

TRABAJO FIN DE GRADO

MODELIZACIÓN DE CENTRAL TERMOSOLAR PARA LA GENERACIÓN DE POTENCIA ELÉCTRICA



Universidad
Carlos III de Madrid

TITULACIÓN:

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

ALUMNO:

DANIEL MINAYA CLEMENTE

PROFESOR:

SERGIO SÁNCHEZ DELGADO

LEGANÉS, JULIO DE 2014

A mi familia.

RESUMEN

La energía es el principio clave sobre el que se sustenta el crecimiento y la competitividad de una región. La sociedad actual, basada en la tecnología, necesita la energía tanto como el agua y los alimentos. Pero la obtención de la energía, tal y como se ha hecho hasta la actualidad, traerá consecuencias perjudiciales en un plazo más corto del esperado. Estas consecuencias son capaces, si no se tienen en cuenta, de alterar la vida hasta un punto de no retorno.

Asegurar un suministro fiable y precios energéticos estables, proteger el medio ambiente eliminando las emisiones de gases de efecto invernadero y alcanzar el desarrollo y la competitividad, son las premisas principales en las que se debe focalizar la producción de energía para eludir el problema energético y medioambiental que se prevé a corto plazo.

Está contrastada la viabilidad técnica de las energías renovables para cumplir con estos objetivos, y el desarrollo de este proyecto trata de mostrar dicha viabilidad a través de la descripción detallada del estado del arte de la tecnología.

La tecnología seleccionada es la concentración solar a través de colectores cilíndrico-parabólicos, que concentran la radiación normal directa en el foco de la parábola para aumentar la temperatura del aceite térmico. Este salto de temperaturas del aceite es aprovechado en un ciclo agua-vapor para conseguir potencia eléctrica.

Posteriormente a determinar los parámetros de operación, la selección de los elementos presentes en la planta y los estados termodinámicos del ciclo de agua-vapor, se procederá a simular el comportamiento de la potencia eléctrica generada a lo largo del día.

De esta manera se mostrará el gran desarrollo que ha adquirido la tecnología de las centrales solares termoeléctricas en las últimas décadas y el gran potencial que presentan. Este potencial las coloca en el futuro en una situación principal para contrarrestar el problema energético y medioambiental porque, en definitiva, la radiación solar es *gratuita* y el cambio en el modelo energético irá paralelo al cambio de esta mentalidad.

ABSTRACT

Energy is the principle key which sustains the growth and competitiveness of a region. Modern society is based on technology and it needs energy as much as water and food. Nevertheless, obtaining energy, as it has been done so far, will bring detrimental consequences in a shorter time than expected. These consequences are capable of altering the life to the point of no return, if not taken into account.

The main premises on which energy production, to avoid the energy and environmental problems expected in a short term, should focus on are to ensure a reliable supply and stable energy prices, protect the environment by eliminating the emission of greenhouse gases and achieve development and competitiveness.

The technical feasibility of renewable energy to meet these targets is proven, and the development of this project is going to show that viability through the detailed description of the current state of the technology.

The selected technology is the solar concentration through parabolic trough collectors that concentrate the normal direct radiation at the focus of the parabola to increase the temperature of the thermal oil. This temperature difference is used in a water-steam cycle to produce electric power.

It is going to proceed to simulate the behavior of the electrical power generated throughout the day after determining the operating parameters, the selection of the elements present in the plant and the thermodynamic states of water-steam cycle.

Thus, it is going to show the huge development that the technology of solar thermal power plants has acquired in recent decades, as well as the great potential they have. This potential places them on a main situation to counter the energy and environmental problems in the future, because, definitely, solar radiation is free and the change of the energy model will go parallel to change this kind of mentality.

CONTENIDOS

ÍNDICE DE FIGURAS	14
ÍNDICE DE TABLAS	17
ÍNDICE DE ECUACIONES.....	18
NOMENCLATURA.....	20
GLOSARIO	24
• CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	28
1.1. Motivación.....	28
1.2. Objetivos.....	29
1.3. Estructura del proyecto	30
• CAPÍTULO 2. ENERGÍA	32
2.1. Fuentes de energía no renovables	33
2.1.1. Petróleo.....	33
2.1.2. Carbón.....	34
2.1.3. Gas natural	35
2.1.4. Nuclear	37
2.2. Fuentes de energía renovables	38
2.2.1. Hidráulica	38
2.2.2. Bioenergía	40
2.2.3. Solar	40
2.2.4. Eólica	42
2.2.5. Geotérmica.....	43
2.2.6. Marina	45
2.3. Problema energético y climático	45
2.3.1. Escala mundial.....	45
2.3.2. Caso concreto: España	50
2.3.3. Objetivo 20/20/20.....	53

• CAPÍTULO 3. ENERGÍA SOLAR TERMOELÉTRICA	54
3.1. Principio de funcionamiento	54
3.2. Tecnologías de transformación en centrales solares térmicas.....	56
3.2.1. Disco Stirling.....	56
3.2.2. Tecnología de torre con campo de heliostatos.....	59
3.2.3. Tecnología cilíndrico-parabólica (CCP).....	62
3.2.4. Tecnología de receptores lineales <i>Fresnel</i>	64
3.2.5. Hibridación	65
3.3. Historia y evolución de la tecnología solar térmica en España	66
3.4. Líneas de mejora de la tecnología	68
• CAPÍTULO 4. CENTRALES SOLARES TERMOELÉCTRICAS	69
4.1. Bloques principales de la instalación.....	69
4.1.1. Campo solar	69
Tubo absorbedor	70
Torre central	72
Espejos	74
Soporte	75
Sistema de seguimiento.....	77
Sistema <i>HTF</i>	79
Elección del <i>HTF</i>	80
Características del aceite térmico.....	81
Sistema de bombeo de <i>HTF</i>	84
Tuberías colectoras fría y caliente	85
Tanque de expansión.....	86
Caldera auxiliar	86
Atmósfera explosiva, zona ATEX.....	87
Sistema de nitrógeno.....	88
Sistema de <i>Ullage</i>	88
Sistema de almacenamiento	89
4.1.2. Tren de generación de vapor	90
Ciclo de agua-vapor	90
Intercambiadores de calor.....	92



Turbina de vapor.....95

Bombas de condensado y alimentación98

Válvula de *Bypass*99

4.1.3. Sistemas eléctricos100

 Alternador eléctrico.....100

 Subestación eléctrica.....100

 Líneas de distribución101

4.1.4. Equipos auxiliares (*BOP*)102

 Sistema de refrigeración de componentes.....102

 Sistema de control de planta y almacenamiento de datos103

 Sistema de tratamiento de agua.....104

 Sistema de tratamiento de efluentes105

 Sistema de aire comprimido106

 Sistema contra incendios.....107

• **CAPÍTULO 5. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LA PLANTA.....109**

5.1. Localización109

5.2. Parámetros geométricos solares112

5.3. Eficiencia óptica.....115

5.4. Parámetros térmicos121

5.5. Ciclo agua-vapor123

 5.5.1. Elementos del ciclo agua-vapor123

 5.5.2. Definición de los estados termodinámicos.....124

 5.5.3. Cálculo de las potencias específicas y rendimiento del ciclo127

 5.5.4. Fracciones másicas y flujo másico total128

5.6. Dimensionado del campo solar129

5.7. Elección de la configuración del campo solar.....131

5.8. Cálculo de la pérdida de carga.....132

• **CAPÍTULO 6. RESULTADOS135**

6.1. Resultados rendimiento óptico del colector135

 6.1.1. Declinación.....135

 6.1.2. Ángulo horario136

6.1.3. Ángulo de incidencia	136
6.1.4. Altura de la parábola.....	137
6.1.5. Factor geométrico	138
6.1.6. Factor de intercepción	139
6.1.7. Rendimiento óptico del colector.....	139
6.2. Resultados estados termodinámicos del ciclo.....	142
6.3. Fracciones másicas y flujo másico de agua total en el ciclo	142
6.4. Resultados potencias específicas y rendimiento del ciclo.....	143
6.5. Resultados dimensionado del campo solar	144
6.6. Resultados simulación 20 de marzo	149
6.6.1. Calor absorbido por el campo solar	149
6.6.2. Flujo másico de agua.....	150
6.6.3. Potencia de la turbina de vapor	150
6.6.4. Potencia de las bombas	151
6.6.5. Calor cedido en el condensador.....	152
6.6.6. Rendimiento electromecánico	153
6.6.7. Energía eléctrica suministrada a la red	153
6.7. Resultados pérdida de carga en el campo solar	154
6.7.1. Flujo másico de aceite en los tramos	155
6.7.2. Diámetro hidráulico	156
6.7.3. Velocidad del aceite y número de Reynolds en los tramos	156
6.7.4. Factor de fricción en los tramos.....	157
6.7.5. Longitudes de los tramos y pérdidas de carga primarias.....	157
6.7.6. Pérdidas de carga secundarias.....	160
6.7.7. Pérdida de carga total	161
6.7.8. Cálculo de la potencia de bombeo.....	162
6.7.9. Tabla resumen de resultados.....	163
6.8. Resultados energía generada anualmente.....	164
6.9. Resultados ahorro de emisiones	166
6.9.1. Emisiones por unidad de energía.....	167
6.9.2. Emisiones totales	169
• CAPÍTULO 7. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	171
• CAPÍTULO 8. CONCLUSIONES.....	172



