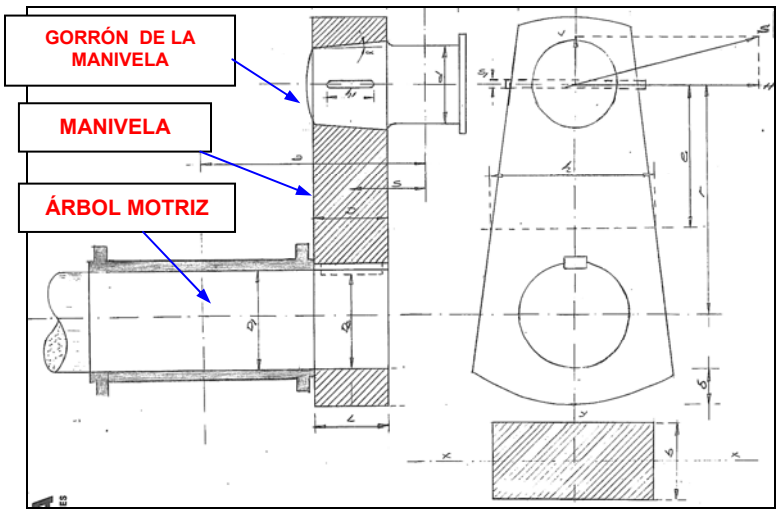


Figura 123. Croquis la de manivela de la máquina Mirrlees-Watson. *Elaboración propia.*

4.7.4.19. Excéntricas

Máquina de vapor de Fives-Lille

Son aquellas piezas mecánicas cuya misión consiste en la transmisión de esfuerzos moderados, produciendo un movimiento pendular u oscilatorio, siempre que se verifique que el radio de la manivela sea menor que el radio del árbol de distribución. Dichos mecanismos presentan la ventaja de ser poco estrechos pudiendo estar formadas por piezas partidas (como se verá en nuestro caso), aunque lo normal es que estén constituidas por una sola pieza.

Las excéntricas de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar, están situadas en el sistema de regulación de velocidad y presión del vapor. Su función, en este caso, consiste en transmitir el movimiento giratorio modificado, recibido por el árbol de distribución secundario del par de torsión que le transmite el árbol principal y que mueve el regulador, es decir, es un movimiento adaptado por éste para responder a las necesidades de potencia de la máquina. Están formadas por un collar o abrazadera, en dos mitades (también se llaman bielas partidas) de 28 cm de diámetro y unidas por dos tornillos para ser fácilmente desmontables, tanto las dos que transmiten el movimiento para accionamiento de las válvulas de admisión, como las dos de las válvulas de escape (figuras 124 y 125).

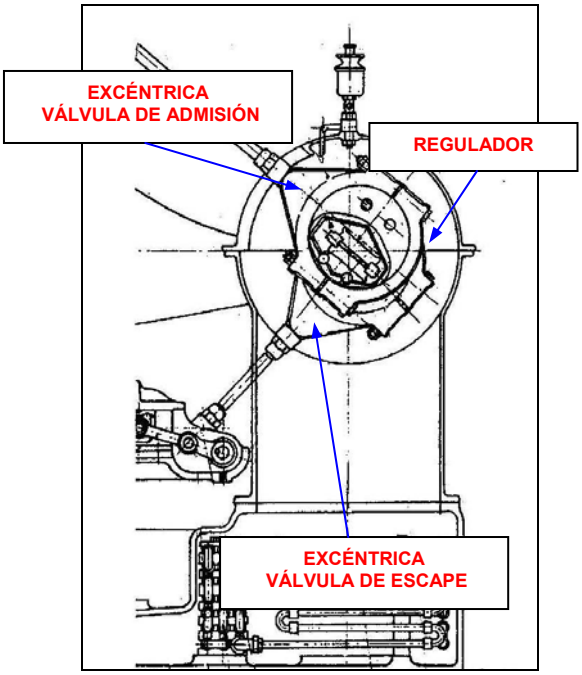


Figura 124. Alzado de las excéntricas de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra.Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas

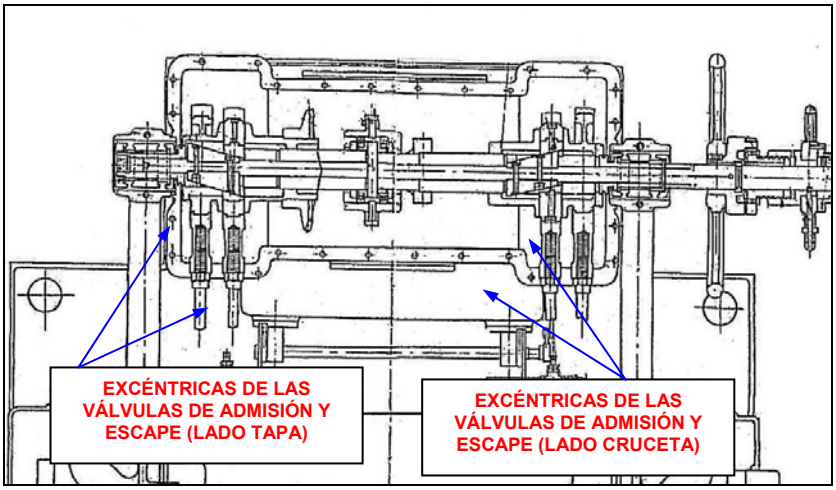


Figura 125. Planta de las cuatro excéntricas de la máquina Fives -Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Cada excéntrica tiene una polea por la que resbala en el seno de la abrazadera y está sujetada por medio de una contracuña al árbol secundario o de distribución del

regulador. Las cuatro abrazaderas se encuentran roscadas a las barras empujadoras de la distribución, en cuyas partes extremas más cercanas a las válvulas, poseen una horquilla con la que mueven la palanca de accionamiento de las levas, abriendo o cerrando las válvulas, debiendo estar bien ajustadas a un balancín. El radio de giro del eje de la excéntrica con respecto al eje de giro longitudinal del árbol del regulador es de 40 cm. Las excéntricas están fabricadas mediante forja y posteriormente se someten a un mecanizado, con un preciso ajuste para atenuar el rozamiento, recubriendo las superficies de fricción con metal blanco.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

Este elemento está constituido por un disco (rueda), donde se sitúan los dos ejes, el central (de giro) y el excéntrico, más un collar de excéntrica y un vástago que transmite el movimiento (figura 126). La misión del conjunto excéntrica – vástago consiste en transformar el movimiento rotativo del árbol motriz, en lineal alternativo, permitiendo la coordinación entre la apertura o cierre de las correderas, en función de la demanda de potencia que exija en ese instante la instalación.

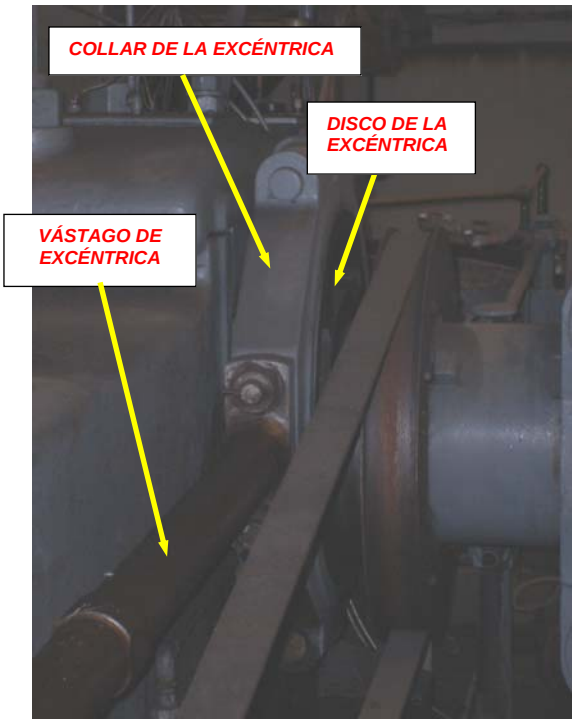


Figura 126. Detalle de la excéntrica que acciona el sistema de distribución Corliss. *Fotografía del autor.*

Los discos de las excéntricas se suelen fabricar en fundición de hierro o hierro forjado, aunque este último material es menos frecuente, pudiendo ser huecos o macizos y estar formados, bien por de una sola pieza o bien de dos, dependiendo de la complejidad mecánica del montaje. Los discos partidos están fijados mediante tornillos o pernos unidos por tuercas o chavetas. En este caso, el disco de excéntrica está fabricado en fundición de hierro, está hueco y es de una sola pieza. El collar de la excéntrica que abraza al disco de excéntrica, puede fabricarse en fundición de hierro, hierro forjado o acero dulce; el de esta máquina está formado por un anillo partido en dos mitades y es de hierro fundido, llevando un forro de metal blanco con la intención de disminuir el rozamiento.

La excéntrica de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario, es del tipo desplazable y se encuentra calada sobre el árbol de transmisión, a su salida hacia la correa de transmisión y el volante de inercia. El diámetro del disco excéntrico es de 60 cm, el radio de excentricidad de 10 cm y la longitud del vástago de 420 cm, estando ésta formada por dos piezas de distinta longitud roscadas a un manguito y cuya inclinación se puede despreciar.

4.7.4.20. Barras empujadoras

Máquina de vapor de Fives-Lille

Las barras empujadoras forman parte de la cadena cinemática de distribución y su misión es transmitir el movimiento de la biela de la excéntrica mediante un vástago o palanca (figura 127). Están fabricadas mediante forja y posterior mecanizado, necesitando, en determinadas zonas de fricción, un correcto ajuste para minimizar el rozamiento. Dichas barras, tanto las de admisión como las de escape, presentan en su extremo más cercano a la válvula, una terminación con cabezas semiesféricas fabricadas en fundición. La unión entre el vástago (forja) y la cabeza (fundición) se efectúa por medio de una rosca que puede hacer variar la longitud de la palanca.

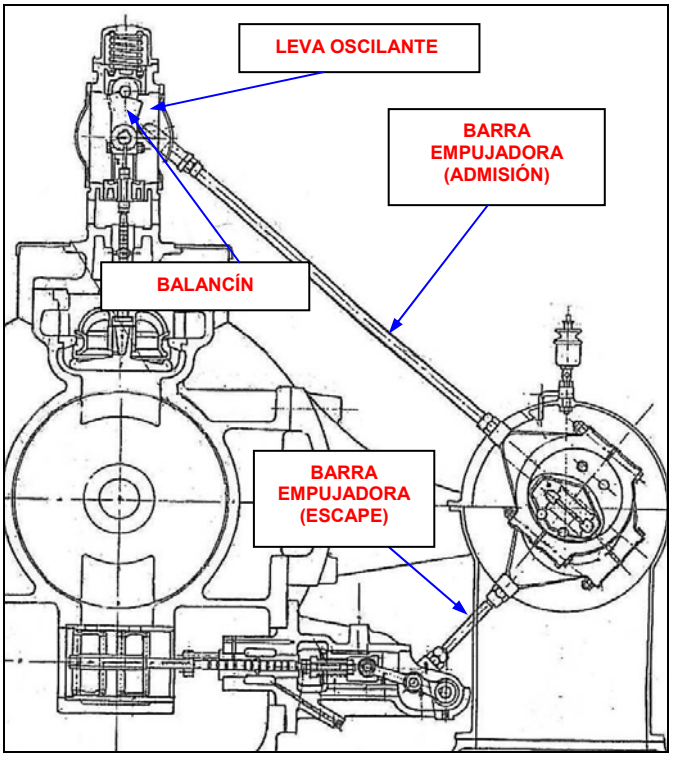


Figura 127. Vista de las barras empujadoras de las válvulas de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Las dos barras que accionan las válvulas de admisión tienen una longitud de 120 cm cada una, desde el collar de la excéntrica hasta comienzo del terminal de cabeza semiesférica, cuya longitud es de 17 cm. Las dos barras que accionan las válvulas de escape tienen una longitud de 30 cm cada una, desde el collar de la excéntrica hasta comienzo del terminal de cabeza semiesférica, cuya longitud es de 17 cm y sus respectivos ejes están decalados 90º con respecto a los ejes de las barras de las válvulas de admisión. También van

roscadas, por un extremo al collar de la excéntrica y por el otro a una leva oscilante que acciona el vástago de la válvula de escape.

4.7.4.21. Sistema de distribución del vapor

Máquina de vapor de Fives-Lille

a) Válvulas

El objetivo del sistema de distribución del vapor consiste en permitir la entrada y salida del vapor por la propia máquina, de manera que estos procesos se repitan con carácter periódico, fundamentándose de esta manera la evolución del vapor en el cilindro, y por ello, la regularidad y la marcha de la máquina dependerán de la exactitud de su funcionamiento. El mecanismo de distribución está formado por dos tipos de órganos: interiores y exteriores. Los órganos interiores son los que están en contacto directo con el vapor (elementos móviles), produciendo la apertura o cierre al paso del fluido.

El sistema de distribución de vapor que posee la máquina *Fives-Lille* corresponde al diseño tipo Sulzer (figura 128) y se compone de cuatro válvulas del mismo nombre, dos de admisión (figura 129) y dos de escape (figura 130), ya que así lo exige un cilindro de doble efecto.

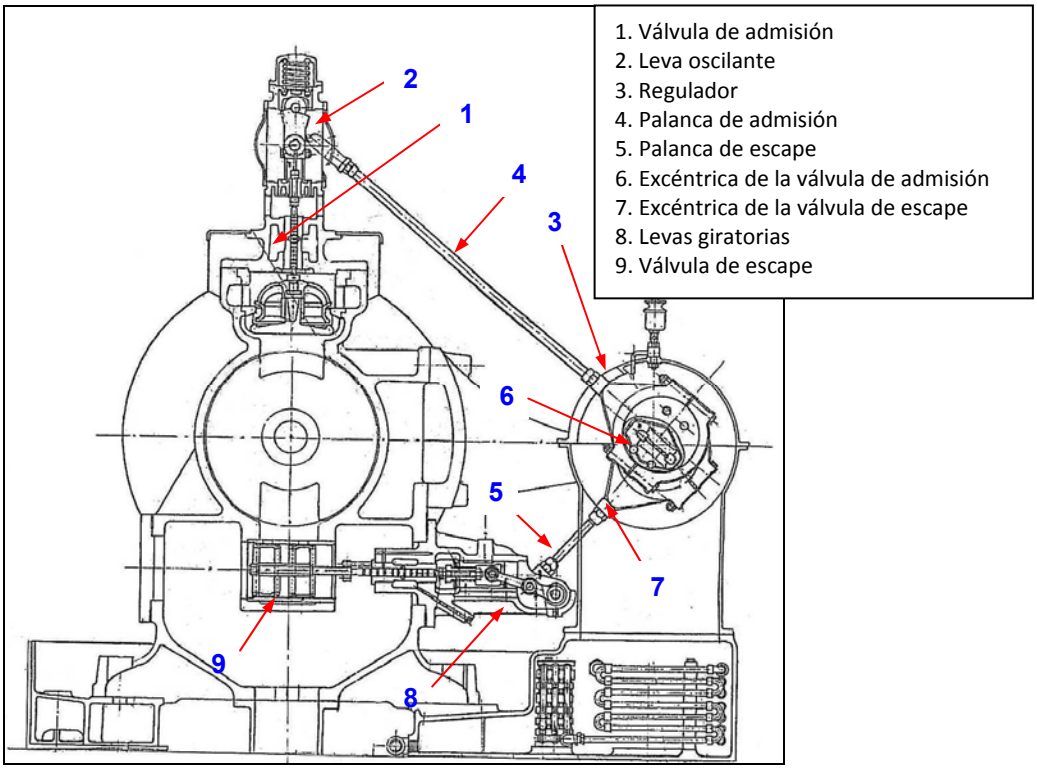


Figura 128. Detalle de la distribución de vapor *Sulzer* de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

En cuanto a los órganos exteriores que integran este tipo de distribución, se sitúan entre las propias válvulas y el regulador y están constituidos por elementos como excéntricas, palancas y levas oscilantes (para las válvulas de admisión) y giratorias para las de escape.

El material con el que deben estar fabricadas estas válvulas, aunque no se conoce con certeza, es bastante probable que sea de fundición gris o de acero moldeado. Las válvulas que componen este sistema de distribución de vapor son de doble asiento (uno superior y otro inferior). La figura 129 muestra sus partes principales:

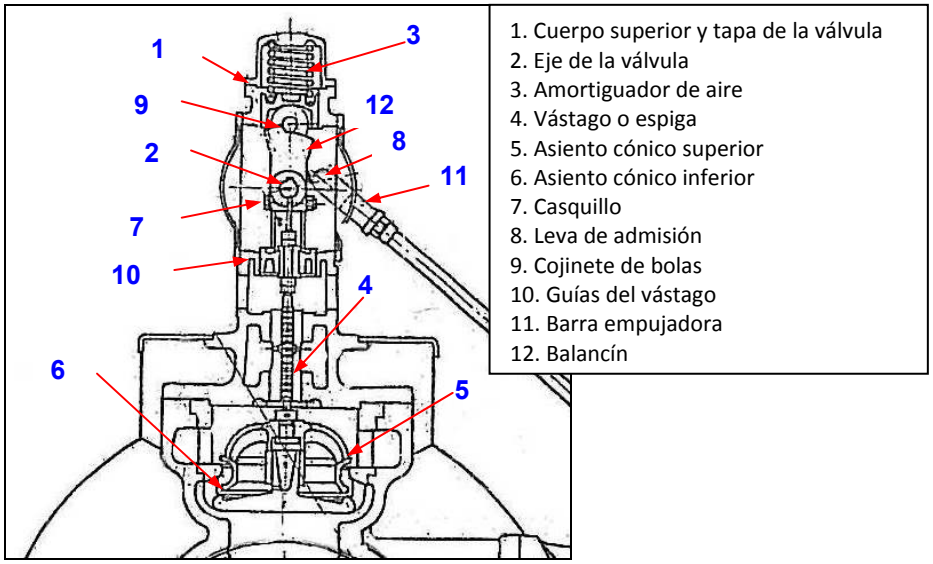


Figura 129. Detalle de la válvula de admisión *Sulzer* de doble asiento de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

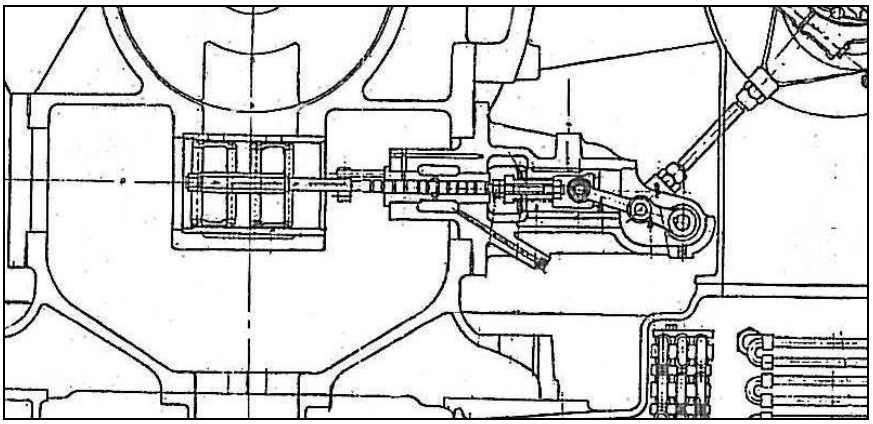


Figura 130. Detalle de la válvula de escape *Sulzer* de doble asiento de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

El accionamiento de las válvulas se produce cuando las excéntricas mueven las palancas, que transmiten el movimiento a las levas y éstas a su vez provocan el desplazamiento de los vástagos de las válvulas, moviéndola hacia arriba o hacia abajo o de izquierda a derecha, provocando su apertura o cierre.

La desconexión entre los órganos externos e internos del sistema de distribución, se produce unos instantes antes de que termine la admisión, de manera que la válvula va descendiendo progresivamente mediante un muelle o amortiguador sin ninguna vinculación con los órganos exteriores, de ahí que se denomine distribución por válvulas de cierre libre o por mecanismo de escape.

b) Amortiguadores

Otro mecanismo que actúa junto con las barras empujadoras en estas válvulas de admisión son los resortes o amortiguadores (hidráulicos o neumáticos); en este caso, se trata de un amortiguador de aire tipo Sulzer (figura 131), cuya misión consiste en garantizar el cierre completo de la válvula con una presión de empuje y de forma muy rápida.

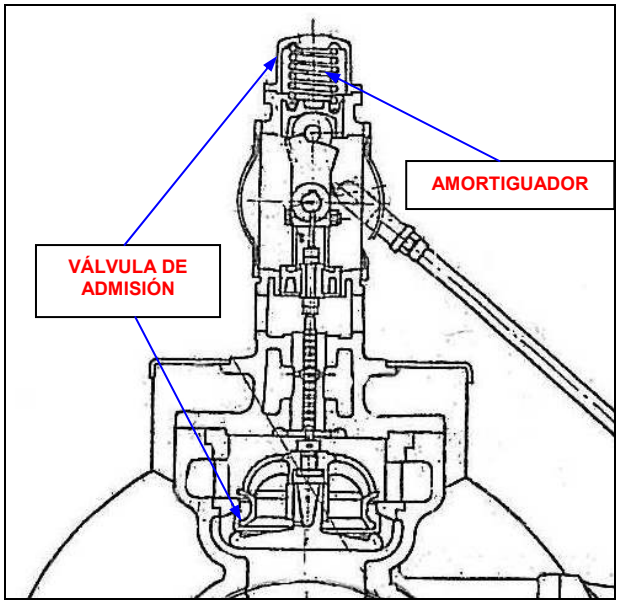


Figura 131. Alzado del amortiguador Sulzer de una válvula de admisión de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

La tensión del acero de estos resortes no debe sobrepasar los 3.000 kg/cm^2 en este tipo de distribuciones (de cierre subordinado), también llamadas desmodrómicas. El cálculo de la aceleración con la que se cierra la válvula se infiere del tipo de cadena cinemática considerado.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

a) Válvulas

Los válvulas distribuidoras del vapor tipo Corliss de la máquina *Mirrlees-Watson* consisten en cuatro correderas cilíndricas con sus correspondientes llaves, dos de admisión y dos de escape (figuras 132 y 133) que las asemeja funcionalmente a la distribución por válvulas (tipo *Sulzer*), debido a que la desconexión en éstas con los órganos exteriores se lleva a cabo antes del cierre de la válvula.

La base de las válvulas de admisión está fabricada en acero colado y poseen un prensa-estopas que normalmente suele ser de bronce, cuya misión es evitar la salida del vapor. La sección del distribuidor será del tamaño adecuado, de manera que no provoque impedimento alguno al paso del vapor, por lo que su diámetro dependerá por tanto, de las características constructivas de la máquina.

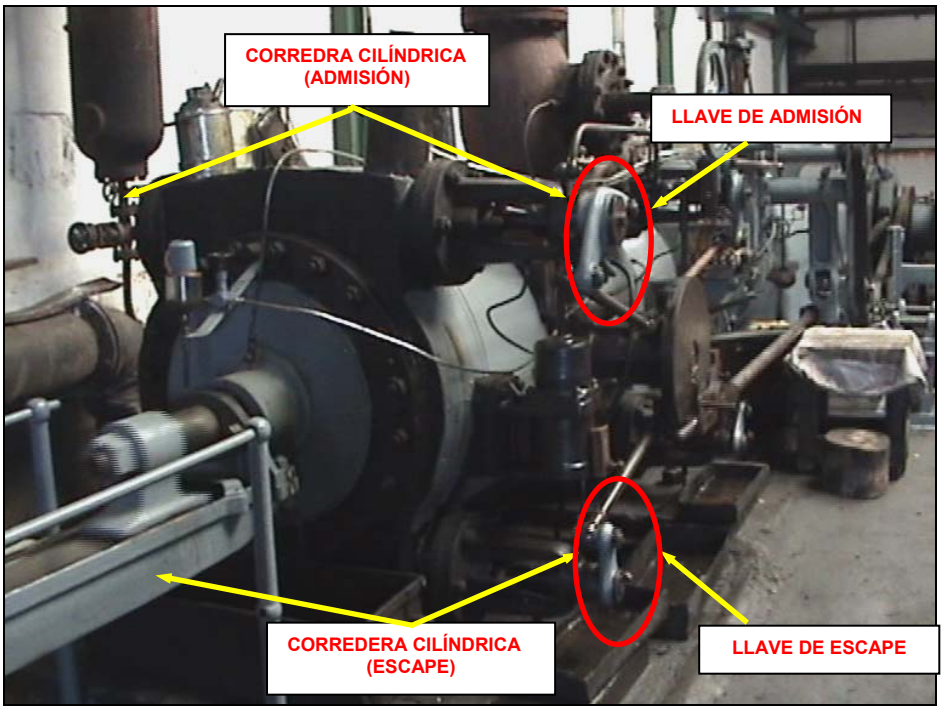


Figura 132. Posición de las válvulas Corliss de admisión y escape de la máquina Mirrlees-Watson.
Fotografía del autor.

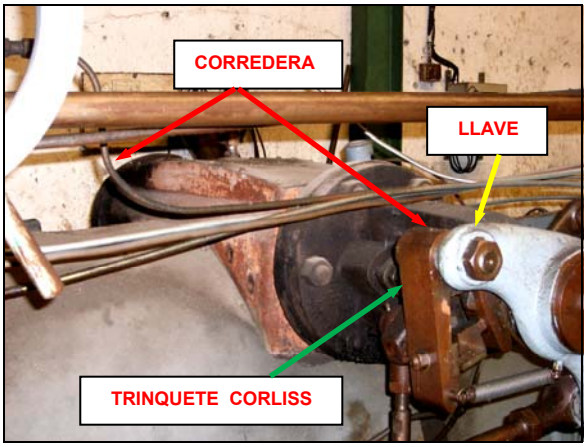


Figura 133. Detalle del conjunto corredera-trinquete-llave de admisión Corliss de la máquina Mirrlees-Watson.
Fotografía del autor.

Dichas válvulas son estructural y funcionalmente comparables a las correderas tipo Trick, en su versión cilíndrica (de ahí que también reciban también el nombre de correderas). Sus desplazamientos se producen por medio de un movimiento alternativo de rotación (tipo vaivén), teniéndose solamente en cuenta, como elemento diferenciador de éstas, el tipo de trayectoria del órgano móvil, ya que la válvula de admisión Corliss no es accionada directamente por la varilla que la une al distribuidor de forma directa, en este caso el plato oscilante, sino que se mueve por medio de un mecanismo de disparo denominado trinquete Corliss que se haya instalado en el propio eje de la corredera. Las válvulas de escape no poseen este mecanismo de disparo y se accionan directamente desde sus respectivas llaves.

b) Amortiguadores

El amortiguador está especialmente diseñado para el cierre de las válvulas de admisión de forma rápida, una vez que los brazos de éstas han quedado libres, por actuación de los mecanismos de disparo.

La máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario, está provista de dos amortiguadores de aceite, uno para cada válvula de admisión. Se encuentran posicionados verticalmente debajo de éstas y son característicos de las últimas tecnologías, como son los de esta máquina escocesa (figura 134).

Respecto al fluido amortiguador, se prefería el uso del amortiguador de aceite al de aire, por no depender el primero de la carrera de la válvula.

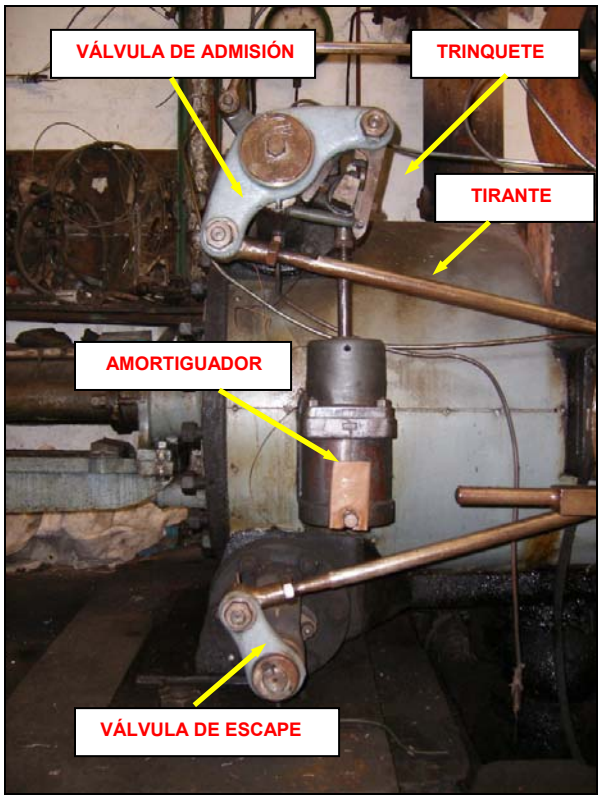


Figura 134. Posición del amortiguador vertical de la válvula de admisión (lado tapa). *Fotografía del autor*.

c) Plato distribuidor

El disco o plato distribuidor está fabricado en fundición de hierro (figuras 135 y 136) y es el mecanismo encargado de transmitir el movimiento alternativo oscilatorio a las válvulas de admisión y escape para su apertura o cierre y su movimiento se produce por medio de la acción de un balancín, que mueve una excéntrica calada en el árbol principal. Se encuentra situado en la parte central de uno de los laterales del cilindro, siendo su diámetro de 52 cm. En él están articulados, por un lado, cuatro tirantes o vástagos de 80 cm de longitud que reciben el movimiento del plato oscilante transmitiéndolo a las cuatro válvulas, y por el otro, en su parte inferior, un gran brazo de 290 cm de longitud que recoge el movimiento oscilante del citado balancín y por el cual es accionado.

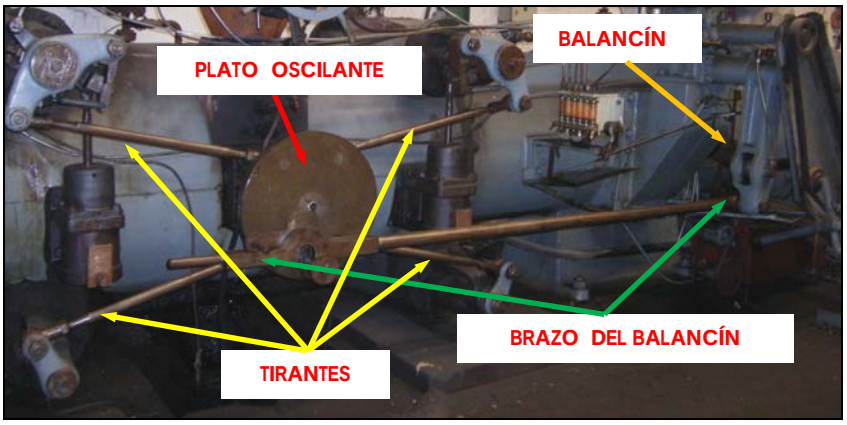


Figura 135. Detalle de los elementos de la distribución de vapor de la máquina *Mirrlees-Watson*. *Fotografía del autor.*

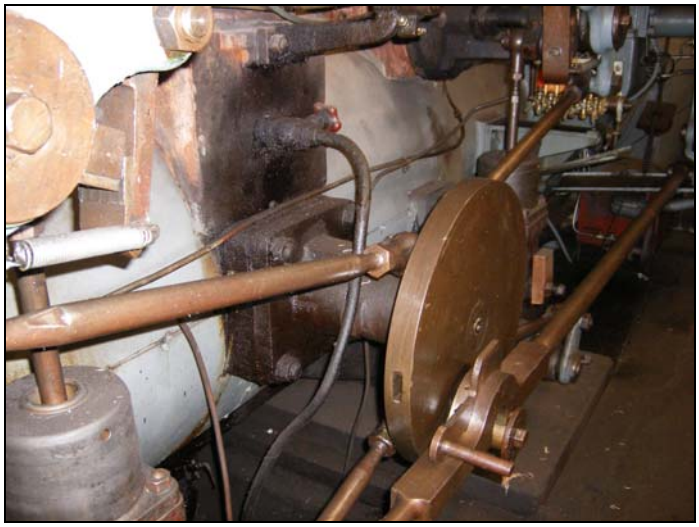


Figura 136. Posición y anclaje del plato central oscilante del mecanismo de distribución de vapor de la máquina *Mirrlees-Watson*. *Fotografía del autor*.

4.7.4.22. Cojinetes

Máquina de vapor de Fives-Lille

Están fabricados en acero moldeado con un recubrimiento de metal blanco, siendo la mayor parte de ellos de tipo transversal. Los tres cojinetes que se alojan rodeando el árbol de distribución de esta máquina se fabricaron en una pieza única y posteriormente fueron cortados, situándose uno de ellos, en la parte inferior del citado árbol y los otros dos en la parte lateral, ajustados por un gran tornillo posicionado en uno de los extremos del soporte (figura 137).

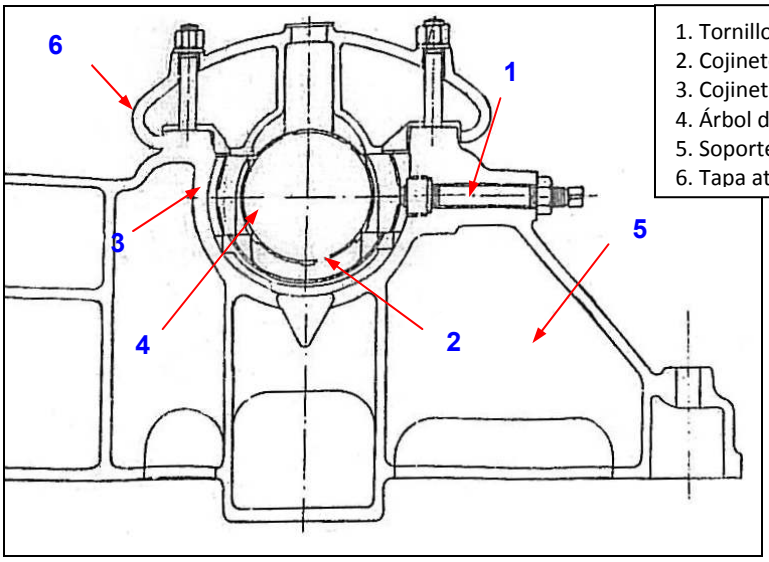


Figura 137. Vista de los cojinetes inferior y lateral al árbol de distribución de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Los cojinetes están provistos de unos pequeños orificios o ranuras para ser engrasados por el lubricante inyectado por los engrasadores, a la vez que permiten su paso para llegar hasta el árbol de distribución, quedando éste 'flotando' en el cojinete, ya que el lubricante impide el contacto entre las superficies, y por tanto el posible 'agarre'.

El tipo de cojinete más utilizado para este tipo de árbol es el de rodamiento por bolas o rodamiento por rodillos cilíndricos, estando dotados de superficies de rodadura concéntricas para poder conducir al elemento giratorio. Con ellos se consigue un perfecto movimiento de rotación.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

Los cojinetes principales de la máquina escocesa responden, de forma análoga al razonamiento, anteriormente expuesto para los de la máquina francesa *Fives-Lille*.

4.7.4.23. Sistema de regulación del vapor

Máquina de vapor de Fives-Lille

El regulador de esta máquina de vapor pertenece a la familia de reguladores de velocidad por amortiguación hidráulica, donde la energía potencial de un fluido a presión (normalmente aceite), es transformada en trabajo de regulación. Se trata pues, de un regulador del número de revoluciones que actúa modificando el punto de apertura o cierre de la admisión mediante transmisión mecánica (figuras 138 y 139). Es bastante probable, aunque no se ha podido comprobar, que también fuese además un regulador de presión en la tubería de escape con objeto de disminuir la presión de escape del vapor o contrapresión. Este tipo de regulador también se le conoce como Lefebre.

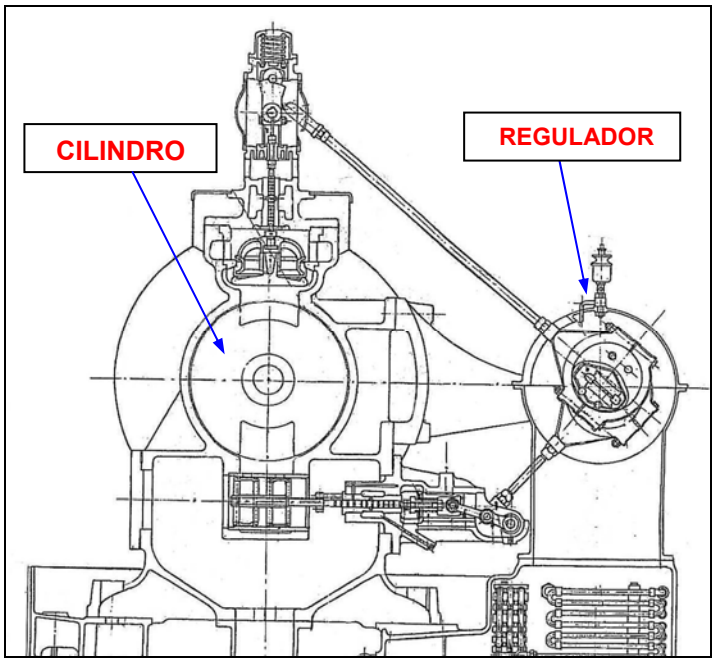


Figura 138. Posición del regulador de la máquina Fives-Lille.
Planos de Ntra. Sra. del Pilar Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

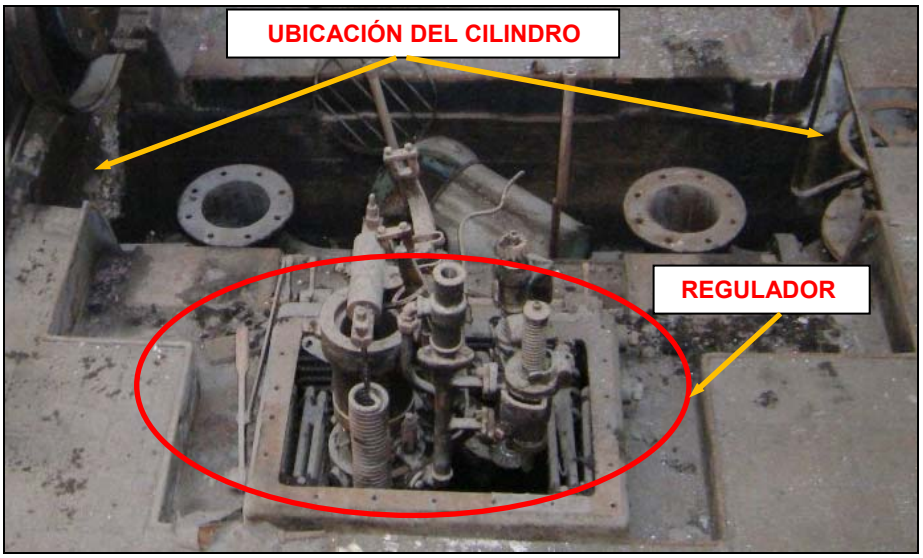


Figura 139. Detalle del interior del regulador frente al posicionamiento del cilindro. *Fotografía del autor.*

El regulador se encuentra situado frente al cilindro, siendo su eje longitudinal paralelo al del anterior y al de la guía del cruceta, siendo accionado por el piñón de un árbol de distribución secundario, paralelo al eje longitudinal de la máquina y perpendicular al árbol motriz, del cual recibe el movimiento de giro. Su objetivo fundamental se basa en regular la velocidad centrífuga de la máquina lo más uniformemente posible y durante un determinado período de tiempo, manteniendo el número de revoluciones de ésta dentro de unos valores establecidos. Además, interviene sobre los órganos disparadores con objeto de modificar el punto de cierre a la admisión, por lo que la cantidad de vapor que entra en el cilindro se modifica en cada carrera del émbolo.

La regulación de la velocidad de la máquina comienza cuando los pequeños péndulos empiezan a girar alrededor del eje principal del regulador y por acción de la fuerza centrífuga (que ejerce su efecto de forma directa sobre el resorte) se van separando y

desplazándose hacia arriba o hacia abajo, moviendo un manguito móvil que se desliza sobre el eje de giro y en consecuencia, comprimiendo el citado resorte cuya tensión se incrementa a medida que la velocidad va variando de forma ascendente.

En caso de producirse un desplazamiento de las masas hacia arriba o hacia abajo, debido un aumento o disminución del número de revoluciones de la máquina, el resorte principal se alarga o contrae transmitiendo este movimiento al resorte de la válvula reguladora por medio de un sistema de biela-palancas y dependiendo de su carrera o elevación, permitirá dejar más cerrada o más abierta la sección de estrangulamiento de la misma, permitiendo la entrada de un fluido a presión (aceite). Esta energía o trabajo de regulación (impulso de regulación) se transmite por medio de una cadena cinemática hasta llegar a los collares de las excéntricas de las válvulas de admisión y escape. El impulso de regulación transmitido, actúa sobre los collares de sus excéntricas, variando así la velocidad de giro de éstas, lo que provoca el retraso o adelanto en la apertura o cierre de dichas válvulas.

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

El regulador de velocidad de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario pertenece al grupo de reguladores planos, de pesos o bolas y de resorte exterior con amortiguación hidráulica por aceite (figura 140), accionado mediante una correa de transmisión calada en el árbol motor de la máquina.

Figura 140. Regulador de velocidad de la Máquina de vapor de Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

El principio básico de funcionamiento es similar al descrito para el regulador de la máquina francesa *Fives-Lille*, pero presenta como es lógico diferencias en su diseño, siendo la más relevante su accionamiento, ya que como se ha comentado, la recepción

del par de giro es por medio de una correa de transmisión y el anterior es por un engranaje calado en un árbol de distribución.

A pesar de que fue imposible la localización de algún plano de detalle de este aparato, sí se tuvo la suerte de poder contactar con el maestro de molinos D. Manuel Corral Motos, conocedor a la perfección de la tecnología de la Máquina de vapor de Mirrlees-Watson, por haberla montado y desmontado a lo largo de numerosas campañas azucareras para mantenerla en perfecto orden de marcha y quien gustosamente nos ilustró con su experiencia y sus conocimientos, aportándonos una información de gran valor documental, para esclarecer completamente el interior del regulador centrífugo. Tal es así, que con su ayuda se pudo realizar un croquis del interior del mismo con gran aproximación a la realidad y que será desarrollado al detalle en el capítulo 6 de esta tesis doctoral.

4.7.4.24. Correas de transmisión y poleas

Máquina de vapor de Mirrlees-Watson

El sistema de regulación de la máquina escocesa *Mirrlees-Watson* es accionado por una correa de transmisión fabricada en cuero de unos 6,5 cm de anchura y 1 cm de espesor aproximadamente que se apoya en dos poleas. La polea motriz está fabricada en fundición de hierro**,** tiene un diámetro de 70 cm y se encuentra calada en el árbol de distribución (figura 141). La polea arrastrada tiene un diámetro de 20 cm fabricada también en fundición y se encuentra calada en un brazo perpendicular al brazo donde se ubica el eje de giro del regulador (figura 142). Los ejes de ambas poleas distan uno del otro 420 cm, estando la polea arrastrada 66 cm más alta que la polea motriz.

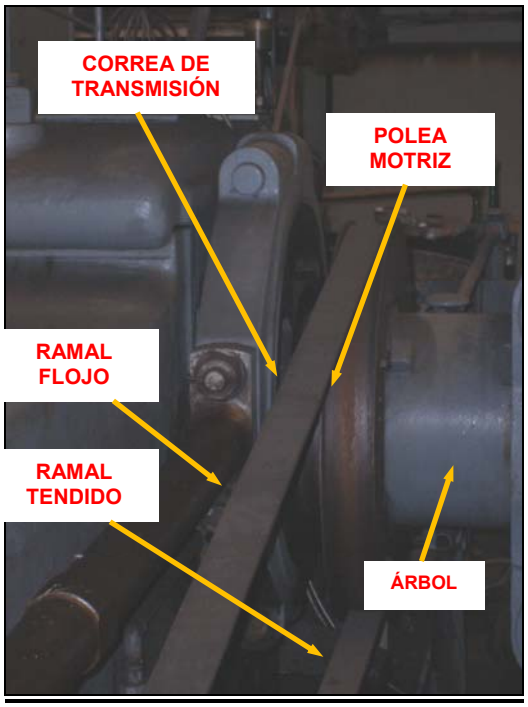


Figura 141. Posición de la polea motriz del regulador de velocidad de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor*.

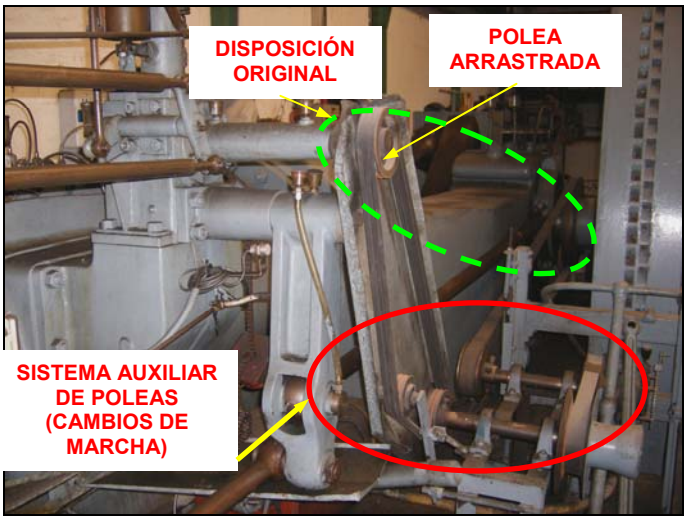


Figura 142. Posición de la polea arrastrada y sistema de cambio de marcha auxiliar del regulador de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor*.

Originariamente, el sistema de transmisión por poleas era el formado por estas dos poleas (figuras 143 y 144), por lo que el regulador disponía de una sola relación de marcha.

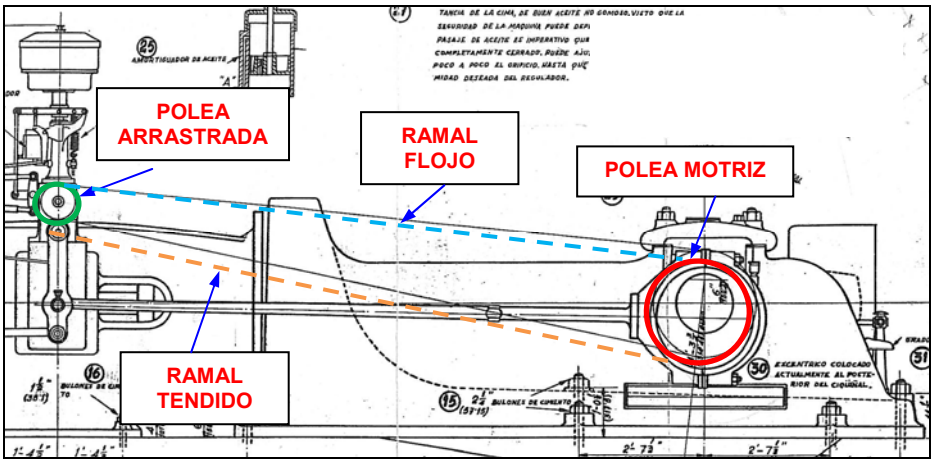


Figura 143. Alzado de las poleas arrastrada y motriz del sistema de accionamiento del regulador de velocidad de la máquina Mirrlees-Watson. *Planos de Ntra. Sra. del Rosario.*

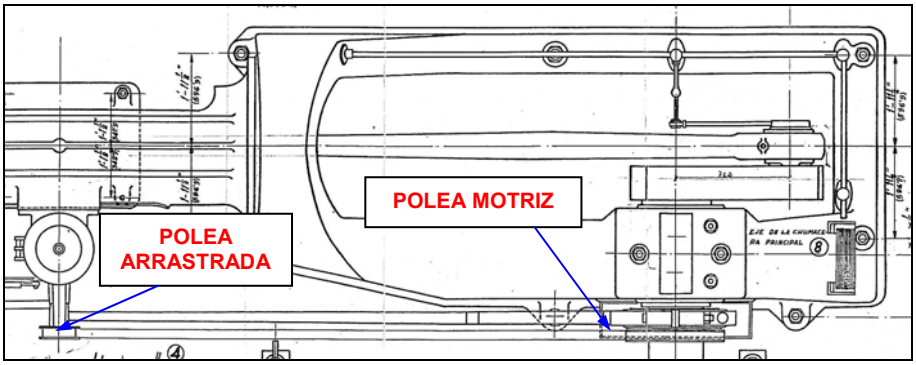


Figura 144. Planta de las poleas arrastrada y motriz del sistema accionamiento del regulador de la máquina Mirrlees-Watson. *Planos de Ntra. Sra. del Rosario.*

4.8. Recapitulación

En este capítulo se ha descrito en su totalidad el proceso de toma de datos y búsqueda de ejemplares de molinos de azúcar (ingenios, trapiches y fábricas) en la costa tropical andaluza, cuyo ámbito de estudio comprende las provincias de Málaga, Granada y Almería, así como molineros de estas comarcas a quienes poder entrevistar.

El trabajo de campo se ha sustentado principalmente en la realización de croquis, recopilación y análisis de los planos técnicos de las máquinas de vapor *Fives-Lille* y *Mirrless-Watson*, además de sus respectivos reportajes fotográficos.

Se ha realizado también una exposición sobre los entornos geográficos de las fábricas de Ntra. Sra. del Pilar en Motril (Granada) y el de Ntra. Sra. del Rosario en Salobreña (Granada), así como un estudio pormenorizado de las características más relevantes de cada una de estas factorías.

Por último, se ha realizado una descripción técnica de las partes principales de cada máquina de vapor, a modo de estudio comparativo, para dar a conocer las analogías o diferencias en cuanto a aspectos exclusivamente tipológicos y de funcionamiento que puedan derivarse de ambas, aprovechando los reportajes fotográficos y planimetría para una mejor ilustración.

Capítulo 5

ESTUDIO TECNOLÓGICO

5.1. Introducción

Este capítulo se va a centrar en la comprobación del cálculo y dimensionamiento de los principales elementos mecánicos de las dos tipologías de máquinas de vapor más extendidas en la costa mediterránea, pues son quizás las diferencias más significativas entre las distintas fábricas de azúcar de caña encontradas durante la fase de trabajo de campo.

Los cálculos que a continuación se expondrán de la máquina de vapor de la compañía francesa *Fives-Lille* instalada en la fábrica de azúcar de Ntra. Sra. del Pilar de Motril (Granada), están basados en datos empíricos que han sido recopilados de antiguos maestros de molino, molineros y resto del personal de la azucarera, completados con documentación técnica específica facilitada por profesores e investigadores de Universidades, y la correspondiente bibliografía técnica consultada para el cálculo y diseño de máquinas de vapor.

Seguidamente, y de forma análoga y comparativa, se expondrá el análisis tecnológico de los mismos elementos mecánicos de la máquina de vapor de la compañía escocesa *Mirrlees-Watson*, instalada en 1928 en la fábrica de azúcar Ntra. Sra. del Rosario de Salobreña (Granada) y puesta en orden de marcha, por primera vez en el año 1929.

5.2. Potencia indicada en cada cara del émbolo y total de la máquina

Máquina de vapor Fives-Lille

Para el cálculo de la potencia indicada o teórica de la máquina de vapor francesa Fives-Lille, cuya tipología se caracteriza por ser de simple expansión, escape libre y doble efecto, se han de tener en cuenta determinados parámetros que a continuación se exponen:

- p_a : Presión media de admisión, 9 kg/cm^2
- l : Carrera del émbolo, 1,10 m
- D : Diámetro del émbolo, 0,66 m
- d_i : Diámetro del vástago en la cara izquierda, 0,21 m, considerando la tuerca de ajuste al émbolo, sólo a efectos de calcular la superficie útil. (desde el tope del vástago hasta el émbolo)
- d_d : Diámetro del vástago en la cara derecha, 0,11 m (desde el émbolo hasta la cruceta)
- n : nº de revoluciones por minuto, 45 rpm
- F_i : Superficie útil del émbolo (cara izquierda)
- F_d : Superficie útil del émbolo (cara derecha)
- p_m : Presión media estimada según la ecuación empírica de Grassman [Dubbel, 1926]

Según recomienda Grassman (para máquinas de simple expansión con descarga a la atmósfera), la presión media indicada p_m se ha de mantener según la siguiente fórmula:

$$p_m = 1{,}20 + 0.25 * p_a \quad (1)$$

Por tanto, calculando primero el valor de p_m

$$p_m = 1{,}20 + 0.25 * 9 = 3{,}45 \text{ kg/cm}^2$$

Este parámetro permitirá calcular la potencia de la máquina según el diagrama dinámico ideal de la misma, el cual se analizará en un capítulo posterior.

Calculando ahora el valor de las superficies de émbolo útiles F_i y F_d, se obtendrá:

$$F_i = \frac{\pi * 66^2}{4} - \frac{\pi * 21^2}{4} = 3.074{,}83 \text{ cm}^2 \quad (2)$$

$$F_d = \frac{\pi * 66^2}{4} - \frac{\pi * 11^2}{4} = 3.326{,}16 \text{ cm}^2 \quad (3)$$

de donde, la *potencia indicada* N_{ii} (cara izquierda del émbolo) será:

$$N_{ii} = \frac{F_i * p_m * l * n}{60 * 75} = \frac{3.074{,}83 * 3{,}45 * 1{,}10 * 45}{60 * 75} = 116{,}68 \text{ CV} \quad (4)$$

y para la cara derecha será:

$$N_{id} = \frac{F_d * p_m * l * n}{60 * 75} = \frac{3.326{,}16 * 3{,}45 * 1{,}10 * 45}{60 * 75} = 126{,}23 \text{ CV} \quad (5)$$

Por tanto, la *potencia indicada total* N_T será:

$$N_T = N_{ii} + N_{id} = 116{,}68 + 126{,}23 = 242{,}91 \text{ CV} \quad (6)$$

El valor de la potencia que realmente va a entregar la máquina corresponde a la *potencia efectiva o útil* N_U y será la diferencia entre la *potencia indicada (bruta o nominal)* N_T, menos la *potencia perdida* N_V que se invierte en vencer las resistencias pasivas y rozamiento entre piezas.

Nota: El porcentaje aproximado de pérdida de potencia indicada en una máquina de vapor suele estar entre un 15 y un 20 % [Bähr y Herre, 1959] y en el caso que nos ocupa, para abordar los cálculos, se considerará que se pierde alrededor de un 15 %, aunque evidentemente este porcentaje puede variar dependiendo de la tipología de la máquina, tipo de combustible o tipo y grado de carga, entre otros factores.

Por tanto, la *potencia perdida* N_V se calculará como:

$$N_V = N_T - N_U = 242{,}91 - (242{,}91 * 0.85) = 36{,}44 \text{ CV} \quad (7)$$

Y así, la *potencia útil* N_U de la máquina será:

N_U = 206,47 CV

Como el rendimiento mecánico real viene dado por la expresión $\eta_m = \frac{N_U}{N_T}$ para máquinas de vapor monocilíndricas, como es el caso que nos ocupa, sustituyendo por los valores obtenidos, quedará:

$$\eta_m = \frac{N_U}{N_T} = \frac{206{,}41}{242{,}91} = 0{,}849 \cong 85\% \quad (8)$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Esta máquina es también de simple expansión, escape libre y doble efecto, y los parámetros a tener en cuenta son:

- p_a : Presión media de admisión, 9,5 kg/cm^2
- l : Carrera del émbolo, 1,52 m
- D : Diámetro del émbolo, 0,72 m
- d_i : Diámetro del vástago en la cara izquierda , 0,23 m (desde el tope del vástago hasta el émbolo)
- d_d : Diámetro del vástago en la cara derecha, 0,13 m (desde el émbolo hasta la cruceta)
- n : nº de revoluciones por minuto, 45 rpm
- F_i : Superficie útil del émbolo (cara izquierda, lado tapa)
- F_d : Superficie útil del émbolo (cara derecha, lado cruceta)
- p_m : Presión media estimada según la ecuación empírica de Grassman [Dubbel, 1926]

Los cálculos se realizarán de forma análoga a la de Fives-Lille. Así pues, siguiendo las expresiones (1) a (8), se obtienen los siguientes resultados:

La presión media indicada es:

$$p_m = 1{,}20 + 0.25 * 9{,}5 = 3{,}58 \text{ kg/cm}^2$$

Calculando ahora el valor de las superficies de émbolo útiles F_i y F_d, se obtendrá:

$$F_i = \frac{\pi * 72^2}{4} - \frac{\pi * 23^2}{4} = 3.656{,}03 \text{ cm}^2$$

$$F_d = \frac{\pi * 72^2}{4} - \frac{\pi * 13^2}{4} = 3.938{,}77 \text{cm}^2$$

La potencia indicada N_{ii} (cara izquierda del émbolo) será:

$$N_{ii} = \frac{F_i * p_m * l * n}{60 * 75} = \frac{3.656{,}03 * 3{,}58 * 1{,}52 * 45}{60 * 75} = 198{,}95 \text{ CV}$$

y para la cara derecha resulta:

$$N_{id} = \frac{F_d * p_m * l * n}{60 * 75} = \frac{3.938,77 * 3,58 * 1,52 * 45}{60 * 75} = 214,33 \text{ CV}$$

Por tanto, la potencia indicada total N_T será:

$$N_T = N_{ii} + N_{id} = 198,95 + 214,33 = 413,28 \text{ CV}$$

Si en el caso de esta máquina se supone una pérdida de un 20%, entonces:

La potencia perdida N_V será:

$$N_V = N_T - N_U = 413,28 - (413,28 * 0.80) = 82,66 \text{ CV}$$

La potencia potencia útil N_U será:

$$N_U = 413,28 - 82,66 = 330,62 \text{ CV}$$

Y por tanto, el rendimiento mecánico ideal será:

$$\eta = \frac{N_U}{N_T} = \frac{330,62}{413,28} = 0.80 \cong 80\%$$

5.3. Fuerzas en el mecanismo de transmisión biela-manivela

5.3.1. Fuerza de empuje *P* sobre la cruceta

Máquina de vapor Fives-Lille

La figura 145 muestra el esquema de funcionamiento de una máquina de vapor con transmisión de movimiento por medio de un mecanismo biela-manivela. Las posiciones de la cruceta o del émbolo pueden determinarse de forma gráfica, para una posición cualquiera de la manivela, trazando una circunferencia con centro *K* y radio *l* que intersecte la línea de la carrera del émbolo; el punto de intersección *B* obtenido dará la posición de la cruceta, aunque también se puede utilizar el método de Müller [Dubbel, 1926].

La figura 146 muestra en detalle, según planos de la Compañía Fives-Lille, el mecanismo biela-manivela de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar. A continuación, se evalúan los esfuerzos que intervienen en esta máquina.

Si se considera la expresión [Hütte, 1938]:

$$p_k = \frac{P}{F} \tag{9}$$

donde:

- p_k : Presión de trabajo sobre el émbolo, en kg/cm^2
- P : Fuerza de empuje del émbolo sobre la cruceta , en kg
- F : Superficie útil del émbolo, en cm^2
- N *:* Fuerza normal sobre la cruceta, en kg

Como se ha visto anteriormente, el valor de la superficie útil en la cara izquierda del émbolo es F_i = 3.074,83 cm^2 y el valor de la presión de trabajo sobre el émbolo es p_k = 9 kg/cm^2. Con estos datos, el valor de la fuerza del émbolo se obtendrá sustituyendo estos valores en la expresión (9). Así se obtiene:

$$P = F * p_k = 3.074{,}83 * 9 = 27.673{,}47 \text{ kg}$$

Si se descompone la fuerza P transmitida por el vástago del émbolo en dos direcciones, se obtendrá por un lado, la fuerza axial S sobre la biela y por otro, la presión normal N sobre la guía de la cruceta (esta última con sentido descendente). En el siguiente apartado se calculará el valor de estas componentes.

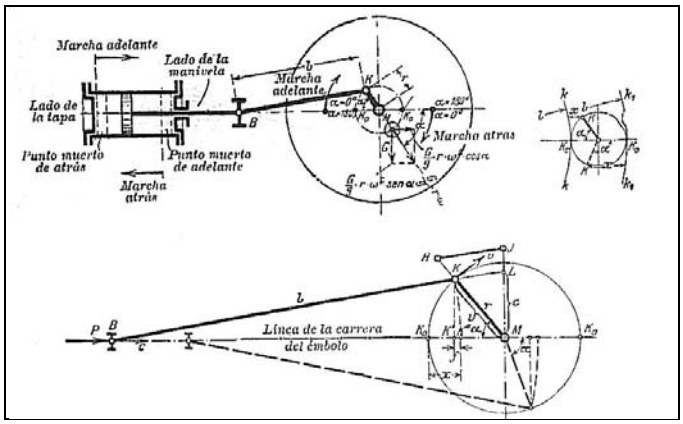


Figura 145. Representación gráfica del mecanismo de transmisión biela-manivela *(Dubbel, 1926).*

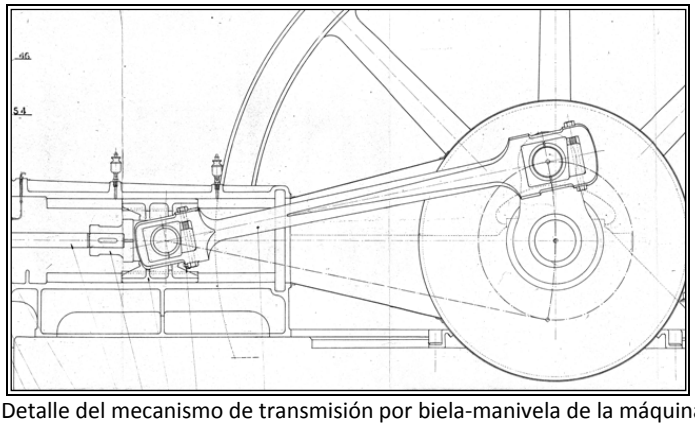


Figura 146. Detalle del mecanismo de transmisión por biela-manivela de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

En la figura 147 se observa el mecanismo biela-manivela de la citada máquina. En este caso, el valor de la superficie útil en la cara izquierda el émbolo es F_i = 3.656,03 cm^2 y el valor de la presión de trabajo sobre el émbolo es p_k = 9,5 kg/cm^2. Con estos datos y de forma análoga según la expresión (9), el valor de la fuerza del émbolo será:

$$P = F * p_k = 3.656,03 * 9,5 = 34.732,29 \text{ kg}$$

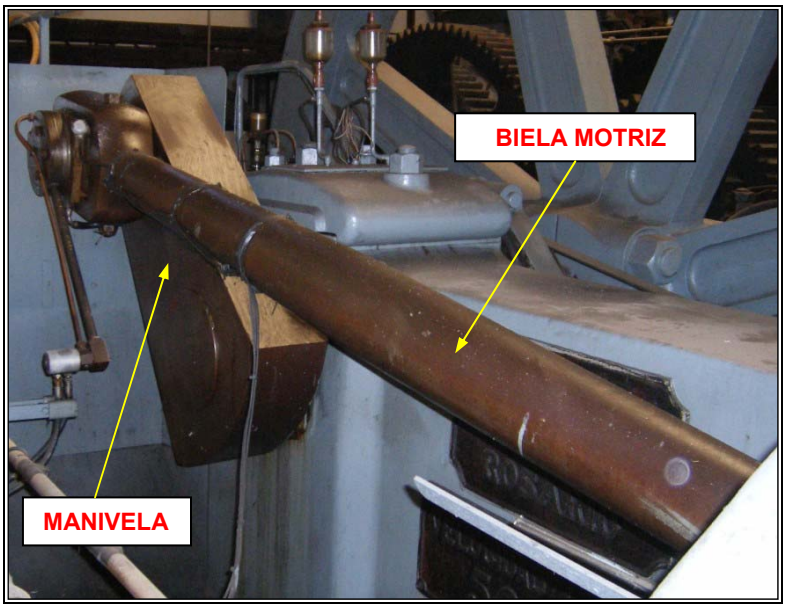


Figura 147. Mecanismo biela-manivela de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

5.3.2. Fuerza axial S transmitida por la biela motriz

Máquina de vapor Fives-Lille

Según la figura 148, la fuerza de empuje del émbolo se puede expresar por medio de la fórmula:

$$P = S * \cos\beta \qquad (10)$$

y despejando S quedará:

$$S = \frac{P}{\cos\beta} \qquad (11) \qquad \text{y} \qquad N = P * tg\beta \qquad (12)$$

La fuerza axial S que transmite la biela al gorrón de la manivela, es decir, la fuerza procedente del vástago del émbolo, se descompone en la cruceta actuando con la misma dirección y módulo sobre el soporte del eje y está compuesta de las partes de peso correspondientes al volante y al árbol de distribución.

Si se sustituyen valores reales en la expresión (11), se obtendrá:

Para $\alpha = 90^o$, el ángulo de inclinación es β alcanza su máximo valor.

Como $\beta = 11º32´$, para $\alpha = 90º$, se obtiene entonces el valor máximo de S:

$$S = \frac{P}{\cos\beta} = \frac{27.673,47}{\cos 11º32´} \qquad \text{luego: } S_{\max} = 28.243,99 \text{ kg}$$

y para una longitud infinita de biela $L = \infty$ → *S = P*

Considerando $\lambda = \frac{r}{L}$, la relación que existe entre el radio r de la manivela o manubrio y la longitud L de la biela, se obtiene el máximo valor de S y N para la relación normal $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ siendo N la *presión normal sobre la guía*.

Admitiendo entonces que:

$$tg\beta \cong sen\beta = \frac{1}{5}$$

y como:

$$S = \frac{P}{\sqrt{1 - sen^2\beta}} = \frac{P}{\sqrt{1-\lambda^2}} \cong 1,02 * P \qquad (13)$$

el valor de la presión normal N sobre la guía de la cruceta será:

$$N = P * tg\beta = P * \frac{r}{L} \qquad \text{luego} \qquad N = P * \frac{0,6}{3} = \frac{27.673,47}{5} = 5.534,69 \text{ kg}$$

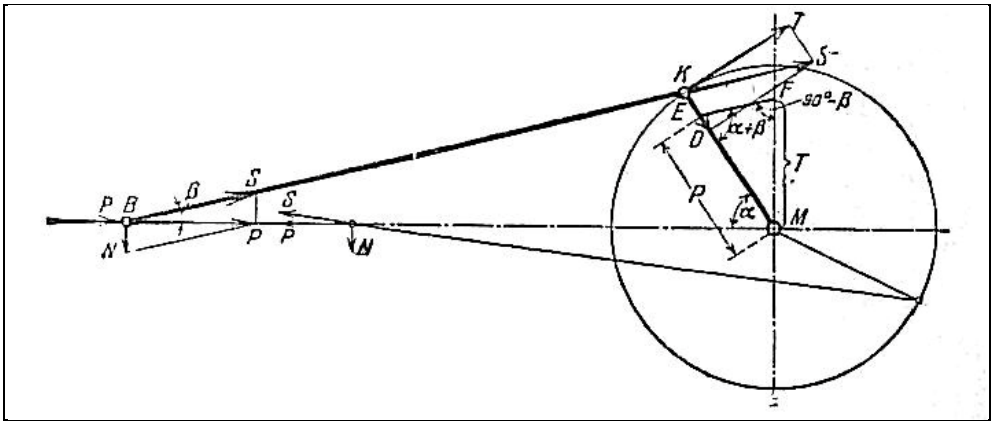


Figura 148. Distribución de esfuerzos en un mecanismo de biela-manivela *(Dubbel, 1926)*.

La fuerza S que la biela transmite al gorrón de la manivela, se descompone en dos fuerzas, por un lado, la presión radial o componente radial D, y por otro, la fuerza tangencial T. Esta última fuerza es la que origina el momento de torsión $M_d = T * r$ transmitido al árbol.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Razonando de forma análoga, y sustituyendo por valores reales en las expresiones anteriores se obtiene un valor de la fuerza axial de:

$$S = \frac{P}{cos\beta} = \frac{34.732,29}{cos\ 11º32'} \qquad \text{luego} \qquad S_{\max} = 35.448,38\ \text{Kg}$$

y el valor de la presión normal sobre la guía de la cruceta será:

$$N = \frac{P}{5} = \frac{34.732,29}{5} = 6.946,46\ \text{kg}$$

5.3.3. Fuerza tangencial *T* o fuerza de torsión

Máquina de vapor Fives-Lille

En la expresión (9), se ha obtenido la fuerza P ejercida por el émbolo, pero también se puede obtener la fuerza tangencial T (o de torsión) en el gorrón de la manivela, por tanto se ha de verificar que:

$$T = S * sen(\alpha \pm \beta) = P * \frac{sen(\alpha \pm \beta)}{\cos\beta} \qquad (14)$$

Así pues, los valores de T para los distintos valores de los ángulos α y β serán los siguientes:

Si $\alpha = 0º$ y $\alpha = 180º$, entonces $T = 0$
Si $\alpha + \beta = 90º$, entonces el valor de T alcanzará su valor máximo cuando se verifique que:

$$T_{máx} = S = \frac{P}{\cos\beta} = P * \sqrt{1 + \lambda^2} \qquad (15)$$

Si $\alpha = 90º$, entonces $T = P$ y por tanto:

$$T = P = 27.673,47\ \text{kg}$$

Como también se ha de cumplir que:

$$T * v = P * c$$

donde:

c: Velocidad instantánea del movimiento de traslación, en m/s.
v: Velocidad tangencial del gorrón de la manivela, en m/s.
$C_m = \frac{n * l}{30}$ *:* Velocidad media de traslación de la carrera del émbolo, en m/s.
l : Carrera del émbolo, en m.

En definitiva, se puede expresar la fuerza tangencial T o de torsión, mediante la expresión:

$$T = \frac{P * c}{v} \qquad (16)$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Análogamente, los valores de T (fuerza tangencial o de torsión en el gorrón de la manivela (figura 149)) para los distintos valores de los ángulos α y β serán:

Si $\alpha = 0^{o}$ y $\alpha = 180^{o}$, entonces $T = 0$
Si $\alpha + \beta = 90^{o}$, entonces el valor de T alcanzará su valor máximo y podrá determinarse por medio de la expresión (15).

Y por último, si $\alpha = 90^{o}$, entonces $T = P = 34.732{,}29$ Kg

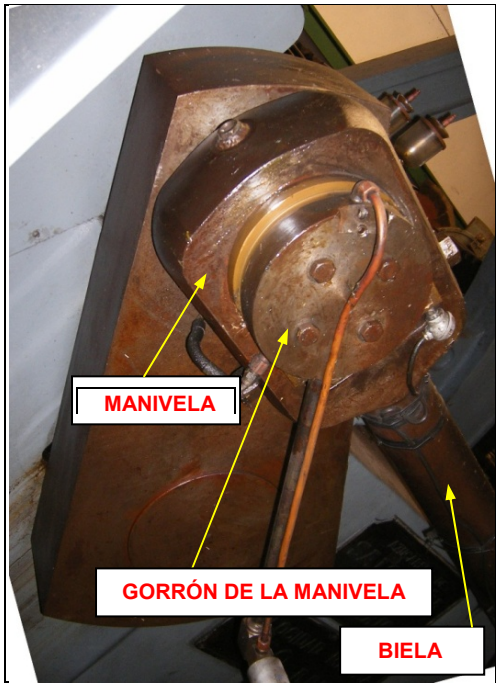


Figura 149. Detalle de la manivela de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

5.3.4. Fuerza radial D o fuerza de tracción/compresión

Máquina de vapor Fives-Lille

La fuerza que resiste la manivela corresponde a la fuerza radial D y dependiendo de la posición que ocupe, ésta será como esfuerzo de tracción o compresión, de aquí que se haya de considerar su signo positivo o negativo.
El valor de la fuerza radial se puede obtener aplicando la expresión:

$$D = \frac{P}{cos\beta} * cos(\alpha + \beta) \quad (17)$$

Sustituyendo por valores reales, se tendrá:

$$D = \frac{27.673,47}{cos 11º32´} * cos(90º+11º32´) = \pm 5.646,99 \text{ kg}$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Análogamente, y sustituyendo por valores reales, se tendrá:

$$D = \frac{34.732,29}{cos\ 11º32´} * cos(90º+11º32´) = 7.086,06 \text{ kg}$$

5.3.5. Momento de torsión M_d en el gorrón de la manivela

Máquina de vapor Fives-Lille

El momento de torsión M_d en el gorrón de la manivela que se transmite al árbol de distribución, se calculará por medio de la expresión:

$$M_d = T * r \quad (18)$$

Sustituyendo en las expresiones (14) y (18) por parámetros reales de la máquina, se obtienen los valores de la fuerza tangencial y el momento de torsión, respectivamente:

$$T = 27.673,47 * \frac{sen(90º+11º32´)}{cos\ 11º32´} = 27.673,47 \text{ kg}$$

$$M_d = 27.673,47 * 0.60 = 16.604,08 \text{ kgm}$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

De forma análoga, sustituyendo por valores reales de la máquina, se obtienen los valores de la fuerza tangencial y el momento de torsión en el gorrón de la manivela (figura 150), respectivamente:

$$T = 27.673,47 * \frac{sen(84º16´+11º32´)}{\cos(11º32´)} = 28.094,31 \text{ kg}$$

$$M_d = 28.094,31 * 0.76 = 21.351,68 \text{ kgm}$$

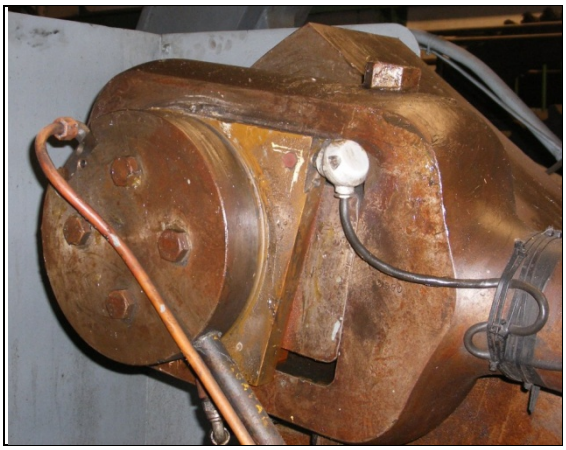


Figura 150. Detalle del gorrón de la manivela de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

5.4. Cálculo del diagrama dinámico ideal

5.4.1. Introducción

Máquina de vapor Fives-Lille

La determinación de la potencia de las máquinas de vapor por medio del diagrama dinámico ideal es una de las aplicaciones más importantes que pueden llevarse a cabo con dicho diagrama. En este apartado, se va a evaluar la potencia de la máquina Fives-Lille, representando gráficamente su diagrama dinámico ideal, utilizando algunos de los datos reales que se disponen de ella, como la presión de admisión y la contrapresión o presión de escape. No obstante, resultará necesaria la determinación de otras variables adicionales para poder representarlo completamente, de una manera estimada pero con bastante aproximación.

Una vez obtenido el diagrama dinámico ideal, se podrá comparar con el diagrama dinámico real que obtuvo la compañía francesa Fives-Lille de esta máquina, en orden de marcha por medio del indicador representado sobre planos y así, poder realizar un análisis comparativo sobre el funcionamiento teórico y el real.

Los datos son:

p = Presión de admisión, 9 kg/cm^2
p_0 = Presión de escape, 1.1 kg/cm^2

Se comenzará por el cálculo de las siguientes presiones:

La presión final de escape p_e se determinará conociendo las presiones p_r y p_z, donde:
p_r: Presión necesaria para vencer las resistencias pasivas.
p_z: Suplemento de presión que se adopta en función del tipo de combustible, tipo de distribución, carácter provisional de la instalación, etc.

El valor de p_r se fija según tabla para valores [Bähr y Herre, 1959], adoptando un valor para p_r de 0,42 kg/cm^2.

En cuanto al valor de p_z, para máquinas de escape libre se fija un valor de p_z de 0,28 kg/cm^2, pudiéndose calcular entonces el valor de la presión de escape p_e:

$$p_e = p_0 + p_r + p_z z = 1{,}1 + 0{,}42 + 0{,}28 = 1{,}8 \text{ kg/cm}^2 \quad (19)$$

Se considerarán también las variables siguientes:

m = Espacio perjudicial que para máquinas con distribución por válvulas se adopta un *6%.*
C_m = Velocidad media del émbolo, en m/s.

Dicha velocidad se obtiene por medio de la expresión:

$$C_m = \frac{n * l}{30} \quad (20)$$

Para calcular el valor que adopta específicamente para esta máquina, se tomarán los valores de *n* = 45 rpm y como longitud de la carrera *l* = 1,10 m.

Por tanto, se obtiene el valor de la misma y será el que se utilizará de aquí en adelante.

$$C_m = \frac{n * l}{30} = \frac{45 * 1{,}10}{30} = 1,\ 65 \text{ m/s}$$

Además, se considerarán las variables *S, S₁ y* $S_1{}'$ que corresponden respectivamente a:

S *:* longitud arbitraria, que se toma de valor 100 mm, de tal forma que cada 1% de carrera se reparte por 1 mm.
S_1 : Grado de admisión verdadero
$S_1{}'$: Grado de admisión teórica (sin laminado)

El valor de este último se obtiene por medio de la expresión:

$$S_1{}' = \frac{p_e}{p}(m + s) - n \quad (21)$$

y sustituyendo valores:

$$S_1{}' = \frac{1{,}8}{9}(6 + 100) - 6 = 15{,}2 \text{ kg/cm}^2$$

Para calcular el grado de admisión verdadero se deberá calcular la caída de presión debida al laminado p_1 (también denominada presión inicial de la expansión), cuyos valores normales para máquinas de distribución por válvulas de cierre rápido se

encuentra entre 0,8 y 0,9. Se tomará un valor intermedio de este intervalo, al tratarse de una máquina de media velocidad a partir de los valores límites normales:

$$p_1 = 0{,}8 * p_k \quad (22), \qquad p_1 = 0{,}9 * p_k \text{ kg/cm}^2 \quad (23)$$

$$p_1 = 0{,}8 * 9 = 7{,}2 \text{ kg/cm}^2; \qquad p_1 = 0{,}9 * 9 = 8{,}1 \text{ kg/cm}^2$$

Por tanto, se estimará p_1 = 7,5 Kg/cm^2

Por consiguiente, sustituyendo en (21), la admisión verdadera S_1 será:

$$S_1 = \frac{p_e}{p_1}(m+s) - n = \frac{1{,}8}{7{,}5}(6+100) - 6 = 19{,}44 \text{ kg/cm}^2$$

Queda finalmente por calcular S_5 (carrera de compresión) y para ello, se han de determinar previamente las variables S_3, S_6, p_3 y p_4 que corresponden respectivamente a:

S_3 : Longitud del avance al escape (se fija en 6%)
S_6 : Longitud del avance a la admisión (se fija en 1%)
p_3 : Presión inicial de la compresión
p_4 : Presión final de la compresión

La presión p_3 se determina como:

$$p_3 = 1{,}1 * p_0 = 1{,}1 * 1{,}1 = 1{,}2 \text{ kg/cm}^2$$

y para la determinación de p_4 en máquinas de escape libre (contrapresión), como es el de la máquina Fives-Lille, se considera como valor aceptable la mitad de la presión de admisión p , es decir:

$$p_4 = \frac{p}{2} = 4{,}5 \text{ kg/cm}^2$$

A continuación, se calculará la carrera de compresión S_5, utilizando la expresión:

$$S_5 = (m + S_6) * \left(\frac{p_4}{p_3} - 1\right) \quad (24)$$

y sustituyendo valores, quedará:

$$S_5 = (6+1) * \left(\frac{4{,}5}{1{,}2} - 1\right) = 19{,}25 \text{ kg/cm}^2$$

Con todo lo anterior, se deduce que la compresión empezará aproximadamente un 20 % antes del punto muerto, más concretamente:

$$S_5 + S_6 = 19{,}25 + 1 = 20{,}25\ \%$$

Una vez que se han obtenidos estos datos, se puede representar el diagrama dinámico ideal, que se construye ejecutando las fases que a continuación se exponen:

1. Se escoge una longitud arbitraria S =100 mm (abscisas).
2. Como escala de fuerzas se toma 1 kg/cm^2 = 10 mm (ordenadas).
3. Se traza el rectángulo aikl de base S = 100 mm y altura p = 9 kg/cm^2.
4. Se traza el segmento lo (espacio perjudicial m = 6%).
5. Se traza el segmento ab (admisión sin laminados, S_1' = 15,2 kg/cm^2).
6. Construcción de la línea de expansión be, pero como se debe tener en cuenta la caída de presión por laminado $p - p_1$ = 9-7,5=1,5 kg/cm^2, correspondiente al grado de admisión verdadero, sólo se considera la línea cd.
7. Trazado aproximado a mano alzada la línea ac (laminado) que deberá ser tangente a la línea ad.
8. Del mismo modo, se traza la caída de presión durante el avance al escape, representada por la línea df. Conocidos S_5, S_6 y la línea de escape, de altura 1,1 kg/cm^2, se obtiene el punto g (comienzo de la compresión a presión inicial p_3 = 1,2 kg/cm^2).
9. Trazado de la línea de compresión gh.
10. La línea de escape, unida al punto g por medio de una curva tangente a ha, nos dará el tramo de laminado del escape.
11. Por último, se traza la línea *ha* de avance a la admisión.

De esta forma, se obtiene el diagrama dinámico ideal *acdfgha* (figura 151**)** y una vez determinada la presión media p_m, servirá para calcular las principales dimensiones de la máquina, como el diámetro, superficie del émbolo, longitud de su carrera y la velocidad angular. Dichas dimensiones no se van a calcular puesto que son conocidas, aunque sí se comprobará que la potencia indicada total, determinada en el apartado 6.2, de la parte I del presente capítulo, se aproxima bastante a la determinada según el diagrama dinámico.

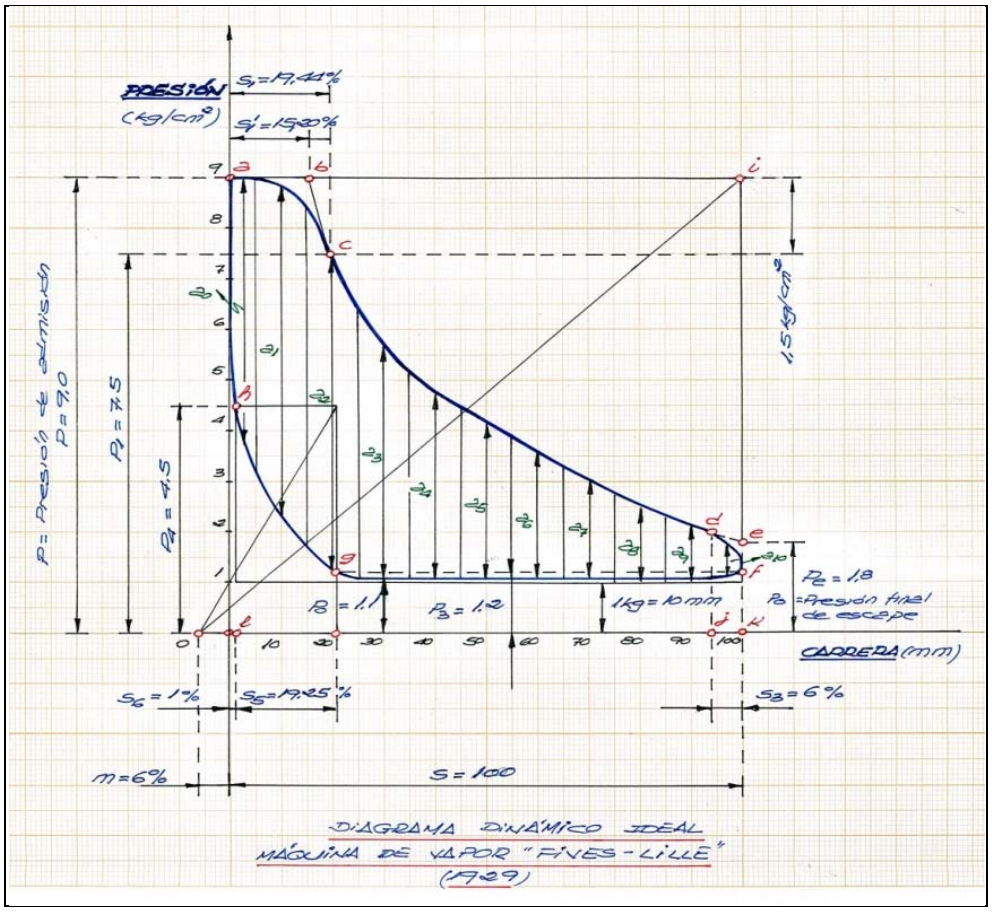


Figura 151. Diagrama dinámico ideal de la máquina Fives-Lille. *Elaboración propia.*

En la figura 152 está representado el diagrama dinámico real que obtuvo la compañía francesa Fives-Lille en carrera de avance, de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar y en el que se puede apreciar que la línea de admisión está retrasada y la línea de compresión está bastante adelantada.

Análogamente, en la figura 153 se puede observar el diagrama dinámico real que también obtuvo la citada compañía francesa en la carrera de retroceso para la misma máquina, observándose una ligera disminución del retraso en la línea de admisión en la carrera de avance, aunque el considerable adelanto de la compresión, es prácticamente igual en cualquiera de las carreras.

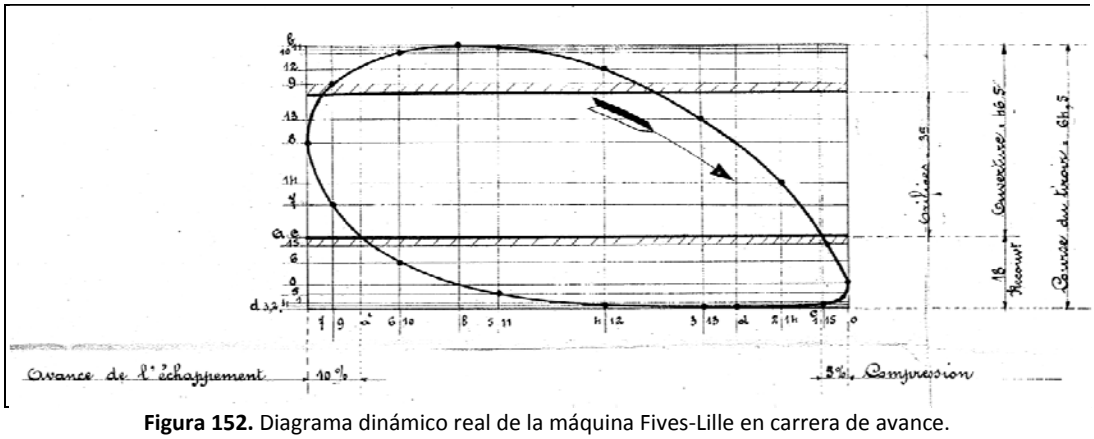


Figura 152. Diagrama dinámico real de la máquina Fives-Lille en carrera de avance.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

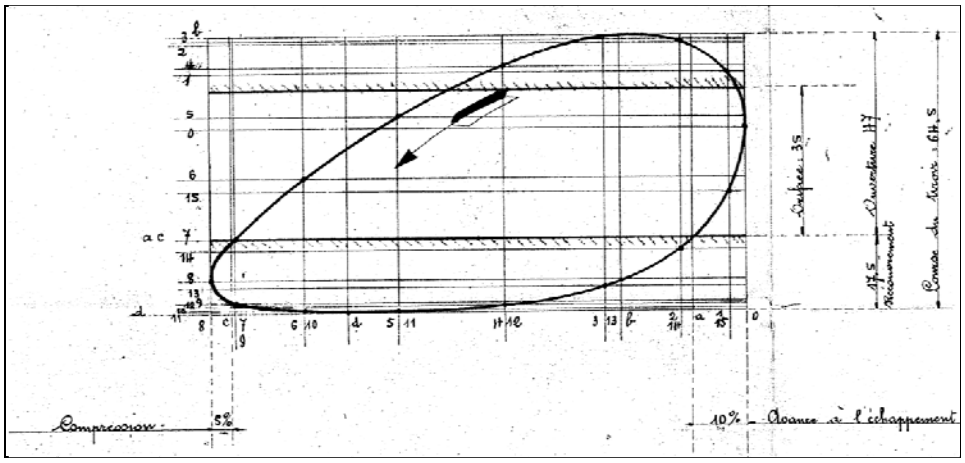


Figura 153. Diagrama dinámico real la máquina Fives-Lille en carrera de retroceso.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Los datos que se conocen de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario son la presión de admisión y la contrapresión o presión de escape, aunque resulta necesaria la determinación de una serie de parámetros adicionales, para poder representar de forma completa el diagrama dinámico ideal.

Según se ha podido constatar de fuentes consultadas del propio complejo industrial de Ntra. Sra. del Rosario, para el caso de la máquina Mirlees-Watson, no se dispone que se sepa, de un diagrama dinámico real referido a los ensayos de ésta, en orden de marcha real. Es por ello, que no existe la posibilidad de comparar dicho diagrama, con el diagrama dinámico ideal o teórico, contrariamente a como se ha realizado para la máquina Fives-Lille.

De todas formas, y al no disponer de ningún dato experimental, nos basaremos en este diagrama dinámico real francés, para poder extrapolar los datos y efectuar un análisis comparativo sobre el funcionamiento ideal y real de esta máquina, suponiendo que sea parecido al de la máquina Mirrlees-Watson.

Los datos reales conocidos son:

p_a = Presión de admisión, 9,5 kg/cm^2
p_0 = Presión de escape, 1,1 kg/cm^2

Razonando de forma análoga al caso anterior, se obtienen diferentes valores para diversos parámetros. Así:

m = Es el espacio perjudicial que para máquinas con distribución Corliss por correderas cilíndricas puede ser admisible considerar *m = 6%.*

C_m = Es la velocidad media del émbolo, que si se consideran los valores reales de la máquina, de *n* = 45 rpm y de *l* = 1,52 m, se obtendrá el valor de la misma y será el que se adoptará de ahora en adelante.

Por tanto, sustituyendo resulta que:

$$C_m = \frac{n*l}{30} = \frac{45*1{,}52}{30} = 2{,}28 \text{ m/s}$$

$$S_1' = \frac{p_e}{p}(m+S) - m = \frac{1{,}8}{9{,}5}(6+100) - 6 = 14{,}1 \text{ kg/cm}^2$$

$$p_1 = 0{,}8 * p_a = 0{,}8 * 9{,}5 = 7{,}6 \text{ kg/cm}^2$$

$$p_1 = 0{,}9 * p_a = 0{,}9 * 9{,}5 = 8{,}6 \text{ kg/cm}^2$$

Se estimará, por tanto, una presión media entre los dos valores de p_1:

$$p_1 = 8{,}1 \text{ kg/cm}^2$$

Por consiguiente, la admisión verdadera S_1, será:

$$S_1 = \frac{p_e}{p_1}(m+S) - m = \frac{1{,}8}{8{,}1}(6+100) - 6 = 17{,}6 \text{ kg/cm}^2$$

Y la presión final de compresión p_4 será:

$$p_4 = \frac{p_a}{2} = \frac{9{,}5}{2} = 4{,}75 \text{ kg/cm}^2$$

La carrera de compresión S_5, será:

$$S_5 = (6+1) * \left(\frac{4{,}75}{1{,}2} - 1\right) = 20{,}7 \text{ kg/cm}^2$$

Con todo lo expuesto se deduce, que la compresión empezará aproximadamente un 20 % antes del punto muerto, es decir, en el punto g, más concretamente:

$$S_5 + S_6 = 20{,}71 + 1 = 21{,}7 \%$$

Una vez que se han obtenidos estos datos, se puede representar el diagrama dinámico ideal, el cual se construye de manera similar al estudiado con anterioridad de la máquina Fives-Lille, considerando las fases que a continuación se exponen:

1. Se escoge una longitud arbitraria S =100 mm (abcisas).
2. Como escala de fuerzas se toma 1 kg/cm^2 = 10 mm (ordenadas).
3. Se traza el rectángulo aikl de base S = 100 mm y altura p_a = 9,5 kg/cm^2.
4. Se traza el segmento lo (espacio perjudicial m = 6%)
5. Se traza el segmento ab (admisión sin laminados, S_1' = 14,1 kg/cm^2)

6. Construcción de la línea de expansión be (pero al tener en cuenta la caída de presión por laminado p_a - $p_1 = 9{,}5 - 8{,}1 = 1{,}4$ kg/cm^2 correspondiente al grado de admisión verdadero, sólo se considera la línea cd).
7. Trazado aproximado a mano alzada de la línea ac (laminado), que deberá ser tangente a la línea ad.
8. Del mismo modo, se traza la caída de presión durante el avance al escape, representada por la línea df. Conocidos S_5, S_6 y la línea de escape, de altura 1,1 kg/cm^2, se obtiene el punto g (comienzo de la compresión a presión inicial p_3 = 1,2 kg/cm^2).
9. Trazado de la línea de compresión gh.
10. La línea de escape unida al punto g por medio de una curva tangente a ha dará el tramo de laminado del escape.
11. Por último, se traza la línea ha de avance a la admisión.