BIBLIOGRAFÍA	174
ANEXO I: ACEITE TÉRMICO THERMINOL VP-1	179
ANEXO II: TURBINA DE VAPOR SIEMENS SST-700	186
ANEXO III: BOMBA DURCO® MARK 3™ ISO	190
ANEXO IV: TUBERÍAS DE ACERO Y OTROS ELEMENTOS	203
ANEXO V: CARACTERÍSTICAS DEL ACERO DEL TUBO ABSORBEDOR	210
ANEXO VI: ESQUEMA DEL CICLO TERMODINÁMICO	212
ANEXO VII: ESQUEMA CAMPO SOLAR (CONFIGURACIÓN I)	213
ANEXO VIII: COEFICIENTES DE PÉRDIDAS K	214
ANEXO IX: CÓDIGO RENDIMIENTO ÓPTICO DEL COLECTOR	216
ANEXO X: CÓDIGO DIMENSIONADO DEL CAMPO SOLAR	221
ANEXO XI: CÓDIGO POTENCIAS ESPECÍFICAS DEL CICLO	226
ANEXO XII: CÓDIGO SIMULACIÓN 20 DE MARZO	228
ANEXO XIII: CÓDIGO PÉRDIDA DE CARGA	235

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. SUMINISTRO TOTAL DE ENERGÍA PRIMARIA POR RECURSO EN 1993, 2011 Y 2020	32
FIGURA 2. PRINCIPALES PAÍSES PRODUCTORES DE PETRÓLEO	34
FIGURA 3. PRINCIPALES PAÍSES PRODUCTORES DE CARBÓN	35
FIGURA 4. PRINCIPALES PAÍSES PRODUCTORES DE GAS NATURAL	36
FIGURA 5. PRINCIPALES PAÍSES PRODUCTORES DE ENERGÍA NUCLEAR	38
FIGURA 6. PRINCIPALES PAÍSES PRODUCTORES DE ENERGÍA HIDRÁULICA	39
FIGURA 7. PRINCIPALES REGIONES PRODUCTORAS DE ENERGÍA SOLAR	41
FIGURA 8. PRINCIPALES PAÍSES PRODUCTORES DE ENERGÍA EÓLICA	43
FIGURA 9. CRECIMIENTO MUNDIAL DE LA CAPACIDAD INSTALADA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA GEOTÉRMICA	44
FIGURA 10. PRINCIPALES PAÍSES PRODUCTORES DE ENERGÍA GEOTÉRMICA	44
FIGURA 11. CRECIMIENTO DE LA POBLACIÓN MUNDIAL	46
FIGURA 12. PREVISIONES DE CRECIMIENTO DE LA POBLACIÓN MUNDIAL	46
FIGURA 13. PREVISIONES DE CRECIMIENTO DE LA DEMANDA DE ENERGÍA PRIMARIA	47
FIGURA 14. SUMINISTRO TOTAL MUNDIAL DE ENERGÍA PRIMARIA POR COMBUSTIBLE DESDE 1971 HASTA 2011, EN MTOE .	47
FIGURA 15. CUOTA DE SUMINISTRO TOTAL MUNDIAL DE ENERGÍA PRIMARIA POR COMBUSTIBLE EN 2011	48
FIGURA 16. SUMINISTRO TOTAL DE ENERGÍA PRIMARIA DE LOS PAÍSES DE LA OCDE POR COMBUSTIBLE DESDE 1971 HASTA 2012, EN MTOE	48
FIGURA 17. CUOTA DE SUMINISTRO TOTAL DE ENERGÍA PRIMARIA DE LOS PAÍSES DE LA OCDE POR COMBUSTIBLE EN 2012.	48
FIGURA 18. SUMINISTRO TOTAL DE ENERGÍA PRIMARIA POR REGIONES DESDE 1971 HASTA 2011, EN MTOE	49
FIGURA 19. EMISIONES MUNDIALES DE CO_2 POR COMBUSTIBLE DESDE 1971 HASTA 2011, EN MT DE CO_2	49
FIGURA 20. CUOTA DE EMISIONES MUNDIALES DE CO_2 POR COMBUSTIBLE EN 2011	49
FIGURA 21. EMISIONES DE CO_2 POR REGIONES DESDE 1971 HASTA 2011, EN MT DE CO_2	50
FIGURA 22. REPARTO DE LA POTENCIA PENINSULAR INSTALADA PENINSULAR A 31 DE DICIEMBRE DE 2013	52
FIGURA 23. COBERTURA DE LA DEMANDA DE ELECTRICIDAD PENINSULAR A 31 DE DICIEMBRE DE 2013	52
FIGURA 24. EVOLUCIÓN DE LAS ENERGÍAS RENOVABLES EN ESPAÑA	53
FIGURA 25. EVOLUCIÓN DEL FACTOR DE EMISIÓN ASOCIADO A LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA	53
FIGURA 26. ESQUEMA BÁSICO DE FUNCIONAMIENTO DE UNA CENTRAL SOLAR TÉRMICA	56
FIGURA 27. VISTA ANTERIOR Y POSTERIOR DE DISCO PARABÓLICO EURODISH CON MOTOR STIRLING	58
FIGURA 28. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR STIRLING	58
FIGURA 29. ESQUEMA DE LOS HACES DE RADIACIÓN SOLAR EN UN CAMPO DE HELIOSTATOS	59
FIGURA 30. CONFIGURACIÓN CAMPO CIRCULAR, VISTA AÉREA DE LA CENTRAL SOLAR TÉRMICA GEMASOLAR	60
FIGURA 31. CONFIGURACIÓN CAMPO NORTE, VISTA AÉREA DE LA CENTRAL SOLAR TÉRMICA PS20	60
FIGURA 32. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE UNA CENTRAL SOLAR TÉRMICA CON TECNOLOGÍA DE RECEPTOR CENTRAL CON CAMPO DE HELIOSTATOS Y SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO DE SALES FUNDIDAS	61
FIGURA 33. REFLECTOR CILINDRO-PARABÓLICO Y TUBO ABSORBEDOR	63
FIGURA 34. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE LOS COLECTORES CILINDRO-PARABÓLICOS	63
FIGURA 35. REFLEXIÓN DE LOS HACES DE RADIACIÓN SOLAR EN LA PARÁBOLA	63
FIGURA 36. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE LOS COLECTORES LINEALES FRESNEL	65
FIGURA 37. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO BÁSICO DE UNA CENTRAL ISCC	66
FIGURA 38. LOCALIZACIÓN DE CENTRALES SOLARES TERMOELÉCTRICAS EN ESPAÑA	67
FIGURA 39. SCHOTT BOOSTER SHIELDS	72
FIGURA 40. INCIDENCIA DE LOS HACES DE RADIACIÓN SOLAR EN LOS ESCUDOS SCHOTT	72
FIGURA 41. RESUMEN DE CARACTERÍSTICAS DEL TUBO ABSORBEDOR SCHOTT PTR® 70	72



FIGURA 42. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO MEDIANTE SALES FUNDIDAS 73

FIGURA 43. ESTRUCTURA DEL COLECTOR LS-2 76

FIGURA 44. ESTRUCTURA DEL COLECTOR LS-3 76

FIGURA 45. ESQUEMA DE LOS ELEMENTOS Y LA ESTRUCTURA DEL COLECTOR EURO TROUGH, QUE CONSTA DE (A) DOS PLACAS TERMINALES, (B) 4 MARCOS DE ACERO ATORNILLADOS A UNA CAJA DE TORSIÓN, (C) 3 TUBOS ABSORBEDORES DE SOPORTE, (D) 28 BRAZOS EN VOLADIZO Y (E) 28 PARTES DE ESPEJO 77