De esta forma, se obtiene el diagrama dinámico ideal acdfgha, tal como muestra la figura 154. Una vez determinada la presión media p_m, servirá para calcular las principales dimensiones de la máquina, como el volumen de la embolada, longitud de su carrera y velocidad angular. Dichas dimensiones no se van a calcular puesto que son conocidas, aunque sí se comprobará que la potencia indicada total determinada en el apartado 5.2, se aproxima bastante a la determinada, según el diagrama dinámico teórico:

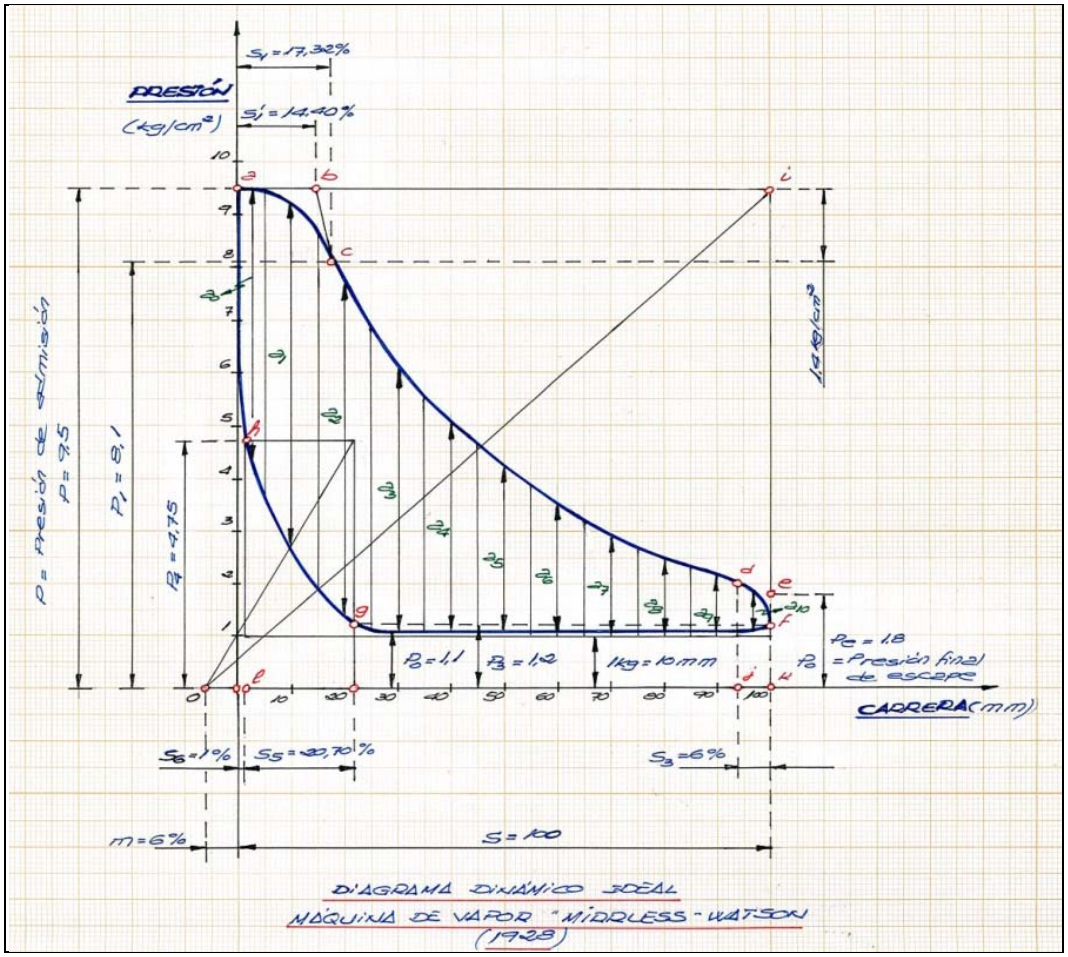


Figura 154. Diagrama dinámico ideal de la máquina de vapor Mirrlees-Watson. *Elaboración propia.*

5.4.2. Presión media

Máquina de vapor Fives-Lille

La figura 151 servirá de base para poder determinar la presión media p_m. El método consiste en trazar ordenadas a_1 hasta a_9, a distancias de un décimo de la longitud del diagrama. Las ordenadas a_0 y a_{10} se trazarán a una distancia del borde igual a un cuarto del ancho de una parte.

Como cada ordenada corresponde a la altura media de un trapecio, la superficie *J* del diagrama se obtendrá sustituyendo los valores de las ordenadas, junto con el valor de S en la expresión:

$$J = \frac{S}{20}(a_0 + a_{10}) + \frac{S}{10}(a_1 + a_2 + \ldots\ldots\ldots\ldots + a_9) \qquad (25)$$

Sustituyendo los valores reales en (25) quedará:

$$J = \frac{100}{20}(5{,}2 + 0{,}65) + \frac{100}{10}\underbrace{(6{,}7 + 6{,}4 + 4{,}5 + 3{,}6 + 2{,}9 + 2{,}4 + 1{,}8 + 1{,}4 + 1{,}0)}_{*} =$$

$$J = \frac{100}{10}\left(\frac{5{,}2}{2} + (*) + \frac{0{,}65}{2}\right) = 336{,}25 \text{ (unidades de superficie)}$$

Identificando a la variable *h* como la altura media del diagrama *J,* se puede expresar como el producto de la longitud de la carrera S por la altura media *h,* quedando:

$$J = S * h \qquad (26)$$

de tal forma que ésta puede reducirse a la presión media p_m, atendiendo a la escala de presiones, y resultando:

$$p_m = 3{,}36 \text{ kg/cm}^2$$

Si se compara este resultado con el obtenido al aplicar la fórmula de Grassman, según se vió en el apartado 5.2, se observa que es muy parecido:

$$p_m = 1{,}2 + 0{,}25 * 9 = 3{,}45 \text{ kg/cm}^2$$

Resultando por tanto, que este método gráfico es bastante fiable para la determinación de la presión media p_m.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Razonando de forma análoga (figura 154) y sustituyendo por valores reales quedará:

$$J = \frac{100}{20}(4{,}8 + 0{,}7) + \frac{100}{10}\underbrace{(6{,}3 + 6{,}3 + 4{,}9 + 3{,}7 + 2{,}9 + 2{,}3 + 1{,}8 + 1{,}5 + 1{,}2)}_{(*)=30{,}90} =$$

$$J = \frac{100}{10}\left(\frac{4{,}8}{2} + (*) + \frac{0{,}7}{2}\right) = 336{,}5 \text{ (unidades de superficie)}$$

En este caso, la presión media p_m resulta:

$$p_m = 3{,}37 \text{ kg/cm}^2$$

Si se compara este resultado con el obtenido al aplicar la fórmula de Grassman, según se vió en el apartado 5.2, se tendrá:

$$p_m = 1{,}20 + 0{,}25 * 9{,}5 = 3{,}58 \text{ kg/cm}^2$$

5.4.3. Potencia según el diagrama dinámico ideal

Máquina de vapor Fives-Lille

La potencia N_i se expresa como sigue [Dubel, 1926]:

$$N_i = \frac{10000 * F * p_m * C_m}{75} \qquad (27)$$

donde:

F : Superficie eficaz media del émbolo, en m^2.
C_m : Velocidad media de la carrera del émbolo, en m/s.
n : Número de revoluciones por minuto.
p_m : Presión media determinada según el diagrama, en kg/cm^2.

Sustituyendo por valores reales quedará:

$$N_i = \frac{10000 * \left(\frac{0.3074 + 0.3326}{2}\right) * 3.36 * 1.65}{75} = 236{,}54 \text{ CV}$$

Este valor obtenido de la potencia N_i, está muy cercano al valor de la potencia indicada de 242,91 CV, obtenido en el apartado 5.2.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Razonando de forma análoga y sustituyendo por valores reales:

$$N_i = \frac{10.000 * \left(\frac{0,3656 + 0,3938}{2} \right) * 3,37 * 2,28}{75} = 388,99 \text{ CV}$$

Este valor obtenido de la potencia N_i, se aproxima bastante al valor de la potencia de 413,28 CV, obtenido en el apartado 5.2.

5.5. Cálculo y dimensionado de los principales elementos mecánicos

5.5.1. Biela motriz

Máquina de vapor Fives-Lille

La biela motriz de la máquina de vapor Fives-Lille es uno de los elementos mecánicos de mayor tamaño que posee, siendo la encargada de transmitir la fuerza motriz procedente del vástago del émbolo, además de servir de enlace entre los gorrones de las piezas animadas de movimiento de rotación, oscilantes o rectilíneos. Está construida en hierro dulce (aunque también se fabrican de acero dulce) y la constituyen tres partes esenciales como son la cabeza mayor, cabeza menor y el vástago o cuerpo de la biela.

Las cabezas pueden ser abiertas o cerradas. En el caso que nos ocupa son cerradas, estando dotadas únicamente de un tornillo para ajuste de los cojinetes. Dicho ajuste, deberá procurar que la distancia l entre los centros de los gorrones sea constante y permitir en uno de los cojinetes un alargamiento de la biela y en el otro un acortamiento, para poder graduar el juego, tanto del cojinete exterior de uno, como el interior del otro.

La cabeza de mayor tamaño, actúa sobre la parte de la máquina animada de movimiento giratorio, cuyo gorrón está situado en el extremo de la manivela. Tiene forma aproximadamente rectangular, de dimensiones 60 cm en su base y 40 cm de altura. Está calada en su parte central, para albergar un cojinete y el gorrón de la manivela.

La cabeza de menor tamaño, se sitúa sobre el extremo opuesto. Es de forma rectangular de dimensiones 50 cm de base por 35 cm de altura y corresponde al elemento animado de movimiento rectilíneo alternativo, por estar unida a una cruceta. Está calada en su parte central para albergar un cojinete y el gorrón de la citada cruceta.

La tercera parte de la biela es el llamado cuerpo o vástago de la biela, que al estar instalado en una máquina de vapor de movimiento más bien lento, está diseñado con una sección circular variable. Tiene una longitud de 297 cm, siendo el diámetro en sus extremos de unos 15 cm, mientras que en la parte central se ensancha hasta alcanzar aproximadamente 19 cm.

Junto con la consideración de los esfuerzos de tracción o compresión, la base de cálculo resultará suficiente calculando la sección del vástago a pandeo, por tratarse de una biela larga en relación a la sección transversal. Además de este esfuerzo, se deberá considerar el de flexión debido a su inercia y al peso propio, al sufrir un movimiento oscilante.

Para el cálculo y dimensionado del vástago de la biela motriz de la máquina Fives-Lille (figura 155), el estudio se basará en el esquema de una biela 'tipo' para máquinas de vapor tal y como se muestra en la figura 156.

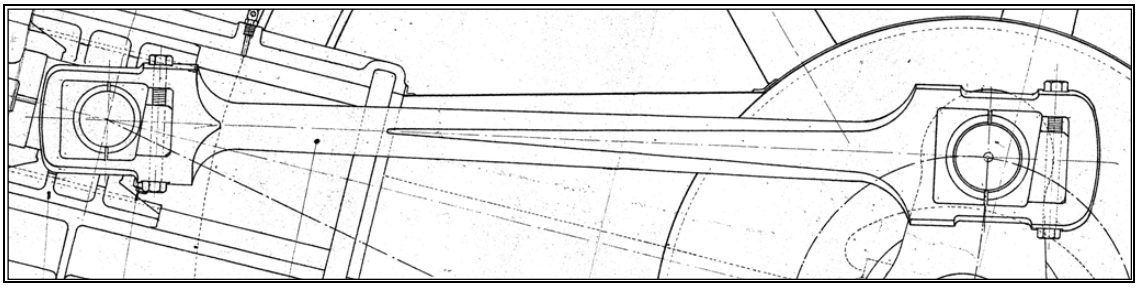


Figura 155. Detalle de la biela de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

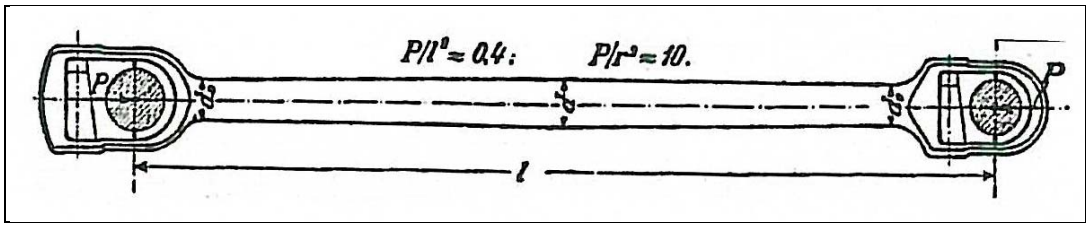


Figura 156. Detalle de biela 'tipo' similar a la de la máquina Fives-Lille [Hütte, 1938].

Debido a la naturaleza de su movimiento, el vástago experimenta un esfuerzo variable entre una tolerancia positiva y una negativa, ya que en la mayoría de los casos, está sometido a esfuerzos de tracción y compresión que condicionarán el valor d_0 de su diámetro [Hütte, 1938].

Para que el vástago no sufra flexión lateral, se admite el valor *K* que corresponde a una fracción de su resistencia al pandeo como carga máxima, siendo relativamente pequeño.

Para calcular la resistencia al pandeo, se utiliza en general la fórmula de Euler:

$$P = \frac{\pi * E * J}{m * l^2} \tag{28}$$

donde:

P : Esfuerzo máximo admisible aplicado al vástago del émbolo, en kg.
l : Longitud de la biela medida entre los centros de los gorrones, en cm.
J: Momento de inercia mínimo de su sección transversal del cuerpo de la biela en su parte media, en cm^4, calculándose mediante la fórmula:

$$J = \frac{\pi * d^4}{64} \tag{29}$$

E : Módulo de elasticidad para biela construída en hierro dulce y cuyo valor es 2.000.000 kg/cm^2.

m : Coeficiente de seguridad cuyo valor se estima debido a no tener en cuenta la fuerza centrífuga. Se suele adoptar un valor de 25 para máquinas con bielas de sección circular y cuya velocidad del émbolo esté comprendida entre 1,5 y 2 m/s.

$\frac{P}{l^2} \cong 0{,}4$ (Para máquinas de vapor) y es un parámetro del cual depende la inclinación del perfil.

En este caso, el cálculo del diámetro d para una sección maciza se realiza aplicando la expresión:

$$d = \sqrt[4]{\frac{P * l^2}{40.000}} \tag{30}$$

Como para máquinas de vapor se cumple que la relación $\frac{P}{l^2} \cong 0{,}4$ y teniendo en cuenta que la longitud de la biela es de 300 cm, la *carga máxima admisible* será:

$$P_{\max} = 0{,}4 * 300^2 = 36.000 \text{ kg}$$

Considerado entonces que P = 36.000 kg y $l = 300$ cm y sustituyendo en (30) por los valores reales de la biela, se tendrá que:

$$d = \sqrt[4]{\frac{36.000 * 300^2}{40.000}} = 16.87 \approx 17 \text{ cm}$$

quedando justificada su dimensión.

Según la figura 157 **s**e puede apreciar la distribución de esfuerzos a flexión debidos a la fuerza centrífuga, que alcanza su máximo valor en el gorrón de la manivela para $\alpha = 90º$, tanto para marcha hacia delante, como hacia atrás y siendo su valor de $m * r * \omega^2$. Este valor va decreciendo según se acerca a la cruceta, hasta hacerse cero en ese punto.

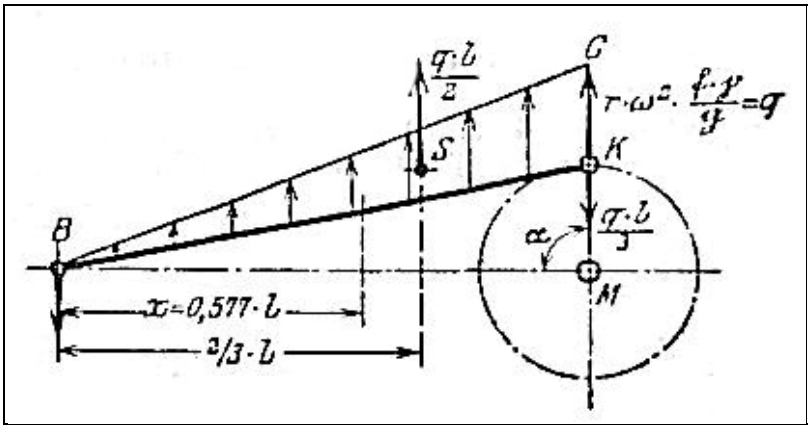


Figura 157. Distribución de esfuerzos en una biela debidos a la fuerza centrífuga *(Dubbel, 1926).*

La fuerza centrífuga actúa casi perpendicularmente al cuerpo de la biela y si se toma en el gorrón de ésta un elemento diferencial de longitud igual a un centímetro, dicha fuerza q (en kg) se expresa como:

$$q = r * \omega^2 * \frac{f * \gamma}{g} \qquad \text{(radio en m)} \tag{31}$$

y expresada en cm, la expresión será:

$$q = \frac{r}{100} * \left(\frac{n}{30}\right)^2 * f * \gamma = \left(\frac{n}{300}\right)^2 * r * f * \gamma \tag{32}$$

donde:

f : Sección de la biela, en cm2.
r: Radio de la manivela, en cm.
$\gamma =$ Valor experimental, 0,0078 kg/cm2.

El momento de flexión máximo está a la distancia $x = 0{,}577 * l$ desde la cruceta, según figura 157 y su valor es:

$$M_{b\,máx} \approx \frac{q * l^2}{16}$$

Es decir, si la fuerza $\frac{q*l}{2}$ estuviese repartida uniformemente sobre la biela, el valor de este momento sería la mitad.

Por tanto el esfuerzo a flexión σ_b, será:

$$\sigma_b = \frac{M_{b\,máx}}{\frac{J}{e}} = \left(\frac{n}{1200}\right)^2 * \gamma * r * \frac{f * l^2}{\frac{J}{e}} \tag{33}$$

donde:

e: Distancia de la fibra más lejana al eje, en cm.
J: Momento de inercia respecto al eje horizontal, en cm^4.

En definitiva, la resultante de fuerzas $\frac{q*l}{2}$ que genera la flexión, está aplicada a $\frac{2}{3}*l$ del punto B (cruceta). La carga sobre el gorrón de la manivela tiene un valor de $\frac{q*l}{3}$ y sobre el gorrón de la cruceta vale $\frac{q*l}{6}$.

El trabajo total compuesto por el de tracción o compresión, por un lado y el de flexión por otro, debe ser menor que k_b [Dubbel, 1926], de modo que se ha de verificar que:

$$k_b \geq \frac{P}{f} + \left(\frac{n}{1200}\right)^2 * \gamma * r * \frac{l^2 * f}{\frac{J}{e}}$$

o lo que es lo mismo:

$$k_b \geq \frac{P}{f} + \frac{M_{b\max}}{\frac{J}{e}} \qquad (34)$$

Si ahora se consideran los valores reales de esta máquina, se obtendrán los siguientes resultados:

1. Sección de la biela

$$f = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 17^2}{4} = 226{,}98 \text{ cm}^2$$

2. La fuerza centrífuga q (carga por cm lineal) que actúa prácticamente perpendicular al cuerpo de la biela, valdrá:

$$q = \left(\frac{n}{300}\right)^2 * r * f * \gamma = \left(\frac{45}{300}\right)^2 * 60 * 226{,}98 * 0{,}0078 = 2{,}39 \text{ kg}$$

3. Momento flector máximo

$$M_{b\max} = \frac{q * l^2}{16} = \frac{2{,}39 * 300^2}{16} = 13.443{,}75 \text{ kg*cm}$$

4. La resultante de las fuerzas R que conducen a la flexión será:

$$R = \frac{q * l}{2} = \frac{2{,}39 * 300}{2} = 358{,}50 \text{ kg}$$

5. Carga Q_1 sobre el gorrón de la manivela

$$Q_1 = \frac{q * l}{3} = \frac{2{,}39 * 300}{3} = 239 \text{ kg}$$

6. Carga Q_2 sobre el gorrón de la cruceta

$$Q_1 = \frac{q * l}{6} = \frac{2{,}39 * 300}{6} = 119{,}50 \text{ kg}$$

7. Momento de inercia mínimo se la sección transversal para bielas de sección circular

$$J = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * 17^4}{64} = 4.099{,}83 \text{ cm}^4$$

8. El esfuerzo σ_b debido a la flexión será:

Como $\frac{J}{e} = \frac{J}{\frac{d}{2}} = \frac{4.099{,}83}{8{,}5} = 482{,}33 \text{ cm}^3$, si se sustituye en (33) resultará:

$$\sigma_b = \frac{M_{b\max}}{\frac{J}{e}} = \frac{13.443{,}75}{482{,}33} = 27{,}87 \text{ kg/cm}^2$$

9. El trabajo total, suma del de tracción (o compresión) y el de flexión será menor que k_b, por tanto, si se sustituyen los valores obtenidos en la ecuación (34), se tendrá:

$$k_b \geq \frac{P}{f} + \frac{M_{b\max}}{\frac{J}{e}} = \frac{36.000}{226{,}98} + \frac{13.443{,}75}{482{,}33} = 186{,}51 \text{ kg/cm}^2$$

Por consiguiente, $k_b \geq 186{,}51 \text{ kg/cm}^2$, ya que $k_b = 300 \text{ kg/cm}^2$ para el hierro dulce, y por tanto, cumple.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Para el cálculo de la biela motriz nos basaremos pues, en un modelo de biela 'tipo' para máquinas de vapor y posteriormente se extrapolarán los datos reales de ésta, según se muestra en la figura 158**,** al modelo de cálculo obtenido y así obtener el resultado final para justificar el dimensionado. En el caso particular del vástago de esta biela motriz es bastante probable que esté fabricado en acero fundido, siendo su sección circular, variable y maciza.

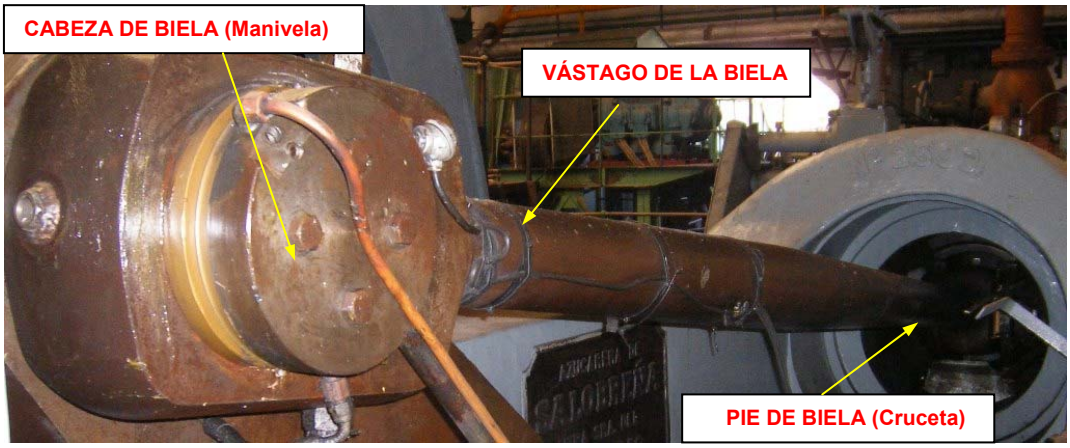


Figura 158. Detalle de biela motriz de la máquina Mirrlees–Watson. *Fotografía del autor.*

Dicho vástago se encuentra unido, por una parte, a la cabeza de biela (manivela) y por el otro, al pie de biela (cruceta) y está sometido principalmente a dos esfuerzos (compresión y flexión), aunque se puede dar un tercero (tracción).

El esfuerzo de compresión es debido a la presión máxima P que recibe de la cruceta y que transmite como esfuerzo axil, en cambio, como consecuencia de la inercia de la masa, se produce el esfuerzo de flexión [Dubbel, 1926; Jerie, 1937]. También habrá de tenerse en cuenta, en máquinas grandes con velocidades medianas y grandes, el esfuerzo de tracción que transmite la inercia de la masa del émbolo y su vástago. Todos ellos, condicionarán el valor del diámetro d en el centro del vástago.

Para el cálculo de la resistencia a pandeo, se admitirá el valor K como una fracción de su resistencia al pandeo como carga máxima, para evitar que aparezca la flexión lateral. Por tanto, aplicando fórmula general de Euler:

$$P = \frac{K}{S} = \frac{\pi^2 * E * \frac{J}{l^2}}{S} \tag{35}$$

donde:

P : Presión máxima, en máquinas de vapor (P < 70 kg/cm^2);
S *:* Coeficiente de seguridad del material, en kg/cm^2;
E : Módulo de elasticidad del material, en kg/cm^2;
J : Momento de inercia de la sección transversal de la biela (plano ecuatorial) en el centro, respecto a un diámetro normal el plano de flexión, en cm^4;
l *:* Distancia entre centros del gorrón de la manivela y el pasador del bulón de la cruceta, en cm;
f : Sección del cuerpo de la biela, en cm^2.

Para su dimensionado (en acero fundido), se van a adoptar los siguientes parámetros:

S : Coeficiente comprendido entre 20 y 40, para bielas sometidas a fuertes presiones y con velocidad mediana o lenta, en el plano de éste. En nuestro caso, se considera admisible el valor 20.
d: Diámetro en el centro del vástago cuya determinación viene dada por la fórmula:

$$\frac{d}{l} = \sqrt[4]{2\frac{S}{E} * \frac{P}{l^2}} \tag{36}$$

E *:* Módulo de elasticidad del acero fundido, 2.200.000 kg/cm^2
l : Longitud de la biela, 3,80 m.
$\frac{P}{l^2} = 0{,}4$: Relación que se verifica para máquinas de vapor, siendo un parámetro del cual depende la inclinación del perfil. La carga máxima admisible P , teniendo en cuenta que la longitud de la biela es de 380 cm, valdrá pues:

$$P_{\max} = 0{,}4 * 380^2 = 57.760 \text{ kg}$$

En definitiva, el diámetro d se puede calcular sustituyendo numéricamente en la ecuación (36):

$$d = 380 * \sqrt[4]{2 * \frac{20 * 57.760}{2.200.000 * 380^2}} = 19{,}73 \text{ cm}$$

por lo que queda justificada su dimensión.

Para el cálculo de la resistencia a flexión, se tendrá en cuenta el el cociente entre la máxima presión y la sección de la biela se obtiene el valor de la carga específica de compresión, es decir:

$$\sigma = \frac{P}{f} \tag{37}$$

Como el valor de f es:

$$f = \pi * \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \pi * \left(\frac{19{,}73}{2}\right)^2 = 305{,}73 \text{ cm}^2$$

sustituyendo por valores reales, quedará:

$$\sigma = \frac{P}{f} = \frac{57.760}{305{,}73} = 188{,}92 \text{ kg/cm}^2$$

Debido a la inercia de la masa, se origina un esfuerzo de flexión σ_b, cuyo valor máximo se consigue cuando el ángulo de la manivela es de 90º.

Según Bach, dicho esfuerzo se determina por medio de la expresión:

$$\sigma_b = \frac{q * l^2}{16 * W} \quad \text{en kg/cm}^2 \tag{38}$$

donde:

q: Fuerza de aceleración de una porción del cuerpo de biela de 1 cm de longitud y se determina por medio de la expresión:

$$q = m * r * \omega^2 \tag{39}$$

donde:

$m = \frac{f * \gamma}{g}$: Masa de la porción del cuerpo de biela de 1 cm de longitud.

γ: Peso específico del acero fundido, 0,00785 kg/cm^3.

$\omega = \frac{v}{r}$: Velocidad angular

r : Radio de la manivela, en cm.

W : Momento resistente para una barra de eje rectilíneo, en cm^3.

Una vez calculados estos valores la carga específica de flexión valdrá:

$$\sigma_b = \frac{f * \gamma * r * \omega^2 * l^2}{16 * g * W} \text{ kg/cm}^2 \quad (40)$$

sustituyendo por los resultados obtenidos, se llega a:

$$\sigma_b = \frac{305,73 * 0,00785 * 76 * 3^2 * 380^2}{16 * 981 * 754,02} = 20,03 \text{ kg/cm}^2$$

Como $\sigma_{máx} = \sigma + \sigma_b \leq 700$ kg/cm^2 en aceros tratados, se cumple la condición, ya que:

$$\sigma_{máx} = \sigma + \sigma_b = 188,92 + 20,03 = 208,95 \leq 700 \text{ kg/cm}^2$$

El valor del diámetro obtenido d es de 19,73 cm en el centro de la biela, siendo en los extremos de 14 cm, aunque a efectos de simplificar los cálculos se ha considerado una barra rectilínea de sección cilíndrica constante.

En cuanto al esfuerzo de tracción, la sección más débil de la biela ha de soportar un esfuerzo producido por la suma de las fuerzas de inercia F_i, producidas por el peso del émbolo, el del vástago (lado cruceta), el de la cruceta, el del bulón que une la cruceta con la cabeza pequeña de la biela más la inercia que produce un tercio del peso de la biela. Será necesario pues, tenerlo en cuenta solamente en máquinas de marcha rápida y aunque esta máquina es de velocidad media o lenta, resulta conveniente determinarlo.

Dicho esfuerzo es máximo en el punto muerto superior y se calcula por medio de la fórmula siguiente:

$$F_i = \frac{\sum_{i=1}^{5} G_i}{g} * r * \omega^2 * (1 + \lambda) \quad (41)$$

donde:

$\sum_{i=1}^{5} G_i$: Pesos del bulón de la cruceta, un tercio del peso de la biela, vástago, émbolo y cruceta.

g : Fuerza de gravedad, 9,81 m/s^2.

$\omega = \frac{\pi * n}{30}$: Velocidad angular.

r : Radio de la manivela.

λ : Relación de la biela.

El valor de la carga específica de tracción se calcula aplicando la ecuación:

$$\sigma_z = \frac{P_z}{f} = \frac{\sum_{i=1}^{5} G_i}{f} \tag{42}$$

Pero considerando, en este caso, la sección más desfavorable del vástago, f (en el extremo de la biela donde, d=14 cm), se llega a:

$$\sigma_z = \frac{P_z}{f} = \frac{\sum_{i=1}^{5} G_i}{f} = \frac{50{,}73 + 265{,}19 + 239{,}64 + 386{,}73 + 167{,}31}{153{,}94} = 7{,}21 \text{ kg/cm}^2$$

Para el correcto dimensionado de la biela es conveniente sumar las cargas específicas de tracción y de flexión, es decir:

$$\sigma_{Total} = \sigma_b + \sigma_z \leq 1.400 \text{ kg/cm}^2$$

Sustituyendo en esta última expresión se obtiene:

$$\sigma_{Total} = \sigma_{máx} + \sigma_b + \sigma_z = 188{,}92 + 49{,}37 + 7{,}21 = 245{,}50 \leq 1.400 \text{ kg/cm}^2$$

resultado que se verifica la condición.

5.5.2. Manivela

La manivela de la máquina Fives-Lille, se caracteriza por encontrarse unida a los extremos del árbol de distribución por su propio gorrón, de ahí que también reciban el nombre de 'contra-manivela', al igual que la Mirrlees-watson, pero ésta tiene diferente geometría.

Para el cálculo de las dimensiones del gorrón de la manivela o apoyo transversal, se adoptarán como valores medios admisibles de la presión k_b (referida al tipo de superficie del gorrón) hasta 60 kg/cm^2 [Dubbel, 1926].

El valor de k_b, según la tabla de esfuerzos admisibles de Bach correspondiente a los casos de carga II para gorrón frontal durmiente, es de k_b = 800 kg/cm^2, suponiendo que éste se haya fabricado en acero al crisol sobre metal blanco o bronce.

Junto con todos estos datos, se tendrán en cuenta los tres parámetros siguientes:

- Su resistencia con el máximo desgaste admisible.
- La presión del soporte y el lubricante de éste, ya que de ser muy elevada ésta, el lubricante no permanecerá en las superficies.
- El calentamiento generado por el rozamiento debe ser absorbido por el gorrón y el soporte, si se elevase demasiado la temperatura.

En nuestro caso, el gorrón es de tipo frontal durmiente y el soporte está apoyado uniformemente a lo largo de su longitud *l* (figuras 159 a 161).

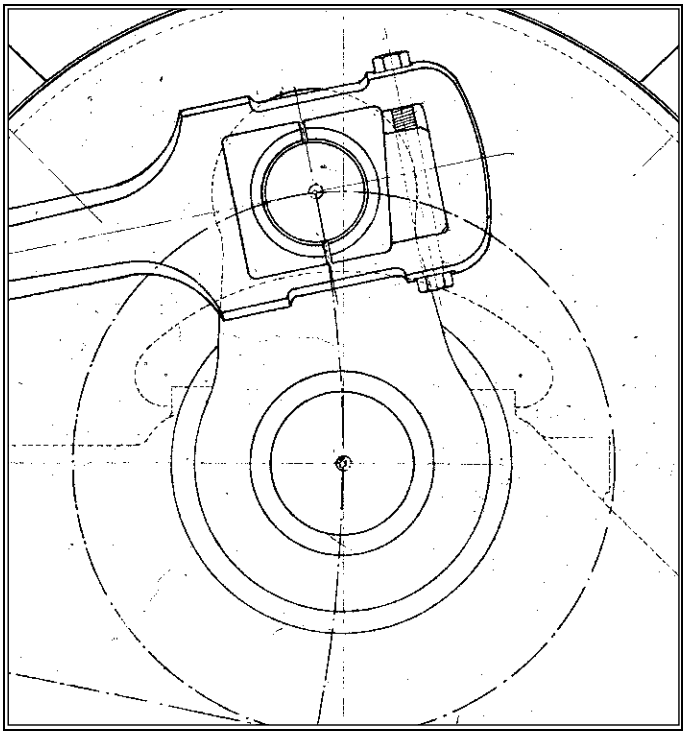


Figura 159. Detalle parcial de la manivela de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

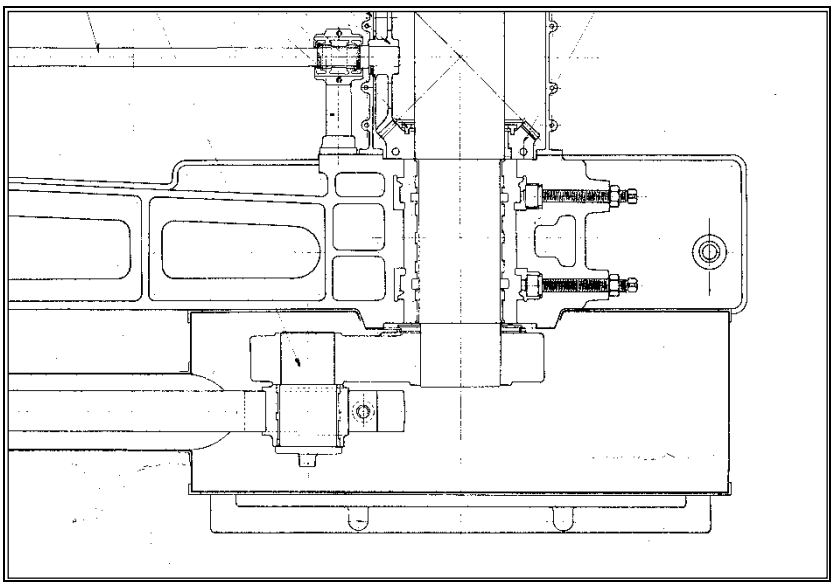


Figura 160. Detalle en planta de la manivela unión con biela y con árbol de transmisión.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

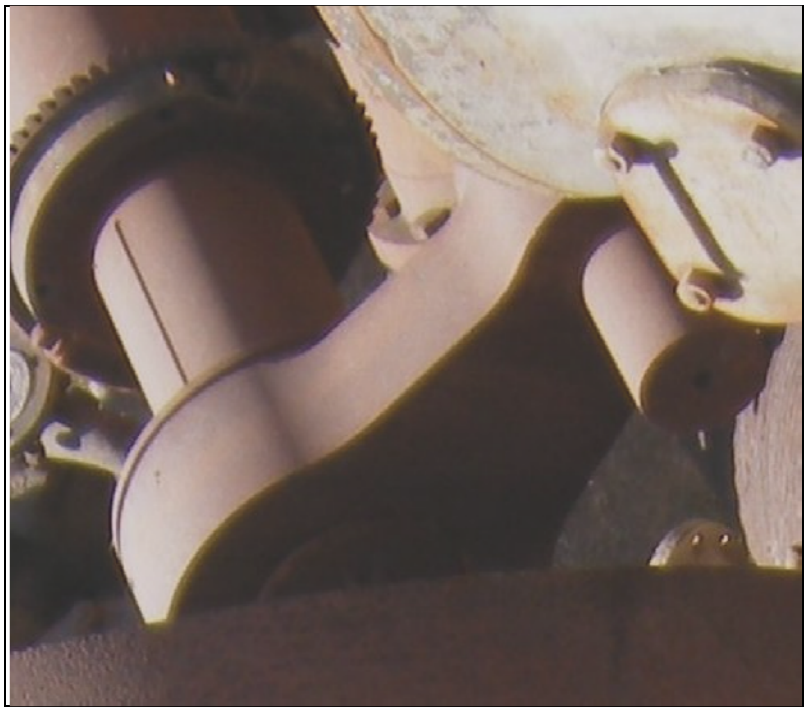


Figura 161. Detalle de la manivela de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

5.5.2.1. Cálculo del gorrón de la manivela (unión con el árbol)

Máquina de vapor Fives-Lille

La mayoría de las manivelas para máquinas de vapor están fabricadas en acero semidulce o dulce Martin Siemens, o bien de acero de pudelage, aunque también se pueden fabricar de fundición gris (menos frecuente). No se sabe con certeza el material con el que se fabricó la manivela de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar, pero lo más probable es que se construyera de acero dulce, calándose en caliente sobre el árbol de distribución. El mandrilado del cubo para manivelas de acero dulce Martin Siemens se deja 1/200 más pequeño que el diámetro del árbol, presentando una chaveta fijada al árbol.

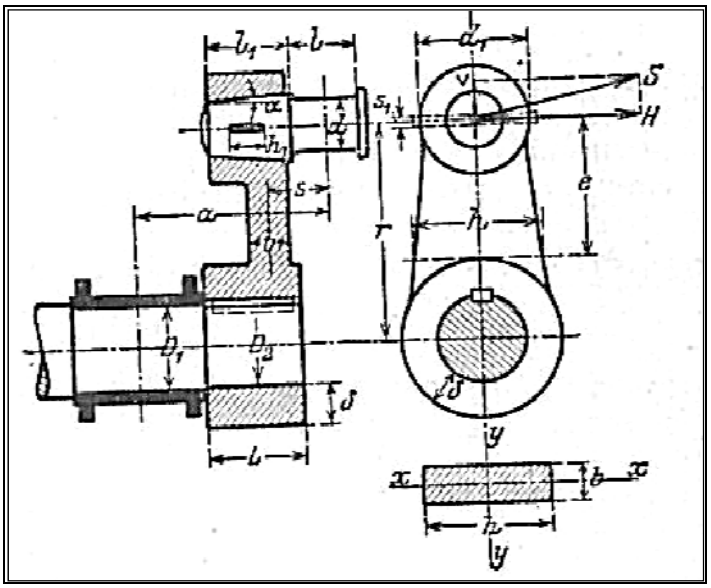


Figura 162. Dimensiones de una manivela similar a la de la máquina Fives-Lille *(Dubbel, 1926)*.

De acuerdo con la figura 162, si la manivela entra en caliente o forzada, D_2 es algo más pequeño que D_1 y $L \geq D_2$. Entonces, el espesor del cubo δ (cm) se calcula aplicando la expresión:

$$\delta = 0{,}4 * D_2 + 1 \tag{43}$$

El 'brazo de la manivela' se calcula por resistencia compuesta, considerando que la sección transversal $b*h$ y a una distancia e del gorrón, se somete a:

- Una componente radial V que corresponde a la fuerza de la biela S que le induce un esfuerzo de tracción o compresión más una flexión, donde se toma como eje neutro el eje XX y como momento $M_1 = V*s$.
- Una componente H normal a V, que produce una flexión y un esfuerzo cortante.

El momento flector viene dado por $M_2 = H*e$, tomando como eje neutro el YY. También se genera una torsión, siendo el valor del momento $M_d = H*s$.

Si se desprecian, tanto los esfuerzos de tracción o compresión y los cortantes, sólo se tendrán en consideración los momentos de flexión compuesta, así:

$$M_i' = 0{,}35 * M_1 + 0{,}65 * \sqrt{M_1^2 + (3/2 * \alpha_0 * M_d)^2} = 1/6 * h * b^2 * k_b \tag{44}$$

$$M_i'' = 0{,}35 * M_2 + 0{,}65 * \sqrt{M_2^2 + (3/2 * \alpha_0 * M_d)^2} = 1/6 * b * h^2 * k_b \tag{45}$$

Los esfuerzos máximos se producen en los puntos medios de los lados. Continuando con el procedimiento de cálculo, se hará uso de la ecuación siguiente:

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3 * k_d} \tag{46}$$

y efectuando, por aproximaciones sucesivas, la determinación de las secciones transversales se debe verificar la condición:

$$\frac{M_1}{1/6 * h * b^2} + \frac{M_2}{1/6 * b * h^2} \leq k_b \tag{47}$$

Basándose en las dimensiones reales de la manivela de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar, se tendrá que:

a = 0,78 m; b= 0,18 m; s= 0,20 m ; h=0,48 ; e= 0,30 m

Como se ha visto, la fuerza máxima axial transmitida por la biela tiene un valor de:

$$S_{\max} = 28.243{,}99 \text{ kg}$$

La fuerza P que actúa sobre la cruceta tiene un valor de:

$$P = 27.673,47 \text{ kg}$$

y la componente radial D de la fuerza S de la biela motriz tiene un valor de:

$$D = 5.645,97 \text{ kg}$$

Por tanto, los momentos correspondientes serán:

$$M_1 = D * s = 5.645,97 * 0,20 = 1.129,19 \text{ kg*m} \quad (48)$$
$$M_2 = P * e = 27.673,47 * 0,30 = 8.302,04 \text{ kg*m} \quad (49)$$
$$M_d = P * s = 27.673,47 * 0,20 = 5.534,69 \text{ kg*m} \quad (50)$$
$$M_b = S * s \cong P * s = 28.243,99 * 0,20 = 5.648,79 \text{ kg*m} \quad (51)$$

Tomando k_b =600 kg/cm^2 para acero semidulce y sustituyendo en (47) se tiene:

$$\frac{1.129,19}{1/6 * 0,48 * 0,18^2} + \frac{8.302,04}{1/6 * 0,18 * 0,48^2} \leq 600 ;$$

por tanto 163,70 kg/cm$^2 \leq 600$ kg/cm^2 , luego se cumple la condición.

El cálculo de la manivela, por lo general, se hace para un punto muerto, por lo que también se han de tener en cuenta choques originados por los cambios de sentido de la fuerza.

Si se consideran también los esfuerzos de tracción o compresión $M_b = S * s \cong P * s$ (siendo P la fuerza en el vástago del émbolo), se obtienen respectivamente las siguientes expresiones (dependiendo del caso a tratar):

$$\frac{M_1}{1/6 * h * b^2} + \frac{P}{b * h} \leq k_b \quad (47) \text{ o bien, } \quad P\left(s + \frac{b}{6}\right) \leq \frac{h * b^2}{6} * k_b \quad (52)$$

El gorrón de diámetro D_1 del árbol, solamente trabaja a flexión en la posición referida a los puntos muertos, siendo el valor del momento flector:

$$M_b = P * a \quad (53)$$

Para cualquier otra posición, se considerarán por un lado, el momento de torsión $M_d = T * r$ (r : radio de la manivela) o lo que es lo mismo, el momento de rotación transmitido al árbol y por otro, el momento de flexión $M_b = S * a$.

Aplicando la ecuación (54), se podrá calcular el valor máximo de M_i :

$$M_i = 0{,}35 * M_b + 0{,}65 * \sqrt{M_b{}^2 + M_d{}^2} = M_b * \left[0{,}35 + 0{,}65 * \sqrt{1 + \left(\frac{M_d}{M_b} \right)^2} \right] = 0{,}1 * D_1{}^3 * k_b \quad (54)$$

Sustituyendo en la ecuación anterior, para los valores reales de la máquina, quedará:

$$M_i = 0{,}1 * 0{,}32^{\,3} * 600 = 19.660{,}80 \text{ kgm}$$

Al hacer el valor de a lo más pequeño posible, se logra al mismo tiempo que M_b también sea menor y esto se consigue reduciendo la longitud del cubo L.

Por último, queda indicar que la parte extrema del árbol que lleva la manivela es de forma cónica normalmente y se asegura a la manivela (calado), calentando ésta previamente. Se pueden considerar como valores admisibles para manivelas los siguientes:

$l_1 = 1{,}5 * d \;\; a \;\; 1{,}75 * d$
$d_1 = 2 * d$ (manivelas forjadas)
$h_1 = 0{,}3 * l_1 \;\; a \;\; 0{,}4 * l_1$
$l_1 = 1{,}5 * d \;\; a \;\; 1{,}75 * d$
$tg\,\alpha = 1/25 \;\; a \;\; 1/15$
$d_1 = 2{,}5 * d$ (manivelas de fundición)
$s_1 = 0{,}20 * d \;\; a \;\; 0{,}25 * d$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

En la figura 163 se puede apreciar el detalle de la manivela.

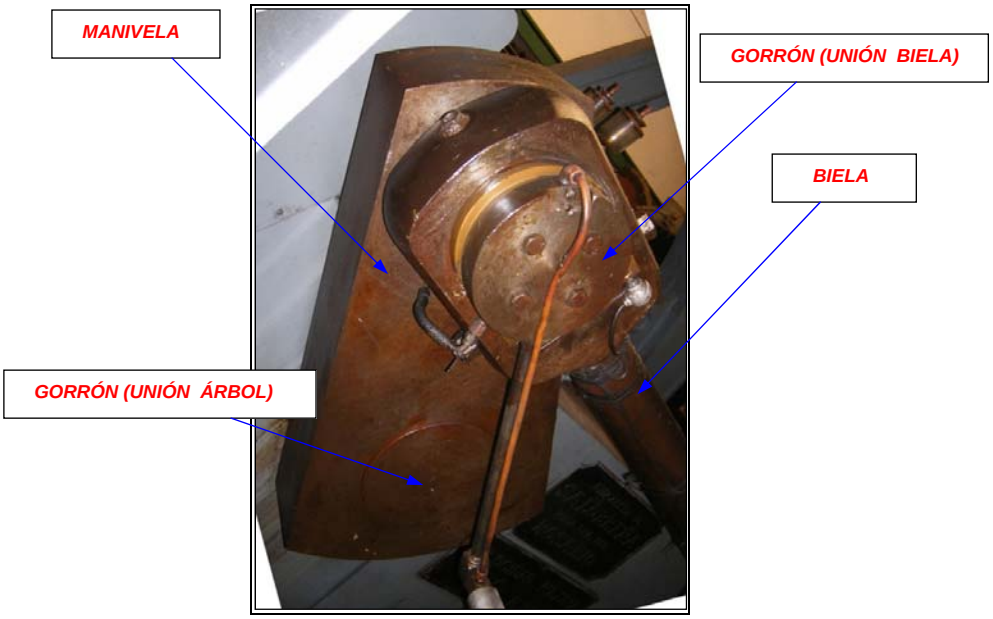


Figura 163. Vista de la manivela de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

Razonando de forma análoga para la máquina de vapor Fives-Lille, y para valores concretos según planimetría, donde los valores son:

a = 0,73 m; b= 0,24 m; s= 0,25 m ; h=0,53 ; e= 0,46 m

los momentos correspondientes serán:

$$M_1 = D * s = 7.086,06 * 0,25 = 1.771,52 \text{ kgm}$$
$$M_2 = P * e = 34.732,29 * 0,46 = 15.976,85 \text{ kgm}$$
$$M_d = P * s = 34.732,29 * 0,25 = 8.683,07 \text{ kgm}$$
$$M_b = S * s \cong P * s = 35.448,38 * 0,25 = 8.862,09 \text{ kgm}$$

Y sustituyendo en la ecuación (47), se tiene que:

$$\frac{1.771,52}{1/6 * 0,53 * 0,24^2} + \frac{15.976,85}{1/6 * 0,24 * 0,53^2} \leq 600 \quad ;$$

por tanto, 177,01 kg/cm$^2 \leq 600$ kg/cm^2 , luego se cumple la condición.

Y el valor máximo del momento, será:

$$M_i = 0,1 * 0,38^3 * 600 = 32.923,20 \text{ kgm}$$

5.5.2.2. Cálculo del gorrón de la manivela (unión con la biela)

Máquina de vapor Fives-Lille

Las fuerzas que intervienen sobre el gorrón de la manivela, son por una parte, la fuerza tangencial T y por otra el esfuerzo radial R . Ambos van a ser función de la carrera del vástago de la biela o de la posición angular de la manivela.

Por ello, resulta conveniente comprobar su valor, para situar las posiciones relativas más desfavorables. El gorrón de la manivela solo trabaja a flexión en la posición referida a los puntos muertos.

La fuerza radial R es máxima cuando el gorrón se sitúa en las inmediaciones del punto muerto, el momento de flexión $M_b = R * v$ [Hütte, 1938] y suponiendo que sea $R = P_{máx}$. En cambio, la fuerza tangencial Tes máxima para una posición de la manivela entre 40º y 60º del punto muerto, dependiendo del grado de expansión y produciendo un momento de flexión, un momento de torsión y un esfuerzo cortante.

Las fuerzas radial R y tangencial T se pueden despreciar aunque la resistencia σ_b de la manivela se calculará en el punto muerto, considerando únicamente el momento flector.

Considerando h=0,20 m, el momento flector será:

$$M_b = 28.243,99 * 0,20 = 5.648,79 \text{ kgm}$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Según se ha visto para la manivela de la máquina francesa, las fuerzas radial y tangencial se pueden despreciar, aunque la resistencia σ_b de la manivela se deberá calcular en el punto muerto, considerando únicamente el momento flector.

Considerando pues que h=0,53 m, el momento flector será:

$$M_b = 35.448,38 * 0,53 = 18.787,64 \text{ kgm}$$

5.5.2.3. Cálculo de la resistencia de la manivela

Máquina de vapor Fives-Lille

Una vez conocido el momento flector M_b en la manivela, la resistencia de ésta se podrá calcular por medio de la ecuación:

$$\sigma_b = \frac{6 * M_b}{b * h^2} \tag{55}$$

Sustituyendo en la ecuación (55) por los valores reales de la manivela donde:

$$b = 45 \text{ cm};\ h = 20 \text{ cm y } r = 60 \text{ cm}$$

quedará:

$$\sigma_b = \frac{6 * M_b}{b * h^2} = \frac{6.* 5.648,79 * 100}{45 * 20^2} = 188,29 \text{ kg/cm}^2$$

Y dado que:

$\sigma_b = 188,29 \text{ kg*cm}^2 \leq 600 \text{ kg/cm}^2$, luego cumple la condición.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Procediendo de forma análoga para los valores reales:

b= 0,24 m; h=0,53 m ; r= 0,76 m

quedará:

$$\sigma_b = \frac{6 * M_b}{b * h^2} = \frac{6.* 18.787,64 * 100}{24 * 53^2} = 167,21 \text{ kg/cm}^2$$

cumpliendo la condición.

5.5.3. Volante de inercia

Máquina de vapor Fives-Lille

El volante de inercia es seguramente el elemento mecánico más pesado de esta máquina de vapor. En las figuras 164 y 165 se muestran el alzado y la planta respectivamente del volante de inercia de la máquina Fives-Lille de la fábrica de Nra. Sra. del Pilar.

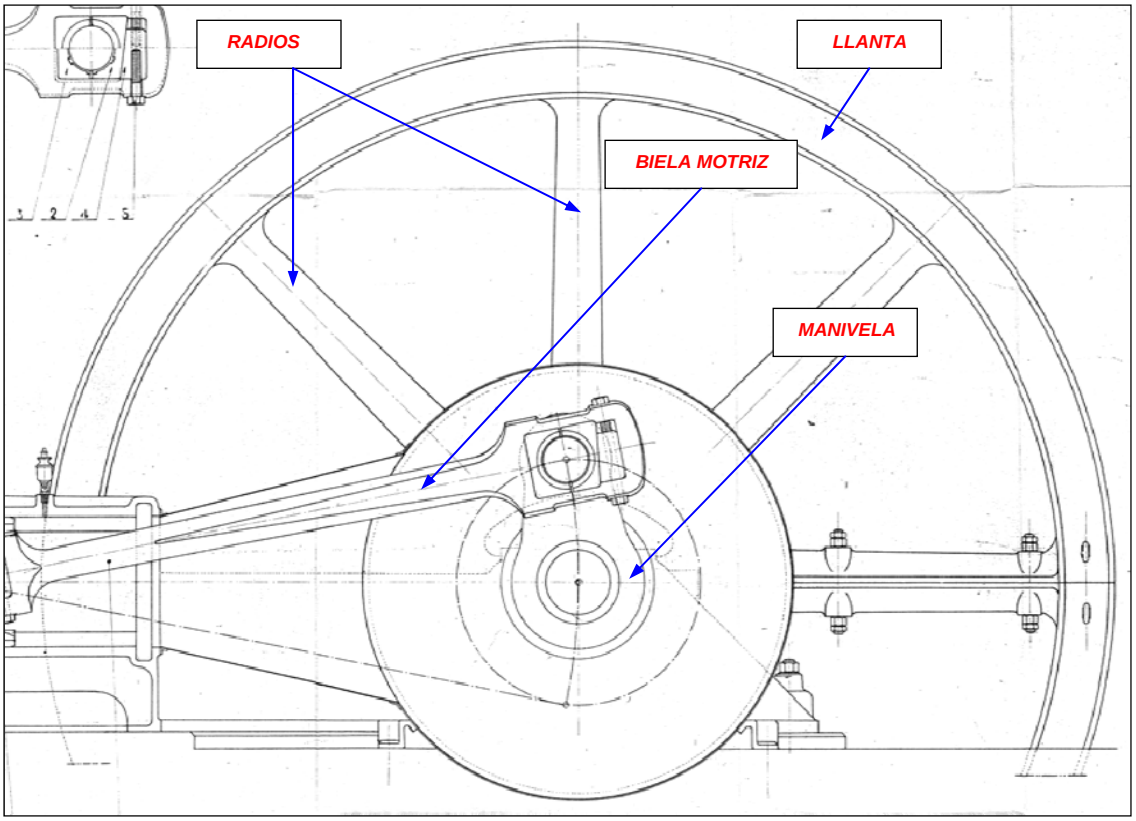


Figura 164. Alzado del volante de inercia. *Planos de la Compañía Fives-Lille. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

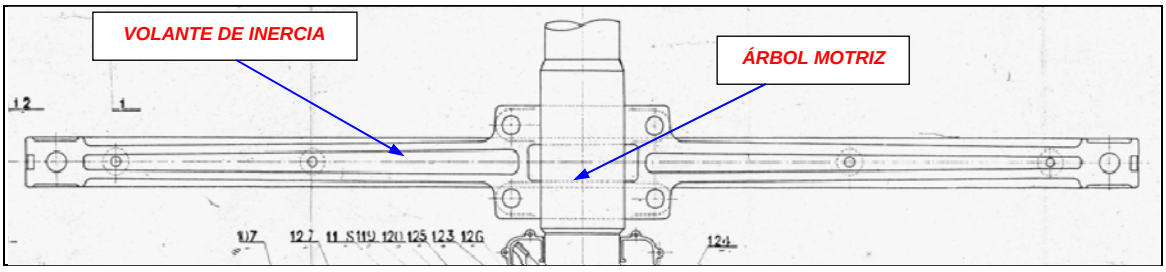


Figura 165. Planta del volante de inercia. *Planos de la Compañía Fives-Lille. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

El volante de la máquina de vapor Mirrlees-Watson que se muestra es muy similar respecto al diseño geométrico del de la máquina de Fives-Lille, pero difiere de aquél en el espesor de la llanta (30 cm) y su anchura (35 cm), por lo que evidentemente varía su peso, que se estima en unos 15.800 kg (figura 166).

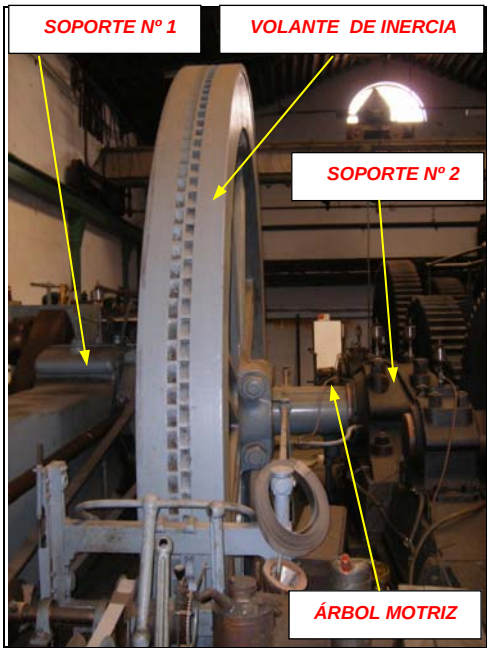


Figura 166. Volante de inercia de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

5.5.3.1. Cálculo estimado del peso del volante

Máquina de vapor Fives-Lille

Sustituyendo por los valores reales de la planimetría, se tiene que:

1º. Cálculo de la longitud L de la llanta:

$$L = 2 * \pi * r = 2 * \pi * 2{,}60 = 16{,}34 \text{ m} \tag{56}$$

2º. Cálculo del volumen de la llanta V_{ll}:

$$V_{ll} = a * e * L = 0{,}27 * 0{,}23 * 16{,}34 = 1{,}01 \text{ m}^3 \tag{57}$$

donde:

a = Longitud del flanco de la llanta, en m
e = Espesor de la llanta, en m

3º. Cálculo del volumen del cilindro exterior Vce del cubo:

$$Vce = \pi * r^2 * L = \pi * 0{,}41^2 * 0{,}54 = 0{,}28 \text{ m}^3 \tag{58}$$

4º. Cálculo del volumen del cilindro interior Vci del árbol:

$$Vci = \pi * r^2 * L = \pi * 0{,}19^2 * 0{,}54 = 0{,}06 \text{ m}^3 \tag{59}$$

Por tanto, el volumen total del centro de la llanta (cubo) es:

$$V_T = Vce - Vci = 0{,}28 - 0{,}06 = 0{,}22 \text{ m}^3 \quad (60)$$

y puesto que el volante tiene 8 radios, se tendrá entonces:

5º. Cálculo del volumen del radio Vr con *sección transversal elíptica*:

$$V_{RADIO} \cong 0{,}10 \text{ m}^3 \qquad V_{TOTAL\ (8\,RADIOS)} = 8 * 0{,}10 = 0{,}80 \text{ m}^3$$

6º. La estimación del peso total del volante G, deduciendo un 20 % aprox. de huecos, será:

$$P_V = (Vc + V_T + V_{TOTAL\ (8\,RADIOS)}) * \rho_{HIERRO} * 0.80 \quad (61)$$

Y sustituyendo quedará:

$$P_V = (1{,}01 + 0{,}80 + 0{,}22) * 7.250 * 0{,}80 = 11.774 \text{ kg}$$

Por tanto, se adopta un peso estimado de *G* = 11.750 Kg.

El árbol de distribución sigue un esquema como el que aparece en la figura 167.

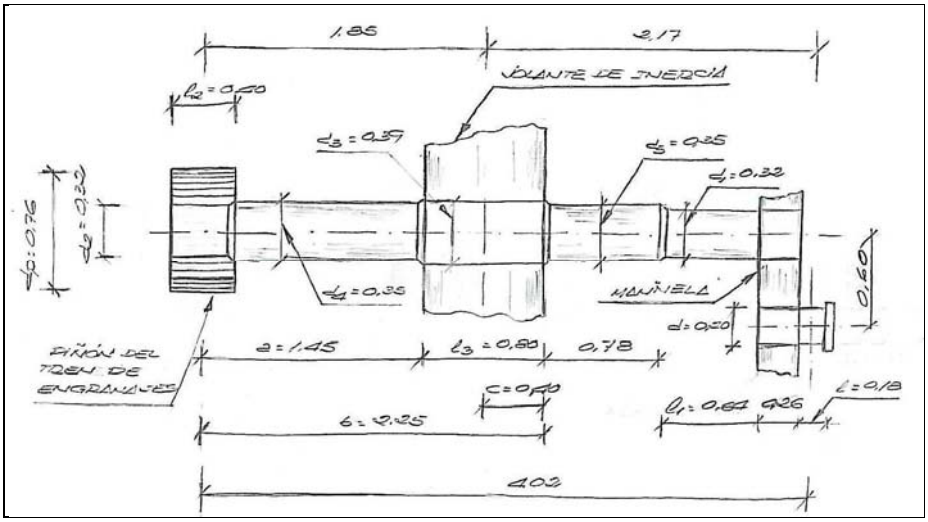


Figura 167. Croquis del árbol de distribución de la máquina Fives-Lille. *Elaboración propia.*

Las dimensiones l_1 y d_1 del soporte (figura 167), aunque son conocidas, se calcularán utilizando la expresión [Dubbel, 1926]:

$$k_b \geq 0{,}35 * \frac{M_b}{W} + 0{,}65 * \sqrt{\left(\frac{M_b}{W}\right)^2 + 4 * \left(\alpha_0 * \frac{M_d}{W_p}\right)^2} \quad (62)$$

donde α_0 es la relación entre el trabajo admisible por cortadura, en sentido normal admitiéndose como valor 1.

Las fuerzas aplicadas están constituidas por un par, cuyo plano pasa por el eje del gorrón con un momento flector M_b que produce un esfuerzo normal σ que viene expresado como:

$$\sigma = \frac{M_b}{W} \qquad (63) \qquad \text{donde } W = \frac{\pi * d_1^{\,3}}{32} \qquad (64)$$

y otro par, cuyo plano es perpendicular al citado eje, con un momento de torsión M_d que produce un esfuerzo cortante τ y que viene expresado por la fórmula:

$$\tau = \frac{M_d}{W_p} \qquad (65) \qquad \text{donde } W_p = \frac{\pi * d_1^{\,3}}{16} \qquad (66)$$

y siendo:

M_b = $28.243,99 * 0,67 = 18.923,47$ kg*m

M_d = $28.243,99 * 0,60 = 16.946,39$ kg*m

Estos dos esfuerzos se componen, según la ecuación fundamental, originando un esfuerzo resultante, siendo σ y τ los valores para los que dicho esfuerzo es máximo, localizándose en la sección transversal los puntos que sufren el máximo esfuerzo normal y cortante.

Por consiguiente, calculando primero los momentos resistentes W y W_p por medio de las expresiones (64) y (66) quedará:

$$W = \frac{\pi * d_1^{\,3}}{32} = \frac{\pi * 0,32^3}{32} = 3,22 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$W_p = \frac{\pi * d_1^{\,3}}{16} = = \frac{\pi * 0,32^{\,3}}{16} = 6.43 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

y sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación (62), utilizando dimensiones reales del árbol principal, es decir, tomando $l_1 = 0,64$ m y d_1 = 0,32 m, se obtendrá:

$$k_b \geq 0,35 * \frac{18.923,47}{3,22 * 10^{-3}} + 0,65 * \sqrt{\left(\frac{18.923,47}{3,22 * 10^{-3}}\right)^2 + 4 * \left(1 * \frac{16.946,39}{6,43 * 10^{-3}}\right)^2}$$

verificándose que 800 kg/cm^2 ≥ 721.97 kg/cm^2 y por tanto, cumpliendo la condición.

Para justificar el dimensionado del soporte en base a su longitud $l_1 = 0,64$ m, se han de tener en cuenta, el calentamiento y la presión superficial, además de considerar que la presión máxima se compone de dos partes que son:

1. Presión que proviene del volante de inercia (disposición vertical)

Como el peso del volante es de unos 11.750 kg se tendrá que:

$$11.750 * \frac{185}{335} = 6.488{,}80\,\text{kg}$$

2. Presión debida al vástago del émbolo

La componente horizontal se obtendrá como:

$$27.673{,}47 * \frac{335+185}{335} = 42.955{,}83\ \text{kg}$$

y la componente vertical se obtendrá como:

$$5.646{,}99 * \frac{335+185}{335} = 8.765{,}48\ \text{kg}$$

Además, para máquinas con sentido de giro (dextrógiro), esta fuerza ocasiona una pérdida de carga. Análogamente, si es en sentido (levógiro) origina un aumento de carga, por consiguiente, la resultante vertical será:

$$8765{,}48 - 6788{,}80 = 2.276{,}68\ \text{kg}$$

Con el objetivo de evitar choques, se procurará que la presión siempre se dirija hacia abajo. Luego, la presión total P_1 en el soporte será:

$$P_1 = \sqrt{42.955{,}83^2 + 2.276.88^2} = 43.016{,}13\ \text{kg}$$

La longitud del soporte, considerando que es un gorrón intermedio de apoyo del eje del volante, se puede considerar un valor comprendido entre $18 \leq k \leq 22$. Por tanto, se adoptará como valor k=22 obteniéndose que:

Como P_1 también se puede calcular utilizando la expresión,

$$P_1 = k * l_1 * d_1 \tag{67}$$

despejando l_1 quedará:

$$l_1 = \frac{P_1}{k * d_1} \tag{68}$$

y sustituyendo por los valores ya calculados se llega a que:

$$l_1 = \frac{43.016{,}13}{22 * 10^4 * 0.32} = 0.611 \approx 0.64\ \text{m}$$

valor que se puede comprobar en los planos de la máquina.

Pero en sentido estricto, se habría de tomar la presión media, considerando que la presión en el punto muerto es:

$$P_1 = \sqrt{42.955,83^2 + 6.488,80^2} = 43.443,16 \text{ kg}$$

Para justificar el cálculo de las dimensiones d_2 y l_2 (figura 167), aunque son conocidas, se comprobará que se han dimensionado bien. Una vez calculados dichos valores, se compararán con los valores de referencia $k_b = 300$ kg/cm^2 y k=22.

Por tanto, en primer lugar se calcularán las reacciones en los apoyos. Así, la reacción procedente del volante tendrá una componente vertical cuyo valor será:

$$11.750 * \frac{150}{335} = 5.261,19 \text{ kg}$$

En segundo lugar, se calculará la reacción procedente del gorrón de la manivela, cuya componente horizontal valdrá:

$$27.673,47 * \frac{67}{335} = 5.534,69 \text{ kg}$$

y cuya componente vertical, valdrá:

$$5.646,99 * \frac{67}{335} = 1.129,39 \text{ kg (para el giro a derechas)}$$

de esta forma, la reacción resultante P_2 será:

$$P_2 = \sqrt{(5.261,19 + 1.129,39)^2 + 5.534,69^2} = 8.454,13 \text{ kg}$$

Aplicando la expresión [Dubbel, 1926]:

$$\frac{l_2}{d_2} = \sqrt{0,2 * \frac{k_b}{k}} \qquad (69)$$

y sustituyendo por valores reales, se obtendrá:

$$\frac{0,40}{d_2} = \sqrt{0,2 * \frac{300}{22}}$$

y despejando d_2, quedará:

$$d_2 = \frac{0.40}{0.16} = 0.24 \text{ m}$$

por tanto, el valor de cálculo aproximado de d_2, valdrá entonces:

$$d_2 \approx 0.25 \text{ m}$$

Valor que se puede considerar admisible por ser bastante aproximado, ya que según planos de la compañía Fives–Lille, el valor real de d_2 es de $=0.32$ m, luego se admite entonces que l_2 y d_2 estén bien dimensionados.

Para la comprobación de las dimensiones del eje d_3 (figura 167), se tendrán en cuenta, por un lado, el momento flector M_b y por otro un momento torsor M_d, cuyos valores son:

$$M_b = P_2 * 1{,}85 = 8.454{,}13 * 1{,}85 = 15.640{,}14 \quad \text{kgm}$$
$$M_d = S_{\max} * 0{,}60 = 28.243{,}99 * 0{,}60 = 16.946{,}39 \quad \text{kgm}$$

y por otro, los momentos resistentes W y W_P según las ecuaciones (64) y (66), cuyos valores son:

$$W = \frac{\pi * d_3^3}{32} = \frac{\pi * 0{,}39^3}{32} = 5{,}82 * 10^{-3} \text{ m}^3$$
$$W_p = \frac{\pi * d_3^3}{16} = = \frac{\pi * 0{,}39^3}{16} = 0{,}01 \text{ m}^3$$

Aplicando la expresión (62) y sustituyendo por los valores obtenidos, se llega a:

$$k_b \geq 0{,}35 * \frac{15.640{,}14}{5.82 * 10^{-3}} + 0{,}65 * \sqrt{\left(\frac{15.640{,}14}{5.82 * 10^{-3}}\right)^2 + 4 * \left(1 * \frac{16.946{,}39}{0.01}\right)^2} = 375{,}20 \text{ kg/cm}^2$$

Como se ha tomado un valor de $k_b = 500$ kg/cm^2, según tabla de Bach para el estado de carga III, se tendrá:

$$k_b = 500 \text{ kg/cm}^2 \geq 375{,}20 \text{ kg/cm}^2$$

luego el diámetro d_3 cumple con las dimensiones consideradas.
De la misma forma, se obtiene el dimensionado de eje d_4 (figura 167), deduciéndolo de la expresión del momento de flexión:

$$M_b = P_2 * a = 8.454{,}13 * 1.45 = 12.258{,}49 \quad \text{kgm}$$

y por último, el dimensionado del diámetro d_5, (figura 167) se deduce con gran aproximación del momento de flexión.

$$M_b = P_2 * b - P_V * c = 8.454{,}13 * 2{,}25 - 11.750 * 0.40 = 1.4321{,}79 \text{ kgm}$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Está fabricado también en fundición de hierro y como características técnicas presenta las siguientes:

- G = Peso del volante, 15.800 kg
- G_K = Peso de la llanta, 14,220 kg
- G_B = Peso del cubo y brazos
- R = Radio del volante, 2.60 m
- i = Número de radios, 8
- n = Número de revoluciones medio, 45 rpm
- V_1 = Valor máximo de velocidad periférica, 50 rpm (16.3 m/s)
- V_2 = Valor mínimo de velocidad periférica, 40 rpm (10.87 m/s)
- V_R = Velocidad periférica real y está comprendida entre V_1 y V_2
- V_m = Velocidad periférica media, (12.25) m/s
- a = Longitud del flanco de la llanta, en m
- e = Espesor de la llanta, en m

El peso de la llanta G_K (aproximadamente) se obtendrá utilizando la expresión:

$$G_K \cong 0.90 * G = 0.90 * 15.800 = 14.220 \text{ kg} \quad (70)$$

El peso del cubo y brazos G_B (aproximadamente) se obtendrá aplicando la expresión:

$$G_B = \frac{1}{3} * G_K = \frac{1}{3} * 14.220 = 4.740 \text{ kg} \quad (71)$$

5.5.4. Árbol de transmisión

Máquina de vapor Fives-Lille

Es un elemento mecánico cuya misión consiste en transmitir la energía por medio de un momento de torsión M_d a grandes distancias, pudiendo ser de rotación continua (como es el caso del eje motriz de la citada máquina), periódico o arbitrario, además del sostenimiento de un órgano de la máquina de gran tonelaje como es un gran volante de inercia [Hütte, 1938 y Dubbel, 1926].

El árbol de transmisión está sometido a un momento de flexión M_b, debido al peso del citado volante al que está sujeto, además de estar sometido a la acción de fuerzas de distinta naturaleza, como por ejemplo la centrífuga, en el caso de que actúen grandes velocidades tangenciales.

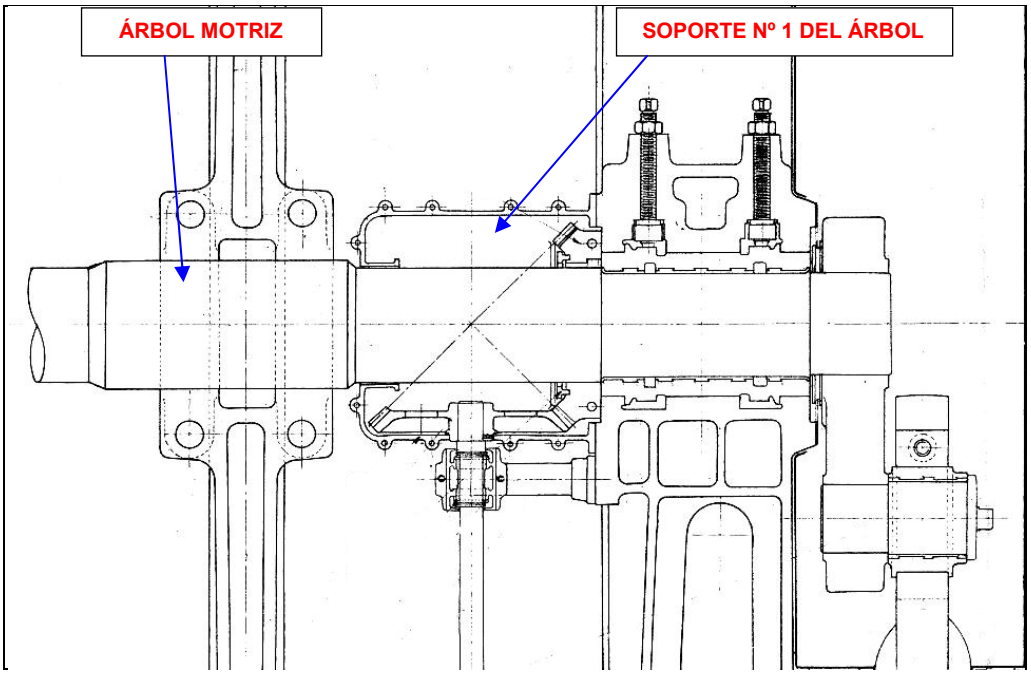


Figura 168. Detalle en planta del árbol de distribución principal de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Pero es el efecto de la torsión el que suscita más interés que la flexión, para el caso de los árboles, ya que en este caso, se encuentran montadas sobre él dos ruedas de engranaje: la primera está ubicada en el extremo del árbol (figura 167) y corresponde al piñón de ataque que transmite el movimiento al tren de engranajes, y la segunda (figura 168) se encarga de trasmitir el movimiento al árbol de distribución secundario que acciona el regulador, por lo que resulta conveniente su disposición, lo más próxima posible a uno de los soportes, con la finalidad de reducir al mínimo la deformación.

Por tanto, el cálculo y dimensionamiento del árbol de transmisión se compone de dos partes:

1. Momento de torsión

Al ser un árbol de marcha media y sensiblemente largo, la fatiga de torsión se calcula incluyendo las vibraciones de rotación (fluctuaciones por torsión).

Fatiga por torsión

Aplicando la siguiente fórmula se tendrá [Hütte, 1938]:

$$\tau = \frac{M_d}{W_d} \leq k_d \ \text{(en kg/cm}^2\text{)} \qquad (72)$$

donde:

τ : Esfuerzo de desgarre real
k_d : Esfuerzo de desgarre admisible

y al ser un árbol macizo cilíndrico, el momento resistente W_d viene dado por la expresión:

$$W_d = \frac{\pi * d_m}{16} \cong \frac{d_m}{5} \text{ (en cm}^3\text{)} \quad (73)$$

donde:

d_m : Diámetro medio del árbol de transmisión

Sustituyendo los valores reales de la máquina en (73) y con d_m = 34,5 cm, el momento resistente será:

$$W_d = \frac{\pi * 34{,}5^3}{16} = \frac{\pi * 41.063{,}63}{16} = 8.062{,}82 \text{ cm}^3$$

como el momento de torsión es conocido, si se sustituye en la ecuación (72) se obtiene:

$$\tau = \frac{16.946{,}39}{8.062{,}82} = 210{,}17 \text{ kg/cm}^2 \leq 280 \text{ kg/cm}^2 = k_d$$

por lo que cumple la condición.

En definitiva, al no haberse podido comprobar el material de fabricación del árbol de transmisión, se han considerado dos hipótesis de partida; por un lado, se ha supuesto que lo más lógico, desde el punto de vista mecánico, es que se fabricara en acero dulce Martin Siemens y por otro, que el estado de carga al que estaría sometido sería del tipo III.

Por consiguiente, se ha demostrado, que bajo estas dos condiciones de partida, se cumple la condición de resistencia a torsión, ya que el esfuerzo calculado para la misma es menor que el esfuerzo admisible k_d = 280 kg/cm^2 [Dubbel, 1926] aplicado cuando éste varía con frecuencia y de modo arbitrario, de tal forma que, las solicitaciones que determina dicho estado, se incrementarán de forma continua desde cero hasta un valor máximo, para decrecer de nuevo a cero.

Al ser un eje pesado que soporta grandes solicitaciones transversales, como poleas o volante de inercia, se deberá estudiar su resistencia compuesta, es decir, junto con el estudio de su resistencia a torsión, se tendrá que comprobar su cálculo a flexión, por tratarse de cargas combinadas con estas dos clases de resistencias.

2. Momento de flexión

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular sometido a esfuerzos de flexión, se determinan aplicando la siguiente expresión [Shigley y Mitchell, 1985].

$$\sigma_x = \frac{32 * M_b}{\pi * d_i^{\,3}} \quad (74)$$

donde:

$\sigma_x =$ Esfuerzo de flexión
$d_i =$ Diámetros del eje motriz
$M_b =$ Momento de flexión en la sección crítica

El momento de flexión M_b es el producido por el peso propio del árbol motriz, cuando existe una gran distancia entre cojinetes, o bien el producido por volantes, turbinas, etc., incluso por solicitaciones debidas al servicio (esfuerzos de de las ruedas de fricción, engranajes, tensión de cables o correas, etc.), generando una fatiga a la flexión, flecha o en determinados casos vibraciones por flexión.

En la figura 168 se muestra la distribución de esfuerzos a lo largo del árbol de distribución principal de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar, según planimetría original, donde se puede apreciar de izquierda a derecha, el volante de inercia ubicado en el extremo izquierda, continuando con el árbol de distribución secundario que acciona el regulador, seguido del soporte del eje principal (soporte Nº 1) y terminando con la manivela calada en el extremo derecha del árbol principal.

A este reparto de esfuerzos, hay que añadir otro soporte más pequeño que el anterior (soporte Nº 2), situado a la izquierda del volante y el piñón motriz que transmite el par de torsión al tren de engranajes, que no se recogen en la figura 168, de ahí que se hayan contemplado en el croquis de la figura 167 y en la figura 169, donde se muestra la zona de la máquina donde se localiza el árbol principal.

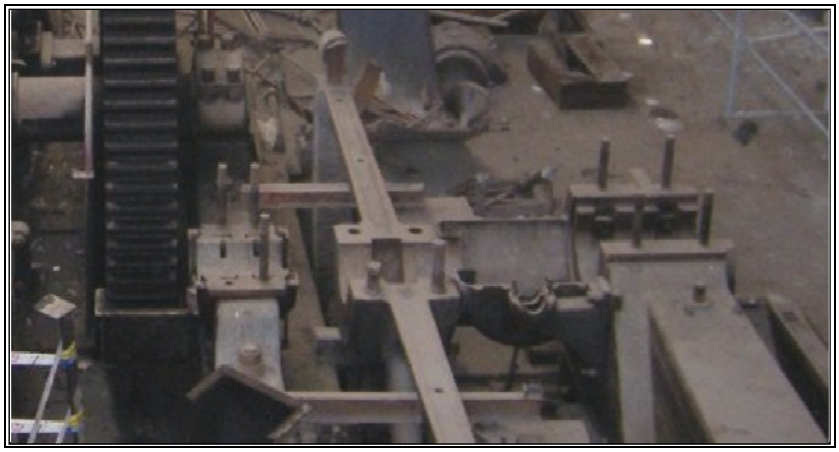


Figura 169. Detalle de la ubicación del árbol de principal y su conexión con el tren de engranajes. *Fotografía del autor.*

Recordemos que se determinó el máximo esfuerzo transmitido por el vástago del émbolo, resultando ser 27.673,47 kg, así como la presión máxima soportada por la biela motriz cuyo valor era de 28.243,99 kg, considerando un radio de la manivela de 60 cm, un ángulo de inclinación β de 11º32´, una velocidad angular n de 45 rpm y la presión máxima sobre la superficie de las guías (componente radial D de la fuerza S de la biela motriz), cuyo valor fue:

$$D_{\max} = S_{\max} * sen\beta = 28.243,99 * 0.1999 = 5.645,97 \text{ kg}$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Dicho elemento estructural está fabricado en acero dulce Siemens- Martin y se encuentra apoyado sobre dos grandes soportes. La primera de sus misiones, como ya se ha visto, es la de transferir el trabajo útil (energía mecánica) que desarrolla la máquina de vapor, al resto de máquinas útiles, y la segunda consiste en el sostenimiento de cinco órganos de la máquina, distribuídos a lo largo de toda su longitud de izquierda a derecha. Son los siguientes:

1. Una manivela
2. Un excéntrica
3. Una polea de transmisión
4. Un volante de inercia
5. Un piñón de transmisión al tren de engranajes

El árbol está sometido a un momento de flexión M_b, debido al peso del volante al que está sujeto, además de estar sometido a la acción de la fuerza centrífuga. De todas formas el efecto de la torsión, es el que destaca por su mayor interés más que la flexión, también en esta máquina, ya que, se encuentran montadas sobre él, la manivela que trasmite el par de torsión, la excéntrica que acciona el sistema de distribución, una polea de transmisión (la de mayor diámetro), que acciona el sistema de regulación, el volante de inercia y en su extremo opuesto al de la manivela, un piñón que transmite el esfuerzo de torsión al tren de engranajes.

En la figura 167 se muestra un esquema del árbol de distribución con el reparto de cargas a lo largo de su longitud y los diámetros que habrá que dimensionar en éste, para cada una de ellas. La figura 170, muestra un plano en planta del plano original de la fábrica de Ntra. Sra. del Rosario, siendo una reproducción exacta del desarrollado por la casa escocesa Mirrlees-Watson para esta máquina.

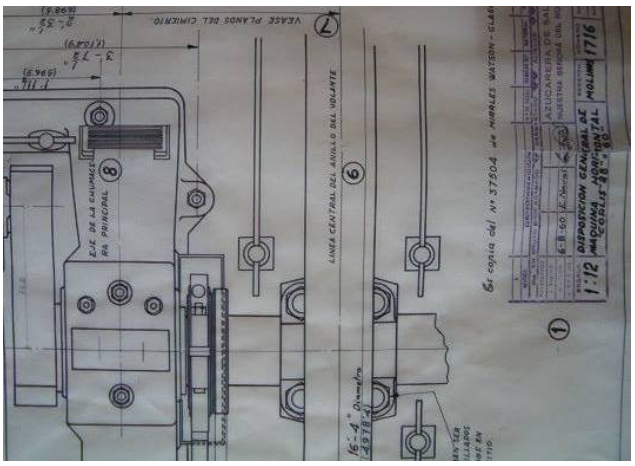


Figura 170. Detalle en planta del árbol de distribución principal de la máquina Mirrlees-Watson. *Planos originales.*

En la figura 171, se puede apreciar una vista de conjunto del árbol y de sus elementos.

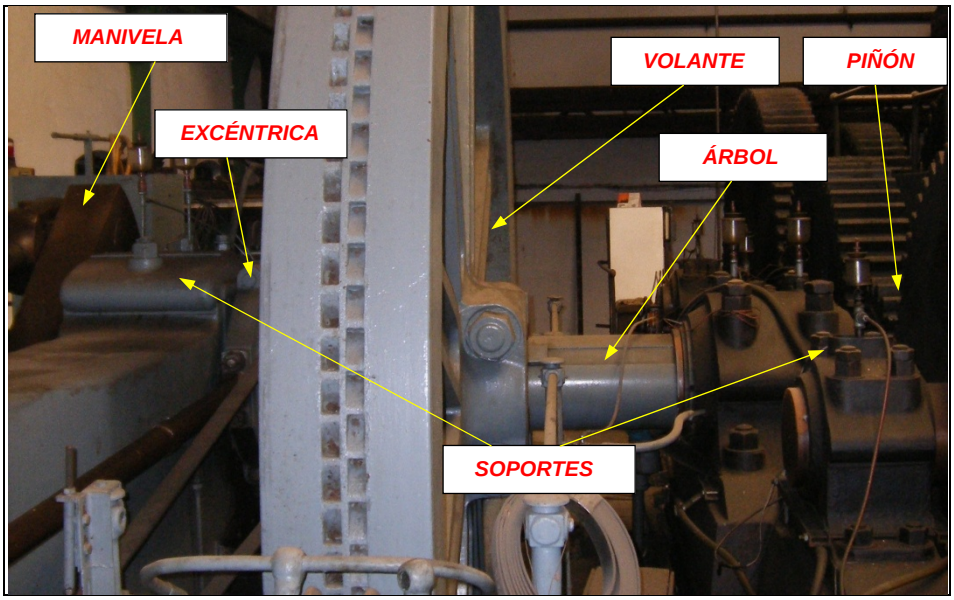


Figura 171. Vista de conjunto del árbol de distribución y sus elementos principales. *Fotografía del autor.*

1. Momento de torsión

Como este árbol es también de marcha media y sensiblemente largo, la fatiga de torsión se calcula incluyendo las vibraciones de rotación (fluctuaciones por torsión).

Fatiga por torsión

Razonando de manera análoga, a lo realizado para la máquina de vapor Fives-Lille, y considerando entonces valores reales de la máquina, se tiene:

Si d_m = 37 cm, el momento resistente será:

$$W_d = \frac{\pi * 37^3}{16} = \frac{\pi * 50.653}{16} = 9.945{,}69 \text{ cm}^3$$

como el momento de torsión es conocido, se obtiene:

$$\tau = \frac{21.351{,}68}{9.945{,}69} = 214{,}68 \text{ kg/cm}^2 \leq 280 \text{ kg/cm}^2 = k_d$$

por lo que cumple la condición.

Contemplando las mismas hipótesis de cálculo que para el eje de la máquina Fives-Lille y al no haberse podido comprobar el material de fabricación del árbol de transmisión, se ha supuesto, por un lado, que su fabricación sea en acero dulce Siemens-Martin y por otro, que el estado de carga al que estaría sometido sería del tipo III [Dubbel, 1926].

Por consiguiente, se ha demostrado, que bajo estas dos condiciones de partida, se cumple la condición de resistencia a torsión, ya que el esfuerzo calculado para la misma es menor que el esfuerzo admisible k_d = 280 kg/cm^2 , aplicado cuando éste varía con

frecuencia y de modo arbitrario, de tal forma, que los solicitaciones que determina dicho estado se incrementarán de forma contínua, desde cero hasta un valor máximo para decrecer de nuevo a cero.

Al ser un árbol de gran peso que soporta cargas transversales, como es el caso de una polea, una excéntrica y volante de inercia, se deberá estudiar su resistencia compuesta, es decir, junto con el estudio de su resistencia a torsión, se tendrá que comprobar su cálculo a flexión, por tratarse de cargas combinadas con estas dos clases de esfuerzos.

No obstante, para el dimensionado del árbol de transmisión, el efecto de estas cargas sobre el eje tiene poca influencia, comparadas con el que produce el volante de inercia debido a su elevado peso. Es por ello, que solo éste se ha tenido en cuenta para estimar el dimensionado del árbol y por tanto, no complicar en exceso su cálculo.

2. Momento de flexión

Razonando de forma análoga que en el apartado de cálculo del peso del volante para la máquina de Fives-Lille, y sustituyendo valores:

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular sometido a esfuerzos de flexión, se determinan aplicando la siguiente expresión [Shigley y Mitchell, 1985].

A este reparto de esfuerzos, hay que añadir otro segundo soporte, situado a la derecha del volante y el piñón motriz, encargado este último, de transmitir el par de torsión al tren de engranajes.

Recordemos que el máximo esfuerzo transmitido por el vástago del émbolo es de 34.732,29 kg, así como la presión máxima soportada por la biela motriz es de 35.448,38 kg, y considerando un radio de la manivela de 0,76 m y un ángulo de inclinación β de 11º32´, con n= 45 rpm, siendo el valor de la presión máxima sobre la superficie de las guías (componente radial D de la fuerza S de la biela motriz), de 7.086,06 kg.

Pues, bien, junto con todos estos esfuerzos y considerando un peso del volante de inercia aproximadamente igual al de la máquina Fives-Lille (ya que en dimensiones y diseño viene a ser bastante similar), es decir, de unos 11.750 kg, su cálculo y dimensionamiento se basará en los datos reales de que se disponen, con mediciones in situ o mediciones sobre planos y estimando de una manera lógica todos aquellos parámetros dimensiónales que nos sean necesarios.

Las dimensiones l_1 y d_1 del soporte (figura 167), aunque son conocidas, se calcularán tomando k_b = 800 kg/cm^2 y k_d = 600 kg/cm^2 de acuerdo a las expresiones (62) a (66), dando como resultado:

$$M_b = 35.448,38 * 0,74 = 26.231,80 \text{ kgm}$$
$$M_d = 35.448,38 * 0,76 = 26.940,77 \text{ kgm}$$

Estos dos esfuerzos se componen, según la ecuación fundamental, originando un esfuerzo resultante y siendo τ y σ los valores para los que dicho esfuerzo es máximo, localizándose en la sección transversal los puntos que sufren el máximo esfuerzo normal y cortante.

Por consiguiente, calculando primero los momentos resistentes W y W_p:

$$W = \frac{\pi * d_1^{\,3}}{32} = \frac{\pi * 0{,}38^3}{32} = 0{,}0054\ \text{m}^3$$

$$W_p = \frac{\pi * d_1^{\,3}}{16} = = \frac{\pi * 0{,}38^3}{16} = 0{,}011\ \text{m}^3$$

y sustituyendo los valores obtenidos utilizando dimensiones reales del árbol principal, es decir, tomando $l_1 = 0{,}64$ m y d_1 = 0,32 m, se obtendrá:

$$k_b \geq 0{,}35 * \frac{26.231{,}80}{0{,}0054} + 0{,}65 * \sqrt{\left(\frac{26.231{,}80}{0{,}0054}\right)^2 + 4 * \left(1 * \frac{26.940{,}77}{0{,}011}\right)^2} =$$

$$= 618{,}43 \leq 800\ \text{kg/cm}^2\text{, luego cumple la condición.}$$

Para justificar el dimensionado del soporte, en base a su longitud $l_1 = 0{,}64$ m, se ha de tener en cuenta el calentamiento y la presión superficial, además de considerar que la presión máxima se compone de dos partes que son:

1. Presión que proviene del volante de inercia (disposición vertical)

Como el peso del volante es de unos 11.750 kg, se tendrá:

$$11.750 * \frac{150}{268} = 6.576{,}49\ \text{kg}$$

2. Presión debida al vástago del émbolo

La componente horizontal se obtendrá como:

$$34.732{,}29 * \frac{268 + 150}{268} = 54.172{,}00\ \text{kg}$$

y la componente vertical se obtendrá como:

$$7.086{,}06 * \frac{268 + 150}{268} = 11.052{,}14\ \text{kg}$$

Para máquinas con sentido de giro (dextrógiro) esta fuerza ocasiona una una pérdida de carga. Análogamente, si es en sentido (levógiro) origina un aumento de carga, por consiguiente, la resultante vertical será:

$$11.052{,}14 - 6.576{,}49 = 4.475{,}65 \text{ kg}$$

Con el objetivo de evitar choques, se procurará que la presión siempre se dirija hacia abajo.

Luego, la presión media P_1 en el punto muerto, será:

$$P_1 = \sqrt{54.172{,}00^2 + 6.576{,}49^2} = 54.569{,}73 \text{ kg}$$

Por tanto, sustituyendo los valores se tiene que:

$$l_1 = \frac{54.569{,}73}{22 * 10^4 * 0.38} = 0{,}65 \text{ m}$$

valor que se puede comprobar en los planos de la máquina.

Para el justificar el cálculo de las dimensiones d_2 y l_2 (figura 167), conocidas, aunque se comprobará que se han dimensionado bien, se procederá (tomando como valores $k_b = 300$ kg/cm^2 y $40 \le k \le 60$, adoptando $k = 50$) de la siguiente forma:

1. Se calcularán las reacciones en los apoyos

Así, la reacción procedente del volante tendrá una componente vertical, cuyo valor será:

$$11.750 * \frac{118}{268} = 5.173{,}51 \text{ kg}$$

2. Se calculará la reacción procedente del gorrón de la manivela

Su componente horizontal valdrá:

$$34.732{,}29 * \frac{75}{268} = 9.719{,}86 \text{ kg}$$

y su componente vertical:

$$7.086{,}06 * \frac{75}{268} = 1.983{,}04 \text{ kg (para el giro a derechas)}$$

de esta forma, la reacción resultante P_2 será:

$$P_2 = \sqrt{(5.173{,}51 + 1.983{,}04)^2 + 9.719{,}86^2} = 12.070{,}29 \text{ kg}$$

y despejando d_2

$$d_2 = \frac{0.40}{0.16} = 0{,}24 \text{ m}$$

por tanto, el valor de cálculo aproximado de d_2, será:

$$d_2 = 0{,}33 \text{ m}$$

Resultado que se puede considerar admisible ya que, según planos de la compañía, el valor real de d_2 es de $=0.34$ m, luego se admite entonces que l_2 y d_2 están bien dimensionados.

Para la comprobación de las dimensiones del eje d_3 (figura 167), se tendrán en cuenta, por un lado, el momento flector M_b y el momento torsor M_d, cuyos valores son:

$$M_b = P_2 * 1{,}50 = 12.070{,}29 * 1{,}50 = 18.105{,}44 \text{ kgm}$$
$$M_d = S_{\max} * 0{,}76 = 35.448{,}38 * 0{,}76 = 26.940{,}77 \text{ kgm}$$

y por el otro, los momentos resistentes W y W_P cuyos valores son:

$$W = \frac{\pi * d_3^3}{32} = \frac{\pi * 0{,}41^3}{32} = 6{,}77 * 10^{-3} \text{ m}^3$$
$$W_p = \frac{\pi * d_3^3}{16} = = \frac{\pi * 0{,}41^3}{16} = 0{,}014 \text{ m}^3$$

Se ha adoptado un valor de $k_b = 500$ kg/cm^2 para el estado de carga III [Dubbel, 1926]. Así pues, sustituyendo por los valores obtenidos, se llega al siguiente resultado:

$$k_b \geq 0{,}35 * \frac{18.105{,}44}{6{,}77 * 10^{-3}} + 0{,}65 * \sqrt{\left(\frac{18.105{,}44}{6{,}77 * 10^{-3}}\right)^2 + 4 * \left(1 * \frac{26.940{,}77}{0.014}\right)^2} =$$
$$= 398{,}23 \leq 500 \text{ kg/cm}^2$$

luego, el diámentro d_3 cumple con las dimensiones consideradas.

De la misma forma, se obtiene el dimensionado de eje d_4 (figura 167), deduciéndolo de la expresión del momento de flexión:

$$M_b = P_2 * a = 12.070{,}29 * 0{,}90 = 10.863{,}26 \text{ kgm}$$

Por último, el dimensionado del diámetro d_5 (figura 167), se deduce con gran aproximación del momento de flexión.

$$12.070{,}29 * 1{,}25 - 11.750 * 0{,}185 = 12.914{,}11 \text{ kgm}$$

El diámetro d_8 (figura 167), correspondiente al piñón de ataque de transmisión del par de torsión al tren de engranajes, tiene un valor de 0,31 m, y se ha considerado para su determinación, el mismo criterio dimensional adoptado con los diámetros d y d_1.

5.5.4.1. Cálculo del soporte del eje

Máquina de vapor Fives-Lille

Su clasificación va a depender de la función para la cual han sido diseñados, de tal forma que pueden ser de dos tipos:

1. Soportes laterales (soportes para gorrones)
2. Soportes axiales (soportes de empuje)

Atendiendo a su diseño constructivo se clasifican en:

1. Soportes con cojinetes rozantes
2. Soportes de bolas o rodillos

Los cojinetes laterales para el soporte de un árbol de distribución están fabricados en distintos tipos de materiales como bronce de alta calidad, o fundición gris con un material antifricción como puede ser metal blanco, que confiere mayor resistencia a la superficie en contacto con el eje o árbol, absorbiendo mejor el calor debido al rozamiento.

La elección del material de fabricación de cojinete dependerá, por tanto, del tipo de variaciones lentas o rápidas a las que estén sujetas las cargas y el tipo de velocidad, reducida, media o alta.

El soporte del árbol de la máquina de vapor de Ntra. Sra del Pilar, es de tipo axial fabricado en fundición y formado por un cojinete inferior y dos cojinetes laterales (figura 172), todos ellos rozantes, por lo que se les supone fabricados en bronce de media o alta calidad, ya que las cargas están sometidas a variaciones rápidas y a velocidad normal-alta (45 rpm). Para el ajuste preciso de los cojinetes, se deberán cepillar las juntas de división y posteriormente se someterán a un torneado o mandrilado.

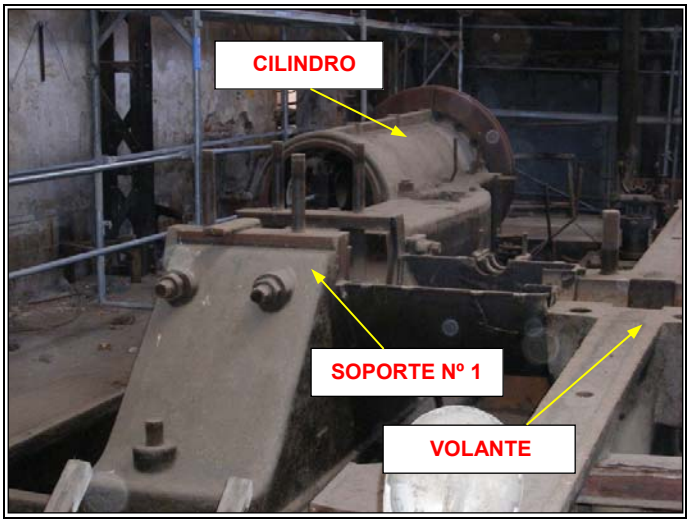


Figura 172. Detalle del soporte del árbol de distribución de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

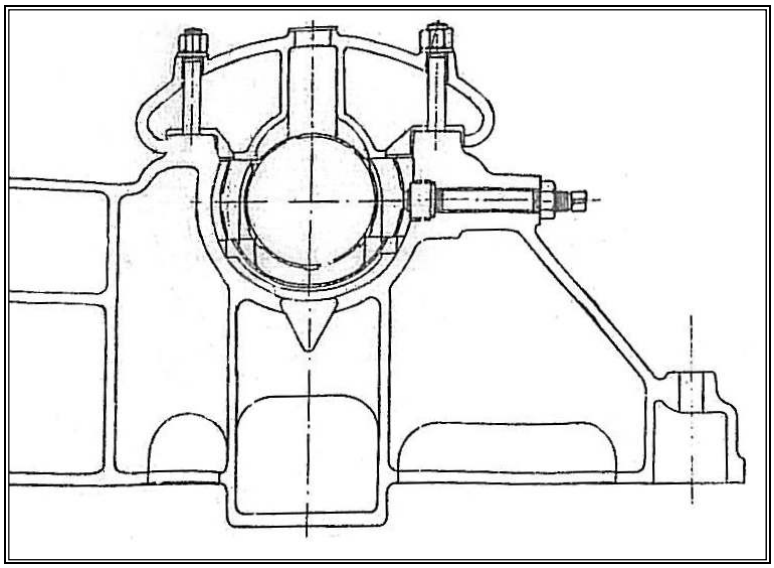


Figura 173. Sección en alzado de la tapa y soporte del eje de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. *Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

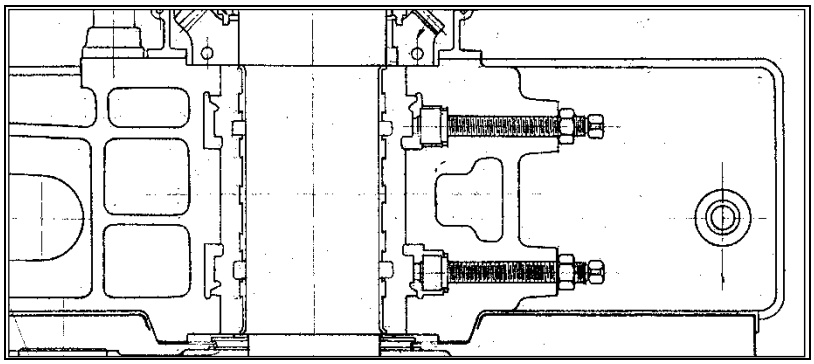


Figura 174. Sección en planta del soporte del eje de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. *Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

En cuanto a la determinación del esfuerzo total P que experimenta el soporte de esta máquina, sometido a un régimen normal de funcionamiento, se podrá calcular mediante la expresión [Dubbel, 1926]:

$$P = \frac{d_1^2 * \pi *}{4} * k_z * 2 \qquad (75)$$

Haciendo uso de las dimensiones reales, se tendrá:

El diámetro del núcleo de los tornillos de la tapa es d_1 = 4,4 mm, fabricados en acero dulce cuya resistencia admisible a la tracción k_z es de 600 kg/cm^2, asumiendo un estado de carga II, que cambia con frecuencia.

Por tanto, sustituyendo en la expresión (75), se obtiene:

$$P = \frac{d_1^2 * \pi *}{4} * k_z * 2 = \frac{4{,}4^2 * \pi}{4} * 600 * 2 = 18.246{,}37 \text{ kg}$$

Por otro lado, el valor real del diámetro del núcleo d_1' de los tornillos del soporte del árbol de la máquina, es de 5,70 cm. El esfuerzo P que tendrán que absorber se determinará aplicando la ecuación:

$$P = \frac{d_1'^2 * \pi *}{4} * k_z * \frac{4}{3} \qquad (76)$$

Admitiendo para este tornillo (fabricado también en acero dulce) que está sometido a un esfuerzo de tracción y considerando como resistencia admisible a la tracción, k_z = 600 kg/cm^2, teniendo en cuenta un estado de carga II, se puede comprobar fácilmente que el diámetro d_1' está bien dimensionado.

Así pues, despejando d_1' de la expresión anterior y sustituyendo por los valores, anteriormente considerados, se deduce su valor:

$$d_1'^2 = \frac{4*P*3}{4*\pi*k_z} = \frac{3*P}{\pi*k_z} = \frac{3*18.246{,}37}{\pi*600} = 29{,}03 \text{ cm}, \quad \text{de donde,}$$

$$d_1'^2 = \sqrt{29{,}03} = 5{,}39 \text{ cm} \cong 5{,}70 \text{ cm}$$

distancia que se puede comprobar en los planos originales, por lo que queda demostrado.

Al tratarse de un soporte diseñado para resistir grandes solicitaciones, la tapa se construye de tal forma, que recoja el cuerpo del soporte por ambos lados, como puede apreciarse en las figuras 173 y 174.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

El árbol motriz de la máquina de vapor Mirrlees-Watson, en su disposición transversal al eje longitudinal de ésta, se encuentra apoyado en dos grandes soportes de tipo axial fabricados en hierro fundido. El soporte nº1 (figuras 175 y 177) está formado por tres cojinetes, dos de ellos dispuestos lateralmente y el tercero se encuentra situado en la parte inferior del soporte, todos ellos son del tipo rozante. En cuanto al material de fabricación de éstos, es bastante probable que sea bronce de media o alta calidad, debido a las condiciones mecánicas a las que están sometidas las cargas, es decir, variaciones rápidas y a un régimen de giro medio de unas 45 rpm.

La figura 175 muestra el soporte nº1, visto de frente y situado en la parte final de la máquina de vapor. Puede apreciarse en la parte superior, una tapa con dos grandes tornillos que la une al cuerpo del soporte donde descansa el árbol. En la parte lateral, se encuentran los dos grandes tornillos del soporte del árbol, aunque a diferencia de la máquina francesa, no se pueden apreciar desde el exterior.

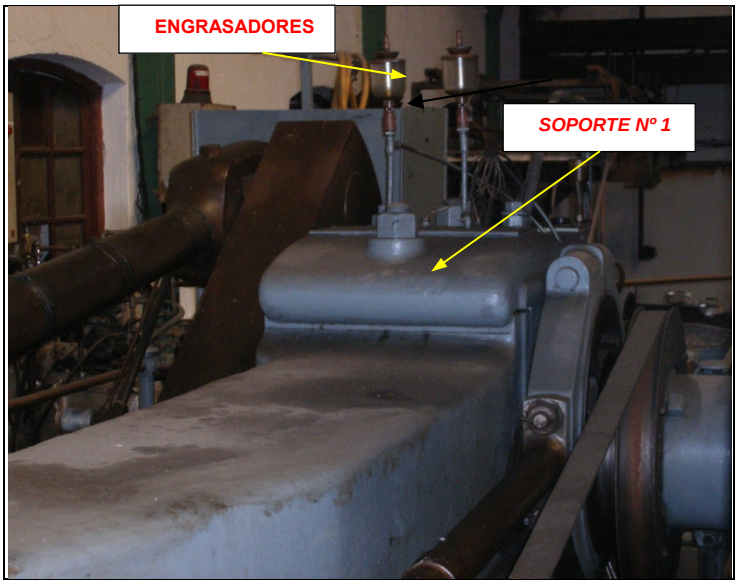


Figura 175. Alzado del soporte nº 1 del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

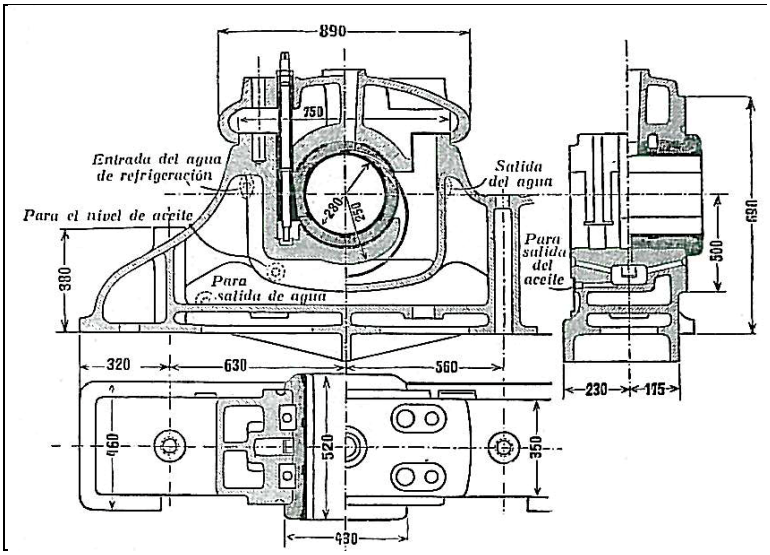


Figura 176. Sección transversal del soporte de un árbol de distribución de una máquina de vapor similar *(Jerie, 1937).*

Junto a los tornillos de la tapa se encuentran unos canales de lubricación por donde discurre el aceite de engrase del soporte, proveniente de una de las centrales de engrase de las que dispone la máquina. La figura 178 muestra una sección del interior de un soporte que, aunque no corresponde a ésta máquina, da una idea aproximada de la distribución, tanto de los canales de lubricación, como de los canales por donde circula el agua de refrigeración del soporte. La figura 177 muestra el soporte nº1, visto de por su parte trasera. En la parte superior, delante de la tapa, se observa la central de engrase que abastece, tanto al soporte, como a la excéntrica del sistema de distribución.

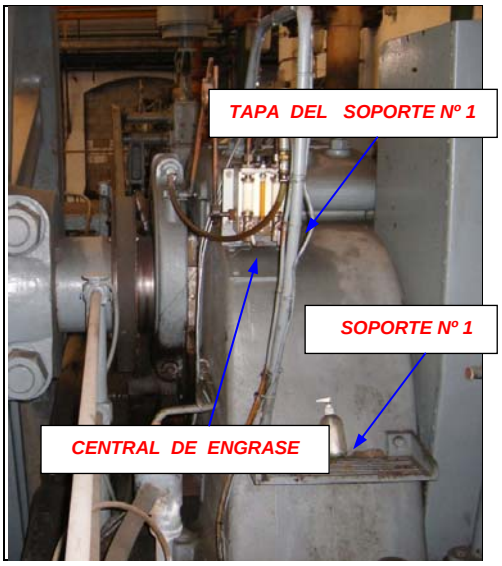


Figura 177. Vista del soporte nº 1 del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

La figura 178 muestra el soporte nº 2, que forma parte del tren de engranajes y donde también descansa el árbol motriz. A la salida de dicho soporte se encuentra el piñón de ataque del árbol, que será el último elemento en transmitir de forma directa el par de torsión al tren de engranajes.

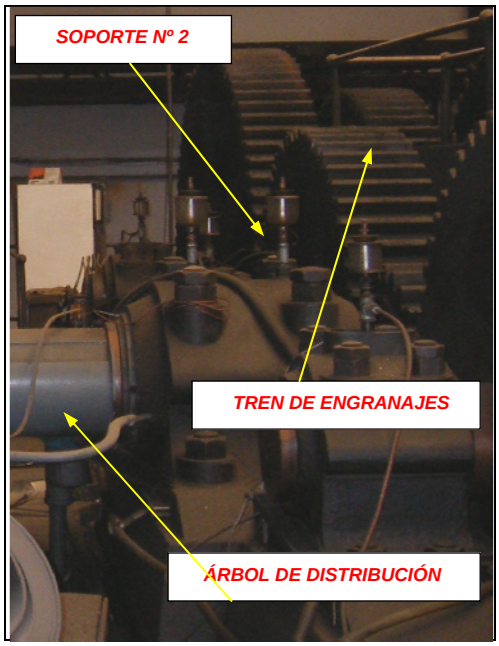


Figura 178. Vista del soporte nº 2 del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

Razonando de forma análoga a lo realizado para la máquina Fives-Lille, y sustituyendo por valores reales, se tiene que:
El diámetro del núcleo de los tornillos de la tapa es d_1 = 5 cm y están fabricados en acero dulce, cuya resistencia a la tracción k_z admisible es 600 kg/cm^2, considerando un estado de carga II que cambia con frecuencia.

Por tanto, sustituyendo en la expresión (75), se obtiene:

$$P = \frac{d_1^2 * \pi *}{4} * k_z * 2 = \frac{5{,}0^2 * \pi}{4} * 600 * 2 = 23.561{,}94 \text{ kg}$$

En cuanto al valor real del diámetro del núcleo de los tornillos del soporte del árbol d_1', suele ser aproximadamente $d_1' = 1{,}25 * d_1$.

Se va a considerar que estos tornillos están fabricados en acero dulce y sometidos a un esfuerzo de tracción, admitiendo una k_z = 600 kg/cm^2, y teniendo en cuenta un estado de carga II.

Se puede comprobar que el diámetro d_1' está bien dimensionado. Así pues, sustituyendo los valores reales considerados en la fórmula anterior, se deduce su valor:

$$d_1'^2 = \frac{4 * P * 3}{4 * \pi * k_z} = \frac{3 * P}{\pi * k_z} = \frac{3 * 23.561{,}94}{\pi * 600} = 37{,}49 \text{ cm}$$

de donde:

$d_1'^2 = \sqrt{37{,}49} = 6{,}12 \cong 6{,}25$ cm que mide en los planos originales, por lo que queda demostrado.

Al tratarse de un soporte diseñado para resistir grandes solicitaciones, la tapa se construye de tal forma que recoja el cuerpo del soporte por ambos lados, como puede apreciarse en las figuras 179 y 180.

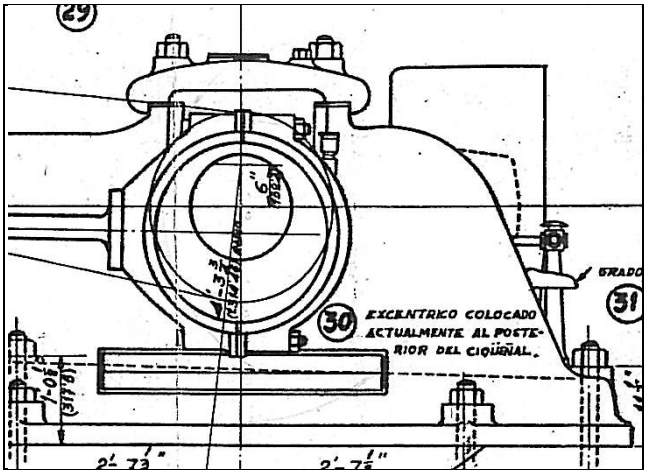


Figura 179. Alzado del soporte del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson.
Planos originales de la Fábrica de Ntra. Sra. del Rosario.

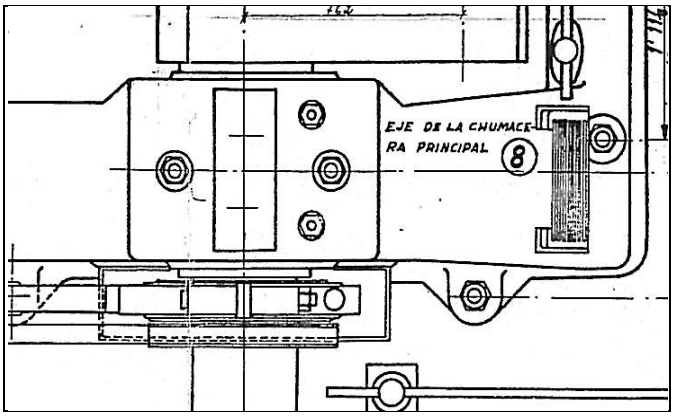


Figura 180. Planta del soporte del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson.
Planos originales de la Fábrica de Ntra. Sra. del Rosario.

5.5.4.2. Cálculo de la fuerza transmitida por el árbol

Máquina de vapor Fives-Lille

No se dispone de datos reales y por tanto, no se puede analizar este apartado para la máquina de vapor Fives-Lille.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Como el momento de torsión M_d transmitido al eje motriz es de 26.396,54 kgm, la fuerza tangencial W_t en el diente se determina por el momento M_p en el piñón motriz del tren de engranajes, es decir:

$$M_p = W_t * R_P \tag{77}$$

donde R_P es el radio del piñón cuyo valor es de 32,5 cm.

Por consiguiente, el valor de la fuerza tangencial W_t se deduce despejándola de la expresión anterior (77) y sustituyendo por el resto de valores conocidos:

$$W_t = \frac{M_p}{R_p} = \frac{26.396,54}{0.325} = 81.220,12 \text{ kg}$$

Por otro lado, las fuerzas normal W_n y radial W_r se calcularán a partir de la fuerza tangencial W_t del siguiente modo (figura 181):

$$\left.\begin{aligned} W_r &= W_t * tg\Phi \\ W_n &= \frac{W_t}{cos\Phi} \end{aligned}\right\} \tag{78}$$

donde Φ corresponde al ángulo de presión y se adopta como valor estándar 20º entre dos engranajes enlazados, debiendo ser iguales. Utilizando valores reales de la máquina quedará [Mott, 1995]:

$$W_r = W_t * tg\,\Phi = 81.220,12 * tg\ 20º = 29.561,71 \text{ kg}$$

$$W_n = \frac{W_t}{cos\,\Phi} = \frac{81.220,12}{cos\,20º} = 86.432,65 \text{ kg}$$

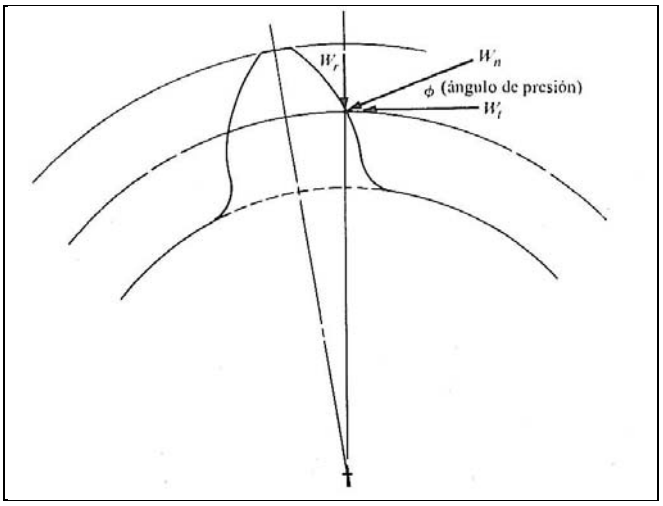


Figura 181. Representación de las fuerzas normal, radial y tangencial en el diente del piñón de ataque *(Mott, 1995).*

5.5.5. Correas de transmisión

5.5.5.1. Cálculo de la fuerza tangencial

Máquina de vapor Fives-Lille

No se dispone de datos reales y por tanto, no se puede analizar este apartado para la máquina de vapor Fives-Lille.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Si se considera el esquema de la disposición real de las correas de transmisión de la máquina de Mirrlees-Watson (figura 182) [Dubbel, 1926], Eytelwein propuso para el cálculo tensional de correas con transmisión horizontal, la siguiente relación entre las mismas:

$$s_1 = s_2 * e^{\mu * \alpha} \qquad (79)$$

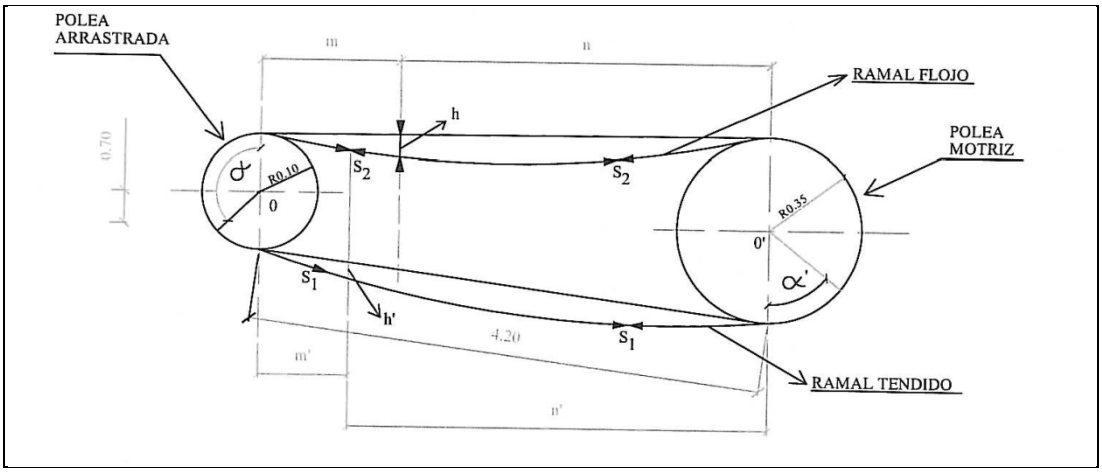


Figura 182. Esquema del sistema de transmisión por correa de la máquina Mirrlees-Watson. *Elaboración propia.*

donde:

s_1 = Tensión del ramal tendido, en kg

s_2 = Tensión del rama flojo, en kg

e = Base de los logaritmos naturales, equivalente a 2,718

μ= Coeficiente de rozamiento entre la polea y el medio flexible (correa)

α = Arco de la polea pequeña recogido por el medio flexible

P = Esfuerzo tangencial que ha de transmitirse, en kg

v = Velocidad de la correa, en m/s

q= Peso de la correa en kg por metro lineal (peso específico de las correas de cuero $0{,}9 \le \gamma \le 1{,}1$)

δ = Espesor de la correa, en cm

E = Módulo de elasticidad de la correa (cuero), en kg/cm^2

$1.250(correas\ nuevas) \le E \le 2.250(correas\ viejas)$

La expresión (79) no tiene en cuenta la acción de la fuerza centrífuga, pero para velocidades pequeñas y medianas resulta bastante aproximada.

Para el cálculo de la correa, se supone que ésta no patina sobre la polea ya que este deslizamiento (en el caso de que lo hubiese) no afectaría mucho, aunque bien es cierto, que dicha correa experimenta un alargamiento sobre la polea arrastrada en relación al incremento de tensión y un acortamiento sobre la polea motriz.

Por tanto, admitiendo la expresión (79), la fuerza transmitida P se puede expresar como:

$$s_1 - s_2 = s_2 * \left(e^{\mu * \alpha} - 1\right) = s_1 * \frac{e^{\mu * \alpha} - 1}{e^{\mu * \alpha}} = P \qquad (80)$$

El valor de P obtenido de la expresión (80) supone la diferencia de tensiones de los ramales.

El diámetro de las poleas no influye en la fuerza P, afectando únicamente a la presión superficial y al desgaste, además de los esfuerzos de flexión debido a los arrollamientos de la correa. En resumen, la tensión s_2 en el ramal flojo puede deberse a:

- Peso propio de la correa.
- Tensión de inicio al colocar la correa (tensión elástica).
- Funcionamiento con carga tensora, debidos a posicionamientos especiales de tensión.

Cuando se tiene en cuenta la acción de la fuerza centrífuga, según Grashof para un elemento de correa al que corresponde un ángulo α, la ecuación de Eytelwein se expresa como:

$$\frac{q*r*d*\alpha}{g}*\frac{v^2}{r}=\frac{q*v^2}{g}*d*\alpha \qquad (81)$$

De esta ecuación, se deduce que la fuerza centrífuga de cada uno de los elementos de la correa, genera un esfuerzo de tracción cuyo valor es $k_f=\frac{q*v^2}{g}$, no influyendo sobre la trayectoria recorrida, aunque sobre ésta sí influyen, tanto el esfuerzo exterior como la gravedad.

Es por ello, que debido a los esfuerzos interiores generados por la fuerza centrífuga en una correa en movimiento, ésta pueda experimentar un determinado alargamiento. En la figura 183, se pueden observar los alargamientos producidos por las correas con movimiento horizontal debido a los esfuerzos unitarios. Como se puede apreciar, hay tres curvas designadas por 1, 2 y 3 y que son las denominadas Curvas de Kutzbach.

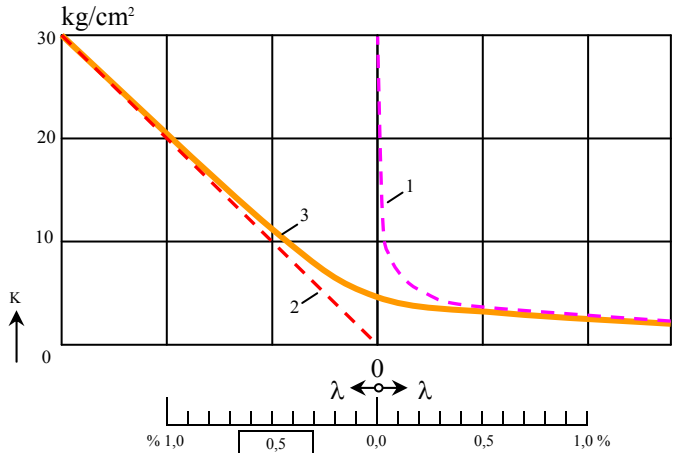


Figura 183. Efecto tensional en las transmisiones horizontales debido a los esfuerzos unitarios *(Dubbel, 1926).*

La curva 1 correponde a una correa no extensible, donde la catenaria es sustituida por una parábola, que refleja los decrementos de flecha correspondientes a los incrementos de tensión según el esfuerzo k que recibe la correa. Dicho esfuerzo, responde a la ecuación:

$$k = \frac{\xi}{\sqrt{\xi - 1}} * \frac{\alpha * \gamma}{4900} \tag{82}$$

Si se identifican variables:

$$\xi = \frac{l}{\alpha} \tag{83}$$

donde:

$l =$ Longitud del arco parabólico
$\alpha =$ Cuerda del arco parabólico
$\gamma =$ Peso específico de la correa

La curva 2 responde al comportamiento de las correas extensibles, donde se cumple la relación lineal entre los alargamientos y las tensiones.

La curva 3 se denomina curva característica de las tensiones y alargamientos, obteniéndose por la diferencia entre las curvas 1 y 2, donde el ramal flojo se acerca asintóticamente al eje de abscisas. La determinación de los esfuerzos producidos en una transmisión por correa horizontal se hace aplicando los valores de esta curva a los dos ramales de la correa.

La figura 184 nos muestra la distribución de tensiones en una correa de cuero en movimiento, donde k_1 es la tensión en el ramal tendido y k_2 es la tensión en el ramal flojo.

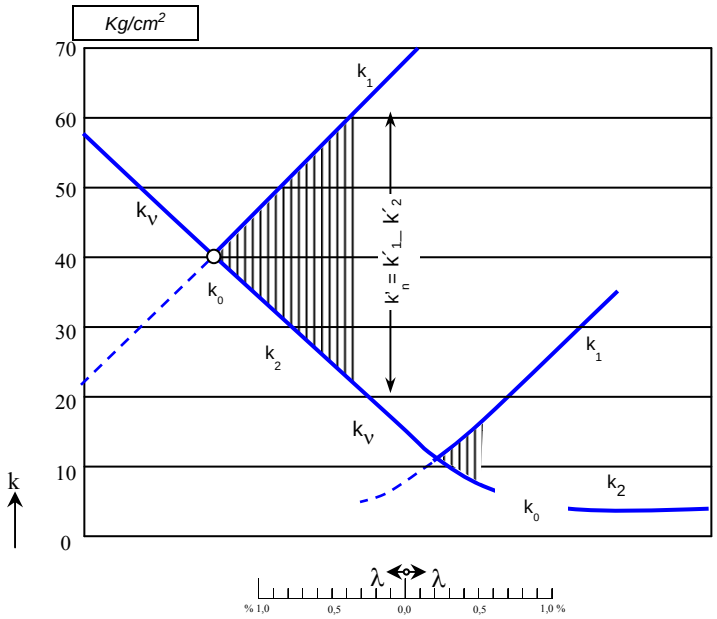


Figura 184. Distribución de tensiones en una correa en movimiento *(Dubbel, 1926).*

La longitud de los ramales vendrá expresada por $\Psi * \alpha$, para (Ψ>1, y α=10 m), por alcanzar las tensiones también a los arcos. El ramal tendido se suele colocar debajo, ya

que su flecha es menor y por tanto, el arco abrazado α y la relación $\frac{s_1}{s_2}$ serán mayores.

La relación de transmisión i para correas viene dada por la expresión:

$$i = \frac{r_1 + 0{,}5 * \delta}{r_2 + 0{,}5 * \delta} * (1 - \psi) \tag{84}$$

donde:

$r_1 =$ Radio de la correa motriz
$r_2 =$ Radio de la correa arrastrada
$\delta =$ Espesor de la correa
$(1-\psi)$ = Pérdidas por resbalamiento y su valor está comprendido entre los valores, 0,97 $\leq (1-\psi) \leq$0,98.

El término $(1-\psi)$ expresa que la velocidad tangencial de la polea arrastrada, referida a la de la polea motriz, es menor que ésta entre un 1 y un 3%. Para casos en los que el espesor δ de la correa es muy pequeño respecto a los valores de r_1 y r_2, es admisible tomar la relación de transmisión i, como $i = \frac{r_1}{r_2}$.

La pérdida de trabajo puede ser ocasional y se debe a varias causas, como la rigidez en las correas, el rozamiento de los gorrones o el resbalamiento de las correas. Dicha pérdida puede afectar en un 3 o 4% sobre el rendimiento total.

5.5.5.2. Cálculo de la sección transversal de una correa

Máquina de vapor Fives-Lille

No se dispone de datos reales y por tanto, no se puede analizar este apartado para la máquina de vapor Fives-Lille.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Los cálculos que se van a exponer a continuación se han realizado considerando una correa de cuero, que es el material más utilizado en correas de transmisión. Para ello, se puede utilizar la ecuación siguiente:

$$s_1 = b * \delta * k_z \tag{85}$$

donde:

s_1 = Tensión del ramal tendido, en kg
b = Anchura de la correa, en cm
δ = Espesor de la correa, en cm
k_z = Coeficiente tensional (para el cuero)

Si se toma el valor de k_2 = 250 para correas nuevas (cuero) y k_2 = 450 para correas usadas (cuero), entonces se admite como valor $20 \leq k_z \leq 30$ en kg/cm^2, y si además se toma μ= 0,25 y α = 2,8 como valores medios para poleas de fundición, la ecuación (80) quedará de la siguiente forma:

$$s_1 = P * \frac{e^{\mu * \alpha}}{e^{\mu * \alpha} - 1} = 2 * P \tag{86}$$

y como $s_1 - s_2 = P$, entonces $s_2 = P$, por lo que se deduce que la presión sobre los soportes vale $3 * P$.

Para comprobar que la correa de transmisión (sencilla) de la máquina de vapor de la máquina de Mirrlees-Watson, está bien dimensionada y puede transmitir un determinado nº de caballos de fuerza, se partirá de los siguientes datos reales:

- El árbol gira a $n = 45$ rpm
- El diámetro de la polea arrastrada es D_2 =0,20 m
- La anchura de la correa es $b = 0{,}06$ m
- El espesor de la correa es δ =0,01 m
  (*) Admitiendo k_z = 30 kg/cm^2

Por tanto, el esfuerzo tangencial transmitido P puede calcularse por medio de la expresión:

$$P = b * \delta * k \tag{87}$$

Es decir, se parte de un valor de la fuerza transmisible por cm^2 de sección de correa, osea $k = \frac{k_z}{2}$ (o lo que es lo mismo, no efectuar el cálculo sobre el esfuerzo real). Si sustituímos en la fórmula anterior quedará:

$$P = b * \delta * k = 0{,}06 * 0{,}01 * 15 * 10^{-4} = 90 \text{ kg}$$

La velocidad de la correa v, viene dada por la expresión:

$$v = \frac{D * \pi * n}{60} \tag{88}$$

donde:

D = Diámetro de la polea motriz cuyo valor es 0,70 m

Si se sustituye en (88) por los valores reales, se tiene:

$$v = \frac{0{,}70 * \pi * 45}{60} \cong 1{,}65 \text{ m/s}$$

Por otro lado, la potencia N que transmite la correa sencilla valdrá:

$$N = \frac{P * v}{75} \tag{89}$$

sustituyendo en (91) por los valores ya calculados se obtendrá :

$$N = \frac{90 * 1{,}65}{75} = 1{,}98 \cong 2 \text{ CV}$$

Además, se admite un valor aproximado del esfuerzo transmisible P_1 de 8,5 kg por cm de ancho [Dubbel, 1926].

El valor de P_1 se estima extrapolando en dicha tabla, para un diámetro de polea motriz de 700 mm, entre los valores de 500 y 1000 mm y para una velocidad sensiblemente superior a la de la máquina, es decir mayor de 1,65 m/s.

En conclusión, el valor de cálculo del ancho de la correa valdrá:

$$b = \frac{P}{P_1} = \frac{90}{8{,}5} = 10{,}5 \text{ cm}$$

valor que, aunque un poco mayor del que posee realmente la correa de la máquina de vapor Mirrlees-Watson, cuya anchura b medida sobre plano es de 6,2 cm, no difiere mucho del real, considerando que alguna de las variables ha sido estimada al desconocer su dimensión real.

5.5.6. Excéntrica

Máquina de vapor Fives-Lille

La excéntrica está constituida fundamentalmente por tres partes:

- Un disco excéntrico, rueda o collar en el que están situados dos ejes.
- Un eje de giro (eje del árbol) colocado en el centro del disco y es el que conduce su movimiento rotativo.
- Un eje excéntrico que se ubica a una cierta distancia del anterior.

Las excéntricas que posee la máquina vapor de Ntra. Sra. del Pilar se encuentran instaladas en su sistema de regulación centrífugo y son cuatro: dos para accionar las dos válvulas de admisión y dos para las de escape (figura 185).

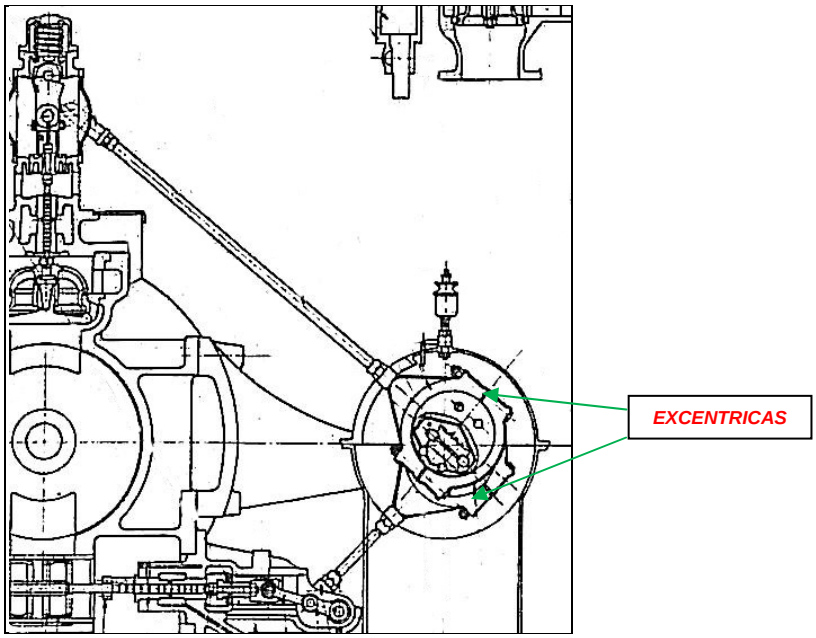


Figura 185. Detalle de las excéntricas del sistema de distribución Sulzer.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

La misión del conjunto excéntrica-biela consiste en transformar, el movimiento rotativo del eje de distribución secundario, en lineal alternativo y permite coordinar la apertura o cierre de las válvulas, en función de la demanda de vapor.

Las bielas de las válvulas de admisión tienen una longitud aproximadamente cinco veces mayor que las de escape y las cuatro van ensambladas, por medio de tornillos, a una de las dos mitades (mitad superior) que forman cada collar de excéntrica.

Para su cálculo se consideran las siguientes variables (figura 186):

ρ = Radio de excentricidad, en cm
D = Diámetro del árbol, en cm
d = Diámetro del collar, en cm

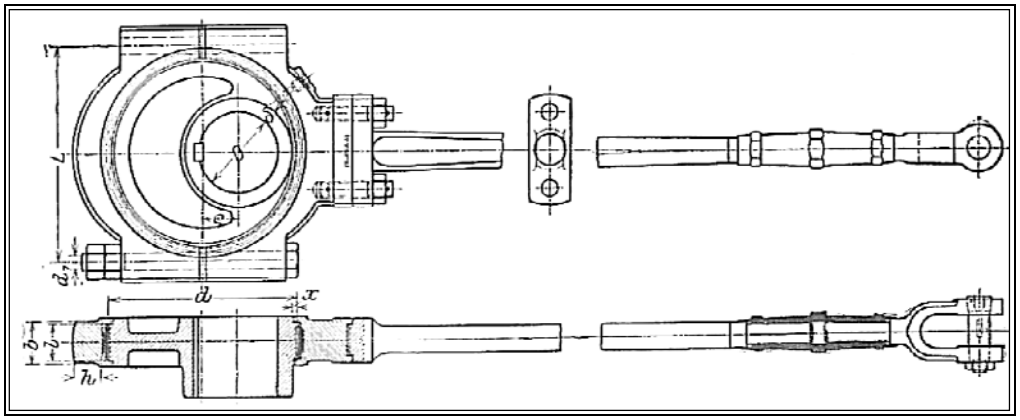


Figura 186. Detalle de la excéntrica de un sistema de distribución Sulzer *(Dubbel, 1926)*.

relacionadas mediante la función:

$$d > 2 * (\rho + 0{,}5 * D) \tag{90}$$

(Aunque el árbol es elíptico, se supondrá circular para facilitar los cálculos).

Normalmente las excéntricas son construidas con el cubo completo [Dubbel, 1926] así se tendrá que verificar que:

$$d > (\rho + 0{,}5 * D + \delta + x) \tag{91}$$

donde:

$\delta =$ Espesor del cubo, en cm
x = Valor del área de trabajo de la excéntrica que sobresale del cubo, en cm

Por ello, el ancho de esta área, será:

$$l = \frac{P_m * n}{w} \tag{92}$$

donde:

P_m : Presión media en el plano medio de la excéntrica, en kg.
n : nº de revoluciones por minuto de la excéntrica.
w : Coeficiente cuyo valor depende del material del collar.
w = 10.000 (collares de acero dulce).
w = 20.000 (collares revestidos de de metal blanco sobre fundición.

Los discos de las excéntricas se suelen fabricar en fundición de hierro, pueden ser huecos o macizos y estar formados, bien de una sola pieza o bien de dos, dependiendo de la complejidad mecánica del montaje. Los discos partidos están fijados mediante tornillos o pernos unidos por tuercas o chavetas. Los collares de excéntricas están fabricados en acero dulce, llevan un forro de metal blanco de espesor s , para disminuir el rozamiento, dicho espesor se puede calcular por medio de la expresión [Dubbel, 1926]:

$$\frac{P_{\max}}{2} = \left(\frac{L}{2} - \frac{D}{4}\right) = \frac{b * h^2}{6} * k_b \tag{93}$$

donde:

$P_{\max}$ = Fuerza de tracción máxima de la barra, en kg
$h =$ Flanco de la excéntrica, en cm
b = Espesor de la excéntrica, en cm
k_b = Esfuerzo admisible de flexión en kg/cm^2

(Se supone que la sección transversal es rectangular).

El diámetro d_1 del núcleo del tornillo se calcula mediante de la ecuación:

$$\frac{P_{max}}{2} = \frac{d_1 * \pi}{4} * k_z \qquad (94)$$

siendo k_z el esfuerzo admisible a tracción.

Por último, en cuanto a las barras de las excéntricas, suelen ser de sección transversal circular (aunque también pueden ser de sección rectangular pero es poco frecuente) y se calculan a pandeo. Suelen ir normalmente roscadas directamente al collar de la excéntrica.

Las excéntricas de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar no se conoce realmente con qué material fueron fabricadas, aunque lo más normal es que fuesen de acero dulce.

Si se parte de las dimensionales reales de una de sus excéntricas, se tiene:

$$\rho = 5 \text{ cm};\ D = 19 \text{ cm};\ d = 30 \text{ cm}$$

y sustituyéndolos en la ecuación (90) se obtendrá:

$$30 > 2 * (5 + 0{,}5 * 19) = 29; \qquad \text{luego cumple la condición.}$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

La misión del conjunto excéntrica-biela (figura 187) consiste en transformar el movimiento rotativo del árbol motriz en lineal alternativo, permitiendo la coordinación entre la apertura o cierre de las correderas, en función de la demanda de vapor.

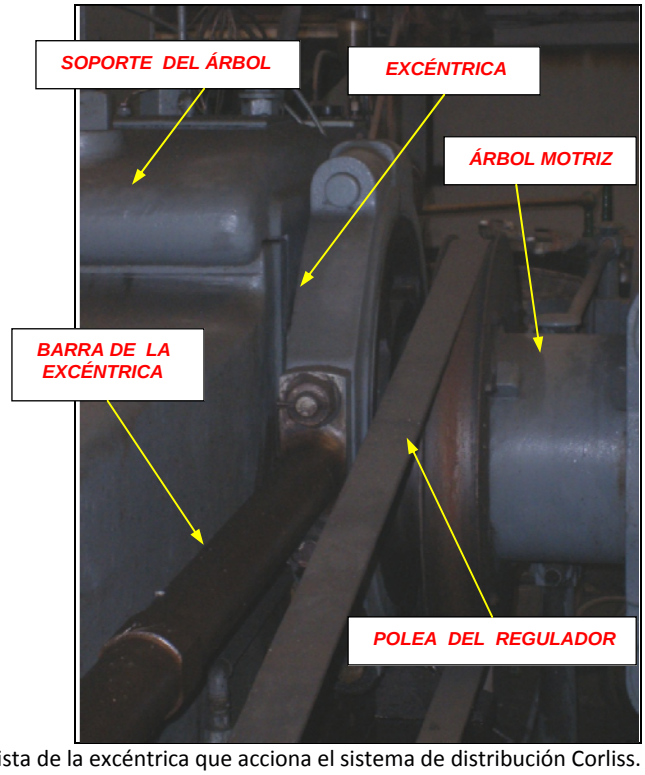


Figura 187. Vista de la excéntrica que acciona el sistema de distribución Corliss. *Fotografía del autor.*

Los discos de las excéntricas (figura 188) se suelen fabricar en fundición de hierro o hierro forjado, aunque este último material es menos frecuente, pudiendo ser huecos o macizos y estar formados, bien por de una sola pieza o bien de dos, dependiendo de la complejidad mecánica del montaje. Los discos partidos están fijados mediante tornillos o pernos unidos por tuercas o chavetas.

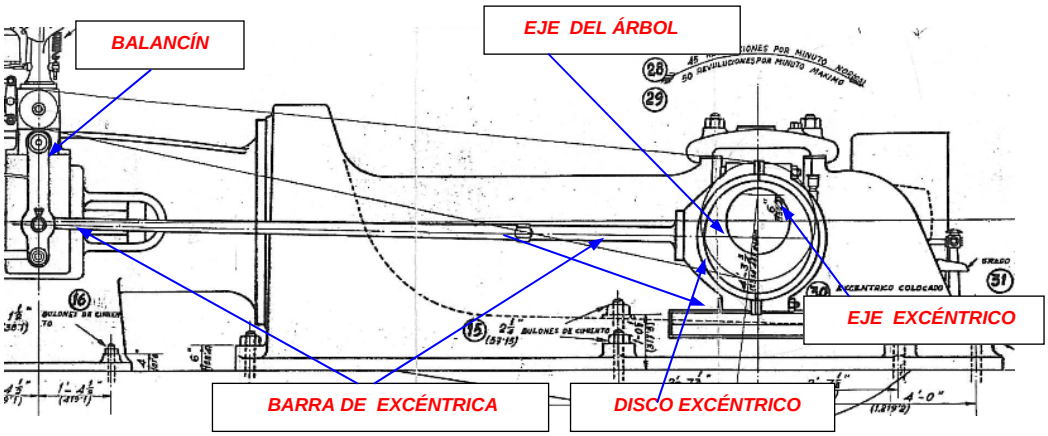


Figura 188. Detalle de la excéntrica que acciona el sistema de distribución. *Planos originales de Ntra. Sra. del Rosario.*

El disco de excéntrica está fabricado en fundición de hierro, está hueco y es de una sola pieza. El collar de la excéntrica que abraza al disco de excéntrica (figura 189), puede fabricarse en fundición de hierro, hierro forjado o acero dulce; el de esta máquina está formado por un anillo partido en dos mitades y es de hierro fundido, llevando un forro de metal blanco con la intención de disminuir el rozamiento [Dubbel, 1926].

La excéntrica de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario (figura 188), es del tipo desplazable y está fabricada en fundición de hierro. Se encuentra calada sobre el árbol de transmisión, a su salida hacia la correa de transmisión y el volante de inercia. El diámetro del disco excéntrico es de 60 cm, el radio de excentricidad de 10 cm y la longitud de la barra de la excéntrica de 420 cm, estando ésta formada por dos piezas de distinta longitud roscadas a un manguito y cuya inclinación se puede despreciar, pudiéndose considerar de longitud infinita.

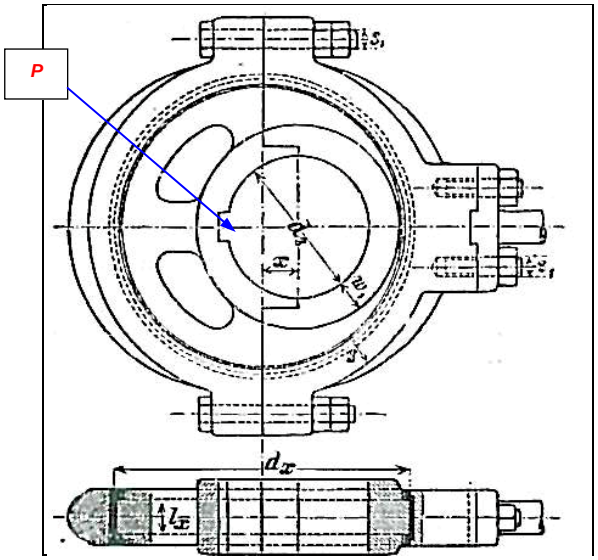


Figura 189. Excéntrica de una máquina de vapor horizontal *(Jerie, 1937).*

Según la figura 189, la excéntrica tiene una ranura a través de la cual pasa el árbol motor y se desplaza alrededor del punto P que también es desplazable. Ambos desplazamientos dependen de un regulador plano o axial. La ley de movimiento por la que se rige el disco excéntrico es justamente la misma, que la que cumple una manivela corriente, con la salvedad de utilizar el radio *r* de ésta. Para este caso, se se utiliza la distancia x que corresponde a la magnitud que separa el eje del árbol del eje del excéntrico.

Para su cálculo se van a considerar las variables siguientes:

x= Radio de excentricidad, en cm
D_0 =Diámetro del árbol, en cm
d_3 = Diámetro interior del excéntrico, en cm
d_x = Diámetro del disco excéntrico ($\cong$ al del collar), en cm
l_x = Ancho del disco excéntrico, en cm
P_x = Fuerza que actúa sobre el excéntrico, en cm
ω_1 = Espesor mínimo del disco excéntrico, en cm
s = Espesor del collar, en cm
c = Altura de reborde, en cm

Si se parte de las dimensionales reales de la excéntrica (según planos), se tiene:

x= 10 cm; $D_0 \cong d_3$ = 38 cm; d_x = 60 cm; s = 4 cm; c =1,25 cm; l_x = 9,5 cm

El valor de la fuerza que actúa sobre el excéntrico P_x, considerando un k_b =150 kg/cm^2, para fundición de hierro, se puede determinar mediante la siguiente fórmula:

$$\frac{P_x}{2}\left(\frac{d_3}{2}-\frac{d_x}{4}\right)=\frac{l_x * s^2}{6} * k_b \qquad (95)$$

sustituyendo por valores conocidos, quedará:

$$P_x = 3.040 \text{ kg/cm}^2$$

La anchura del disco debe cumplir la siguiente condición:

$$l_x \geq \frac{P_x * n}{w} \qquad (96)$$

Considerándose admisible w =20.000, para excéntricas con collar de fundición de hierro recubiertas con metal blanco. Por tanto, sustituyendo por valores conocidos, quedará:

$$9{,}5 \geq \frac{3.040 * 45}{20.000} = 6{,}84 \text{ , cm , luego cumple}$$

El espesor mínimo del excéntrico ω_1, se obtiene por medio de la expresión:

$$\omega = 0{,}12 * (d_3 + 2 * x) \quad (97)$$

y sustituyendo por valores conocidos, quedará:

$$\omega = 0{,}12 * (38 + 2 * 10) \cong 12 \text{ cm}$$

El diámetro del disco d_x se determina por medio de la siguiente expresión:

$$d_x = 2 * (x + 0{,}5 * d_3 + \omega_1 + c) \quad (98)$$

y sustituyendo por valores conocidos, quedará:

$$2(10 + 0{,}5 * 38 + 12 + 1{,}25) = 84{,}5 \text{ cm (*)}$$

En este caso, el valor de d_x = 60 cm diverge un tanto del valor de cálculo d_x =84,5 cm. Esta circunstancia, puede ser debida a que haya podido ser fijado empíricamente, ya que se puede hacer con el resto de dimensiones del disco excéntrico, salvo con el ancho del disco.

Por otro lado, existe una fórmula empírica utilizada con bastante frecuencia para el cálculo del ancho del collar y es la siguiente:

$$s = \frac{2 * x + d_3}{10} \quad (99)$$

En cuanto a la determinación del diámetro de los tornillos s_1, puede hacerse aplicando la expresión:

$$\frac{P_x}{2} = 600 * s_1^2 \text{ a } 800 * s_1^2 \quad (100)$$

Con respecto al dimensionado de la barra de la excéntrica (en nuestro caso de sección circular variable), se procede de forma similar al cálculo de una biela, es decir, estudiando su *pandeo* y encontrándose unida al collar del excéntrico por medio de una platina con tornillos.

Para que este modelo de excéntrica tipo desplazable sea práctico, desde el punto de vista de su funcionamiento, el regulador deberá ser muy sensible, quiere esto decir, que el valor de la fuerza generada por el desplazamiento de las masas tendrá que ser lo suficientemente grande para absorber las resistencias que se oponen a los movimientos, tanto de la corredera, la excéntrica y el propio regulador. El regulador será tanto más sensible, cuanto más pequeñas, sean dichas resistencias.

5.5.7. Cruceta

Máquina de vapor Fives-Lille

No se dispone de datos reales y por tanto, no se puede analizar este apartado para la máquina de vapor Fives-Lille.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Este elemento mecánico tiene la misión de unir el vástago del émbolo (movimiento rectilíneo) con la biela (movimiento oscilatorio). Tiene otra función, además de la citada y consiste en guiar al vástago del émbolo asegurando su movimiento rectilíneo por medio de unos patines o guías, construidas con unas superficies de contacto semi-cilíndricas en la mayoría de los casos, aunque también pueden ser planas. Dichas guías, están perfectamente apoyadas y dimensionadas con el espesor suficiente para evitar la posibilidad de cualquier tipo de flexión lesiva, debida al esfuerzo normal N procedente del vástago y que pueda alterar su trayectoria (figura 190).

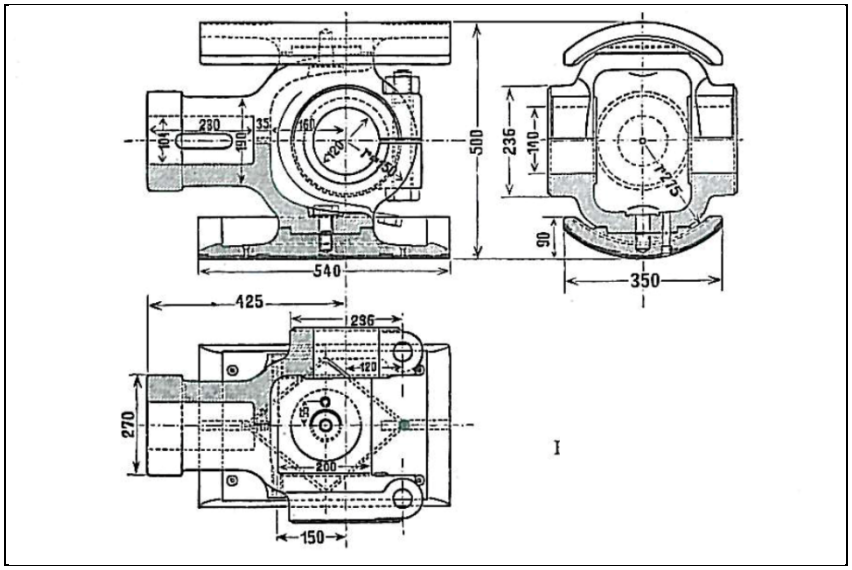


Figura 190. Alzado, planta y perfil de una cruceta similar a la de la máquina Mirrlees-Watson *(Jerie, 1937).*

En la figura 191 se muestra la forma de la cruceta de la máquina Mirrlees-Watson que está fabricada en fundición de hierro, aunque se puede fabricar en acero moldeado o acero dulce forjado, siendo desmontable y pudiéndose graduar. Está formada por tres partes bien diferenciadas:

1. Un cuerpo sensiblemente prismático al que se le ha practicado un hueco cilíndrico.
2. Un cuerpo cilíndrico hueco en sentido longitudinal, que presenta otro en forma ovalada (canal), en sentido transversal.
3. Dos patines.

El hueco está diseñado para albergar al gorrón de la cabeza pequeña de la biela motriz. El terminal cilíndrico recibe en su hueco al vástago del émbolo y está mecanizado

sensiblemente de forma cónica (por lo que el cubo de la cruceta o capacete resulta con algo más de espesor), quedando fijado éste a la cruceta por medio de una chaveta que se ubica en el citado hueco o canal transversal, aunque también puede ir a veces roscado.
Las crucetas pueden estar construidas de dos formas distintas, bien en forma de horquilla o bien en forma de soporte. La cruceta de esta máquina sirve de apoyo a las guías cilíndricas, por lo que pertenece al segundo tipo (soporte), aunque la más usual y la que adoptan la mayoría de las máquinas de vapor es la de horquilla. Los patines están torneados junto con el cuerpo de la cruceta y los tornillos están dispuestos en el plano central. La presión máxima en la superficie de contacto deberá estar en torno a los 2 o 3 kg/cm^2, no debiéndose sobrepasar este valor, lo que condicionará la extensión de dichas superficies de deslizamiento.

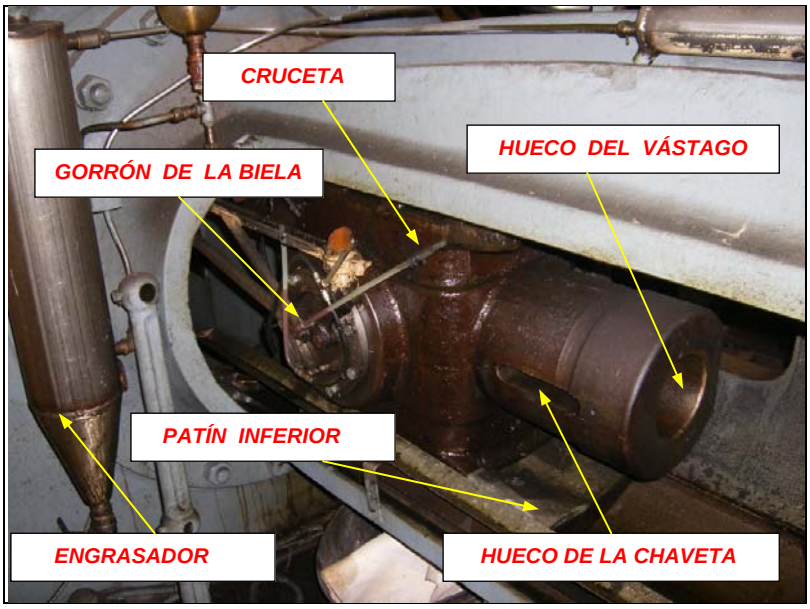


Figura 191. Partes de la cruceta de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

La cruceta recibe la presión normal N en la posición inclinada de la biela, y dicha presión se calcula por medio de la expresión:

$$N = P * \frac{r}{L} \qquad (101)$$

La presión normal N está dirigida hacia abajo en toda máquina que gira a la derecha, como es el caso de la máquina de Ntra. Sra. del Rosario. Considerando valores reales de la máquina, y dado que la relación $\frac{r}{L}$ = 0,2 (donde r es el radio de la manivela y L es la longitud de la biela), entonces N valdra´:

$$N = 34.732,29 * 0,2 = 6.946,45 \text{ kg}$$

Las dimensiones de los patines (figura 192) se calculan considerando una presión superficial p de hasta 3 kg/cm^2, según la expresión:

$$F = \frac{N}{p} = \frac{P * r}{p * L} \qquad (102)$$

siendo F la superficie de proyección de los patines superior o inferior. Por tanto, sustituyendo valores reales, se obtiene:

$$F = \frac{34.732,29 * 76}{3 * 380} = 2.315,49 \text{ cm}^2$$

Como $F = b * h$, donde h es la longitud del patín y b la anchura, si se fija ésta última con un valor real de 35 cm, se tendrá:

$$h = \frac{2368,54}{35} = 67,67 \text{ cm}$$

El cálculo de la sección transversal de la unión de un vástago con una cruceta [Dubbel, 1926] se basa en lo siguiente:

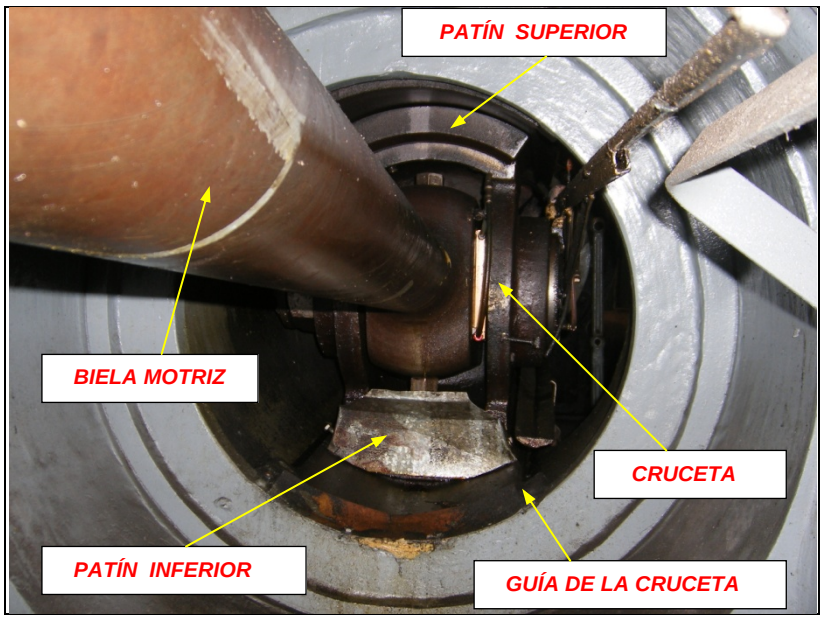


Figura 192. Patines de la cruceta apoyados en su guía y su unión con el gorrón de la biela. *Fotografía del autor*.

Como la superficie de contacto entre el vástago y la cruceta es igual a la superficie anular, ésta última ha de determinarse según la expresión:

$$\left(d^2 - d_1^2\right) * \frac{\pi}{4} * k_z = P * 1,2 \qquad (103)$$

donde P es la presión del vapor, más un incremento para fijación de la chaveta.

Análogamente, la superficie de contacto entre el vástago y la cruceta, teniendo en cuenta la presión superficial, se puede calcular aplicando la expresión:

$$d_1 * s * k = P * 1,2 \qquad (104)$$

donde s es el ancho de la chaveta y k es la fuerza con que la cruceta afloja la unión (chaveta) si suponemos, como en este caso, las superficies sin rozamiento.
También se ha de comprobar que el esfuerzo unitario de tracción k_z al que se somete la sección transversal, no sea excesivamente grande. Para ello se utiliza la expresión:

$$\left(\frac{d_1^2 * \pi}{4} - d_1 * s\right) * k_z = P * 1{,}2 \qquad (105)$$

También se deberá calcular el esfuerzo a cortadura k_s cuyo valor estará en torno a $1/6 * k_b$ (donde k_b es el esfuerzo de flexión), por existir los dos esfuerzos simultáneamente, y por tanto se habrá de determinar el valor de $h_1 \cong \frac{d_1}{2}$ mediante la expresión:

$$2(d_2 - d_1) * h_1 * \frac{k_b}{6} = P * 1{,}2 \qquad (106)$$

5.5.7.1. Cálculo de la guía de la cruceta

Máquina de vapor Fives-Lille

No se dispone de datos reales y por tanto, no se puede analizar este apartado para la máquina de vapor Fives-Lille.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Las guías de la cruceta (figura 193) constituyen una parte solidaria al cuerpo del bastidor (tipo 'horquilla'), como es el caso de la máquina escocesa Mirrlees-Watson consistiendo éstas en un soporte especial, por donde se deslizan las superficies lubricadas de los dos patines de la cruceta, en su carrera de avance y retroceso, estando situadas junto al soporte del árbol de distribución.

Existe una zona en la guía de la cruceta la cual, debe estudiarse y dimensionarse de forma especial, por manifestarse como punto más débil de toda esta pieza. Dicha zona se sitúa en el enlace del bastidor con el soporte.

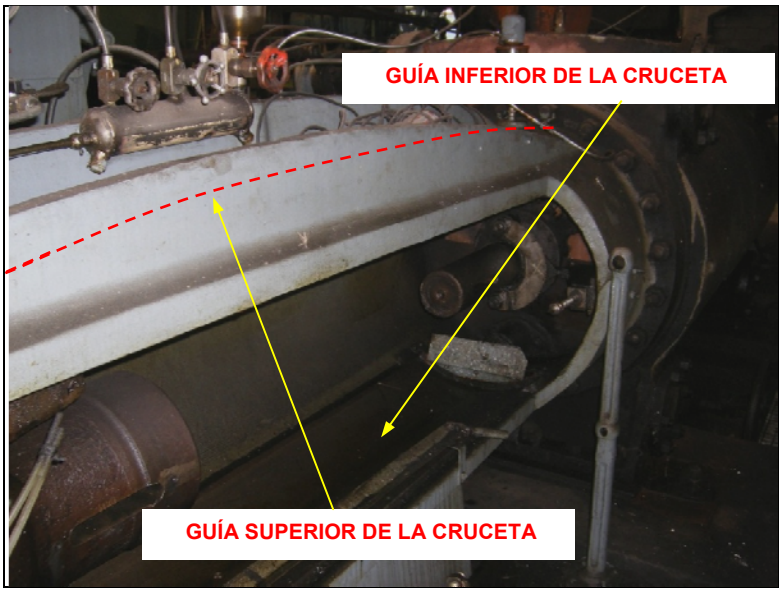


Figura 193. Detalle de las guías de la cruceta de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

El máximo esfuerzo σ se produce en el lado interior, con un radio interior r y a una distancia e del centro de gravedad de la superficie de rotura f, expresándose por medio de la expresión:

$$\sigma = \frac{P_n}{f} + \frac{M_b}{f * \varsigma} + \frac{M_b}{x * f * \varsigma} * \frac{e}{\varsigma + e} \quad \text{en kg/cm}^2 \qquad (107)$$

donde: $\varsigma = e + r$

Nota: Se desprecia tanto la sección de rotura *cd* en la tapa, como el esfuerzo de cortadura debido a P_s.

La variable $\varsigma = e + r$ y el producto $x * f$ se expresan por medio de la integral siguiente:

$$x * f = \int \frac{\eta}{\varsigma + \eta} * df \qquad (108)$$

siendo:

$\eta =$ Distancia al centro de gravedad de la sección de rotura de un elemento cualquiera de la superficie.

5.5.7.2. Cálculo de la unión del vástago con la cruceta

Máquina de vapor Fives-Lille

No se dispone de datos reales y por tanto, no se puede analizar este apartado para la máquina de vapor Fives-Lille.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Aplicando lo que expuesto, y teniendo en cuenta los datos reales de la máquina:

s = 2 cm , ancho de la chaveta
d_1 = 13 cm , diámetro del vástago
P = 34.732,29 kg , Fuerza que se ejerce sobre la cruceta

El esfuerzo de tracción k_z de la sección transversal del vástago se calcula aplicando la expresión (105):

$$\left(\frac{d_1^2 * \pi}{4} - d_1 * s\right) * k_z = 1{,}2 * P \; ; \; \left(\frac{13^2 * \pi}{4} - 13 * 2\right) * k_z = 1{,}2 * 34.732{,}29$$

y despejando k_z, quedará:

$$k_z = 390{,}49 \text{ kg/cm}^2 \leq 1.500 \text{ kg/cm}^2$$

valor que se considera admisible considerando el material de acero, según la tabla de esfuerzos admisibles en la construcción de máquinas de Bach [Dubbel, 1926].

Por otro lado, el esfuerzo de cortadura k_s, se puede considerar como la sexta parte del esfuerzo a flexión k_b, es decir:

$$k_s = \frac{1}{6} * k_b \qquad (109)$$

y k_b se deduce según la ecuación (106), por lo que se infiere que:

$$h_1 \cong \frac{d_1}{2} = \frac{13}{2} = 6{,}5 \text{ cm}$$

y sustituyendo quedará:

$$2 * (26 - 13) * 6{,}5 * \frac{k_b}{6} = 1{,}2 * 34.732{,}29 \text{ kg}$$

Despejando el esfuerzo a flexión k_b, se tiene entonces:

$$k_b = 1.479{,}72 \text{ kg/cm}^2 \leq 1.500 \text{ kg/cm}^2$$

para un estado de carga I y casi estática, luego cumple.

En definitiva, el esfuerzo de cortadura k_s, será:

$$k_s = \frac{1}{6} k_b = \frac{1.479,72}{6} = 246,62\ \sigma \leq 1.200\ \text{kg/cm}^2\text{, luego cumple.}$$

Una vez calculados todos estos parámetros, queda finalmente calcular la chaveta a flexión y a cortadura.

Cálculo de la chaveta

La chaveta de la figura 194 está construida en acero dulce. Su dimensionado se realiza según su cálculo a flexión y a cortadura, procediéndose de la siguiente manera:

Considerando el valor del momento de flexión k_b, se puede admitir que $\frac{P}{2}$ está aplicada a una distancia $\frac{d_1}{4}$ del eje del vástago y por tanto, se admite como buena aproximación $\frac{P}{2} * a$, como valor de éste, siendo a la distancia de $\frac{P}{2}$ al eje de la superficie de contacto, llegando al sistema de ecuaciones siguiente:

$$\left.\begin{array}{l} \frac{P}{2} * a = k_b * \frac{s * H^2}{6} \\ 2 * H * s * k_s = 1,20 * P \end{array}\right\} \qquad (110)$$

donde:

$H =$ Longitud de la chaveta, en cm.
$s =$ Altura de la chaveta, en cm

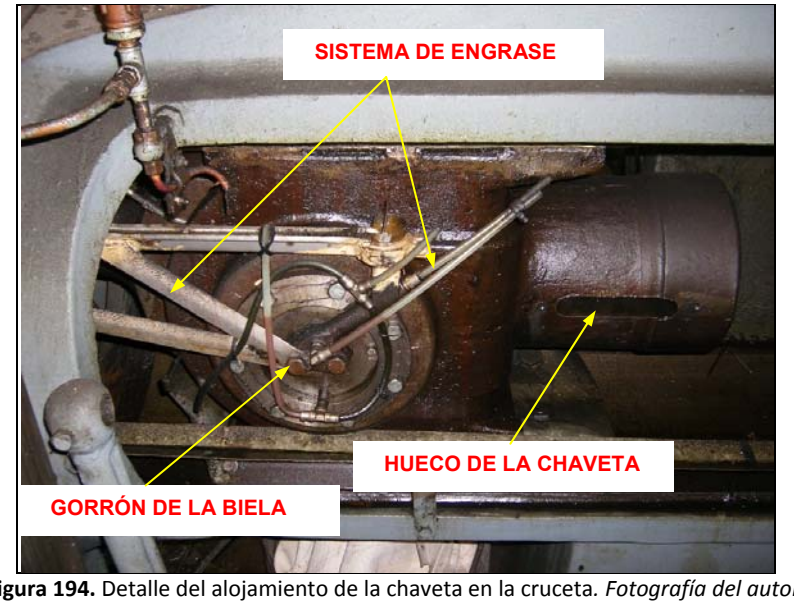


Figura 194. Detalle del alojamiento de la chaveta en la cruceta. *Fotografía del autor.*

Por tanto, el valor del momento flector k_b se deduce de la 1ª ecuación del sistema de ecuaciones (110) y sustituyendo en la misma por valores reales se llega a:

$$\frac{34.732,29}{2} * \frac{13}{2} = k_b * 2 * \frac{17^2}{6} \qquad \text{despejando } k_b$$

$k_b = 1.171,80$ kg/cm^2 $\leq$ 1.500 kg/cm^2, luego cumple.

De la segunda ecuación, se obtendrá el esfuerzo a cortadura k_s y sustituyendo en la misma por valores reales, se llega a:

$$2 * 17 * 2 * k_s = 1,2 * 34.732,29$$

y despejando k_S:

k_S = 612,92 kg/cm^2 $\leq$ 1.500 kg/cm^2, luego cumple.

5.5.8. Cilindro

Máquina de vapor Fives-Lille

En la figura 195 se muestra la sección longitudinal del cilindro de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar y en la figura 196 una sección transversal de un cilindro similar al mismo. Su cálculo se determinará teniendo en cuenta varias consideraciones:

1. Se estudia como recipiente hueco sometido a una presión interna [Dubbel, 1926].
2. Los fondos de dicho recipiente no ejercen ningún tipo de influencia sobre la deformación de las paredes.

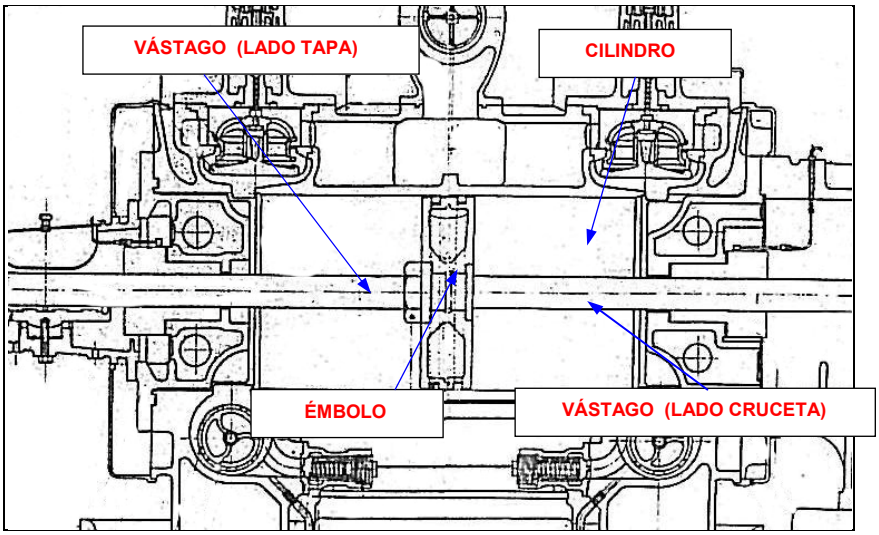


Figura 195. Sección longitudinal del cilindro de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Los esfuerzos que intervienen en el cilindro son tres:

σ_x : Esfuerzo axial (dirección eje x)
σ_y : Esfuerzo tangencial (dirección eje y)
σ_z : Esfuerzo radial (dirección eje z)

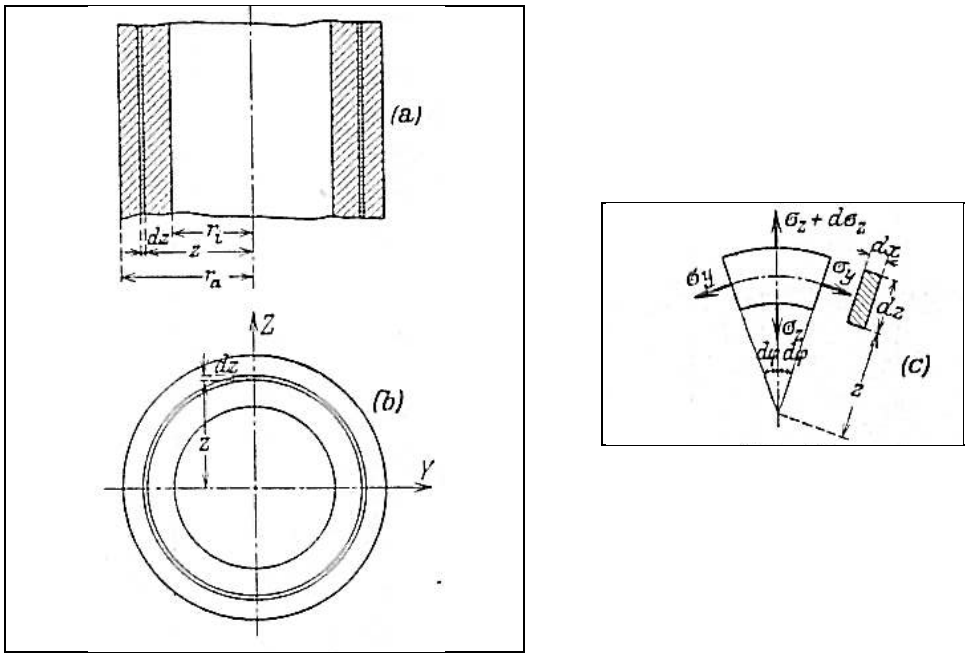


Figura 196. Detalle de la sección de un cilindro similar al de la máquina Fives-Lille *(Dubbel, 1926).*

Si se toma un elemento infinitesimal del cilindro (figura 196 c), los esfuerzos que se desarrollan son los siguientes:

1. Fuerza radial con sentido hacia adentro, expresada mediante la ecuación:

$$\sigma_z * 2 * z * d\varphi * dx \qquad (111)$$

2. Fuerza radial con sentido hacia afuera, expresada mediante la ecuación:

$$(\sigma_z + d\sigma_z) * 2 * (z + dz) * d\varphi * dx \qquad (112)$$

3. Fuerza normal a las superficies, expresada mediante la ecuación:

$$\sigma_y * dz * dx \qquad (113)$$

4. Fuerza tangencial a las superficies, expresada mediante la ecuación:

$$dz * dx \qquad (114)$$

El sumatorio de las fuerzas radiales deberá ser cero, ya que debe haber equilibrio, luego quedará:

$$\sigma_z * 2 * z * d\varphi * dx \; - \; (\sigma_z + d\sigma_z) * 2 * (z + dz) * d\varphi * dx \; + \; 2 * \sigma_y * dz * dx * sen(d\varphi) = 0$$

Si se divide por $sen(d\varphi)$, y considerando que $sen(d\varphi) \cong d\varphi$, se tiene que:

$$z * \frac{d\sigma_z}{dz} + dz * \frac{d\sigma_z}{dz} = \sigma_y - \sigma_z \qquad \text{y} \qquad \text{como} \quad z * \frac{d\sigma_z}{dz} \cong 0$$

por consiguiente, se llega al siguiente resultado:

$$\frac{d\sigma_z}{dz} = \frac{1}{z} * \left(\sigma_y - \sigma_z\right) \tag{115}$$

Identificando a ε_2, como el *alargamiento proporcional tangencial* y a ζ como *la variación de* z, se tendrá entonces:

$$\varepsilon_2 = \frac{\zeta}{z} \tag{116}$$

y análogamente, la longitud radial dz variará un $d\zeta$, obteniéndose por tanto la expresión:

$$\varepsilon_3 = \frac{d\zeta}{dz} \tag{117}$$

y así pues, se llega a las ecuaciones que determinan los esfuerzos $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$, según las consideraciones expuestas.

$$\left.\begin{aligned}
\sigma_x &= \frac{m}{m+1} * \frac{1}{\alpha} * \left(\varepsilon_1 + \frac{\varepsilon_1 + \frac{\zeta}{z} + \frac{d\zeta}{dz}}{m-2} \right) \\
\sigma_y &= \frac{m}{m+1} * \frac{1}{\alpha} * \left(\varepsilon_2 + \frac{\varepsilon_1 + \frac{\zeta}{z} + \frac{d\zeta}{dz}}{m-2} \right) \\
\sigma_z &= \frac{m}{m+1} * \frac{1}{\alpha} * \left(\varepsilon_3 + \frac{\varepsilon_1 + \frac{\zeta}{z} + \frac{d\zeta}{dz}}{m-2} \right)
\end{aligned}\right\} \tag{118}$$

Despreciando ε_1 de las expresiones anteriores, sustituyendo ε_2 por $\frac{\zeta}{z}$ y ε_3 por $\frac{d\zeta}{dz}$, se obtienen σ_y y σ_z, en función de σ_x, llegando al siguiente sistema de ecuaciones:

$$\left.\begin{aligned}
\sigma_y &= \frac{m}{m^2-1} * \frac{1}{\alpha} * \left(m * \frac{\zeta}{z} + \frac{d\zeta}{dz} \right) + \frac{\sigma_x}{m+1} \\
\sigma_z &= \frac{m*}{m^2-1} * \frac{1}{\alpha} * \left(\frac{\zeta}{z} + m * \frac{d\zeta}{dz} \right) + \frac{\sigma_x}{m-1}
\end{aligned}\right\} \tag{119}$$

Si estos últimos valores de σ_y y σ_z se introducen en la ecuación (118), se obtendrá:

$$\frac{d^2\zeta}{dz^2} + \frac{1}{z} * -\frac{\zeta}{z^2} = 0 \qquad (120)$$

Luego, admitiendo que los esfuerzos axiales σ_x se distribuyen de modo uniforme, a lo largo de la sección del cilindro y siendo la presión real interior, p_i, entonces se puede expresar σ_x en función de dicha presión como:

$$\sigma_x = \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} * p_i \qquad (121)$$

donde:

r_a = Radio exterior del cilindro
r_b = Radio interior del cilindro

Si se integra la siguiente expresión

$$\frac{d^2\zeta}{dz^2} + \frac{d\left(\frac{\zeta}{z}\right)}{dz} = 0 \qquad \text{se llega a la expresión} \quad \frac{d\zeta}{dz} + \frac{\zeta}{z} = c_1 \qquad (122)$$

y por lo expuesto en el procedimiento matemático identificando variables, se tiene:

$$\frac{\zeta}{z} = u \qquad (123)$$

despejando ζ ; $\zeta = z * u$ y derivando esta misma expresión quedará:

$$d\zeta = u * dz + z * du$$

Si se divide la anterior ecuación por dz, se llega a la ecuación:

$$\frac{d\zeta}{dz} = u + z * \frac{du}{dz} \qquad (124)$$

que sustituida en (122), se obtendrá:

$$\frac{z * du}{dz} = c_1 - 2 * u$$

y haciendo un cambio de variable, llamando $v = u - \frac{c_1}{2}$ y $du = dv$, quedará, la expresión:

$$\frac{dv}{v} = -2 * \frac{dz}{z}$$

Si ahora se integra, se obtendrá:

$$Ln\, v = -2 * Ln\, z + Ln\, C_2 \text{, es decir}$$

$$v * z^2 = c_2 \qquad \text{luego} \qquad v = \frac{c_2}{z^2}$$

Y sustituyendo los valores de u y v en las ecuaciones (123) y (124), se formará el sistema de ecuaciones siguiente:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\zeta}{z} &= \frac{c_1}{2} + \frac{c_2}{z^2} \\ \frac{d\zeta}{dz} &= \frac{c_1}{2} - \frac{c_2}{z^2} \end{aligned}\right\} \qquad (125)$$

Si este último sistema se sustituye en (130), se obtiene éste otro, que viene dado por estas dos expresiones:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_y &= \frac{m}{m^2-1} * \frac{1}{\alpha} * \left[m * \left(\frac{c_1}{2} + \frac{c_2}{z^2} \right) + \frac{c_1}{2} - \frac{c_2}{z^2} \right] + \frac{\sigma_x}{m-1} \\ \sigma_z &= \frac{m}{m^2-1} * \frac{1}{\alpha} * \left[\frac{c_1}{2} + \frac{c_2}{z^2} + m * \left(\frac{c_1}{2} - \frac{c_2}{z^2} \right) \right] + \frac{\sigma_x}{m-1} \end{aligned}\right\} \qquad (126)$$

Los coeficientes c_1 y c_2 son constantes de integración, cuyos valores se determinarán por las condiciones de las superficies interior y exterior, es decir:

Para $z_1 = r_a$; $\sigma_z = 0$ y para $z_1 = r_i$; $\sigma_z = -p_i$,

Por tanto:

$$c_1 = 2 * \frac{m-1}{m} * \alpha * \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} * p_i - \frac{\sigma_x}{m-1} \qquad \text{y} \qquad c_2 = \frac{m}{m+1} * \alpha * \frac{r_a^2 * r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} * p_i$$

y si se utiliza la expresión (121), el sistema de ecuaciones (119) quedará expresado como:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_y &= \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} * p_i + \frac{r_a^2 * r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} * \frac{1}{z^2} * p_i \\ \sigma_z &= \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} * p_i - \frac{r_a^2 * r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} * \frac{1}{z^2} * p_i \end{aligned}\right\} \qquad (127)$$

Por lo que se deduce, que el esfuerzo máximo σ_y se produce en la dirección tangencial, alcanzando su máximo valor cuando $z_1 = r_i$.

Según se acaba de ver, en todos los procesos de cálculo anteriores se llega a la ecuación de Bach (con la condición de resistencia $\sigma_y \leq k_z$ y tomando como valor de m=10/3, para metales):

$$r_a \geq r_i * \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4 * p_i}{k_z - 1{,}3 * p_i}} \tag{128}$$

Notas:

1. El parámetro m viene definido como la relación entre la extensión y contracción transversal que depende del tipo de material.

2. El parámetro α corresponde a un constante de proporcionalidad entre los esfuerzos y los alargamientos (Ley de Hooke).

3. La condición $p_i < \frac{k_z}{1{,}3}$, se cumple cuando 1,3 * p_i = k_z, resultando $r_a = \infty$.

Si ahora se expresa σ_x en función de F_i , F y P , se llega a:

$$\sigma_x = \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_1^2} * p_i = \frac{F_i * p_i}{F} = \frac{P}{F} = \sigma_0 \tag{129}$$

donde:

F_i : Área de la sección interior del cilindro, en cm^2
F : Área de la sección transversal del cilindro, en cm^2
P : Fuerza axial, en kg

Por tanto, tendremos como *esfuerzos ficticios* para el material los siguientes:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{m-2}{m} * \sigma_0 = 0{,}4 * \sigma_0 \\ \sigma_2 &= 0{,}4 * \sigma_0 + 1{,}3 * \sigma_0 * \frac{r_a^2}{z^2} \\ \sigma_3 &= 0{,}4 * \sigma_0 - 1{,}3 * \sigma_0 * \frac{r_a^2}{z^2} \end{aligned}\right\} \tag{130}$$

La relación η entre los esfuerzos mínimos σ_2, en el exterior del cilindro y máximo σ_2 en el interior, dará una idea de la utilización del material, así pues:

$$\eta = \frac{mín\,\sigma_2}{\max \sigma_2} = \frac{0{,}4 * \sigma_0 + 1{,}3 * \sigma_0}{0{,}4 * \sigma_0 + 1{,}3 * \sigma_0 \frac{r_a^2}{r_i^2}} \tag{131}$$

Para comprobación del esfuerzo en un punto cualquiera de la sección, se procederá de la siguiente forma:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_2 &= 0{,}4*\sigma_0 + 1{,}3*\sigma_0*\frac{r_a^2}{z^2} = \sigma_0*\left[\,0{,}4 + 1{,}3*\left(\frac{r_a}{z}\right)^2\right] = \sigma_0*\mu_2 \\ \sigma_3 &= -0{,}4*\sigma_0 - 1{,}3*\sigma_0*\frac{r_a^2}{z^2} = \sigma_0*\left[-0{,}4 + 1{,}3*\left(\frac{r_a}{z}\right)^2\right] = \sigma_0*\mu_3\end{aligned}\right\} \quad (132)$$

Aplicando lo expuesto para el cálculo del cilindro de la máquina de Ntra. Sra. del Pilar, se supone un cilindro fabricado en acero fundido, cuya distribución de esfuerzos sobre su sección transversal sería:

Datos:

r_a = 370 mm; r_i = 330 mm; p_i = 9 kg/cm^2

$$\frac{r_a}{z} = \frac{r_a}{r_i} = \frac{370}{330} = 1.12$$

Para $\frac{r_a}{z} = \frac{r_a}{r_i} = 1.12$ corresponde un μ_2 = 2.031 y μ_3 = 1.231, por consiguiente:

Si F_a es la sección transversal del cilindro, en cm^2 cuyo valor es:

$$F_a = \pi * r_a^2 = \pi * 37^2 = 4.300{,}84 \text{ cm}^2$$

y F_i es la sección interior del cilindro, en cm^2 cuyo valor es:

$$F_i = \pi * r_i^2 = \pi * 33^2 = 3.421{,}19 \text{ cm}^2$$

el espesor e de las paredes será:

$$e = 37\text{-}33 = 4 \text{ cm}$$

Por tanto, el valor de F será:

$$F = F_a - F_i = 4.300{,}84 - 3.421{,}19 = 879{,}65 \text{ cm}^2$$

El esfuerzo máximo σ_2 de *tracción* en el borde interior vendrá dado por la expresión:

$$máx\,\sigma_2 = \mu_2 * \frac{F_i * p_i}{F} \quad (133)$$

y sustituyendo por valores reales, quedará:

$$máx\,\sigma_2 = 2{,}031 * \frac{3.421{,}19 * 9}{879{,}65} = 71{,}09 \text{ kg/cm}^2$$

El esfuerzo máximo σ_2 de *compresión* en el *borde interior*, se obtendrá aplicando la ecuación:

$$máx\,\sigma_2 = \mu_3 * \frac{F_i * p_i}{F} \qquad (134)$$

y sustituyendo por valores reales, quedará:

$$máx\,\sigma_2 = 1{,}231 * \frac{3.421{,}19 * 9}{879{,}65} = 43{,}09 \text{ kg/cm}^2$$

El esfuerzo máximo σ_2 en el *borde exterior* se podrá determinar mediante la expresión:

$$mín\ \sigma_2 = 0{,}4 * \sigma_0 + 1{,}3 * \sigma_0 \qquad (135)$$

Si se calcula primero el valor de $\sigma_x = \sigma_0$, se tendrá:

$$\sigma_0 = \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} * p_i = \frac{33^2}{37^2 - 33^2} * 9 = 35 \text{ kg/cm}^2$$

y sustituyendo finalmente en (135) se obtiene:

$$mín\ \sigma_2 = 0{,}4 * 35 + 1{,}3 * 35 = 59{,}5 \text{ kg/cm}^2$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

El cilindro de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario se calculará adoptando los mismos criterios que para el cilindro de la máquina de vapor Fives-Lille.

Datos [Dubbel, 1926]:

r_a = 403 mm; r_i = 360 mm; p_i = 9,5 kg/cm^2

$$\frac{r_a}{z} = \frac{r_a}{r_i} = \frac{403}{360} = 1{,}12$$

Para $\frac{r_a}{z} = \frac{r_a}{r_i} = 1{,}12$ corresponde un μ_2 = 2,031 y μ_3 = 1,231, por consiguiente:

Si F_a = Sección transversal del cilindro en cm^2, cuyo valor es:

$$F_a = \pi * r_a^2 = \pi * 40.3^2 = 5.102{,}22 \text{ cm}^2$$

y F_i = Sección interior del cilindro en cm^2, cuyo valor es:

$$F_i = \pi * r_i^2 = \pi * 36^2 = 4.071{,}50 \text{ cm}^2$$

El espesor e de las paredes es:

e = 40,3-36 = 4,3 cm

Entonces el valor de F será:

$$F = F_a - F_i = 5.102,22 - 4.071,50 = 1.030,72 \text{ cm}^2$$

El esfuerzo máximo σ_2 (de tracción) en el *borde interior* del cilindro vendrá dado por la expresión (133) y sustituyendo por valores reales, quedará:

$$máx\ \sigma_2 = 2,031 * \frac{4.071,50 * 9,5}{1.030,72} = 76,22 \text{ kg/cm}^2$$

El esfuerzo máximo σ_2 (de compresión) en el borde interior se obtendrá aplicando la ecuación (134) y si se sustituye por valores reales, quedará:

$$máx\ \sigma_2 = 1,231 * \frac{4.071,50 * 9,5}{1030,72} = 46,19 \text{ kg/cm}^2$$

El esfuerzo máximo σ_2 en el *borde exterior* se podrá determinar por medio de la expresión (135). Si se calcula primero el valor de $\sigma_x = \sigma_0$ aplicando (129) se tendrá:

$$\sigma_0 = \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} * p_i = \frac{36^2}{40,3^2 - 36^2} * 9,5 = 37,53 \text{ kg/cm}^2$$

y sustituyendo en (135) se obtiene:

$$mín\ \sigma_2 = 0,4 * 37,53 + 1,3 * 37,53 = 63,80 \text{ kg/cm}^2$$

5.5.9. Caja prensaestopas

Máquina de vapor Fives-Lille

La caja prensaestopas es un dispositivo mecánico situado en los puntos donde el vástago del émbolo atraviesa la tapa del cilindro. Su misión consiste en disponerse de tal forma, que evite la entrada de aire al cilindro y que tampoco salga de éste ningún fluido referido al trabajo que se está realizando, al mismo tiempo que hace posible el movimiento rectilíneo alternativo del vástago (figuras 197 y 198).

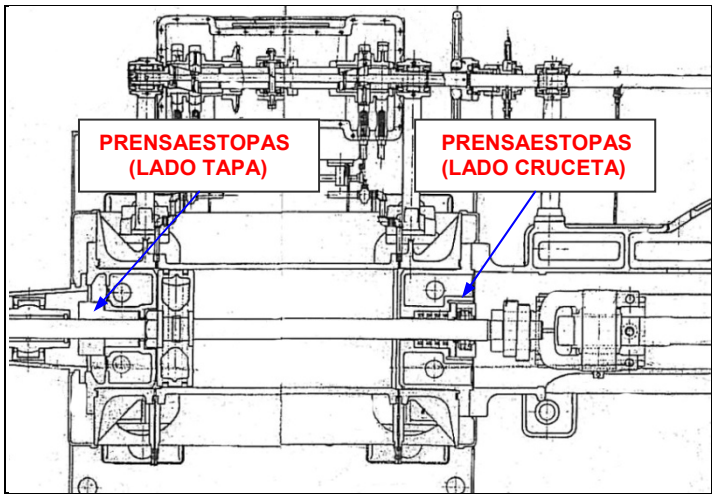


Figura 197. Detalle en planta de los prensaestopas del cilindro de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

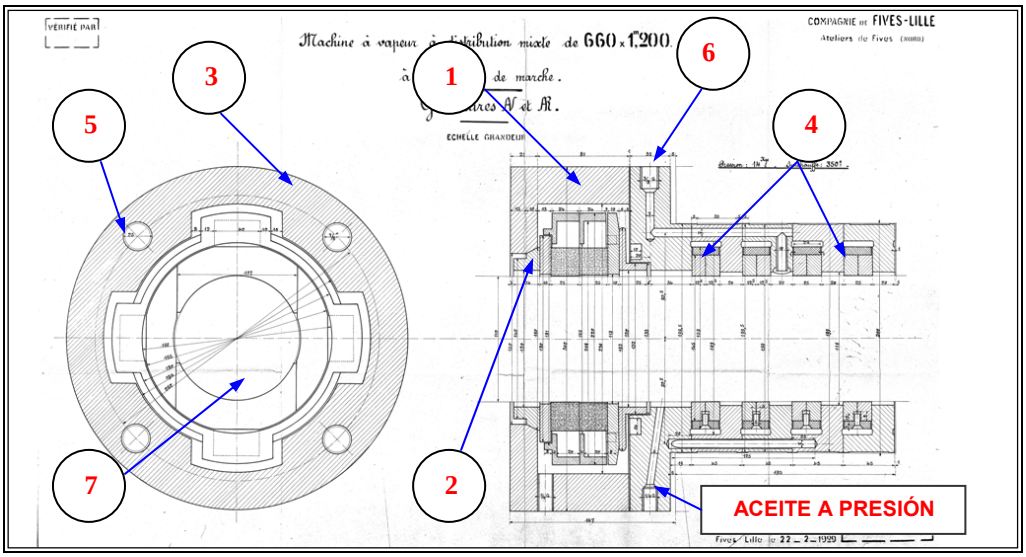


Figura 198. Plano de detalle del prensaestopas de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Las partes más importantes de que consta este dispositivo son:

1. Cuerpo o caja.
2. Anillo de asiento (Desmontable y normalmente de bronce).
3. Tapa (Brida circular).
4. Anillos de guarnición metálica (también se conoce como estopada o anillos de empaquetadura) (figura 199).
5. Tornillería (4 es el número más normal) para compresión de la empaquetadura.
6. Canal angular con pequeñas ranuras para el paso del aceite de lubricación del vástago.
7. Vástago del émbolo.

Son muy variados los tipos de material utilizados para la guarnición destacando el cáñamo, algodón, cuero, goma, amianto, anillos de metal y tela metálica.

Existen también cajas prensaestopas que no llevan material de guarnición y también consiguen la estanqueidad perfecta, pero éste no es el caso.

La máquina de vapor de Fives-Lille posee bastantes, aunque los más significativos por ser los más voluminosos, son los dos que se sitúan en posición horizontal, debido a la posición horizontal del vástago del émbolo. El primero está situado en la parte anterior del cilindro (lado tapa) y el segundo en la parte posterior (lado cruceta).