FIGURA 46. ESTRUCTURA DEL COLECTOR SOLARGENIX SCX-1 77

FIGURA 47. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE LAS FOTOCÉLULAS PARA REALIZAR EL SEGUIMIENTO SOLAR 78

FIGURA 48. ESQUEMA DEL FUNCIONAMIENTO MECÁNICO DEL SEGUIDOS SOLAR, DONDE (A) SON LOS SENSORES, (B) EL PANEL SOLAR, (C) LOS ENGRANAJES PARA EL MOVIMIENTO DE INCLINACIÓN, (D) EL MOTOR DE INCLINACIÓN, (E) LA CORONA PARA MOVIMIENTO AZIMUTAL Y (F) EL MOTOR AZIMUTAL 79

FIGURA 49. MECANISMO BALL JOINT PARA REALIZAR LA CONEXIÓN DE LOS TUBOS 79

FIGURA 50. BOMBA DE PROCESO QUÍMICO DURCO MARK 3 ISO DE FLOWSERVE PARA TRANSPORTAR EL ACEITE TÉRMICO EN EL CAMPO SOLAR 84

FIGURA 51. TUBERÍAS DEL CAMPO SOLAR: EN AZUL LA TUBERÍA FRÍA Y EN ROJO LA CALIENTE 85

FIGURA 52. DETALLE DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO 90

FIGURA 53. ESQUEMA DE CICLO RANKINE SIMPLE 91

FIGURA 54. ESQUEMA DESGASIFICADOR 94

FIGURA 55. TORRES DE REFRIGERACIÓN 94

FIGURA 56. ESQUEMA TORRE DE REFRIGERACIÓN 95

FIGURA 57. TURBINA DE VAPOR SST-700 98

FIGURA 58. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE BYPASS 99

FIGURA 59. ESQUEMA DE ALTERNADOR ELÉCTRICO 100

FIGURA 60. DEVANADOS DE UN TRANSFORMADOR ELÉCTRICO 101

FIGURA 61. ESQUEMA DE GENERACIÓN Y DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA 102

FIGURA 62. VISUALIZACIÓN DEL SOFTWARE DE CONTROL DE LA TURBINA DE VAPOR 104

FIGURA 63. EXTINTOR DE 100 KG POLVO ABC 108

FIGURA 64. HIDRANTE DE COLUMNA 108

FIGURA 65. SEÑALIZACIÓN OBLIGATORIA 108

FIGURA 66. MAPA DE EUROPA DE RADIACIÓN NORMAL DIRECTA 110

FIGURA 67. LOCALIZACIÓN DE LAS CENTRALES SOLARES TÉRMICAS EN ESPAÑA 111

FIGURA 68. MAPA DE RADIACIÓN NORMAL DIRECTA EN ESPAÑA 111

FIGURA 69. ESQUEMA DE LOS ÁNGULOS FORMADOS ENTRE LOS HACES DE RADIACIÓN Y UNA SUPERFICIE 113

FIGURA 70. SECCIÓN DE LA SUPERFICIE TERRESTRE DONDE SE MUESTRAN LOS ÁNGULOS QUE FORMA LA RADIACIÓN CON LA MISMA 113

FIGURA 71. ÁNGULO DE ALTITUD SOLAR 113

FIGURA 72. PARÁMETROS Y NOMENCLATURA DE LA SECCIÓN DE COLECTOR CILÍNDRICO-PARABÓLICO Y TUBO RECEPTOR 116

FIGURA 73. ÁREA PERDIDA DEBIDO AL EFECTO FINAL Y A DIFERENTES BLOQUEOS 118

FIGURA 74. ERRORES EN LA SUPERFICIE DE LA PARÁBOLA REFLECTORA 119

FIGURA 75. TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA SECCIÓN DE TUBO ABSORBEDOR 122

FIGURA 76. ESQUEMA DE RESISTENCIAS TÉRMICAS 122

FIGURA 77. VOLUMEN DE CONTROL A UNA BOMBA 126

FIGURA 78. VOLUMEN DE CONTROL A UNA TURBINA 126

FIGURA 79. VOLUMEN DE CONTROL A UNA VÁLVULA 126

FIGURA 80. ESQUEMA DE LAS CONFIGURACIONES DEL CAMPO SOLAR: H E I 132

FIGURA 81. ÁNGULO HORARIO FRENTE A LA HORA 136

FIGURA 82. ÁNGULO DE INCIDENCIA FRENTE A LA HORA 137



FIGURA 83. ESQUEMA PARA EL CÁLCULO DE LA ALTURA DE LA PARÁBOLA 138

FIGURA 84. RENDIMIENTO ÓPTICO DEL COLECTOR FRENTE AL ÁNGULO DE INCIDENCIA 141

FIGURA 85. RENDIMIENTO ÓPTICO DEL COLECTOR FRENTE A LA HORA..... 141

FIGURA 86. DIMENSIONADO DEL CAMPO SOLAR..... 148

FIGURA 87. CALOR ABSORBIDO POR EL CAMPO SOLAR FRENTE A LA HORA..... 149

FIGURA 88. FLUJO MÁSSICO DE AGUA FRENTE A LA HORA 150

FIGURA 89. POTENCIA DE LA TURBINA DE VAPOR FRENTE A LA HORA 151

FIGURA 90. POTENCIA DE BOMBEO FRENTE A LA HORA 152

FIGURA 91. CALOR CEDIDO EN EL CONDENSADOR FRENTE A LA HORA..... 152

FIGURA 92. POTENCIA TURBINA FRENTE A LA HORA..... 153

FIGURA 93. POTENCIA ELÉCTRICA FRENTE A LA HORA..... 154

FIGURA 94. SECCIÓN DE ESTUDIO DE LA PÉRDIDA DE CARGA..... 155

FIGURA 95. NOMENCLATURA DE LOS TRAMOS DE TUBERÍA PARA EL CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA..... 155

FIGURA 96. ÁNGULO DE INCIDENCIA DEL HAZ DE RADIACIÓN 158

FIGURA 97. ESQUEMA DISTANCIA ENTRE COLECTORES EN PARALELO..... 159

FIGURA 98. PÉRDIDAS EN LOS ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN: KTL , KTR , $2 \cdot KTR$, Ke Y Kc 160

FIGURA 99. PÉRDIDA DE CARGA DE LOS TRAMOS A ESTUDIO..... 162

FIGURA 100. ENERGÍA ELÉCTRICA SUMINISTRADA A LA RED MENSUALMENTE 166

FIGURA 101. COEFICIENTE DE PÉRDIDA (K) PARA EXPANSIÓN SUAVE 214

FIGURA 102. COEFICIENTE DE PÉRDIDA (K) PARA CONTRACCIÓN GRADUAL 214

FIGURA 103. COEFICIENTE DE PÉRDIDA (K) PARA DIFERENTES ELEMENTOS..... 215

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. RESERVAS DE PETRÓLEO: TOP 5 PAÍSES	33
TABLA 2. RESERVAS DE CARBÓN: TOP 5 PAÍSES.....	35
TABLA 3. RESERVAS DE GAS NATURAL: TOP 5 PAÍSES.....	36
TABLA 4. CAPACIDAD INSTALADA Y GENERACIÓN REAL DE ENERGÍA NUCLEAR: TOP 5 PAÍSES	37
TABLA 5. CAPACIDAD INSTALADA Y GENERACIÓN REAL DE ENERGÍA HIDRÁULICA: TOP 5 PAÍSES.....	39
TABLA 6. CAPACIDAD INSTALADA Y GENERACIÓN REAL DE ENERGÍA SOLAR: TOP 5 PAÍSES	41
TABLA 7. CAPACIDAD INSTALADA Y GENERACIÓN REAL DE ENERGÍA EÓLICA: TOP 5 PAÍSES	42
TABLA 8. POTENCIA INSTALADA, PRODUCCIÓN Y DEMANDA DE ELECTRICIDAD EN ESPAÑA EN EL AÑO 2013.....	51
TABLA 9. CARACTERÍSTICAS DEL TUBO ABSORBEDOR SCHOTT PTR® 70.....	71
TABLA 10. COMPARATIVA DE DIFERENTES MODELOS DE COLECTORES SOLARES	75
TABLA 11. CARACTERÍSTICAS DEL COLECTOR SOLAR EUROTROUGH.....	75
TABLA 12. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACEITE TÉRMICO THERMINOL VP-1	83
TABLA 13. LOCALIZACIÓN EN BASE A LA QUE SE DIMENSIONARÁ EL CAMPO SOLAR	111
TABLA 14. VALORES DE LOS ERRORES DE TOLERANCIA EN DIFERENTES ENTORNOS.....	121
TABLA 15. NOMENCLATURA DE LAS TEMPERATURAS Y RESISTENCIAS TÉRMICAS EN UNA SECCIÓN DE TUBO ABSORBEDOR ...	123
TABLA 16. ESTADOS TERMODINÁMICOS DEL CICLO AGUA-VAPOR.....	142
TABLA 17. FRACCIONES MÁSICAS DEL CICLO AGUA-VAPOR.....	143
TABLA 18. POTENCIAS ESPECÍFICAS Y RENDIMIENTO DEL CICLO	144
TABLA 19. RADIACIÓN NORMAL DIRECTA DURANTE EL 20 DE MARZO EN PALMA DEL RÍO	145
TABLA 20. CARACTERÍSTICAS DEL COLECTOR SOLAR EUROTROUGH MODEL ET150.....	145
TABLA 21. RESULTADOS DEL DIMENSIONADO DEL CAMPO SOLAR PARA LAS 12:00 DEL 20 DE MARZO EN PALMA DEL RÍO ..	148
TABLA 22. VALORES DE K DE LOS ELEMENTOS PRESENTES EN LA INSTALACIÓN	161
TABLA 23. RESULTADOS PÉRDIDA DE CARGA DEL CAMPO SOLAR.....	163
TABLA 24. POTENCIA ELÉCTRICA SUMINISTRADA A LA RED, DÍA 20 DE CADA MES	164
TABLA 25. POTENCIA ELÉCTRICA MENSUAL SUMINISTRADA A LA RED.....	165
TABLA 26. EMISIONES DE CO ₂ ANUALES AHORRADAS EN FUNCIÓN DEL TIPO DE CENTRAL.....	170