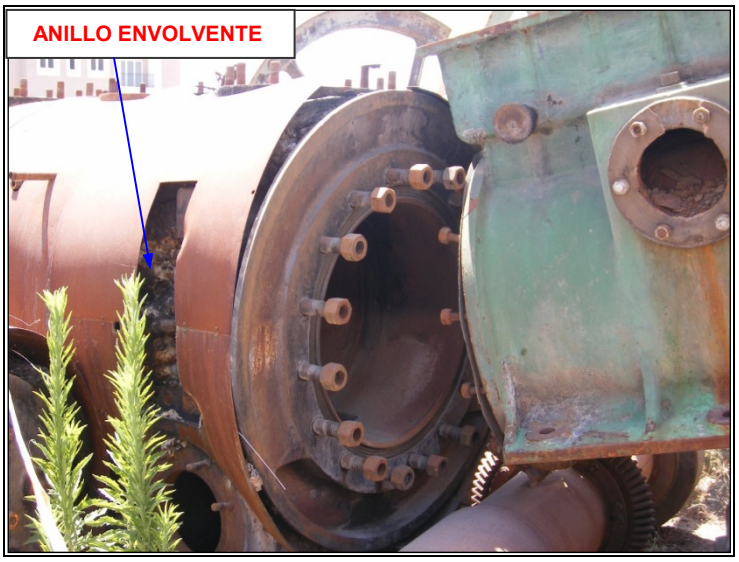


Figura 199. Detalle del anillo de empaquetadura del prensaestopas de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

Al ser una máquina de tecnológicamente avanzada para la época, la empaquetadura de estos prensaestopas es metálica y es bastante probable que sea el modelo de anillo envolvente diseñado por Lenz en fundición de hierro, especial para presiones de admisión entre 9 y 10 atm. Está formada por cuatro anillos metálicos de metal blando envolventes, aportando una serie de ventajas frente a los no metálicos, como su mayor durabilidad, menor rozamiento y mayor estanqueidad en el cierre.

Por consiguiente, con la empaquetadura metálica se consigue plena estanqueidad debido a la flexibilidad que le confieren los anillos metálicos, permitiendo desplazamientos transversales o flexiones del vástago del émbolo sin necesidad de que la guarnición sufra compresión por causa de los tornillos axiales.

El principio en el que se basa su funcionamiento (figuras 200 y 201), consiste en dotar a cada empaquetadura de un anillo dinámico a y un anillo inmóvil d (este último corresponde al hueco). Debido a la presión del vapor, el anillo móvil a se comprime contra el anillo estático d y al igual que ocurre, por ejemplo en las válvulas, se produce un cierre estanco que resulta más perfecto que el que se produce entre el vástago S y el anillo libre a, que al deslizarse sin presión, uno sobre otro, pueden evitar la penetración de una pequeña cantidad de vapor entre sus superficies.

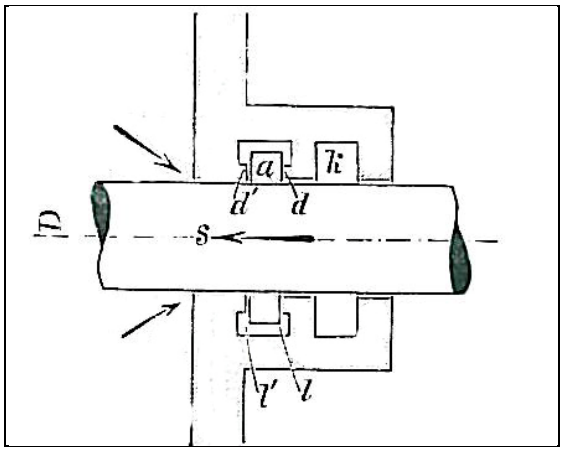


Figura 200. Funcionamiento de la empaquetadura de Lenz *(Jerie, 1937)*.

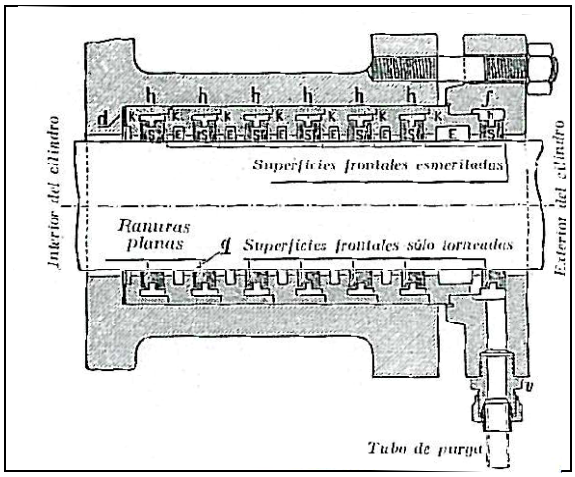


Figura 201. Detalle de un prensaestopas con seis anillos de empaquetadura tipo Lenz *(Jerie, 1937)*.

En cambio, entre el anillo estático d' y el anillo libre a no ocurre lo mismo, es decir, no existe un cierre estanco produciéndose una corriente de vapor entre a y d', de manera continua. La cámara k está se encuentra ubicada detrás del anillo d , para que el vapor que circula entre el vástago S y el anillo móvil a no pase de forma directa a la atmósfera, recogiéndolo para evitar que salga hacia la derecha, debido a la oposición del anillo de empaquetadura siguiente.

Suponiendo que el material fuese cáñamo, el cálculo se podría aproximar como sigue (figura 202):

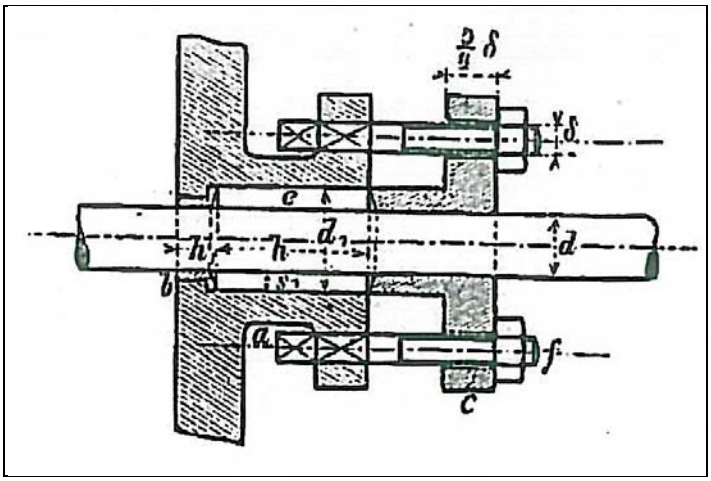


Figura 202. Dimensiones de un prensaestopas *(Jerie, 1937)*.

$s_1 = 0{,}65 * \sqrt{d}$ a $0{,}80 * \sqrt{d}$
$d_1 = 2 * s_1$
$h_1 \cong d$ (Vástagos en posición horizontal)
$h_1 = 0{,}5 * d$ (Vástagos en posición vertical)

El diámetro δ de los tornillos se calcula por medio de la fórmula:

$$\frac{\pi}{4}\left(d_1 - d\right) * 3 * p = 120 * \delta^2 * i\right) \qquad (136)$$

siendo:

i : nº de tornillos del prensaestopas
$p =$ 3 kg/cm^2
$d \geq$ 1,3 cm

Por último, cabe reseñar que los prensaestopas presentan un anillo envolvente o anillo protector al anillo de empaquetadura de la primera cámara y más próximo al vapor (figura 201), el cual tiene practicados unos agujeros para liberarlo de la presión y así se consigue que la caída de presión se reparta de forma más homogénea. Por tanto, el anillo envolvente mejora la estanqueidad, impidiendo que el anillo de empaquetadura sea atacado por el agua de condensación, cuando se acumula en cantidad.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Los dos prensaestopas principales que poseé la máquina de vapor de Mirrlees-Watson se encuentran dispuestos horizontalmente, al igual que los de la máquina de vapor Fives-Lille, debido a la disposición horizontal del vástago del émbolo. El primero está situado en la parte anterior del cilindro (lado tapa) y el segundo en la parte posterior (lado cruceta).

Por ser esta máquina de tecnología avanzada, el material del anillo de empaquetadura probablemente esté fabricado en fundición de hierro y sea del tipo Lenz, especial para presiones de admisión entre 9 y 10 atmósferas. De todas formas, esta afirmación no se

puede constatar, ya que ni se han podido localizar planos de sección referidos a este elemento, ni tampoco se ha podido desmontar el cilindro para comprobarlo.

5.5.10. Émbolo

5.5.10.1. Cálculo del diámetro del vástago del émbolo

Máquina de vapor Fives-Lille

La figura 203 nos muestra el vástago del émbolo de la máquina de vapor Fives-Lille, para cuyo cálculo y dimensionado habrá que tener en cuenta el pandeo y la flexión [Hütte, 1938]

El vástago del émbolo se puede fabricar en acero Siemens-Martin, para máquinas de elevada potencia que han de transmitir grandes esfuerzos, como es el caso del vástago de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar.

Solamente, cuando son necesarios esfuerzos muy grandes se utiliza el acero de crisol, mientras que cuando se requiere que la superficie sea inoxidable y completamente lisa, se utiliza el acero-níquel.

1. Cálculo a pandeo

Para calcular el esfuerzo máximo $P_{\max}$ a tracción o compresión en la sección más desfavorable del vástago y así garantizar que cumple contra el pandeo, se emplea la siguiente expresión:

$$P = \pi^2 * \frac{E * J}{l^2} \qquad (137)$$

Luego: $P_{\max} = \frac{P}{S}$

El vástago del émbolo es macizo por lo que se adopta tomar $J \cong \frac{1}{20} * d^4$; $\pi^2 \cong 10$ y $E = 2.200.000$ kg/cm^2 (para acero), el coeficiente de seguridad S está entre los valores 15 y 22, por considerarse tracción y compresión alternativas, o sea varía entre $\pm P_{\max}$.

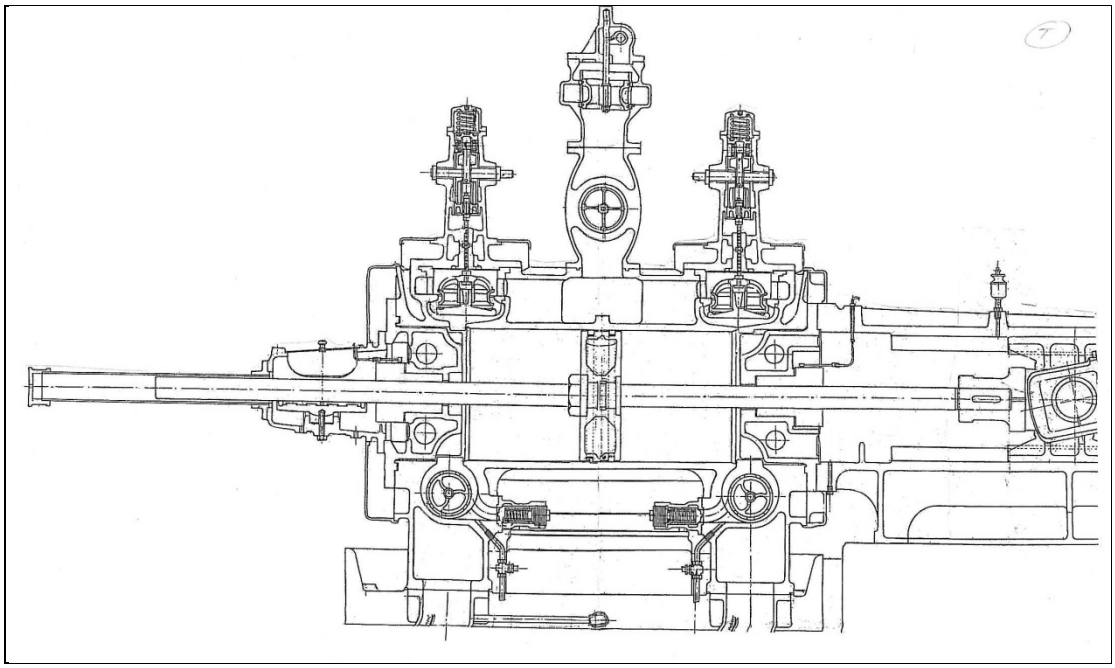


Figura 203. Detalle del vástago del émbolo de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Por tanto, realizando el cálculo con valores reales, se tiene:

$$l = 236 \text{ cm}; \qquad d_{vástago} = 11 \text{ cm}; \qquad 15 \leq S \leq 22$$

Y si se toma, por ejemplo un valor de 15 y sustituyendo en la expresión (137), se obtiene:

$$P = \pi^2 * \frac{2.200.000 * 0{,}05 * 11^4}{236^2} = 289.160 \text{ kg}$$

luego:

$$P_{\max} = \frac{289.160}{15} = 19.277 \text{ kg}$$

2. Cálculo a flexión

En esta máquina horizontal se va a considerar el peso de total del émbolo y la fracción correspondiente del vástago, que irán a apoyarse directamente sobre la pared inferior del cilindro. Esto presenta un inconveniente notable, consistente en un mayor desgaste del cilindro y del émbolo, debido al rozamiento continuo de sus superficies, aún estando bien engrasadas. La ventaja que tiene es que se reduce bastante la flexión del vástago, por lo que se puede reducir su diámetro, evitándose, por un lado, tener que utilizar un prensaestopas con guía articulada y por otro, reducir el peso del émbolo.

A efectos constructivos y de resistencia mecánica, como la flecha f aumenta con el cuadrado del tamaño absoluto, debido al peso propio del vástago, resultando por ello más conveniente que para máquinas con émbolos de peso y diámetro grandes, estos se apoyen en el cilindro y no estén suspendidos entre una cruceta y un patín exterior.

Para el caso en que el pistón gravite sobre la pared interna del cilindro, independientemente de que se aporte un buen engrase, la presión específica por centímetro cuadrado de proyección horizontal P_e, deberá ser menor o igual de 2 kg/cm^2 y vendrá dada por la expresión:

$$P_e = \frac{G_k + 5/8 * G_s}{P_p} \leq 2 \text{ kg/cm}^2 \quad (138)$$

donde:

G_k : Peso del émbolo aproximadamente en el punto medio del vástago, en kg.
G_s : Peso del vástago, en kg.

Caso de que el émbolo no se apoye en la pared del cilindro y siendo:

L: Longitud del cilindro, en cm
J: Momento de inercia de la sección del vástago, en cm^4

La flecha f (cm) vendrá dada por la expresión:

$$f = \frac{L^3}{48} * \frac{G_k + 5/8 * G_s}{E * J} = \frac{1}{6} * \frac{k_b}{E} * \frac{l^2}{h} \quad (139)$$

siendo:

E: Módulo de elasticidad para el acero, de valor 2.200.000 kg/cm^2.

En el caso particular de esta máquina de vapor, su émbolo se apoya en las paredes del cilindro y por tener un diámetro grande, está dotado de una corona portante de un material para minimizar el rozamiento, que puede ser metal blanco, latón o bronce, aunque se desconoce cuál de ellos es.

Utilizando dimensiones reales de estos elementos mecánicos de la máquina, se procederá a comprobar que el vástago del émbolo cumple a flexión. Para ello, se comenzará determinando el peso del émbolo G_k (cuyo material es hierro fundido).

Como el volumen del émbolo V_E se calcula según la siguiente expresión:

$$V_E = \pi * r^2 * e \quad (140)$$

donde:

r: Radio del émbolo, en cm
e: Espesor del émbolo, en cm

Sustituyendo en la ecuación (140) las dimensiones reales del émbolo, y si *r* = 33 cm, *e* = 20 cm y admitiendo aproximadamente un 50 % de huecos y el resto macizo, se tiene que:

$$V_E = \pi * 0{,}33^2 * 0{,}20 = 0{,}014 \text{ m}^3$$

Entonces, el peso del émbolo G_k (tomando como valor de la densidad del hierro, 7.874 kg/m^3) será:

$$G_k = 0.014 * 7.874 * 0{,}50 = 55{,}12 \text{ kg}$$

Análogamente, el cálculo del volumen del vástago V_V (se supone todo macizo) vendrá dado por la expresión:

$$V_V = \pi * r^2 * L_T \qquad (141)$$

donde:

r : Radio de su sección transversal, en m.
L_1 : Longitud del vástago (tramo desde el inicio hasta al émbolo), en m.
L_2 : Longitud del vástago (tramo desde el émbolo hasta la cruceta), en m.
L_T : Longitud total del vástago, en m.

Sustituyendo en la ecuación (141) por dimensiones reales del vástago quedará:

Como L_1 = 2,00 m; L_2 = 2,20 m; L_T = 4,20 m y r = 0,055 m

entonces:

$$V_V = \pi * 0{,}055^2 * 4{,}20 = 0{,}039 \text{ m}^3$$

al ser el vástago de acero ($\rho_{acero} = 7.850$ kg/m^3), su peso será:

$$G_s = 0{,}039 \text{ m}^3 * 7.850 \text{ kg/m}^3 = 313{,}22 \text{ kg}$$

Para la proyección portante P_p (superficie de apoyo en la pared del cilindro), se supondrá un cuarto de la longitud de la circunferencia del émbolo, o sea:

$$L = 2 * \pi * r = 2 * \pi * 0{,}33 = 2{,}07 \text{ m} \qquad \frac{L}{4} = 0{,}517 \text{ m}$$

por lo que:

$$P_p = \frac{L}{4} * e = 0{,}517 * 0{,}20 = 0{,}103 \text{ m}^2 \cong 1.030 \text{ cm}^2$$

luego entonces, la presión específica por cm^2 de proyección horizontal P_e será, aplicando la ecuación (138):

$$P_e = \frac{55{,}12 + 5/8 * 313{,}32}{1.030} = 0{,}24 \text{ kg/cm}^2 \leq 2 \text{ kg/cm}^2$$

por lo que se cumple la condición.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Las figuras 204 y 205 muestran el vástago del émbolo para cuyo cálculo y dimensionado habrá que tener en cuenta el pandeo y la flexión [Hütte, 1938]. Es bastante probable que esté fabricado en acero fundido Siemens-Martin, para máquinas de elevada potencia que han de transmitir grandes esfuerzos, como es el caso de este vástago.

Figura 204. Vista frontal de vástago del émbolo de la máquina Mirlees-Watson. *Fotografía del autor.*

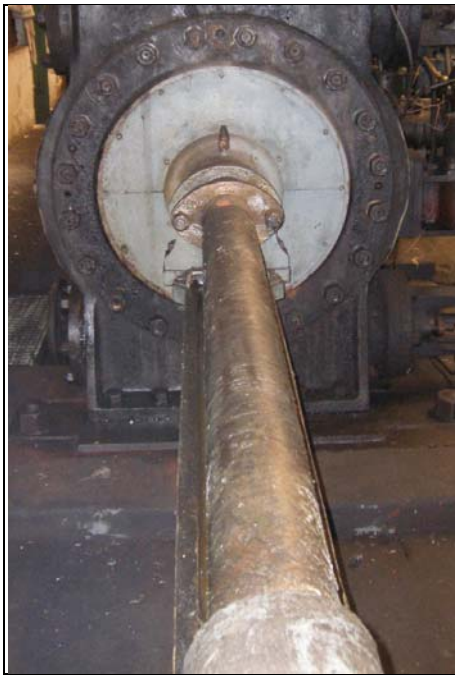


Figura 205. Vista de perfil del vástago del émbolo (lado tapa) de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

1. Cálculo a pandeo

Para calcular el esfuerzo máximo P a tracción o compresión en la sección más desfavorable del vástago y así garantizar que cumple el esfuerzo a pandeo, se emplea la fórmula de Euler [Dubbel, 1926].

Razonando de forma análoga a lo realizado para la máquina Fives-Lille y sustituyendo por valores reales:

$$l = 1{,}30 * 152 = 198 \text{ cm} \qquad d = 12{,}84 \text{ cm} \qquad 15 \leq S \leq 22$$

y tomando como valor se seguridad $S = 21$ para un vástago macizo, aplicando la ecuación (137), finalmente se obtiene:

$$P = \pi^2 * \frac{2.200.000 * 1.334{,}23}{21 * 198^2} = 35.188{,}72 \text{ kg}$$

Si ahora se comprueba el dimensionado del diámetro del vástago se obtiene:

$$d = \sqrt[4]{\frac{P * l^2}{50.000}} = \sqrt[4]{\frac{35.188{,}72 * 198^2}{50.000}} = 12{,}89 \text{ cm}$$

por lo que queda justificada su dimensión.

2. Cálculo a flexión

Al ser esta máquina de disposición horizontal y el vástago del émbolo no encontrarse apoyado en los prensaestopas, es decir, en las paredes del cilindro sino que se prolonga por detrás de éste, deberá calcularse y dimensionarse como una viga de sección uniforme para resistir el esfuerzo a flexión [Dubbel, 1926].

Razonando de forma análoga a lo realizado para la máquina Fives-Lille y sustituyendo por valores reales, resulta:

El valor del peso del émbolo G_k (cuyo material es acero), es de 386,73 kg.

El volumen total del vástago del émbolo V_V es:

$$V_V = \pi * \left(\frac{12{,}89}{2}\right)^2 * 460^2 = 60.027{,}95 \text{ cm}^3$$

El peso del vástago macizo en acero ($\rho_{acero} = 7.850$ kg/m^3), G_s será:

$$G_s = 60.027{,}95 * 0{,}00785 = 471{,}22 \text{ kg}$$

sustituyendo en la ecuación (139) por dimensiones reales, se obtienen los siguientes valores:

$$f = \frac{L^3}{48} * \frac{G_k + 5/8 * G_s}{E * J} = \frac{250^3}{48} * \frac{386{,}73 + 5/8 * 471{,}22}{2.200.000 * 1.355{,}13} \cong \text{ 0,10 cm}$$

$$f = \frac{1}{6} * \frac{k_b}{E} * \frac{l^2}{h} = \frac{1}{6} * \frac{350}{2.200.000} * \frac{250^2}{12{,}89} = 0{,}13 \text{ cm}$$

Según lo expuesto, con estos valores similares de flecha máxima, quedan determinadas las condiciones mecánicas del esfuerzo de flexión del vástago del émbolo.

No obstante, la flecha que se produce en el vástago debido a la carga G_k, puede anularse torneando éste mediante una herramienta rotativa de tal forma que, estando exento de carga adquiera una flecha hacia arriba.

El vástago de la máquina Mirrlees-Watson es prolongado (recomendable en máquinas de vapor de disposición horizontal) y su sistema de sujección al cuerpo del émbolo no se ha podido comprobar.

5.5.10.2. Cálculo de la resistencia del émbolo

Máquina de vapor Fives-Lille

Para su determinación, se considerará el caso más normal en el que la presión del émbolo se transmite por su centro al vástago [Hütte, 1938; Dubbel, 1926]. Como se ha comentado anteriormente, el émbolo de esta máquina de vapor está fabricado en acero fundido y pertenece a la familia de émbolos de tipo plato o disco de doble pared con nervios.

Según Pfleiderer, la resistencia de este tipo de émbolosse calcula considerando que el máximo esfuerzo (fatiga radial) lo recibe el nervio que corresponde al borde exterior del orificio, es decir a una distancia x del centro del émbolo.

Por consiguiente, el valor del trabajo máximo σ se produce en el nervio que corresponde al borde externo del orificio y por consiguiente, a la distancia x del centro del émbolo, pudiéndose expresar de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{h}{2} * \frac{M_b}{\vartheta} + \frac{P * l_1}{4} \left(\frac{1}{a * f} + \frac{a - \frac{w_1}{2}}{\vartheta_1} \right) \qquad (142)$$

donde *P* es la Presión total en el émbolo y viene expresada por medio de la fórmula:

$$P = (R^2 - v^2) * \frac{\pi}{i} * p \qquad (143)$$

y M_b es el Momento flector para cada nervio y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$M_b = p * \frac{\pi}{3 * i}(R - x)^2 * (2R + x) \quad (144)$$

El resto de variables se identifican de la siguiente forma:

p : Presión efectiva sobre la corona
i : Número de nervios
w_1 : Velocidad lineal del centro de gravedad de la sección transversal de área f_1
ϑ : Momento de inercia de la sección HJK (sección en doble "T")
ϑ_1 : Momento de inercia de la sección transversal (sección en y de área f)
$2 * a$: Distancia entre los centros de gravedad de ambas secciones transversales de áreas f

Nota: La σ se puede reducir considerando en estas condiciones valores de w_1 grandes o lo que es lo mismo, colocar las aberturas lo más cercanas posible al borde exterior del émbolo.

Existe otro procedimiento de cálculo que consiste en admitir que el cubo del radio externo r y la corona de radio interno R_1 tengan una rigidez tal, que no les permita perder la forma cilíndrica [Hütte, 1938].

Por tanto, se va a trabajar con las variables siguientes:

P : Presión total del émbolo, cuya expresión viene dada por:

$$P = \pi * p * R^2 \quad (145)$$

P_c : Presión que gravita sobre la corona cuya determinación es:

$$P = \pi * p * \left(R^2 - R_1^{\,2}\right) \quad (146)$$

σ_r = Máxima fatiga que puede absorber un nervio (correspondiente a la circunferencia de radio r y h constante) en el espesor del émbolo.

En consecuencia, según Enssiln [Hütte, 1938], se puede comprobar que:

$$\sigma_r = \frac{\Phi_1 * P + \Phi_2 * P_c}{h_2} \leq \sigma_b \quad (h \text{ = constante}) \quad (147)$$

Como las tensiones del material van decreciendo a medida que se aleja del radio r , se puede por tanto considerar que el espesor h del émbolo disminuya desde el cubo hacia la corona. Lindner propone que:

$1{,}2 \leq h \leq 1{,}3$ en la zona de cubo y
$0{,}8 \leq h \leq 0{,}9$ en la zona de la corona

Partiendo de las dimensiones reales de la máquina de vapor de Fives-Lille:

r = 12 cm; h = 20 cm; R = 33 cm; R_1 =28 cm; p = 9 kg/cm^2

y sustituyendo en las fórmulas de Enssiln (146) y (147), se obtienen los valores de la presión total del émbolo y la presión sobre la corona, respectivamente.

$$P = \pi * 9 * 33^2 = 30.790{,}74 \text{ kg} \quad \text{y} \quad P_c = \pi * 9 * \left(33^2 - 28^2\right) = 8.623{,}67 \text{ kg}$$

Análogamente, se calcula el valor de la fatiga radial máxima σ_r, considerando como valor máximo admisible para acero fundido $\sigma_b \leq 600$ kg/cm^2 y los valores Φ_1 = 0.38 y Φ_2 = 0.22, para h = constante, por lo que sustituyendo en la ecuación (148) se llega a:

$$\sigma_r = \frac{0.38 * 30790{,}74 + 0.22 * 8623{,}67}{20^2} \leq 600 \text{ kg/cm}^2$$

El resultado es de una tensión de 33.99 kg/cm^2 (que absorbe cada nervio), pero al tener un número total de 6, se tendrá que:

33,99*6 = 203,94 kg/cm^2 $\leq$ 600 kg/cm^2; luego se cumple la condición.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Se razonará de forma análoga a lo realizado para la máquina de vapor Fives-Lille de la fábrica de Ntra. Sra. del Pilar.

Como ya se ha comentado en el capítulo dedicado al trabajo de campo, el émbolo de esta máquina de vapor es muy probable que pertenezca al grupo de émbolos de tipo plato o disco de doble pared con nervios y está fabricado en hierro fundido.

Considerando las dimensiones reales de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario:

h = 20 cm; R = 36 cm; R_1 = 31 cm; p = 9,5 kg/cm^2

y sustituyendo en las fórmulas de Enssiln, se obtienen los valores de la presión total del émbolo y la presión sobre la corona, respectivamente:

$$P = \pi * 9{,}5 * 36^2 = 38.679{,}29 \text{ kg} \quad \text{y} \quad P_c = \pi * 9{,}5 * \left(36^2 - 31^2\right) = 9.998{,}12 \text{ kg}$$

Análogamente, se calcula el valor de la fatiga radial máxima σ_r, considerando como valor máximo admisible para hierro fundido $\sigma_b \leq$ 600 kg/cm^2 y los valores Φ_1 = 0,38 y Φ_2 = 0,22 para h=cte, por lo que sustituyendo en la ecuación (148), se llega a:

$$\sigma_r = \frac{0{,}38 * 38.679{,}29 + 0{,}22 * 9.998{,}12}{20^2} \leq 600 \text{ kg/cm}^2,$$

El resultado es de una tensión de 42,24 kg/cm^2 (que absorbe cada nervio), pero al tener un número total de 6, se tendrá:

42,24*6 = 253,44 kg/cm^2 $\leq$ 600 kg/cm^2, luego se cumple la condición.

5.5.10.3. Cálculo de los aros del émbolo

Máquina de vapor Fives-Lille

Los aros del émbolo suelen estar fabricados en fundición gris dulce de gran resistencia, haciéndose juntos en cada colada (en forma de tambor) un determinado número de ellos, y cortándose posteriormente de forma individual. Se construyen lo más anchos y ligeros posible con el fin de evitar golpes.

Para su cálculo se han de tener en cuenta varios condicionantes:

1. Al ser montados, si se han de cerrar con una longitud $l = a * D$ y un espesor de paredes s (figura 206), el diámetro de fundición que habrá de obtenerse valdrá $D + \frac{1}{\pi} + \gamma$, siendo γ el incremento previsto para el torneado; por ello el espesor de sus paredes valdrá $s + \gamma$.
2. Se tornea en primer lugar el diámetro $D + \frac{1}{\pi} + \frac{\gamma}{2}$, obteniéndose el espesor de paredes $s + \frac{\gamma}{2}$, (una vez disminuido la mitad de dicho incremento).
3. Efectuado pues el torneado previo, se corta un trozo de longitud l, cerrándose el aro, terminándose de tornear el diámetro D de espesor s.

Los valores adoptados para la longitud $l = a * D$ están comprendidos entre:

$$1/15 * D \leq l \leq 1/8 * D$$

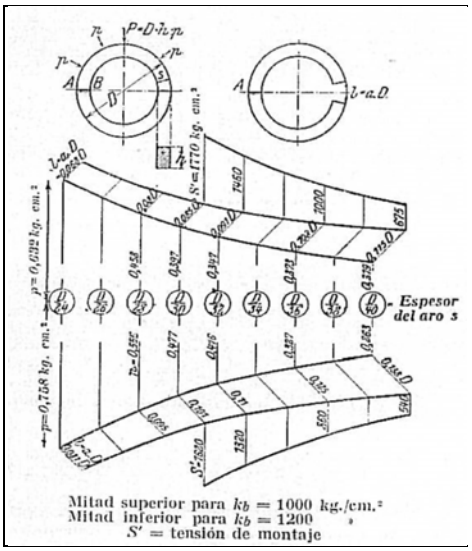


Figura 206. Diagrama de tensiones de montaje en función del espesor del aro *(Dubbel, 1926).*

Si se considera, como caso más usual, una presión uniforme p comprendida entre los valores $0.1 \leq p \leq 1.2$ kg/cm^2, entre el aro y el cilindro y una tensión admisible para hierro fundido comprendida entre $800 \leq k_b \leq 1200$ kg/cm^2 (para máquinas de mediana velocidad), la tensión que soporta la sección AB del aro se determina mediante la expresión:

$$M_b = D * h * p * \frac{D}{2} = \frac{h * s^2}{6} * k_b \qquad (148)$$

y de la cual se pueden deducir, el espesor s del aro o la presión p, que vienen expresadas por las fórmulas:

$$s = D * \sqrt{\frac{3 * p}{k_b}} \qquad (149) \qquad p = \frac{k_b * s^2}{3 * D^2} \qquad (150)$$

Por tanto, apoyándose en los datos reales de la máquina de Fives-Lille y adoptando el resto de valores con $D = 66$ cm; p = 0,7 kg/cm^2 y $k_b = 800$ kg/cm^2 y sustituyendo en (149) se tiene:

$$s = 66 * \sqrt{\frac{3 * 0{,}7}{800}} \text{ , luego } \qquad s = 3{,}38 \text{ cm}$$

que es un valor muy aproximado al espesor medido sobre plano ($s = 3$ cm).

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Los aros del émbolo Corliss están fabricados en fundición gris dulce de gran resistencia. Para su cálculo se han tenido en cuenta los mismos criterios de cálculo que para el émbolo de la máquina Fives-Lille.

Por tanto, apoyándose en los datos reales de la máquina de Mirrlees-Watson, se tiene:

Para un diámetro del émbolo de $D = 72$ cm; p = 0,7 kg/cm^2 y $k_b = 600$ kg/cm^2 y sustituyendo en (149), se tiene:

$$s = 72 * \sqrt{\frac{3 * 0{,}7}{800}} = 3{,}68 \text{ cm}$$

5.5.11. Análisis cinemático del mecanismo biela-manivela

5.5.11.1. Determinación numérica del avance y retroceso del émbolo

Máquina de vapor Fives-Lille

El mecanismo de biela-manivela (figura 207) de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar se puede representar según la figura 208. En ella se analizan para una posición concreta de la manivela, los valores finitos que se obtienen de las variables que intervienen, con un giro de la misma a derechas, por ejemplo de valor $\omega =$ 90º.

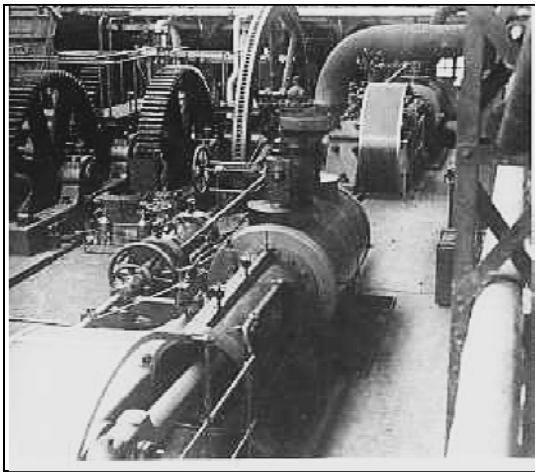


Figura 207. Máquina Fives-Lille con mecanismo biela-manivela.
Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

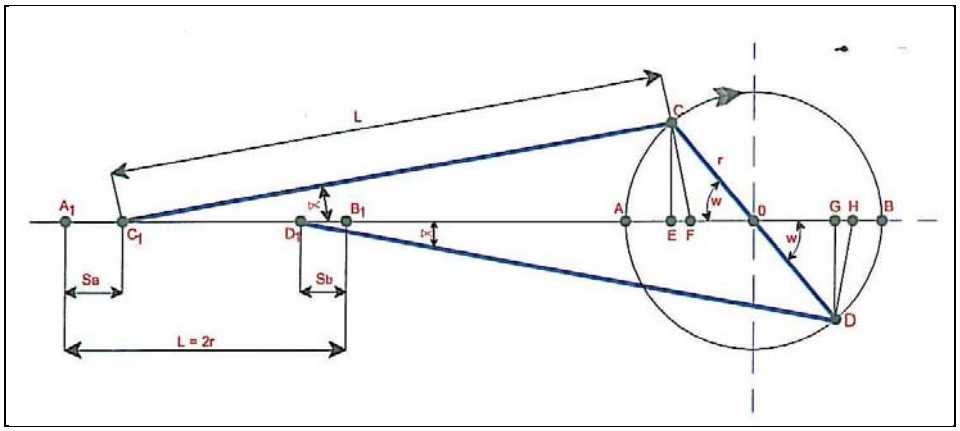


Figura 208. Representación gráfica del mecanismo biela-manivela de la máquina Fives-Lille.
(*Elaboración propia a partir de Jerie, 1937).*

En el caso de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar, las magnitudes reales son:

- Longitud de biela, $L = 3$ m
- Longitud de la manivela, $r = 0.60$ m
- Ángulo de rotación de la manivela, $\omega = 90º$.
- Ángulo de elevación o descenso, según la posición de la biela, $\alpha = 11º32´$.

Cuando la manivela gira un ángulo $\omega = 90º$ desde la posición inicial OA hasta la posición final OC, se podrá verificar que el recorrido del émbolo s_a en su avance, será la fracción de embolada correspondiente al ángulo ω. Por tanto, la ley de la trayectoria del émbolo, o movimiento en la carrera de avance, vendrá dado por:

$$s_a = r * (1 - cos\omega) + L * (1 - cos\alpha) \qquad (151)$$

Por consiguiente, sustituyendo por valores reales se obtendrá:

$$s_a = 0{,}60 * (1 - cos\ 90^o) + 3{,}00 * (1 - cos\ 11º32´) = 0{,}66 \text{ m}$$

Análogamente, el recorrido del émbolo en su *retroceso* s_b, vendrá expresado por la ley de movimiento en la carrera de retroceso, así:

$$s_b = r * (1 - cos\omega) - L * (1 - cos\alpha) \qquad (152)$$

y sustituyendo por dimensiones reales se obtendrá:

$$s_b = 0{,}60 * (1 - cos\ 90^o) - 3{,}00 * (1 - cos\ 11º32´) = 0{,}54 \text{ m}$$

En definitiva, se puede establecer una fórmula general que reúna las ecuaciones anteriores (152) y (153), por la que se rige el movimiento rectilíneo del émbolo de esta máquina (en su carrera de avance o retroceso), en función de los ángulos ω y α, con las magnitudes r y L constantes. Así pues, se llega a la expresión:

$$s = 0{,}60 * (1 - cos\ \omega) \pm 3{,}00 * (1 - cos\ \alpha) \qquad (153)$$

donde dependiendo del signo, se tratará de la carrera en un sentido u otro, positivo para la carrera de avance y negativo para la carrera de retroceso.

Para mayor comodidad, en los casos prácticos se suele eliminar el ángulo α, considerando la expresión deducida del triángulo C_1CO de la figura 208**,** donde:

$CE = L * sen\ \alpha = r * sen\ \omega$ y despejando el $sen\ \alpha$, queda:

$$sen\ \alpha = \frac{r}{L} * sen\ \omega \qquad (154)$$

y como $\frac{r}{L} = \frac{0,60}{3,00}$ = 0,20 , sustituyendo resulta la expresión:

$$sen\,\alpha = 0,2 * sen\,\omega \tag{155}$$

y análogamente con la función $cos\,\alpha$ se tiene lo siguiente:

$$cos\,\alpha = \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} * sen^2\omega} \tag{156}$$

y si se desarrolla la raíz, según la serie binómica se puede expresar como [Bähr y Herre, 1959]:

$$cos\,\alpha = 1 - \frac{1}{2} * \frac{r^2}{L^2} * sen^2\omega \tag{157}$$

si ahora se introducen en esta última ecuación los valores reales de esta máquina, se obtiene:

$$\cos\alpha = 1 - \frac{1}{2} * \frac{0,60^2}{3,00^2} * sen^2\omega = 1 - \frac{1}{2} * 0,04 * sen^2\omega \text{ luego}$$

$$cos\alpha = 1 - 0,02 * sen^2\omega \tag{158}$$

Por tanto, si se sustituye en la ecuación (151) el valor del $cos\,\alpha$ obtenido de la ecuación (155), se obtiene la ley de movimiento del émbolo en su carrera de avance o retroceso expresada únicamente en función del ángulo ω.

$$s = r * \left(1 - cos\,\omega \pm \frac{1}{2} * \frac{r}{L} * sen^2\omega \right) \tag{159}$$

Por último, si se introducen en esta última ecuación, las magnitudes reales de la manivela y de la biela de la máquina, se obtendrá la expresión:

$$s = 0,60 * \left(1 - cos\,\omega \pm \frac{1}{2} * \frac{0.60}{3.00} * sen^2\omega \right)$$

por lo que se llega finalmente a:

$$s = 0,60 * \left(1 - cos\,\omega\right) \pm 0,1 * sen^2\omega \tag{160}$$

que es la ecuación del movimiento del émbolo en sus carreras de avance y retroceso.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Razonando de forma análoga y siguiendo las mismas expresiones que las utilizadas para la máquina de vapor de Fives-Lille, y sustituyendo por los valores reales que son:

- Longitud de biela, $L = 3.80$ m
- Longitud de la manivela, $r = 0.76$ m
- Ángulo de rotación en sentido dextrógiro, $\omega =$ 50º.
- Ángulo de elevación o descenso, según la posición de la biela, $\alpha = 13º$

Se llega a la ecuación del movimiento del émbolo en sus carreras de avance y retroceso.

$$s = 0{,}76 * (1 - cos\,\omega) \pm 0{,}08 * sen^2\,\omega \qquad (161)$$

5.5.11.2. Determinación gráfica del avance y retroceso del émbolo

Máquina de vapor Fives-Lille

Carrera de avance

La figura 209 muestra cómo se determinan gráficamente los recorridos de avance s_a y retroceso s_b del émbolo, que corresponden a la posiciones C y D de la manivela, respectivamente. Los pasos a seguir son los siguientes:

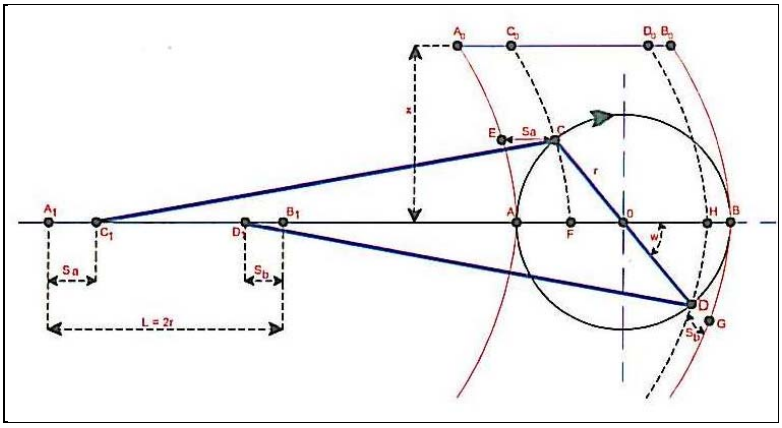


Figura 209. Recorridos de avance y retroceso del émbolo de una máquina de vapor.
(*Elaboración propia a partir de Heepke y Herre, 1943).*

1. Se traza un arco de circunferencia pasando por el punto muerto A, tomando como centro A_1 y con radio L (longitud de la biela).
2. Se traza por el punto C una paralela a AB.
3. Se traza un arco de circunferencia CF con centro C_1 y radio L.

Se comprueba fácilmente que $CE = s_a$ ya que, $CE = AF = s_a$

Carrera de retroceso

Los pasos a seguir serán los siguientes:

1. Se traza un arco de circunferencia pasando por el punto muerto B, tomando como centro B_1 y con radio L.
2. Se traza, por ejemplo, por el punto D, una paralela a AB.

Se obtendrá que $DG = BH = s_b$.

Caso de que las posiciones del émbolo, para distintos ángulos ω que describa la manivela, se pretendan referir a una recta o eje, el proceso entonces sería el siguiente:

1. Se traza una paralela A_0B_0 a AB a una distancia cualquiera x.
2. Se prolongan los arcos CF y DH para cortar a la recta A_0B_0 en los puntos C_0D_0. Así, se obtendrán las posiciones del émbolo buscadas, ya que, $A_0C_0 = s_a$ y $B_0D_0 = s_b$.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

El cálculo gráfico de la carrera de avance y retroceso del émbolo es exactamente igual al descrito en la máquina de vapor Fives-Lille.

5.5.11.3. Cálculo de la velocidad del émbolo

Máquina de vapor Fives-Lille

Básandose en la figura 208, la velocidad en el punto muerto A_1 es cero. En el intervalo de movimiento desde A_1 hasta B_1, la velocidad en el punto C aumenta gradualmente hasta la mitad de la carrera, donde se hace máximo su valor c_{max}, por lo que se deduce, que este movimiento es acelerado hasta la mitad y retardado desde la mitad hasta el punto muerto B_1, donde se hace otra vez nula.

Como la velocidad media del gorrón de la manivela es v, que viene expresada como:

$$v = \frac{2 * r * \pi * n}{60} \qquad (162)$$

sustituyendo en esta ecuación por los valores reales de la máquina se tendrá:

$$v = \frac{2 * 0{,}60 * \pi * 45}{60} = 2.83 \text{ m/s}$$

Por otra parte, la velocidad instantánea del émbolo C, para una posición determinada de la manivela en función de los ángulos ω y α, se obtiene mediante la expresión:

$$c = v * \frac{sen(\omega \pm \alpha)}{cos\,\alpha} \tag{163}$$

y en función sólo del ángulo ω, quedará la expresión:

$$c = v * \left(sen\omega \pm \frac{1}{2} * \frac{r}{L} * sen\,2\omega \right) \tag{164}$$

Introduciendo en esta última expresión los valores conocidos de r y L de la máquina, se llega a otra ecuación por la que se obtiene la velocidad instantánea del émbolo en función del ángulo ω :

$$c = 2{,}83 * (sen\,\omega \pm 0{,}1 * sen\,2\omega) \tag{165}$$

También resulta conveniente la determinación de la velocidad media del émbolo c_m (para una carrera de longitud l y el árbol motor, dando $2n$ revoluciones por minuto, siendo el valor de la trayectoria total recorrida por el émbolo $2 * \pi * l$), que se determinará aplicando la expresión:

$$c_m = \frac{2 * n * l}{60} \tag{166}$$

Si se pretende obtener c_m en m/s, se ha de expresar l en m. De las ecuaciones (162) y (166), se obtiene:

$$v = \frac{\pi}{2} * c_m = 1.57 * c_m \quad (167) \quad \text{de donde} \qquad c_m = \frac{2}{\pi} * v = 0.64 * v \tag{168}$$

Si se introducen los valores reales de la longitud de la carrera l=1.10 m y el nº de revoluciones $n = 45$ rpm, quedará:

$$c_m = \frac{2 * 45 * 1.10}{60} = 1{,}65 \text{ m/s}$$

La velocidad máxima del émbolo $c_{\max}$ sin tener en cuenta la inclinación de la biela, corresponderá a la posición correspondiente a $\omega = 90º$, por lo que la ecuación de la velocidad instantánea del émbolo, según la expresión (164) se formulará como sigue:

$$c_{\max} = 2{,}83 * sen\,90º \quad \text{luego} \quad c_{\max} = 2{,}83 \text{ m/s}$$

En el caso de tener en cuenta la inclinación de la biela, $c_{\max}$ será función de de la relación $\frac{r}{L}$ [Bähr y Herre, 1959]. Si se dan valores numéricos a r y L, por ejemplo para $r = 1$ y $L = 4$, se obtienen las relaciones entre la velocidad máxima del émbolo y la velocidad media del gorrón de la manivela.

$$c_{\max} = 1.02 * v = 1.6 * c_m \qquad (169)$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Razonando de forma análoga, y sustituyendo para los valores reales de la máquina se obtienen diversos valores. Así:

La velocidad media del gorrón de la manivela es:

$$V_m = \frac{2 * 0{,}76 * \pi * 45}{60} = 3{,}58 \text{ m/s}$$

La velocidad instantánea del émbolo para una posición determinada de la manivela será:

$$C = 3{,}58 * \left(sen\,\omega \pm 0{,}1 * sen\,2\omega\right) \qquad (170)$$

La velocidad media del émbolo es:

$$C_m = \frac{2 * 45 * 1.52}{60} = 2{,}28 \text{ m/s}$$

La velocidad máxima del émbolo será:

$$C_{\max} = 3{,}58 \text{ m/s}$$

5.5.11.4. Curvas de velocidad de avance-retroceso del émbolo

Máquina de vapor Fives-Lille

Las variaciones de velocidad que sufre el émbolo se pueden representar gráficamente según la figura 210. Para ello, se traza para cada posición C_1 del mismo, una ordenada proporcional al valor numérico de velocidad instantánea del émbolo C correspondiente.

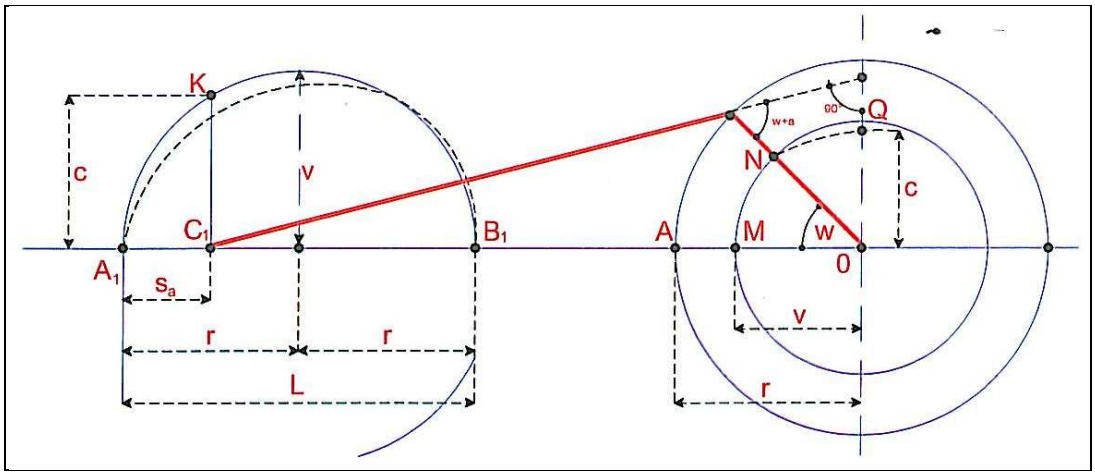


Figura 210. Representación gráfica de las variaciones de velocidad de avance y retroceso.
(*Elaboración propia a partir de Heepke y Herre, 1943).*

Se pueden presentar dos casos:

1. Para bielas de longitud infinita (L=∞) según la ecuación (169) se infiere para este caso, que la curva representada es la elipse de trazos de la figura 210. Si $\omega = 90º$, entonces se obtendrá:

$$c = c_{\max} = v$$

2. Para bielas de longitud finita, la curva de la velocidad se determina a partir de la ecuación (163) y se puede representar gráficamente realizando los siguientes pasos:
En primer lugar, se considerará el segmento $ON = v$, sobre la manivela y seguidamente, se traza por el punto N una paralela a la dirección de la biela C_1C para la determinación del punto Q que intersecta al diámetro vertical.

Así, se obtiene el segmento $OQ = c$, correspondiente a la velocidad instantánea que se pretendía calcular y si se traslada al punto C_1, como ordenada $C_1K = OQ = c$ de la curva de la velocidad, se verifica la siguiente relación:

$$\frac{OC}{ON} = \frac{c}{v} = \frac{sen\left(\omega+\alpha\right)}{sen\left(90º-\alpha\right)} = \frac{sen\left(\omega+\alpha\right)}{cos\,\alpha} \quad (*) \qquad (171)$$

expresión final que coincide con la ecuación (163).

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Es exactamente igual al de la máquina de vapor Fives-Lille.

5.5.11.5. Representación de la curva de aceleración del émbolo

Máquina de vapor Fives-Lille

Basándose en el cálculo teórico de la aceleración del émbolo p, según la variación de la velocidad en la unidad de tiempo, viene dada por [Heepke y Herre, 1943]:

$$p = \frac{dc}{dt} = v*\left(cos\omega \pm \frac{r}{L}*cos\,2\omega\right)*\frac{d\omega}{dt} \qquad (172)$$

y como $v*dt = r*d\omega$ entonces $\frac{d\omega}{dt} = \frac{v}{r}$, luego la ecuación que permite determinar la aceleración del émbolo, en función del ángulo de rotación ω de la manivela, será:

$$p = \frac{v^2}{r}*\left(cos\omega \pm \frac{r}{L}*cos\,2\omega\right) \qquad (173)$$

Si se introducen en esta última expresión los valores reales de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Pilar, para cualquier posición del émbolo, se obtendrá:

$$p = 13{,}35 * \left(cos\,\omega \pm 0{,}2 \ * \ cos\ 2\omega\right) \tag{174}$$

Para el caso de un biela de longitud infinita $L = \infty$, la ecuación de la aceleración p , será:

$$p = \frac{v^2}{r} * cos\omega \tag{175}$$

Si se introducen en esta última expresión los valores reales ya conocidos, se obtiene:

$$p = 13{,}35 \ * \cos\omega \tag{176}$$

Dando valores de ω y sustituyéndolos en esta última ecuación, se obtendrán distintos valores de la aceleración, que representados gráficamente en un sistema de coordenadas, irá definiendo la *curva de aceleración* (figura 211).

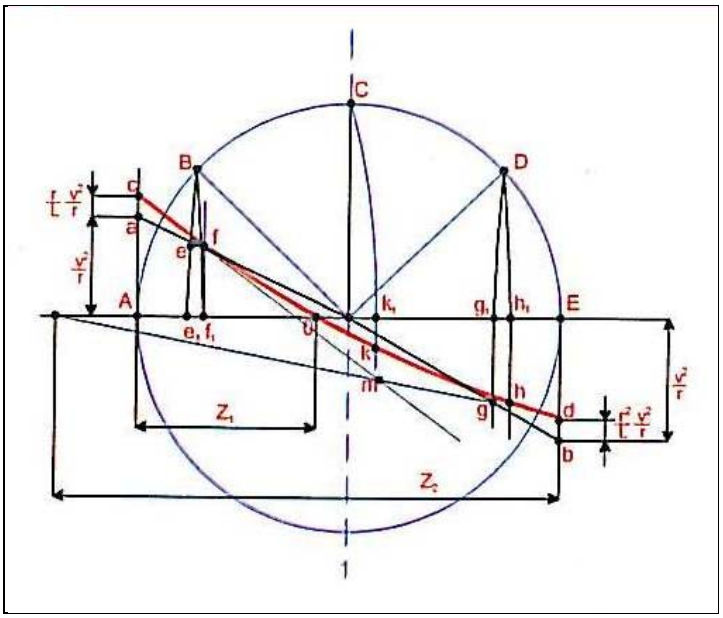


Figura 211. Representación de la curva de aceleración de avance y retroceso del émbolo para una biela de longitud infinita. (*Elaboración propia a partir de Bähr y Herre, 1959).*

Si ahora se observa, el valor máximo de la velocidad $c_{\max}$ y por tanto, su correspondiente posición del émbolo, se puede deducir también de forma sencilla de esta curva, con la condición de que la aceleración p sea cero.

Se pueden considerar dos casos:

1. Para bielas de longitud infinita, el término de la ecuación (173) $\frac{r}{L} * cos2\omega$ es igual a cero y por tanto, dicha ecuación quedaría reducida a la ecuación (175), por lo que se deduce, que la curva de aceleración obtenida al llevar los valores de p como

ordenadas en las correspondientes abscisas (posiciones del émbolo) será, según la figura 211, la línea recta ab. Así pues, la ecuación de la recta ab se obtiene de manera inmediata, eliminando el $cos\omega$, para el caso de una biela de longitud infinita, siendo la expresión de ésta la siguiente:

$$s = r * (1 - cos\,\omega) \tag{177}$$

Según lo anteriormente expuesto, se llega a la ecuación:

$$p = \frac{v^2}{r}\left(1 - \frac{s}{r}\right) \tag{178}$$

Para la construcción pues de esta curva, en primer lugar, se toma el valor de $Aa = p = \frac{v^2}{r}$ (al principio de la embolada) y a continuación, el valor de $Eb = p = -\frac{v^2}{r}$ (al final de la embolada). La recta ab adoptará el valor cero en el punto medio de la trayectoria del émbolo.

2. En bielas de longitud finita, para representar la curva de aceleración cd hay que tener en cuenta la inclinación, recurriéndose a la ecuación (173) y se le dan valores a ω para distintas posiciones de la manivela. Así, para la el caso de la carrera de avance, se deduce que:

a. Para $\omega = 0^o$; $p = \frac{v^2}{r}\left(1 + \frac{r}{L}\right)$ (Posición A de la manivela)

b. Para $\omega = 90^o$; $p = \frac{v^2}{r} * \frac{r}{L}$ (Posición C de la manivela)

c. Para $\omega = 180^o$; $p = \frac{v^2}{r}\left(1 - \frac{r}{L}\right)$ (Posición E de la manivela)

d. Para $\left.\begin{matrix}\omega = 45^o \\ \omega = 135^o\end{matrix}\right\}$; $p = \frac{v^2}{r}cos\omega$ (Posiciones B y D de la manivela)

Con la obtención de estos valores se determinan de forma inmediata las posiciones del émbolo, que equivalen a las posiciones de la manivela B, C y D; para ello, tomando como radio L, se trazan los arcos Bf_1 Ck_1 y Dh_1. Como la recta ab puede trazarse considerando $Aa = \frac{v^2}{r}$ (para una longitud infinita), los tres primeros puntos buscados de la curva de aceleración cd, correspondientes a las posiciones A, C y E serán c, k y d, deducidos de forma fácil, ya que se verifica que:

$$ac = k_1 k = bd = \frac{v^2}{r} * \frac{r}{L} \qquad (179)$$

Para el caso particular de $\frac{r}{L} = \frac{1}{4}$, se admite que el valor de $ac = k_1 k = bd$ sea una cuarta parte de la ordenada Aa. En cuanto a las posiciones del émbolo B y D (posiciones de la manivela para $\omega = 45º$ y $\omega = 135º$, respectivamente) se verifica que la ecuación (175) adoptará el mismo valor que la ecuación (173). Los dos nuevos puntos f y h se obtienen fácilmente de la curva de aceleración, porque si $(L = \infty)$, entonces el émbolo no está en f_1 y h_1, sino en e_1 y g_1, de tal forma que tomando $e_1 e = f_1 f$ y $h_1 h = g_1 g$, quedan perfectamente determinados.

Al haber encontrado cinco puntos c, f, k, h y d, la curva de aceleración se podrá trazar con bastante aproximación. Dicha curva describe un arco parabólico cuya curvatura va creciendo de izquierda a derecha.

Otro procedimiento para la determinación de esta curva, está basado en fijar previamente los dos puntos c y d y calcular las tangentes a dicha curva por dichos puntos, por medio de los segmentos Z_1 y Z_2 que vienen expresados de la siguiente forma:

$$Z_1 = \frac{\left(1 + \frac{r}{L}\right)^2}{1 + 4 * \frac{r}{L}} * r \qquad (180) \quad \text{y} \qquad Z_2 = \frac{\left(1 - \frac{r}{L}\right)^2}{1 - 4 * \frac{r}{L}} * r \qquad (181)$$

El trazado del arco parabólico queda representado en la figura 212.

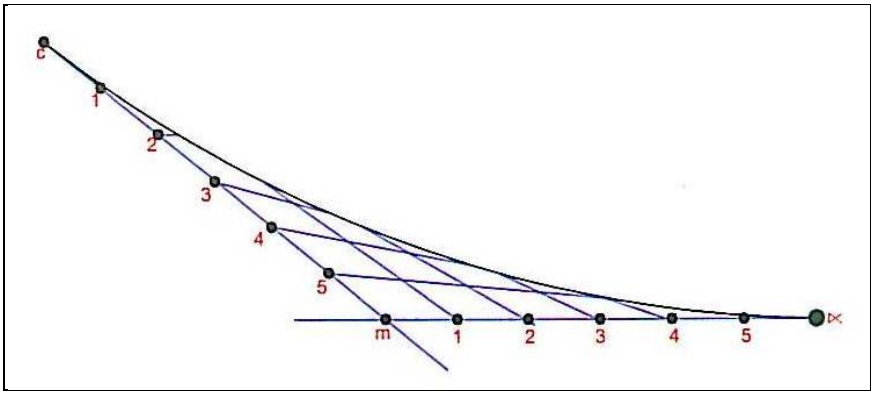


Figura 212. Representación de la curva de aceleración de avance y retroceso del émbolo para una biela de longitud finita. (*Elaboración propia a partir de Heepke y Herre, 1943).*

Para la construcción de la curva de aceleración, en el caso de la carrera de retroceso del émbolo, el proceso sería análogo, salvo considerar las aceleraciones positivas hacia abajo y las negativas hacia arriba. Las líneas de aceleración ab y cd también representan pues la aceleración en el retroceso.

Como ejemplo práctico de aplicación de estas curvas, está el poder determinar la fuerza óptima que habría que imprimir a las masas de cualquier elemento del sistema biela-manivela (émbolo, cruceta, manivela, etc.), para conseguir la aceleración necesaria de las mismas y que a continuación se pasará a exponer.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Razonando de forma análoga, y sustituyendo por valroes reales se obtiene la expresión de la aceleración del émbolo para una posición determinada de la manivela:

$$p = 16{,}86 * (cos\ \omega \pm 0{,}2 * cos 2\omega) \tag{182}$$

Y para el caso de una biela de longitud infinita y con los valores reales, se obtiene:

$$p = 16{,}86\ *\ \cos \omega \tag{183}$$

Por otro lado, la representación gráfica de la curva de aceleración del émbolo es exactamente igual al expuesto para la máquina de vapor Fives-Lille.

5.5.11.6. Cálculo de la fuerza de accionamiento del mecanismo

Máquina de vapor Fives-Lille

Una vez deducidas por una parte, las leyes del movimiento alternativo por las que se rigen las masas de la máquina de vapor con mecanismo de biela-manivela y por otra, las ecuaciones con las que se determina el valor de la aceleración del émbolo en cada instante, tanto en magnitud como en signo, se puede deducir ahora la fuerza P que necesita cualquier masa M del mecanismo biela-manivela, para que adquiera una determinada aceleración p. La masa viene expresada como:

$$M = \frac{G}{g} \tag{184}$$

donde:

$G =$ Peso de las masas en movimiento rectilíneo alternativo, considerando la mitad del peso de la biela, en kg
$g =$ Aceleración de la gravedad, 9,81 m/s^2

La fuerza P vendrá expresada por medio de la siguiente fórmula:

$$P = M * p = \frac{G}{g} * p \tag{185}$$

La presión de aceleración positiva o negativa q, debida a la inercia de las masas expresada en kg/cm^2, es:

$$q = \frac{P}{F} \tag{186}$$

donde F corresponde a la superficie del émbolo, en cm^2. La presión q también se puede expresar como:

$$q = \frac{G}{g * F} * p \tag{187}$$

Si se sustituye p por el valor deducido en la ecuación (173), se obtendrán los resultados siguientes:

1. Para bielas de longitud finita

$$q = \frac{G}{g * F} * \frac{v^2}{r} * \left(cos\omega \pm \frac{r}{L} * cos2\omega \right) = K * \left(cos\omega \pm \frac{r}{L} * cos2\omega \right) \tag{188}$$

donde:

$$K = \frac{G}{g * F} * \frac{v^2}{r} \tag{189}$$

$v =$ Velocidad periférica del gorrón de la manivela, en m/s
$r =$ Longitud de la manivela, en m
$L =$ Longitud de la biela, en m
$\omega =$ Ángulo que describe la manivela partiendo del punto muerto
$q =$ Presión unitaria inercial de las masas, en kg/cm^2

y el convenio de signos utilizará el (+), si se está refiriendo a la carrera de avance y (-) si lo hace a la carrera de retroceso.

2. Para bielas de longitud infinita

Por ejemplo, en el mecanismo manivela-corredera, la presión inercial q de las masas valdrá:

$$q = K * cos\omega = K * \left(1 - \frac{s}{r} \right) \tag{190}$$

siendo s la fracción de carrera recorrida por el émbolo, en m.

En la representación gráfica de la figura 212, la curva que representa a la inercia de las masas dependerá de la consideración o no de la inclinación de la biela y su forma será exactamente la misma que la de la curva de aceleración expuesta en la figura 211, asignando un valor de ordenada proporcional a la presión inercial q para cada posición

del émbolo y uniendo posteriormente los puntos obtenidos. Por tal motivo, se distinguirán de nuevo los dos casos que con anterioridad se han tenido en cuenta:

1. No considerar inclinación (biela infinita)

La línea que representa la inercia de las masas será la recta ab (figura 213), según la ecuación (189) pero con $Aa = +K$ $(s = 0)$, como valor de la ordenada inicial y $Eb = -K$ $(s = 2r)$, como valor de la ordenada final. Todo lo expuesto es extrapolable de forma idéntica a la recta ab (figura 211).

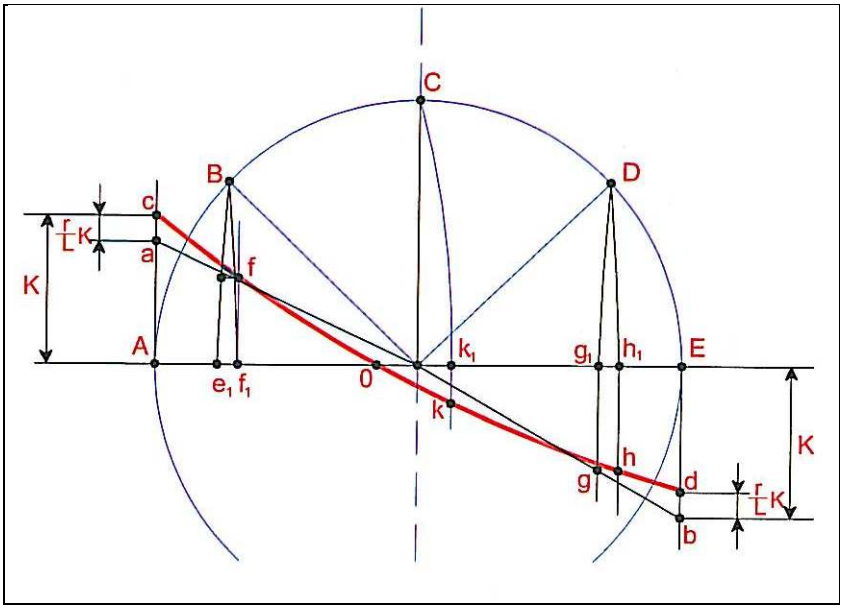


Figura 213. Curva de aceleración del émbolo (*Elaboración propia a partir de Heepke y Herre, 1943)*.

2. Si se considera la inclinación (biela finita)

La línea de inercia de las masas será la curva cd de la figura 213, según la ecuación (188) trazándose de igual forma que la curva de aceleración cd de la figura 211, con la diferencia de sustituir el término $\frac{v^2}{r}$ por K.

Los puntos c, f, k, h, d que corresponden respectivamente a las posiciones A, B, C, D, E de la manivela (que es equivalente a considerar los ángulos que describe ésta, 0º, 45º,90º,135º y 180º), se determinan del mismo modo que se hizo en el apartado del cálculo de la velocidad y aceleración del émbolo.

También se observa en la figura 213, que la curva de inercia de las masas cd corta en el punto O al eje; es por ello que se deduzca que la presión de inercia equivalga a la aceleratriz en la fracción de carrera Ao, por tanto, será necesario un esfuerzo por parte del vapor para imprimir la aceleración de las masas. Cuando el esfuerzo del vapor sea insuficiente se deberá recurrir a la fuerza del volante de inercia.

El área Aco representa el trabajo de las fuerzas de aceleración en el intervalo de carrera Ao, acumulándose en las masas y produciéndose en el instante de máxima velocidad de

las mismas, siendo su valor por cm^2 de superficie de émbolo y viene dado por la expresión:

$$E = \frac{G}{g * F} * \frac{c^2{}_{máx}}{2} \tag{191}$$

Análogamente, ocurrirá para el caso en el que la presión de inercia equivalga a la retardatriz en el intervalo de carrera oE (figura 213). El trabajo, en este caso, lo ceden las masas accionando el vástago en su sentido de movimiento, estando representado por el área oEd. La cantidad de energía que deberá acumularse entre o y E será la misma que han acumulado las masas entre A y o, siendo transferida por éstas.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Es exactamente igual al expuesto para la máquina de vapor Fives-Lille.

5.5.12. Sistemas de distribución del vapor

Existen diferentes sistemas de distribución del vapor atendiendo a los dos tipos de máquinas de vapor estudiadas.

La parte más importante y más delicada de las máquinas de émbolo corresponde al mecanismo de distribución del vapor, que tiene por finalidad permitir automáticamente la entrada y salida del vapor por la propia máquina, de tal forma que estos procesos se repitan con carácter periódico.

En el conjunto de todos estos períodos de funcionamiento se basa la evolución del vapor en el cilindro; por ello, el buen orden de marcha y la regularidad de la máquina dependerán de la exactitud de su funcionamiento.

El mecanismo de distribución en una máquina de vapor está formado por dos tipos de órganos:

1. Órganos interiores de la distribución (Elementos móviles).
2. Órganos exteriores de la distribución (Sistemas cinemáticos que accionan a los sistemas interiores, como son las excéntricas, palancas, contramanivelas, levas, etc).

5.5.12.1. Sistema de distribución Sulzer

5.5.12.1.1. Generalidades y funcionamiento

El mecanismo de accionamiento de las válvulas de admisión y escape de la máquina de vapor Fives-Lille corresponde a un sistema de distribución tipo Sulzer (figuras 214 y 215) y supone un claro ejemplo de mecanismo de caída o cierre libre [Izart, 1928], [Dubbel, 1926], [Lucini y Aleixandre, 1967], [Heepke y Herre, 1943], [Goffi, 1926] y [Garuffa, 1923].

El esquema básico de funcionamiento de un sistema de distribución Sulzer se muestra en la figura 214.

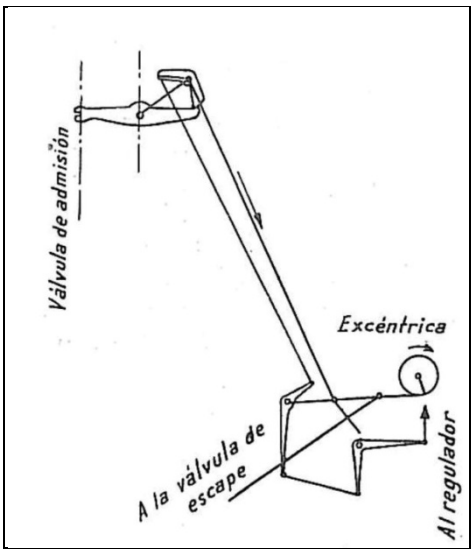


Figura 214. Esquema de funcionamiento de un sistema de distribución tipo Sulzer *(Lucini y Aleixandre, 1967).*

Funcionamiento de la válvula de admisión

En la figura 215 se pueden observar las partes principales del sistema de distribución Sulzer de la máquina de vapor de la fábrica de Ntra. Sra. del Pilar en Motril.

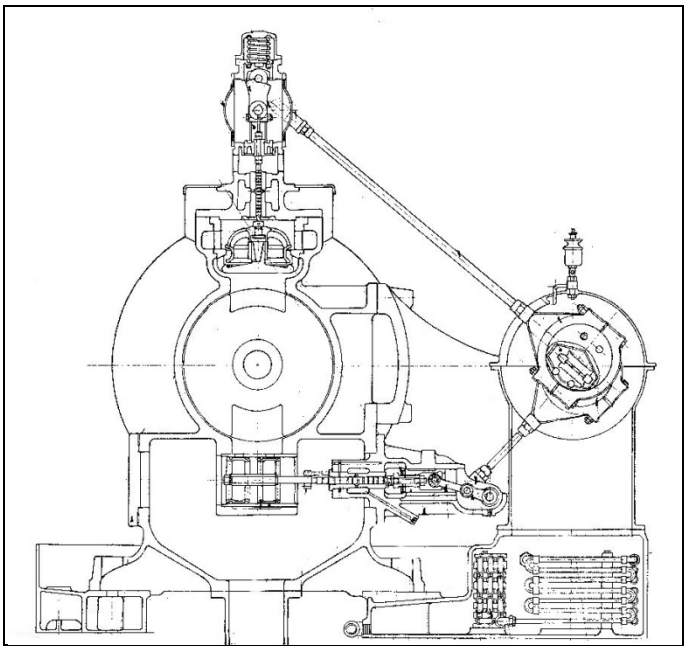


Figura 215. Sistema de distribución Sulzer de la máquina Fives-Lille. Partes principales.
Planos originales. *Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

Una parte del árbol de distribución secundario se encuentra localizado en el regulador de velocidad paralelo al eje longitudinal del cilindro debiéndose su movimiento de rotación al par de giro transmitido por el árbol de distribución principal. En él se encuentran caladas dos excéntricas, una en cada extremo del regulador, alrededor del cuál giran.

Cada excéntrica está formada a su vez dos collares, el primero situado en uno de los extremos del regulador recibe el nombre de collar de la excéntrica de la válvula de admisión y el otro interior, situado junto al primero corresponde al collar de la válvula de escape. En ambos collares se encuentran roscadas dos palancas o varillas.

El accionamiento de la válvula de admisión (dispuesta verticalmente y situada en la generatriz superior del cilindro) se produce cuando la excéntrica acciona la varilla o palanca que está roscada en su extremo inferior al collar de la excéntrica de la válvula de admisión, y en el extremo superior a un terminal esférico, el cual, transmite el movimiento a una leva oscilante que provoca el desplazamiento de la espiga de la válvula de admisión, moviéndola hacia arriba o hacia abajo provocando su apertura o cierre y permitiendo o no el paso del vapor al interior del cilindro.

La figura 216 corresponde a la representación gráfica real de la admisión de vapor con sistema de distribución Sulzer, que la Compañía Fives-Lille obtuvo de esta máquina, en orden de marcha.

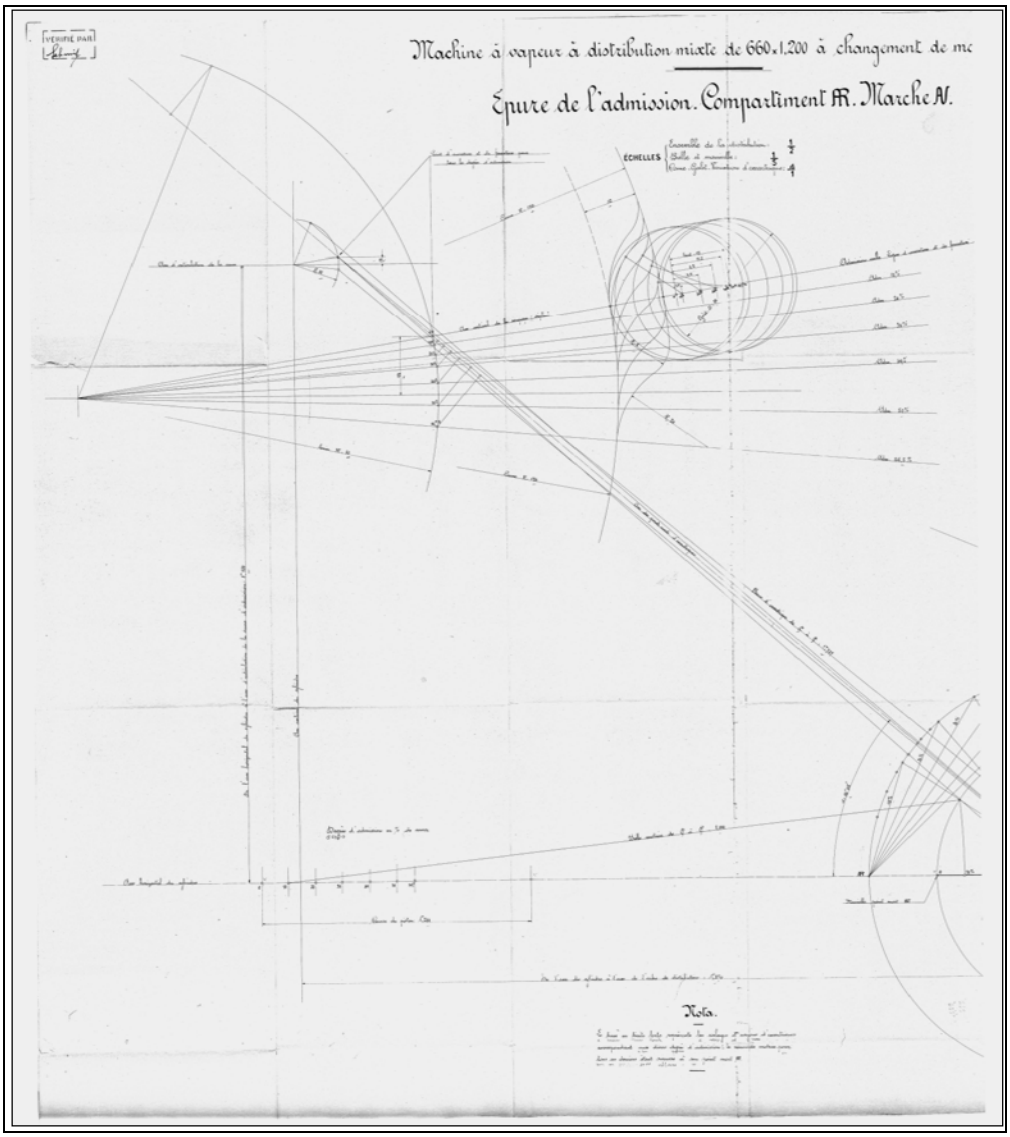


Figura 216. Representación gráfica real de los distintos grados de admisión de vapor de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

En dicha representación, se sitúan en el eje de ordenadas, los distintos grados de admisión del vapor (expresados en porcentaje, sobre 35 mm de elevación máxima de la válvula de admisión sobre su asiento, que es lo que normalmente se proyecta en máquinas de mediana y gran potencia), en función de la posición de la carrera del émbolo, representada en el eje de abscisas, expresada en porcentaje sobre 1.10 m de carrera máxima.

Funcionamiento de la válvula de escape

Análogamente, el accionamiento de la válvula de escape (dispuesta horizontalmente, situada en la generatriz inferior el cilindro y cuyo eje longitudinal es perpendicular al eje de la válvula de admisión), se produce cuando la excéntrica acciona la varilla o palanca que está roscada al collar de la excéntrica de la válvula de escape en su extremo inferior y en el extremo superior a otro terminal; en este caso, no es esférico sino articulado, transmitiendo el movimiento a un sistema de levas giratorias que provocan el desplazamiento de la espiga de la válvula de escape hacia la derecha o hacia la izquierda, produciendo la apertura o cierre de la misma y permitiendo la salida del vapor, bien al exterior o bien hacia un sistema de recuperación de su calor residual (cogeneración).

En definitiva, lo que se consigue en el cilindro con la distribución del vapor, en un ciclo completo de apertura y cierre de las válvulas de admisión y de escape, es una serie de fases con movimientos repetitivos en cada carrera del émbolo, llegándose a la conclusión de que la regulación del funcionamiento de estas válvulas, supone un aspecto fundamental en el funcionamiento de la máquina y deberá de ejecutarse con el máximo grado de precisión, puesto que de ello dependerá el rendimiento óptimo de la máquina.

5.5.12.1.2. Órganos interiores y exteriores

Órganos interiores de la distribución (elementos móviles)

Son aquellos situados en contacto directo con el vapor, produciendo la apertura o cierre del paso del fluido. Según las características geométricas y de funcionamiento pueden ser de tres tipos: correderas, válvulas y llaves.

1. Sistema de distribución por correderas

Las correderas serán objeto de análisis con posterioridad, resultando importante su análisis como procedimiento de distribución de vapor en el cilindro, al comportarse éstas como llaves animadas de un movimiento alternativo de rotación.

2. Sistema de distribución por válvulas

En el caso particular de la máquina Fives-Lille, la distribución del vapor que entra o sale del cilindro se hace por medio de un sistema de distribución por válvulas, presentando la ventaja de controlar su funcionamiento sin ser desmontadas debido a su accesibilidad desde el exterior [Desarces, 1926].

Dicho sistema está compuesto por dos válvulas de admisión, situadas en la generatriz superior del cilindro, separadas por una válvula automática, más la válvula de cierre manual del vapor y dos de escape, colocadas en la generatriz inferior de éste, siendo los ejes longitudinales de las cuatro válvulas perpendiculares dos a dos. Las cuatro válvulas se caracterizan por ser de doble asiento (aunque pueden ser en ocasiones de cuádruple asiento para máquinas que funcionan a gran velocidad con objeto de reducir su carrera y conseguir una marcha más silenciosa).

En la mayoría de los casos, las envolventes de las válvulas forman una sola pieza con el cilindro, siendo los asientos sobrepuestos. El material empleado para la fabricación de las válvulas y asientos es el acero fundido debiendo ser el mecanizado de sus superficies muy preciso, para garantizar la total hermeticidad en el caso de entrar en contacto sus superficies.

Clasificación de la distribución por válvulas

Así pues, las distribuciones por válvulas se puede clasificar, dependiendo de la clase de distribución exterior en las siguientes [Dubbel, 1926]:

1. Válvulas de cierre desmodrómico.
2. Válvulas de cierre o de caída libre (por mecanismo de escape).
3. Válvulas de cierre por movimiento forzado.
4. Válvulas de cierre por par.

En el caso de las válvulas de cierre desmodrómico, la desconexión entre la válvula y los órganos exteriores se produce en el mismo instante en el que la válvula cae sobre su asiento, por lo que se deduce que el movimiento de cierre viene condicionado por la intervención de estos órganos.

En el caso de las válvulas de caída libre, la desconexión se produce al inicio de la carrera descendente (instante antes de concluir la admisión y por tanto, la válvula desciende por medio de un resorte, no actuando los órganos exteriores).

Dentro de la gran variedad de tipos de distribución por válvulas, la máquina de vapor Fives-Lille adopta un subtipo de distribución denominado Sulzer, que será estudiado con mayor detenimiento más adelante.

Dicha distribución se diferencia de la distribución por corredera cilíndrica (máquina Mirrlees-Watson), en que el movimiento de cierre de la válvula es perpendicular a la superficie de cierre de la misma, pero se asemeja a la anterior ya que, una vez realizado el cierre, la válvula queda inmovilizada y desconectada de los órganos exteriores de distribución unos instantes antes de la finalización del período de admisión (válvulas con mecanismo de cierre o caída libre).

Ventajas e inconvenientes de las distribuciones por válvulas frente a las de corredera

Ventajas:

1. Presentan una gran ventaja desde el punto de vista térmico ya que son grandes economizadoras de vapor.
2. Las distribuciones por válvulas tienen una ventaja sobre las distribuciones por correderas ya que eliminan los deslizamientos entre superficies, por lo que son bastante más eficaces para altas presiones y grandes recalentamientos del vapor.
3. El cierre sobre toda la superficie se produce de forma instantánea.

Inconvenientes:

1. Las distribuciones por válvulas resultan más complicadas y costosas, desde el punto de vista mecánico que un sistema de distribución por corredera.
2. No se adaptan muy bien a grandes velocidades angulares (superiores a 120 rpm) cuando no son completamente desmodrómicas, ya que se producen choques entre las superficies de asiento.

Órganos exteriores de la distribución (mecanismos de accionamiento de las válvulas)

Las válvulas pueden accionarse por medio de excéntricas o levas dispuestas sobre un árbol lateral de distribución (secundario), cuyo movimiento de rotación es aprovechado del árbol motriz que gira a la misma velocidad. El árbol de distribución (secundario) se posiciona casi siempre paralelo al eje longitudinal del cilindro, en máquinas de disposición horizontal. Los órganos exteriores de la distribución están situados entre la válvula y la excéntrica. Las disposiciones de estos mecanismos son muy diversas para las distribuciones por válvulas.

Tanto las distribuciones desmodrómicas como las distribuciones de escape libre, pueden estar provistas de todos o parte de los órganos considerados como exteriores. Estos son:

1. Sistemas cinemáticos.
2. Palancas rodantes.
3. Levas oscilantes.
4. Bielas curvas.
5. Levas giratorias.

<u>Sistemas cinemáticos</u>

Son unos elementos mecánicos cuya misión se basa en atenuar la caída de la válvula sobre sus asientos, sin afectar en la velocidad de apertura o cierre, que debe ser alta.

<u>Palancas rodantes</u>

Las palancas rodantes poseen dos superficies de contacto con ejes móviles que al rodar entre las mismas genera con gran rapidez variación en los brazos de la palanca. El

extremo izquierdo de la palanca va unido a la varilla de la excéntrica y el extremo derecho va unido a la espiga de accionamiento de la válvula (figura 217).

Proceso de apertura

Cuando se produce la rodadura y el punto de contacto se desplaza de derecha a izquierda, la válvula se va abriendo a muy poca velocidad con movimiento acelerado, transmitido por el movimiento uniforme de la articulación de la varilla de la excéntrica, hasta llegar al final de la superficie de rodadura (donde es casi constante la relación entre los brazos de la palanca).

Proceso de descenso

En este caso, la válvula experimenta un descenso rápido para ir disminuyendo poco a poco hasta asentarse suavemente en el cierre. En definitiva, para evitar los choques que se producen en los cierres y reducir las fuerzas de inercia en la apertura, habrán de considerarse unos condicionantes cinemáticos en los que, tanto al comienzo de la admisión como en el final del cierre, la velocidad sea lo más reducida posible.

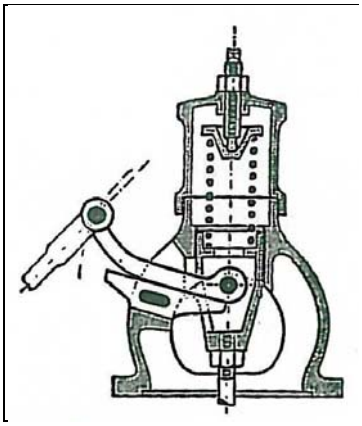


Figura 217. Detalle de palanca rodante con eje móvil (*Bähr y Herre, 1959).*

Levas oscilantes

Estos elementos están formados por su sistema mecánico de rodillos, caracterizándose por no tener la necesidad de utilizar resortes para accionamiento de las válvulas y por tanto, evita que éstas puedan quedarse suspendidas. Asimismo, el sistema de bulón o rodillo de la articulación transmite menos presión que el resorte, por lo que provoca menor desgaste, a la vez que incrementa el grado de sensibilidad del regulador.

En la figura 218**,** se observa una distribución Doerfel, en la que se representa un sistema de levas oscilantes por rodillos y donde se puede apreciar que, si el sentido de rotación de la leva es a derechas, el rodillo derecho provoca la apertura de la válvula y cuando la rotación es a izquierdas, el rodillo izquierdo provoca el cierre de la misma.

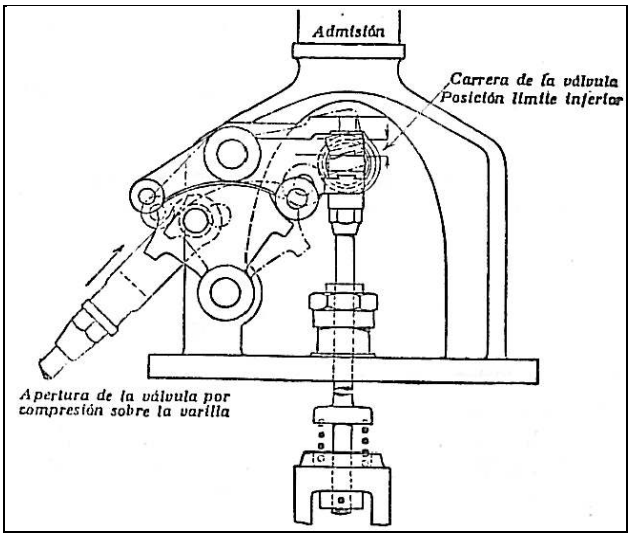


Figura 218. Detalle de una leva oscilante de una distribución Doerfel (*Bähr y Herre, 1959).*

Una ventaja importante de las levas oscilantes frente a las palancas rodantes es que no provoca elevaciones innecesarias de la válvula, al quedar limitada la carrera máxima de la misma, siendo idéntica para cualquier grado de admisión, lo que no ocurre en los sistemas con distribución por palancas de rodadura.

Bielas curvas

Los sistemas de distribución por bielas curvas son muy parecidos a los de levas oscilantes. El comportamiento mecánico consiste en el deslizamiento de una biela (parte extrema del vástago de la excéntrica) entre dos rodillos, de los cuales uno ellos queda en posición fija y el otro es móvil estando éste último unido a la espiga de la válvula. La presión lateral se transmite por medio de una pletina metálica apoyada sobre un tercer rodillo que también tiene una posición fija.

Levas giratorias

La disposición más normal es la de la máquina de vapor de la figura 219**,** en la que la leva va montada en el propio árbol de distribución, desplazando un rodillo montado sobre la espiga que actúa sobre la válvula.

Al no producirse interrupción de contacto entre el rodillo y la superficie de la leva, la fuerza de empuje del resorte deberá ser capaz a la vez, de generar el movimiento acelerado de la válvula y mover el resto de órganos exteriores.

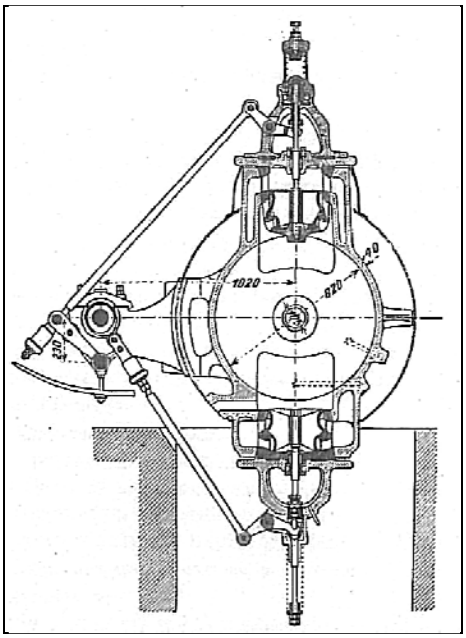


Figura 219. Detalle de una leva giratoria montada en el árbol de distribución de una máquina con distribución Sulzer *(Heepke y Herre, 1943).*

En algunas distribuciones con mecanismo de escape, es bastante frecuente realizar una interrupción entre los órganos interiores y los exteriores con un mecanismo constituido por dos palancas engranadas entre sí por medio de una uña. Una de ellas corresponde a la palanca 'activa' (A) o motriz y la otra es la palanca 'pasiva' (P) o arrastrada, tal y como lo muestra la figura 220.

Las condiciones que deben cumplir este tipo de distribuciones son dos:

1. Se deberá procurar que la velocidad del elemento activo (A), en el movimiento acelerado curvo que describe, sea lo más reducida posible al reunirse con el elemento pasivo (P), con objeto de conseguir que la velocidad de la válvula en el momento en que se separe de su asiento sea mínima.

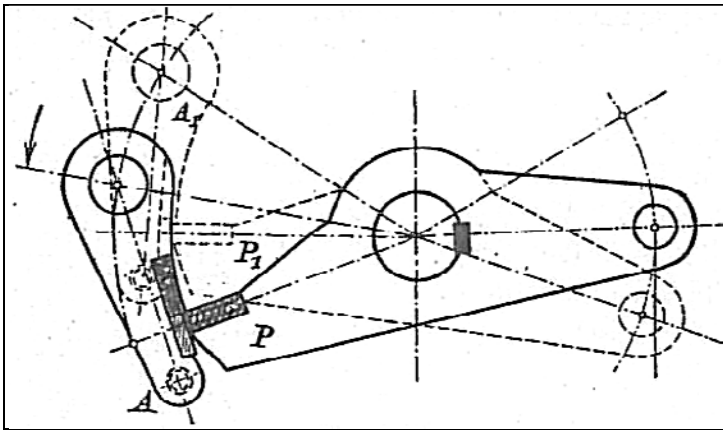


Figura 220. Detalle de dos palancas engranadas por una uña *(Heepke y Herre, 1943).*

2. Se deberá procurar que la válvula descienda suavemente sobre su apoyo (asiento elástico) en los últimos instantes del cierre; para ello, se utilizarán, bien desmultiplicadores de velocidad como mecanismos reductores tipo *cataratas,* o bien

hidráulicos utilizando aceite como fluido, en el espacio donde se mueve un émbolo plano montado en la parte superior del vástago de la válvula.

Como ejemplos de lo anteriormente expuesto, está la catarata Collmann o de aire (figura 221), o amortiguadores de frenado como la válvulas de mecanismo de escape Wiegleb con amortiguador hidráulico por aceite (figura 222) [Bähr y Herre, 1959].

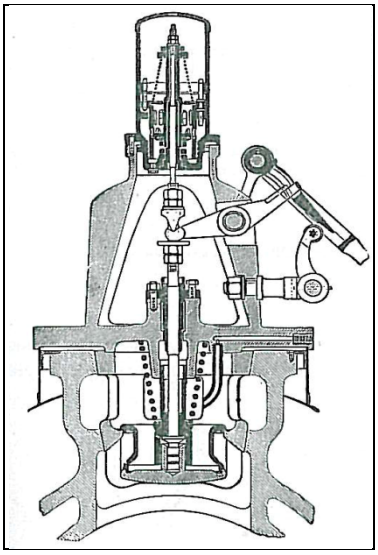


Figura 221. Válvula con mecanismo de caída libre con catarata Colmann (*Bähr y Herre, 1959)*

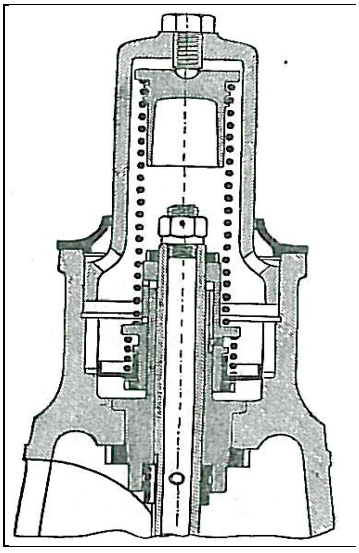


Figura 222. Válvula con mecanismo de caída libre por amortiguador hidráulico Wiegleb (*Bähr y Herre, 1959).*

5.5.12.1.3. Cálculo y dimensionamiento de la válvula Sulzer

Como ya se ha indicado, la principal característica que posee el sistema de distribución por válvulas tipo Sulzer del que dispone la máquina de vapor Fives-Lille, estriba en estar compuesto por cuatro distribuidores independientes, dos de admisión y dos de escape, ya que así lo exige un cilindro de doble efecto.

El material con el que deben estar fabricadas estas válvulas, aunque no se conoce con certeza, es bastante probable que sea de fundición gris o de acero moldeado. La mayoría de las válvulas que integran los sistemas de distribución de las máquinas de vapor son de doble asiento (uno superior y otro inferior), como es el caso de las válvulas de esta máquina, aunque los sistemas de distribución de algunas máquinas de gran potencia pueden ir equipadas con válvulas de cuádruple asiento con la finalidad de acortar la carrera del órgano obturador [Bähr y Herre, 1959].

Dependiendo de la geometría de los asientos, se pueden presentar los siguientes casos (figura 223):

a. Asiento superior e inferior cónico $(\alpha_1 = \alpha_2)$ (Válvula Sulzer).
b. Asiento superior e inferior cónico $(\alpha_1 \neq \alpha_2 \,;\, \alpha_2 = 0)$ (Válvula Colmann).
c. Asiento superior e inferior cónico $(\alpha_1 \neq \alpha_2)$ (Válvula Colmann).

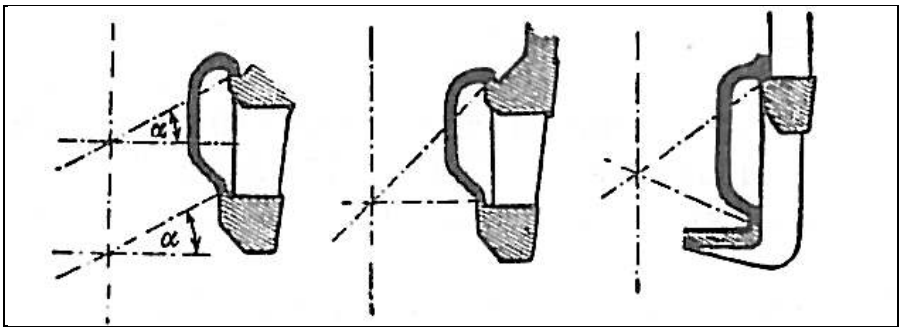


Figura 223. Distintas disposiciones de las válvulas *(Heepke y Herre, 1943).*

En dichas figuras se representan los tres tipos de disposiciones más frecuentes que pueden adoptar las válvulas, en las que solamente las caras de éstas se encuentran en contacto con vapor recalentado, aunque también con cierta frecuencia se encuentran otros tipos de válvulas, que además de tener en contacto su caras, tienen también sus asientos.

La disposición de la derecha (figura 223) muestra un cierre perfecto, a pesar de la lógica dilatación que se produciría con un gran aumento de la temperatura. Las válvulas deberán asegurar una estanqueidad perfecta (como así lo demuestran las válvulas Colmann), además de estar diseñadas para que su dilatación y la de su asiento, sean lo más homogéneas posible, sobre todo cuando el vapor esté muy recalentado.

Este diseño y disposición están justificados ya que, en caso de ser desmontadas por avería o desgaste, resulte más rápida y sencilla la colocación del recambio.
Los asientos de las válvulas están fabricados sobre una pieza especial de fundición que se denomina 'caja de válvulas', siendo independientes y por tanto, no forman parte del cuerpo del cilindro.

El diseño de la caja de válvulas será tal, que favorezca el paso del vapor, ofreciendo la mínima resistencia a éste, evitando los cambios bruscos en su dirección y ubicando las lumbreras superiores del cuerpo de válvula con una altura suficiente. Puede estar fijada al cilindro, bien por medio de superficies cónicas (figura 224), o bien por medio de superficies planas (figura 225).

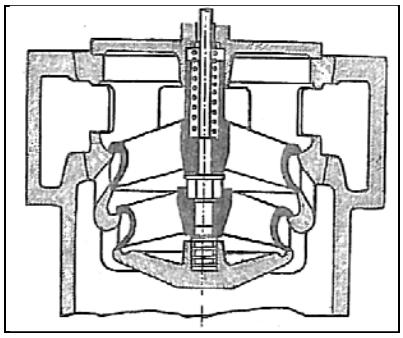


Figura 224. Válvula de cuádruple asiento. Fijación de la caja de válvulas por superficies cónicas *(Heepke y Herre, 1943).*

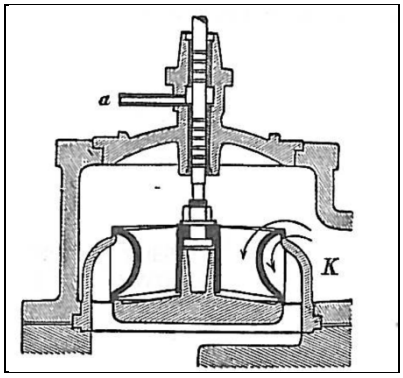


Figura 225. Fijación de la caja de válvulas por superficies planas *(Heepke y Herre, 1943).*

Según los tres casos anteriormente expuestos, el caso de la disposición de la izquierda (figura 223) es el que corresponde al tipo de válvulas que conforman el sistema de distribución de vapor de la máquina de Ntra. Sra. del Pilar.

Mecánicamente, la válvula está dotada de ciertos dispositivos especiales que reducen la magnitud del impacto cuando cierran, quedando en ese preciso el momento en posición de reposo. Está diseñada con doble asiento con objeto de reducir la carrera de la espiga o vástago que produce el cierre, reduciendo así la masa de la válvula y minimizando, por tanto, el golpe al apoyarse sobre sus asientos. La figura 226 muestra una de las dos válvulas de admisión Sulzer de la máquina Fives-Lille.

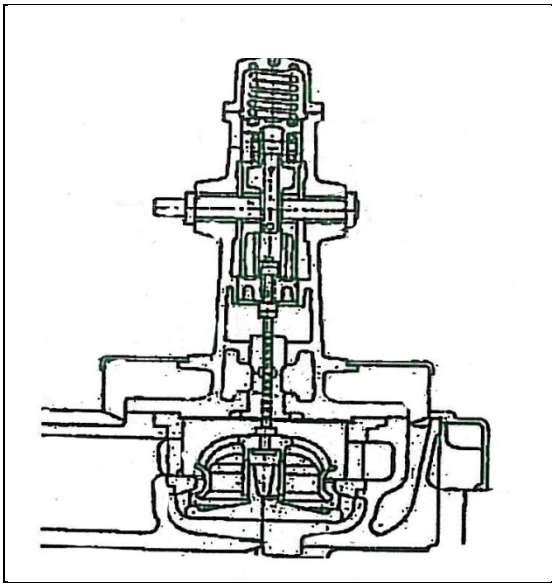


Figura 226. Detalle de la válvula de admisión Sulzer de doble asiento cónico de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza D. Miguel Giménez Yanguas.

Las partes que integran la válvula de admisión Sulzer son:

1. Cuerpo superior y tapa de la válvula
2. Eje de la válvula
3. Amortiguador de aire
4. Vástago o espiga
5. Asiento cónico superior
6. Asiento cónico inferior
7. Casquillo
8. Leva de admisión
9. Cojinete de bolas
10. Guías del vástago
11. Casquillo

Para llegar a conseguir todo lo que se acaba de exponer, es necesaria la interrupción de la conexión entre los órganos externos e internos del sistema de distribución. La desconexión de estos, se produce unos instantes antes de que termine la admisión, de tal manera, que la válvula va descendiendo progresivamente mediante un muelle o resorte

sin ninguna vinculación con los órganos exteriores, de ahí que se denomine distribución por válvulas de cierre libre o por mecanismo de escape.

Cálculo de la válvula de admisión

Para calcular la válvula de admisión Sulzer de esta máquina, utilizando vapor recalentado con mecanismo de escape (cierre libre), se han tenido en cuenta las siguientes magnitudes y valores reales de la misma:

D: Diámetro del cilindro (660 mm)
l: Carrera del émbolo (110 mm)
n: Velocidad del árbol de distribución (45 rpm)
p : Presión relativa en la caja de válvulas (9 kg/cm^2)
ω_m: Velocidad teórica del vapor a la entrada de la lumbrera de la válvula

Los valores que se adoptan para ω_m, siempre que se utilice vapor recalentado, bien para reducir el espacio perjudicial o en general, para máquinas de vapor de marcha media o rápida, están en torno a:

$$40 \leq \omega_m \leq 70 \text{ en m/s}$$

Se considera normalmente un valor igual o superior a 45 m/s, que es el que se va a considerar en este caso concreto.

Con estos datos de partida se determinan las siguientes variables:

En primer lugar, la superficie del émbolo F , que se obtuvo como:

$$F = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 66^2}{4} = 3.421{,}19 \text{ cm}^2$$

La velocidad media del émbolo C_m, también determinada con anterioridad, resultó ser:

$$C_m = \frac{n * l}{30} = \frac{45 * 1{,}10}{30} = 1.65 \text{ m/s}$$

Para el cálculo de la sección de los canales o conductos del vapor f_k, se emplea la ecuación de continuidad, que aplicándose al movimiento del vapor queda de la siguiente manera:

$$f_k * \omega = F * C_m \qquad (192)$$

Este valor de f_k se utilizará como elemento de base para calcular los parámetros de la válvula. Sustituyendo en (192) por valores reales se obtiene:

$$f_k = F * \frac{C_m}{\omega_m} = 3.421{,}19 * \frac{1{,}65}{45} = 125{,}44 \text{ cm}^2$$

Seguidamente se determina el valor del diámetro medio del cuerpo de la válvula d_m (figura 227) utilizando la ecuación siguiente [Bähr y Herre, 1959]:

$$d_m = \sqrt{\frac{4 * f_k}{\pi * \beta}} \tag{193}$$

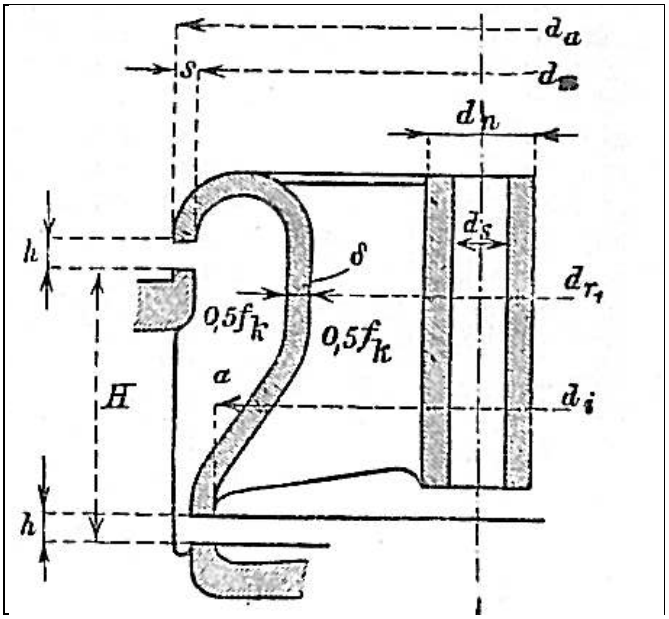


Figura 227. Sección de una válvula de admisión Sulzer *(Bähr y Herre, 1959).*

El coeficiente β se adopta como valor de la sección libre de paso que varía entre el 60 y el 80%.

En este caso, se adopta como valor de β = 0,7, y por tanto, sustituyendo en la ecuación anterior por valores reales, se tendrá:

$$d_m = \sqrt{\frac{4 * 125.44}{\pi * 0{,}7}} = 15{,}10 \text{ cm}$$

Con d_m calculado, se podrá determinar el diámetro del vástago de la válvula d_s, según los valores experimentales siguientes:

Para	$80 \leq d_m \leq 100$ en mm	se adopta	$10 \leq d_s \leq 13$ en mm
	$100 \leq d_m \leq 150$	"	$13 \leq d_s \leq 16$
	$150 \leq d_m \leq 200$	"	$16 \leq d_s \leq 20$
	$d_m > 200$	"	$20 \leq d_s \leq 24$

Según estos valores, para el valor de d_m=15.10 cm se puede adoptar (teniendo en cuenta el valor de d_s=1,6 cm) el cubo de la válvula d_n, cuya sección es $\frac{\pi * d_n^2}{4}$ y será aproximadamente el doble $\cong$ 3,2 cm, según se ha determinado experimentalmente.

El diámetro externo d_{r2} del cuerpo de la válvula se calcula será [Bähr y Herre, 1959]:

$$\frac{\pi * d_{r2}^2}{4} \leq \frac{\pi * d_m^2}{4} - 0{,}5 * f_k \qquad (194)$$

y sustituyendo por valores conocidos, quedará:

$$\frac{\pi * d_{r2}^2}{4} \leq \frac{\pi * d_m^2}{4} - 0{,}5 * f_k \leq \frac{\pi * 15.10^2}{4} - 0.5 * 125{,}44 = 116{,}36$$

despejando d_{r2} , se obtendrá su valor:

$$d_{r2} = \sqrt{\frac{4 * 116{,}36}{\pi}} \qquad \text{o sea} \qquad d_{r2} = 12{,}17 \text{ cm}$$

por lo que se escogerá d_{r2}=12 cm.

En cuanto al espesor δ de las paredes del tubo, tomando como valor δ = 7 mm, se podrá calcular el diámetro interior d_{r1} de la válvula aplicando la siguiente expresión:

$$d_{r1} = d_{r2} - 2 * \delta \qquad (195)$$

y sustituyendo en (195) por valores conocidos:

$$d_{r1} = 12 - 2 * 0{,}7 = 10{,}6 \text{ cm}$$

La sección libre de paso f que se obtiene para n' = 3 (donde n' es el número de nervios de la válvula) y con δ_r = 0,7 mm de espesor, será:

$$f = \frac{\pi * d_{r1}^2}{4} - \frac{\pi * d_n^2}{4} - 0{,}5 * (d_{r1} - d_n) * n' * \delta_r \qquad (196)$$

y sustituyendo en la ecuación (196) por valores conocidos, se llega a:

$$f = \frac{\pi * 10{,}6^2}{4} - \frac{\pi * 3{,}2^2}{4} - 0.5 * (10{,}6 - 3{,}2) * 3 * 0.7 = 72{,}43 \text{ cm}^2$$

El paso siguiente consiste en calcular la carrera que es necesario diseñar para conseguir la apertura total; para ello, se admite como valor de anchura de cada nervio (unión entre el

cubo y el cuerpo de la válvula) b=12 cm, ya que debido al espacio ocupado por estos, han de tenerse en cuenta, por producir una disminución en el perímetro de paso de la válvula.

En caso de asiento cónico y considerando que la inclinación de las superficies cónicas es de 1:5, se obtiene la carrera de la válvula, h para una apertura máxima [Bärh y Herre, 1959]:

$$h = \frac{0.5 * f_k}{\pi * d_m - b} \tag{197}$$

y sustituyendo en (197) por valores conocidos se tendrá:

$$h = \frac{0{,}5 * f_k}{\pi * d_m - b} = \frac{0.5 * 125{,}44}{\pi * 15{,}10 - 12} = 1{,}76 \text{ cm}$$

por lo que se puede adoptar $h = 1{,}70$ cm (*).

El valor de h deberá aumentarse convenientemente, en caso de que la válvula se diseñe con recubrimiento.

Los diámetros máximos d_a y mínimo d_i del asiento de las válvulas (figura 227,) se podrán determinar, tomando como valor del ancho del asiento $s = 3$ mm (ya que pueden tomar valores comprendidos entre $2 \le s \le 4$ mm) y adoptando como valor $s_0 = 0.6$ mm, como separación entre el asiento superior y el inferior, de tal forma que sus valores entonces:

$$d_a = d_m + s_0 + 2 * s = \text{ 15,10 + 0.06 + 2*0.30 =15,76 cm}$$
$$d_i = d_m - s_0 - 2 * s = \text{ 15,10 – 0.06 - 2 * 0.30 = 14,44 cm}$$

Diagrama de elevación de la válvula

Como para el proyecto y cálculo de las válvulas se hace necesaria la determinación del diagrama de distribución de los órganos exteriores, bien partiendo del diagrama de sobrepresiones o bien del diagrama dinámico, se considera que el diagrama de elevación de la válvula (figura 228) se ubica entre los dos anteriormente mencionados [Heepke y Herre, 1943].

En este diagrama se representa la altura de elevación de la válvula con carrera constante, con levas oscilantes y/o giratorias en función de los recorridos del émbolo, como es el caso de la máquina Fives-Lille de Ntra. Sra. del Pilar, siendo similar a los de admisión y escape de una distribución de corredera (Mirrlees-Watson), pero con la diferencia de que en estos, la apertura de la válvula es función de los ángulos que describe la manivela.

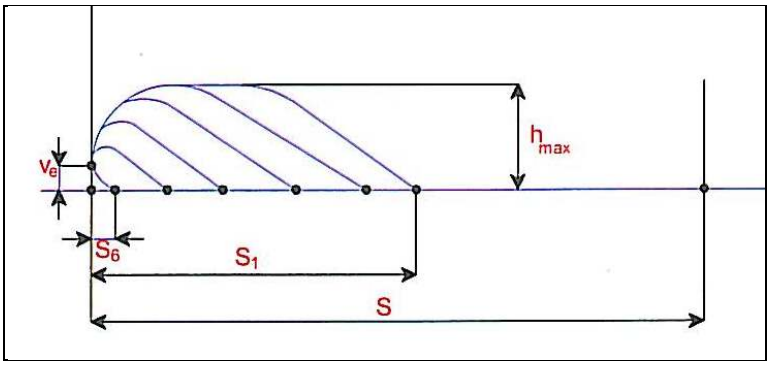


Figura 228. Diagrama de elevación de una válvula con distribución Sulzer.
(*Elaboración propia a partir de Bähr y Herre, 1959).*

En la figura 229**,** se representa un diagrama de elevación de una válvula de corredera variable con sistema de distribución tipo Corliss, similar al de la máquina de vapor escocesa Mirrlees-Watson, que se analizará posteriormente. La diferencia $h_{\max} - h$ se denomina sobrepresión o sobrecarrera y se caracteriza por lo siguiente:

1. Produce un incremento de la magnitud H de la válvula.
2. Aumenta la fuerza K que hay que generar para absorber la inercia de su masa.
3. Incrementa la magnitud de la reacción que ejerce el sistema de distribución sobre el mecanismo de regulación cuando la carrera experimenta una variación para cada posición de la manivela, por lo que, cuanto mayor sea la carrera de la válvula, mayor será el recorrido del manguito del regulador para igual variación en el grado de admisión. En cambio, la reacción será nula para una determinada posición del émbolo en una carrera constante.

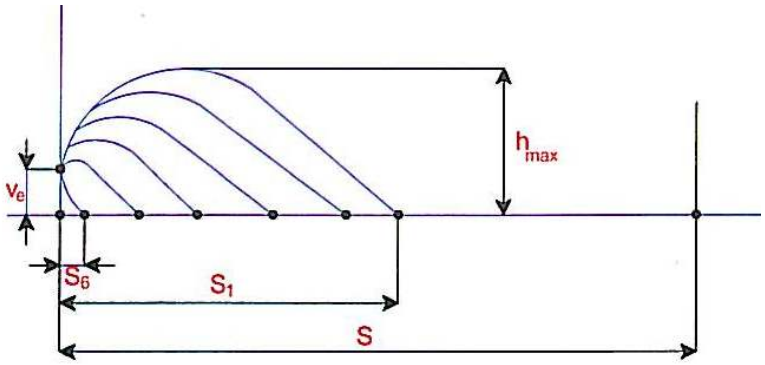


Figura 229. Diagrama de elevación de la válvula con distribución Corliss.
(*Elaboración propia a partir de Bähr y Herre, 1959).*

En la figura 230 se observa la representación de la curva que da la elevación u' de la válvula para una velocidad constante del vapor ω_u. Así, el valor del semieje menor de la elipse se obtiene por medio de la expresión:

$$u = \frac{F * v}{(\pi * d_m - b) * \omega_u} \tag{198}$$

donde:

F : Superficie del émbolo
v : Velocidad media del gorrón de la manivela
ω_u : Velocidad constante del vapor. Se adopta $60 \leq \omega_u \leq 100$ m/s
d_m : Diámetro medio de la válvula. Este valor se fija
b : Anchura de los nervios de la válvula. Este valor se fija.

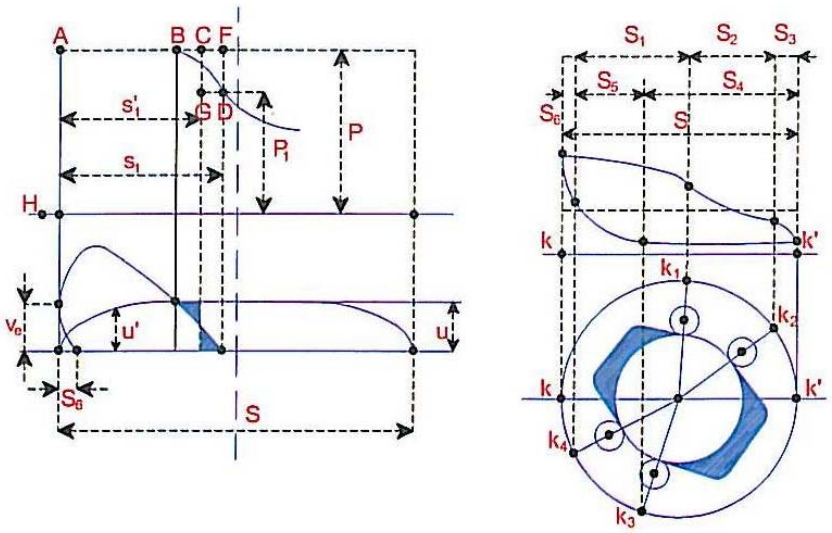


Figura 230. Representación de la curva de elevación de la válvula. (*Elaboración propia a partir de Bähr y Herre, 1959).*

El diagrama de elevación de la válvula se dimensiona el doble de la carrera efectiva (para válvulas de doble asiento). Si la válvula es de cuatro asientos, el diagrama será cuatro veces mayor.

Cálculo del resorte de la válvula

Una vez obtenidos todos estos resultados se procederá a calcular el resorte de la válvula. Para su determinación, se han de tener en cuenta todos los esfuerzos que actúan sobre ella. Son tres:

1. Peso propio G de la válvula, que favorece positivamente el cierre.
2. Esfuerzo del resorte F , que favorece también el cierre.
3. Presión de vapor Q que se puede dividir a su vez en dos componentes (Q_1 y Q_2).

Para la determinación de Q_1 se aplica la expresión:

$$Q_1 = \frac{\pi * d_s^2}{4} * p \qquad (199)$$

donde la variable p es la presión que actúa en la sección recta del vástago de la válvula, en el sentido de apertura en las válvulas de admisión y en el sentido de cierre en las válvulas de escape. También se le considera, bien como una presión externa, o bien como una sobrepresión producida en la caja de la válvula (si Q actúa en el sentido de la apertura), incluso una sobrepresión producida en el cilindro.

La componente Q_2 es una presión que actúa sobre el cuerpo de la válvula, o expresado de otro modo, es una presión resultante que actúa sobre la válvula en el sentido de cierre. Se determina aplicando la fórmula [Bähr y Herre, 1959]:

$$Q_2 = \pi * d_m * (s + s_0) * (p - q) \quad (200)$$

La variable q corresponde a la presión interna que actúa en el cuerpo de la válvula.

Como lo que se pretende es encontrar la ley de movimiento de la válvula, se han de tener en cuenta los siguientes factores:

1. La fuerza de inercia $K = M_k$, relativa a la masa de la válvula, acompañada de la aceleración k.

2. El rozamiento R de la junta-guía del vástago, aunque como se considera un cierre laberinto, $R = 0$, o prácticamente despreciable.

En consecuencia, el esfuerzo P_1 que se ha de aplicar para abrir la válvula es:

$$P_1 = \pm G + F \pm Q_1 + Q_2 + R \pm K \quad (201)$$

siendo las fuerzas G, Q_1 y R son prácticamente constantes. El esfuerzo del resorte F va creciendo durante la apertura debido a la deformación del resorte.

Por otro lado, la fuerza necesaria para conseguir el cierre de la válvula es:

$$P_2 = \pm G - F \pm Q_1 - Q_2 + R \pm K \quad (202)$$

(G y Q_1 se consideran positivos o negativos, dependiendo del sentido de cierre o apertura).

Como la distribución de esta máquina es con mecanismo de escape (caída libre), aplicando lo que se acaba de exponer sobre el tipo de resorte de esta válvula, se tiene que:

Si se fija, para este caso particular, un peso de $G \cong 5$ kg y aplicando la ecuación (199), se tendrá:

$$Q_1 = \frac{\pi * d_s^2}{4} * p = \frac{\pi * 1{,}6^2}{4} * p = 18{,}09 \text{ kg}$$

Si además se admite que $p - q = 9\text{-}8{,}6 = 0{,}40$ kg/cm^2, que el esfuerzo medio Q_2 producido en la válvula (en su caída libre) por el vapor, aplicando la ecuación (200) resulta:

$$Q_2 = \pi * d_m (s + s_0) * (p - q) = \pi * 15{,}10 * (0.3 + 0.06) * 0.40 = 6{,}83 \text{ kg}$$

y teniendo en cuenta que:

a. La admisión máxima deberá ser hasta el 60% de la carrera.
b. La distancia recorrida por el émbolo, en el intervalo de cierre de la válvula, está entre el 10% y el 15% de la carrera (tomaremos el 12%) es decir, la válvula de escape se abrirá cuando el émbolo haya recorrido el 48%, cerrándose la válvula de admisión.
c. La distancia recorrida por el émbolo s_k, en el proceso de cierre será:
d. $s_k = 0.12 * 0.8 = 0.096$ m.
e. La velocidad del émbolo en la mitad aproximadamente de su carrera será:

$$C_{\max} \cong v = \frac{l * \pi * n}{60} = \frac{1.10 * \pi * 45}{60} = 2{,}59 \text{ m/s}$$

f. La carrera máxima $h_{\max}$ que corresponde a la admisión máxima valdrá $h_{\max} = 2{,}2$ cm y se determina por medio del diagrama de la válvula, debiendo ser superior a la calculada anteriormente y cuyo valor es aproximadamente 1,7 cm.

Con todos estos datos se puede calcular el tiempo total t del movimiento de descenso de la válvula por medio de la expresión:

$$t = \frac{s_k}{C_{'\max}} \tag{203}$$

y sustituyendo en (203) por valores reales se obtiene el resultado:

$$t = \frac{s_k}{C_{'\max}} = \frac{0.096}{2{,}59} = 0.037 \text{ s}$$

La aceleración k del émbolo se determina aplicando la expresión:

$$k = \frac{2 * h_{\max}}{t^2} \tag{204}$$

y sustituyendo en (204) por valores reales se obtiene el valor:

$$k = \frac{2 * h_{\max}}{t^2} = \frac{2 * 0{,}022}{0.037^2} = 32{,}14 \text{ m/s}^2$$

La fuerza K de inercia en el descenso se determina por medio de la expresión:

$$K = M * k = \frac{G}{g} * k \tag{205}$$

que sustituyendo por valores reales se llega a:

$$K = M * k = \frac{G}{g} * k = \frac{5}{9{,}81} * 32{,}14 = \text{ 16,38 kg}$$

El valor de la fuerza media F_m que debe tener el resorte (si $R = 0$, para las juntas de laberinto) se puede obtener de la fórmula:

$$F_m = M * \frac{2 * h}{t^2} \pm Q_1 - Q_2 \mp G + R \qquad (206)$$

y sustituyendo en (206) por valores reales, finamente se llega a:

$$F_m = M * \frac{2 * h}{t^2} \pm Q_1 - Q_2 \mp G + R = 12{,}65 + 18{,}09 - 6{,}83 - 5 + 0 = 18{,}91 \text{ kg}$$

Por otro lado, la tensión máxima y mínima del resorte se podrán calcular del siguiente modo:

$$F_{\max} = 1{,}25 * F_m \qquad (207)$$
$$F_{\min} = 0.75 * F_m \qquad (208)$$

Sustituyendo en las ecuaciones anteriores el valor de la fuerza media F_m se obtendrá:

$$F_{\max} = 1{,}25 * F_m = \text{ } 1{,}25 * 18.91 = 23{,}64 \text{ kg}$$
$$F_{\min} = 0.75 * F_m = \text{ } 0.75 * 18.91 = 14{,}18 \text{ kg}$$

Determinación de las dimensiones del resorte

Normalmente, la forma geométrica de los resortes de las válvulas es de sección circular y su diámetro δ_f (alambre,) se calcula mediante la ecuación [Bähr y Herre, 1959]:

$$\delta_f = 1{,}72 * \sqrt[3]{\frac{F_{\max} * r}{K_d}} \qquad (209)$$

donde:

r : Radio de la hélice de valor 2,5 cm (se elige o se admite)
k_d : Tensión admisible del material y se toma 3.000 kg/cm^2
z : Número de espiras del resorte

Por consiguiente, si se sustituyen estos valores en la ecuación (209) se tiene:

$$\delta_f = 1{,}72 * \sqrt[3]{\frac{23{,}64 * 2{,}5}{3.000}} = 0.46 \text{ cm} \cong \text{ 5 mm}$$

Seguidamente, se determinará el nº de espiras z por medio de la siguiente expresión:

$$z = \frac{\delta_f^4 * S}{64 * r^3} * \frac{h_{\max}}{F_{\max} - F_{\min}} \quad (210)$$

sustituyendo los datos anteriores en la ecuación (210), queda:

$$z = \frac{\delta_f^4 * S}{64 * r^3} * \frac{h_{\max}}{F_{\max} - F_{\min}} = \frac{0.46^4 * 850.000}{64 * 2{,}5^3} * \frac{2{,}2}{23{,}64 - 14{,}18} = 8{,}85$$ por lo que se puede admitir el considerar 9 espiras.

(La variable S es el módulo de elasticidad transversal del acero en kg/cm^2 y $F_{\min}$ corresponde a la fuerza mínima del muelle de la válvula en posición de reposo, expresados en kg).

Admitiendo 1 cm como longitud de paso l_p correspondiente a la tensión mínima, entonces la longitud del resorte l_1, cuando la válvula se encuentre cerrada será:

$$l_1 = z * l_p = 9 * 1 = 9 \text{ cm}$$

Conocida esta longitud l_1 se puede calcular la longitud del resorte l_0, exenta de tensión que vendrá dada por la ecuación:

$$l_0 = l_1 * h_{\max} * \frac{F_{\min}}{F_{\max} - F_{\min}} \quad (211)$$

sustituyendo en (211) por valores conocidos, queda:

$$l_0 = l_1 * h_{\max} * \frac{F_{\min}}{F_{\max} - F_{\min}} = 9 + 2{,}2 * \frac{14{,}18}{23{,}64 - 14{,}18} = 12{,}29 \text{ cm}$$

En definitiva, se dimensionará un resorte con un paso de 12,29/9 = 1,36 cm

En el caso de que la válvula se encontrase abierta, la longitud l_2 del resorte será:

$$l_2 = l_1 - h_{\max} = 9 - 2{,}2 = 6{,}80 \text{ cm}$$

Por último, quedará por determinar la presión ejercida por el vapor sobre la válvula, cuando ésta se encuentre totalmente cerrada Q_2'. Dicha presión se podrá calcular como:

$$Q_2' = \pi * d_m * [2 * s * p + s_0 * (p - q)] \quad (212)$$

y sustituyendo en (212) por valores conocidos y adoptando 7 kg/cm^2 como valor de la sobrepresión q al final del período de compresión, se obtiene el siguiente resultado:

$$Q_2^{'} = \pi * d_m * [2 * s * p + s_0 * (p - q)] = \pi * 15{,}10 * [2 * 0.3 * 9 + 0.06 * (9 - 7)] = 261{,}86 \text{ kg}$$

Pero como la presión va disminuyendo a medida que la válvula se va abriendo, alcanzándose el valor mínimo Q_2, la determinación entonces de este valor se obtendrá aplicando la expresión:

$$Q_2 = \pi * d_m * (s + s_0) * (p - q) \qquad (213)$$

y sustituyendo en (213) por valores conocidos, se tendrá:

$$Q_2 = \pi * d_m * (s + s_0) * (p - q) = \pi * 15{,}10 * (0.3 + 0.06) * (9 - 7) = 34{,}16 \text{ kg}$$

En definitiva, para acelerar las masas se dispondrá de una fuerza cuyo valor es:

$$Q_2^{'} - Q_2 = 261{,}86 - 34{,}16 = 227{,}70 \text{ kg},$$

por lo que la fuerza que habrá de aplicarse en la apertura de la válvula se podrá calcular por medio de la fórmula:

$$P_1 = +G + F_{\min} - Q_1 + Q^{'}{}_2 \qquad (214)$$

y sustituyendo en (214) por valores conocidos:

$$P_1 = +G + F_{\min} - Q_1 + Q^{'}{}_2 = 5 + 14{,}18 - 18{,}09 + 227{,}70 = 228{,}79 \text{ kg}$$

(Se prescinde determinar la aceleración K producida en el choque, por ser despreciable, siendo además su cálculo bastante laborioso complicado).

Determinación del ángulo de apertura de la válvula 2α

En este apartado se expondrán a continuación los valores medios de los ángulos de apertura y cierre que se consideran admisibles, con respecto al ángulo de la manivela φ, tanto para la válvula de admisión como para la de escape.

Válvula de admisión

Con el objetivo de que la válvula de admisión quede bastante abierta al inicio de la aspiración, ésta comenzará su apertura instantes antes del punto muerto interior (lado tapa).

En cambio, el cierre se producirá instantes después del punto muerto exterior (lado manivela), es decir, al principio de la carrera de compresión aprovechando como 'recarga' la fuerza de la masa de vapor.

Se considera admisible para máquinas de vapor, que la válvula de admisión abra entre 5 y 15º antes del punto muerto interior y que cierre entre 10 y 30º, después del punto muerto exterior, es decir, el ángulo de apertura $2\alpha = 195$ a 255º (referido al ángulo de la manivela φ).

Válvula de escape

Con la finalidad de equilibrar totalmente las presiones, al llegar al punto muerto exterior y evitar una reducción del área del diagrama del indicador, la válvula de escape (figura 231) deberá abrirse tan pronto como se necesite. Por tanto, el cierre ha de fijarse debiendo tener en cuenta dos factores:

1. Que la mayoría del vapor comprimido sea expulsado
2. Que no sea reaspirado por la válvula de escape en la carrera de aspiración inmediata.

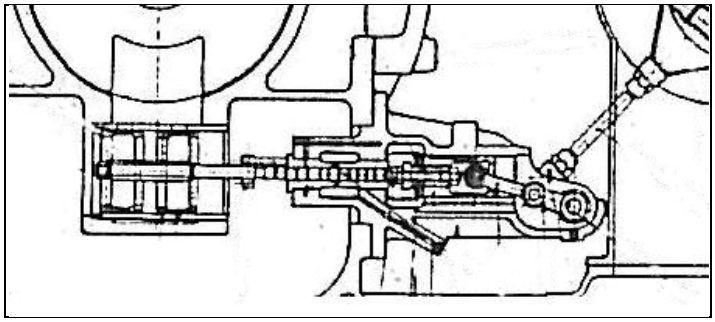


Figura 231. Detalle de la válvula de escape con sistema Sulzer accionada con las levas giratorias.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Para máquinas de vapor, se considera admisible que la apertura de la válvula de escape esté entre 25 y 50º, antes del punto muerto exterior (lado manivela) y el cierre entre 10 y 20º después del punto muerto interior (lado tapa), es decir, el ángulo de apertura $2\alpha =$ 215 a 250º (referido al ángulo de la manivela φ).

Se establece, por lo general, solamente el cálculo y diseño de la leva de la válvula de admisión, como ya se ha indicado anteriormente. Sin embargo, para conseguir la geometría de la leva de la válvula de escape, se considerará la mitad del ángulo de apertura de la leva de admisión, oponiendo de forma independiente cada mitad, para que mediante un arco de círculo concéntrico con el círculo primitivo, se complete el vacío que resulta entre sendas mitades, de tal manera, que el rodillo respectivo deslice sobre el círculo primitivo con una velocidad de ascensión nula.

La ley de movimiento que se obtiene al proyectar una leva, se puede determinar por medio de dos procedimientos: directo e inverso.

El procedimiento directo se fundamenta en trazar la curva de ataque de la leva, estableciendo consecuentemente dicha ley, siendo el más utilizado, ya que la geometría de la leva puede estar, con gran probabilidad compuesta de líneas rectas y arcos de sencillo trazado y gran exactitud.

El procedimiento inverso se fundamenta en establecer de antemano una determinada ley, obteniendo después la curva de ataque de la leva.

5.5.12.1.4. Diseño y cálculo de la leva de la válvula Sulzer

Discos de leva: Generalidades

La misión de este elemento, como ya se ha indicado en el apartado anterior, dedicado al sistema de distribución de vapor, es la del accionamiento de las válvulas. El cálculo y diseño de los discos de leva resulta de vital importancia a la hora de conseguir dos objetivos fundamentales:

1. Que la máquina funcione de un modo silencioso.
2. Que las fuerzas de aceleración que se producen durante los períodos de funcionamiento de las válvulas, permanezcan dentro de los límites admitidos.

Otro aspecto importante que se ha de tener en cuenta a la hora de diseñar la leva, es el procurar que las curvas de entrada y salida de la leva actúen sobre el rodillo de forma suave, ya que las partes cercanas a dichas curvas son las responsables de transmitir dos tipos de fuerzas:

1. Las que producen la aceleración de las masas de la válvula y vástagos.
2. Las que se necesitan para contrarrestar las de oposición al resorte.

La adopción de la geometría de una leva u otra va a depender de varios factores (figura 232), como son:

1. Ángulo de apertura de la válvula 2α
2. Carrera de la válvula h
3. Diámetro del círculo primitivo de la leva d_n
4. Diámetro del rodillo d_r
5. Del juego de la leva c

Por lo general, es la leva de la válvula de admisión la que se calcula y diseña solamente. Así pues, para acometer su estudio se partirá de las consideraciones siguientes:

Cada ciclo de movimiento se puede dividir en cuatro períodos:

1. Desde el comienzo de la de la carrera, hasta la mitad de la misma aproximadamente (que es cuando se alcanza la velocidad máxima), se produce tanto la aceleración de la válvula como las de la masa de las palancas o vástagos correspondientes.
2. Desde la mitad de la carrera, hasta el final de la misma (llegando a ser la velocidad nula), se produce la deceleración o retardo de la válvula modificándose su sentido.
3. Aumento del retardo de la válvula hasta conseguir la velocidad máxima de retroceso, en la zona de media carrera.
4. Aceleración de la válvula hasta que se produce el cierre pero en sentido contrario, hasta hacerse cero al velocidad.

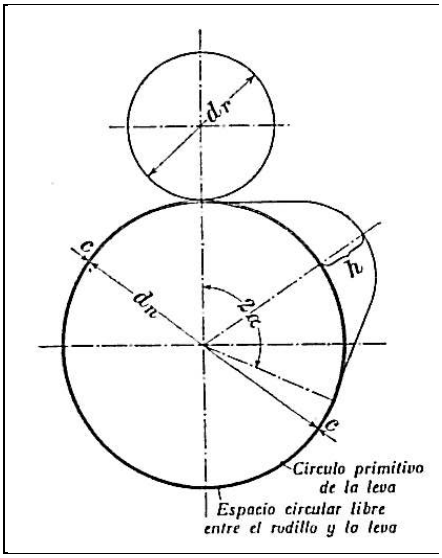


Figura 232. Detalle de un disco con leva *(Bähr y Herre, 1959).*

En general, para poder estimar la forma de la leva de una válvula de admisión (figura 233) con aceleración constante y poder representar el trazado de la curva de ataque de la carrera y los diagramas de velocidad y aceleración, se deberán tener en cuenta las siguientes consideraciones (figura 234):

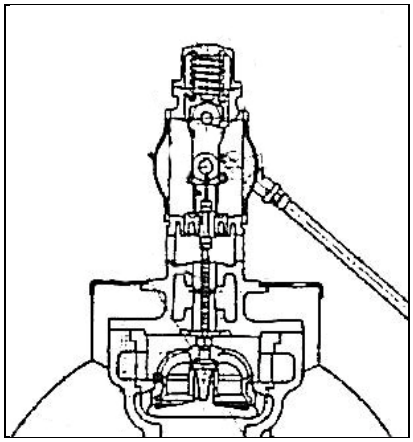


Figura 233. Detalle de la leva oscilante de la válvula de admisión de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. *Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

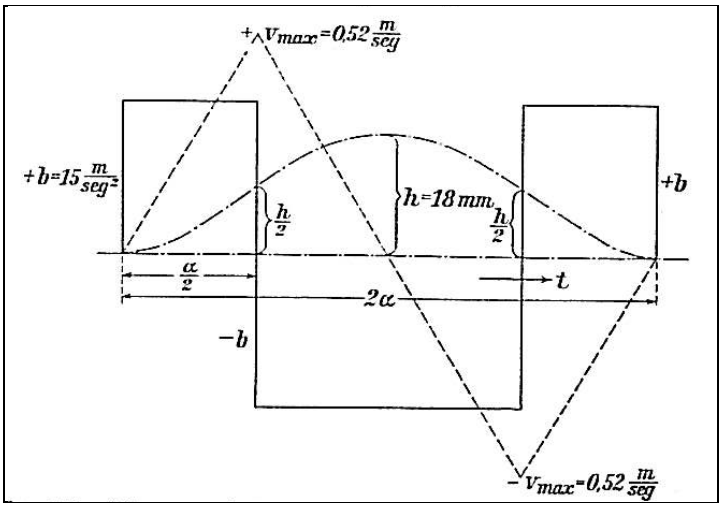


Figura 234. Diagrama de la curva de ataque, velocidad y aceleración (cte) de la leva *(Bähr y Herre, 1959).*

1. El árbol de distribución gira con velocidad uniforme.
2. La relación entre la carrera de la válvula y la velocidad del émbolo es constante, es decir:

$$\frac{h}{C_{max}} = \frac{h'}{c'} = cte \qquad (215)$$

3. La aceleración es constante.
4. Cierre rápido de la válvula en el mismo instante en que la válvula queda totalmente abierta.

utilizándose las variables y ecuaciones siguientes:

h : Carrera de la válvula

h' : Carrera media de la válvula; $h' = \frac{h}{2} = \frac{b * t^2}{2}$, en m (216)

V : Velocidad de la válvula ; $V = b * t$, en m/s (217)

b : Aceleración de la válvula ; $b = \frac{v^2}{2 * h'} = cte,$, en m/s² (218)

c : Velocidad del émbolo, en m/s

C_{max} : Velocidad máxima del émbolo, en m/s

$\lambda = \frac{r}{L}$: Relación de la biela

φ : Ángulo de la manivela, (C_{max} , si $tg\varphi = \frac{1}{\lambda}$)

n : Número de revoluciones por minuto

De las ecuaciones (216 a 218) se extraen las siguientes conclusiones:

a) La línea que representa la aceleración o deceleración en el diagrama de la figura 234, debe ser paralela al eje de abscisas si ésta no varía, por lo que el diagrama corresponderá a un rectángulo.

b) La línea que representa la velocidad es recta, por lo que la ecuación de la velocidad de la válvula deberá corresponder a una línea recta. La velocidad, tanto al principio como al final de la carrera de la válvula es cero y es máxima a la mitad de la misma, de ahí se infiere la posición de esta recta en el diagrama de la figura 234. El mismo razonamiento es utilizado, pero a la inversa cuando se trate del retroceso. Por tanto, la forma geométrica que adoptará el diagrama de velocidad será la de un triángulo isósceles.
c) Despejando el tiempo t de la ecuación (216) se llega a la expresión:

$$t^2 = 2 * \frac{1}{b} * h' \qquad (219)$$

La ecuación (218) responde a una parábola porque pertenece a la familia de ecuaciones matemáticas del tipo:

$$y^2 = 2 * p * x$$

Identificando variables en la ecuación (219) se tiene:

t: Tiempo empleado por la leva para girar un cierto ángulo φ. Por ejemplo, si para que la leva gire 1º, necesita k segundos, entonces para girar un ángulo φ, el tiempo t vendrá dado por la expresión:

$$t = \varphi * k \qquad \text{en segundos} \qquad (220)$$

Si por ejemplo, para que el árbol de levas gire n_1 vueltas, el valor de t es de 60 segundos, entonces, para que gire 360º serán necesarios $\frac{60}{n_1}$ segundos y por tanto para que gire 1º, serán:

$$k = \frac{60}{360 * n_1} = \frac{1}{6 * n_1} \quad \text{en segundos} \qquad (221)$$

Si se sustituye la ecuación (221) en la ecuación (220), se obtendrá:

$$t = \varphi * k = \frac{\varphi}{6 * n_1} \qquad \text{en segundos} \qquad (222)$$

Si se introduce la ecuación (216) en la (222), se llega a la expresión:

$$h' = \frac{b * t^2}{2} = \frac{b}{2} * \left(\frac{\varphi}{6 * n_1} \right)^2 \qquad (223)$$

y como las ecuaciones que se deben cumplir para media carrera son:

$$\varphi = \frac{\alpha}{2}\,; \qquad h' = \frac{h}{2} \qquad t = \frac{\alpha}{2*6*n_1} \tag{224}$$

entonces la ecuación (216) se podrá expresar de esta otra forma:

$$\frac{h}{2} = \frac{b}{2} * \left(\frac{\alpha}{12*n_1}\right)^2 \quad \text{y despejando } h \text{ se llega a} \quad h = b * \left(\frac{\alpha}{12*n_1}\right)^2 \tag{225}$$

En definitiva, si ahora se divide la ecuación (223) por la (225), quedará como resultado:

$$\frac{h}{h'} = \frac{1*\varphi^2}{2*\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2} = 2*\left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2 \quad \text{y despejando } h'$$

se llega finalmente a la expresión de la carrera media, en función de la carrera de la válvula y los ángulos de apertura de la válvula y de la manivela:

$$h' = 2*h*\left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2 \tag{226}$$

Efectuando un cálculo aproximado de la leva de la válvula de admisión de la máquina Fives-Lille, se utilizarán los siguientes datos reales:

D : Diámetro del émbolo, D =660 mm
s : Longitud de carrera del émbolo, $s = 110$ mm
n : Nº de revoluciones por minuto, $n = 45$
h : Longitud de carrera de la válvula, $h = 17$ mm
v : Velocidad tangencial del círculo descrito por el gorrón de la manivela, en m/s

$h' = \frac{h}{2} = \frac{17}{2} = 8{,}5$ mm

Relación de la biela: $\lambda = \frac{r}{L} = \frac{0.60}{3{,}00} = 0.2$; $tan\,\varphi\ \alpha\ = \frac{1}{\lambda} = \frac{1}{0.2} = 5$; $\varphi = arctan\,5$

Por tanto, el ángulo de la manivela es $\varphi = 78^{\circ}41'$

Por un lado, se aplicará la expresión (215) que se cumple para cualquier forma de leva [Bähr y Herre, 1959], por tanto se tiene entonces:

$$\frac{h}{C_{max}} = \frac{h'}{c'} = cte$$

Por otro lado, se utilizará la expresión que cumple las leyes de movimiento de la manivela:

$$c' = v*sen\varphi*(1 \pm \lambda*cos\varphi) \tag{227}$$

El valor de la velocidad tangencial del círculo descrito por la manivela será:

$$v = \frac{2 * r * \pi * 45}{60} = 2{,}83\,\text{m/s}$$

Luego la velocidad del émbolo c' a mitad de la carrera de la válvula se obtendrá sustituyendo los valores conocidos en la expresión (227), quedando entonces:

$$c' = 2{,}83 * sen\,78º\,41' * (1 \pm 0.2 * cos\,78º41') = 2{,}88\,\text{m/s}$$

Despejando C_{max} de la ecuación (215), para calcular su valor, se tiene:

$$C_{max} = \frac{c' * h}{h'} = \frac{2.88 * 0.017}{0.0085} = 5{,}76\,\text{m/s}$$

En conclusión, los valores de c' que corresponden a los distintos ángulos φ de la manivela, se calculan análogamente, suponiendo una abertura $2\alpha = 200º$ del ángulo de la manivela. Los valores de h' se deducen de los de c'. El resultado será una leva con una curva de ataque tal y como representa la figura 234 con $\frac{h'}{h} = cte$ [Bähr y Herre, 1959].

5.5.12.1.5. Órganos de cierre

Estos elementos mecánicos están diseñados para la apertura o cierre, de forma parcial o total, del paso del flujo de vapor procedente de la caldera a su llegada al cilindro. Se pueden clasificar en:

1. Compuertas y grifos
2. Válvulas
3. Reguladores de flujo de tuberías
4. Obturadores diferenciales

En el caso de la máquina Fives-Lille, se trata de una válvula manual y otra automática. El accionamiento de la válvula manual se efectúa desde el exterior, bien de forma mecánica, sin intervención del operario (mediante un mecanismo de distribución de acción periódica), o bien de modo mecánico pero con la intervención del operario accionando un volante, provocando un movimiento de traslación normal a la superficie del asiento, aunque también este movimiento puede ser de rotación (válvulas de charnela).

El accionamiento para válvulas automáticas se hace desde el interior, debido al gradiente de presión que se produce, bien en el recinto, o bien en la tubería. La máquina de vapor Fives-Lille de Ntra. Sra. del Pilar está compuesta por dos válvulas de apertura o cierre, colocadas en la tubería de conducción del vapor proveniente de la caldera, justo en la entrada al cilindro. Una de ellas es manual (figuras 235 y 236), que es la más cercana a la generatriz superior del cilindro y por encima de ella, se encuentra otra que es automática.

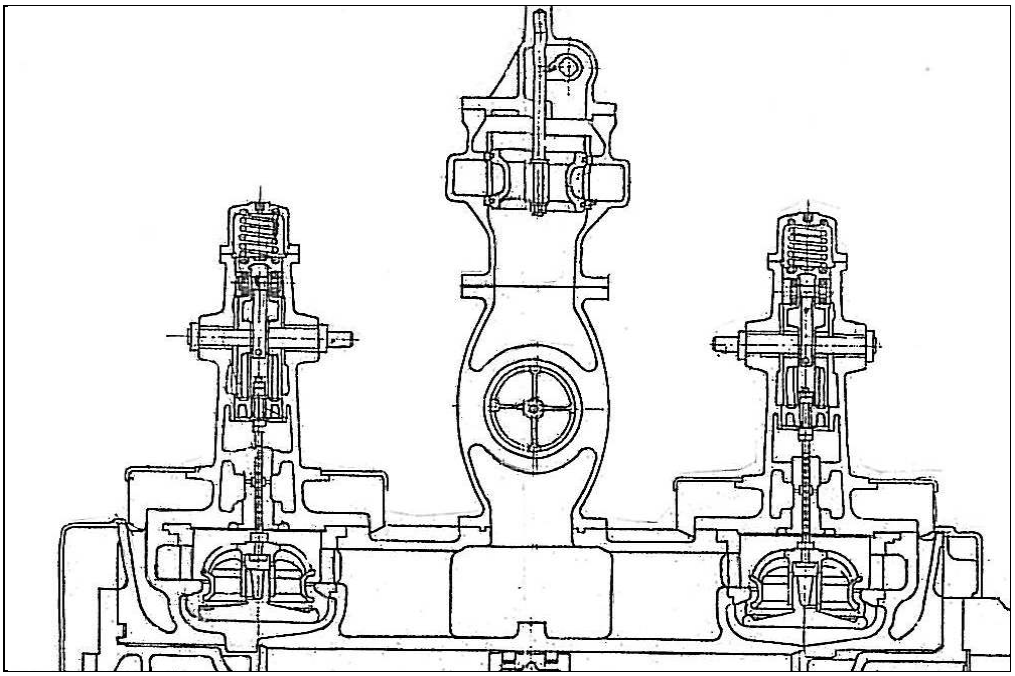


Figura 235. Detalle de los dos órganos de cierre automático y manual en la parte central (entre las dos válvulas de admisión) de la máquina Fives-Lille. *Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

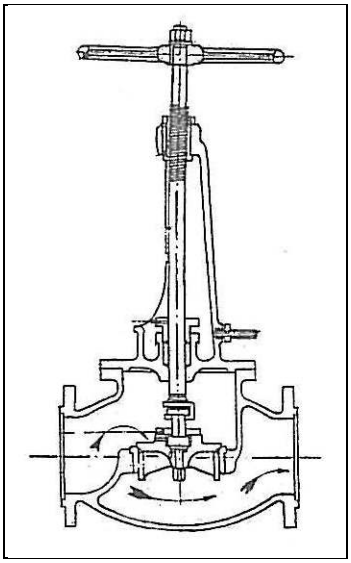


Figura 236. Válvula de cierre manual de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas

Las partes que integran la válvula manual son las siguientes:

1. Mecanismo de accionamiento (volante)
2. Anillo roscado
3. Vástago o espiga
4. Prensaestopas
5. Tapa de la válvula
6. Asiento cónico
7. Dispositivo de estrangulación o cierre (obturador)
8. Caja de la válvula

La geometría de la válvula manual va a depender de distintas variables como son la temperatura, presión, tipo de fluido (en este caso vapor recalentado) y diámetro de la tubería. La válvula manual dispone de un volante de giro (1) de 22 cm de diámetro, el vástago del obturador (3) es de unos 45 cm de longitud, tiene una placa plana de asiento cónico (6) de 45º de inclinación y un cuerpo de válvula (8) de fundición.

Funcionamiento de la válvula manual

El obturador (7) está animado de un movimiento axial en sentido normal al de circulación del fluido, acercándose o separándose del plano de la placa del asiento (6) de forma perpendicular. Este tipo de válvulas presentan varias ventajas como por ejemplo, el que el asiento no se raya, ya que el obturador no desliza sobre él sino que se apoya sobre la junta, sin importar si la presión es considerable, y además tampoco sufre importantes deformaciones con temperaturas muy altas. Tanto la guía axial como el asiento de la válvula se pueden esmerilar si se gira un poco ésta.

La figura 237 muestra a la izquierda, la válvula automática conectada a la válvula de cierre manual.

Figura 237. Válvula automática (parte izquierda) y manual (parte derecha) de la máquina Fives-Lille.
Fotografía del autor.

Las partes que integran la válvula automática (figura 238) son las siguientes:

1. Guía del contrapeso
2. Contrapeso
3. Soporte del contrapeso
4. Biela pequeña
5. Soporte del eje de la válvula
6. Palanca de accionamiento
7. Tuerca del prensaestopas
8. Vástago o espiga
9. Tapón
10. Prensaestopas

11 Tapa de la válvula
12 Asiento cónico doble
13 Dispositivo de estrangulación o cierre,(obturador)
14. Caja de la válvula

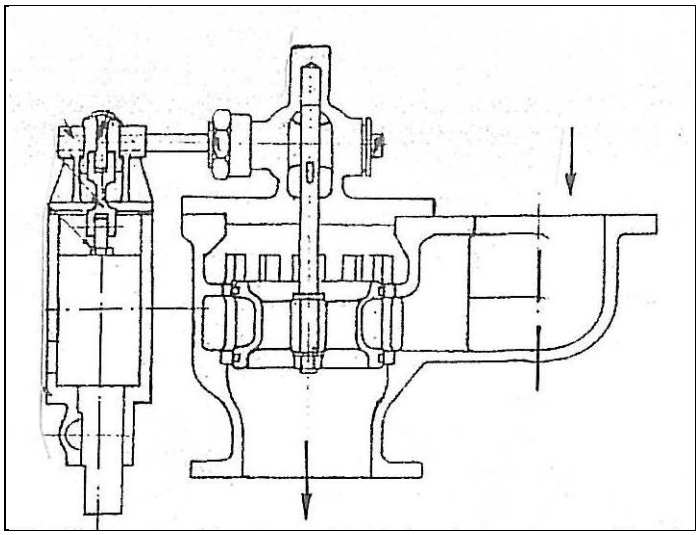


Figura 238. Válvula automática de seguridad de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Funcionamiento de la válvula automática

El principio de funcionamiento de esta válvula (que aunque es automática, puede accionarse también de modo manual, al disponer de una palanca (6) para tal fin (figura 238) es muy similar al de la válvula manual, con la diferencia de que el movimiento del obturador es producido por el peso que ejerce de la columna de vapor prodecente de la calder a una determinada presión, cerrándose de forma automática por la acción de un contrapeso (2), cuando la presión de la columna de vapor desciende, por debajo del umbral para la cual ha sido proyectada.

Cálculo de la válvula de placa plana de asiento cónico

Para el cálculo de la misma se considerarán las siguientes variables [Hütte, 1938]:

Q = Gasto de la válvula, constante para todas las secciones, en m^3/s , expresándose como $Q = F * c$
F = Sección de paso libre de fluido, en m^2
c = Velocidad media del flujo, expresándose como $c = \mu * \sqrt{2 * g * H}$, en m/s
c_0 = Velocidad teórica por pérdida de carga, en m de columna de agua fluida
γ = Peso específico, en kg/m^3
H = Pérdida de carga, en m
μ = Coeficiente de derrame
h = Longitud de carrera, donde, $h \cong 0.25 * d$, en m
d = Diámetro de la placa de asiento, en m

El gasto Q será mayor ya que μ será menos favorable y h> $0.25 * d$. La figura 239 [Hütte, 1938] muestra varias curvas 0, 1, 2 y 3 (para el caso del agua), en un sistema de referencia coordenado, cuyo eje de abscisas representa la carrera h en función de la carrera ideal $0.25 * d$ y el eje de ordenadas representa el gasto ideal $Q_1 = \frac{Q}{F}$, observándose que el gasto ideal Q_1 de la curva 0 (considerando H =1 y μ =1) se va incrementando hasta h= $0.25 * d$ y luego continúa constante.

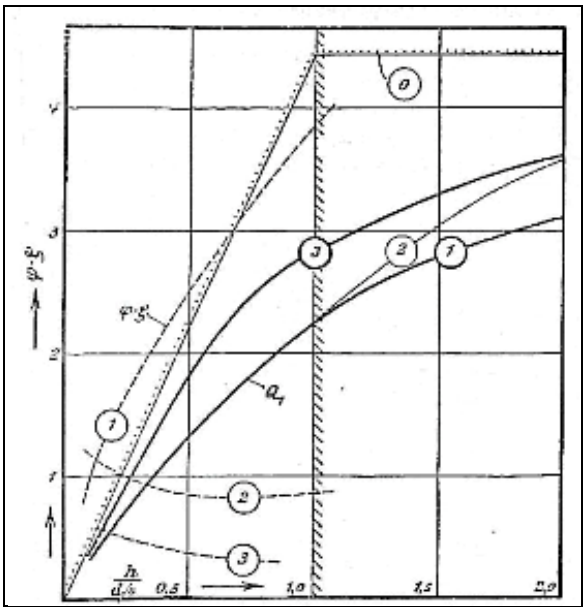


Figura 239. Curvas de gasto específico de las válvulas *(Hütte, 1938).*

También se observa en la curva 1 el gasto correspondiente a una válvula de asiento plano; en la curva 2 el gasto el de una válvula de asiento cónico y por último en la curva 3 el corresponde al gasto de una válvula con una placa plana de asiento cónico (que es nuestro caso, además de ser el más favorable). En los casos 1, 2 y 3, cuando h> $0.25 * d$, el gasto Q_1 aumenta.

Determinación de la resistencia a la circulación del fluido

Si se consideran las siguientes variables:

v = Velocidad media del fluido envolviendo a la placa, en m/s
γ = Densidad del fluido, en kg/m^3
g = Aceleración de la gravedad, en m/s^2
F = Superficie proyectada de una placa normal a la dirección del flujo, en m^2

Siendo los coeficientes:

$$H_1 * \gamma_1 = q \quad \text{y} \quad \gamma = c\,;\ \mu = \sqrt{\frac{1}{\xi}}\,;\ \frac{\gamma}{g} = \rho$$

La pérdida de carga real será:

$$H_e = \xi * \frac{c_1^2}{2 * g} \tag{228}$$

Luego la resistencia del fluido W al movimiento, en kg, vendrá dada por la expresión:

$$W = \varphi * \gamma * H_e = \varphi * \gamma * \xi * \frac{c_1^2}{2 * g} * F \tag{229}$$

Los datos reales de la válvula de la máquina de vapor Fives-Lille son:

F =54,46 cm^2
h= 3 cm ; se cumple que $h > 0.25 * d$
d = 8,25 cm
Se admite que ($\mu \cong 0.8$ y $\varphi \cong 0.7$) ; donde ξ =1,56
γ =Peso específico del vapor recalentado a una temperatura de 190º y una presión de 9 kg/cm^2.

Con estos datos numéricos sólo bastaría llevarlos a la gráfica de la figura 239, obteniéndose el gasto de las válvulas.

5.5.12.2. Sistema de distribución por corredera

5.5.12.2.1. Generalidades y funcionamiento

Este sistema de distribución de vapor se caracteriza por poseer unos órganos que regulan el flujo de vapor, denominados conchas o correderas (figura 240). Éstas pueden ser de tres tipos: planas, curvas o cilíndricas.

Existe otra clasificación para este tipo de distribución, atendiendo al número de correderas que intervienen de modo conjunto: sencilla (lumbrera sencilla) o doble (lumbrera doble).

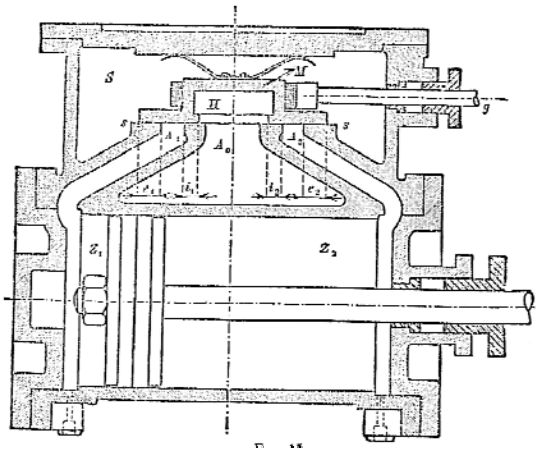


Figura 240. Sección de máquina de vapor con distribución por corredera plana sencilla *(Heepke y Herre, 1943).*

La leyenda de la figura 240 es:

S : Caja de distribución comunicada con la caldera por medio de un tubo.
H : Caja de la corredera.
A_0 : Caja de escape comunicada con sus conductos correspondientes.
A_1 : Canal de entrada o salida del vapor en el extremo superior del cilindro.
A_2 : Canal de entrada o salida del vapor en el extremo inferior del cilindro.
Z_1 : Volumen entre la pared anterior del cilindro y la cara anterior del émbolo.
Z_2 : Volumen entre la pared posterior del cilindro y la cara posterior del émbolo.

El sistema de distribución de vapor por corredera será el resultado de considerar cuatro correderas cilíndricas actuando de modo independiente, es decir como correderas sencillas (con lumbrera única), según su función (admisión ó escape). La misión de la corredera consiste en permitir el paso alternativo del vapor proveniente de la caldera de un extremo a otro del cilindro, de manera que cuando penetra en una de ellas, en la otra escapa a la atmósfera o entra en el condensador, ya que produjo trabajo en la anterior embolada. Este sistema que automáticamente permite de forma alterna la entrada o salida del vapor de modo periódico, se llama mecanismo de distribución. El proceso desde la entrada del vapor hasta la salida de éste se denomina período de funcionamiento o evolución del vapor en el cilindro.

Funcionamiento

Aunque en el caso de la máquina Mirrlees-Watson, se trata de correderas cilíndricas con movimientos de giro alternativo, para comprender mejor el funcionamiento de las correderas, se recurre al sistema de corredera plana sencilla, con movimiento rectilíneo alternativo, ya que cada corredera plana lleva asociada otra equivalente cilíndrica, por lo que el resultado es análogo.

En la figura 240 se observa un cilindro con el sistema de distribución por corredera más sencillo y es el que normalmente se suele utilizar (en adelante, la concha o corredera se designará con la letra C). Dicha corredera C, se apoya y desliza a su vez sobre una superficie plana P-P, con un coeficiente de rugosidad ínfimo denominada espejo.

Como se ha indicado, la corredera posee un movimiento rectilíneo alternativo debido a la acción del vástago V, que directamente está unido a la concha C. Éste es accionado, a su vez, por una excéntrica situada o calada al árbol motriz. La excéntrica viene a comportarse básicamente como un sistema biela-manivela, en donde la magnitud r, con la que se designaba antes la longitud de la manivela, ahora se designa por ρ y corresponde al radio de excentricidad de la excéntrica [Heepke y Herre, 1943].

*A*nálogamente, la magnitud L con la que antes se designaba a la longitud de la biela, se denomina ahora λ y corresponde a la longitud del vástago de la excéntrica.

Según la figura 240, la posición en ese instante es de cierre al completo de las lumbreras o entradas de los canales A_1 y A_2, denominándose las magnitudes e_1, e_2, i_1 e i_2, recubrimientos exteriores e interiores, respectivamente.

Las figuras 241 a 245 muestran las cinco fases o posicionamientos de la corredera, dependiendo de las situaciones del émbolo (punto muerto posterior o punto muerto anterior e intermedios).

La entrada de vapor por el canal A_1 se produce, cuando el émbolo alcanza el punto muerto posterior, para comenzar la carrera de avance, dejando la zona Z_1 preparada para la ocupación de vapor. Al mismo tiempo, se produce la salida del vapor de la zona Z_2 hacia el canal A_2 a la cámara o caja A_0.

Para que se cumpla la situación descrita anteriormente, se debe procurar que las entradas de los canales A_1 y A_2 estén abiertas (figura 241); la primera con una longitud ve_1, denominada avance lineal de la admisión y la segunda con vi_2, denominada avance lineal del escape, por tanto, será necesario que la corredera se desplace hacia la derecha una longitud:

$$e_1 + ve_1 = i_2 + vi_2$$

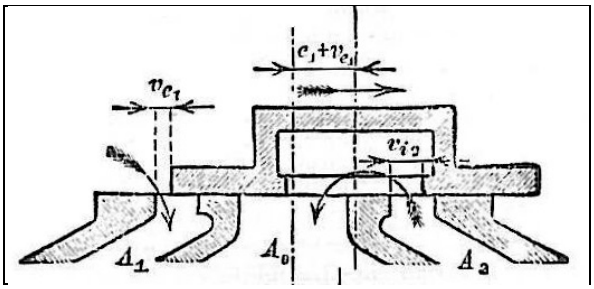


Figura 241. Desplazamiento de la corredera plana (Fase 1ª) *(Heepke y Herre, 1943).*

En la figura 242 la corredera empieza a desplazarse a la izquierda recorriendo la distancia e_1 y en consecuencia, permitiendo la entrada de vapor por la lumbrera A_1 hasta completar dicha distancia, que quedará totalmente cerrada, completándose así el período de admisión.

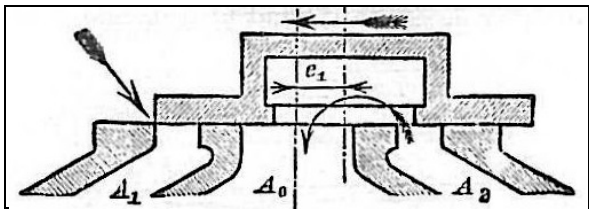


Figura 242. Desplazamiento de la corredera plana (Fase 2ª) *(Heepke y Herre, 1943).*

En la figura 243 se puede observar que, si la corredera continúa desplazándose hacia la izquierda una longitud i_2, se cerrará por completo la lumbrera A_2 por el recubrimiento interior de su borde, por lo que el vapor podrá salir del cilindro por la lumbrera del lado derecho, completándose así el período de escape.

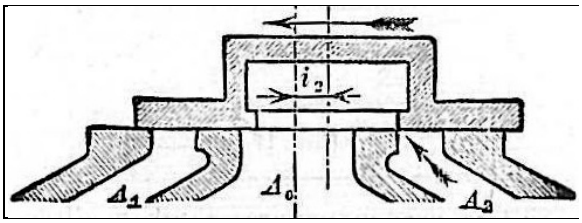


Figura 243. Desplazamiento de la corredera plana (Fase 3ª) *(Heepke y Herre, 1943).*

En la figura 244 la corredera continúa desplazándose todavía más hacia la izquierda una distancia i_1, se cerrarán las lumbreras A_1 y A_2 , el émbolo se irá moviendo de izquierda a derecha y se producirá la expansión del vapor sobre la cara posterior de éste. Por otro lado, el vapor que queda sobre la cara anterior del émbolo es comprimido.

En consecuencia, al período de admisión le sucede un período de expansión sobre la cara activa del émbolo y al período de escape le sigue otro período de compresión en la cara pasiva. Cuando la corredera se mueva de derecha a izquierda, abre la lumbrera A_1 con su borde interior terminándose, por tanto, la expansión y comunicando al conducto de escape con la cara activa del émbolo mediante la cámara A_0 y el espacio H (figura 240).

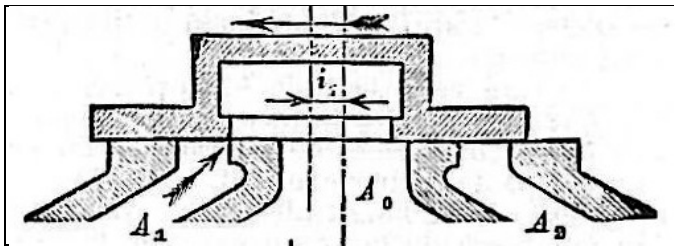


Figura 244. Desplazamiento de la corredera plana (Fase 4ª) *(Heepke y Herre, 1943).*

Por último, en la figura 245 se muestra el fin del período de compresión en la cara anterior del émbolo, es decir cuando la corredera se desplaza hacia la izquierda a una distancia e_2 abriendo la lumbrera A_2 con su borde derecho externo, y comunicando el espacio de distribución S (figura 240) con la cara pasiva del émbolo.

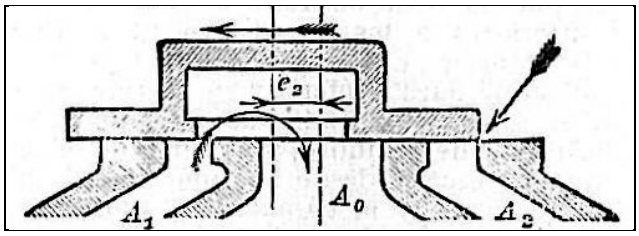


Figura 245. Desplazamiento de la corredera plana (Fase 5ª) *(Heepke y Herre, 1943).*

Si ahora se representa en un diagrama a modo de resumen (figura 246) los casos anteriormente expuestos [Heepke y Herre, 1943] y [Lucini y Aleixandre, 1967], éste nos permitirá conocer gráficamente cualquier posición de la corredera, dependiendo de cada posición K_i de la manivela y la situación y sentido de movimiento del radio de excentricidad de la excéntrica ρ, la cual imprime el movimiento a dicha corredera. En definitiva, se podrán distinguir los tres períodos correlativos de funcionamiento sobre cada cara del émbolo, para una embolada completa.

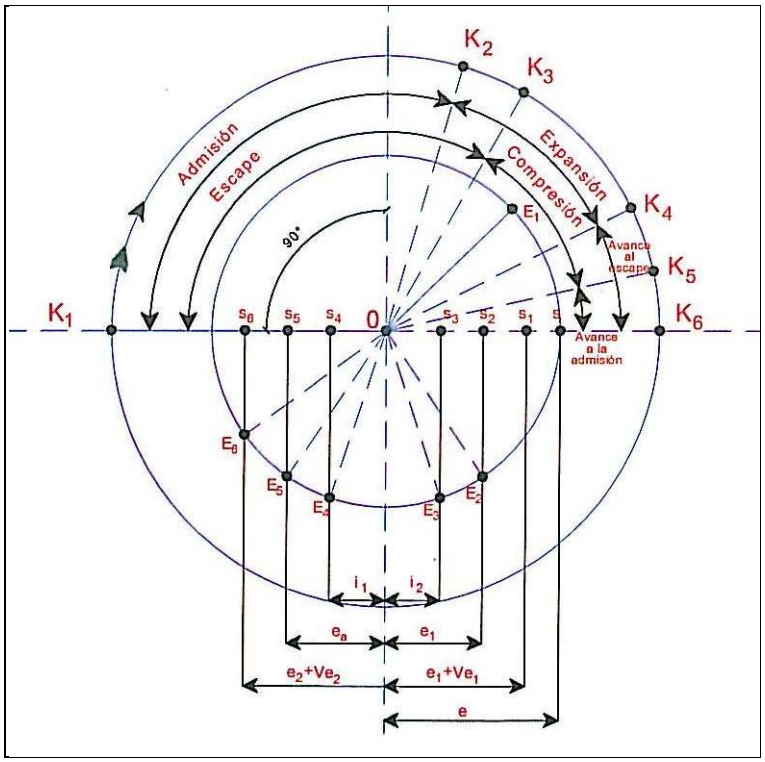


Figura 246. Diagrama de distribución. Esquema de desplazamiento de la corredera en función de la posición de la manivela y la posición del radio de excentricidad. *(Elaboración propia a partir de Heepke y Herre, 1943).*

Las nuevas variables pues, que deberán tenerse en cuenta son las siguientes:

- OK_i = Posiciones del radio de la manivela motriz
- OE_i = Posiciones del radio de excentricidad de la excéntrica
- Os_i = Longitudes equivalentes a las de los recubrimientos exteriores e interiores de la corredera
- $Os = \rho$, Radio de excentricidad
- $\delta =$ Avance angular de la excéntrica ó ángulo de avance (Sentido horario)
- $90 + \delta =$ Ángulo de calado de la excéntrica

Por tanto, los movimientos producidos en la corredera pueden resumirse así:

A. Sobre la cara pasiva o anterior:

- A.1. Intervalo K_1 a K_3 (Período de escape): La corredera permite abrir la lumbrera por la que se efectúa la salida del vapor al condensador o a la atmósfera.
- A.2. Intervalo K_3 a K_5 (Período de compresión): La lumbrera se cierra y el vapor que permanece en el cilindro es comprimido por el émbolo.
- A.3. Intervalo K_5 a K_6 (Período de avance a la admisión): Comienza la admisión del vapor en el cilindro ya que, unos instantes antes del punto muerto, la lumbrera se abre de nuevo comunicando la caja de distribución con el cilindro.

B. Sobre la cara activa o posterior:

- B.1. Intervalo K_1 a K_2 (Período de admisión): La corredera permite abrir la lumbrera por la que se efectúa la entrada del vapor al cilindro.
- B.2 Intervalo K_2 a K_4 (Período de expansión): El vapor se expande en el seno del cilindro, permaneciendo cerrada la lumbrera.
- B.3. Intervalo K_4 a K_6 (Período de avance al escape): Comienza la salida del vapor del cilindro, ya que unos instantes antes del punto muerto, la lumbrera qué está en comunicación con el escape se abre de nuevo.

En definitiva, debido a las reiteradas emboladas, cada cara del émbolo va siendo activa o pasiva de modo alterno, de forma que los seis períodos que se producen en una revolución completa del árbol motor siguen el siguiente orden:

1. Admisión
2. Expansión
3. Avance al escape
4. Escape
5. Compresión
6. Avance a la admisión

El llevarse a cabo dichos períodos, va a generar una continua variación de las presiones que se van a producir dentro del cilindro.

Como conclusión, puede afirmarse que las dos máquinas de vapor analizadas en esta tesis doctoral, desde el punto de vista tecnológico, poseen una característica en común y es que su sistema de distribución es de admisión variable. Quiere ello decir, que el cierre de la admisión no se producirá de forma instantánea en una posición fija y determinada del émbolo, sino que dicho grado, en cada embolada, va a estar condicionado por la posición de la espiga o manguito del regulador centrífugo (actuando sobre el número de revoluciones de la máquina), bien de una forma automática, o bien controlada de forma manual por medio de un mecanismo de cierre de vapor pudiendo ser una válvula de corte, un regulador con control manual, etc.

El único factor diferencial para estas distribuciones de admisión variable es el tipo de distribuidor de vapor, que en el sistema Sulzer es por válvulas y en el sistema Corliss es por llaves-correderas.

Tal y como se ha indicado, el fundamento de estas llaves se asemeja al de las correderas cilíndricas. Es por ello, que seguidamente se va a estudiar la corredera sencilla Trick, analizando las posibles variaciones que en el grado de admisión se generan.

5.5.12.2.2. Cálculo de una corredera sencilla tipo Trick

En este apartado se va a hacer un estudio de los parámetros de cálculo más importantes a tener en cuenta a la hora de diseñar y dimensionar este mecanismo de distribución.

Observando la figura 247, la superficie de la lumbrera f_k es el producto de sus dimensiones a y b, según la expresión:

$$f_k = a * b \tag{230}$$

Para que se obtengan cierres rápidos con mínimos desplazamientos de la corredera (carreras), o lo que es lo mismo, para valores mínimos del radio de excentricidad de excéntrica ρ, la dimensión a o anchura de la lumbrera deberá tener el menor valor posible, en cambio la dimensión b o longitud de la lumbrera deberá alcanzar el máximo posible.

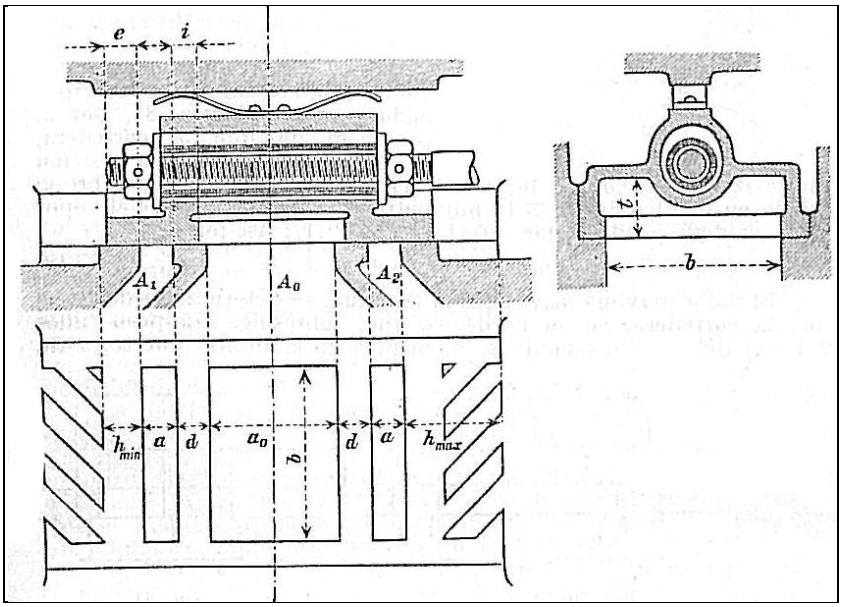


Figura 247. Detalle de una distribución con corredera sencilla tipo Trick *(Heepke y Herre, 1943).*

La longitud b se suele expresar en función del diámetro D del cilindro, según la expresión:

$$\frac{2}{3} * D \leq b \leq \frac{4}{5} * D \tag{231}$$

El párametro d (figura 248) corresponde a la anchura del tabique de separación de las lumbreras y se expresa como:

$$d = 0{,}5 * a + 10\ mm \quad (a \text{ y } d \text{ en milímetros}) \tag{232}$$

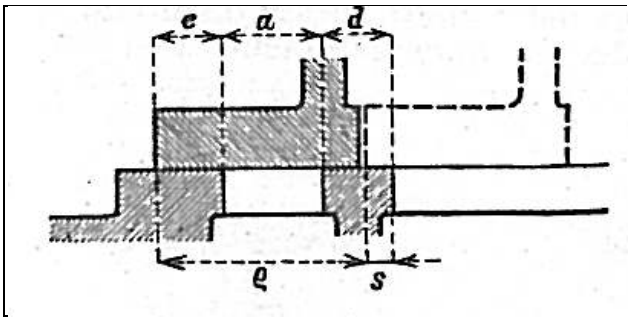


Figura 248. Anchura del tabique de separación de las lumbreras *(Heepke y Herre, 1943).*

y como tercera condición, se ha de verificar lo siguiente:

$$d \geq \rho - a - e + s \tag{233}$$

Esto quiere decir que si la corredera está en el punto muerto y se desplaza hacia uno de los lados, el máximo valor de la longitud ρ no deberá destapar el conducto A_0 con su extremo izquierdo, con objeto de que el vapor proveniente de la caldera no llegue directamente al canal de escape A_0, quedando por tanto, una pequeña longitud s [Heepke y Herre, 1943].

En cuanto a qué dimensión a_0, deberá poseer la entrada al conducto de escape A_0, según la figura 249, se deberá cumplir que :

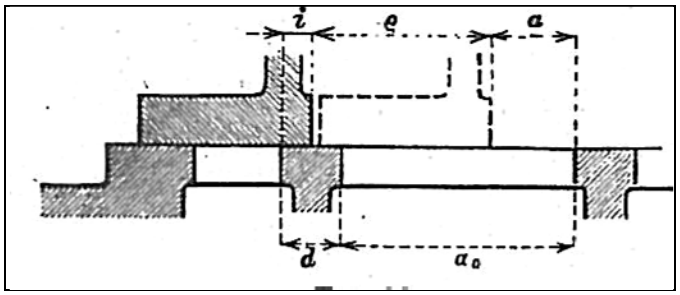


Figura 249. Dimensión a la entrada del conducto de escape *(Heepke y Herre, 1943).*

$$a_0 \geq a + i + \zeta - d \tag{234}$$

la longitud del espejo h (figura 250**),** con objeto de que el vapor no se directamente de la caldera a A_0, deberá verificar que:

$$\left.\begin{aligned} h_{mín} &\geq \zeta - a + i + s \\ h_{máx} &\leq \zeta + e - 2\,mm \end{aligned}\right\} \tag{235}$$

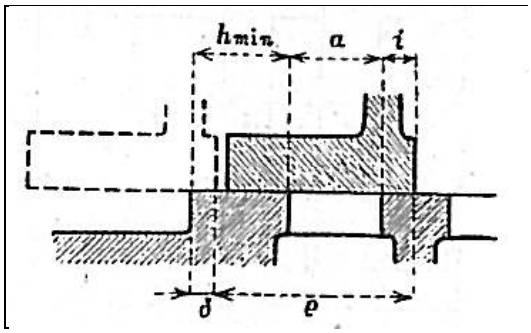


Figura 250. Longitud del espejo *(Heepke y Herre, 1943).*

En consecuencia, el radio de la excentricidad de la excéntrica ρ será función de la longitud de las lumbreras a y de los recubrimientos interior y exterior, i y e , respectivamente. Así, se producirá en la admisión la apertura total de la lumbrera cuando se cumpla que:

$$\rho \geq e + a \tag{236}$$

Análogamente, se procede con el escape, exigiendo que la lumbrera quede completamente abierta:

$$\rho \geq i + a \tag{237}$$

Por otro lado, la condición que se ha de cumplir para el calaje de la excéntrica sobre el árbol (figura 251), será:

$$e + v_e = i + v_i = \rho * sen\delta \tag{238}$$

La corredera deberá estar desplazada para poder iniciar la carrera de avance y así poder efectuar los desplazamientos v_e ó v_i.

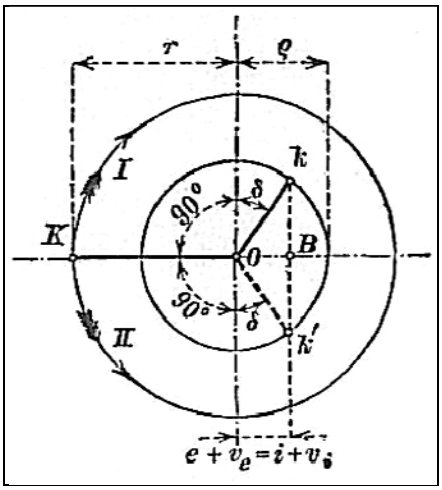


Figura 251. Condición para el calaje de la excéntrica *(Heepke y Herre, 1943).*

Por último, quedará por dimensionar, por una parte, la profundidad del hueco de la corredera t (teniéndose en cuenta para ello, cualquier causa que reduzca la sección de paso del vapor) y por otra, la unión de la corredera con el vástago, evitando que la presión ejercida por el vapor sobre ésta no produzca un esfuerzo de flexión en el vástago.

5.5.12.2.3. Círculos de Zeuner

Como ya se vió en el diagrama de la figura 246, éste permitía encontrar la posición de la corredera en cualquier situación y sentido del movimiento del radio de excentricidad de su excéntrica [Heepke y Herre, 1943].

Los círculos de Zeuner se construyen sobre dicho diagrama, pero al resultar su proceso constructivo bastante laborioso, solamente se expondrá de forma sucinta, a continuación, lo más representativo del referido procedimiento, junto con las utilidades para las cuales se construyen estos círculos [Heepke y Herre, 1943].

La figura 252 muestra la manivela en la posición K (punto muerto), atrasada un ángulo de $90+\delta$, sobre el ángulo de excentricidad de la excéntrica en su carrera de avance, posiciónándose ésta en el punto S. La figura 253 muestra los círculos de Zeuner construidos apoyándose en el diagrama de la figura 252. El círculo superior se traza sobre OS y el círculo inferior sobre OS'.

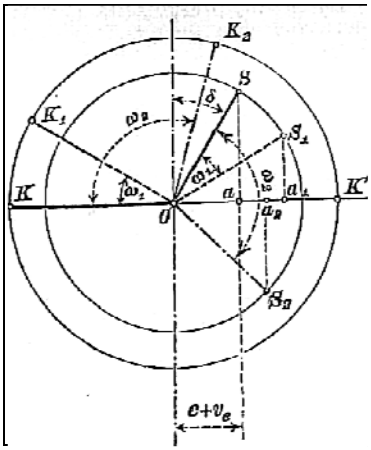


Figura 252. Posición de la manivela en el punto muerto K y de la excéntrica en el punto S. *(Heepke y Herre, 1943).*

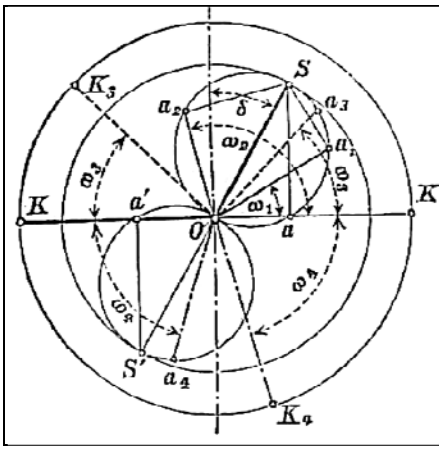


Figura 253. Representación de los círculos de Zeuner *(Heepke y Herre, 1943).*

La utilidad de estos es la siguiente:

1. El círculo superior mide los movimientos de la corredera a la izquierda o a la derecha, según el criterio utilizado de su posición media y análogamente con el círculo inferior. Estos movimientos de la corredera se demuestra que corresponden a las cuerdas que intercepta una manivela ideal en estos círculos si rotan, comenzando en el punto muerto contrario al de la manivela motriz, el mismo ángulo que ésta, pero en sentido opuesto.

2. La segunda utilidad que se les da a estos círculos es poder conocer hacia donde se mueve la corredera. Si la corredera se mueve hacia fuera, las cuerdas van aumentando, es decir, se dirigen hacia el punto muerto y si las cuerdas van decreciendo, la corredera se irá acercando a la posición media y por consiguiente se moverá hacia dentro.

En la figura 254 se representan las distintas posiciones de la manivela en carrera de avance K, K_1, K_2, K_3, K_4, o bien en carrera de retroceso K', K_1', K_2', K_3' y K_4', obteniéndose en todos ellos, un desplazamiento de la corredera una determinada longitud.

Por ejemplo, si la manivela está en la posición K_2, se observa que la corredera se desplaza una magnitud $Oa_2 = OS = \rho$, hacia la derecha de su posición media, por tanto, se sitúa en el punto muerto derecho, en el cual se invierte el sentido de movimiento. Análogamente, se analizan el resto de las posiciones.

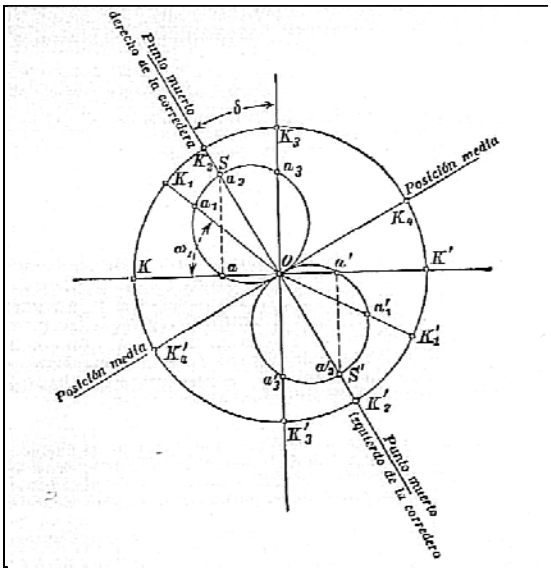


Figura 254. Diferentes posiciones de la manivela en carrera de avance *(Heepke y Herre, 1943).*

Los círculos de Zeuner también son útiles para la determinación de las fases de la distribución del vapor, según el posicionamiento de la corredera y por consiguiente, mediante dichos círculos también se puede representar gráficamente lo anteriormente expuesto, es decir, el módulo de desplazamiento y su sentido desde su posición media [Bähr y Herre, 1959].

Por ser un método bastante laborioso hasta conseguir dicha representación, sólo se expondrán de forma resumida (según se considere la inclinación o no de la biela), los casos siguientes:

1. Representando las distintas posiciones del émbolo, con las correspondientes a la manivela, pero sin tener en cuenta la inclinación de la biela [Heepke y Herre, 1943] para una sola cara del émbolo, las seis fases del vapor dentro del cilindro son las siguientes:

$$\left.\begin{array}{l}\left.\begin{array}{l}s_1 = Carrera\ de\ admisión\\ s_2 = Carrera\ de\ \exp ansión\\ s_3 = Carrera\ de\ avance\ al\ escape\end{array}\right\} Avance\\ \left.\begin{array}{l}s_4 = Carrera\ de\ escape\\ s_5 = Carrera\ de\ compresión\\ s_6 = Carrera\ de\ avance\ a\ la\ admisión\end{array}\right\} Retroceso\end{array}\right\} Cara\ izquierda\ del\ émbolo$$

2. Representando las distintas posiciones del émbolo, con las correspondientes a la manivela, pero teniendo en cuenta la inclinación de la biela para una corredera simétrica según [Heepke y Herre, 1943] y considerando las fases del vapor en cada uno de las caras:

	CARA IZQUIERDA		CARA DERECHA	
Admisión _____	$S_1 = KK_1$	*Avance*	$S_1' = K'K_1'$	*Avance*
Expansión _____	$S_2 = K_1K_2$		$S_2' = K_1'K_2'$	
Avance al escape _____	$S_3 = K_2K'$		$S_3 = K_2'K$	

	CARA IZQUIERDA		CARA DERECHA	
Escape _____	$S_4 = K'K_3$	*Retroceso*	$S_1' = K\,K_3'$	*Retroceso*
Compresión _____	$S_5 = K_3K_4$		$S_2' = K_3'K_4'$	
Avance a la admisión _	$S_6 = K_4K$		$S_3 = K_4'K$	

5.5.12.2.4. Cálculo de la distribución tipo Trick

Siguiendo el ejemplo de cálculo [Heepke y Herre, 1943] y considerando datos reales de la máquina de vapor Mirrlees-Watson, se tiene:

1. La excéntrica se desplaza con movimiento rectilíneo que le imprime el regulador.
2. Se supone un grado de admisión de un 20 % de la longitud de la carrera.
3. La presión absoluta de admisión a la entrada del cilindro es de 9,5 kg/cm^2
4. El diámetro del cilindro, $D = 72$ cm
5. La carrera del émbolo, $l = 152$ cm
6. La velocidad, $n = 45$ rpm

Calculando en primer lugar la superficie del émbolo, F :

$$F = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 152^2}{4} = 18.145{,}84\ \text{cm}^2$$

La velocidad media del émbolo será:

$$C_m = \frac{n * l}{30} = \frac{45 * 1.52}{30} = 2{,}28\ \text{m/s}$$

La sección f_k del canal del vapor se calculará utilizando un valor de ω_m, donde dicha variable corresponde a la velocidad teórica del vapor [Bähr y Herre, 1959] adoptando un valor de $\omega_m \cong$ 103 m/s. Este valor excede de los expuestos, pero para determinados casos se puede incrementar por encima de 70 m/s.

Por tanto:

$$f_k = F * \frac{C_m}{\omega_m} = 18.145{,}84 * \frac{2{,}28}{103} = 401{,}67 \text{ cm}^2$$

A la hora de calcular el diámetro mínimo admisible d de la corredera (aunque es conocido con un valor de 28 cm en planos), se comprobará que, tanto ese diámetro como los diámetros interiores, d_0, d_1, d_2 y d_3, además del resto de las dimensiones de la corredera, cumplen las condiciones de cálculo.

Para ello, según la figura 255, se adoptan como valores, $d_0 = 4$ cm y $d_1 = 8$ cm y aplicando la siguiente ecuación, se obtendrá:

$$\frac{\pi * {d_2}^2}{4} \geq \frac{\pi * {d_1}^2}{4} + 0{,}5 * f_k \qquad (239)$$

Sustituyendo por valores reales, quedará:

$$\frac{\pi * {d_2}^2}{4} \geq \frac{\pi * 8^2}{4} + 0{,}5 * 401{,}67$$

Por tanto, $d_2 \geq$ 17,88 cm por lo que adoptaremos $d_2 =$ 18 cm y $d_3 = 23$ cm .

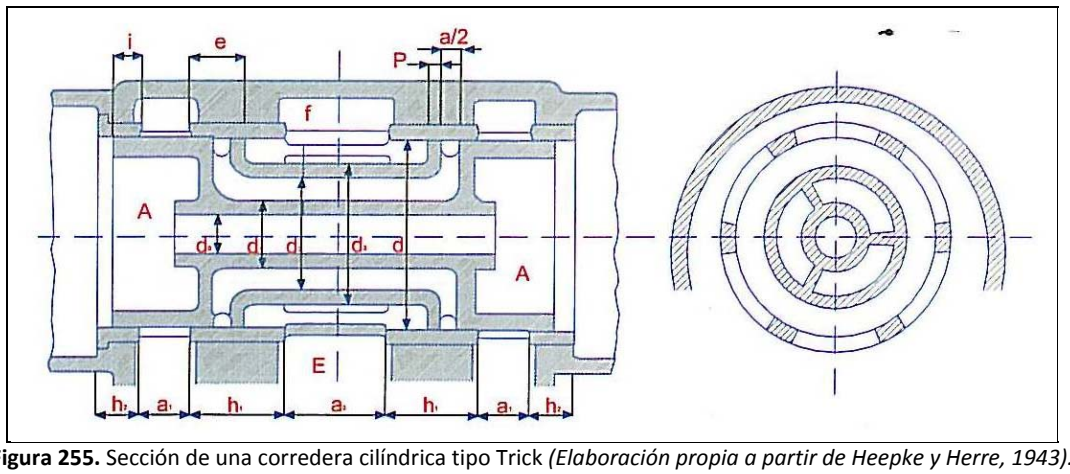


Figura 255. Sección de una corredera cilíndrica tipo Trick *(Elaboración propia a partir de Heepke y Herre, 1943).*

Repitiendo el procedimiento anterior, se comprueba que la corredera cilíndrica está bien dimensionada con $d =$ 28 cm. Por tanto:

$$\frac{\pi * d^2}{4} \geq \frac{\pi * d_3{}^2}{4} + 0{,}5 * f_k \qquad (240)$$

sustituyendo por valores numéricos se obtiene:

$$\frac{\pi * d^2}{4} \geq \frac{\pi * 23^2}{4} + 0{,}5 * 401{,}67 \quad \text{luego} \qquad d = 28{,}01 \text{ cm}$$

Las restantes dimensiones de la corredera (figura 255), se calcularán de la forma siguiente:

Debido a que los nervios de la corredera atraviesan la lumbrera, el perímetro $\pi * d$ no resulta útil al 100%, sino sólo una parte, por tanto:

$$b = \alpha * \pi * d \qquad (241)$$

donde: $0{,}7 \leq \alpha \leq 0{,}8$

y admitiendo $\alpha = 0{,}8$ para casos normales se tendrá que:

$$b = 0{,}8 * \pi * 28 = 70{,}37 \text{ cm}$$

por lo que la longitud de la lumbrera será:

$$a = \frac{f_k}{b} \qquad (242)$$

y sustituyendo por valores numéricos se obtiene:

$$a = \frac{f_k}{b} = \frac{401{,}67}{70{,}37} = 5{,}70 \text{ cm}$$

Considerando en la fase de admisión que la corredera apoye sobre los bordes internos del espejo una longitud $s \leq 10$ mm (figura 255), se admite para este caso $s = 12$ mm, donde la longitud de la lumbrera a_1 viene expresada como:

$$a_1 = a + s \qquad (243)$$

sustituyendo por valores numéricos se obtiene:

$$a_1 = a + s = 57 + 12 = 69 \text{ mm}$$

Como la excentricidad de la máquina ρ es conocida y de valor 100 mm, el recubrimiento e valdrá:

$$e = 100 - 57 = 43 \text{ mm}$$

La longitud del espejo h_1 vendrá expresada por la fórmula:

$$h_1 = 2 * e - s \tag{244}$$

y sustituyendo por valores numéricos se obtiene:

$$h_1 = 2 * e - s = 2 * 43\text{-}12 = 74 \text{ mm}$$

La dimensión a_0 se fijará con la condición de que el punto muerto de la corredera esté abierto en una longitud no menor que a, luego su expresión será:

$$a_0 \geq \rho + 0{,}5 * a + e - h_1 \tag{245}$$

por tanto, sustituyendo por valores ya calculados obtiene:

$$a_0 \geq \rho + 0{,}5 * a + e - h_1 \geq 100 + 0{,}50 * 57 + 43\text{-}74 \quad \text{luego} \quad a_0 \geq 97{,}5 \text{ mm}$$

Ahora, se calculará la dimensión h_2 por medio de la expresión:

$$h_2 \geq \rho - e - 0.5 * a + 10 \tag{246}$$

por tanto, sustituyendo por valores ya calculados obtiene:

$$h_2 \geq \rho - e - 0.5 * a + 10 \geq 100\text{-}43\text{-}0{,}5 * 57 + 10 \quad \text{de donde} \quad h_2 \geq 38{,}5 \text{ mm}$$

Por último, el valor del recubrimiento interior i se calculará deduciéndolo de la siguiente expresión [Heepke y Herre, 1943]:

$$h_2 \geq \rho - a - i + s \tag{247}$$

y sustituyendo por valores conocidos se llega finalmente al siguiente resultado:

$$38{,}5 \geq \rho - a - i + s = 100\text{-}57\text{-}i + 12 \quad \text{luego} \quad i = 16{,}50 \text{ mm}$$

5.5.12.3. Sistema de distribución Corliss

5.5.12.3.1. Generalidades y funcionamiento

A continuación, se va a exponer con detalle el segundo tipo de sistema de distribución de vapor encargado de administrar dicho fluido en el cilindro de la máquina de vapor escocesa Mirrlees-Watson.