ÍNDICE DE ECUACIONES

(Ec. 1). ECUACIÓN DE COOPER PARA EL CÁLCULO DE LA DECLINACIÓN.....	113
(Ec. 2). CÁLCULO DEL ÁNGULO DE INCIDENCIA.....	113
(Ec. 3). CÁLCULO DEL ÁNGULO DE INCIDENCIA.....	114
(Ec. 4). CÁLCULO DEL ÁNGULO DE INCIDENCIA SIMPLIFICADO (SUPERFICIE VERTICAL)	114
(Ec. 5). CÁLCULO DEL ÁNGULO DE INCIDENCIA SIMPLIFICADO (SUPERFICIE HORIZONTAL).....	114
(Ec. 6). RELACIÓN ENTRE EL ÁNGULO CENITAL Y EL ÁNGULO DE ALTITUD SOLAR.....	114
(Ec. 7). CÁLCULO DEL ÁNGULO HORARIO.....	114
(Ec. 8). CÁLCULO DEL ÁNGULO DE ACIMUT SOLAR.....	115
(Ec. 9). ECUACIÓN DE LA PARÁBOLA.....	115
(Ec. 10). CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL RECEPTOR.....	115
(Ec. 11). CÁLCULO DEL RADIO DE LA PARÁBOLA.....	115
(Ec. 12). CÁLCULO DE LA APERTURA DE LA PARÁBOLA.....	116
(Ec. 13). CÁLCULO DEL FACTOR DE CONCENTRACIÓN.....	116
(Ec. 14). CÁLCULO DE LA EFICIENCIA ÓPTICA DEL COLECTOR.....	117
(Ec. 15). CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE APERTURA PERDIDA DEBIDA AL EFECTO FINAL.....	117
(Ec. 16). CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE APERTURA PERDIDA DEBIDA A LA COLOCACIÓN DE PLACAS OPACAS.....	118
(Ec. 17). CÁLCULO DE LA PÉRDIDA TOTAL DE ÁREA DE APERTURA.....	118
(Ec. 18). CÁLCULO DEL FACTOR GEOMÉTRICO.....	118
(Ec. 19). DESVIACIÓN ESTÁNDAR DE LA DISTRIBUCIÓN TOTAL DE ENERGÍA REFLEJADA EN INCIDENCIA NORMAL.....	119
(Ec. 20). CÁLCULO DEL FACTOR DE INTERCEPCIÓN.....	119
(Ec. 21). CÁLCULO DEL PARÁMETRO UNIVERSAL DE ERROR NO ALEATORIO DEBIDO A UNA MALA SELECCIÓN DE LA UBICACIÓN Y ERRORES EN EL PERFIL DEL REFLECTOR.....	120
(Ec. 22). CÁLCULO DEL PARÁMETRO UNIVERSAL DE ERROR NO ALEATORIO DEBIDO A ERRORES ANGULARES.....	120
(Ec. 23). CÁLCULO DEL PARÁMETRO UNIVERSAL DE ERROR ALEATORIO.....	120
(Ec. 24). CÁLCULO DEL FACTOR DE CONCENTRACIÓN DEL COLECTOR.....	120
(Ec. 25). CÁLCULO DEL RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE UNA BOMBA.....	126
(Ec. 26). CÁLCULO DEL RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE UNA TURBINA.....	126
(Ec. 27). CÁLCULO DE LA POTENCIA ESPECÍFICA DE LA BOMBA 01-02.....	127
(Ec. 28). CÁLCULO DE LA POTENCIA ESPECÍFICA DE LA BOMBA 03-04.....	127
(Ec. 29). CÁLCULO DE LA POTENCIA ESPECÍFICA DEL CONDENSADOR.....	127
(Ec. 30). CÁLCULO DE LA POTENCIA ESPECÍFICA DEL GENERADOR DE VAPOR.....	127
(Ec. 31). CÁLCULO DE LA POTENCIA ESPECÍFICA DE LA TURBINA DE VAPOR.....	127
(Ec. 32). CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DEL CICLO TERMODINÁMICO.....	128
(Ec. 33). BALANCE DE ENERGÍA EN EL CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN ABIERTO.....	128
(Ec. 34). BALANCE DE ENERGÍA EN EL CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN CERRADO (SEGUNDA EXTRACCIÓN).....	128
(Ec. 35). BALANCE DE ENERGÍA EN EL CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN CERRADO (TERCERA EXTRACCIÓN).....	128
(Ec. 36). CÁLCULO DE LA POTENCIA ELÉCTRICA SUMINISTRADA A LA RED.....	128
(Ec. 37). CÁLCULO DEL FLUJO MÁSSICO EN UN CONDUCTO.....	130
(Ec. 38). CÁLCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA.....	130
(Ec. 39). CÁLCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR UN COLECTOR.....	130
(Ec. 40). CÁLCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR UN LAZO.....	130
(Ec. 41). CÁLCULO DEL CALOR A TRANSFERIR AL CICLO DE AGUA-VAPOR.....	130
(Ec. 42). CÁLCULO DEL NÚMERO DE COLECTORES POR LAZO.....	131



(EC. 43). CÁLCULO DEL NÚMERO DE LAZOS DEL CAMPO SOLAR131
(EC. 44). CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA TOTAL133
(EC. 45). CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN134
(EC. 46). CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS.....134
(EC. 47). CÁLCULO DE LA POTENCIA DE BOMBEO DEL CAMPO SOLAR162

NOMENCLATURA

\emptyset	Latitud.
δ	Declinación.
β	Pendiente.
γ	Ángulo de acimut de la superficie.
ω	Ángulo horario.
θ	Ángulo de incidencia.
θ_z	Ángulo cenital.
α_s	Ángulo de altitud solar.
γ_s	Ángulo de acimut solar.
n	Número del día del año.
h	Hora local.
f	Distancia focal de la parábola.
D	Diámetro del receptor.
θ_m	Mitad del ángulo de aceptación.
r	Radio de la parábola.
r_r	Radio de borde de la parábola.
φ	Ángulo entre el eje del colector y un haz reflejado en el foco.
φ_r	Ángulo de borde.
W_a	Apertura de la parábola.
C	Factor de concentración.
η_0	Eficiencia óptica del colector.
ρ	Reflectancia del espejo.
τ	Transmitancia de la cubierta de vidrio.
α	Absortancia del receptor.
γ	Factor de intercepción.
A_f	Factor geométrico.
θ	Ángulo de incidencia.
A_e	Área de apertura perdida debido al efecto final.
A_b	Área de apertura perdida debido a la colocación de placas opacas.
A_l	Área de apertura perdida total.
A_a	Área de apertura de la parábola.
h_p	Altura de la parábola.
σ	Desviación estándar de la distribución de energía reflejada.
d^*	Parámetro universal de error no aleatorio.
β^*	Parámetro universal de error no aleatorio.
σ^*	Parámetro universal de error aleatorio.
d_r	Desplazamiento del receptor del foco.
β	Error de ángulo de desalineación.
R_{conv} <i>aceite</i>	Resistencia de convección del aceite.
R_{cond} <i>tubo</i>	Resistencia de conducción del tubo.
R_{rad} <i>vacío</i>	Resistencia debida a la radiación en el vacío.
R_{conv} <i>vacío</i>	Resistencia de convección en el anillo de vacío.