Este sistema (para admisiones variables), utiliza como órganos distribuidores correderas o llaves, y también se le conoce por sistema de plato oscilante [Lucini y Alixandre, 1967] o

sistema Corliss (figura 256) el cual debe su nombre al ingeniero estadounidense George Henry Corliss que lo inventó en el año 1850, contribuyendo a lograr uno de los avances tecnológicos más importantes que ha tenido la máquina de vapor desde la época de James Watt.

Con dicho sistema, modificó y perfeccionó un primitivo sistema de distribución anterior basado en llaves, pero bastante más imperfecto, más ruidoso y con mayores pérdidas de vapor, disminuyendo el rendimiento de la máquina. Además de perfeccionar la distribución del vapor con este tipo de distribución, también presentó en el año 1867 otro tipo de distribución por llaves denominado 'hoja de sable'.

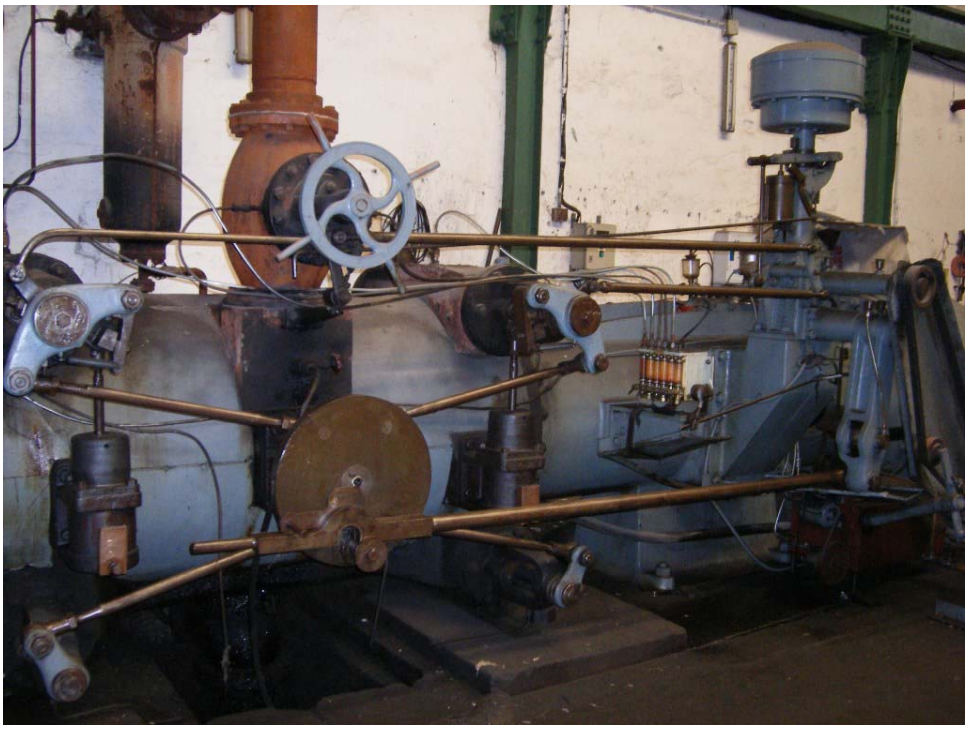


Figura 256. Máquina Mirrlees-Watson con sistema de distribución Corliss de plato oscilante. Azucarera de Ntra. Sra. del Rosario en Salobreña (Granada). *Fotografía del autor.*

5.5.12.3.2. Órganos interiores y exteriores

5.5.12.3.2.1. Órganos interiores: válvulas Corliss

Los órganos interiores, para el caso particular de la distribución Corliss, son elementos móviles u obturadores del tipo llave, también llamada válvula Corliss o corredera cilíndrica, que provocan la apertura o cierre para distribuir el fluido. El sistema de distribución Corliss que posee la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario (figura 257), está compuesto de cuatro distribuidores independientes (correderas o llaves), dos de admisión y dos de escape.

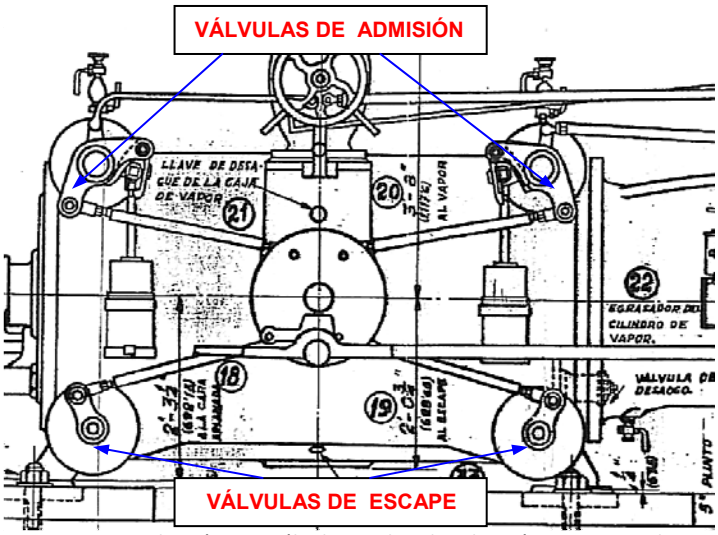


Figura 257. Distribución con válvulas Corliss de admisión y escape. *Planos originales.*

Las características de estas válvulas (figuras 258 y 259) son:

1. Poseen un espejo cilíndrico, en lugar de ser plano.
2. Únicamente disponen de una lumbrera sencilla (ya que el vapor penetra en el cilindro por una sola apertura).
3. Están movidas por una sola excéntrica, aunque algunas máquinas pueden disponer de dos excéntricas, una de ellas, encargada de abrir las válvulas de admisión y la otra las de escape.

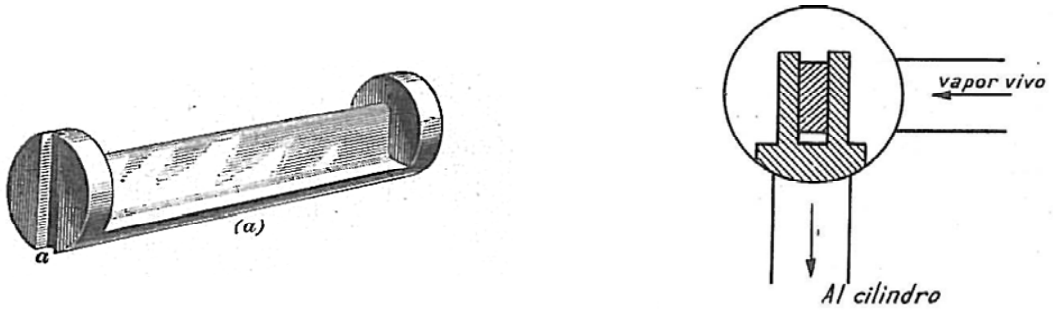


Figura 258. Válvula de admisión Corliss y esquema del flujo del vapor de admisión *(Scranton, 1914).*

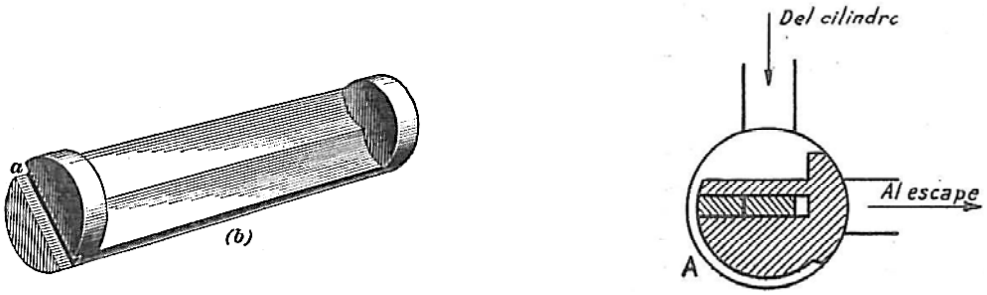


Figura 259. Válvula de escape Corliss y esquema del flujo del vapor de escape *(Scranton, 1914).*

La máquina posee dos válvulas Corliss de admisión que están situadas a la altura de la generatriz superior del cilindro, permitiendo la entrada de vapor. Pueden ser de dos tipos:

1. De corredera tipo Trick (caso de la máquina de vapor Mirrlees-Watson.
2. De canal. Se sitúan directamente en huecos que forman parte del propio cilindro o de sus tapas, encontrándose fijadas sobre sus asientos, bien por resortes especiales o bien por la propia presión del vapor.

La base de las válvulas de admisión está fabricada en acero colado y poseen un prensa-estopas, normalmente de bronce, cuya misión es evitar la salida del vapor. La sección del distribuidor será del tamaño adecuado, de manera que no provoque impedimento alguno al paso del vapor, por lo que su diámetro dependerá de las características de constructivas de la máquina.

Como no estrangulan el paso del vapor cuando éste penetra en el cilindro durante la fase de admisión, al permanecer totalmente abiertas, se consigue además que la temperatura del vapor apenas varíe y sea prácticamente la misma, tanto en la cámara de la válvula como en el interior del cilindro. Reciben el movimiento mediante una varilla o vástago fjjado en uno de sus extremos por un eje que lo atraviesa completamente.

Análogamente, la figura 259 muestra la forma y posición de la llave de escape, diferenciándose de la de admisión en el tamaño, ya que es un poco mayor, con objeto de disminuir el espacio perjudicial de la máquina, aunque para conseguir menor rozamiento en la zona A (figura 259 a la izquierda), se construye con un diámetro menor.

También se diferencian en la posición que ocupan en el cilindro. La máquina posee dos llaves de este tipo situadas a la altura de la generatriz inferior de éste y su misión estriba en facilitar la salida del vapor de escape del cilindro a la atmósfera al tratarse de máquinas de escape libre o contrapresión, estando ambas dispuestas de tal forma que se asegure que el agua de condensación penetre en ellas y sea expulsada mediante un desagüe o purgador por dichas válvulas.

Por otra parte, las superficies de estas lumbreras son muy cortas y su volumen es reducido, por lo que el espacio muerto se minimiza bastante, a la vez que la condensación en las paredes del cilindro disminuye. Además, cuando el vapor penetra en el cilindro, no circula junto a superficies que ha enfriado el vapor de escape, debido a que las lumbreras se encuentran totalmente separadas unas de otras.

Debido a su geometría, guardan bastante semejanza con los sistemas de distribución por corredera, hasta tal punto que a efectos de cálculo y diseño, se consideran correderas cilíndricas de lumbrera sencilla (ya que el vapor penetra por solo un conducto) estando accionadas por una misma excéntrica desde el árbol motor [Graffigny, 1897].

El movimiento de éstas válvulas es bastante rápido cuando las lumbreras se abren o se cierran, pero resulta muy lento entre dos etapas de la distribución. La línea de admisión es prácticamente horizontal en los diagramas de las máquinas Corliss, definiéndose también de forma muy concreta el punto de cierre.

Las llaves son cuatro distribuidores con un mecanismo de escape (escape libre), lo que las asemeja también a la distribución por válvulas (tipo Sulzer, por ejemplo), debido a que la

desconexión en éstas se lleva a cabo antes del cierre y normalmente al inicio de la carrera descendente de la válvula, pudiéndose regular de forma independiente funcionando con escaso rozamiento.

Para aprovechamiento de la energía térmica del vapor, en lugar de salir a la atmósfera, puede ser reutilizado, haciéndolo circular por un sistema de colectores conectados a la tubería de escape y siendo enviado a un sistema de cogeneración. En el caso de la máquina Mirrlees-Watson, es aprovechado por dicho sistema.

En resumen, las llaves son estructural y funcionalmente comparables a las correderas y sus desplazamientos se producen por medio de un movimiento alternativo de rotación (tipo vaivén), teniéndose solamente en cuenta como elemento diferenciador de éstas, el tipo de trayectoria del órgano móvil, ya que la válvula de admisión Corliss no es accionada por la varilla que la une al distribuidor de forma directa, sino que se mueve por medio de un mecanismo denominado trinquete Corliss se haya instalado en el propio eje de la corredera y que a continuación se pasará a describirlo con mayor profundidad.

Sistema de accionamiento por trinquete Corliss

Los trinquetes pueden clasificarse en:

a. Los que se acercan cuando la válvula se mueve y éste se abre.
b. Los que se alejan cuando la válvula se mueve y éste se abre.

El trinquete Corliss de las válvulas de admisión de la máquina Mirrlees-Watson (figuras 260 y 261) pertenece al primer tipo.

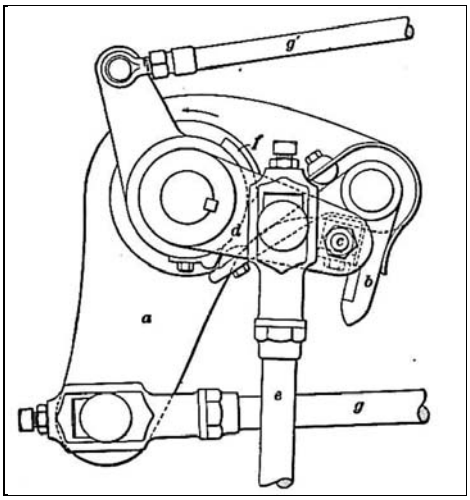


Figura 260. Partes del trinquete Corliss *(Scranton, 1914).*

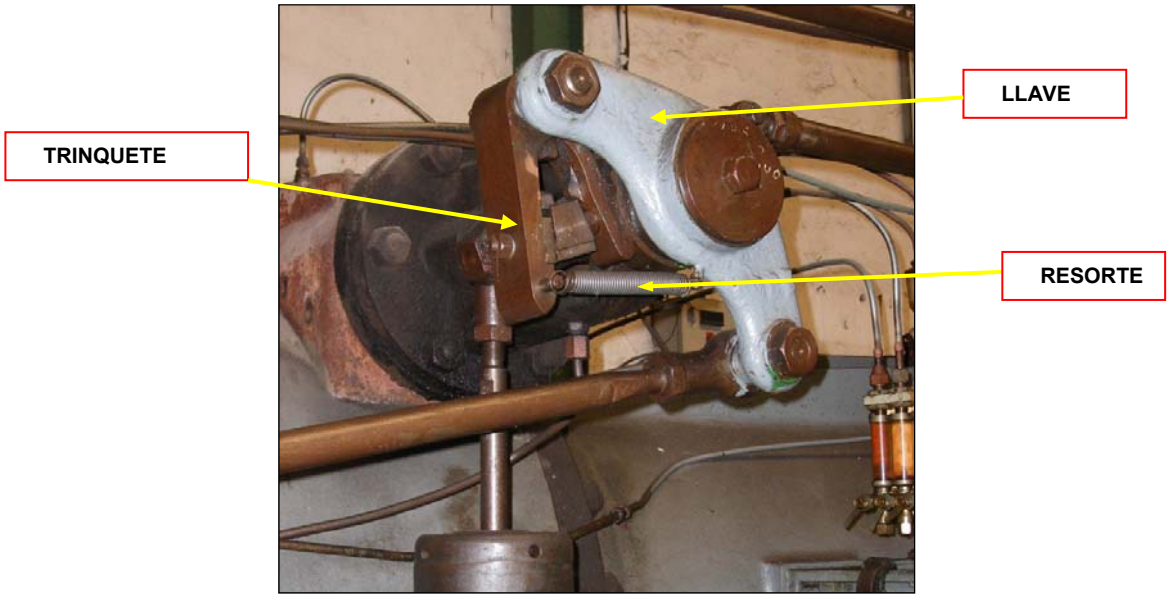


Figura 261. Llave y trinquete Corliss de una de las correderas de admisión de la máquina Mirrlees-Watson.
Fotografía del autor.

La figura 260 muestra las partes de que consta y cómo es su funcionamiento en la válvula Corliss. Cuando la palanca g se mueve hacia la derecha para abrir la válvula de admisión, arrastra al mismo tiempo al brazo exterior a de la llave, permitiendo a su vez que la uña b enganche el perno c del brazo interior d, provocando la subida del vástago e del amortiguador. En el instante en que la válvula de admisión se cierre, actuará el disparador o gatillo f, desplazando una pieza en forma de 'v' invertida que tiene la uña b, permitiendo que se suelte el perno c dejando que el amortiguador actúe, cerrando la válvula cuando tire del brazo interior d de la misma.

En la figura 261 se observa que la válvula de la máquina de vapor Mirrlees-Watson posee un muelle ((15) en la figura 263) que une la llave a a la uña b manteniéndolas a una determinada tensión que garantiza que el cierre sea rápido.

Características del cilindro Corliss

El camino que sigue el flujo de vapor a su llegada al cilindro, se puede observar siguiendo las flechas dibujadas en la figura 262, donde se representa la sección tipo del cilindro de una máquina de vapor Corliss.

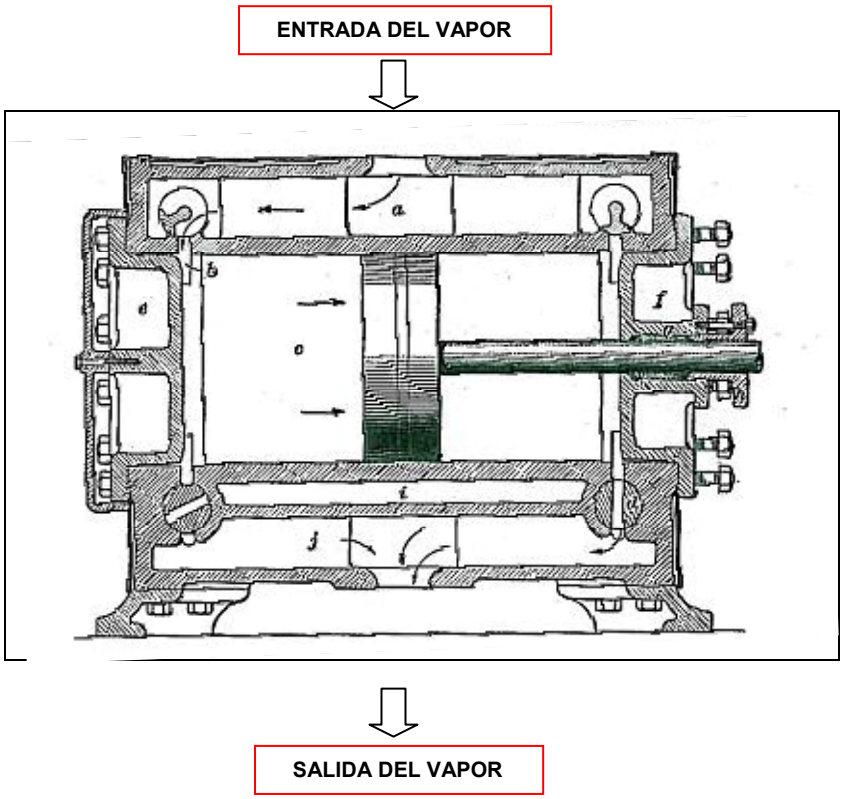


Figura 262. Sección longitudinal del cilindro de una máquina Corliss *(Scranton, 1914).*

El cilindro c está fabricado en una sola pieza de hierro fundido y posteriormente mandrilado, estando formado por una cámara a que recibe el vapor procedente de la caldera, que pasa seguidamente a la válvula de admisión b (lado tapa). En la parte baja del cilindro y simultáneamente al proceso anteriormente expuesto, la válvula de escape d (lado biela) permite que el vapor salga por ella pasando a la cámara de escape j.

En cada extremo del cilindro se encuentran acopladas sendas tapas e y f. Esta última tapa posee una caja prensaestopa h para evitar fugas de vapor, y por donde el vástago del émbolo se desliza (en el caso de la máquina de vapor Mirrlees-Watson, la tapa e también posee otra caja prensaestopa ya que la máquina es de doble efecto y posee un vástago a cada lado del émbolo).

Con objeto de reducir la radiación de calor que recibe el vapor de escape, transmitida por las paredes del cilindro cuando éste no posee camisa de vapor, existe un espacio i cerrado entre la cámara de escape j y el cilindro c, el cual puede estar lleno, bien por alguna sustancia no conductora o bien por aire.

5.5.12.3.2.2. Órganos exteriores: Excéntricas

Los órganos exteriores son aquellos sistemas cinemáticos encargados de dar movimiento a los órganos internos. Pueden ser del tipo excéntrica, manivela, contramanivela o leva).

En el caso de la máquina de vapor Corliss corresponde a una sola excéntrica. Casi de modo general cabe decir, que las distribuciones de llaves oscilantes reciben su movimiento de una o varias excéntricas instaladas en el árbol motriz.
Funcionamiento del sistema Corliss

El aspecto básico que caracteriza la puesta en funcionamiento del sistema de distribución de vapor Corliss de llaves oscilantes (figura 263**)**, consiste en recibir su movimiento por medio de una excéntrica (1) montada en el árbol motor principal (eje motriz). Mediante el vástago de la excéntrica (2), el movimiento es transmitido hasta un balancín (3) posicionado verticalmente (muy cerca del regulador centrífugo de la máquina), y donde el vástago se articula en el extremo inferior menos cercano a la bancada.

Del extremo inferior del balancín (3), parte un gran tirante o biela (4) que recoge este movimiento de vaivén transmitiéndolo a un plato oscilante (5) situado en la parte central de uno de los laterales del cilindro. Del disco oscilante (5) parten cuatro bielas suspendidas (6), (7), (8) y (9) que reciben el movimiento del plato, transmitiéndolo a los dos distribuidores o llaves de admisión (10) y (11) y a las dos de escape (12) y (13).

El movimiento de las válvulas de admisión Corliss (10) y (11) no se produce de manera directa por medio de los tirantes que las conectan con el distribuidor plato, sino que éste depende de un mecanismo instalado en el brazos exteriores de las llaves de admisión (16) que se denomina trinquete Corliss (14).

Las válvulas de admisión (10) y (11) están unidas a los tirantes (7) y (6) respectivamente y se abrirán cuando se muevan éstos (aunque no de modo directo). La secuencia de apertura o cierre de las válvulas de admisión está recogida en el apartado anterior del sistema de accionamiento de las válvulas de admisión por medio del trinquete Corliss.

Las válvulas de escape (12) y (13) (figura 264) se encuentran unidas a los tirantes (8) y (9) respectivamente, uniéndose al plato distribuidor (5) abriéndose o cerrándose de forma directa, es decir, no poseen un mecanismo de disparo mediante sistema por trinquete Corliss, a diferencia con las válvulas de admisión, ya que la presión de escape del vapor es unas nueve veces menor y el cierre de la válvula no será tan brusco, por lo que no necesita amortiguador, ni el citado trinquete.

La correa (17) está montada sobre el árbol motor, de donde recibe el movimiento (al igual que la excéntrica), encargándose de transmitir dicho movimiento al regulador (22). Los tirantes (18) y (19) son movidos por la palanca oscilante (20) y son utilizados por el regulador (22) para cambiar el cierre a la admisión, osea, modificar el grado de admisión de vapor adaptándolo a las exigencias de potencia de la máquina, para conseguir así un mayor ahorro de vapor.

Resulta fundamental el saber elegir el posicionamiento de los puntos de articulación de las palancas suspendidas con el disco oscilante, con objeto de conseguir que en los momentos de apertura y cierre, se alcance la mayor rapidez posible para evitar pérdidas de rendimiento debido al laminado.

También se ha de disminuir el trabajo invertido en rozamientos, procurando que el desplazamiento de la llave para efectuar el cierre de la lumbrera correspondiente sea el menor posible.

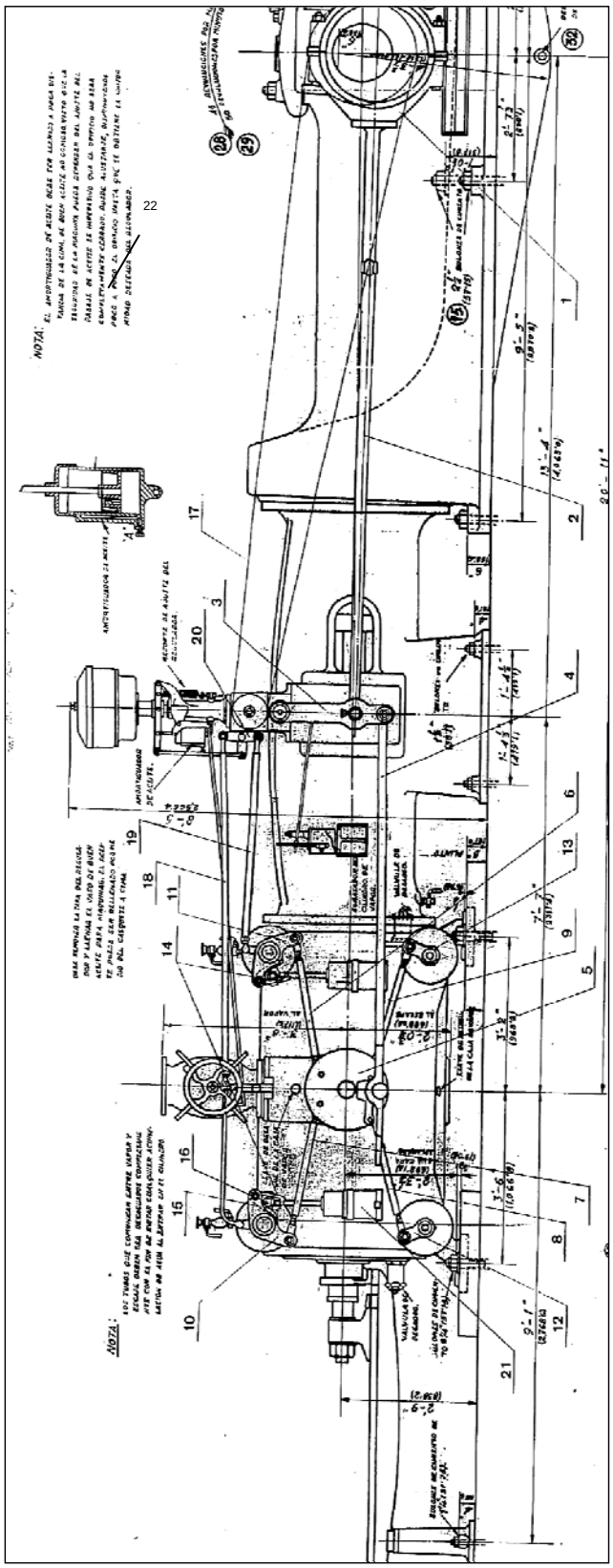


Figura 263. Distribución Corliss de la máquina Mirrlees-Watson. Elementos principales.
Plano original de la compañía Fives-Lille.

La leyenda de la figura 263 es la que sigue:

1. Excéntrica	12. Llave de la válvula de escape 2ª
2. Vástago de la excéntrica	13. Llave de la válvula de escape 11ª
3. Balancín	14. Trinquete Corliss
4. Tirante accionador del plato	15. Muelle o resorte
5. Plato oscilatorio	16. Brazo exterior de la llave de admisión
6. Biela suspendida de la llave de admisión 1ª	17. Correa de accionamiento del regulador
7. Biela suspendida de la llave de admisión 2 ª	18. Tirante de accionamiento 2ª válvula de admisión
8. Biela suspendida llave de escape 2ª	19. Tirante de accionamiento 1ª válvula de admisión
9. Biela suspendida llave de escape 1ª	20. Palanca oscilante de accionamiento de tirantes 18 y 19
10. Llave de la válvula de admisión 2ª	21. Amortiguador de la válvula de admisión
11. Llave de de la válvula de admisión 1ª	22. Regulador

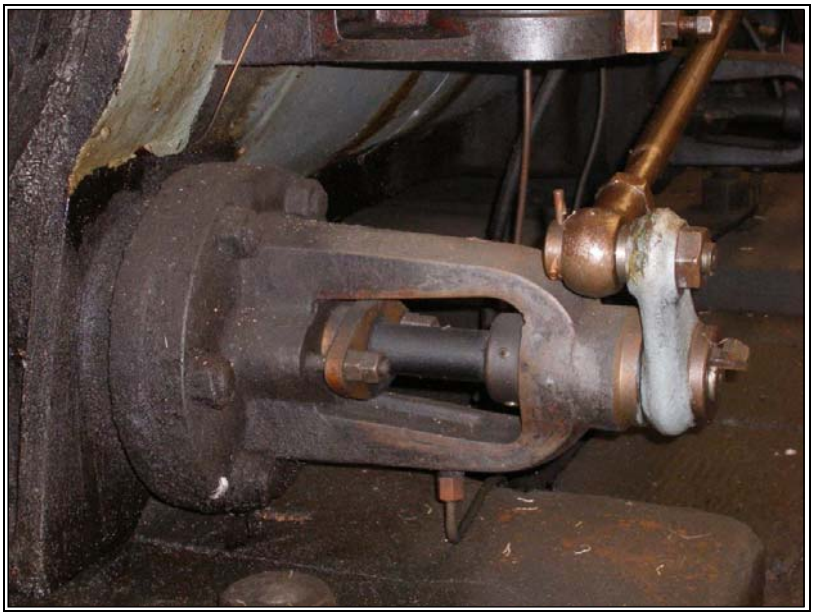


Figura 264. Detalle de la llave-corredera cilíndrica de la válvula de escape de la máquina Mirrlees-Watson.
Fotografía del autor.

Al no poseer unos gráficos de recorrido real, tanto de las válvulas de admisión como las de escape, la figura 265 puede ilustrar cómo pueden ser dichos desplazamientos, tanto de las las válvulas de admisión (1) y (2) y las respectivas de escape (3) y (4), para un caso particular de distribución Corliss con plato-distribuidor central (5), similares a los de la máquina Mirrlees-Watson, en una posición de éste correspondiente a una carrera o embolada sencilla.

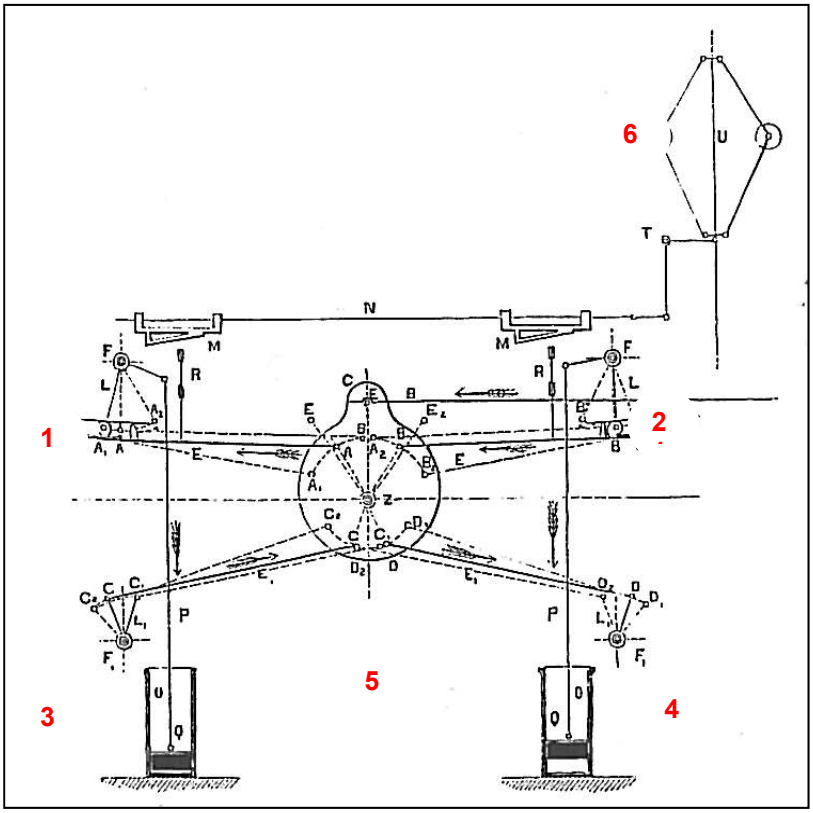


Figura 265. Representación gráfica de los distintos grados de apertura o cierre de las válvulas de admisión y escape en una distribución Corliss con plato oscilante central *(Uhland, 1879).*

5.5.12.3.2.3. Amortiguadores

Los amortiguadores de las máquinas de vapor (también llamados frenos) son unos elementos mecánicos, especialmente diseñados para el cerrado de las válvulas de admisión de forma rápida, una vez que los brazos de éstas han quedado libres por la intervención de los disparadores.

Se pueden clasificar de varias formas, bien por el tipo de fluído que realice el efecto amortiguador, o bien por el tipo de posición que ocupen en la máquina [Lucini y Aleixandre, 1967]. Podemos distinguir atendiendo al efecto entre amortiguadores de aire (Tipo Sulzer) o de aceite (Tipo Collman) y atendiendo a la posición, entre verticales e inclinados.

Respecto al fluído amortiguador, en máquinas de vapor 'modernas' (diseñadas a de finales de la década de los años veinte aplicando las últimas tecnologías, como la de la casa escocesa Mirrlees-Watson) se prefería el uso del amortiguador de aceite al de aire, por no depender de la carrera de la válvula (figura 266)

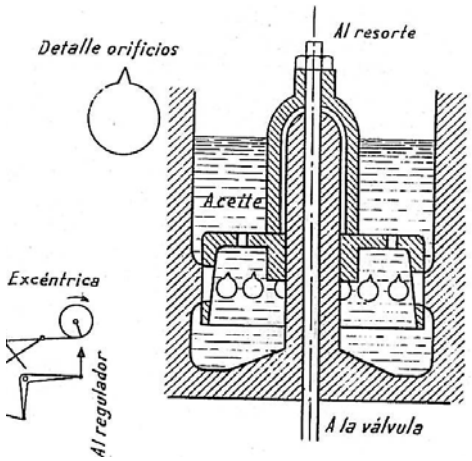


Figura 266. Sección de un amortiguador de aceite *(Scranton, 1914).*

La máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario, está provista de dos amortiguadores de aceite, uno para cada válvula de admisión, estando dispuestos verticalmente debajo de éstas tal y como muestra la (figura 267).

Figura 267. Detalle de válvula de admisión (lado tapa) con amortiguador vertical debajo de ésta. *Fotografía del autor*.

Funcionamiento

Todos los amortiguadores se basan en el mismo principio en su funcionamiento.

En las figura 268 se muestra la sección de un amortiguador formado por una base a, un émbolo b y un tirante c. La base está fijada al suelo, aunque como se ha indicado anteriormente, también puede estar fijada al cuerpo de la propia máquina, en concreto,

en la parte lateral del cilindro, tal y como ocurre en la máquina de vapor Mirrlees-Watson con los dos amortiguadores situados debajo de sus de las válvulas de admisión.

El émbolo b está ajustado perfectamente a la base a (de ahí la precisión que habrá de procurarse en su torneado) además de estar unido al brazo de la válvula de admisión por medio de un tirante c. La misma figura muestra la posición del émbolo cuando la válvula de admisión se encuentra cerrada (a).

Sin embargo, cuando ésta se abre, el tirante c del amortiguador asciende, debido al efecto producido por la uñeta del trinquete al enganchar el brazo de la válvula, al mismo tiempo que el émbolo b es arrastrado hasta alcanzar la posición que muestra (b).

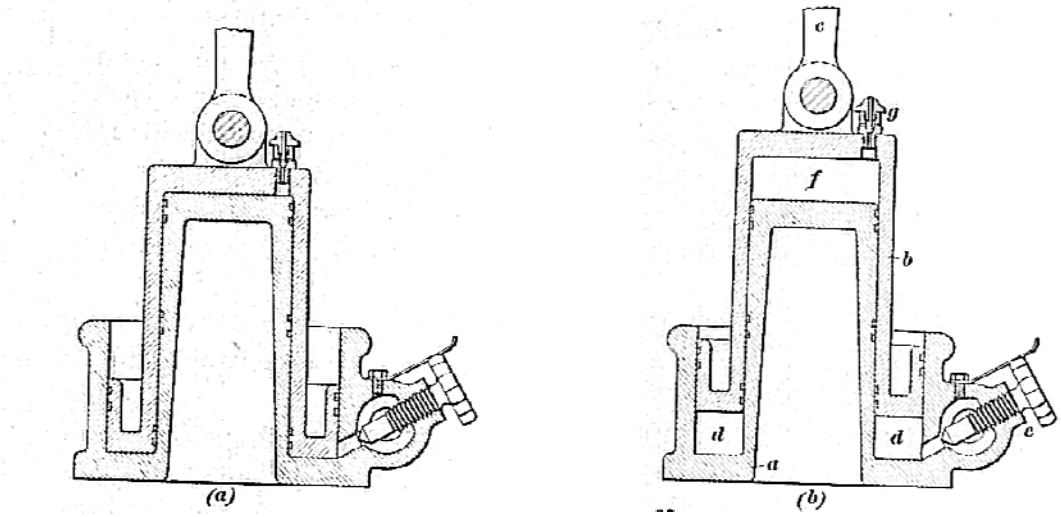


Figura 268. Posición del émbolo con la válvula de admisión abierta (a) y cerrada (b) *(Scranton, 1914).*

Debajo de éste, se crea una cámara d en forma de anillo que recibe el aire mediante una pequeña válvula e situada en la parte superior del émbolo y que está parcialmente abierta. Simultáneamente, se produce un vacío en otra cámara f situada en la parte superior del émbolo en su carrera ascendente.

La carrera descendente del émbolo se produce inmediatamente (una vez que el disparador deja libre el brazo de la válvula de admisión), debido al efecto que la presión atmosférica ejerce sobre la cara superior del émbolo, impulsándolo hacia abajo con gran rapidez, cerrándose con cierta brusquedad la válvula de admisión por la acción del vástago c. En su descenso, el émbolo comprime el aire que contiene la cámara d, absorbiendo parte de la fuerza con la que va a golpear el fondo de la cámara, evitando un choque violento. Tanto la válvula e como la g se utilizan como válvulas de desahogo y su misión consiste, por tanto, en regular la compresión del aire en las cámaras d y f, respectivamente.

5.5.12.3.2.4. Órganos de cierre

Como ya ha sido expuesto, en el apartado correspondiente a los órganos de cierre del paso del vapor de la máquina Fives-Lille, estos elementos mecánicos están diseñados para

la apertura o cierre de forma parcial o total, del paso del flujo de éste, procedente de la caldera a su llegada al cilindro.

A diferencia de la máquina Fives-Lille, la máquina de vapor Mirrlees-Watson no dispone de válvulas automáticas de control de flujo del vapor proveniente de la caldera. Solamente poseé órganos de cierre manual.

Tal y como se muestra en la figura 269, la válvula principal de cierre por accionamiento manual, se encuentra posicionada sobre la generatriz superior del cilindro y conectada a la tubería principal proveniente de la caldera.

Todo el análisis sobre este órgano de cierre, es extrapolable a la válvula de cierre de la máquina Mirrlees-Watson, tanto en su cálculo, geometría y la función para la cual ha sido diseñada.

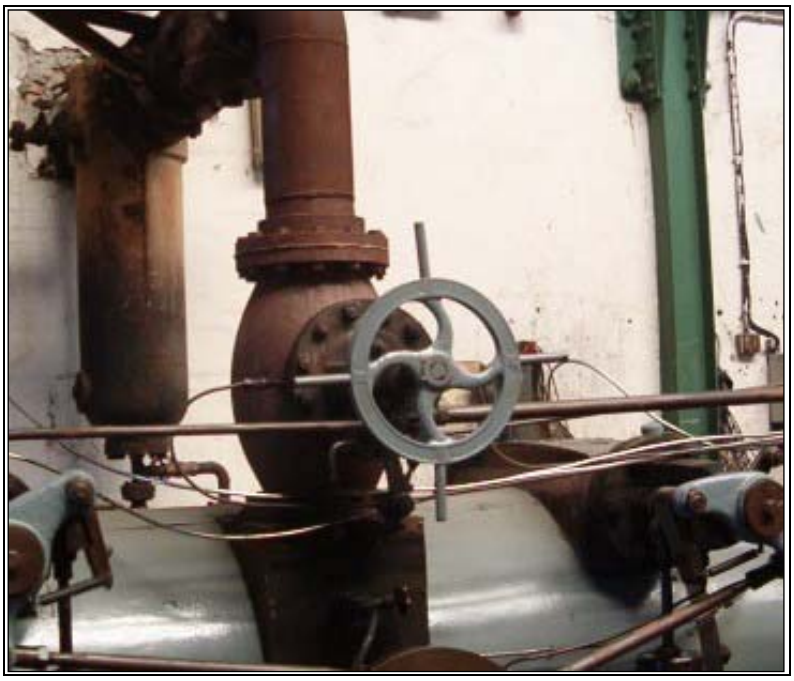


Figura 269. Válvula de cierre manual de la máquina Mirrlees-Watson. *Fotografía del autor.*

5.5.13. Sistemas de regulación del vapor

5.5.13.1. Misión y generalidades

El sistema de regulación tiene por objeto mantener lo más uniformemente posible la velocidad de la máquina, evitando que ésta fluctúe, bien por estar a merced de grandes y frecuentes oscilaciones, o bien, porque poco a poco vaya disminuyendo su marcha hasta detenerse.
Dicho sistema debe procurar además, que el trabajo que la máquina desarrolle en cada carrera del émbolo, o expresado de otra manera, que la resistencia media que el émbolo ofrece a la fuerza media que se ejerce sobre él, sea la justa.

Cuando la velocidad de la máquina es homogénea, el trabajo desarrollado en el cilindro sólo se puede regular variando la presión efectiva sobre el émbolo.

Existen varias formas de modificar la presión:

1. Variando la presión de vapor que pasa al cilindro (Regulación por estrangulación).

2. Modificando el punto de apertura o cierre de la admisión, lo que implica una variación del grado de expansión. (Regulación por admisión variable, abriendo o cerrando el paso del vapor en un punto más o menos avanzado del recorrido del émbolo).

3. Modificando la contrapresión (o presión de escape) que presenta oposición al movimiento del émbolo.

En el caso de esta máquina motriz, se trata de un regulador del número de revoluciones con fuerza auxiliar, es decir, actúa modificando el punto de apertura o cierre de la admisión mediante transmisión mecánica.

Características

Las características que debe cumplir cualquier regulador son la estabilidad, prontitud y sensibilidad.

El regulador es estable si para pequeñas variaciones de velocidad, las oscilaciones aumentan o disminuyen de forma gradual y será inestable cuando las oscilaciones aumentan o disminuyen bruscamente, para pequeñas variaciones de velocidad.

Se dice que un regulador poseerá prontitud si rápidamente alcanza su posición de equilibrio y será más sensible cuando es capaz de trabajar al detectar la más leve variación de velocidad.

Los aspectos fundamentales que hay que tener en cuenta para la elección del regulador más adecuado son el grado de irregularidad (δ) y el grado de insensibilidad (ε).

El grado de irregularidad se conoce como la relación existente entre la diferencia entre el nº de revoluciones n_1 correspondientes a la posición de las masas centrífugas, lo más aproximadas al eje de giro y el nº de revoluciones n_2 que corresponden a la posición de las mismas lo más alejadas del eje de giro. En un regulador tipo Watt corresponde a las posiciones inferior y superior del manguito.

El grado de insensibilidad es el cociente de de dividir el incremento de la fuerza centrífuga que es necesario aportar para conseguir una variación en la posición del regulador, absorbiendo toada las resistencias que se oponen a ésta, dividido por la fuerza centrífuga C, siendo esta última variable proporcional al cuadrado del número de revoluciones de la máquina.

Por tanto, para que el regulador no actúe a destiempo, el grado de insensibilidad ε, debe ser pequeño, aunque debe de ser superior al coeficiente de irregularidad δ del volante, para que las variaciones de velocidad de la máquina, en cada caso, no provoquen oscilaciones (choques, fricciones, tirones, etc.) innecesarios del regulador y generen desgastes rápidos.

Capacidad de trabajo de un regulador

Se conoce como capacidad de trabajo de un regulador A, al producto de su energía por la carrera del manguito S, o sea:

Así, mientras mayor sea la resistencia de los órganos de distribución, mayores tendrán que ser la energía del manguito E y la capacidad de trabajo A del regulador.

Con respecto al grado de irregularidad δ, deberá reducirse lo máximo posible ya que, la estabilidad de regulador requiere variaciones de velocidad lo más pequeñas que se puedan (marcha sin oscilaciones, ni choques, etc.), aunque habrá de procurarse que no sea excesivamente pequeño ya que puede afectar a la estabilidad aumentando ésta bastante y por tanto, se incurriría en un funcionamiento irregular. Se suele utilizar un 6% como valor normal del grado de irregularidad.

La estabilidad de un regulador se puede incrementar si se disponen los péndulos cruzados y así, para una misma variación de velocidad, se obtiene por un lado, mayor longitud de los brazos (soporte de las masas) y por otro, menor carrera de manguito S que en un regulador convencional.

5.5.13.2. Regulador en la máquina de vapor Fives-Lille

5.5.13.2.1. Características, partes principales y funcionamiento

El regulador de esta máquina de vapor (figuras 270 a 273) pertenece al tipo de reguladores hidráulicos por resorte o de carga por resortes [Desarces, 1926] constituyendo un sistema de regulación de velocidad centrífuga por amortiguación hidráulica. En este tipo de reguladores, la energía potencial de un fluido a presión (normalmente aceite), es transformada en trabajo de regulación. Se encuentra situado frente al cilindro, siendo su eje longitudinal paralelo al del anterior y al de la guía de la cruceta.

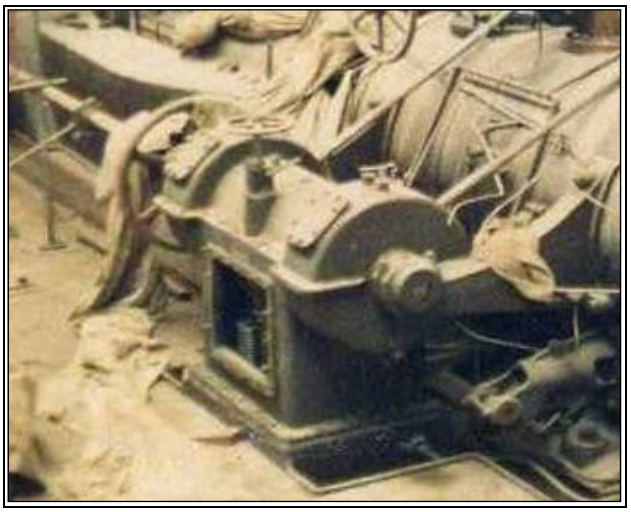


Figura 270. Regulador de la máquina Fives- Lille. *Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

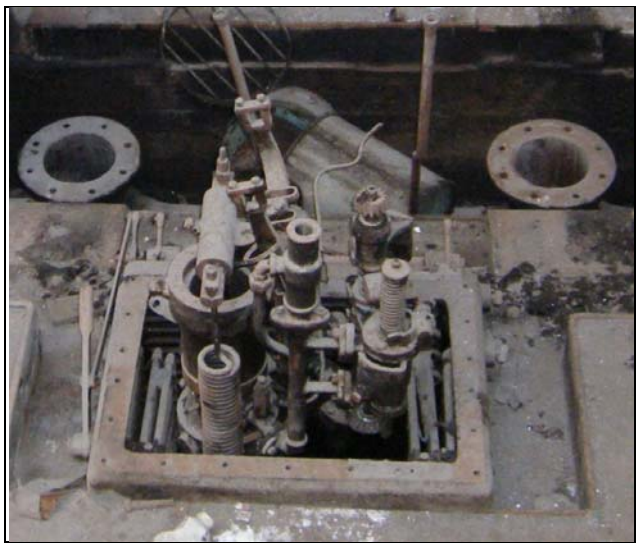


Figura 271. Parte interna del regulador de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

Figura 272. Posición del regulador frente al espacio ocupado por el cilindro de la máquina Fives-Lille. *Fotografía del autor.*

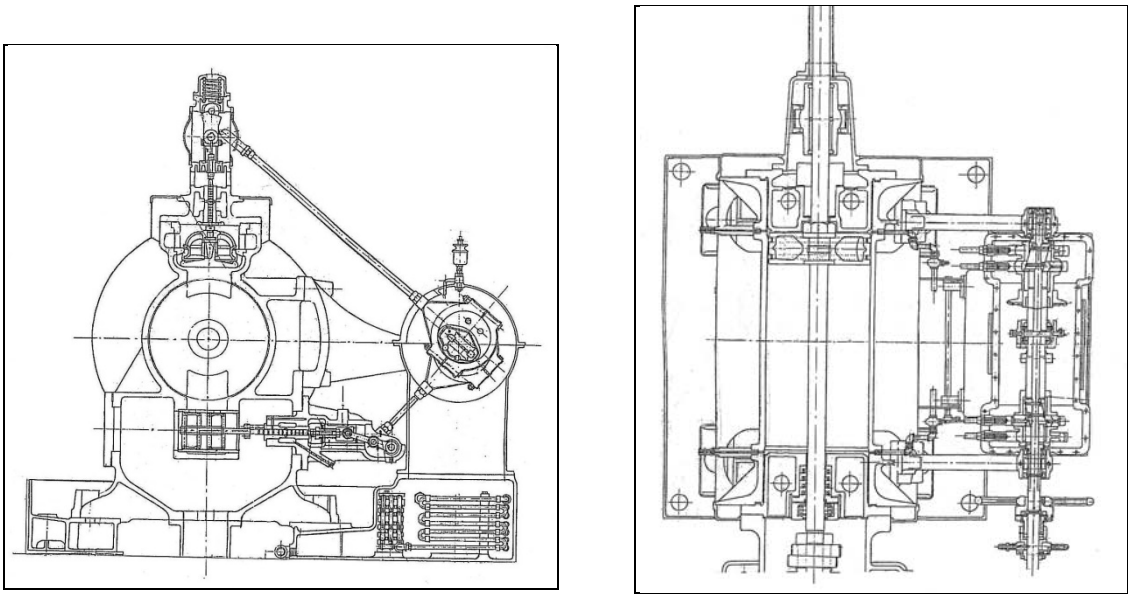


Figura 273. Alzado y perfil de la máquina Fives-Lille con el regulador.
Planos originales. Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.

Las figuras 274 y 275 muestran planos de conjunto con las marcas de cada uno de los elementos que componen el regulador de vapor.

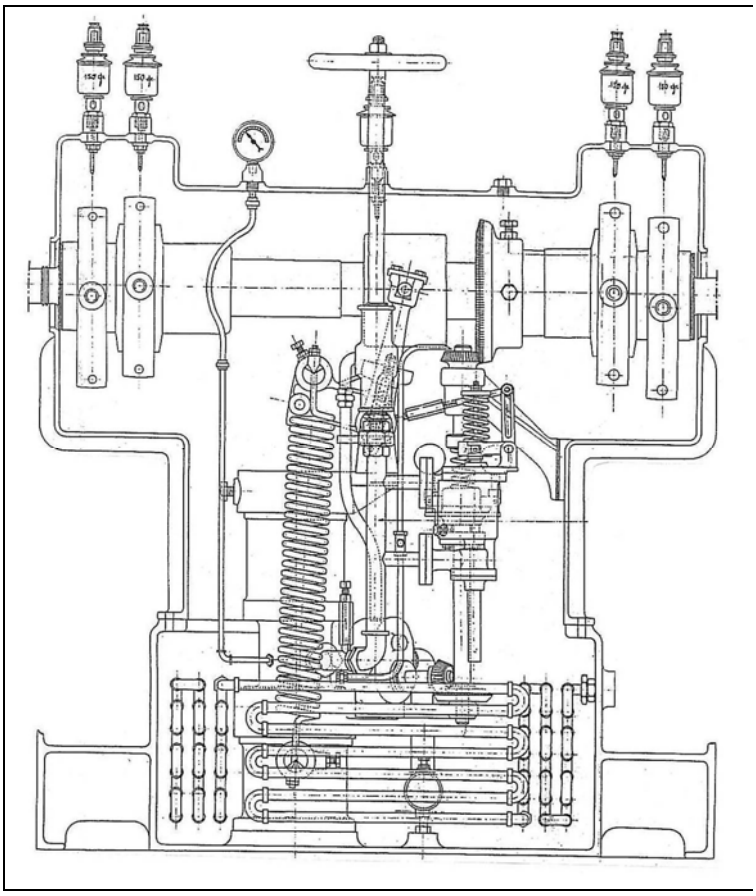


Figura 274. Alzado del regulador de la máquina Fives-Lille.
Planos originales. *Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

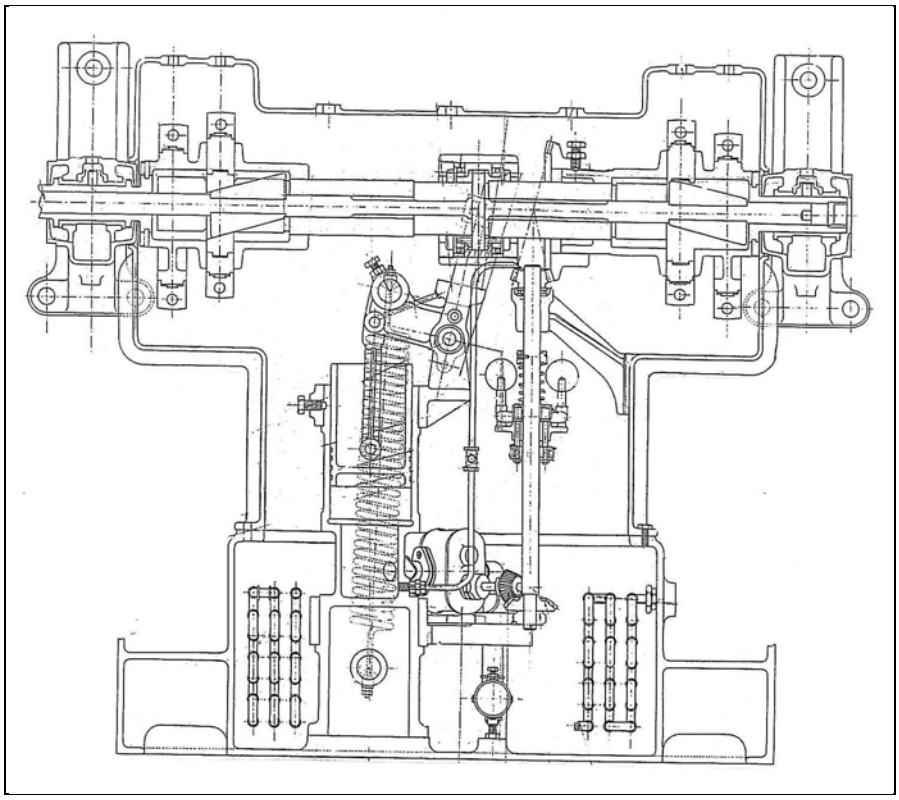


Figura 275. Planta del regulador de la máquina Fives- Lille.
Planos originales. *Gentileza de D. Miguel Giménez Yanguas.*

Partes principales

Está formado por un resorte principal que sustituye al tradicional manguito utilizado, por ejemplo, en los reguladores de fuerza centrífuga tipo Watt, por ser más sencillo y menos pesado que el anterior, aunque dispone de varios manguitos auxiliares de menor tamaño**.**

También dispone de dos esferas o péndulos, apoyadas en sendas levas que a su vez descansan en un soporte, siendo mucho más pequeñas y de menor peso que las del citado regulador de Watt y que las del regulador de la máquina de vapor de la Compañía escocesa Mirrlees-Watson (Azucarera de Ntra. Sra. del Rosario, cuyo funcionamiento se estudiará más adelante), sin afectar por estas características dimensionales, a la potencia del regulador.

El resorte principal se encuentra situado en la espiga o eje longitudinal, entre dos casquillos, uno inferior y otro superior, situándose en éste último, un tornillo para regular su tensión.

Junto al resorte principal, se encuentra una válvula reguladora formada por varios elementos como un resorte que dispone de una tuerca fresada situada su parte superior, para ajuste de su tensión, además de una biela y una palanca de regulación.

El conjunto, resorte y péndulos de esferas se apoyan en un manguito móvil o de distribución que se desplaza longitudinalmente por el eje del regulador, de arriba hacia abajo o de abajo hacia arriba, dependiendo de la velocidad demandada por la máquina.

En la parte superior del regulador se ubica una corona dentada cónica, coaxial y solidaria al árbol de distribución secundario. En la parte inferior de ésta, existe otro engranaje cónico más pequeño, cuyo diámetro es aproximadamente cuatro veces menor que el de la corona, estando situado en la parte superior de la espiga, recibiendo el movimiento rotativo transmitido por la corona, y accionando de esta manera el regulador.

En la parte inferior de la espiga se encuentra otro engranaje cónico cuyo diámetro es aproximadamente 1,5 veces mayor que el del extremo superior y forma parte del sistema hidráulico por aceite. Dicho engranaje aprovecha el movimiento de giro de la espiga del regulador y lo transmite a otro engranaje cónico más pequeño, situado en el eje perteneciente a la bomba de aceite, la cual es accionada por medio de este mecanismo.

La bomba de aceite forma parte del sistema hidráulico que obra sobre el regulador. Dicho sistema está compuesto además, por una tubería de aspiración, un serpentín perimetral exterior que sirve de intercambiador de calor, para refrigerar el aceite, un manómetro de presión, un cilindro, un pistón, una biela y un brazo de palanca que conexiona con el eje del árbol de distribución secundario, un acumulador hidráulico y un sistema de fijación del motor de regulación a la carcasa del regulador, por medio de un bastidor formado por dos grandes muelles.

Funcionamiento

Como ya se ha indicado, una vez que el árbol de distribución secundario absorbe parte del par de giro del eje motriz (árbol principal de la máquina), mediante un sistema de engranajes, formado por dos piezas (en el seno del regulador), la primera de ellas (corona) que gira a las mismas revoluciones que el árbol auxiliar, recibe dicho par transmitiéndolo a un piñón cónico, que fijado en el extremo superior de la espiga del regulador la hace girar. Dicha espiga se utilizará también como guía del resorte principal, donde se encuentran fijados los ejes de los péndulos de esferas [Desarces, 1926].

La regulación de la velocidad de la máquina comienza cuando los pequeños péndulos empiezan a girar alrededor del eje principal del regulador y por acción de la fuerza centrífuga (que ejerce su efecto de forma directa sobre el resorte), se van separando y desplazándose hacia arriba o hacia abajo [Scranton, 1913], moviendo el manguito móvil que se desliza sobre la espiga y en consecuencia comprime el resorte, cuya tensión se incrementa a medida que la velocidad va variando de forma ascendente, a veces hasta en un 40% (aunque existen reguladores que la pueden aumentar en más), debido a la modificación de la energía del regulador.

1. La velocidad se puede variar aún más del 40% pero se hace conveniente la instalación de un manguito de rodamiento con bolas, para minimizar el rozamiento, por lo que se incrementa así la sensibilidad del regulador.

2. Las dos péndulos sometidos a un movimiento de giro, hacen posible que la resistencia por rozamiento sea prácticamente nula, característica por la cual convierte al regulador en un mecanismo excesivamente sensible.

Tal y como se ha indicado, dicho regulador lleva una válvula reguladora como órgano regulador del gasto [Company, 1959], estando constituida por un resorte y conectada por medio de un sistema de biela y palanca al medidor de revoluciones (manguito móvil de distribución).

Cuando se produce un desplazamiento de las masas hacia arriba o hacia abajo, debido un aumento o disminución del número de revoluciones de la máquina, el resorte principal se alarga o se contrae transmitiendo este movimiento al resorte de la válvula reguladora por medio de un sistema de biela-palancas y dependiendo de su carrera o elevación, permitirá dejar más cerrada o más abierta la sección de estrangulamiento de la misma, transfiriendo cierta cantidad de aceite (procedente de un acumulador hidráulico) mediante una tubería de aspiración que llegará hasta un cilindro a una determinada presión (presión eficaz).

La presión del fluido posee una determinada energía potencial con la que sale del acumulador, transformándose en energía cinética o trabajo de regulación [Company, 1959], con objeto de incrementar el grado de amplificación, pasando de nuevo a convertirse en energía potencial una vez que entra en el cilindro, en cuyo seno, un pistón recibe los impulsos de regulación (trabajo de regulación) y éste a su vez los transmite, por medio de una biela (articulada a su vez al eje de un bastidor, formado por dos grandes resortes), a un brazo de palanca conectado a un manguito de arrastre, coaxial al eje móvil situado en el interior del árbol de distribución secundario y donde se ejerce el citado trabajo de regulación, moviendo en sentido longitudinal (a izquierda o derecha) dicho eje, donde están situados los collares de las excéntricas de las válvulas de admisión y escape. El impulso de regulación transmitido, actúa sobre los collares de sus excéntricas, variando así la velocidad de giro de éstas, lo que provoca por consiguiente, el retraso o adelanto en la apertura o cierre de dichas válvulas.

La regulación del número de revoluciones también se puede efectuar de modo manual, por medio de un volante a mano que conduce una espiga fileteada, maniobrando directamente sobre el resorte de la válvula reguladora, modificando su tensión y ejerciendo ésta su funcionamiento de manera similar al modo automático.

5.5.13.3. Regulador en la máquina de vapor Mirrlees-Watson

5.5.13.3.1. Características, partes principales y funcionamiento

El regulador de velocidad de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario (figura 276) pertenece a la familia de reguladores del tipo ordinario de pesos o bolas [Scranton, 1914], plano y de resorte exterior y con amortiguación hidráulica por aceite, accionado mediante una correa calada en el árbol motor de la máquina. Es el más adecuado y por eso, el más usual para las máquinas Corliss con distribuidores por corredera, resultando también frecuente encontrarlo en máquinas de vapor con distribución por válvulas. Su misión consiste en regular la velocidad centrífuga de la máquina, manteniendo el número de revoluciones de ésta, lo más uniformemente posible, durante un determinado período de tiempo dentro de unos límites definidos, interviniendo sobre los disparadores con objeto

de modificar el punto de cierre a la admisión, variando así en cada embolada, el flujo de vapor que entra en el cilindro.

Figura 276. Regulador de velocidad de la máquina Mirlees-Watson. *Fotografía del autor.*

Características de un regulador por resorte

Como ya se ha indicado, el regulador de la máquina de vapor de Ntra. Sra. del Rosario es un regulador con fuerza por resorte y presenta más ventajas respecto a los reguladores de fuerza por contrapeso, por las tres razones siguientes que ofrecen:

1. Manejabilidad: Se sustituye un manguito de elevado peso, por otro mucho más ligero con un resorte.

2. Ligereza: Las masas giratorias son mucho menos pesadas, no afectando a la pérdida de potencia del regulador.

3. Mayor energía: Se utilizan por ello en máquinas, donde ciertos elementos mecánicos presentan gran oposición al movimiento.

En otros casos y considerando también una disposición del resorte alrededor de la columna del regulador, la tensión se regula por medio de un volante atornillado en la parte inferior [Desarces, 1926].

Partes principales

Al encontrarse la máquina montada y en perfecto orden de marcha, no ha sido posible desmontar el regulador para analizar sus partes internas y estudiar la misión que desempeña cada una de ellas y por tanto, comprender mejor su funcionamiento.

Tampoco se tuvo fortuna a la hora de localizar algún plano de diseño de este aparato, pero sí se tuvo la suerte de poder contactar con el maestro de molinos D. Manuel Corral Motos, conocedor a la perfección de la tecnología de la máquina de vapor Mirrlees-Watson, por haberla montado y desmontado a lo largo de numerosas campañas azucareras para mantenerla en perfecto orden de marcha y quien gustosamente ilustró con su experiencia y sus conocimientos aportando información de gran valor documental, para esclarecer completamente el interior del regulador centrífugo. Tal es así, que con su ayuda se pudo realizar un croquis del interior del mismo con gran aproximación a la realidad, tal y como muestra la figura 277.

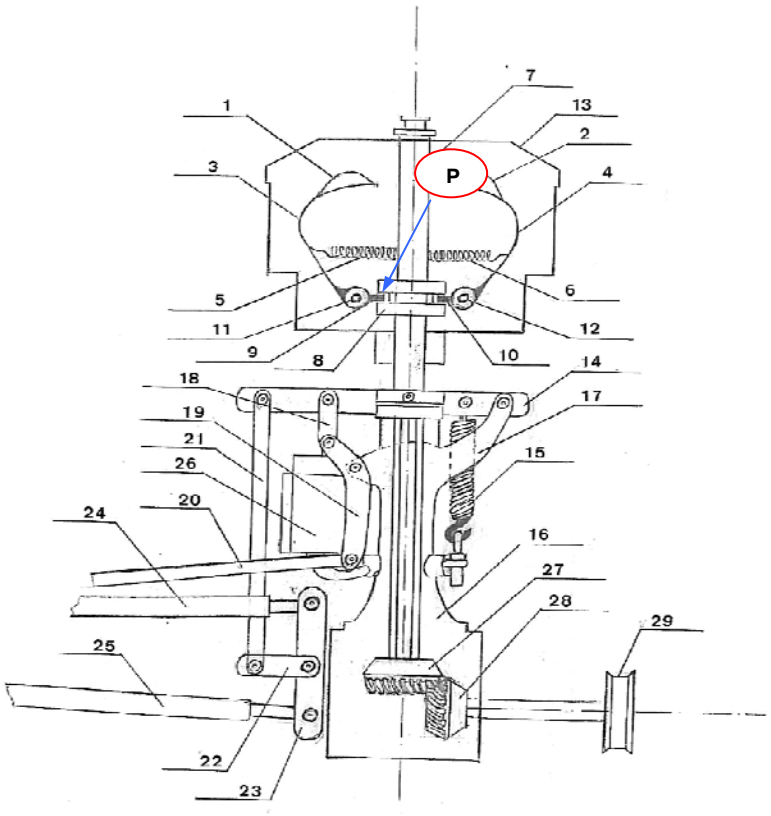


Figura 277. Plano de conjunto del regulador de la máquina Mirrlees-Watson. *Elaboración propia.*

1. Masa giratoria 1	16. Columna del regulador
2. Masa giratoria 2	17. Contrapeso
3. Brazo semielíptiico de la masa 1	18. Palanca del amortiguador hidráulico
4. Brazo semielíptico de la masa 2	19. Palanca 1 de la válvula de mariposa
5. Muelle de la masa 1	20. Palanca 2 de la válvula de mariposa
6. Muelle de la masa 2	21. Palanca 1 del sistema de admisión variable
7. Eje de giro o espiga	22. Palanca 2 del sistema de admisión variable
8. Manguito deslizante l	23. Balancín distribuidor del movimiento
9. Bulón fijo masa 1	24. Tirante 1 (Actúa sobre el disparador del distribuidor
10. Bulón fijo masa 2	de la válvula de admisión)
11. Bulón móvil masa 1	25. Tirante 2 (Actúa sobre el disparador del distribuidor
12. Bulón móvil masa 2	de la válvulas de admisión 2)
13. Carcasa	26. Cilindro acumulador de aceite
14. Palanca principal	27. Engranaje receptor del par de giro a la espiga
15. Resorte de ajuste del regulador	28. Engranaje transmisor del par de giro de la polea
Punto P. Eje de giro (perno) de las palancas acodadas 14 y 21	29. Polea de transmisión

Así pues, el interior del regulador de pesos, con amortiguador hidráulico está compuesto en su parte superior, por dos masas simétricas m1 (1) y m2 (2) que giran con una velocidad angular variable alrededor de la espiga (7) que les transmite dicho movimiento, encontrándose situadas en los extremos de dos brazos semielípticos (3) y (4), manteniéndose en equilibrio por la tensión de los muelles (5) y (6), y unidos a su vez al vástago o espiga (7) por un extremo y a sus respectivos brazos por el otro.

Ambas masas (1) y (2) se encuentran unidas al manguito o collar móvil (8) por medio de unos bulones fijos (9) y (10) y éstos se encuentran unidos a unos bulones móviles (11) y (12). Todo el sistema de masas giratorias, anteriormente descrito, está protegido por una carcasa (13) que gira solidariamente a éste.

El movimiento del regulador se inicia por la parte inferior de la espiga (7) donde se encuentra un engranaje (27) soldado a ésta en su extremo inferior y cuya misión consiste en recibir el par de giro que le transmite otro engranaje (28), soldado a un eje de giro colocado perpendicularmente al anterior y en cuyo extremo opuesto se encuentra soldada una polea de transmisión (29) que junto con otra de mayor diámetro, solidaria al árbol principal de distribución, le transmite el movimiento mediante una correa de transmisión.

En la parte central, la espiga (7) va unida a una palanca (14) cuya disposición es perpendicular al plano de ésta y se encuentra en equilibrio por medio de un muelle denominado resorte de ajuste del regulador (15). Dicha espiga se encuentra ubicada y protegida en el interior de la columna del regulador (16).

La palanca (14) pivota en el punto P y además de estar unida en uno de los extremos al contrapeso (17), posee articuladas a ella, varias palancas y varillas, como son, por un lado, la palanca (18) en la parte central-izquierda unida al pistón del amortiguador hidráulico de aceite. A esta palanca (18) se encuentra articulada otra varilla (19) de la cual se articula otra varilla (20), más estrecha y de gran longitud. En el extremo derecho de la palanca (14) se encuentra un sistema de tirantes o palancas (21 a 25) encargado del movimiento de las llaves de las válvulas de admisión (correderas), situadas en la cabecera del cilindro de la máquina.

Funcionamiento

El objetivo básico pues del regulador consiste en el mantenimiento de las revoluciones que produce la máquina de la forma más homogénea posible, en un determinado intervalo de tiempo.

El principio fundamental en que se basa este regulador estriba en generar movimiento (que la propia máquina produce) a un sistema de masas (1) y (2) haciéndolas girar, produciendo fuerzas centrífugas que hacen que dichas masas se acerquen o se separen de la espiga (7), oponiéndose a otras fuerzas constituidas por contrapesos o resortes. Esta separación dependerá por tanto, del grado de admisión por el que haya de regirse el régimen de marcha de la máquina (variación de velocidad de la máquina en un determinado intervalo de tiempo).

En el caso del regulador de la máquina de vapor Mirrlees-Watson, se pueden considerar dos opciones en la regulación:

1. Potencia a desarrollar alta

Cuando la máquina sufre una pérdida de revoluciones debido a su régimen de marcha y necesita desarrollar una mayor potencia, es decir va a una marcha más lenta, las masas (1) y (2) que giran con una determinada velocidad angular, se irán acercando progresivamente al eje de giro (7), debido a las fuerzas opositoras a la fuerza centrífuga y por tanto, el manguito (8) se desplazará hacia abajo, permitiendo la entrada de más cantidad de vapor en el cilindro.

2. Potencia a desarrollar baja

Por el contrario, si la potencia a desarrollar por la máquina es menor, las masas (1) y (2) se separan de su eje de giro (7), debido a que el manguito (8) se desplaza hacia arriba, permitiendo la entrada de menos cantidad de vapor en el cilindro, lo que provoca que la marcha de la máquina sea más acelerada [Bähr y Herre, 1959].

Independientemente de que la máquina vaya a desarrollar una mayor o menor potencia, la palanca principal (14) del regulador se mueve hacia abajo, a la vez que se acciona el sistema que evita que dicho movimiento sea brusco mediante un amortiguador hidráulico de aceite. Debido a este movimiento, también se acciona la palanca (18) que baja también, lo que hace que varíe la presión de éste, regulando la velocidad de la máquina. El sistema de amortiguación hidráulica de aceite tiene la misión de impedir fluctuaciones del regulador demasiado rápidas, controlando la velocidad de la máquina debido a las variaciones de presión de éste. Así cuado el gasto disminuye, la presión tiende a incrementarse y por tanto, se levanta una válvula admitiendo aceite a presión en un cilindro acumulador (26) [Scranton, 1913].

Al mismo tiempo, y debido al movimiento que les transmite la palanca (18) a la palancas (19) y (20), ésta última cierra una válvula de mariposa (posicionada en la tubería que permite que el vapor entre directamente en la máquina), estrangulando su paso, hasta alcanzar una nueva posición de equilibrio entre el vapor admitido y la potencia suministrada, según la nueva velocidad de régimen).

Simultáneamente, el resto de palancas (21) y (22) recogen el movimiento de la palanca principal (14), accionando un balancín (23) cuyo movimiento en vaivén actúa directamente sobre los disparadores del distribuidor (trinquetes Corliss), por medio de los tirantes (24) y (25) que variarán la admisión de vapor.

En el caso en que se necesitase más vapor, los trinquetes tardarían más en ser soltados, regulando la cantidad de vapor que solicita la máquina en ese instante, permitiendo que la admisión fuese variable. En consecuencia, el movimiento de la máquina sufriría una deceleración y el manguito (8) descendería a lo largo de la espiga (7) permitiendo, como ya se ha indicado, el paso de más cantidad de vapor al cilindro.

Si la correa de transmisión que acciona el regulador saltase o se rompiese (figura 278), provocaría la bajada del manguito (8) y la palanca (14) giraría, moviendo la palanca (21), la cual tiraría de las palancas (24) y (25) hasta que la posición de los disparadores no permitiese la apertura de las válvulas, impidiendo el paso del vapor al cilindro [Scranton, 1914].

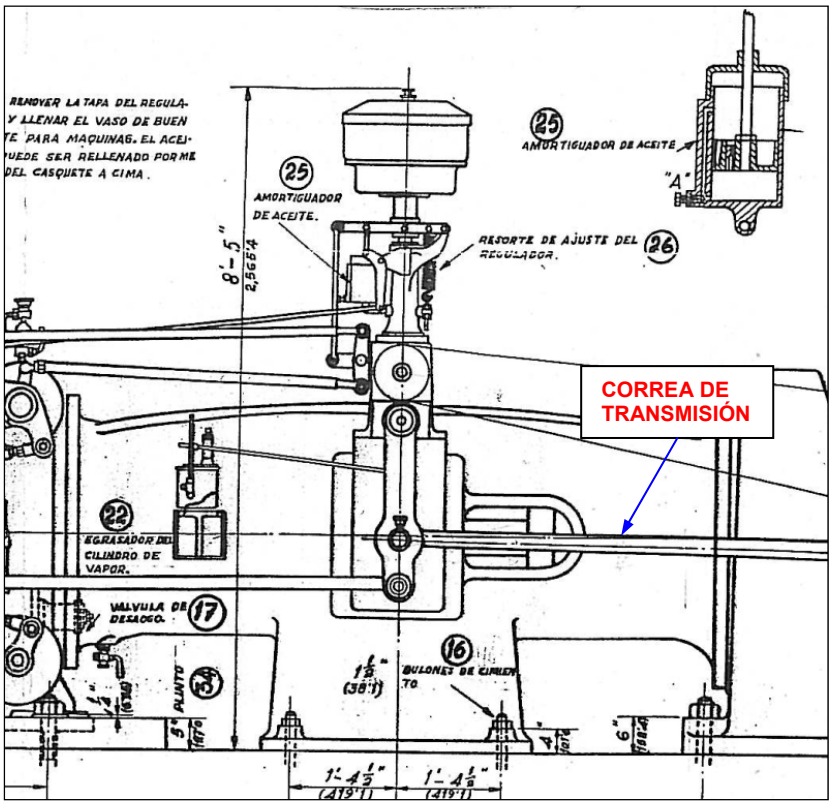


Figura 278. Sistema de regulación de velocidad de la máquina Mirrlees-Watson. *Planos originales.*

5.6. Recapitulación

En este capítulo se ha presentado un estudio tecnológico a modeo de comprobación del cálculo y dimensionamiento de los principales elementos mecánicos de las dos tipologías de máquinas de vapor más extendidas en la costa granadina para la fabricación de azúcar de caña, concretamente la máquina de vapor de la compañía francesa Fives-Lille instalada en la fábrica de Ntra. Sra. del Pilar en Motril, y la máquina de vapor de la compañía escocesa instalada en la fábrica de Ntra. Sra. del Rosario en Salobreña.

Asimismo, se han analizado las potencias que proporcionaban al tren de engranajes que movían los molinos de caña de azúcar, así como presentado y estudiado los sistemas de distribución y regulación del vapor en las mismas.

Capítulo 6

CÁLCULOS PRODUCTIVOS

6.1. Introducción

En este capítulo se presentan dos tipos de cálculos productivos de los molinos de caña de azúcar, según sus características tipológicas en función del grado de desarrollo tecnológico alcanzado.

En primer lugar, se procede a estimar la productividad del molino de un ingenio preindustrial del siglo XVII, y en segundo lugar, se estudian los ratios de productividad de cada uno de los ingenios a vapor que son objeto de esta tesis doctoral; posteriormente se establecen comparaciones entre ellas y, finalmente, se estudian comparativamente la productividad y escasa rentabilidad de los molinos azucareros artesanos, movidos la acción de la fuerza animal o hidráulica de época preindustrial, frente a las de los molinos movidos por la acción del vapor de mediados del siglo XIX hasta la primeras décadas del siglo XX, tecnológicamente mucho más avanzados y por ende, mucho más productivos y rentables, para así establecer una serie de conclusiones al respecto.

6.2. Estimaciones productivas de ingenios de los siglos XVII y XVIII

Resulta bastante complicado establecer unas ratios de producción fiables de los ingenios o trapiches azucareros preindustriales, debido a la variabilidad en cuanto a su capacidad, no solamente entre ellos mismos en una etapa determinada, sino también a lo largo del tiempo [Martín Rodríguez y Giménez Yanguas, 1992].

Según se ha estimado, la producción de un 'pequeño' ingenio brasileño de principios del siglo XVII estaba en torno a las 40 Tm de azúcar al año, y la de uno 'grande', entre 125 y 175 Tm. De todas formas, dada la gran proliferación de ingenios pequeños frente a los grandes en esta época, la producción pudo ir aumentando de 350.000 arrobas de azúcar (la arroba portuguesa, equivalía a unos 15 kg aproximadamente y la española a unos 11,5 kg) a finales del siglo XVI, a 600.000 arrobas a principios del siglo XVII y hasta 1.000.000 en las primeras décadas de este mismo siglo, pudiéndose localizar en Brasil unos 350 ingenios o trapiches que se encontraban en plena actividad en 1630.

La capacidad humana óptima que poseían los ingenios denominados 'pequeños' estaba compuesta por entre 10 a 20 hombres libres como administradores, trabajadores especializados o artesanos, y entre 60 y 100 esclavos africanos o indígenas empleados en las tareas más duras. La producción de los ingenios denominados 'grandes' estaba en torno a 100 Tm de azúcar al año, necesitando una cantidad de 200 o más esclavos. Un esclavo africano se valoraba en función del azúcar que producía al año.

Como se ha expuesto en capítulos anteriores, la molinería de azúcar del Nuevo Continente, en concreto de los ingenios de Brasil que a lo largo del siglo XVI se consolidó como el principal exportador de azúcar del mundo, no experimentó ninguna evolución tecnológica de interés a lo largo del de este siglo respecto a los clásicos trapiches mediterráneos, aunque sí lo hizo durante la primera mitad del siglo XVII, donde por un lado, las prensas destinadas a exprimir los canutos de caña fueron sustituidas por mecanismos mucho más manejables y eficientes como eran los molinos de tres mazas verticales y por otro, se sustituye la caldera única donde se desarrollaban todas las etapas

del proceso productivo por la batería de calderas (figura 279). Todo ello, se tradujo en un notable incremento de productividad, donde se pasó de producir 250 a 400 kg de azúcar por esclavo y año a una tasa de producción anual de 500 kg aproximadamente, debido a la incorporación de las citadas mejoras.

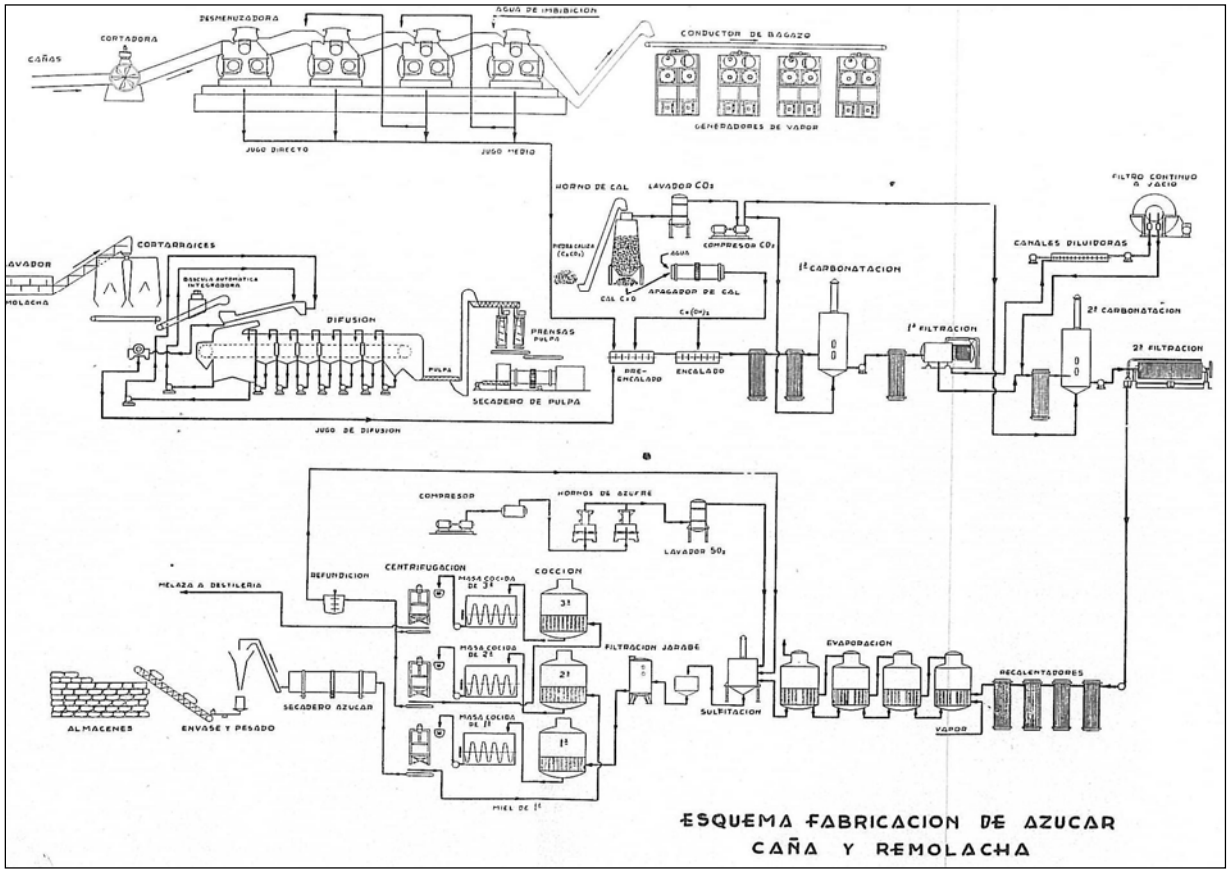


Figura 279. Esquema de fabricación de azúcar de caña y remolacha de la fábrica de azúcar de Ntra. Sra. del Rosario. *Gentileza de Azucarera del Gualdalfeo, S.A.*

Aproximadamente en este mismo período de mediados del siglo XVII, las ratios de producción de los ingenios de las costas mediterráneas andaluzas estaban muy por debajo respecto a las de los ingenios iberoamericanos. El cultivo de caña de azúcar experimentó un brusco descenso debido a diferentes razones, tales como la férrea competencia al otro lado del Atlántico, dada su mayor productividad, heladas y plagas como la del 'mosaico'. Esta disminución en la producción de caña hizo prácticamente insostenible la exportación, debido a la conquista de los mercados internacionales del azúcar por parte de Brasil, quedando únicamente como superficies de cañaveral las de las vegas de Motril, Salobreña y Almuñécar. Así, la producción en la vega de Motril, únicamente con siete ingenios en 1617, estaba en torno a las 90.000 arrobas de productos azucarados. En España se utilizaban los pilones como unidad de medida, que equivalían a 2,5 arrobas.

En cuanto a la evolución en los rendimientos medios caña/azúcar alcanzados en los procesos artesanos de obtención de azúcar, se sabe que oscilaban entre 1,5 y 2,5 % a finales del siglo XVI y siglo XVII. En el siglo XVIII, con el perfeccionamiento de las mazas de moliendas mediante forros o camisas de hierro y la incorporación del tren jamaicano, se

consiguió incrementar esta ratio de 2,5 a 3,5%, incluso a veces se podían alcanzar el 4 % con maestros azucareros muy cualificados.

Si se comparan estas ratios con las obtenidas en el siglo XIX con la incorporación del vapor y la modernización de la industria azucarera por parte de La Sagra, los rendimientos medios de los productos azucarados llegaron a alcanzar el 12 % en las costas mediterráneas andaluzas, debido a la alta proliferación de ingenios (ya que se incrementó notablemente la superficie de cañaveral, estando en torno a los 50.000 marjales (1 marjal $\cong$ 562 m^2)), con lo que la producción ascendió hasta unas 1.800.000 arrobas de productos azucarados.

6.3. Cálculos productivos

6.3.1. Trabajo por tonelada de caña molturada y producción horaria

Máquina de vapor Fives-Lille

Se procede a cuantificar el trabajo necesario para molturar una tonelada de caña de azúcar. En una jornada a plena carga (es decir, entre 45 y 50 rpm) y según testimonio del profesor D. Miguel Giménez Yanguas, gran conocedor de la fábrica de Ntra. Sra. del Pilar, podían molerse entre 700 a 750 Tm, con una jornada de 24 horas ininterrumpidas. Posteriormente, la capacidad de molturación de la fábrica se amplió a unas 850 Tm/día, o lo que es lo mismo, unas 74.000 arrobas/día aproximadamente.

Tal y como se ha calculado en el capítulo 5, la potencia bruta o indicada total desarrollada por la máquina de vapor *Fives-Lille* entregada al tren de molienda a un régimen de giro de 45 rpm ascendía a 242,91 CV (hay que recordar que la potencia indicada total será la suma de las potencias indicadas en cada una de las caras del émbolo), que equivalen a 178,78 KW aproximadamente, y resultando por tanto, un valor de:

$$\frac{178{,}78\,KW * 24\,h/dia}{850\;Tm/dia} \cong\; 5{,}05\,KWh/Tm$$

Este valor corresponde a la ratio de trabajo invertido por cada tonelada de azúcar molturada con una tasa de producción horaria de:

$$\frac{850\;Tm/dia}{24\;h/dia} \cong\; 35{,}41\,Tm/h$$

A continuación se comprueba cómo evoluciona dicha ratio para un día normal de molienda (a media carga, es decir a unas 30 rpm) donde podían molturarse en la jornada unas 500 toneladas de caña de azúcar.

La potencia bruta desarrollada por la máquina de vapor sometida a este nuevo régimen de giro ascendía a 161,94 CV, que equivalen a 119,19 KW aproximadamente.

Análogamente, como se acaba de exponer, se obtiene el siguiente resultado:

$$\frac{119{,}19\,KW*24\,h/dia}{550\;Tm/dia}\cong\;5{,}20\,KWh/Tm$$

Así pues, se observa que la ratio es similar a la obtenida con un régimen de giro a plena carga, por lo que prácticamente se mantiene invariable la ratio de trabajo invertido por tonelada molturada con una nueva tasa de producción horaria de:

$$\frac{550\;Tm/dia}{24\;h/dia}\cong\;22{,}91\,Tm/h$$

De lo anterior se deduce que trabajando a plena carga se incrementaba la tasa de producción al desarrollar el ingenio de vapor mayor potencia y por ello, se molturaba más cantidad de caña por unidad de tiempo. Así pues, para el caso que se analiza, la tasa de producción horaria para un régimen de giro de la máquina medio alto (de 45 rpm) es de 35,41 t/h, por lo que la tasa de producción por hora y rpm arroja un valor de:

$$\frac{35{,}41\;Tm/h}{45\;r.p.m.}\cong 0{,}78\,t/h\cdot rpm$$

y para una régimen de giro a carga normal (de 30 rpm), la tasa de producción horaria es de 22,91 t/h, lo que arroja una ratio de tasa de producción por hora y rpm de:

$$\frac{22{,}91\;Tm/h}{30\;r.p.m.}\cong 0{,}76Tm/h\cdot rpm$$

Esto evidencia que el incremento de la tasa de producción horaria es lineal con la velocidad angular del ingenio a vapor, al serlo también la potencia desarrollada por éste.

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Análogamente, se realizan los cálculos productivos con la máquina de vapor escocesa *Mirrlees-Watson.* Se pretende pues, cuantificar el trabajo necesario para molturar una tonelada de caña de azúcar en dicho ingenio.

Se parte de la suposición de que en una jornada a plena carga, según testimonio de expertos de la Azucarera Montero, como el ingeniero Químico D. Antonio Rodríguez, gran conocedor de esta máquina escocesa junto con el Ingeniero industrial D. Miguel Giménez Yanguas, podían molerse en la antigua Fábrica de Ntra. Sra. del Rosario entre unas 1.000 y 1.200 Tm de caña de azúcar al día.

Tal y como se ha calculado en el capítulo 5, la potencia bruta o indicada total entregada a los trenes de molienda a un régimen entre 45 y 50 rpm (aunque se calculó a 45 rpm) ascendía a 413,28 CV, que equivalen a 304,17 KW aproximadamente.

Como la jornada se lograba en las 24 horas, ya que este ingenio tampoco paraba, se obtiene:

$$\frac{304{,}17\,KW*24\,h/dia}{1200\,Tm/dia} \cong\ 6{,}08\ KWh/Tm$$

Este valor corresponde a la ratio de trabajo invertido por cada tonelada de caña de azúcar molturada, con una tasa de producción horaria de:

$$\frac{1200\,Tm/dia}{24\,h/dia} \cong\ 50{,}00\,Tm/h$$

A continuación, se comprueba cómo evoluciona dicha ratio para un día normal de molienda con menor demanda, donde pueden molturarse unas 800 toneladas/día, y como según quedó patente en el capítulo de análisis tecnológico, la potencia indicada total desarrollada disminuyendo el régimen de giro de 45 a 30 rpm resultaba ser de 275,52 CV, que expresada en KW es de 202,78 KW. Por tanto, la ratio de trabajo invertido por cada tonelada de caña de azúcar molturada, resulta ser:

$$\frac{202{,}78\,KW*24\,h/dia}{800\,Tm/dia} \cong\ 6{,}08\ KWh/Tm$$

Así pues, se pone de manifiesto que la ratio de trabajo invertido por tonelada de caña de azúcar molturada se mantiene constante y con una tasa de producción horaria de molienda de:

$$\frac{800\,Tm/dia}{24\,h/dia} \cong\ 33{,}33\,Tm/h$$

Por tanto, para el caso que se analiza, la tasa de producción horaria para un régimen de giro de la máquina medio alto (de 45 rpm) es de 50,00 Tm/h, lo que arroja una ratio por rpm de:

$$\frac{50{,}00\,Tm/dia}{45\,r.p.m.} \cong\ 1{,}11\,Tm/h\cdot rpm$$

y para una régimen de giro a carga normal de 30 rpm, la tasa de producción horaria es de 33,33 Tm/h, lo que arroja una ratio de:

$$\frac{33{,}33\,Tm/dia}{30\ r.p.m.} \cong\ 1{,}11\,Tm/h\cdot rpm$$

Esto vuelve a evidenciar que el incremento de la tasa de producción horaria es lineal con la velocidad angular del ingenio a vapor, al serlo también la potencia desarrollada por éste. Por tanto, se llega a la misma conclusión, tal y como se ha comprobado con el ingenio francés, donde la tasa de producción horaria es lineal con la velocidad angular de los ingenios al serlo también la potencia desarrollada por éstos.

6.3.2. Consumo total útil horario de vapor

Según Rodríguez Echemendia (1997), una tonelada de bagazo al 50% de humedad produce en torno a 2,15 Tm de vapor. Según este autor, el consumo de vapor de estos ingenios oscila entre 13,4 a 24 kg/KW en términos de potencia y entre 480 y 500 kg/Tm (por tonelada de caña de azúcar molturada).

El consumo de vapor útil se puede calcular, según el diagrama dinámico ideal, basándonos en el peso del vapor admitido, considerando que una parte de éste se pierde por las juntas del émbolo, vástago o mecanismo de distribución, entre otras, más el que se condensa en el período de admisión sobre las paredes del cilindro. Con los datos disponibles de las dos máquinas de vapor, se pueden concluir los resultados que se exponen a continuación.