R_{cond} <i>vidrio</i>	Resistencia de conducción del vidrio.
R_{conv} <i>ext</i>	Resistencia debida a la convección hacia el ambiente.
R_{rad} <i>ext</i>	Resistencia debida a la radiación hacia los alrededores.
T_f	Temperatura en el seno del fluido.
T_{tubo} <i>int</i>	Temperatura del tubo en el lado del fluido.
T_{tubo} <i>ext</i>	Temperatura del tubo en el lado del anillo de vacío.
T_{vidrio} <i>int</i>	Temperatura del vidrio en el lado del anillo de vacío.
T_{vidrio} <i>ext</i>	Temperatura del vidrio en el lado del ambiente.
T_{amb}	Temperatura ambiente.
T_{alr}	Temperatura de los alrededores.
$Q_{convección}$ <i>aceite</i>	Flujo de calor en el aceite por convección.
$Q_{radiación}$ <i>tubo-vidrio</i>	Radiación entre el tubo y el vidrio.
$Q_{radiación}$ <i>Sol-tubo</i>	Radiación entre el Sol y el tubo.
$Q_{conducción}$ <i>tubo</i>	Flujo de calor en el tubo por conducción.
$Q_{convección}$ <i>tubo-vidrio</i>	Flujo de calor entre el tubo y el vidrio por convección.
$Q_{conducción}$ <i>vidrio</i>	Flujo de calor en el vidrio por conducción.
$Q_{convección}$ <i>vidrio-cielo</i>	Flujo de calor entre el vidrio y el ambiente por convección.
$Q_{radiación}$ <i>vidrio-cielo</i>	Radiación entre el vidrio y los alrededores.
$Q_{radiación}$ <i>Sol-vidrio</i>	Radiación entre el Sol y el vidrio.
h_e	Entalpía a la entrada de un elemento.
h_s	Entalpía a la salida de un elemento.
h_{s_s}	Entalpía a la salida de un elemento con rendimiento isoentrópico.
p_s	Presión a la salida de un elemento.
p_e	Presión a la entrada de un elemento.
η_s	Rendimiento isoentrópico.
h_1	Entalpía a la salida del condensador.
h_2	Entalpía a la salida de la bomba 01-02.
h_3	Entalpía a la entrada de la válvula isoentálpica 1.
h_4	Entalpía a la salida de la válvula isoentálpica 1.
h_5	Entalpía a la salida del primer FHC.
h_6	Entalpía a la salida del segundo FHC.
h_7	Entalpía a la entrada de la válvula isoentálpica 2.
h_8	Entalpía a la salida de la válvula isoentálpica 2.
h_9	Entalpía a la salida del FHA.
h_{10}	Entalpía a la salida de la bomba 03-04.
h_{11}	Entalpía a la salida del generador de vapor.
h_{12}	Entalpía de la primera extracción.
h_{13}	Entalpía de la segunda extracción.
h_{14}	Entalpía de la tercera extracción.
h_{15}	Entalpía a la salida de la turbina de vapor.

$W_{eje\ bomb1}$	Potencia específica de la bomba 01-02.
$W_{eje\ bomb2}$	Potencia específica de la bomba 03-04.
q_{cond}	Potencia específica del condensador.
q_{gen}	Potencia específica del generador de vapor.
$W_{eje\ turb}$	Potencia específica de la turbina de vapor.
$\eta_{térmico}$	Rendimiento térmico del ciclo de agua-vapor.
x	Fracción másica de la primera extracción.
y	Fracción másica de la segunda extracción.
z	Fracción másica de la tercera extracción.
$W_{eléctrica\ red}$	Energía eléctrica a suministrar a la red.
η_{e-m}	Rendimiento electromecánico.
\dot{m}_{agua}	Flujo másico de agua.
$\dot{m}_{aceite\ colector}$	Flujo másico de aceite en el colector.
ρ	Densidad.
v	Velocidad.
A	Área.
T_m	Temperatura media.
$T_{entrada}$	Temperatura a la entrada.
T_{salida}	Temperatura a la salida.
$\dot{Q}_{colector}$	Calor absorbido por el colector.
$\dot{Q}_{radiación}$	Calor recibido por radiación.
\dot{Q}_{lazo}	Calor absorbido por el lazo.
$C_{p\ aceite}$	Calor específico del aceite.
\dot{Q}_{ciclo}	Calor absorbido por el ciclo.
$n_{col/lazo}$	Número de colectores por lazo.
n_{lazos}	Número de lazos.
ΔP	Pérdida de carga total.
λ	Coefficiente de fricción.
d	Diámetro de la tubería.
K	Coefficiente de pérdidas secundarias.
Re	Número de Reynolds.
μ	Viscosidad dinámica.
$\dot{Q}_{campo\ solar}$	Calor absorbido por el campo solar.
$W_{TV\ base}$	Potencia base de la turbina de vapor.
$W_{bomba\ 01-02}$	Potencia de la bomba 01-02.
$W_{bomba\ 03-04}$	Potencia de la bomba 03-04.
$W_{autoconsumo}$	Autoconsumos de la planta.
$\dot{Q}_{condensador}$	Calor cedido en el condensador.
$W_{TV\ generada}$	Potencia base de la turbina de vapor con rendimiento electromecánico.
W_{RED}	Energía eléctrica suministrada a la red.
$\dot{m}_{aceite\ tramos}$	Flujo másico de aceite en los tramos.
$\emptyset_{internos\ iniciales}$	Diámetros internos iniciales.



$\varnothing_{\text{externos reales}}$	Diámetros externos reales.
$\varnothing_{\text{internos reales}}$	Diámetros internos reales.
K_{TL}	Coefficiente de pérdidas secundarias del tramo en T de salida lateral.
K_{TR}	Coefficiente de pérdidas secundarias del tramo en T de paso directo.
K_e	Coefficiente de pérdidas secundarias de expansión suave.
K_c	Coefficiente de pérdidas secundarias de contracción suave.
K_{codo}	Coefficiente de pérdidas secundarias en el codo de 90°
K_{seg}	Coefficiente de pérdidas secundarias de la válvula de seguridad.
$\dot{W}_{\text{RED}}^{\text{anual}}$	Energía eléctrica suministrada a la red anualmente.

GLOSARIO

tep	Tonelada equivalente de petróleo. Es una unidad de energía utilizada para comparar los niveles de emisión de CO ₂ que emiten a la atmósfera los diferentes combustibles.
Radiación solar o insolación	Cantidad de energía solar que incide sobre una superficie por unidad de tiempo y área.
Energía primaria	Fuente de energía disponible en la naturaleza antes de ser transformada.
OCDE	Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos. Su objetivo es promover políticas que mejoren el bienestar económico y social de las personas alrededor del mundo.
Régimen ordinario	Producción de energía eléctrica procedente de todas aquellas instalaciones no acogidas al régimen especial.
Régimen especial	Generación de energía eléctrica no superior a 50 MW que utilice como energía primaria energías renovables o residuos, y aquellas otras como la cogeneración que implican una tecnología con un nivel de eficiencia y ahorro energético considerable. Tiene un régimen económico y jurídico beneficioso en comparación con el régimen ordinario que comprende a las tecnologías convencionales.
Distancia focal	Distancia entre el centro óptico de la lente y el foco.
Foco	Punto donde convergen los rayos de luz.
Absorbedor	Componente del captador solar cuya misión es absorber la radiación solar y transferirla al fluido en forma de calor.
Balance energético	Relación entre los aportes energéticos de las fuentes de energía y sus pérdidas y formas de utilización en una región y tiempo determinados.
Mix energético	Matriz de combinación de las diferentes fuentes de energía que cubren el suministro eléctrico de un país.
Cogeneración	Producción simultánea de energía eléctrica y térmica.
Consumos en generación	Energía utilizada por los elementos auxiliares en el funcionamiento de una planta de producción de energía eléctrica.

Demanda energética	Energía necesaria en una región en términos de energía primaria o energía final.
Diversificación energética	Utilización de diversas fuentes de energía para cubrir la demanda energética y evitar la dependencia de un recurso.
Potencia instalada	Potencia máxima que se alcanza a la salida de los bornes del alternador de una unidad de potencia.
Transformación energética	Cambio del estado físico de la energía.
Rendimiento energético	Relación entre la energía requerida por un equipo y la energía útil que produce.
Cambio climático	Modificación del clima con respecto al historial climático a una escala global o regional.
Turba (<i>peat</i>)	Material orgánico, de color pardo oscuro y rico en carbono.
OTEP	Oferta Total de Energía Primaria. Cantidad de energía (primaria y secundaria) disponible para satisfacer las necesidades energéticas de un país.
DNI	Radiación normal directa. Es la radiación que incide directamente desde el Sol en perpendicular a una superficie.
Latitud	Distancia angular entre el Ecuador y un punto determinado de la Tierra.
Longitud	Distancia angular entre un punto dado de la superficie terrestre y el meridiano base.
End effect	Área del colector perdida debido al ángulo de reflexión de los haces de radiación.
TTD	<i>Terminal Temperature Difference</i> , es la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor a la presión de la extracción y la temperatura de salida del agua del intercambiador.
DCA	<i>Drain Cooling Approach</i> , es la diferencia entre la temperatura del agua fría de entrada y el vapor subenfriado que sale del intercambiador.
PCI	Poder calorífico inferior. Es la cantidad total de calor desprendido en la combustión completa de una unidad de volumen de combustible sin contar la parte correspondiente al calor latente del vapor de agua generado en la combustión.
Hibridación	Utilización de combustibles fósiles en una caldera auxiliar para el apoyo en la

producción de energía eléctrica en una central solar termoeléctrica.

Campo solar

Terreno donde se encuentran instalados los colectores solares para la recepción de la radiación solar.

Impacto ambiental

Efecto que produce la actividad humana sobre el medio ambiente.

Atmósfera explosiva

Zona potencialmente peligrosa generada por la presencia de fluido térmico, gas natural e hidrógeno en la planta solar.

Ahorro de emisiones

Gases de efecto invernadero que se dejan de emitir al producir la energía eléctrica de una determinada manera en comparación con otras.

Autoconsumo

Consumos propios de la central.

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.

1.1. Motivación.

En los últimos tiempos la tecnología se ha convertido en la peana de la sociedad y base principal de la presencia de una región en el contexto global. El desarrollo energético es consecuencia directa del desarrollo tecnológico, por lo que la sociedad es dependiente de la energía. El ser humano ha crecido y se ha desarrollado paralelamente a la tecnología, hasta tal punto de haber transformado su posición de *amo* a *esclavo*.

La velocidad a la que aumenta la necesidad de energía está alcanzando, y de hecho va a alcanzar, a la capacidad de producir la misma, de modo que se prevé un grave problema energético en un futuro próximo. Este problema energético, paradójicamente, puede llegar a situar al ser humano, si no se remedia antes, en un contexto anterior al del *gran crecimiento*.

El aumento de la población en las últimas dos décadas se ha estimado en 1.500 *millones* de personas y en apenas 200 *años* la población ha aumentado de 1.000 a 6.000 *millones*. Las principales causas de este hecho han sido la mejora en la higiene, alimentación y el desarrollo de la tecnología. Esto ha desencadenado en el aumento desenfrenado de la utilización recursos naturales, sin tener en cuenta las consecuencias que pueda acarrear. La previsión para el año 2050 es que se alcance la cifra de 9000 *millones* de personas.

¿Qué debo hacer?, ¿qué me cabe esperar?

Ante este panorama, ¿cómo es posible aunar la seguridad energética (suministro fiable), el desarrollo y la competitividad, los precios estables y la protección del medio ambiente? El problema no es encontrar la respuesta a la pregunta, que son las energías renovables, si no cómo poder hacerlas competir frente a los bajos precios y fácil obtención de las energías no renovables. Y más aún, darles un papel clave antes de que el impacto medioambiental sea irreversible.

Resolver los problemas técnicos de estas tecnologías, para evitar el daño que se está produciendo el ser humano así mismo, es la motivación por la cual se realiza este estudio.

1.2. Objetivos.

Los objetivos que se intentan alcanzar a lo largo de este proyecto son los siguientes:

1. Desarrollar un estudio previo de la obtención, producción y consumo, así como los objetivos internacionales en referencia a las energías renovables y no renovables con datos actuales. De esta manera se puede apreciar de una forma más clara el problema energético en el contexto de los niveles de reservas de recursos naturales, ritmo y tendencia de la producción y el consumo, previsiones de agotamiento de los recursos e impacto al medio ambiente.
2. Realizar una descripción detallada del principio de funcionamiento de los tipos de tecnología de concentración para la obtención de energía eléctrica a través del Sol. Se expondrá el estado del arte de la tecnología y se plantearán las ventajas e inconvenientes que presentan unas centrales u otras, así como una introducción de las líneas futuras de mejora de la tecnología.
3. Acometer una descripción pormenorizada de los diferentes sistemas presentes en las distintas centrales solares termoeléctricas actuales. Se describirá la constitución y el funcionamiento de los elementos que permiten operar a la planta con seguridad y fiabilidad.
4. Introducir una metodología de cálculo de los parámetros que rigen la central solar termoeléctrica de tal manera que se pueda modelizar posteriormente. Se planteará la base de cálculo en función de la tecnología seleccionada para poder realizar un modelo que rijan los elementos presentes en la central.

5. Aplicar esta metodología de cálculo para poder dimensionar y simular la central solar termoeléctrica para, posteriormente, analizar los resultados. La simulación de la central para un día seleccionado permite determinar las características de los elementos presentes en la planta y estimar la capacidad de cubrir la demanda de energía.

1.3. Estructura del proyecto.

Los bloques principales del proyecto estarán claramente diferenciados, donde el primero se corresponderá con una parte de introducción a los recursos energéticos y el problema energético. A continuación se introducirá el bloque de descripción de las plantas solares termoeléctricas, así como los sistemas de los que se componen. Y por último se presentará el bloque de cálculos, donde se definen los parámetros de la central. Por tanto, la estructura del proyecto se detalla a continuación:

- A través del segundo capítulo se expondrá el estado actual de las energías renovables y no renovables, así como su producción, consumo y obtención. Posteriormente se incluirán varios apartados que traten el problema energético en base a los datos anteriores. Además, se plantearán los objetivos futuros establecidos en el panorama internacional.
- El tercer capítulo tratará acerca de la energía solar termoeléctrica. Se mostrará el estado del arte de la tecnología de concentración solar y se describirá con detalle su funcionamiento. Además, se realizará una introducción de la historia y evolución, así como las líneas futuras de mejora de esta tecnología.
- El capítulo cuarto tratará principalmente los sistemas de los que se compone una central de este tipo. Básicamente una central solar termoeléctrica se compone de cuatro bloques principales divididos en los sistemas necesarios para su funcionamiento. Sin menospreciar al bloque de cálculos, este capítulo constituye el grueso principal en lo que a descripciones se refiere, y es necesario conocer para poder proceder con los cálculos.



- El capítulo quinto constará de la metodología de cálculo de los parámetros que rigen la central. Se justificarán las decisiones tomadas en consecuencia con el capítulo anterior y se elegirán los elementos con las características concretas.
- El capítulo sexto utilizará la metodología de cálculo introducida anteriormente para presentar los resultados de la multitud de parámetros que intervienen en la operación de la central. Se procederá a dimensionar y, a continuación, simular la operación de la planta, que será función de los sistemas seleccionados.
- El capítulo séptimo y octavo se corresponderán con los capítulos de cierre del proyecto, donde se presentará la estimación de costes y las conclusiones finales.
- Por otra parte, en los anexos se ha incluido la información de apoyo para comprender las decisiones tomadas, pero que no es posible introducirla en el grueso del proyecto porque desvirtuaría el seguimiento de la lectura. Entre los anexos más destacados aparece el código utilizado en la programación del modelo.

CAPÍTULO 2. ENERGÍA.

“Capacidad para realizar un trabajo. Se mide en julios. (Símb. E)”.

(Real Academia Española, 2001, 22º ed.).

El suministro de energía primaria mundial está basado en los combustibles fósiles, que son los principales artífices de las emisiones de elementos nocivos que causan el cambio climático. En la actualidad, con la toma de conciencia por parte de los gobiernos, se están marcando objetivos para el cambio de esta cuota de la energía fósil por energías renovables, que no generan emisiones nocivas.

Pero los problemas económicos actuales, la irrupción en el mercado energético de países en desarrollo como China e India y el cambio paulatino que experimenta una región al cambiar su mentalidad energética, generan dudas acerca de la consecución del *Objetivo*, que no es otro que evitar el daño al medio ambiente.

El suministro total de energía primaria, comparando diferentes fechas, muestra el claro predominio de la energía fósil y la previsión para el año 2020 del crecimiento de las energías renovables. Si se cumple con las previsiones y se prolonga el cambio en el tiempo, es posible que se apacigüen los daños sobre el medio ambiente pero, para ello, debe tomar conciencia desde la persona individual hasta el mayor de los dirigentes.