Máquina de vapor Fives-Lille

Según se expuso en el capítulo 5, los datos de partida son los siguientes:

- F_i = Superficie útil del émbolo (cara izquierda), 0,3074 m^2
- F_d = Superficie útil del émbolo (cara derecha), 0,3326 m^2
- l = Carrera del émbolo, 1,10 m.
- $F * l$ = Volumen de embolada, en m^3
- $n =$ Número de revoluciones de la máquina, que adoptaremos 45 r.p.m.
- p_i = Presión media según *Grassman*, 3,45 kg/cm^2.
- p_9 = Presión de admisión, 9,0 kg/cm^2.
- p_0 = Presión de escape, 1,1 kg/cm^2.
- p_3 = Presión inicial de la compresión, 1,1* p_0, en kg/cm^2.
- $S_1^{'}$ = Grado de admisión sin laminados, 15,2% (15,2 kg/cm^2)
  (Véase diagrama dinámico ideal)
- S_k = Carrera de compresión = $S_5 + S_6$ = 20,25 % (20,25 kg/cm^2)
  (Véase diagrama dinámico ideal)
- S = Longitud de carrera arbitraria 100 % (Véase diagrama dinámico ideal)
- γ_9 = Peso específico del vapor a la presión de admisión p_9 , 4,596 kg/m^3
- γ_0 = Peso específico del vapor correspondiente a la presión p_0, 0,638 kg/m^3
- γ_3 = Peso específico del vapor correspondiente a la presión p_3, 0,693 kg/m^3
  (γ_3 =1,1* γ_0).
- $\gamma_9 , \gamma_0 , \gamma_3$ valores de obtenidos de las tablas de Zeuner para vapor de agua saturado.
- m = Espacio perjudicial, 6%.
- G_1 = Peso teórico del vapor que entra en cada extremo del cilindro, por cada revolución (cara izquierda), en kg.
- G_2 = Retención del peso del vapor por acción de la compresión (cara izquierda), en kg
- G_3 = Peso teórico del vapor que entra en cada extremo del cilindro por cada revolución (cara derecha), en kg.

- G_4 = Retención del peso del vapor por acción de la compresión, en kg (cara derecha).
- $G_i = G_1 - G_2$, Consumo útil de vapor por revolución, en kg (cara izquierda).
- $G_d = G_3 - G_4$, Consumo útil de vapor por revolución, en kg (cara derecha).
- $B = \gamma_9 \frac{m + S_1^{'}}{S} - 1{,}1 * \gamma_0 \frac{m + S_k}{S}$
- N_i = Potencia indicada correspondiente a la cara izquierda del émbolo, 116,68 CV.
- N_d = Potencia indicada correspondiente a la cara derecha del émbolo, 126,23 CV.

a. Cara izquierda del émbolo

Según los datos de partida, como G_1 viene expresado por:

$$G_1 = F_i * l * \gamma_9 * \frac{m + S_1^{'}}{S} \tag{249}$$

y sustituyendo se obtiene:

$$G_1 = 0{,}3074 * 1{,}10 * 4{,}596 * \frac{6 + 15{,}2}{100} = 0{,}329 \ kg$$

Por otro lado, la retención G_2 por efecto de la compresión viene expresada por:

$$G_2 = F_i * l * \gamma_3 * \frac{m + S_k}{S} \tag{250}$$

y sustituyendo se obtiene:

$$G_2 = 0{,}3074 * 1{,}10 * 0{,}693 * \frac{6 + 20{,}25}{100} = 0{,}062 \ \ kg$$

Luego el consumo útil del vapor G_i por revolución y por cara (izquierda) será:

$$G_i = G_1 - G_2 = 0{,}329 - 0{,}062 = 0{,}267 \text{ kg}$$

b. Cara derecha del émbolo

Según los datos de partida, como G_3 viene expresado por:

$$G_3 = F_d * l * \gamma_9 * \frac{m + S_1^{'}}{S}$$

y sustituyendo se obtiene:

$$G_3 = 0{,}3326 * 1{,}10 * 4{,}596 * \frac{6 + 15{,}2}{100} = 0{,}3564 \ \ kg$$

Por otro lado, la retención G_4 por efecto de la compresión viene expresada por:

$$G_4 = F_d * l * \gamma_3 * \frac{m + S_k}{S} \quad (251)$$

y sustituyendo se obtiene:

$$G_4 = 0{,}3326 * 1{,}10 * 0{,}693 * \frac{6 + 20{,}25}{100} = 0{,}0670 \ kg$$

Luego el *consumo útil del vapor* G_d por revolución y por cara (derecha) será:

$$G_d = G_3 - G_4 = 0{,}3564 - 0{,}0670 = 0{,}2894 \text{ kg}$$

En definitiva, el consumo útil total de vapor G_T por ambas caras y por revolución será:

$$G_T = G_i + G_d = 0{,}267 + 0{,}2894 = 0{,}5564 \text{ kg}$$

Por tanto, el consumo útil horario de vapor Q_i en la cara izquierda vendrá expresado por:

$$Q_i = 60 * n * F_i * l * B \quad (252)$$

Calculando previamente el valor del parámetro B*:*

$$B = \gamma_9 * \frac{m + S_1'}{S} - 1{,}1 * \gamma_0 * \frac{m + S_k}{S} = 4{,}596 * \frac{6 + 15{,}2}{100} - 1{,}1 * 0{,}638 * \frac{6 + 20.25}{100} = 0{,}786 \text{ kg/m}^3$$

Hallado este valor y sustituyendo todos los valores conocidos en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Q_i = 60 * 45 * 0{,}3074 * 1{,}10 * 0{,}786 = 717{,}42 \text{ kg}$$

y análogamente, el consumo útil horario de vapor Q_d en la cara derecha será:

$$Q_d = 60 * n * F_d * l * B \quad (253)$$

Sustituyendo se obtiene:

$$Q_d = 60 * 45 * 0{,}3326 * 1{,}10 * 0{,}7858 = 776{,}23 \text{ kg}$$

En consecuencia, el consumo útil horario total de vapor, Q_T será:

$$Q_T = Q_i + Q_d = 717{,}42 + 776{,}23 = 1.493{,}65 \text{ kg/h}$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Según se expuso en el capítulo 5, los datos de partida son los siguientes:

- F_i = Superficie útil del émbolo (cara izquierda), 0,3656 m^2
- F_d = Superficie útil del émbolo (cara derecha), 0,3938 m^2
- l = Carrera del émbolo, 1,52 m.
- $F * l$ = Volumen de embolada, en m^3
- $n =$ Número de revoluciones de la máquina, que adoptaremos 45 rpm.
- p_i = Presión media según *Grassman*, 3,58 kg/cm^2.
- p_9 = Presión de admisión, 9,5 kg/cm^2.
- p_0 = Presión de escape, 1,1 kg/cm^2.
- p_3 = Presión inicial de la compresión, 1,1* p_0, en kg/cm^2.
- $S_1^{'}$ = Grado de admisión sin laminados, 14,40 % (14,40 kg/cm^2)
  (Véase diagrama dinámico ideal)
- S_k = Carrera de compresión = $S_5 + S_6$ = 21,70 % (20,70 kg/cm^2)
  (Véase diagrama dinámico ideal)
- S = Longitud de carrera arbitraria 100 % (Véase diagrama dinámico ideal)
- $\gamma_{9,5}$ = Peso específico del vapor a la presión de admisión $p_{9,5}$, 4,836 en kg/m^3
- γ_0 = Peso específico del vapor correspondiente a la presión p_0, 0,638 kg/m^3
- γ_3 = Peso específico del vapor correspondiente a la presión p_3, 0,693 kg/m^3
  (γ_3 =1,1* γ_0).
- ($\gamma_{9,5}, \gamma_0, \gamma_3$) valores de obtenidos de las tablas de Zeuner para vapor de agua saturado.
- m = Espacio perjudicial, 6%.
- G_1 = Peso teórico del vapor que entra en cada extremo del cilindro, por cada revolución (cara izquierda), en kg.
- G_2 = Retención del peso del vapor por acción de la compresión (cara izquierda), en kg
- G_3 = Peso teórico del vapor que entra en cada extremo del cilindro por cada revolución (cara derecha), en kg.
- G_4 = Retención del peso del vapor por acción de la compresión, en kg (cara derecha).
- $G_i = G_1 - G_2$, Consumo útil de vapor por revolución, en kg (cara izquierda).
- $G_d = G_3 - G_4$, Consumo útil de vapor por revolución, en kg (cara derecha).
- $B = \gamma_{9,5} \frac{m + S_1^{'}}{S} - 1{,}1 * \gamma_0 \frac{m + S_k}{S}$
- N_i = Potencia indicada correspondiente a la cara izquierda del émbolo, 198,95 CV.
- N_d = Potencia indicada correspondiente a la cara derecha del émbolo, 214,33 CV.

a. Cara izquierda del émbolo

Razonando de forma análoga a lo realizado para la máquina Fives-Lille se obtiene que:

$$G_1 = 0{,}3656 * 1{,}52 * 4{,}836 * \frac{6+14{,}4}{100} = 0{,}5482 \ \ kg$$

Por otro lado, la retención G_2 por efecto de la compresión viene expresada por:

$$G_2 = 0{,}3656 * 1{,}52 * 0{,}693 * \frac{6+21{,}70}{100} = 0{,}1067 \ \ kg$$

Luego el *consumo útil del vapor* G_i por *revolución* y por *cara* (izquierda) será:

$$G_i = G_1 - G_2 = 0{,}5482 - 0{,}1067 = 0{,}4415 \text{ kg}$$

b. Cara derecha del émbolo

De la misma forma, se obtienen los siguientes valores:

$$G_3 = 0{,}3938 * 1{,}52 * 4{,}836 * \frac{6+14{,}4}{100} = 0{,}5905 \ \ kg$$

Por otro lado, la retención G_4 por efecto de la compresión tiene el siguiente valor:

$$G_4 = 0{,}3938 * 1{,}52 * 0{,}693 * \frac{6+21{,}70}{100} = 0{,}1149 \ kg$$

Luego el consumo útil del vapor G_d por revolución y por cara (derecha) será:

$$G_d = G_3 - G_4 = 0{,}5905 - 0{,}1149 = 0{,}4756 \text{ kg}$$

En definitiva, el consumo útil total de vapor G_T por ambas caras y por revolución será:

$$G_T = G_i + G_d = 0{,}4415 + 0{,}4756 = 0{,}9171 \text{ kg}$$

Por tanto, el consumo útil horario de vapor Q_i en la cara izquierda vendrá expresado por:

$$Q_i = 60 * n * F_i * l * B$$

Calculando previamente el valor del parámetro B*:*

$$B = \gamma_{9,5} * \frac{m + S_1^{'}}{S} - 1{,}1 * \gamma_0 * \frac{m + S_k}{S} = 4{,}836 * \frac{6+14{,}4}{100} - 1{,}1 * 0{,}638 * \frac{6+21{,}70}{100} = 0{,}7921 \ \text{kg/m}^3$$

Hallado este valor y sustituyendo en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Q_i = 60 * 45 * 0{,}3656 * 1{,}52 * 0{,}7921 = \text{ 1.188,48 kg}$$

y análogamente, el consumo útil horario de vapor Q_d en la cara derecha será:

$$Q_d = 60 * n * F_d * l * B$$

Sustituyendo se obtiene:

$$Q_d = 60 * 45 * 0{,}3938 * 1{,}52 * 0{,}7921 = \text{ 1.280,16 kg}$$

En consecuencia, el consumo útil horario total de vapor, Q_T será:

$$Q_T = Q_i + Q_d = 1.188{,}48 + 1.280{,}16 = 2.468{,}64 \text{ kg/h}$$

6.3.3. Consumo de vapor útil por CV indicado-hora

Máquina de vapor Fives-Lille

a. Cara izquierda del émbolo

Según los cálculos realizados en el capítulo 5, la potencia indicada correspondiente a la cara izquierda del émbolo N_i era de 116,68 CV.

En primer lugar, se procede a calcular el consumo de vapor útil por CV indicado y hora en la cara izquierda del émbolo Q_{ni}, que viene expresado por la expresión:

$$Q_{ni} = \frac{Q_i}{N_i} \tag{254}$$

Sustituyendo por valores conocidos, se tendrá:

$$Q_{ni} = \frac{723{,}44}{116{,}68} = 6{,}20 \text{ kg} / \text{CV}_{\text{indicado}-\text{hora}}$$

b. Cara derecha del émbolo

Análogamente, se calcula el consumo de vapor útil por CV indicado y hora en la cara derecha Q_{nd}, que viene expresado por la expresión:

$$Q_{nd} = \frac{Q_i}{N_d} \tag{255}$$

Como la potencia indicada correspondiente a la cara derecha del émbolo, N_d es de 126,23 CV, sustituyendo por valores conocidos, se tendrá:

$$Q_{nd} = \frac{782,44}{126,23} = 6,20 \text{ kg / CV}_{\text{indicado-hora}}$$

Al demostrar que Q_{ni} y Q_{nd} son iguales, significa que la distribución del vapor sobre las dos caras del émbolo se hace de manera uniforme, por tanto, el consumo de vapor útil total por CV indicado – hora Q_{nT}, será la suma algebraica de Q_{ni} y Q_{nd}.

Como $Q_{ni} = Q_{nd}$ entonces $Q_{nT} = Q_{ni} + Q_{nd}$ luego:

$$Q_{nT} = 2 * Q_{ni} = 2 * 6,20 = 12,40 \text{ kg/CV}_{\text{indicado-hora}}$$

Este último resultado está dentro del rango admisible de consumos de vapor por caballo indicado y hora de los ingenios a vapor, cuyos límites, inferior y superior están en torno a 10 y 18 kg/CV indicado-hora respectivamente (Rodríguez Echemendia, 1997).

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

a. Cara izquierda del émbolo

Según se calculó en el capítulo 5, la potencia indicada correspondiente a la cara izquierda del émbolo, N_i era de 198,95 CV.

Razonando de forma análoga a lo realizado para la máquina Fives-Lille, y sustituyendo por valores conocidos, se tiene que el consumo de vapor útil por CV indicado y hora en la cara izquierda del émbolo es:

$$Q_{ni} = \frac{1.188,48}{198,95} = 5,97 \text{ kg / CV}_{\text{indicado-hora}}$$

b. Cara derecha del émbolo

Dado que la potencia indicada correspondiente a la cara derecha del émbolo N_d es de 214,33 CV, sustituyendo por valores conocidos, se podrá calcular el consumo de vapor útil por CV indicado y hora en la cara derecha que resulta ser:

$$Q_{nd} = \frac{1.280,16}{214,33} = 5,97 \text{ kg / CV}_{\text{indicado-hora}}$$

Igualmente, al demostrar que Q_{ni} y Q_{nd} son iguales, significa que la distribución del vapor sobre las dos caras del émbolo se hace de manera uniforme, y por tanto, el consumo de vapor útil total por CV indicado-hora Q_{nT}, será la suma algebraica de Q_{ni} y Q_{nd}. Como $Q_{ni} = Q_{nd}$ entonces $Q_{nT} = Q_{ni} + Q_{nd}$, luego:

$$Q_{nT} = 2 * Q_{ni} = 2 * 5,97 = 11,94 \text{ kg/CV}_{\text{indicado-hora}}$$

Este último resultado está dentro del rango admisible de consumos de vapor por caballo indicado y hora de los ingenios a vapor, cuyos límites inferior y superior están en torno a 10 y 18 kg/CV $_{\text{indicado-hora}}$ respectivamente (Rodríguez Echemendia, 1997).

6.3.4. Consumo de vapor por tonelada de caña molturada

Máquina de vapor Fives-Lille

Según se ha calculado en el apartado 6.3.1., la tasa de producción horaria teórica para un régimen de giro a plena carga de 45 rpm y una producción de 850 Tm/día resultaba ser de 35,41 Tm/h. Según Rodríguez Echemendia (1997), es viable considerar un rango de eficiencia teórica en máquinas alternativas con válvulas de admisión múltiples, en nuestro caso con distribución tipo *Sulzer*, comprendido entre el 85 y 93 %, por lo que si se admite un rendimiento teórico de un 90%, se obtiene:

$$\frac{850\ Tm/dia}{24\ h/dia} \cong\ 35{,}41\ Tm/h\ *\ 0{,}90 = 31{,}87\ \text{Tm/h}$$

Si, tal y como ha sido calculado, el consumo útil horario total de vapor es de 1.506,19 kg/h, el consumo de vapor por tonelada de caña de azúcar molida C_T resulta ser:

$$\frac{1.506{,}19\ kg/h\ *1\ Tm}{31{,}87\ Tm/h} = 47{,}26\ \text{kg/Tm}\ \cong\ 50{,}00\ \text{kg/Tm}$$

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Análogamente, la tasa de producción horaria teórica para un régimen de giro a plena carga de 45 rpm y una producción de 1.200 Tm/día es de 50,00 Tm/h. Según Rodríguez Echemendia (1997), es viable considerar un rango de eficiencia teórica en máquinas alternativas con correderas de admisión cilíndricas características de las distribuciones tipo *Corliss*, comprendido entre el 60 y 70 %, por lo que si se admite un rendimiento teórico de un 65%, se obtiene:

$$\frac{1.200\ Tm/dia}{24\ h/dia} \cong\ 50{,}00\ Tm/hora\ *\ 0{,}65 = 32{,}50\ \text{Tm/h}$$

Dado que el consumo útil horario total de vapor es de 2.468,64 kg/h, el consumo de vapor por tonelada de caña de azúcar molida C_T resulta ser:

$$\frac{2.468{,}64\ kg/h\ *1\ Tm}{32{,}50\ Tm/h} = 75{,}96\ \text{kg/Tm}\ \cong\ 80{,}00\ \text{kg/Tm}$$

Estos dos últimos resultados obtenidos de forma teórica, aunque no están dentro del rango práctico tradicional de consumos de vapor por tonelada molida de los ingenios a vapor cuyos límites inferior y superior están en torno a 480 y 500 kg/Tm respectivamente

y siendo 330 kg/Tm el óptimo de producción, se justifican por varias razones, entre las que destacan el gran consumo de vapor que se producía en estas máquinas, bien trabajando a un régimen por debajo de las 50 rpm (que es el caso) o bien, porque se sobrepasara el umbral de las 80 rpm, ya que la máquina podría no resistirlo, con la consiguiente caída de rendimiento mecánico (Rodríguez Echemendia, 1997).

También resulta excesivo el consumo de vapor para aquellas máquinas que utilicen vapor recalentado (aunque estas máquinas lo utilizaban, se ha considerado vapor saturado para simplificar los cálculos), a una temperatura de éste que exceda de los 250^{o}C y presiones de admisión absoluta por encima de los 9 kg/cm^{2}. En definitiva, este gasto resulta en la práctica mucho mayor, además de las causas anteriormente citadas, ya que son atribuibles las pérdidas intersticiales de vapor por las juntas, por ejemplo las del émbolo, prensaestopas, u órganos de distribución, entre otros, más las pérdidas de vapor producidas por condensación debido a la parte del vapor que se condensa sobre las paredes del cilindro (Heepke y Herre, 1943).

6.4. Recapitulación

En este capítulo se han expuesto comparativamente la productividad y escasa rentabilidad de los molinos azucareros artesanos, movidos por la acción de la fuerza animal o hidráulica de época preindustrial frente a la de los molinos accionados a vapor de mediados del siglo XIX hasta la primeras décadas del siglo XX, mucho más productivos y rentables dada su superioridad tecnológica.

Se han expuesto dos tipos de cálculos productivos de los molinos de caña de azúcar, según sus características tipológicas en función la tecnológica alcanzada. En primer lugar, se ha realizado una estimación productiva de un ingenio preindustrial del siglo XVII y en segundo lugar, se han obtenido las ratios de producción más significativos de cada una de las máquinas de vapor, objetivos de esta tesis doctoral, estableciendo una comparación entre ellas. Dichas ratios están referidas al trabajo invertido por cada tonelada de azúcar molturada y tasa de producción horaria, consumo total útil horario de vapor, consumo de vapor útil por CV indicado-hora y consumo de vapor por tonelada de caña de azúcar molida, en función de la tipología de la máquina y por tanto, de la eficiencia de cada una de ellas.

Capítulo 7

INGENIERÍA GRÁFICA

7.1. Introducción

Esta fase de la tesis doctoral es sin duda clave para obtener resultados de calidad, y por ello, se debe trabajar de forma rigurosa para que los mismos sean fidedignos, ya que condicionarían los trabajos futuros a realizar.

7.2. Entrada de datos: Trabajo de campo y planimetría

La entrada de datos se ha posibilitado gracias a disponer de la planimetría original de las dos máquinas de vapor objeto de estudio, y por tanto, no han sido necesarios trabajos de medición para la definición geométrica de los modelos.

Sin embargo, se realizaron diversos viajes para la obtención de un reportaje fotográfico de calidad, que permitiera el posterior trabajo de recreación virtual, en cuanto a la aplicación de materiales, así como punto de apoyo en las dudas que la antigua planimetría pudiera ofrecer.

7.2.1. Salida de datos: Modelado CAD

Se trata de una fase clave, ya que en ella se apoyan las demás. El software utilizado ha sido Autodesk Inventor Professional 2010 [Waguespack y Jahraus, 2009] (figura 280), utilizado para aplicaciones de diseño mecánico 3D y de simulación por ordenador.

Este programa trabaja con el formato (.dwg) de AutoCAD permitiendo su funcionalidad. Asimismo, a partir del modelo 3D, obtiene automáticamente las vistas en 2D, o se producen actualizaciones automáticas por modificación de la geometría o dimensiones de cualquier elemento que forme el conjunto.

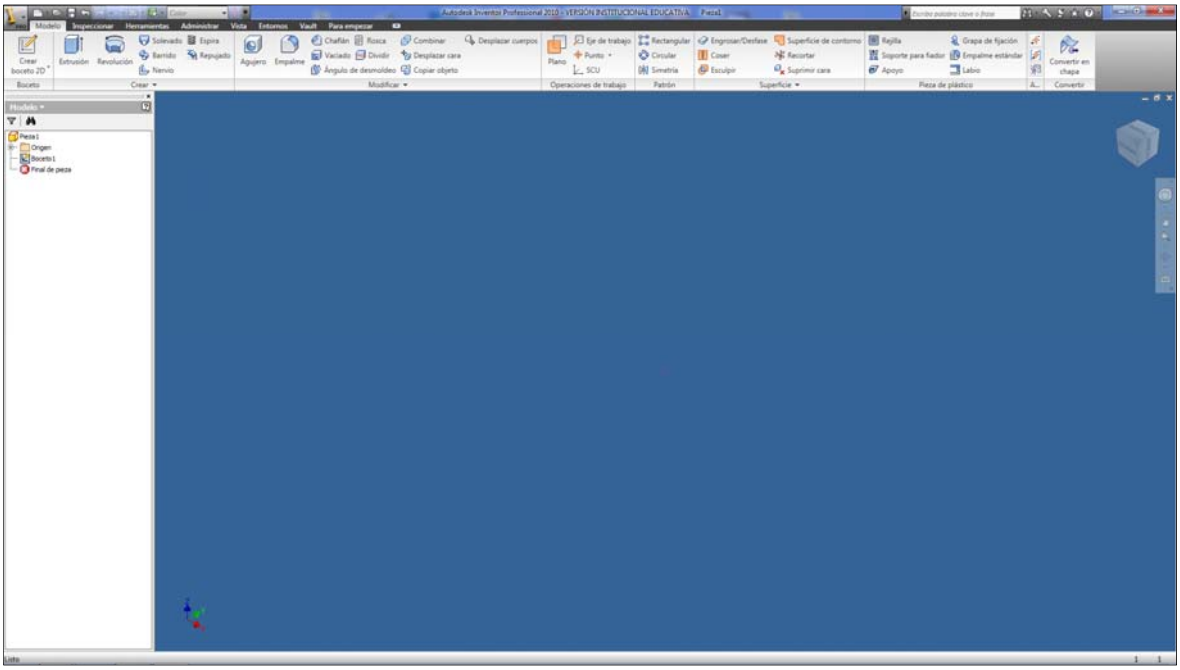


Figura 280. Interface de Autodesk Inventor Professional 2010.

7.3. Recreación virtual

El objetivo de este apartado es obtener sendas recreaciones virtuales de las máquinas de vapor Mirrlees-Watson y Fives-Lille. Para ello, se exporta cada modelo 3D obtenido, al software Autodesk 3ds Max Design 2010 [Autodesk, 2009] (figura 281) donde se le aplicarán materiales a los distintos elementos, así como se dispondrán cámaras e iluminación al conjunto, para obtener una serie de imágenes de síntesis (frames), que unidas a 25 frames por segundo, y editadas convenientemente, darán lugar al video final que muestra el funcionamiento de ambos ingenios.

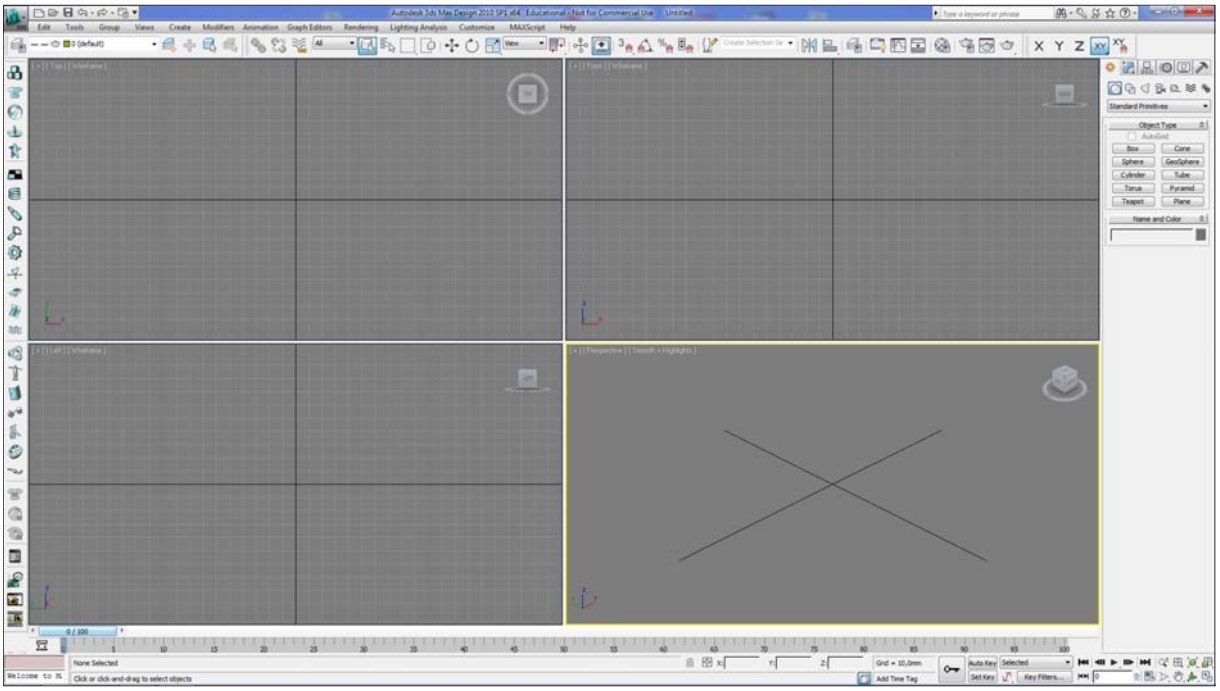


Figura 281. Interface de Autodesk 3ds Max Design 2010.

7.3.1. Cámaras

Dicho software posee sus propias cámaras como son la *Target* con objetivo posicionable o la *Free* sin poder actuar sobre el objetivo. Sin embargo, la utilizada en las distintas escenas es la *V-Ray Physical Camera,* ligada al motor de renderizado V-Ray.

V-Ray Physical Camera es una emulación de una cámara real, ya sea una cámara fija (*Still Cam*), cámara de video (*Video Cam*) o una cámara de cine (*Movie Cam*), con diversos parámetros a ajustar como la longitud focal, el zoom, la apertura de la lente, el tiempo que el obturador permanece abierto o la sensibilidad de la cámara.

7.3.2. Iluminación

La iluminación de una escena es importantísima pues debe buscar el realismo, y por ello, es clave la correcta ubicación de las fuentes de luz. Está afectada por diversos factores como son las fuentes de emisión de luz, el modelo de iluminación empleado, la morfología y textura de los objetos y las características del receptor.

Los tipos de luces incluidas por defecto en Autodesk 3ds Max Design son la estándar y la fotométrica. En las primeras existe un punto en el espacio que irradia la luz en direcciones predeterminadas, mientras que en las segundas se tienen en cuenta las características reales de las fuentes de luz. Sin embargo, en la realización de este trabajo se han empleado luces del tipo VRayLight, ligadas al motor de renderizado V-Ray.

7.3.3. Preparación y aplicación de materiales

Los materiales son utilizados en Autodesk 3ds Max Design para revestir los objetos y posibilitar su respuesta a la luz.

Los mapas o texturas son usados para añadir detalles al elemento más allá del modelado. Estos se introducen en los materiales y posteriormente el material se aplica al objeto en cuestión, siendo la mejor opción obtenerlas de las fotografías del trabajo de campo, retocándolas posteriormente para crear una textura de repetición (mosaico).

Sin embargo, y es lo que ocurrido en las máquinas estudiadas, también existe la posibilidad de aplicar en la escena materiales con colores planos, pues con una adecuada configuración de reflexiones y refracciones se pueden obtener resultados (infografías) de calidad realista. La justificación, se debe a que una máquina estaba desguazada y en la otra la aplicación de texturas no añade ningún valor añadido a la recreación de su funcionamiento.

7.3.4. Animación por ordenador

En esta fase se crea la ilusión de movimiento, presentando una secuencia de imágenes (fotogramas o frames) a una velocidad adecuada. En este caso se han unido a 25 frames por segundo, siguiendo el sistema PAL.

Asimismo, se trata de una fase compleja, puesto que existen muchas variables que simulan leyes físicas que afectan a todos los elementos de una escena, estando gran parte de las mismas gestionadas por el plug-in Reactor de Autodesk 3Ds Max Design 2010.

7.3.5. Renderizado

Es el proceso por el que se obtiene una imagen de síntesis tipo ráster a partir de una escena virtual 3D, siendo necesario el empleo de motores de renderizado, por ejemplo Mental Ray y V-Ray. En este caso, se ha utilizado V-Ray por la calidad de las infografías de interiores en un tiempo reducido.

Finalmente, se genera el video final a través de los renderizados, pudiéndose realizar de dos formas diferentes: creándose el video directamente o creándose los fotogramas. Esta última opción es la elegida, ya que permite mejorar el resultado de la postproducción digital.

7.4. Postproducción digital

Se trata de la edición digital de los fotogramas obtenidos en el renderizado, permitiendo la inclusión de transiciones y efectos al video final. El software empleado para la edición de vídeo en tiempo real, ha sido Adobe Premiere Pro CS4 (figura 282).

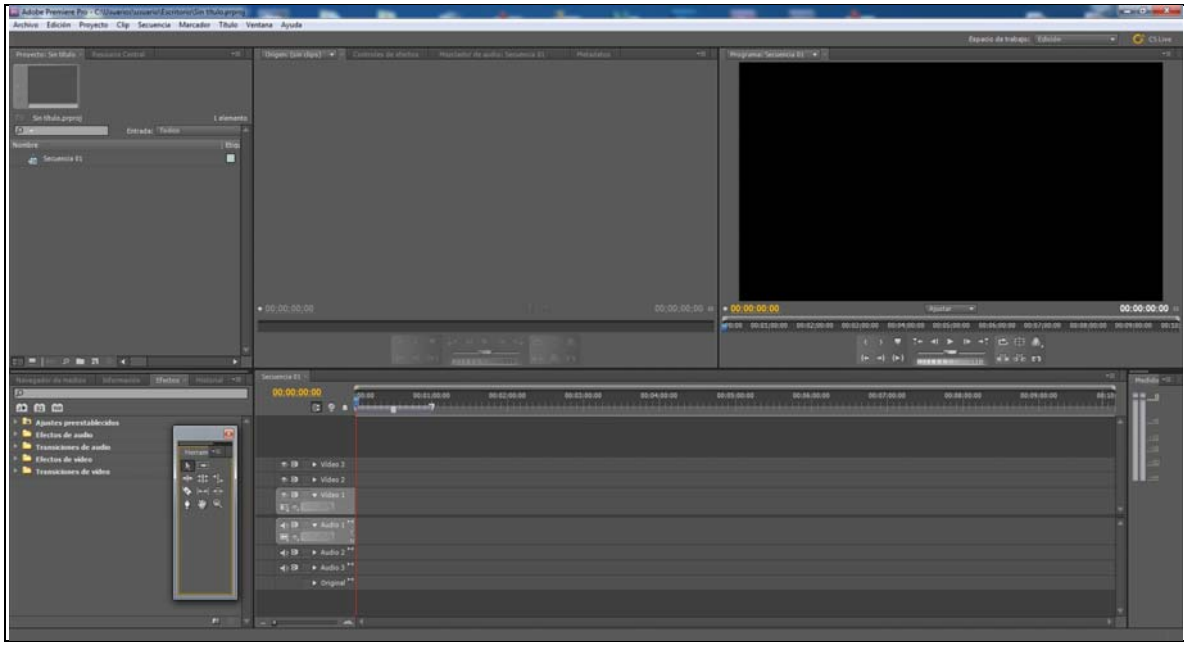


Figura 282. Pantalla de Adobe Premiere Pro CS5.

7.5. Resultados y discusión

Máquina de vapor Mirrlees-Watson

Tal y como se ha comentado, el modelado 3D se ha realizado con el programa Autodesk Inventor Professional 2010, creándose archivos de pieza (de extensión *.ipt*) con cada uno de los elementos de la máquina de vapor y un fichero de ensamblaje final del conjunto (de extensión*.iam*).

Seguidamente, se muestran una serie de figuras (figuras 283 a 293) en las que aparece el modelo tridimensional obtenido, incluyéndose diversas vistas y perspectivas de la máquina, así como varias secciones del cilindro que revelan la geometría interior del mismo.

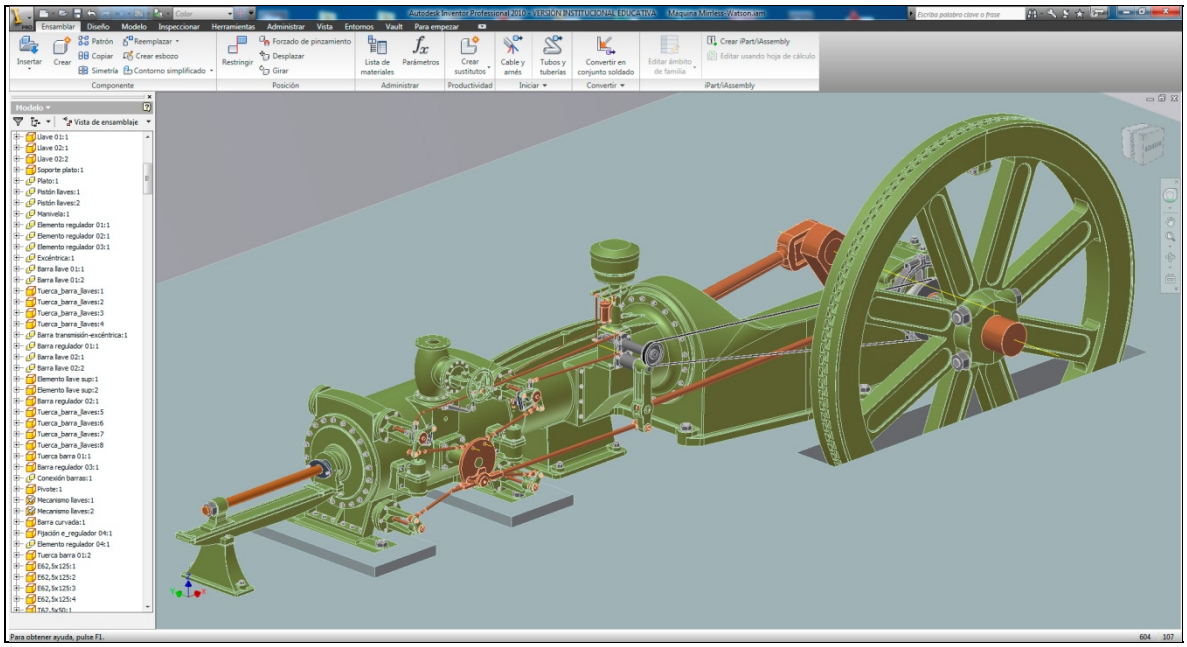


Figura 283. Visualización del modelo 3D de la máquina Mirrlees-Watson en Autodesk Inventor Professional 2010.

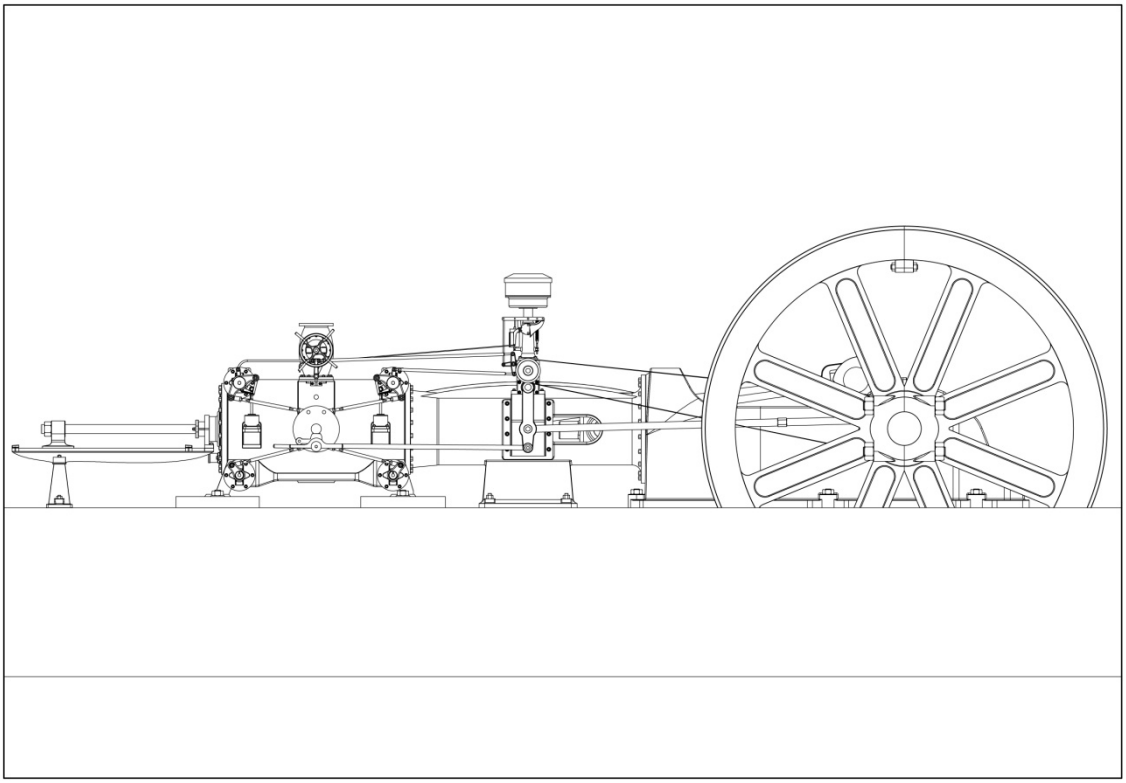


Figura 284. Alzado de la máquina Mirrlees-Watson.

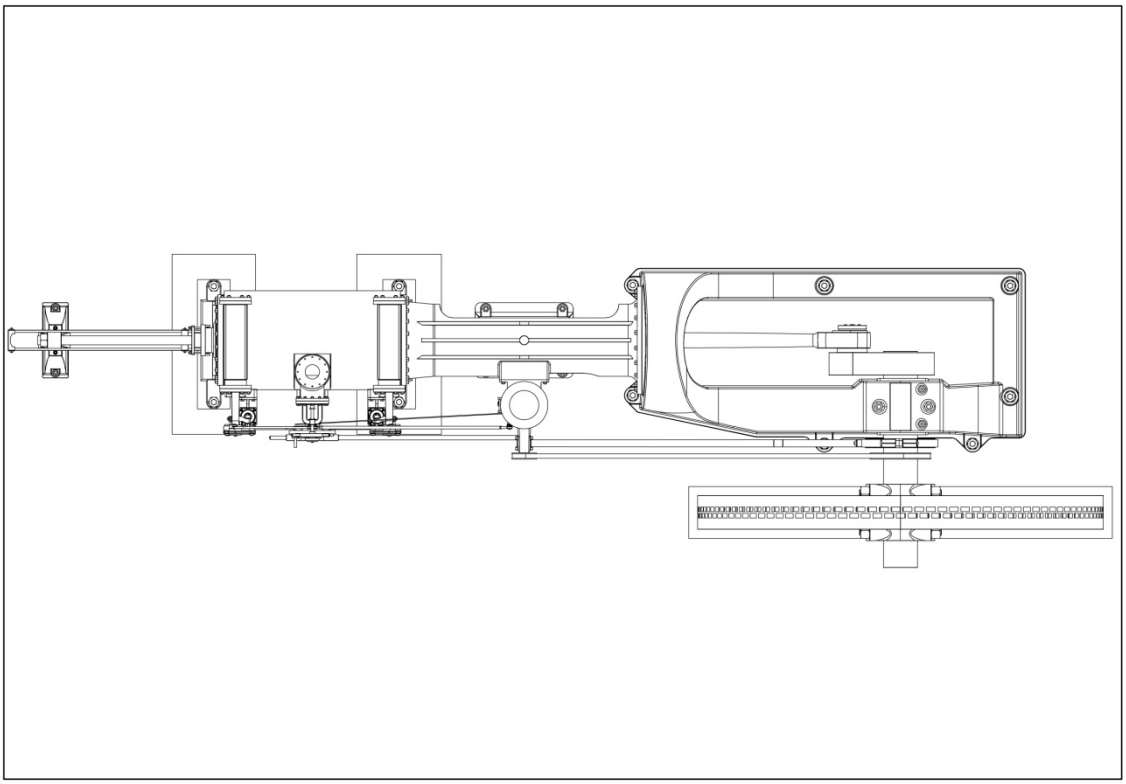


Figura 285. Planta de la máquina Mirrlees-Watson.

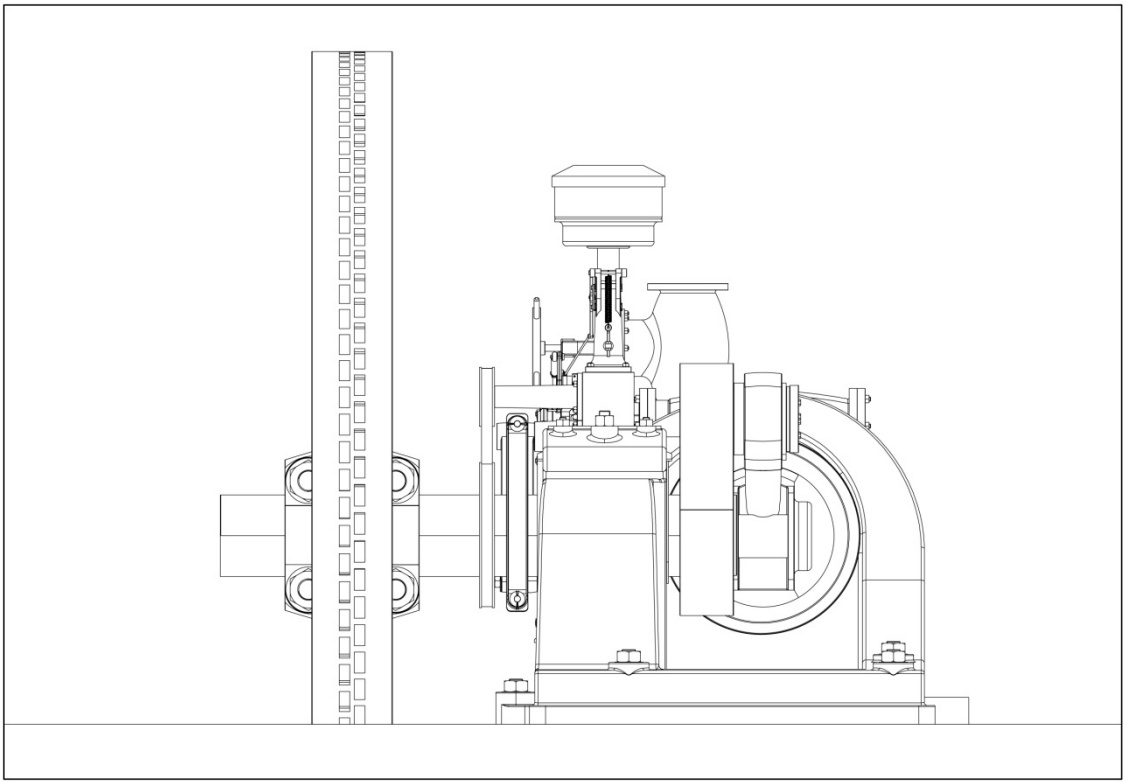


Figura 286. Perfil derecho de la máquina Mirrlees-Watson.

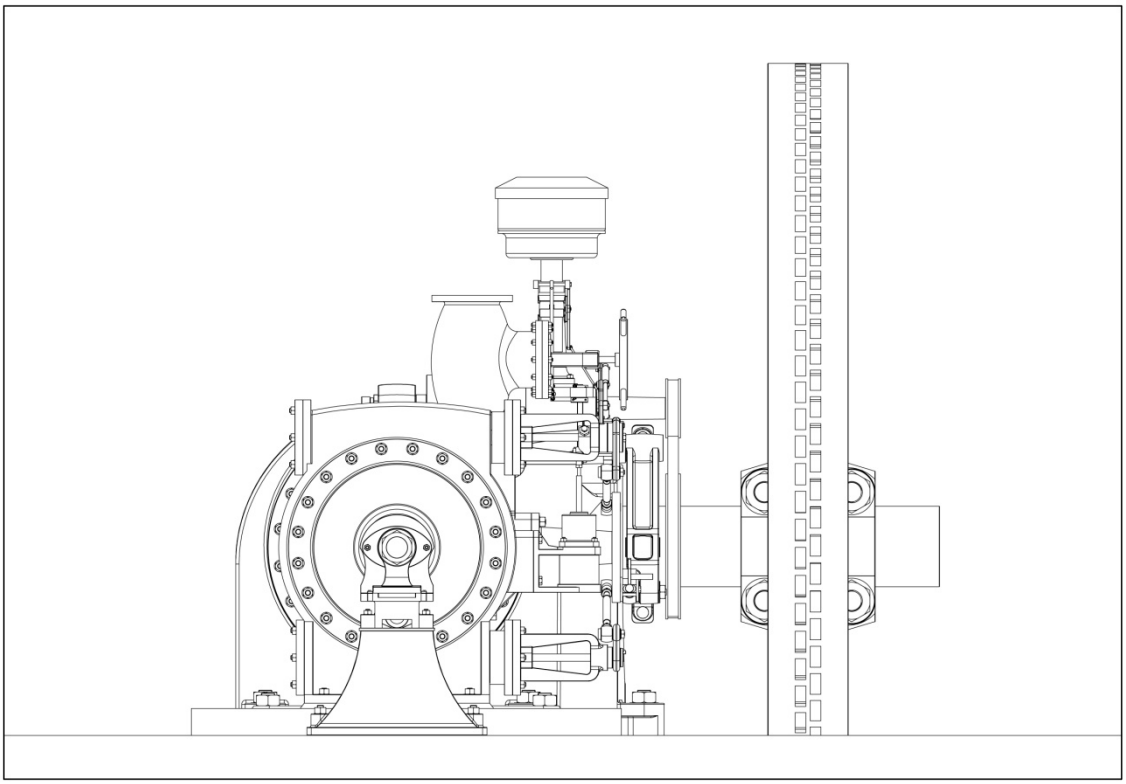


Figura 287. Perfil izquierdo de la máquina Mirrlees-Watson.

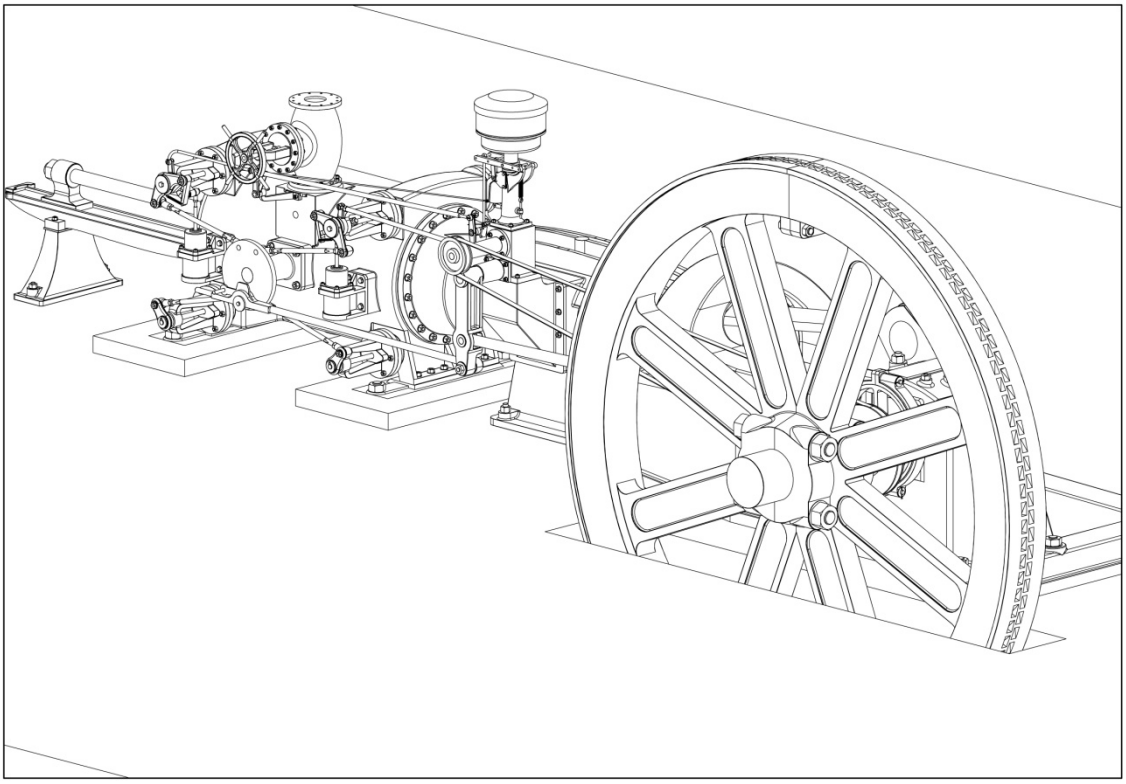


Figura 288. Perspectiva isométrica anterior de la máquina Mirrlees-Watson.

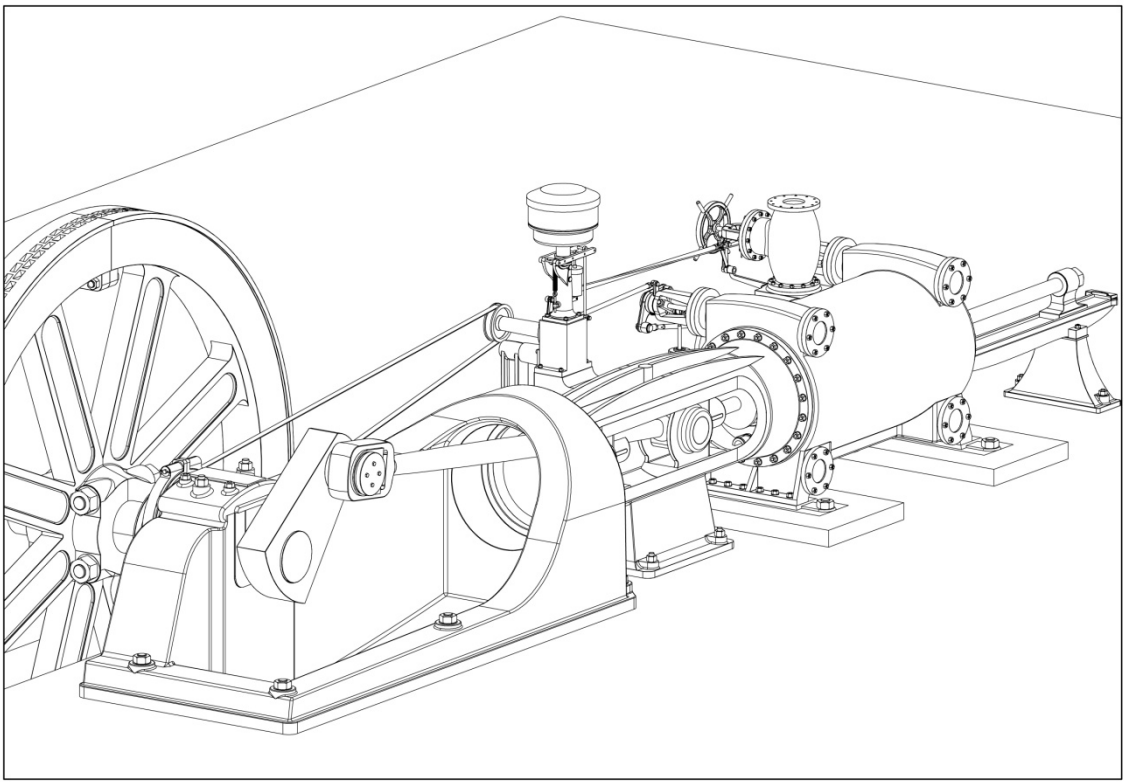


Figura 289. Perspectiva isométrica posterior de la máquina Mirrlees-Watson.

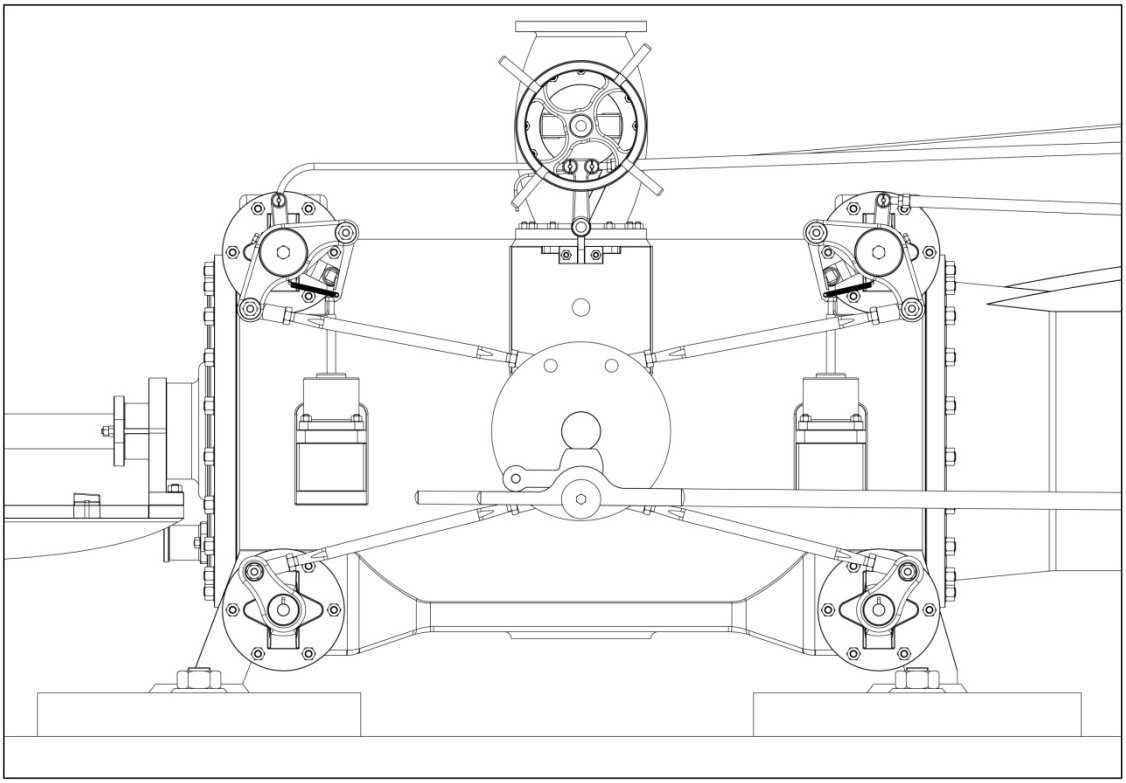


Figura 290. Vista de detalle de las llaves de paso.

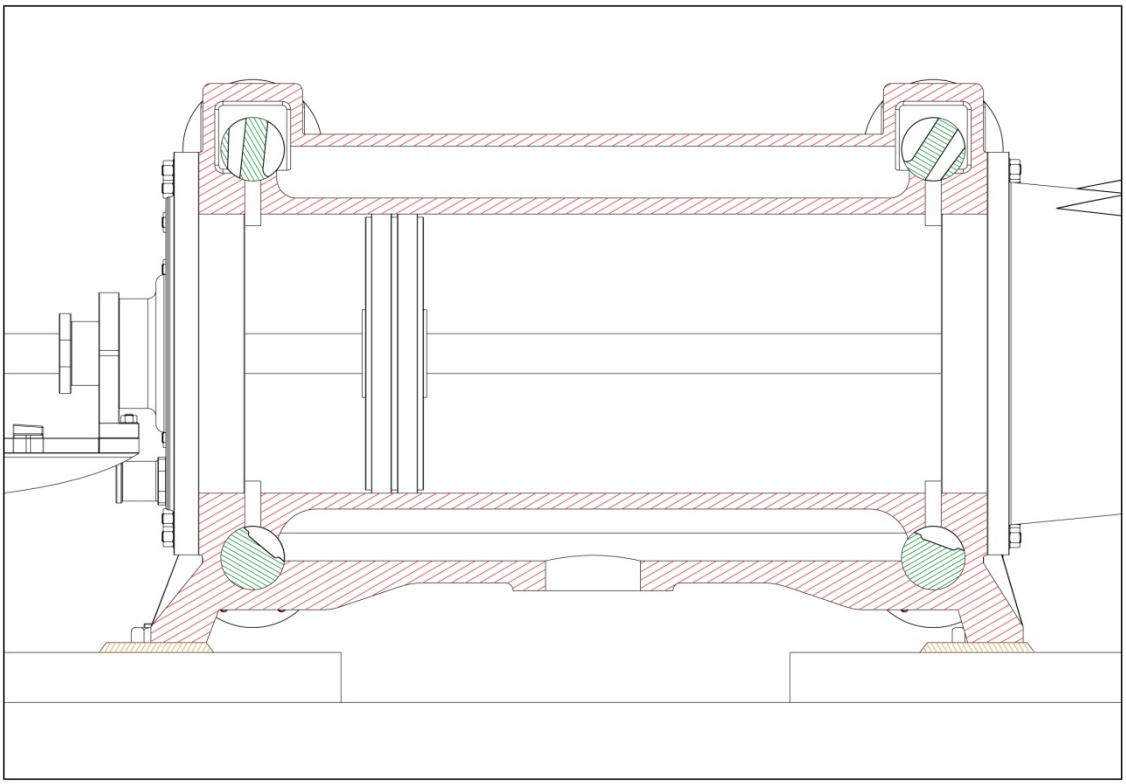


Figura 291. Sección longitudinal del cilindro.

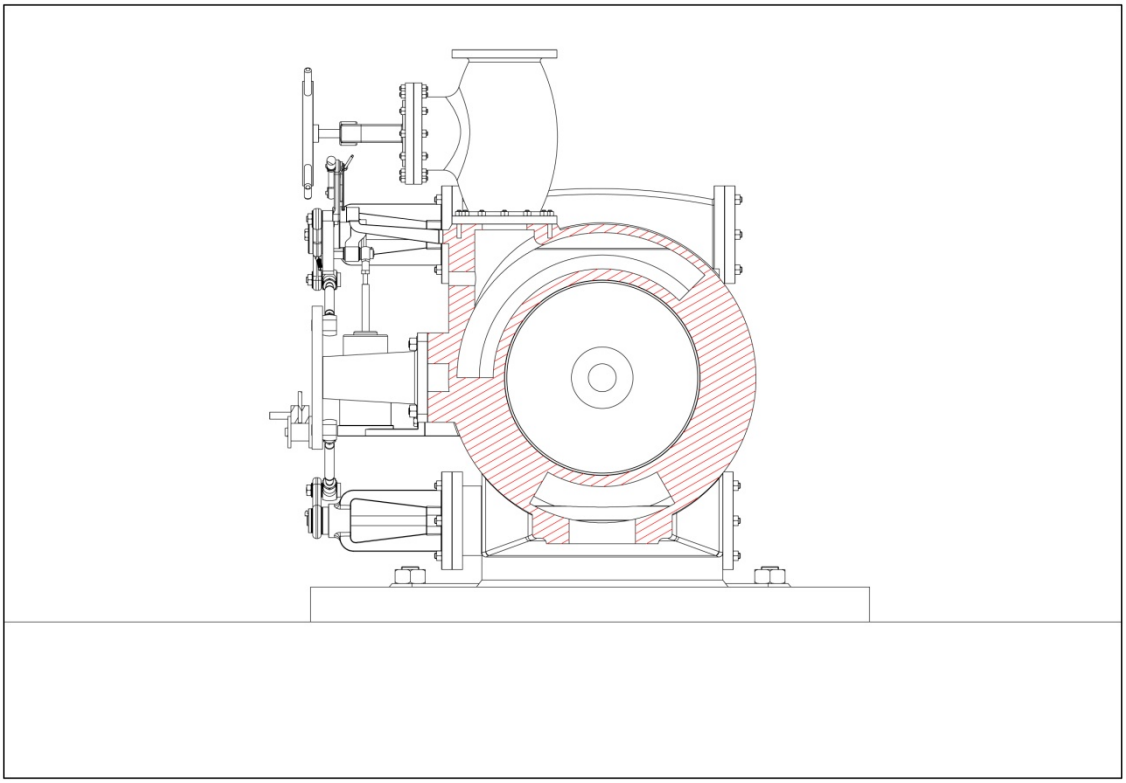


Figura 292. Sección transversal del cilindro por su punto medio.

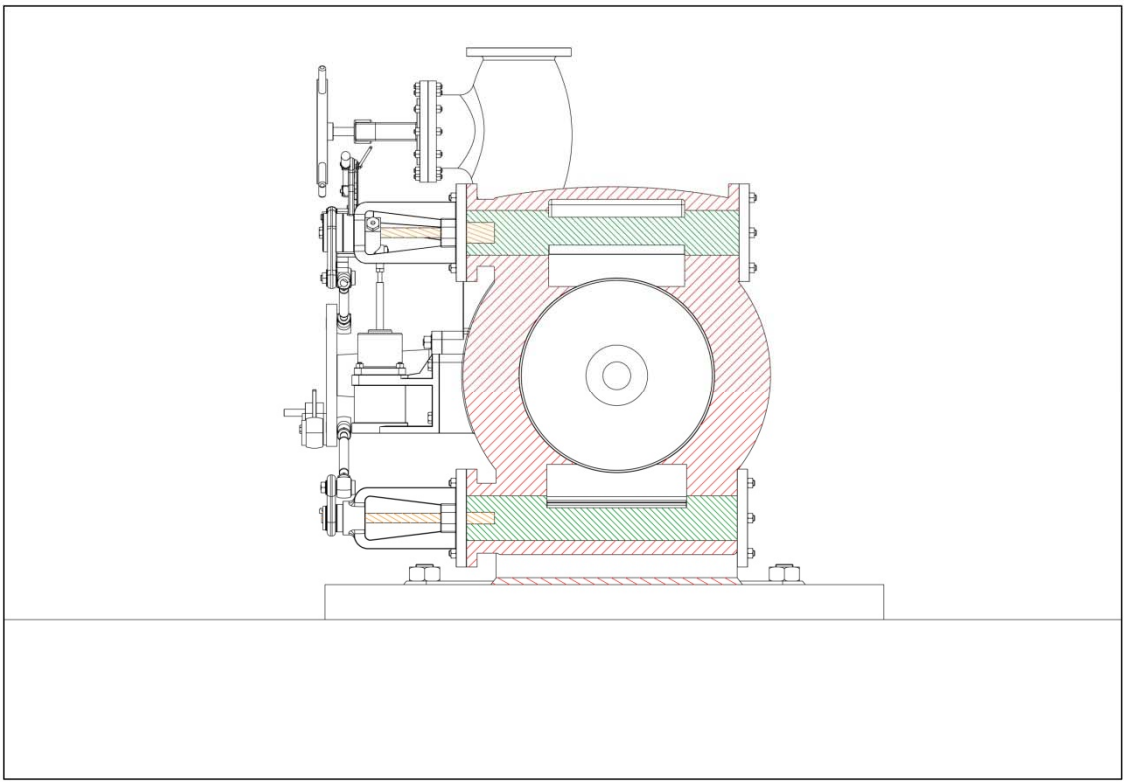


Figura 293. Sección transversal del cilindro a nivel de las llaves de paso.

A continuación, se lleva a cabo la exportación a Autodesk 3ds Max Design 2010 del modelo 3D, que se realiza en la misma posición relativa y con el mismo tamaño, lo que asegura un correcto intercambio de datos, al tiempo que facilita tareas como la creación de luces, entre otras. El resultado de dicha importación aparece reflejado en la figura 294.

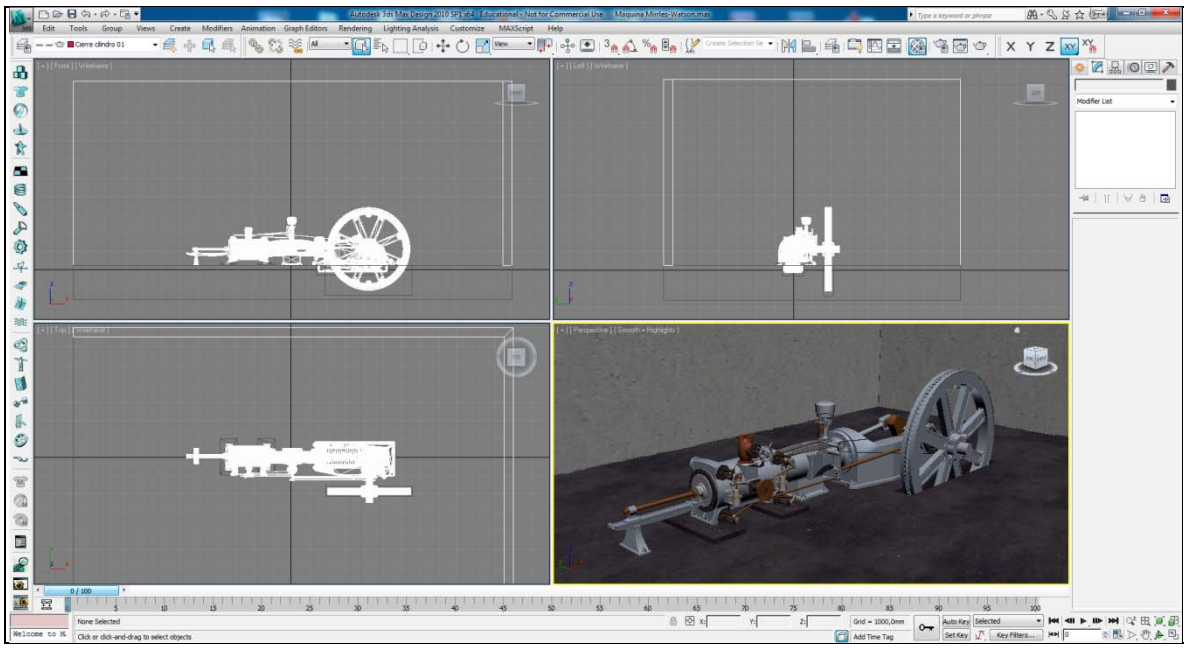


Figura 294. Visualización del modelo 3D de la máquina Mirrlees-Watson en Autodesk 3ds Max Design 2010.

Posteriormente, se han creado cuatro cámaras del tipo *VRay Physical Camera* con una distancia focal de 50 mm, pues son las que se asemejan más a la perspectiva de la visión humana, y que diseñan el recorrido virtual. En la figura 295 se muestra el posicionamiento de una de las cámaras (cámara 04) que están incluidas en la escena, así como sus parámetros de configuración.

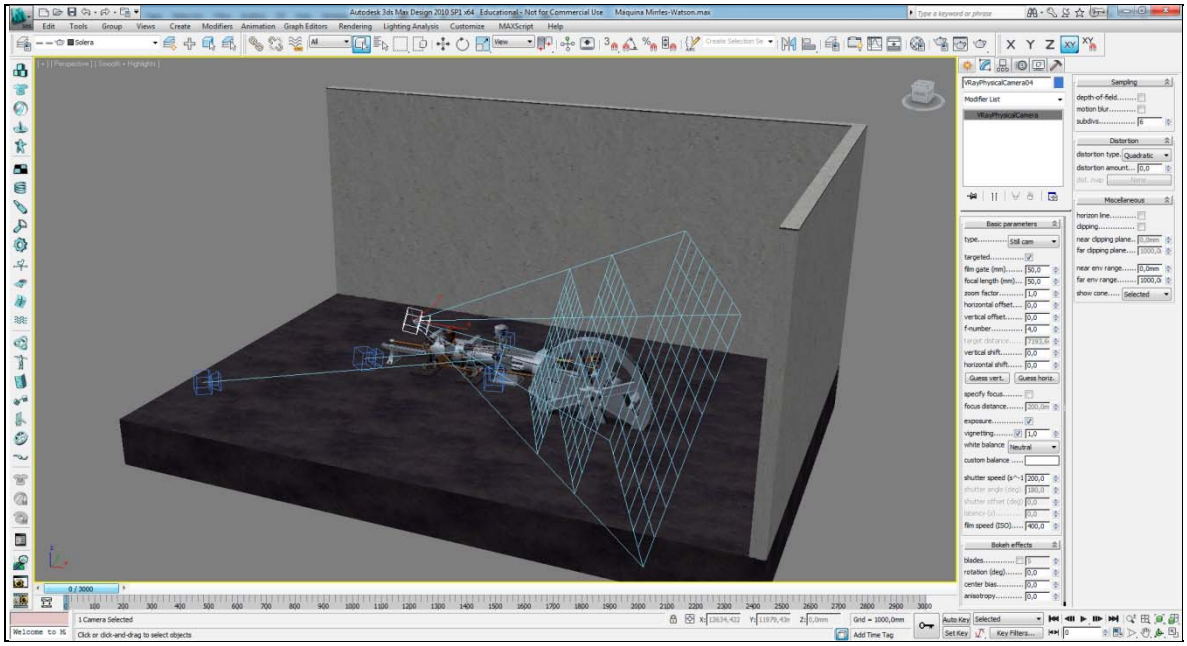


Figura 295. Posicionamiento y configuración de la cámara 04.

Respecto a la iluminación, se han incluido tres luces del tipo V-Ray Light para generar una correcta iluminación en la escena. En la figura 296 se aprecia el posicionamiento y configuración de una estas luces (VRay Light 01).

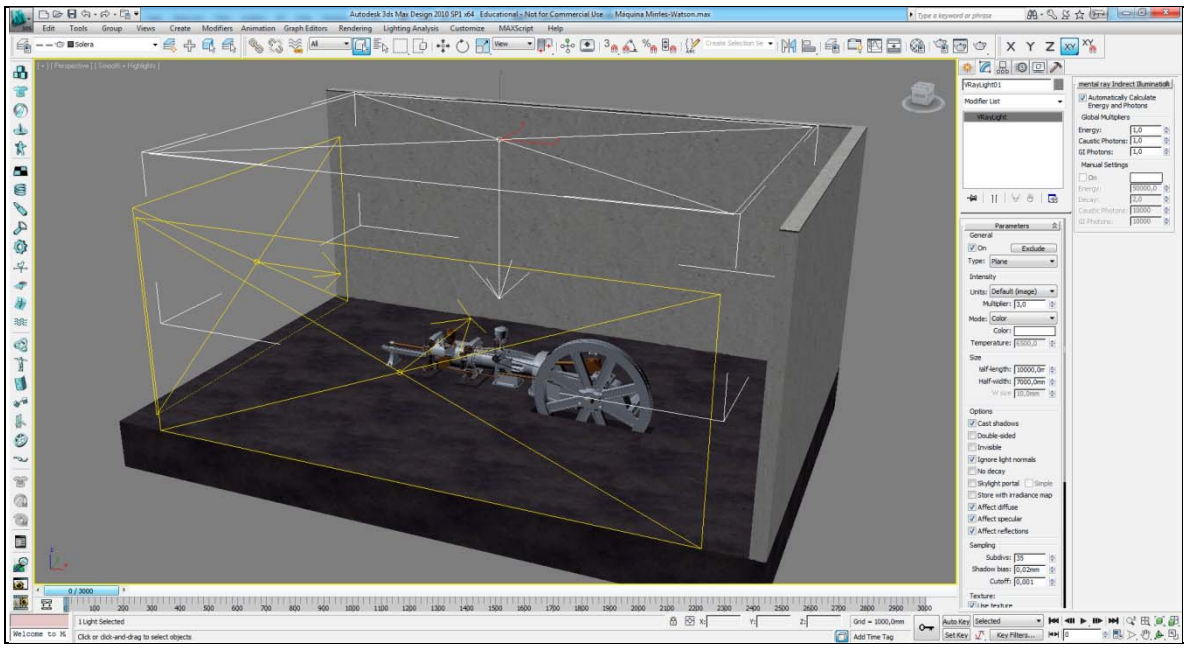


Figura 296. Posicionamiento y configuración de una luz del tipo VRayLight.

Tras la aplicación de materiales con colores planos similares a los que presentan los elementos del modelo real se inicia la tarea animación por ordenador.

Para dotar de movimiento a la máquina de vapor Mirrlees-Watson se ha empleado principalmente la técnica de cinemática inversa, aunque también de cinemática directa y transformaciones de movimiento. Tras el modelado, posicionamiento de cámaras y luces, aplicación de materiales y animación, se inicia el trabajo de renderizado, mediante el motor de renderizado V-Ray. A continuación, se exponen una serie de frames finales (figuras 297 a 300) donde se aprecia el resultado fotorrealista de la animación obtenida.

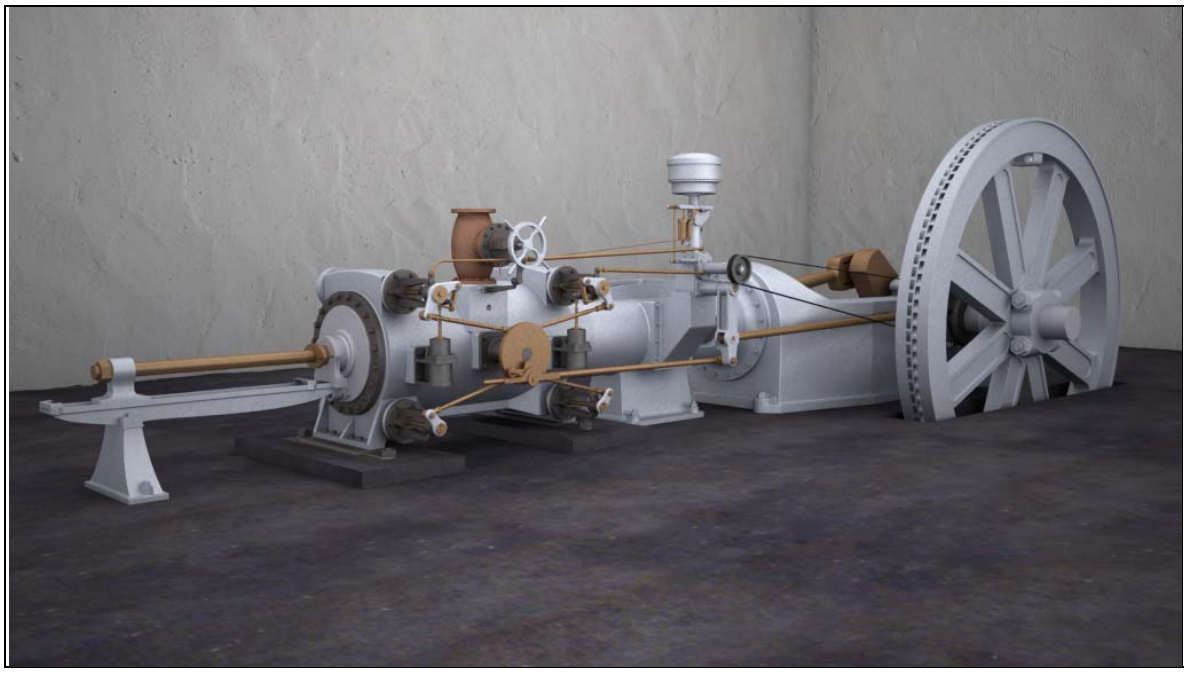


Figura 297. Render final de un plano general de la máquina Mirrlees-Watson.

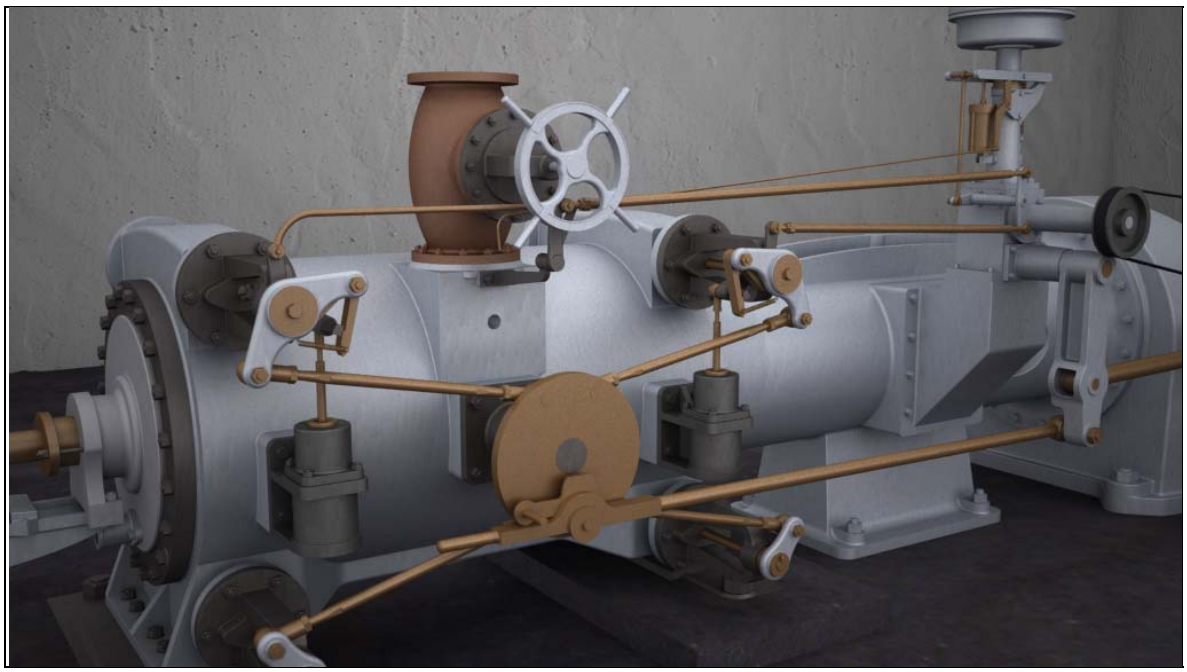


Figura 298. Render de un plano medio del cilindro de la máquina Mirrlees-Watson.

Figura 299. Render de un plano de detalle del regulador de vapor de la máquina Mirrlees-Watson.

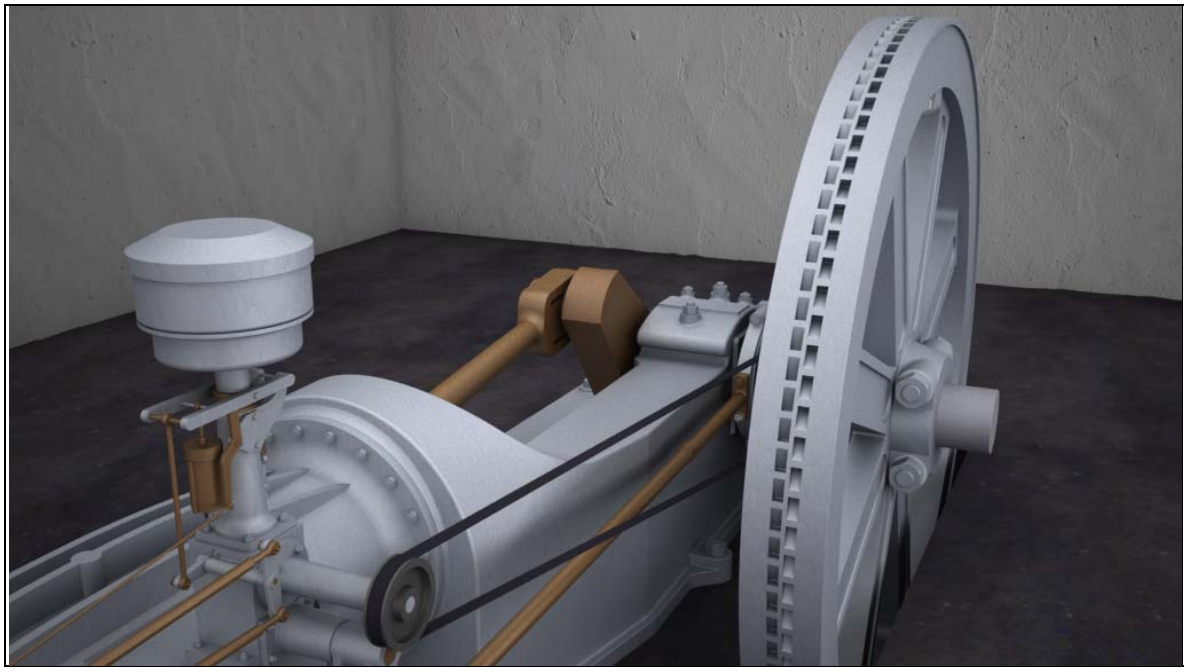


Figura 300. Render de un plano medio del mecanismo biela-manivela de la máquina Mirrlees-Watson.

Los fotogramas se han obtenido en formato de imagen *.png* (Portable Network Graphics), ya que no tienen pérdida de calidad por compresión, con una resolución de 1024 x 576 pixeles, presentando por tanto, una proporción panorámica 16:9.

Una vez obtenidos todos los fotogramas de todas las escenas, se obtuvo el video final en formato AVI (definido por Microsoft para su tecnología *Video for Windows*) y comprimido con un códec de compresión MPEG4, de uso muy extendido, lo que permite ejecutarlo en la mayoría de los reproductores multimedia.

Máquina de vapor Fives-Lille

Razonando de forma análoga, se exponen a continuación una serie de figuras (301 a 315) que muestran paso a paso las diferentes etapas seguidas para la obtención de la infografía final.

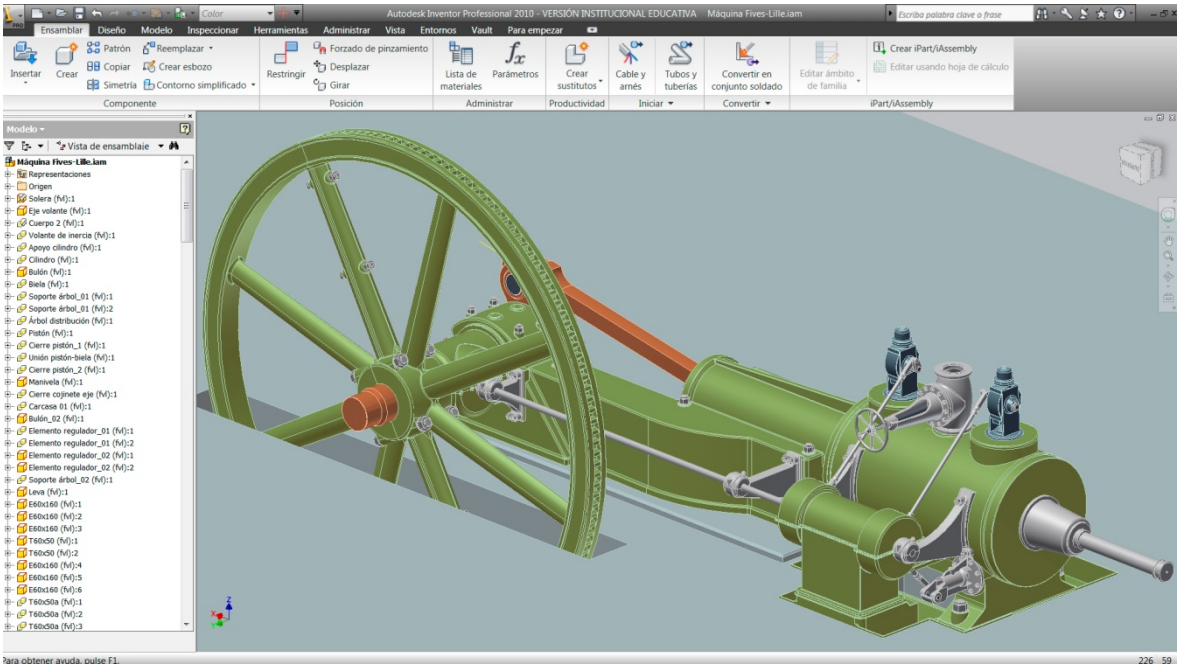


Figura 301. Visualización del modelo 3D de la máquina Fives-Lille en Autodesk Inventor Professional 2010.

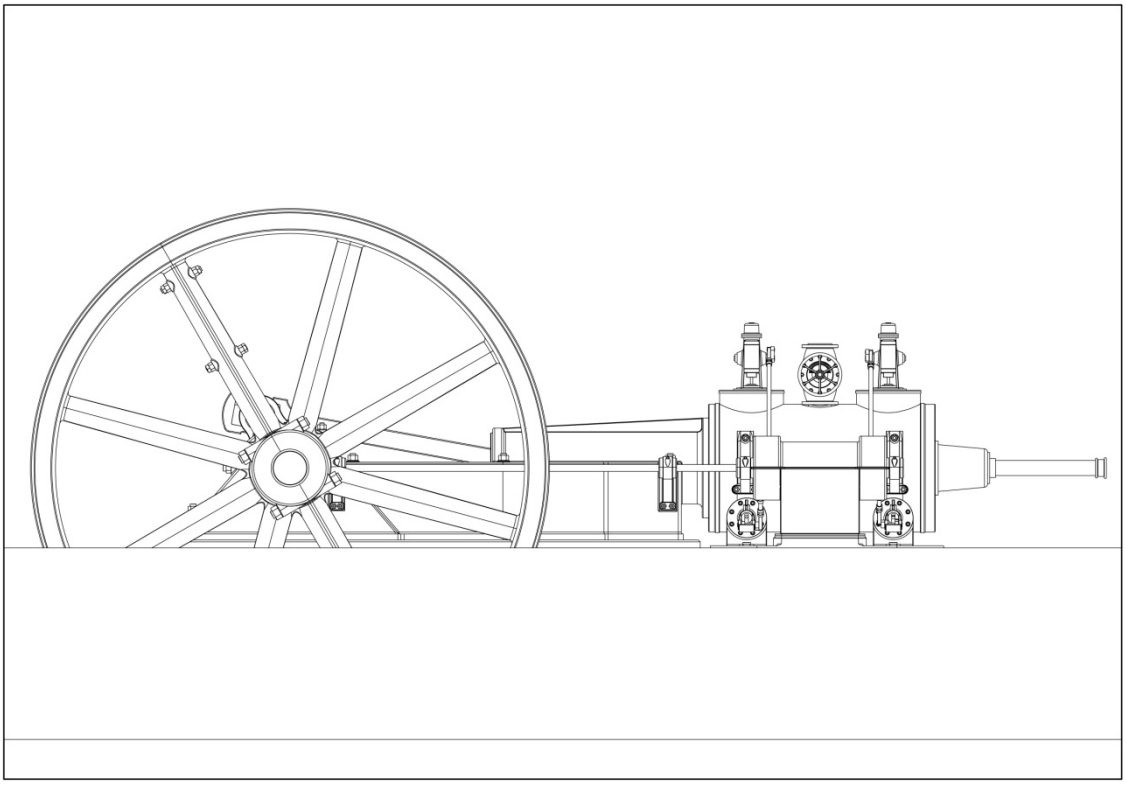


Figura 302. Alzado de la máquina Fives-Lille.

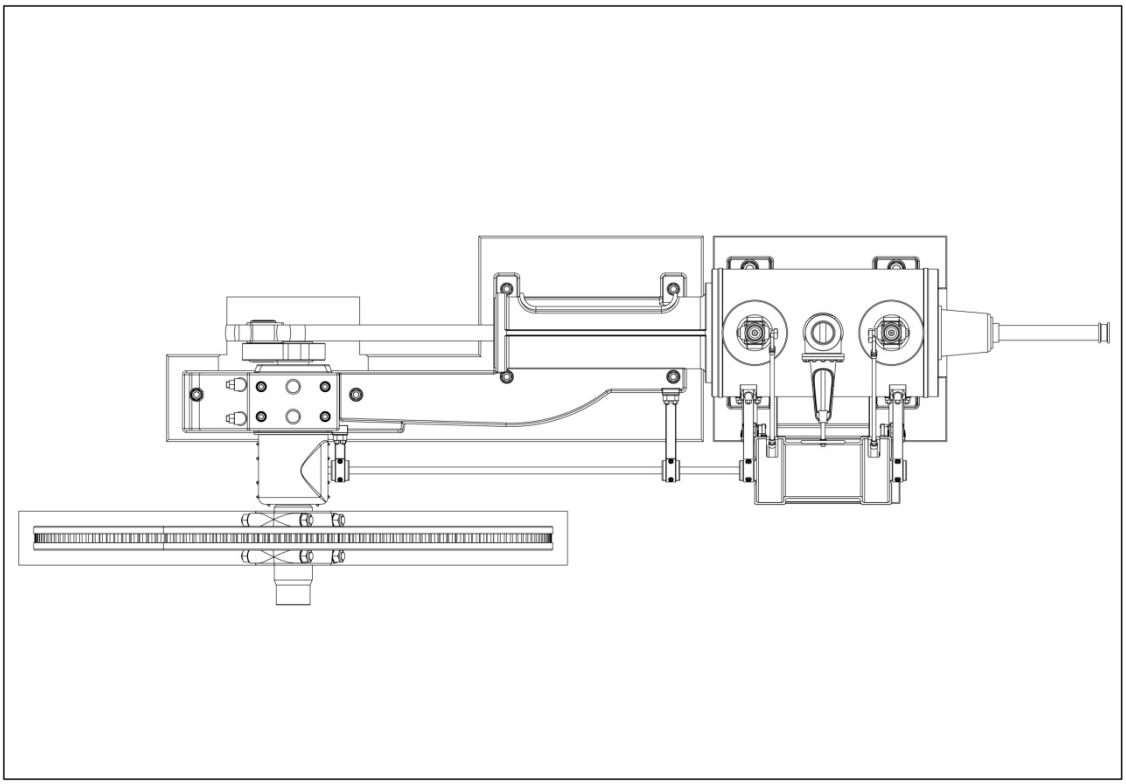


Figura 303. Planta de la máquina Fives-Lille.

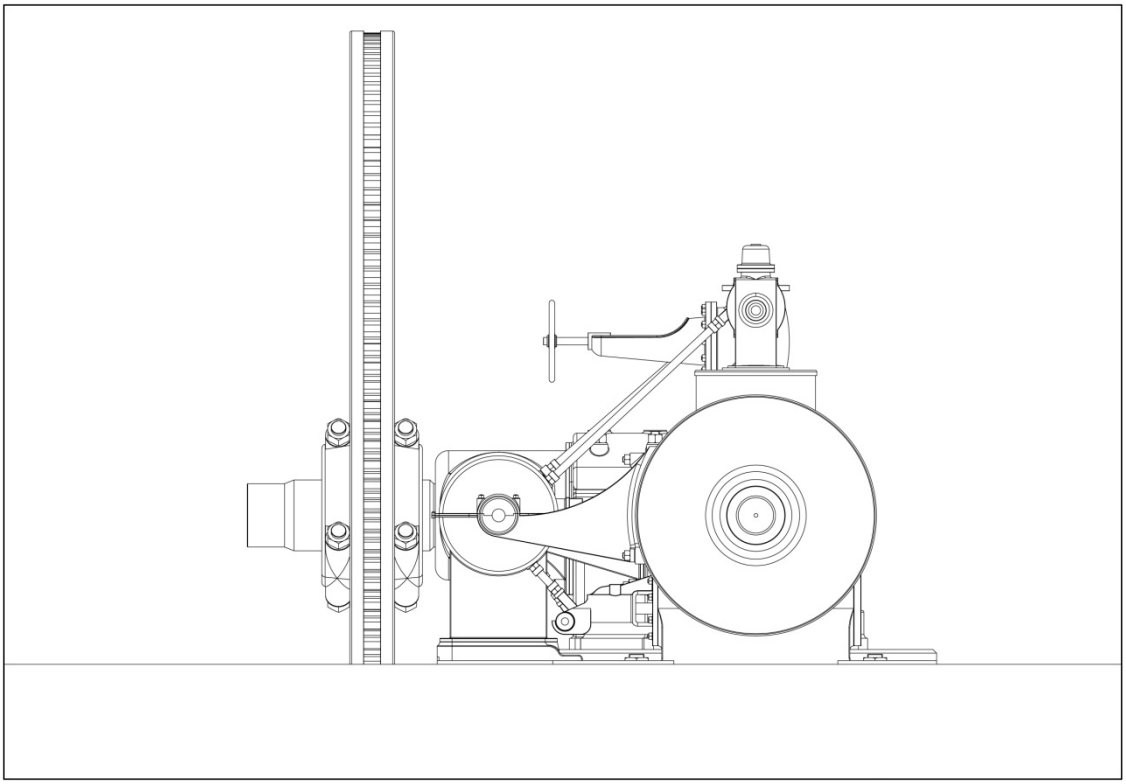


Figura 304. Perfil derecho de la máquina Fives-Lille.