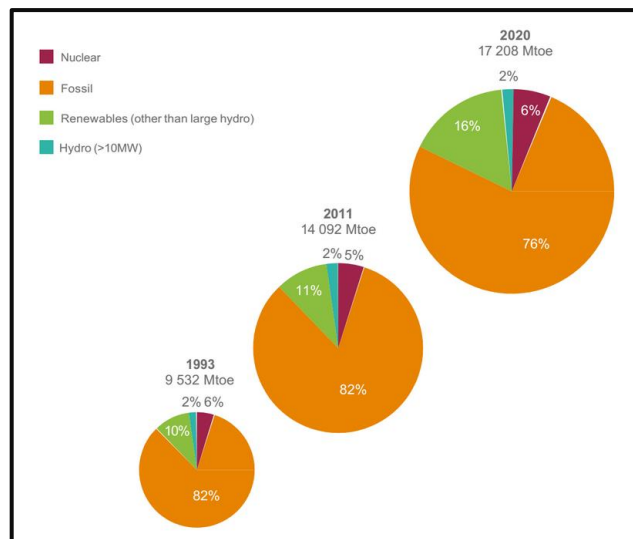


Figura 1. Suministro total de energía primaria por recurso en 1993, 2011 y 2020 (World Energy Resources: 2013 Survey).

2.1. Fuentes de energía no renovables.

2.1.1. Petróleo.

El petróleo es una mezcla homogénea de compuestos orgánicos, principalmente compuestos de hidrógeno y carbono. Es la primera fuente de energía primaria en el mundo e indispensable para el transporte y las industrias petroquímicas debido a su alto poder calorífico, buen rendimiento, facilidad de transporte y amplia gama de productos derivados del mismo. Actualmente las reservas de petróleo son de alrededor un 60% mayor que hace 20 años y su producción ha aumentado un 25%, pero es un recurso finito.

Al ser la fuente de energía primaria más importante, aparecen tensiones geopolíticas por el control del recurso y el mercado es dominado por los grandes productores de petróleo. Esto hace que tenga un precio menos estable que otros recursos como el carbón. Pero los principales inconvenientes del petróleo son sus consecuencias sobre la fauna, flora y el ser humano, teniendo este impacto ambiental efectos durante décadas.

A continuación se muestra una gráfica donde se enumeran las reservas y los principales productores a escala mundial de petróleo, en millones de toneladas (*Mt*). La relación *R/P* hace referencia a la estimación del agotamiento de los recursos y se mide en años. *R/P* es la relación entre las reservas y la producción al ritmo actual.

País	Reservas (<i>Mt</i>)		Producción (<i>Mt</i>)		R/P
	2011	1993	2011	1993	Años
Venezuela	40.450	9.842	155	129	>100
Arabia Saudí	36.500	35.620	526	422	69
Canadá	23.598	758	170	91	>100
Irán	21.359	12.700	222	171	96
Iraq	19.300	13.417	134	29	>100
Resto del Mundo	82.247	68.339	2.766	2.338	30
Total del Mundo	223.454	140.676	3.973	3.179	56

Tabla 1. Reservas de petróleo: top 5 países (World Energy Resources: 2013 Survey).

La gráfica muestra los principales países productores de petróleo en *Mt* anuales. El petróleo se usa para comparar la producción del resto de recursos energéticos utilizando el indicador *Mtoe* (millones de toneladas equivalentes de petróleo), como se mostrará en recursos posteriores.

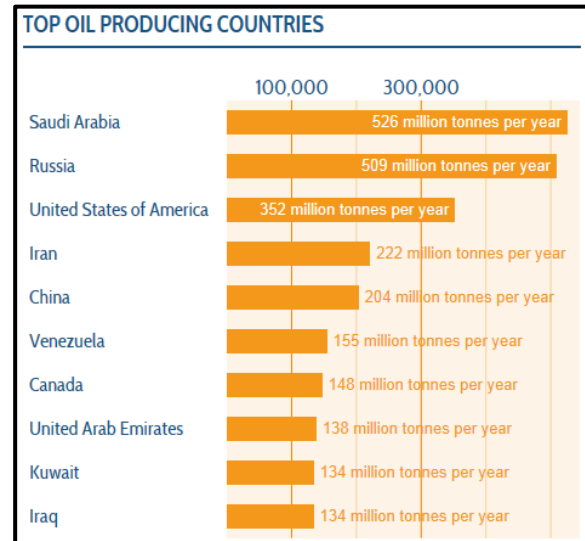


Figura 2. Principales países productores de petróleo (World Energy Council).

2.1.2. Carbón.

El carbón mineral es una roca sedimentaria compuesta principalmente de carbono, hidrógeno, azufre, oxígeno, nitrógeno y otras impurezas.

El carbón es la segunda fuente de energía primaria en el mundo, después del petróleo. La disponibilidad de carbón en yacimientos muy repartidos y el coste relativamente bajo, estable y predecible hace que, a pesar de su gran impacto ambiental, alrededor de un 40% de las necesidades eléctricas del mundo sean cubiertas con carbón. La producción y consumo mundial de carbón están aumentando en los últimos años debido a las economías en desarrollo como China e India y se prevé que siga una línea ascendente. En la producción de electricidad a partir de carbón se generan altas emisiones de CO_2 , partículas y otros contaminantes, por ello Europa está tratando de reducir el consumo de carbón para evitar su impacto ambiental (principalmente contribuye al efecto invernadero y a la lluvia ácida), pero estas reducciones se ven contrarrestadas por el crecimiento de países en desarrollo.

A continuación se muestra una tabla comparativa entre las reservas y la producción de carbón entre los años 1993 y 2011, donde se observa que las reservas mundiales de carbón han disminuido un 14% entre dichos años, mientras que la producción se ha incrementado en un 68%.

País	Reservas (Mt)		Producción (Mt)		2011 R/P Años
	2011	1993	2011	1993	
EE.UU.	237.295	168.391	1.092	858	>100
Federación de Rusia	157.010	168.700	327	304	>100
China	114.500	80.150	3.384	1.150	34
Australia	76.400	63.658	398	224	>100
India	60.600	48.963	516	263	>100
Resto del Mundo	245.725	501.748	1.805	1.675	>100
Total del Mundo	891.530	1.031.610	7.520	4.474	>100

Tabla 2. Reservas de carbón: top 5 países (World Energy Resources: 2013 Survey).

Los principales productores de carbón en Mtoe por año se muestran en la siguiente gráfica. China destaca sobre el resto de países debido al gran crecimiento que está experimentando en la actualidad, donde el carbón es la base de su crecimiento.

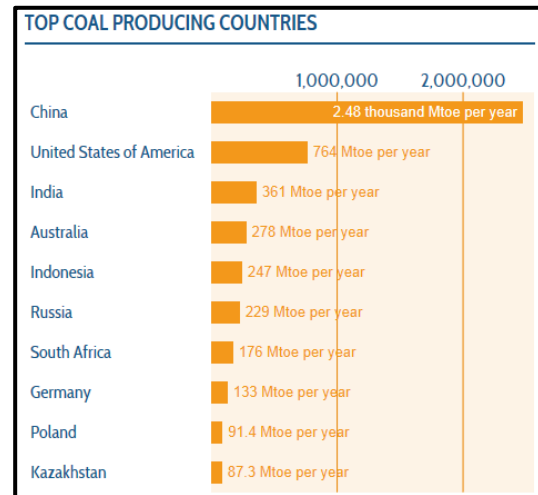


Figura 3. Principales países productores de carbón (World Energy Council).

2.1.3. Gas natural.

El gas natural es un combustible fósil compuesto principalmente por metano, propano y otros componentes pesados. Se encuentra asociado a yacimientos de carbón y petróleo y

es uno de los combustibles fósiles más utilizado debido a su limpieza, flexibilidad y eficiencia a la hora de producir la energía. Ser el combustible fósil más limpio se debe a que en la combustión produce una cuarta parte menos de CO_2 que los combustibles derivados del petróleo, así como dos quintas partes menos que el carbón.

Por estos motivos, el gas natural se utiliza cada vez más en tecnologías eficientes de producción de energía como los ciclos combinados de turbina de gas, con eficiencias de conversión de aproximadamente del 60%. Las reservas de gas natural han crecido alrededor de un 40% en los últimos 20 años y su consumo un 60%, donde solo en el año 2011 el consumo mundial de gas natural creció un 2,2% y la producción un 3,1%.