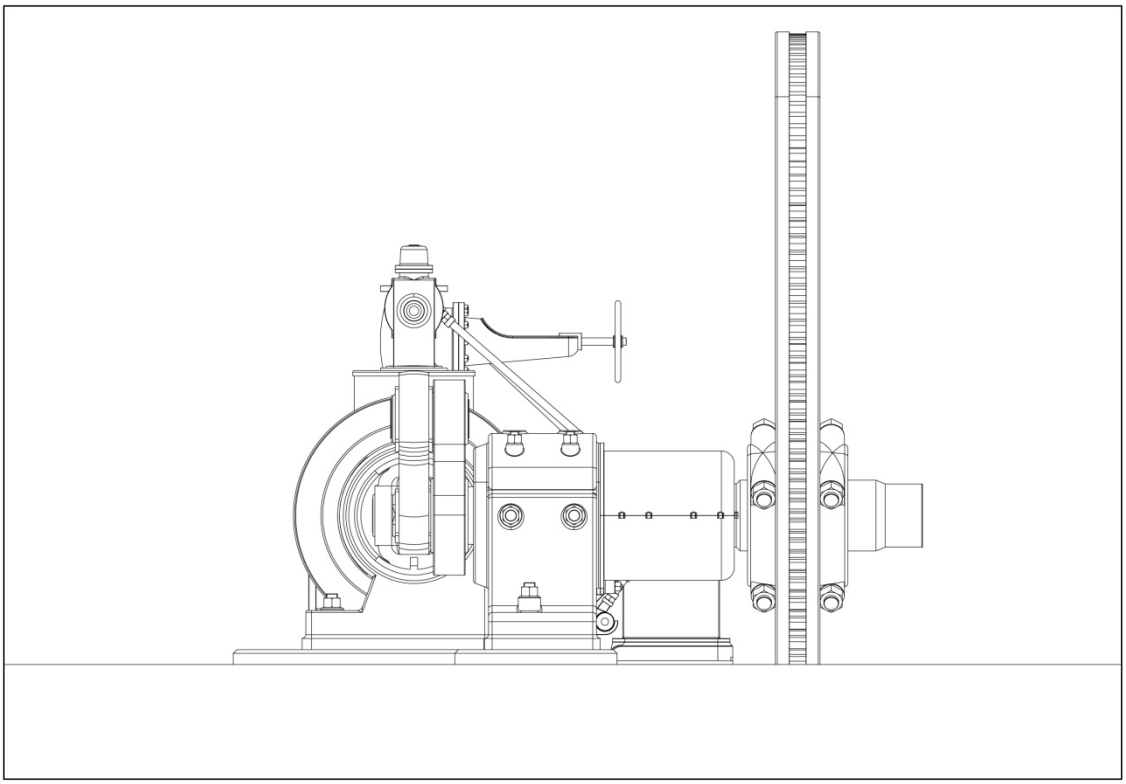


Figura 305. Perfil izquierdo de la máquina Fives-Lille.

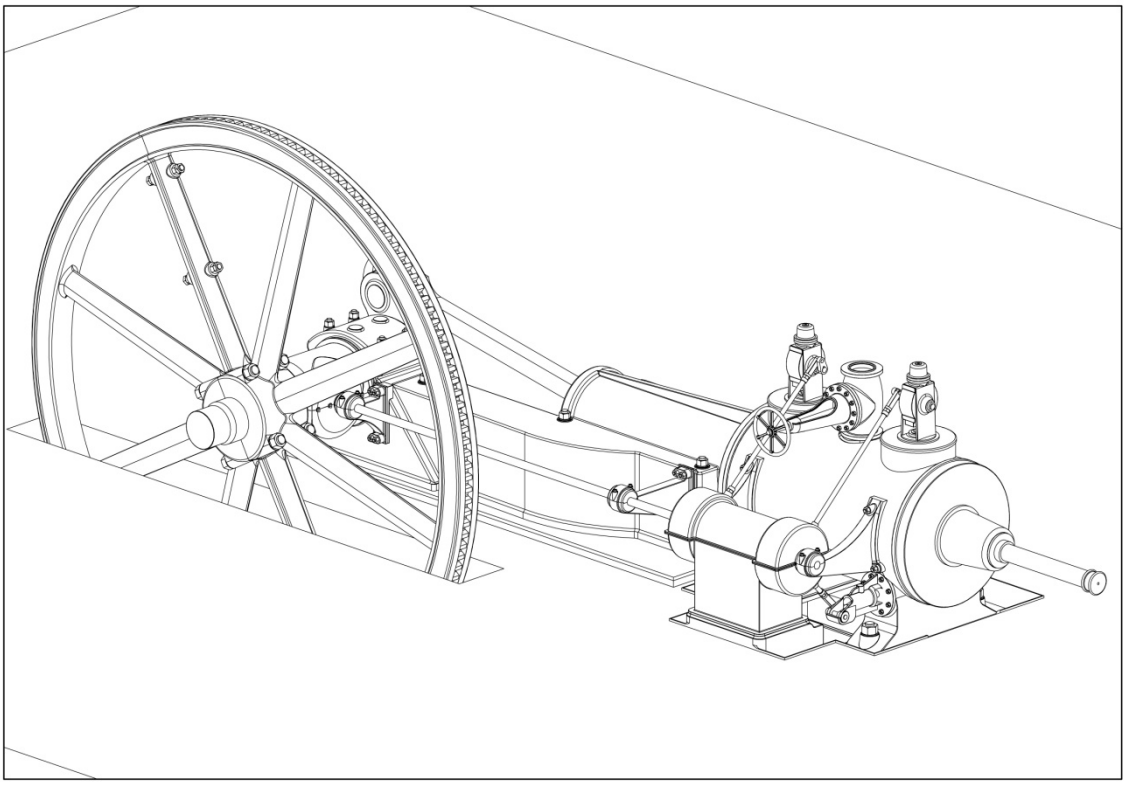


Figura 306. Perspectiva isométrica anterior de la máquina Fives-Lille.

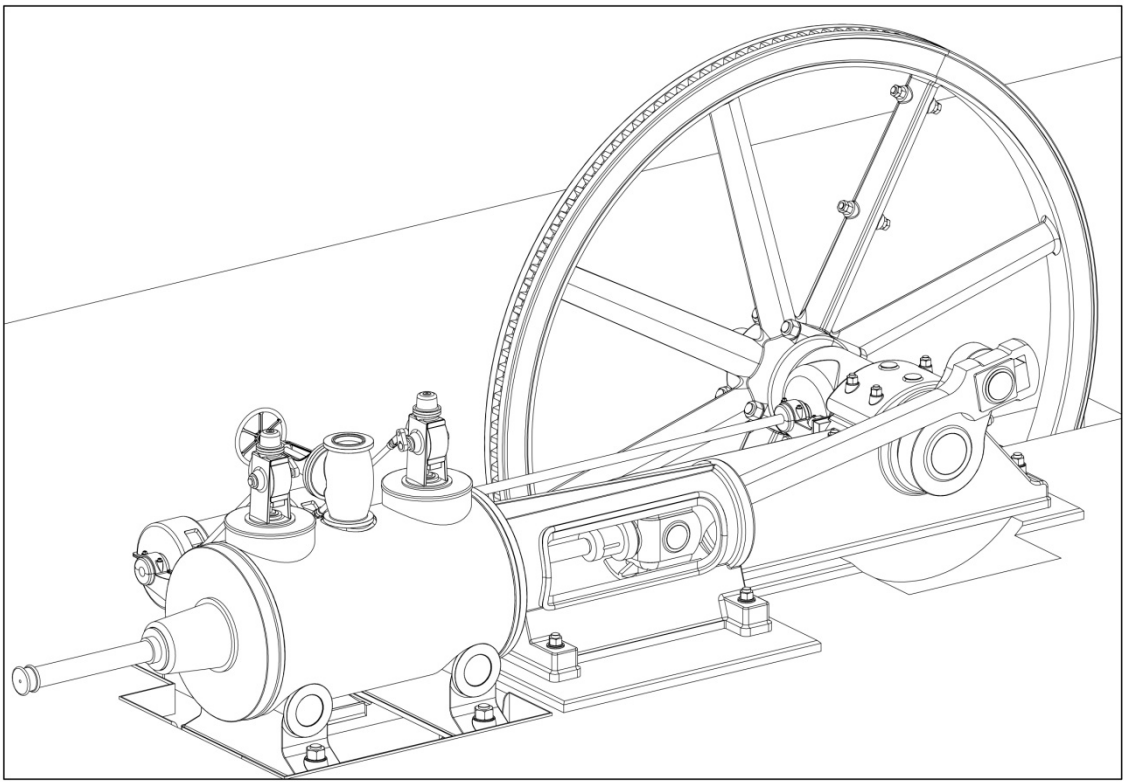


Figura 307. Perspectiva isométrica posterior de la máquina Fives-Lille.

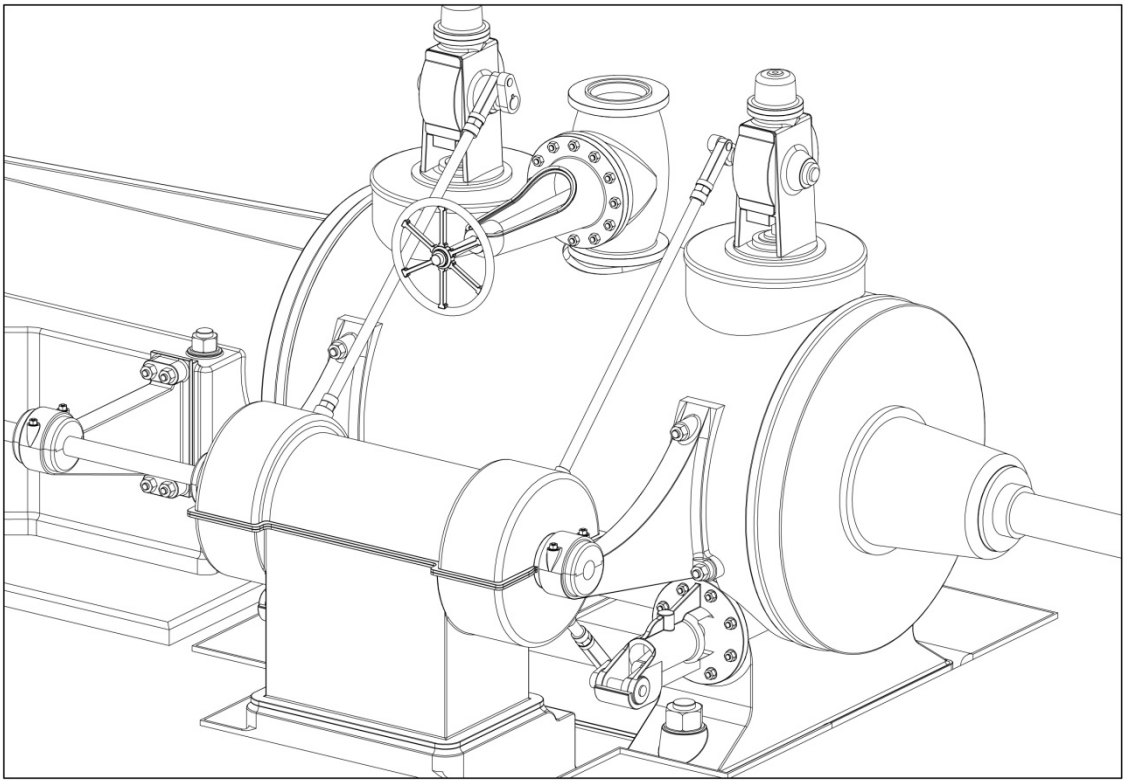


Figura 308. Vista de detalle del cilindro de la máquina Fives-Lille.

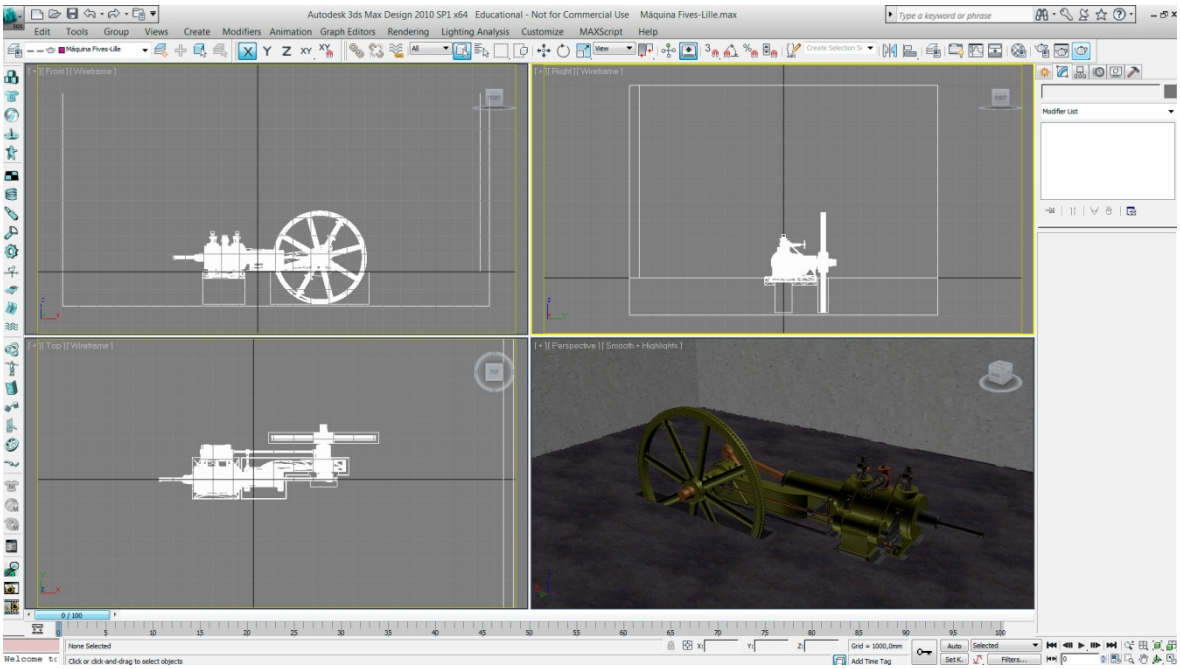


Figura 309. Visualización del modelo 3D de la máquina Fives-Lille en Autodesk 3ds Max Design 2010.

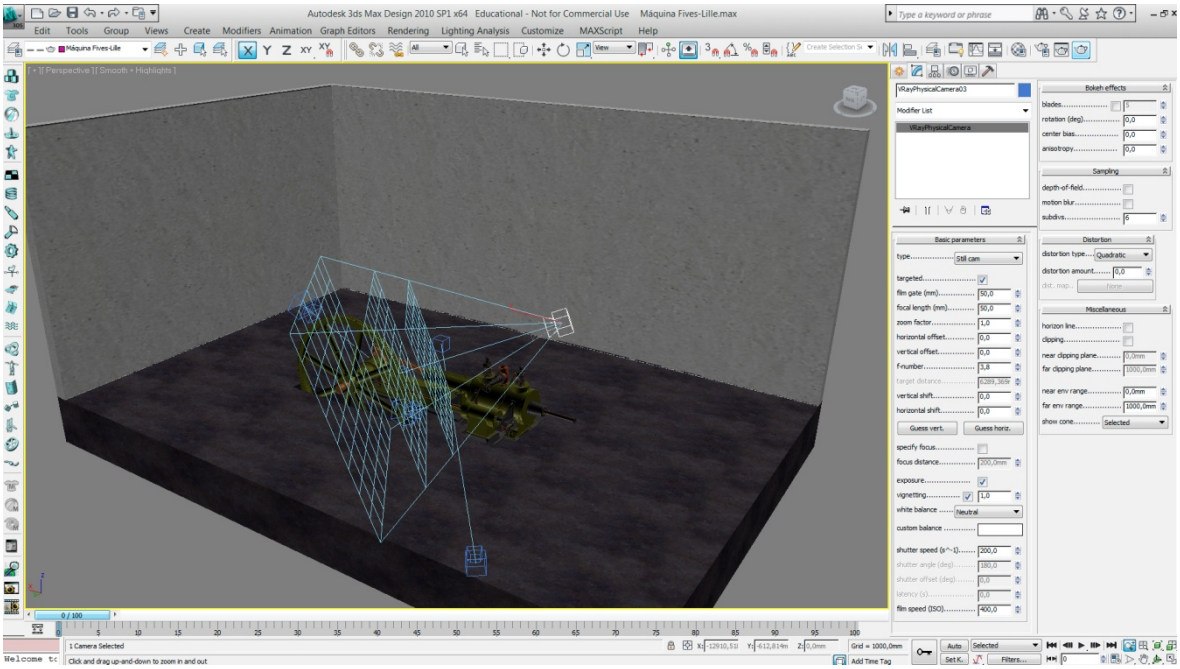


Figura 310. Posicionamiento y configuración de la cámara 03.

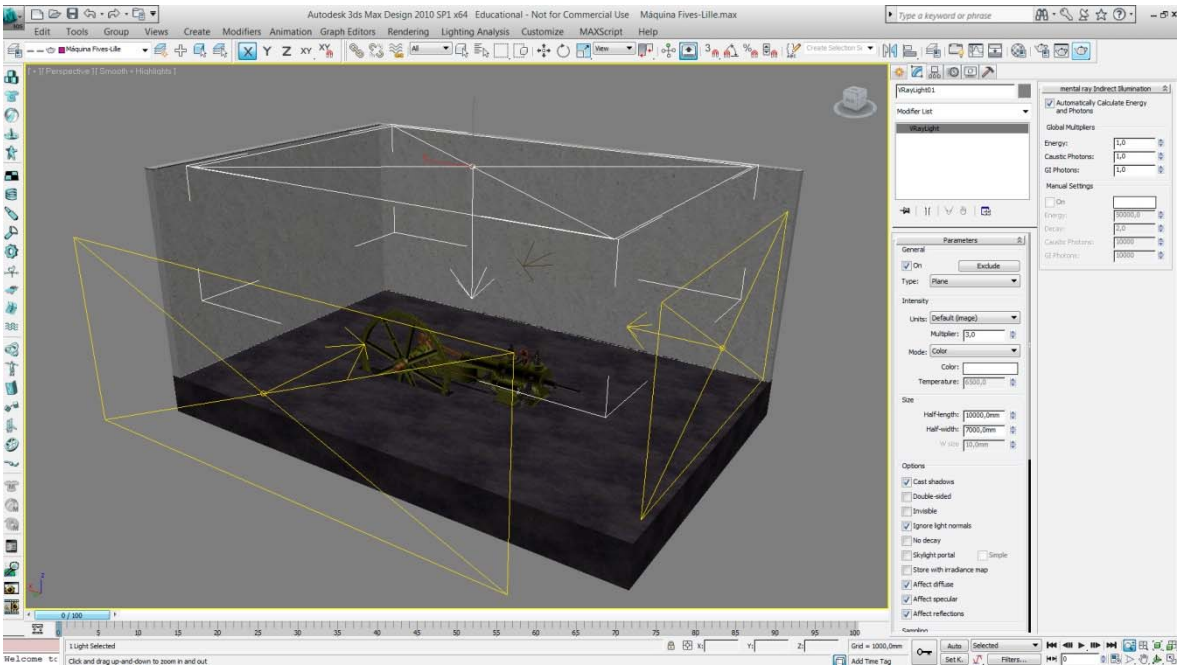


Figura 311. Posicionamiento y configuración de una luz del tipo VRayLight.

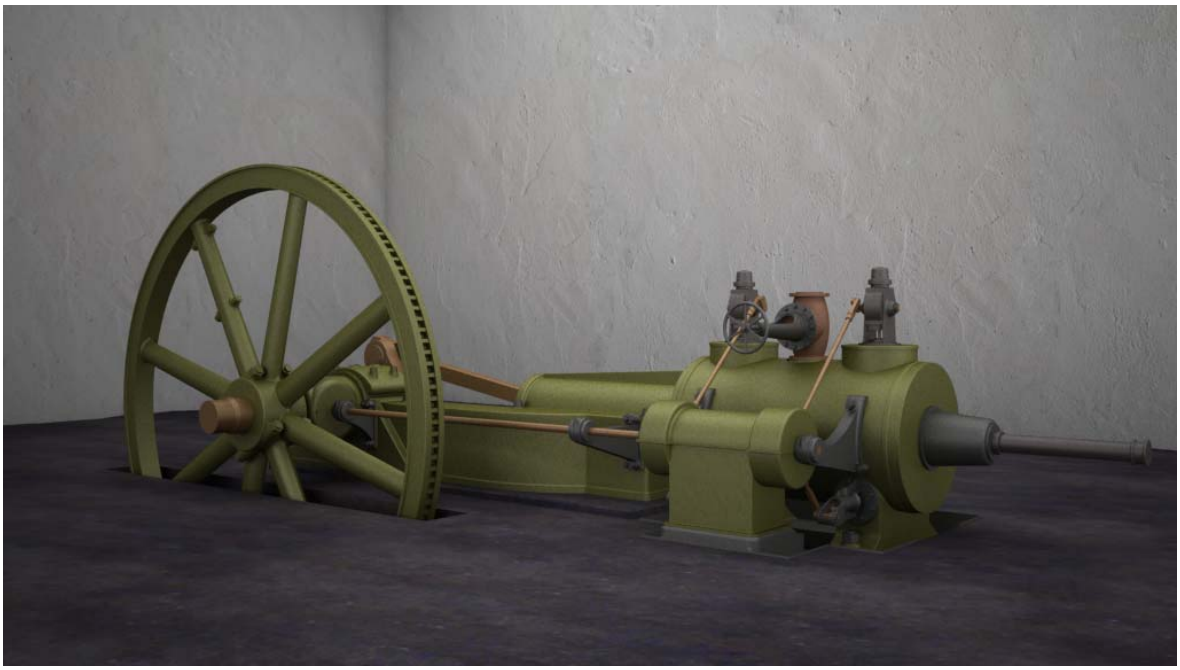


Figura 312. Render final de un plano general de la máquina Fives-Lille.

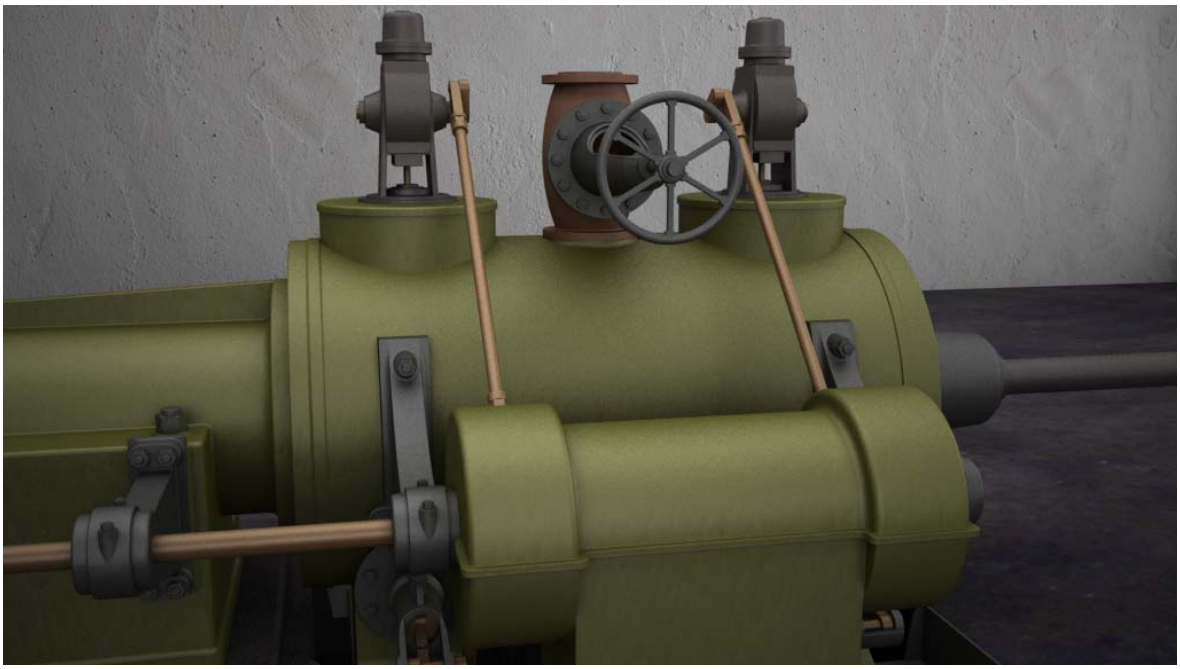


Figura 313. Render de un plano medio del cilindro de la máquina Fives-Lille.

Figura 314. Render de un plano medio del mecanismo biela-manivela de la máquina Fives-Lille.

Figura 315. Render de un plano medio del árbol de distribución secundario de la máquina Fives-Lille.

7.6. Recapitulación

En este capítulo se han expuesto brevemente los pasos seguidos en la fase de ingeniería gráfica, permitiendo obtener finalmente dos infografías de carácter realista que muestran en detalle los dos ingenios analizados, posibilitando comprender su funcionamiento y suponiendo, sin lugar a dudas un elemento de primera magnitud para su puesta en valor y difusión.

Capítulo 8

CONCLUSIONES

8.1. Introducción

En este capítulo se pretenden realizar consideraciones críticas de las soluciones aportadas por estas tipologías de máquinas de vapor dentro de su entorno cultural.

Fruto del desarrollo de los capítulos anteriores se obtienen como consecuencia una serie de conclusiones, tanto desde el punto de vista histórico como tecnológico. Finalmente se comentarán los posibles desarrollos futuros.

8.2. Conclusiones de carácter histórico

Al ser esta tesis doctoral un estudio histórico-tecnológico, resultado del trabajo de campo y de la documentación que se ha podido examinar, se pueden establecer las siguientes conclusiones en el plano histórico:

1. Según se ha podido constatar, los primitivos métodos para la obtención de azúcar de caña basados en una secuencia de operaciones necesarias para conseguir la extracción de la sacarosa del jugo de la caña mediante la molienda o prensado de ésta, tales como limpieza y clarificación de los jugos, evaporación para facilitar la concentración de estos, cocción de la meladura hasta la consecución cristales de azúcar, y finalmente la separación de estos del resto de las mieles no cristalizables, no experimenta grandes transformaciones durante siglos; concretamente en la Península Ibérica, desde tiempos de dominación musulmana hasta finales del siglo XVIII, donde se inicia el período de avance técnico que no finalizará hasta el último tercio del siglo XIX.

2. Esta tecnología azucarera comienza con unos rudimentarios procedimientos de molturación por accionamiento humano, como morteros y molinos de vaivén que fueron dejando paso a otros métodos de molienda donde se aprovechaba mejor la energía, ya fuese de origen humano, animal, eólico o hidráulico, apareciendo así los molinos giratorios o rotativos.

3. A principios del siglo XIX, la tecnología azucarera en la costa tropical andaluza, continuaba sin evolucionar debido principalmente a dos causas fundamentales: los rudimentarios y groseros artefactos artesanales utilizados como ‘maquinarias’ en las tareas anteriormente citadas del proceso productivo de obtención de azúcar, y por otro lado, a que se trataba de un método muy anticuado aplicado en dicho proceso.

4. A partir de 1845, se produce a nivel mundial y particularmente en la zona de estudio de la costa tropical andaluza, un punto de inflexión en la evolución tecnológica de la fabricación de azúcar de caña, debido fundamentalmente a la introducción de importantes mejoras tecnológicas y nuevos métodos de cultivo de la caña de azúcar y de su proceso de fabricación, llevada a cabo por Ramón de La Sagra, que era un gran conocedor de la industria azucarera, sobre todo de Cuba, cuyas modernas técnicas fueron importadas y aplicadas a los ingenios de la Península Ibérica.

5. Los nuevos métodos y maquinaria importados a la industria cañera española, mejoraron notablemente la productividad y rentabilidad de los ingenios azucareros, si

se la compara con la que a lo largo de siglos había sido una actividad industrial muy costosa y con una falta considerable de recursos adecuados para poder optimizar la producción; es por ello, por lo que esta industria experimenta un gran salto cualitativo y cuantitativo ya que se corrigen la mayoría de las deficiencias detectadas en todas las fases del proceso productivo, como la supresión de los molinos cilíndricos verticales de hierro colado, hornos individuales y fuego 'poco controlado' que quemaba el azúcar, además de la retirada del hediondo barro humedecido para blanquear el azúcar.

6. La nueva tecnología importada y aplicada a una moderna e incipiente industria de azúcar de caña española consistía en maquinaria que utilizaba vapor, aunque la elaboración de azúcar de forma artesanal continuaba conviviendo con la anterior. La tecnología del vapor surge en Europa gracias a la Revolución Industrial iniciada en Inglaterra a principios del siglo XIX, y destinada a la mejora del proceso productivo del azúcar de remolacha aunque se extendió al del azúcar de caña por ser procesos productivos similares. La máquina vapor construida por la compañía británica '*Fawett, Preston and Company Limited*' fue la primera en aplicarse de manera exitosa en 1817 al movimiento de un trapiche horizontal para molturación de caña de azúcar en Matanzas (Cuba).

7. A raíz del avance tecnológico de la industria del azúcar iniciado en Inglaterra, fueron apareciendo en Europa numerosas empresas suministradoras de maquinaria de vapor con tecnología compleja y eficiente requeridas para la fabricación de azúcar como las compañías francesas *Derosne Cail*, *Savalle* y *Fives-Lille*, la escocesa *Mirrlees Watson* o la alemana *Halle*, entre muchas otras, influyendo de manera decisiva en un más que notable incremento de la productividad.

8. Las dos máquinas de vapor que han sido objeto de estudio en esta tesis doctoral, fueron instaladas en la Vega de Granada a principios del siglo XX y alcanzaron el umbral máximo de desarrollo tecnológico, ya que fueron las últimas que se instalaron en las factorías azucareras de la costa tropical andaluza a finales de la década de los años veinte, antes de que el vapor fuese poco a poco siendo sustituido por máquinas accionadas por motores eléctricos, habiendo permanecido en perfecto orden de marcha, prácticamente hasta principios de los años ochenta en el caso de la francesa, y hasta principios del siglo XXI, la escocesa.

8.3. Conclusiones de carácter tecnológico

En el epígrafe anterior, se han tratado de avalar las entidades propias y diferenciales de las dos tipologías de máquinas de vapor en función de su difusión histórica y de su adaptación a las circunstancias históricas que las propiciaron. En este epígrafe se sustentarán dichas tipologías a través de sus características tecnológicas, asimilando las similitudes y diferencias entre ellas, y analizando qué ventajas e inconvenientes se pueden inferir de sus diseños.

1. Dentro de la gran variedad de tipos de distribución por válvulas, la máquina de vapor *Fives-Lille* adopta un subtipo de distribución denominado *Sulzer*, que se diferencia de la que adopta la máquina de vapor *Mirrlees-Watson* denominada *Corliss* por llaves,

trinquete y corredera, y en la que el movimiento de cierre de la válvula es perpendicular a la superficie de cierre de la misma, pero se asemeja a la anterior, ya que una vez realizado el cierre, la válvula queda inmovilizada y desconectada de los órganos exteriores de distribución unos instantes antes de la finalización del período de admisión (válvulas con mecanismo de cierre o caída libre).

2. A nuestro juicio, resulta más ventajoso desde el punto de vista geométrico, considerar el mecanismo de llaves, trinquete y correderas cilíndricas de la distribución *Corliss* en lugar de las correderas planas de la distribución *Meyer*, ya que evitan que la transmisión de la resultante de presiones de vapor sea perpendicular a su superficie de deslizamiento o espejo, por lo que se disminuyen las resistencias pasivas por rozamiento, permitiendo que las presiones puedan ser más elevadas.

3. Con un correcto ajuste de las cuatro llaves de las correderas cilíndricas se consigue un reparto homogéneo de las presiones del vapor sobre el espejo (compensación), disminuyendo el trabajo absorbido por rozamiento, permitiendo la utilización del vapor a mayor presión y temperatura. Las llaves son en esencia, cuatro distribuidores con un mecanismo de escape (escape libre), lo que las asemeja también a la distribución por válvulas *Sulzer*, debido a que la desconexión en éstas se lleva a cabo antes del cierre y normalmente al inicio de la carrera descendente de la válvula. Este ajuste o reglaje puede efectuarse de forma independiente.

4. El sistema de distribución por válvulas *Sulzer* ofrece la ventaja de controlar el funcionamiento de éstas sin ser desmontadas, debido a su accesibilidad desde el exterior.

5. Las válvulas *Sulzer* presentan una gran ventaja desde el punto de vista térmico, ya que son grandes economizadoras de vapor comparadas con las que las correderas cilíndricas de la distribución *Corliss*.

6. Las distribuciones por válvulas tienen una ventaja sobre las distribuciones por correderas ya que eliminan los deslizamientos entre superficies, por lo que son bastante más eficaces para altas presiones y grandes recalentamientos del vapor.

7. El cierre de la válvula de la distribución *Sulzer* se produce de forma instantánea sobre toda la superficie, lo que significa que la pérdida de vapor es menor que en el caso en el que el cierre se efectuase de forma progresiva, como es el caso de las correderas de sección circular de la distribución *Corliss.*

8. Tanto las distribuciones por válvulas como las de corredera resultan muy complicadas y costosas. Solamente, en el caso de pretender alcanzar un alto rendimiento térmico con grandes velocidades angulares se utilizan cuatro correderas cilíndricas.

9. Las válvulas *Sulzer* no se adaptan muy bien a grandes velocidades angulares (superiores a 120 rpm) cuando no son completamente desmodrómicas (de cierre libre o mecanismo de escape), es decir, cuando la desconexión con los órganos

exteriores se produce al inicio de la carrera descendente, por lo que en el instante antes de concluir la admisión, la válvula desciende por medio de un resorte produciéndose choques entre las superficies de asiento.

10. Puede afirmarse que las dos máquinas de vapor analizadas en esta tesis doctoral, poseen una característica en común y es que su sistema de distribución es de admisión variable. Quiere ello decir, que el cierre de la admisión no se producirá de forma instantánea en una posición fija y determinada del émbolo, sino que dicho grado, en cada embolada, va a estar condicionado por la posición de la espiga o manguito del regulador centrífugo, actuando sobre el número de revoluciones de la máquina, bien de una forma automática o controlada de forma manual por medio de un mecanismo de cierre de vapor pudiendo ser una válvula de corte o un regulador con control manual, entre otros.

11. En el sistemas de regulación con distribución *Corliss*, la corredera sencilla con admisión variable resulta bastante ventajosa desde el punto de vista económico, ya que utiliza el vapor a su máxima presión, incluso para los estados de carga más pequeños, pudiéndose modificar el grado de admisión de éste, automáticamente por medio del regulador o por accionamiento manual del maquinista, ajustándose a la potencia demandada por la máquina en cada momento. Este sistema de regulación formado por dos masas giratorias es menos complicado mecánicamente que el de la máquina *Fives-Lille*, diferenciándose de éste en que el regulador de la máquina francesa tiene una doble función, además de la de regular el número de revoluciones, y es la de regular la presión del vapor de escape o contrapresión.

12. Las distribuciones *Corliss* se caracterizan por poseer las lumbreras o canales de admisión con muy poco recorrido además de tener un volumen muy reducido, de tal forma que el vapor que sale de la corredera alcanza inmediatamente la superficie del cilindro, consiguiendo que el espacio perjudicial sea mínimo; además, se encuentran ampliamente separadas unas de otras, por lo que el vapor de admisión que entre en el cilindro circula separado de las paredes que son enfriadas por el vapor de escape, disminuyendo asimismo de forma considerable la condensación en el cilindro ya que la superficie de la lumbrera es pequeña.

13. En la distribución *Sulzer*, las válvulas tienden a 'estrangular' el cauce del vapor a su entrada al cilindro ya que, mientras dura el período de admisión, éstas no se encuentran totalmente abiertas al contrario que ocurre en las correderas que sí lo hacen en su totalidad, por lo que en este último caso, permanece invariable la temperatura del vapor en el cilindro respecto a la que existe en la cámara de dicha corredera.

14. En los diagramas dinámicos reales de las máquinas con distribución *Corliss* se puede constatar la práctica horizontalidad de la línea de admisión, quedando bien definido el punto de cierre.

15. Según se ha expuesto, en el diagrama dinámico real que obtuvo la compañía francesa *Fives-Lille* para la máquina de vapor de la fábrica de Ntra. Sra. del Pilar para el cálculo

de la presión media, se observa en la carrera de avance que la línea de admisión está retrasada y por consiguiente el punto de cierre no está bien definido adelantándose la línea de compresión. Análogamente, en la carrera de retroceso se disminuye ligeramente el retraso en la línea de admisión permaneciendo prácticamente invariables el adelanto de la línea de compresión. Asimismo, la potencia proporcionada por el diagrama dinámico ideal es mayor en la máquina de la compañía escocesa *Mirrlees-Watson*, es mayor (388,99 CV) frente a la de la máquina de la compañía francesa *Fives-Lille* (236,54 CV).

16. Los distribuidores de escape de la distribución *Corliss* están posicionados de tal forma que el agua de condensación que se quede en ellas es recogido y expulsado por el vapor de escape.

17. Según las fuentes bibliográficas consultadas para el estudio de la tipología de la distribución *Sulzer*, se ha observado que el mecanismo de accionamiento de las válvulas de escape de la máquina de vapor *Fives-Lille* presenta un mecanismo más evolucionado, pues el posicionamiento de las dos válvulas de escape ya no es colineal con los ejes de las dos válvulas de admisión sino perpendicular a estos, y se encuentran situadas por encima de la generatriz inferior del cilindro, mejorando la accesibilidad para el mantenimiento, montaje y desmontaje de las mismas.

18. A nuestro juicio, la razón de porqué se han escogido estas dos soluciones mecánicas, responde a que, tanto la máquina de vapor *Fives-Lille* como la máquina *Mirrlees-Watson*, al ser máquinas de simple expansión (monocilíndricas), presentan un serie de ventajas respecto a las de expansión múltiple (policilíndricas) desde el punto de vista mecánico, alcanzándose los ratios deseables de producción debido a sus óptimas eficiencias mecánicas, recomendándose la utilización de vapor recalentado. Estas ventajas son:

    a. Las máquinas monocilíndricas son menos complicadas mecánicamente, así como más pequeñas y de menor coste.
    b. Asimismo, se disminuyen las pérdidas por rozamiento ya que aunque los mecanismos sean menos pesados, la eficiencia mecánica es superior a las máquinas de expansión múltiple.
    c. La regulación del vapor es menos complicada con las distintas demandas de potencia, ya que en las máquinas policilíndricas, las variaciones de presión y temperatura del vapor de admisión en el cilindro de alta, no son instantáneas en el cilindro de baja.

    En el caso de las máquinas de vapor, *Fives-Lille* (presión absoluta de admisión de 9 kg/cm^2) y la máquina *Mirrlees-Watson* (presión absoluta de admisión de 9,5 kg/cm^2), se encuentran en el límite, pues a partir de 8 ó 9 kg/cm^2, se hacen recomendables las bicilíndricas (cilindros de alta y baja), y a partir presiones absolutas de 10 kg/cm^2 las tricilíndricas (cilindro de alta, media y baja).

19. Tanto la máquina de vapor *Fives-Lille* como la máquina *Mirrlees-Watson*, como máquinas de expansión simple que son, trabajan con un solo cilindro con vapor a

presiones muy altas, por lo que se optimiza el consumo de vapor por CV/hora, aunque al no disponer de un cilindro de baja (expansión múltiple o policilíndrica) presentan, entre otros, cuatro inconvenientes importantes:

a. El incremento de las pérdidas intersticiales por la diferencia de presiones entre las dos caras del émbolo.
b. Aumento de las pérdidas por enfriamiento debido a la caída de temperatura entre el vapor de admisión y las paredes del cilindro.
c. Se hace necesario que el grado de admisión se deba mantener en un rango muy pequeño de presiones, lo que entorpece la función del regulador ya que la más mínima variación en dicho grado influye notablemente sobre la potencia y su regularidad.
d. Se producen grandes fluctuaciones en los esfuerzos que se ejercen sobre el émbolo y el vástago de éste, lo que hace necesario sobredimensionar las secciones y el peso de estos para disminuir los efectos que la inercia de las masas producen en ellos, por lo que también se traduce en una pérdida de uniformidad en el movimiento y el grado de admisión. Por esta razón, para solventar todos estos inconvenientes se ha de procurar que el vapor se expansione secuencialmente entre dos o más cilindros.

20. Los rendimientos mecánicos en máquinas alternativas con válvulas de admisión múltiples, en el caso estudiado con distribución tipo *Sulzer*, se encuentran en un rango de eficiencia teórica comprendido entre el 85 y 93 %, y para el caso de máquinas alternativas con correderas cilíndricas, es decir con distribución tipo *Corliss*, se encuentran en un rango comprendido entre el 60 y 70 %, por lo indicado en la conclusión 7 de este apartado.

21. Se han obtenido los ratios de trabajo invertido por tonelada molturada de 5,05 KWh/Tm para la máquina de vapor Fives-Lille y de 6,08 KWh/Tm para la máquina de vapor Mirrlees-Watson, lo que implica una capacidad máxima de molienda en torno a las 35,41 Tm/h y 50 Tm/h respectivamente, utilizando el molino 24 h al día, y considerando un régimen de giro en plena campaña y a plena carga de 50 rpm, por lo que la tasa de producción horaria y por rpm arroja una valor de 0,78 Tm/h*rpm y 1,11 Tm/h* rpm, respectivamente.

22. Como conclusión final, y con el siempre inestimable asesoramiento del profesor Giménez Yanguas, creemos que quizás la conclusión más importante, es que dichos ingenios mecánicos han perdurado en el tiempo gracias a haber funcionado en cogeneración, es decir, se ha reutilizando el vapor de escape aprovechando su energía térmica para la fabricación, es decir, transfiriéndolo a los intercambiadores, alimentación de evaporadores, para el recalentamiento de los jugos o la cocción en las tachas, entre otras funcionalidades.

8.4. Desarrollos futuros

Esta tesis doctoral pretende ser el primero de los trabajos dedicados a la recuperación del patrimonio histórico industrial sobre tipologías de molinos azucareros andaluces accionados por máquinas de vapor, priorizando el estudio de aquellas zonas con

maquinarias en peligro de desaparición inminente como se ha podido constatar por la existencia de más vestigios industriales en las provincias Málaga, Granada y Almería.

Asimismo, se pretende divulgar este rico patrimonio histórico industrial, así como su puesta en valor gracias al concurso de la ingeniería gráfica, que proporciona productos multimedia de carácter realista y que explican visualmente la historia y el funcionamiento de dichos ingenios, dentro de su entorno cultural, consiguiendo de esta forma un legado para las generaciones venideras que muestre el desarrollo tecnológico de una determinado enclave geográfico.

Por último, se podría plantear el estudio técnico y gráfico de las invenciones recogidas en el Anexo 1 sobre los privilegios y patentes de invención del Archivo Histórico de la Oficina Española de Patentes y Marcas.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

AGUIRRE SORONDO, A. (1988): *Tratado de molinología (Los molinos de Guipúzcoa).* Ed. Eusko Ikaskuntza (Fundación José Miguel Barandiarán). San Sebastián.

AUTODESK (2009): *Learning Autodesk 3ds Max Design 2010*. Elsevier. Amsterdam.

AYALA CARCEDO, F.J.; ALÁEZ ZAZUERCA, J.A. (2001): *Historia de la Tecnología en España.* 2 volúmenes. Valtanea. Barcelona.

AZNAR VALLEJO E.; VIÑA BRITO, A. (1990): El azúcar en Canarias. *Actas del Primer Seminario Internacional: La caña de azúcar en tiempos de los grandes descubrimientos (1450-1550).* Diputación Provincial de Granada. Granada, España. pp. 173-188.

BÄHR, H.; HERRE, O. (1959): *La Escuela del Técnico Mecánico. Tomo VII. Calderas y Máquinas de vapor*. Traducción de la 3ª edición alemana bajo la dirección de José Serrat y Bonastre. Labor. Barcelona.

BIRRIEL SALCEDO, M. (1993): La producción azucarera de la Andalucía Mediterránea, 1500-1750. *Actas del III Seminario Internacional de la Caña de Azúcar*. Diputación Provincial de Granada. Granada.

CAMBRÓN INFANTE, A. (1999): *La experiencia azucarera de Ramón de la Sagra: concreción y alcance de un proyecto económico y social*. Universidad de La Coruña. La Coruña.

CANDOLLE, A. (1883): Origine des plantes cultivées. Germer Baillière. Paris.

CANTERO, J. G. (1857): Los ingenios. Colección de vistas de los principales ingenios de azúcar de la Isla de Cuba. Litografía de Luis Marquier. La Habana

CASTAÑEDA, J. (1761): *Compendio de los diez libros de arquitectura de Vitruvio.* Imprenta de don Gabriel Ramírez. Madrid.

CLAVERO MONTENEGRO, V. (2000): *Proyecto Regina: 'Azucarera Ntra. Sra. del Carmen en Torre del Mar'*. Universidad de Málaga. Málaga.

COMPANY, M. (1959): M*anual del ingeniero de taller*. Tomo II. Traducción de las ediciones 4ª y 5ª del Betriebshütte de la Academia Hütte de Berlín. Gustavo Gili. Barcelona.

DANIELS, J.; DANIELS, C. (1988): The Origin of the Sugarcane Roller Mill. *Technology and culture*, 29(3): 493-535.

GRAFFIGNY, H. (1897): *Fogonero-conductor de máquinas de vapor*. Librería editorial de Bailly-Baillière e Hijos. Madrid.

DE LA SAGRA Y PERIS, R.D. (1845): *Informe sobre el cultivo de la caña de y fabricación del azúcar en las costas de Andalucía*. Imprenta del Colegio de Sordo-Mudos y Ciegos. Madrid.

DESARCES, H. (1926): *Gran enciclopedia práctica de la mecánica. El tecnicismo y la práctica modernos*. *Tomo Segundo*. Publicada con la colaboración de Charron, E. *et al.*, vertida al español y aumentada por Miguel Useros García. Labor. Barcelona.

DIAZ GARCÍA, A.; MALPICA CUELLO, A. (1988): *El cultivo de la caña de azúcar en la costa granadina en época medieval. Motril y el azúcar en época medieval.* Ayuntamiento de Motril y Azucarera del Guadalfeo en Salobreña (Granada).

DUBBEL, H. (1926): *Manual del constructor de máquinas. Tomo I.* 3ª edición española traducción de la 3ª edición alemana bajo la dirección de J. Serrat y Bonastre. Labor. Barcelona.

DUBBEL, H. (1962): *Manual del constructor de máquinas. Tomo II.* 2ª edición española traducción de la 8ª edición alemana bajo la dirección de J. Serrat y Bonastre. Labor. Barcelona.

FERNÁNDEZ DE OVIEDO Y VALDÉS, G; AMADOR DE LOS RÍOS, J. (1855): Historia General de las Indias: Islas y tierra-firme del mar océano. Real Academia de la Historia. Madrid.

FERNÁNDEZ LAVANDERA, E.; FERNÁNDEZ RODRÍGUEZ, C. (1997): *Los molinos: patrimonio industrial y cultural.* Grupo Editorial Universitario. Granada.

FERNÁNDEZ PÉREZ, J.; GONZÁLEZ TASCÓN, I. (1990): El largo camino hacia occidente de la caña de azúcar. En: La agricultura viajera: cultivos y manufacturas de plantas industriales y alimentarias en España y en la América Virreinal. CSIC. Madrid.

FORNER MUÑOZ, S. (1991): "Arqueología industrial. Concepto, Teoría y Métodos". *Arqueología Industrial (notas para un debate).* Secretariado de Publicaciones e Intercambio Científico de la Universidad de Málaga. Málaga.

GARCÍA TAPIA, N. (1992): *Del Dios del fuego a la máquina de vapor. Introducción de la técnica de Hispanoamérica*. Ámbito. Instituto de Ingenieros Técnicos de España. Valladolid.

GARCÍA TAPIA, N. (1994): *Patentes de invención españolas en el Siglo de Oro*. Ministerio de Industria y Energía. Madrid.

GOFFI, V. (1926): *Manual del ingeniero mecánico y del proyectista industrial*. Librería Internacional de Romo. Madrid.

GONZÁLEZ TASCÓN, I. (1990): El azúcar en el viejo mundo: El impacto en su elaboración. *Actas del Primer Seminario Internacional: La caña de azúcar en tiempos de los grandes descubrimientos (1450-1550).* Diputación Provincial de Granada. Granada.

GONZÁLEZ TASCÓN, I.; FERNÁNDEZ PÉREZ, J. (1989): El azúcar en el viejo Mundo. *Actas del Primer Seminario Internacional: La caña de azúcar en tiempos de los grandes descubrimientos (1450-1550).* Diputación Provincial de Granada. Granada. pp. 99-130.

HEEPKE, W; HERRE, O. (1943): *La Escuela del Técnico Mecánico. Tomo V. Máquinas elevadoras. La máquina de vapor*. Traducción de la 2ª edición alemana bajo la dirección de José Serrat y Bonastre. Labor. Barcelona.

HODGE, T. (1991): "Una fábrica romana". *Investigación y Ciencia, nº172, Enero 91.* Prensa Científica. Barcelona.

HUDSON, K. (1976): *The Archeology of industry.* Thames Ed. London.

HÜTTE (1938): *Manual del ingeniero. Tomo II.* 2ª traducción por Rafael Hernández de la 26ª alemana. Gustavo Gili. Barcelona.

IZART, J. (1928): *Aide-mémorie de l´ingenieur mécanicien*. 5ª edición. Dunod. Paris.

JERIE, J.D. (1937): *Elementos de máquinas. La Escuela del Técnico Mecánico. Tomo IV.* Iniciado por el profesor Karl Gerog Weitzel. Publicado bajo la dirección del profesor Alfred Holtz. Labor. Barcelona.

KEMPE, H. (1928): *The engineer´s year book for 1928, 35th Edition, practise with science*. Londres.

LABAT, J. B. (1724): Nouveau voyage aux isles de l'Amérique. P. Husson. La Haya.

LÓPEZ ÁLVAREZ, X. (1995): Molinos de mar en Asturias. *Actas de las I Jornadas nacionales sobre Molinología.* Fundación Juanelo Turriano, Seminario de Sargadelos y Museo do Pobo Galego. A Coruña.

LUCINI, M.; ALEIXANDRE, A. (1967): *Máquinas de vapor I, carburadores y mezclas II y ejes III*. ETS de Ingenieros Industriales de Madrid. Litoprint. Madrid.

MARTÍN RODRIGUEZ, M. (1982): *Azúcar y descolonización: Origen y desenlace de una crisis agraria en la vega de Granada. El ingenio de San Juan, 1882-1904.* Instituto de Desarrollo Regional. Universidad de Granada. Granada.

MARTÍN RODRÍGUEZ, M. (1994): *Del trapiche a la fábrica de azúcar, 1779-1904.* Nadal y J. Catalán. Universidad de Granada. Granada.

MARTÍN RODRIGUEZ, M.; MALPICA CUELLO, A. (1992): *El azúcar en el encuentro entre dos mundos.* Asociación General de Fabricantes de Azúcar de España. Madrid.

MORENO FRAGINALS, M.R. (1978): El ingenio: complejo económico social cubano del azúcar. Ciencias Sociales. La Habana.

MORÍS MENÉNDEZ-VALDÉS, G. (2001): *Ingenios hidráulicos históricos: molinos, batanes y ferrerías.* Colegio Oficial de Ingenieros Industriales de Asturias y León y Escuela Superior de Ingenieros de Gijón. Oviedo.

MOTT, R. (1995): *Ruedas dentadas de talla recta. Diseño de elementos de máquinas.* 1ª edición en español. Traducción de Arturo Córdova. Prentice-Hall Hispanoamericana. México.

PÉREZ VIDAL, J. (1973): La cultura de la caña de azúcar en el Levante español. Instituto Miguel de Cervantes (CSIC). Madrid.

PIÑAR SAMOS, J.; GIMÉNEZ YANGUAS, M. (1996): Motril y el azúcar: Del paisaje industrial al patrimonio tecnológico 1845-1995. Asukaría Mediterránea. Motril (Granada).

PIÑAR SAMOS, J; GIMÉNEZ YANGUAS, **M.; MARTÍN RODRIGUEZ, M.** (1998): El azúcar de la Costa. En: *Historia económica de Granada.* Diputación Provincial de Granada. Granada.

PSEUDO JUANELO TURRIANO (1996): *Los veintiún libros de los ingenios y máquinas de Juanelo Turriano.* 5 volúmenes. Fundación Juanelo Turriano y Doce Calles. Madrid.

RAMOS, M.D.; CAMPOS, C.; MARTÍN, M.A. (1991): Introducción al Seminario de Arqueología industrial. *Arqueología Industrial (notas para un debate).* Secretariado de Publicaciones e Intercambio Científico de la Universidad de Málaga. Málaga.

REYES MESA, J.M. (1998): Fuerzas motrices aplicadas a los molinos harineros de la provincia de Granada. *Actas de las II Jornadas de Molinología.* Museu de la Ciència i de la Tècnica de Catalunya, Fundación Juanelo Turriano y Fundació Pública Institut d'Estudis Ilerdencs de la Diputació de Lleida. Tarrasa (Barcelona).

REYES MESA, J.M. (2001): *Evolución y tipos de molinos harineros: del molino a la fábrica.* Edición propia del autor. Granada.

RICHARDSON, A. (1962): *Tratado de molinología.* Sintes. Barcelona.

ROCHEFORT, C. ; POINCY, L. ; DU TERTRE, J. B. ; BRETON, R. ; GUERRA, F. (1655): Histoire naturelle et morale des îles Antilles de l'Amérique. Chez Arnout Leers. Roterdam.

RODRÍGUEZ ECHEMENDIA, P. (1997): *Manual de cálculo rápido para la industria azucarera*. Inspección Estatal Energética. La Habana (Cuba).

ROJAS SOLA, J.I. (1997): *Estudio histórico-tecnológico de molinos y prensas para la fabricación de aceite de oliva. Aplicación al estudio en detalle y reconstrucción gráfica de una prensa de viga y quintal.* Instituto de Estudios Giennenses (Colección Investigación). Jaén.

SAMPEDRO FERNÁNDEZ, A.(1998): Léxico molinológico. *Revista Molinum nº 2: diciembre 98.* Asociación para la Conservación y Estudio de los Molinos (A.C.E.M.). Madrid.

SANCHEZ FLORES, R. (1980): Historia de la tecnología y la invención en México. Fomento cultural Banamex. Mexico.

SANDOVAL, F.B. (1951): La industria del azúcar en Nueva España. Universidad Nacional Autónoma de México. México.

SCRANTON, P.A. (1913): *Reguladores de máquinas de vapor.* Primera edición. Internacional Educational Publishing Company. México.

SCRANTON, P.A. (1914): *Máquinas de vapor sin condensación.* Primera edición. Internacional Educational Publishing Company. México.

SHIGLEY, J.; MITCHELL, L. (1985): *Diseño en ingeniería mecánica.* 3ª edición en español traducida de la 4ª edición en inglés de Mechanical engineering design (McGraw Hill). Impresiones y editores, S.A. México D.F.

SOTO LARA, F. (2000): *Proyecto Regina. Máquina de vapor Fives-Lille de 1929*. Universidad de Málaga. Málaga.

TITOS MARTÍNEZ, M. (1998): *Historia económica de Granada*. Cámara de Comercio, Industria y Navegación de Granada. Granada.

UHLAND, W.H. (1879): *Corliss-engines and allied steam-motors working with and without automatic variable expansion*-gear. E. & F.N. Spon. Londres.

WAGUESPACK, C.; JAHRAUS., L. (2009): *Mastering Autodesk Inventor 2010*. Wiley Pub. Indianapolis.

WATSON, A.M. (1998): Innovaciones en la agricultura en los primeros tiempos del mundo islámico. Colección Chronica nova. Estudios históricos. Universidad de Granada. Granada.

ÍNDICE DE FIGURAS

ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
1. Piedras molares para la extracción de azúcar de caña mediante prensado	32
2. Viga de prensado sobre una piedra molar para la extracción de azúcar de caña	32
3. Molienda con mortero de mano	36
4. Molino de accionamiento humano	37
5. Molino azucarero de accionamiento humano en un ingenio colonial de América	38
6. Mola jumentaria	38
7. Molino de accionamiento animal	39
8. Aceña o molino de río de rueda vertical	40
9. Molinos harineros de Barbégal	40
10. Molino azucarero de río de rodete vertical en una colonia de América Latina	41
11. Molino de río de rodete horizontal para molienda de azúcar	41
12. Molino de río de rodete horizontal	41
13. Factoría azucarera con molino hidráulico	42
14. Molino de cubo de presión en Abla (Almería)	42
15. Cárcavo del molino de cubo de Abla (Almería)	43
16. Molino de regolfo	43
17. Molino de barca	44
18. Molino de viento de torre	45
19. Molino de viento de pivote	46
20. Piedras soleras de la Casa de la Palma en Motril (Granada)	48
21. Vasijas cerámicas del siglo XVI para el cuajado del azúcar	48
22. Sistema hidráulico de noria para elevación de agua en la India	55
23. Molino de azúcar de accionamiento humano. Grabado chino	55
24. Ingenio musulmán de piedras molares. La piedra volandera es accionada por tiro animal	57
25. Mapa veneciano de Creta con las cuatro regiones de la Isla creadas desde el siglo XIV	59
26. Mapa manuscrito del Mediterráneo, centro de la expansión de la caña en la Edad Media	60
27. Ingenio brasileño de caña de azúcar	62
28. Ingenio de Las Antillas formado por tres rodillos verticales	63
29. Rutas del azúcar y evolución del número de ingenios azucareros	66
30. Rutas del azúcar y trata de negros	66
31. Esquema de un alambique de aguardiente de caña de azúcar de un ingenio colombiano.	67
32. Evolución tecnológica de los molinos cilíndricos de azúcar	69
33. Ingenio de tres tambores horizontales con rodete vertical hidráulico	69
34. Grabado chino de un trapiche de dos mazas cilíndricas verticales con tiro animal	70
35. Ingenio de tres cilindros verticales accionado por caballerías	71
36. Ingenio de tres mazas verticales con sistema de piñón-corona y rodete vertical hidráulico	73
37. Ingenio de tres rodillos verticales distintos propuesto por José Ocampo	74
38. Ingenio de cinco rodillos verticales propuesto por José María López de Villavicencio	74
39. Sección croquizada de una paila de hierro fundido del siglo XVIII para hervir el guarapo	75
40. Paila de de hierro para purificación del jugo con doble fondo para circulación del vapor	76
41. Molino azucarero antillano tipo 'portugués' accionado por energía eólica	76
42. Alzado y Planta de una distribución de pailas por 'tren francés'	77
43. Primera aplicación del vapor a un ingenio de azúcar en Jamaica en 1770	79
44. Máquina de vapor de la firma Fawett, Preston & Co. Ltd de 1817	79
45. Ingenio a vapor tipo 'péndola' de Lester	80
46. Intercambiador de calor de serpentín con sistema Lester para cocción de los jugos	80

	Página
47. Molino de azúcar	85
48. Trapiche de tres mazas verticales	86
49. Vista en planta de un molino de azúcar de tres rodillos verticales	86
50. Detalle del telar de un molino de tres mazas verticales accionado por caballerizas	87
51. Molino de rodete hidráulico horizontal	88
52. Detalle de horno reverbero para un tren de pailas en una sala de calderas	89
53. Formas y utensilios utilizados en la cocina de un ingenio	90
54. Vista interior de una casa de purga	91
55. Máquina de vapor del catálogo de la firma alemana Halle (1920)	96
56. Rodillos para el tren de molienda del catálogo de la firma alemana Halle (1920)	96
57. Fábricas de azúcar de caña existentes en España a finales del siglo XIX	99
58. Aparato de triple efecto de Derosne y Cail para concentración de jugos	100
59. Evaporador de quíntuple efecto de la casa Mirrlees-Watson	100
60. Tacha para cocción y cristalización de la compañía Fives-Lille (1880)	101
61. Tacha para cocción y cristalización de la meladura de la compañía Mirrlees-Watson	101
62. Caldera para producción de vapor de la compañía Stirling	102
63. Caldera para producción de vapor de la compañía Babcock & Wilcox	102
64. Batería de centrifugadoras para separación del azúcar	103
65. Plano de situación de la costa tropical mediterránea	114
66. Plano de situación de los municipios de Motril y Salobreña	115
67. Vista aérea de la fábrica de azúcar de Ntra. Sra. del Pilar	117
68. Vista actual del exterior de la fábrica Ntra. Sra. del Pilar	117
69. Vista actual del interior de la fábrica Ntra. Sra. del Pilar	118
70. Edificio primitivo que daba acceso a la fábrica de azúcar de Ntra. Sra. del Pilar	118
71. Vista de la chimenea de la fábrica de Ntra. Sra. del Pilar (1929)	119
72. Vista del tren de molinos en la nave de molienda en la fábrica Ntra. Sra. del Rosario	121
73. Vista del tren de engranajes en la nave principal en la fábrica Ntra. Sra. del Rosario	121
74. Vista del exterior de la fábrica Ntra. Sra. del Pilar	123
75. Vista de la plaza de cañas de la fábrica Ntra. Sra. del Rosario	123
76. Vista del interior de la fábrica Ntra. Sra. del Rosario	123
77. Máquina de vapor de la compañía Fives-Lille de Ntra. Sra del Pilar	127
78. Vista de conjunto de la máquina de vapor de la Mirrlees-Watson	128
79. Vista de conjunto de la máquina de vapor Mirrlees-Watson	128
80. Ficha técnica de mantenimiento de la máquina Mirrlees Watson	130
81. Ficha con características técnicas de la máquina Mirrlees-Watson	130
82. Detalle del bastidor tipo 'balloneta' de la máquina Fives-Lille	132
83. Detalle del bastidor tipo 'horquilla' de la máquina Mirrlees-Watson	133
84. Detalle del soporte del árbol de distribución de la máquina Fives-Lille	134
85. Parte delantera del soporte del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson	135
86. Parte trasera del soporte del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson	135
87. Detalle del árbol de distribución de la máquina Fives-Lille	136
88. Detalle en alzado del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson	137
89. Posicionamiento del piñón motriz respecto al tren reductor de la máquina Fives-Lille	138
90. Detalle del piñón motriz de la máquina Mirrlees-Watson	138
91. Detalle de las dos mitades del volante de inercia desmontado	139
92. Volante de inercia de ocho radios de la máquina Mirrlees-Watson	140
93. Detalle del émbolo de la máquina Fives-Lille	141
94. Detalle del émbolo de una máquina con distribución Corliss similar a la Mirrlees-Watson	142
95. Detalle de los anillos elásticos perimetrales del émbolo de la máquina Fives-Lille	143
96. Detalle de los anillos del émbolo de la máquina Fives-Lille	143
97. Detalle del anillo central de máquina con distribución Corliss similar a la Mirrlees-Watson	144
98. Detalle de la unión del vástago con el émbolo de la máquina Fives-Lille	144
99. Detalle de la unión del vástago con el émbolo de máquina con distribución Corliss	145
100. Detalle del vástago del émbolo de la máquina Fives-Lille	146

	Página
101. Detalle del vástago del émbolo de la máquina Mirrlees-Watson	147
102. Detalle del vástago del émbolo lado tapa de la máquina Mirrlees-Watson	147
103. Detalle de la unión del vástago a la cruceta en la máquina Fives-Lille	148
104. Detalle de la unión de la cruceta al vástago en la máquina Mirrlees-Watson	148
105. Detalle de la unión del vástago a la cruceta en la máquina Mirrlees-Watson	149
106. Sección de la cruceta de la máquina Fives-Lille	150
107. Detalle de las partes de la cruceta de la máquina Mirrlees-Watson	151
108. Detalle de las guías de la cruceta de la máquina Fives-Lille	152
109. Detalle de las guías de la cruceta de la máquina de vapor Mirrlees-Watson	152
110. Detalle de la culata o tapa del cilindro de la máquina Fives-Lille	153
111. Vista frontal del extremo anterior del cilindro (lado tapa) de la máquina Fives-Lille	153
112. Detalle de la tapa trasera del cilindro de la máquina Fives-Lille	154
113. Vista frontal del extremo anterior del cilindro en la máquina Mirrlees-Watson	155
114. Detalle del prensaestopas de la máquina Fives-Lille	155
115. Vista lateral de dos cilindros de la máquina Fives-Lille	157
116. Cilindro de la máquina Mirrlees-Watson	158
117. Alzado del cilindro de la máquina Mirrlees-Watson	158
118. Cabeza de menor tamaño de la biela motriz de la máquina Fives-Lille	159
119. Cabeza de mayor tamaño de la biela motriz de la máquina Fives-Lille	159
120. Detalle de la biela motriz vista desde la posición de la cruceta	160
121. Detalle de la biela motriz vista desde la posición de la manivela	161
122. Detalle de manivela de la máquina Fives-Lille	161
123. Croquis la de manivela de la máquina Mirrlees-Watson	162
124. Alzado de las excéntricas de la máquina Fives-Lille	163
125. Planta de las cuatro excéntricas de la máquina Fives -Lille	163
126. Detalle de la excéntrica que acciona el sistema de distribución Corliss	164
127. Vista de las barras empujadoras de las válvulas de la máquina Fives-Lille	165
128. Detalle de la distribución de vapor Sulzer de la máquina Fives-Lille	166
129. Detalle de la válvula de admisión Sulzer de doble asiento de la máquina Fives-Lille	167
130. Detalle de la válvula de escape Sulzer de doble asiento de la máquina Fives-Lille	167
131. Alzado del amortiguador Sulzer de una válvula de admisión de la máquina Fives-Lille	168
132. Posición de las válvulas Corliss de admisión y escape de la máquina Mirrlees-Watson	169
133. Detalle de la corredera-trinquete-llave admisión Corliss de la máquina Mirrlees-Watson	169
134. Posición del amortiguador vertical de la válvula de admisión (lado tapa)	170
135. Detalle de los elementos de la distribución de vapor de la máquina Mirrlees-Watson	171
136. Posición y anclaje del plato de la distribución de vapor de la máquina Mirrlees-Watson	171
137. Vista de los cojinetes inferior y lateral al árbol de distribución de la máquina Fives-Lille	172
138. Posición del regulador de la máquina Fives-Lille	173
139. Detalle del interior del regulador frente al posicionamiento del cilindro	173
140. Regulador de velocidad de la máquina de vapor Mirrlees-Watson	174
141. Posición de la polea motriz del regulador de velocidad de la máquina Mirrlees-Watson	175
142. Posición de la polea arrastrada del regulador de la máquina Mirrlees-Watson	176
143. Alzado de las poleas arrastrada y motriz del regulador de la máquina Mirrlees-Watson	176
144. Planta de las poleas arrastrada y motriz del regulador de la máquina Mirrlees-Watson	176
145. Representación gráfica del mecanismo de transmisión biela-manivela	185
146. Detalle del mecanismo de transmisión por biela-manivela de la máquina Fives-Lille	185
147. Mecanismo biela-manivela de la máquina Mirrlees-Watson	186
148. Distribución de esfuerzos en un mecanismo de biela-manivela	187
149. Detalle de la manivela de la máquina Mirrlees-Watson	189
150. Detalle del gorrón de la manivela de la máquina Mirrlees-Watson	191
151. Diagrama dinámico ideal de la máquina Fives-Lille	195
152. Diagrama dinámico real de la máquina Fives-Lille en carrera de avance	195

	Página
153. Diagrama dinámico real la máquina Fives-Lille en carrera de retroceso	196
154. Diagrama dinámico ideal de la máquina de vapor Mirrlees-Watson	198
155. Detalle de la biela de la máquina Fives-Lille	202
156. Detalle de biela 'tipo' similar a la de la máquina Fives-Lille	202
157. Distribución de esfuerzos en una biela debidos a la fuerza centrífuga	203
158. Detalle de biela motriz de la máquina Mirrlees–Watson	206
159. Detalle parcial de la manivela de la máquina Fives-Lille	211
160. Detalle de la unión biela-manivela y con árbol de transmisión de la máquina Fives-Lille	211
161. Detalle de la manivela de la máquina Fives-Lille	212
162. Dimensiones de una manivela similar a la de la máquina Fives-Lille	212
163. Vista de la manivela de la máquina Mirrlees-Watson	215
164. Alzado del volante de inercia de la máquina Fives-Lille	218
165. Planta del volante de inercia de la máquina Fives-Lille	218
166. Volante de inercia de la máquina Mirrlees-Watson	219
167. Croquis del árbol de distribución de la máquina Fives-Lille	220
168. Detalle en planta del árbol de distribución principal de la máquina Fives-Lille	226
169. Detalle de la ubicación del árbol de principal y su conexión con el tren de engranajes	228
170. Detalle en planta del árbol de distribución principal de la máquina Mirrlees-Watson	229
171. Vista de conjunto del árbol de distribución y sus elementos principales	230
172. Detalle del soporte del árbol de distribución de la máquina Fives-Lille	236
173. Sección en alzado de la tapa y soporte del eje de la máquina Fives-Lille	236
174. Sección en planta del soporte del eje de la máquina Fives-Lille	236
175. Alzado del soporte nº 1 del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson	238
176. Sección transversal del soporte de un árbol de distribución de una máquina similar	238
177. Vista del soporte nº 1 del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson	239
178. Vista del soporte nº 2 del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson	239
179. Alzado del soporte del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson	240
180. Planta del soporte del árbol de distribución de la máquina Mirrlees-Watson	241
181. Representación de las fuerzas en el diente del piñón de ataque	242
182. Esquema del sistema de transmisión por correa de la máquina Mirrlees-Watson	243
183. Efecto tensional en las transmisiones horizontales debido a los esfuerzos unitarios	244
184. Distribución de tensiones en una correa en movimiento	245
185. Detalle de las excéntricas del sistema de distribución Sulzer	249
186. Detalle de la excéntrica de un sistema de distribución Sulzer	249
187. Vista de la excéntrica que acciona el sistema de distribución Corliss	251
188. Detalle de la excéntrica que acciona el sistema de distribución	252
189. Excéntrica de una máquina de vapor horizontal	252
190. Alzado, planta y perfil de una cruceta similar a la de la máquina Mirrlees-Watson	255
191. Partes de la cruceta de la máquina Mirrlees-Watson	256
192. Patines de la cruceta apoyados en su guía y su unión con el gorrón de la biela	257
193. Detalle de las guías de la cruceta de la máquina Mirrlees-Watson	259
194. Detalle del alojamiento de la chaveta en la cruceta	261
195. Sección longitudinal del cilindro de la máquina Fives-Lille	262
196. Detalle de la sección de un cilindro similar al de la máquina Fives-Lille	263
197. Detalle en planta de los prensaestopas del cilindro de la máquina Fives-Lille	271
198. Plano de detalle del prensaestopas de la máquina Fives-Lille	271
199. Detalle del anillo de empaquetadura del prensaestopas de la máquina Fives-Lille	272
200. Funcionamiento de la empaquetadura de Lenz	273
201. Detalle de un prensaestopas con seis anillos de empaquetadura tipo Lenz	273

	Página
202. Dimensiones de un prensaestopas	274
203. Detalle del vástago del émbolo de la máquina Fives-Lille	276
204. Vista frontal de vástago del émbolo de la máquina Mirlees-Watson	279
205. Vista de perfil del vástago del émbolo (lado tapa) de la máquina Mirrlees-Watson	279
206. Diagrama de tensiones de montaje en función del espesor del aro	285
207. Máquina Fives-Lille con mecanismo biela-manivela	286
208. Representación gráfica del mecanismo biela-manivela de la máquina Fives-Lille	286
209. Recorridos de avance y retroceso del émbolo de una máquina de vapor	289
210. Representación gráfica de las variaciones de velocidad de avance y retroceso	292
211. Representación de la curva de aceleración del émbolo para una biela de longitud infinita	294
212. Representación de la curva de aceleración del émbolo para una biela de longitud finita	296
213. Curva de aceleración del émbolo	299
214. Esquema de funcionamiento de un sistema de distribución tipo Sulzer	301
215. Sistema de distribución Sulzer de la máquina Fives-Lille. Partes principales	301
216. Representación gráfica real de los grados de admisión de vapor de la máquina Fives-Lille	302
217. Detalle de palanca rodante con eje móvil	306
218. Detalle de una leva oscilante de una distribución Doerfel	307
219. Detalle de leva giratoria en árbol de distribución de una máquina con distribución Sulzer	308
220. Detalle de dos palancas engranadas por una uña	308
221. Válvula con mecanismo de caída libre con catarata Colmann	309
222. Válvula con mecanismo de caída libre por amortiguador hidráulico Wiegleb	309
223. Distintas disposiciones de las válvulas	310
224. Válvula de cuádruple asiento. Fijación de la caja de válvulas por superficies cónicas	310
225. Fijación de la caja de válvulas por superficies planas	310
226. Detalle de la válvula de admisión Sulzer de doble asiento de la máquina Fives-Lille.	311
227. Sección de una válvula de admisión Sulzer	313
228. Diagrama de elevación de una válvula con distribución Sulzer	316
229. Diagrama de elevación de la válvula con distribución Corliss	316
230. Representación de la curva de elevación de la válvula	317
231. Detalle de la válvula de escape con sistema Sulzer accionada con las levas giratorias	323
232. Detalle de un disco con leva	325
233. Detalle de la leva oscilante de la válvula de admisión de la máquina Fives-Lille	325
234. Diagrama de la curva de ataque, velocidad y aceleración (cte) de la leva	325
235. Detalle de los órganos de cierre automático y manual de la máquina Fives-Lille	330
236. Válvula de cierre manual de la máquina Fives-Lille	330
237. Válvula automática (parte izquierda) y manual (parte derecha) de la máquina Fives-Lille	331
238. Válvula automática de seguridad de la máquina Fives-Lille	332
239. Curvas de gasto específico de las válvulas	333
240. Sección de máquina de vapor con distribución por corredera plana sencilla	334
241. Desplazamiento de la corredera plana (Fase 1ª)	336
242. Desplazamiento de la corredera plana (Fase 2ª)	336
243. Desplazamiento de la corredera plana (Fase 3ª)	337
244. Desplazamiento de la corredera plana (Fase 4ª)	337
245. Desplazamiento de la corredera plana (Fase 5ª)	337
246. Diagrama de distribución	338
247. Detalle de una distribución con corredera sencilla tipo Trick	340
248. Anchura del tabique de separación de las lumbreras	340
249. Dimensión a la entrada del conducto de escape	341
250. Longitud del espejo	341

	Página
251. Condición para el calaje de la excéntrica	342
252. Posición de la manivela en el punto muerto K y de la excéntrica en el punto S	343
253. Representación de los círculos de Zeuner	343
254. Diferentes posiciones de la manivela en carrera de avance	344
255. Sección de una corredera cilíndrica tipo Trick	346
256. Máquina Mirrlees-Watson con sistema de distribución Corliss de plato oscilante	349
257. Distribución con válvulas Corliss de admisión y escape	350
258. Válvula de admisión Corliss y esquema del flujo del vapor de admisión	350
259. Válvula de escape Corliss y esquema del flujo del vapor de escape	350
260. Partes del trinquete Corliss	352
261. Llave y trinquete Corliss de una corredera de admisión de la máquina Mirrlees-Watson	353
262. Sección longitudinal del cilindro de una máquina Corliss	354
263. Distribución Corliss de la máquina Mirrlees-Watson. Elementos principales	356
264. Detalle de la llave-corredera de la válvula de escape de la máquina Mirrlees-Watson	357
265. Representación de los grados de apertura/cierre de válvulas de una distribución Corliss	358
266. Sección de un amortiguador de aceite	359
267. Detalle de válvula de admisión (lado tapa) con amortiguador vertical debajo de ésta	359
268. Posición del émbolo con la válvula de admisión abierta (a) y cerrada (b)	360
269. Válvula de cierre manual de la máquina Mirrlees-Watson	361
270. Regulador de la máquina Fives- Lille	364
271. Parte interna del regulador de la máquina Fives-Lille	364
272. Posición del regulador frente al espacio ocupado por el cilindro de la máquina Fives-Lille	364
273. Alzado y perfil de la máquina Fives-Lille con el regulador	365
274. Alzado del regulador de la máquina Fives-Lille	365
275. Planta del regulador de la máquina Fives- Lille.	366
276. Regulador de velocidad de la máquina Mirlees-Watson	369
277. Plano de conjunto del regulador de la máquina Mirrlees-Watson	370
278. Sistema de regulación de velocidad de la máquina Mirrlees-Watson	373
279. Esquema de fabricación de azúcar de caña y remolacha de la Fca. Ntra. Sra. del Rosario	378
280. Interface de Autodesk Inventor Professional 2010	393
281. Interface de Autodesk 3ds Max Design 2010	394
282. Pantalla de Adobe Premiere Pro CS5	396
283. Visualización del modelo 3D de la máquina Mirrlees-Watson en Inventor Professional	397
284. Alzado de la máquina Mirrlees-Watson	397
285. Planta de la máquina Mirrlees-Watson	398
286. Perfil derecho de la máquina Mirrlees-Watson	398
287. Perfil izquierdo de la máquina Mirrlees-Watson	399
288. Perspectiva isométrica anterior de la máquina Mirrlees-Watson	399
289. Perspectiva isométrica posterior de la máquina Mirrlees-Watson	400
290. Vista de detalle de las llaves de paso	400
291. Sección longitudinal del cilindro	401
292. Sección transversal del cilindro por su punto medio	401
293. Sección transversal del cilindro a nivel de las llaves de paso.	402
294. Visualización del modelo 3D de la máquina Mirrlees-Watson en 3ds Max Design	402
295. Posicionamiento y configuración de la cámara 04	403
296. Posicionamiento y configuración de una luz del tipo VRayLight	403
297. Render final de un plano general de la máquina Mirrlees-Watson	404
298. Render de un plano medio del cilindro de la máquina Mirrlees-Watson	404
299. Render de un plano de detalle del regulador de vapor de la máquina Mirrlees-Watson	405

	Página
300. Render de un plano del mecanismo biela-manivela de la máquina Mirrlees-Watson	405
301. Visualización del modelo 3D de la máquina Fives-Lille en Autodesk Inventor 2010	406
302. Alzado de la máquina Fives-Lille	406
303. Planta de la máquina Fives-Lille	407
304. Perfil derecho de la máquina Fives-Lille	407
305. Perfil izquierdo de la máquina Fives-Lille	408
306. Perspectiva isométrica anterior de la máquina Fives-Lille	408
307. Perspectiva isométrica posterior de la máquina Fives-Lille	409
308. Vista de detalle del cilindro de la máquina Fives-Lille	409
309. Visualización del modelo 3D de la máquina Fives-Lille en Autodesk 3ds Max Design 2010	410
310. Posicionamiento y configuración de la cámara 03	410
311. Posicionamiento y configuración de una luz del tipo VRayLight	411
312. Render final de un plano general de la máquina Fives-Lille	411
313. Render de un plano medio del cilindro de la máquina Fives-Lille	412
314. Render de un plano medio del mecanismo biela-manivela de la máquina Fives-Lille	412
315. Render de un plano medio del árbol de distribución secundario de la máquina Fives-Lille	413

ANEXOS

ANEXO 1

PRIVILEGIOS DE INVENCIÓN (27-03-1826 a 31-07-1878)

Privilegio	Título	Solicitante	Solicitud
595	APARATO PARA ELABORAR AZUCAR DE CAÑA, Y CON SUS DESPERDICIOS FABRICAR AGUARDIENTE Y RON.	BATLLO, JOSE BUENAVENTURA	14/12/1826
ULTRAMAR 2	MAQUINA PERFECCIONADA PARA MOLER LA CAÑA CON AHORRO Y VENTAJA	IBARGUREN, MANUEL	10/12/1833
ULTRAMAR 1	DIMENSIONES INTERIORES APLICADAS A TRENES DE ELABORACION DE AZUCAR	PEREZ DE LA MESA, MANUEL	28/01/1834
ULTRAMAR 3	MAQUINA LLAMADA "TRAPICHE HORIZONTAL" PARA EXPRIMIR LA CAÑA DE AZUCAR EN LOS INGENIOS	LAGO, JUAN DE	18/03/1834
ULTRAMAR 5	TRAPICHE HORIZONTAL PARA ELABORAR AZUCAR, QUE CON MENOS BUEYES E IGUAL TIEMPO, TRABAJA LA MITAD MAS QUE OTROS	ZURRAMENDI, DIEGO	11/06/1834
ULTRAMAR 22	MAQUINA DE UN TRAPICHE PARA MOLER AZUCAR	OTHON, JOSE FRANCISCO	18/04/1837
ULTRAMAR 40	MOLINO DE CAÑA	DIRONGARAY, JUAN BAUTISTA	17/04/1839
ULTRAMAR 43	MAQUINA PARA FACILITAR LA OPERACION DE MOLER CAÑA	MAS Y ORGELLES, JOAQUIN	14/05/1839
ULTRAMAR 50	MAQUINAS PARA MOLER CAÑA	LENEVEN, JULIO & COSTE, JOSE	22/05/1841
ULTRAMAR 64	TRAPICHE DE ANTIFROTACION PARA MOLER CAÑA DE AZUCAR	FIPORE, ESTEBAN	09/06/1843
197	PRENSA HIDRAULICA PARA EXPRIMIR EL JUNCO DE LA CAÑA DE AZUCAR	CROSLEY, ENRIQUE & STEVENS, JORGE	26/07/1843
ULTRAMAR 68	MAQUINA PARA MOLER CAÑA DE AZUCAR	HERNANDEZ LIMA, MIGUEL	14/10/1843
219	SISTEMA DE MAQUINAS, APARATOS Y UTILES PARA LA FABRICACION DE AZUCAR INVENTADAS POR DEROSNE Y CAIL	LAHERA, IGNACIO	30/08/1844
216	MAQUINA PARA MEJORAR LA FABRICACION DE AZUCAR EN LAS COLONIAS INVENTADA POR DEROSNE Y CAIL, INGENIEROS CONSTRUCTORES	EZPELETA, FRANCISCO JAVIER	08/10/1844
683	APARATOS Y PROCEDIMIENTOS PARA FABRICAR Y ELABORAR EL AZUCAR DE CAÑA	LA SAGRA, RAMON	11/02/1845
230	MEJORA EN EL SISTEMA DE MAQUINAS DE DEROSNE Y CAIL PARA LA FABRICACION DE AZUCAR	EZPELETA, FRANCISCO JAVIER	17/05/1845
264	SISTEMA PARA LA FABRICACION DE AZUCAR DE CAÑA	LA SAGRA, RAMON	11/07/1845
ULTRAMAR 90	MAQUINA O TRAPICHE PARA MOLER CAÑA DE AZUCAR	CONTABLE, JUAN	14/07/1845
ULTRAMAR 93	MODO DE CARGAR CON UN CARRETON LAS CARRETAS CONDUCTORAS DE LAS CAÑAS QUE MUELEN LOS INGENIOS DE FABRICAR AZUCAR	ZEQUERIA, GABRIEL CLAUDIO DE	24/10/1845
ULTRAMAR 79	MAQUINA PARA ELABORAR AZUCAR DE CAÑA	CLEMENT, GUILLERMO H.	16/05/1846
401 y 402	APARATO PARA EXTRAER DE LA CAÑA TODO EL AZUCAR QUE CONTIENE.	BRAFIN, EDMUNDO	09/02/1848
580	NUEVAS DISPOSICIONES APLICADAS A LOS MOLINOS DE MACHACAR LA CAÑA DULCE	DUMOULIN, ADRIAN	10/10/1851
1576	APARATO PARA EXTRAER EL AZUCAR DE LA CAÑA	QUENEAU, FELIX	23/04/1857
4760	PERFECCIONAMIENTOS EN LOS MOLINOS PARA LA EXTRACCION DE LOS ZUMOS DE CAÑA	CAIL, JUAN FRANCISCO	27/09/1870
5338	PROCEDIMIENTOS PARA LA EXTRACCION DEL JUGO DE LA CAÑA DE AZUCAR Y EMPLEO DE LOS RESIDUOS	"MIGNON & ROUART"	26/07/1875

PATENTES DE INVENCIÓN (01-08-1878 a 31-12-1966)

Patente	Título	Solicitante	Solicitud
294	CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EXTRAER EL JUGO DE LA CAÑA DE AZÚCAR.	Muela Guecco, Arturo de la	28/03/1879
1827	UN APARATO COMBINADO PARA CORTAR LA CAÑA DE AZÚCAR Y OTRAS Y EXTRAER EL JUGO DE LAS MISMAS.	Redford, Joseph William Johnston	19/08/1881
2289	UNA MÁQUINA MEJORADA PARA MOLER CAÑA O MATERIAS QUE CONTIENEN JUGOS SACARINOS.	Soulé, George W.	13/03/1882
2421	UN PROCEDIMIENTO MECÁNICO COMBINADO PARA LA TRITURACIÓN Y APRENSAMIENTO SUBSIGUIENTE DE LOS VEGETALES DE ESTRUCTURA CONSISTENTE Y ESPECIALMENTE DE CAÑA DE AZÚCAR.	Susini-Ruiseco, José de	03/04/1882
3035	UN NUEVO ARMAZÓN PARA MOLINOS DE CAÑAS HECHO DE PALASTRO Y GUARNECIDO DE HIERRO.	Société Anonyme des Anciens Établissements Cail	25/01/1883
3031	UN PROCEDIMIENTO MECÁNICO PARA MOLER Y DESFIBRAR LA CAÑA DE AZÚCAR POR MEDIO DEL APARATO QUE SE DESCRIBE.	Société Anonyme des Anciens Établissements Cail / Ferron, André	25/01/1883
3571	MEJORAS EN LOS MOLINOS DE CAÑA DE AZÚCAR.	Leblanc, Alfred	30/08/1883
3733	PROCEDIMIENTO "CASAS" PARA QUE EN EL MISMO MOLINO DE MOLER CAÑA O BAGAZO, SE IMPREGNE ÉSTE DE LA CANTIDAD DE AGUA.	Casas Seguí, Juan Ignacio	14/09/1883
3717	MEJORAS EN LOS MOLINOS DE CAÑA DE AZÚCAR.	Johnsen, Charles Garrett	29/10/1883
3712	UN PROCEDIMIENTO PARA TRATAR LA CAÑA DE AZÚCAR EN RECEPTÁCULOS MÚLTIPLES Y CERRADOS.	Compagnie des Fives-Lille	30/10/1883
3905	MEJORAS EN LOS MOLINOS DE CAÑA DE AZÚCAR.	Leblanc, Alfred	17/01/1884
4691	UNA NUEVA CLASE DE CORTA CAÑAS.	Compagnie des Fives-Lille	12/12/1884
4702	UN CORTA CAÑA DE AZÚCAR SISTEMA "DANHIEZ".	Danhiez, René	17/12/1884
5672	MEJORAS EN LOS MOLINOS DE CAÑA DE AZÚCAR.	Mac Donald, John Shepherd	06/02/1886
6052	UNA MÁQUINA TURBINA LIGERA CORTADORA DE CAÑAS DULCES.	Rubio Daza, José de	23/06/1886
7151	UN MECANISMO MOVIDO POR EL VAPOR CON APLICACIÓN DEL MARTILLO QUE FUNCIONA POR ESA POTENCIA DETERMINANDO ASÍ LA DESFIBRACIÓN DE LA CAÑA DE AZÚCAR ANTES DE SER PRENSADA POR EL TRAPICHE O MOLINO.	Clark, Juan M.	17/03/1887
7015	MEJORAS INTRODUCIDAS EN LOS MOLINOS DE CAÑA DE AZÚCAR.	Leblanc, Alfred	16/05/1887
7402	MEJORAS EN LOS PICADORES DE LA CAÑA DE AZÚCAR.	The Newell Universal Mill Company	28/09/1887
7590	UN MOLINO PARA CORTAR Y ESTRUJAR LA CAÑA DE AZÚCAR.	Mesa, José Roque	22/11/1887
7745	MEJORAS EN LOS APARATOS PARA LIMPIAR Y CORTAR CAÑA DE AZÚCAR Y COSECHAS SEMEJANTES.	Tomlinson, Thomas	31/12/1887
8029	PERFECCIONAMIENTOS INTRODUCIDOS EN LA MÁQUINA TURBING TIJERA CORTADORA DE CAÑAS DULCES.	Rubio Daza, José de	12/03/1888
8146	MEJORAS EN EL PROCEDIMIENTO PARA DESMENUZAR LA CAÑA DE AZÚCAR ANTES DE METERLA A LA ACCIÓN DE LOS RODILLOS DEL TRAPICHE.	Parker, John	14/04/1888
8624	MEJORAS INTRODUCIDAS EN LA EXTRACCIÓN DEL JUGO DE LA CAÑA DE AZÚCAR POR MEDIO DE MOLINOS O MOLINO COMPUESTO AUTOMÁTICO.	Leblanc, Alfred	28/08/1888
8631	UNA NUEVA MEJORA INTRODUCIDA EN LOS TRAPICHES PARA MOLER CAÑA DE AZÚCAR.	Krajewski, Tomas F.	30/08/1888
9086	MEJORAS EN MÁQUINAS PARA CORTAR CAÑAS O ENVOLTURAS PARA CIGARROS U OTRAS HOJAS.	Universal Cigar Rolling Machine Company	03/01/1889
9104	MEJORAS EN LAS MÁQUINAS PARA CORTAR LA REMOLACHA, LA CAÑA DE AZÚCAR Y OTRAS MATERIAS.	Hormung, Julius / Rabe, Carl	09/01/1889
9536	MEJORAS INTRODUCIDAS EN LOS APARATOS DESTINADOS PARA PARTIR Y DISGREGAR LAS CAÑAS DE AZÚCAR, PLANTAS DE TABACO Y MADERAS PARA TEÑIR.	Hughes, Henry Albert	03/05/1889

9842	PERFECCIONAMIENTOS DE LOS MOLINOS PARA CAÑA DE AZÚCAR.	Hatton, Joseph Eleuterio	23/07/1889
10942	MEJORAS INTRODUCIDAS EN LA EXTRACCIÓN DEL JUGO DE LA CAÑA DE AZÚCAR POR MEDIO DE MOLINOS O MOLINO COMPUESTO AUTOMÁTICO.	Leblanc, Alfred	18/06/1890
13004	MEJORAS EN LAS MÁQUINAS DE PICAR Y TRATAR LA CAÑA DE AZÚCAR.	The Newell Universal Mill Company	15/02/1892
13255	PERFECCIONAMIENTOS INTRODUCIDOS EN LOS MOLINOS PARA CAÑA DE AZÚCAR.	Leblanc, Alfred	03/05/1892
13536	MEJORAS EN LOS REGULADORES DE PRESIÓN HIDROSTÁTICA PARA LOS MOLINOS DE CAÑA DE AZÚCAR Y DE OTRAS CLASES.	Mac Donald, John Shepherd	12/07/1892
13620	LOS PERFECCIONAMIENTOS INTRODUCIDOS EN LOS MOLINOS DE AZÚCAR.	Fisher, John	05/08/1892
13732	UN APARATO PARA DETERMINAR LA EXTRACCIÓN DE LOS JUGOS DE LA CAÑA POR MOLINO O DIFUSIÓN.	Budan, Ewen	05/09/1892
18787	MEJORAS EN LOS TRAPICHES DE CAÑA DE AZÚCAR.	Mac Neil, John	14/03/1896
18865	PERFECCIONAMIENTOS EN EL TRATAMIENTO DEL BAGAZO.	Perichon, Jean	04/04/1896
22374	MEJORAS EN MÁQUINAS PARA MOLER CAÑA DE AZÚCAR.	Pesant, Alfonso	22/03/1898
27153	UN APARATO PARA VACIAR Y AFILAR A LA LIMA LOS CUCHILLOS DE DIFUSIÓN QUE SE EMPLEAN EN LOS INGENIOS DE AZÚCAR, LAS DESTILERÍAS, ETC.	Mennessier, Joseph Édouard	14/01/1901
28702	UN MOLINO PERFECCIONADO QUE CONSTITUYE UN APARATO.	Thirion, Auguste	29/10/1901
32271	UNA PRENSA PARA COMPRIMIR LAS REBANADURAS DE REMOLACHA, CON SALIDA DE AGUA SEPARADA DE LAS CÁMARAS DE AGUA DISPUESTAS EN HUSILLO DE LA PRENSA Y EN ENVOLTURA DE LA MISMA.	Bromberger Maschinenbau-Anstalt G. m. b. H.	28/07/1903
50409	UN NUEVO PROCEDIMIENTO MECÁNICO QUÍMICO PARA LA MEJOR ELABORACIÓN DE LA CAÑA DE AZÚCAR.	Disdier Crooke, Enrique	29/04/1911
51562	UN NUEVO PROCEDIMIENTO MECÁNICO QUÍMICO PARA LA MEJOR ELABORACIÓN DE LA CAÑA DE AZÚCAR.	Disdier Crooke, Enrique	26/10/1911
56932	UNA PRENSA PARA CORTADURAS DE REMOLACHA, BAGAZOS Y ANÁLOGOS.	Bromberger Maschinenbau-Anstalt G. m. b. H.	21/11/1913
98051	UN APARATO PARA MOLES LA CAÑA DE AZÚCAR.	Société Française de Constructions Mécaniques (Anciens Établissements Cail)	18/05/1926
117602	EL PROCEDIMIENTO INDUSTRIAL DE ELABORAR EL AZÚCAR DE CAÑAS A BASE DE SECCIONAR ESTAS EN TROZOS SEPARADOS DE LONGITUD ADECUADA ANTES DE SU INTRODUCCIÓN EN LAS MÁQUINAS LLAMADAS CORTA-RAÍCES (O CORTA-CAÑAS), Y DISPOSITIVO CONSIGUIENTE.	Disdier Crooke, Enrique	04/04/1930
118521	UN DISPOSITIVO O APARATO INDUSTRIAL DESTINADO A SECCIONAR LAS CAÑAS DE AZÚCAR EN TROZOS SEPARADOS DE LONGITUDES APETECIDAS.	Disdier Crooke, Enrique	06/06/1930
121214	UN NUEVO PROCEDIMIENTO DE EXTRACCIÓN DEL JUGO DE LA CAÑA Y SEPARACIÓN DEL BAGAZO COMO CELULOSA PARA SUS DISTINTOS USOS INDUSTRIALES.	Moreu Díaz, Fernando	07/01/1931
123581	DISPOSITIVO ESPECIAL PARA REDUCIR A SERRÍN LA CAÑA DE AZÚCAR.	Moreu Díaz, Fernando	17/07/1931
140904	DISPOSITIVO ESPECIAL PARA REDUCIR A SERRÍN LA CAÑA DE AZÚCAR.	Moreu Díaz, Fernando	17/01/1936
261402	MÁQUINA PARA CALIBRAR Y REGRUESAR CAÑAS	Sáez Sanz, Jesús	30/09/1960
281346	PROCEDIMIENTO E INSTALACIÓN PARA LA OBTENCIÓN DE AZÚCAR DE CAÑA DE AZÚCAR TRITURADA	Maschinenfabrik Buckau R. Wolf, A. G.	06/10/1962

ANEXO 2

PUBLICACIONES REALIZADAS

Revistas Internacionales con Factor de Impacto indexadas en JCR (ISI)

Las máquinas de vapor en la obtención del azúcar de caña en España: Análisis comparativo. *Dyna-Colombia* 79 (171): 183-190. 2012.

Comunicaciones y Ponencias en Congresos Internacionales

Análisis gráfico comparativo de dos sistemas de distribución de vapor aplicados en los siglos XIX y XX para la obtención del azúcar de caña. *Actas del Congreso Internacional de Ingeniería Gráfica (XXI INGEGRAF-XVI ADM) (CD).* Lugo, del 10 al 12 de junio de 2009. ISBN: 978-84-96351-57-8.

Technological evolution of the steam engine 'Fives-Lille' in sugar-cane production. *Actas del XX Congreso Internacional de Ingeniería Gráfica (INGEGRAF) (CD).* Valencia, del 4 al 6 de junio de 2008. ISBN: 978-84-8363-275-8.

Technological evolution of the steam engine in the sugar-cane production. *Actas del Congreso Internacional de Ingeniería Gráfica (XIX INGEGRAF-XVI ADM), pp. 549-556.* Perugia (Italia), del 6 al 8 de julio de 2007. ISBN: 978-884671841-9.