País	Reservas (Mtep)		Producción (Mtep)		R/P Años
	2011	1993	2011	1993	
Federación de Rusia	47.750	48.160	670	604	71
Irán	33.790	20.659	150	27	>100
Qatar	25.200	7.079	117	14	>100
Turkmenistán	25.213	2.860	75	57	>100
Arabia Saudí	8.028	5.260	99	36	81
Resto del Mundo	69.761	57.317	2.399	1.438	22
Total del Mundo	209.742	141.335	3.510	2.176	60

Tabla 3. Reservas de gas natural: top 5 países (World Energy Resources: 2013 Survey).

La gráfica siguiente muestra los principales países productores y sus reservas de gas natural a escala mundial. Las reservas de gas natural a escala mundial se estiman en 186 billones de metros cúbicos.

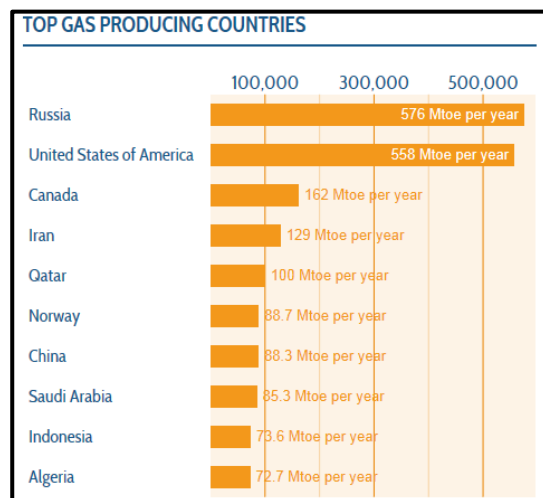


Figura 4. Principales países productores de gas natural (World Energy Council).

2.1.4. Nuclear.

La energía nuclear es la energía proveniente de reacciones nucleares, o de la desintegración de algunos átomos, como consecuencia de la liberación de la energía almacenada en el núcleo de los mismos.

La fisión nuclear es la reacción en la que, al bombardear un núcleo pesado con neutrones, se generan dos núcleos, se emiten neutrones y se desprende gran cantidad de energía, produciéndose una reacción en cadena. En las centrales nucleares se transforma la energía liberada por el combustible nuclear en forma de calor a energía mecánica en una turbina y, posteriormente, a energía eléctrica en el alternador acoplado a la turbina.

Entre las ventajas principales que pueden motivar su utilización en el futuro para contrarrestar el problema del cambio climático son sus nulas emisiones de CO_2 , la producción estable de electricidad y su alta eficiencia. Sus desventajas son los altos requerimientos de inversión inicial y operación, el problema del tratamiento de residuos y el posible riesgo de accidente.

La producción mundial de uranio ha aumentado después del periodo de desarme nuclear, y la cuota nuclear de producción de electricidad a escala mundial ha ido disminuyendo desde la década de 1980 (máximo histórico, 17%) hasta situarse en un 13,5% en 2012. En realidad, ha disminuido la cuota en el mix energético mundial pero no así su producción, siendo debido al aumento de producción de otras energías y a los accidentes nucleares. En la siguiente gráfica se muestra la capacidad instalada en *MW* y la generación real en *GWh*.

País	Capacidad instalada (<i>MW</i>)		Generación real (<i>GWh</i>)	
	2011	1993	2011	1993
EE.UU.	98.903	99.041	799.000	610.000
Francia	63.130	59.032	415.480	350.000
Japón	38.009	38.038	162.900	246.000
Federación de Rusia	23.643	19.843	122.130	119.000
República de Corea	20.718	7.615	98.616	58.100
Resto del Mundo	119.675	116.726	787.777	722.900
Total del Mundo	364.078	340.295	2.385.903	2.106.000

Tabla 4. Capacidad instalada y generación real de energía nuclear: top 5 países (World Energy Resources: 2013 Survey).

La gráfica siguiente presenta un listado de los principales países productores de energía nuclear en indicadores de millones de toneladas de petróleo equivalente.

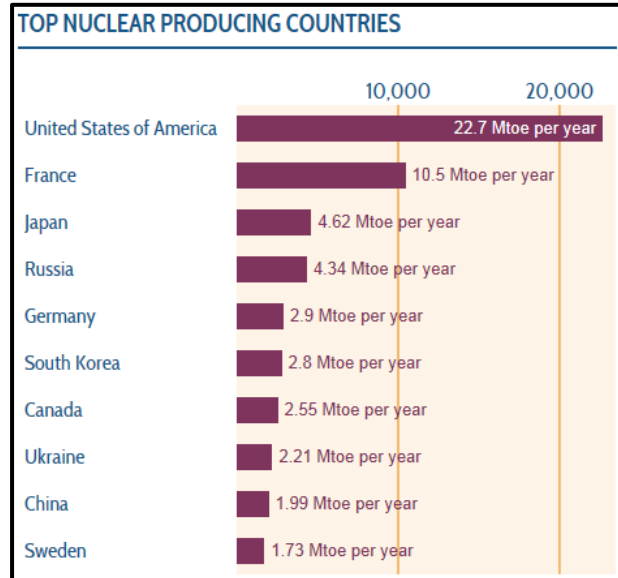


Figura 5. Principales países productores de energía nuclear (World Energy Council).

2.2. Fuentes de energía renovables.

2.2.1. Hidráulica.

La producción de electricidad a través de energía hidráulica se consigue aprovechando la energía potencial del agua en zonas donde haya una diferencia de alturas significativa.

Dentro de los recursos energéticos renovables, la energía hidráulica es uno de los más flexibles debido a que es capaz de adaptarse con facilidad a la demanda. Esto es debido a que en horas punta se produce electricidad y en horas valle se bombea agua hacia arriba para posteriormente volver a utilizar su energía potencial. Además, al ser una energía que no requiere de aportes de combustible, la hace una de las energías más limpias al no generar emisiones de CO_2 . Por otra parte, los costes de operación son bajos, aunque la inversión inicial es bastante alta.

Por estos motivos, la energía hidráulica está presente en más de 100 países y su cuota en el mix mundial de generación de electricidad se sitúa en un 15%. En los últimos 20 años, la capacidad mundial total hidroeléctrica instalada ha aumentado un 55%, pero en los últimos años se ha reducido la producción de electricidad por estos medios debido a la escasez de agua. En efecto, la energía hidráulica está condicionada por la climatología, y esta es una de sus mayores desventajas.

A niveles de 2011 el principal productor de electricidad de este modo es, con diferencia, China, seguido de Brasil y EEUU. Notorio el dato de algunos países como Islandia, Nepal y Mozambique donde su generación de energía hidráulica supera el 50% de su producción total.

País	Capacidad instalada (MW)		Generación real (GWh)	
	2011	1993	2011	1993
China	231.000	44.600	714.000	138.700
Brasil	82.458	47.265	428.571	252.804
EE.UU.	77.500	74.418	268.000	267.326
Canadá	75.104	61.959	348.110	315.750
Federación de Rusia	49.700	42.818	180.000	160.630
Resto del Mundo	430.420	338.204	828.437	1.150.750
Total del Mundo	946.182	609.264	2.767.118	2.285.960

Tabla 5. Capacidad instalada y generación real de energía hidráulica: top 5 países (World Energy Resources: 2013 Survey).

De nuevo, el dato de producción relacionado con las toneladas de petróleo equivalentes permite determinar la lista de principales países productores.

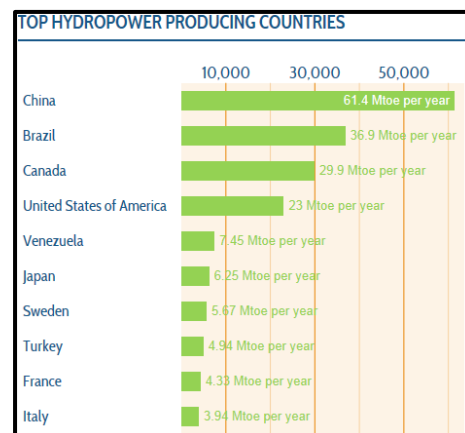


Figura 6. Principales países productores de energía hidráulica (World Energy Council).

2.2.2. Bioenergía.

La energía de la biomasa es la energía producida por diferentes combustibles de origen biológico. En los últimos años la bioenergía se ha incrementado a medida que se mejoraban los procesos de combustión, pero aún tiene muy poco peso en la producción de electricidad. La cuota de biocarburantes para el transporte se espera que alcance un 5% en el año 2030. Sus principales desventajas actuales son que se necesita un buen control de NO_x y SO_x (óxidos de nitrógeno y de azufre), además de sus implicaciones en el transporte y el procesado.

2.2.3. Solar.

La energía solar consiste en utilizar la radiación solar que llega a la Tierra para emplearla en la calefacción, energía eléctrica e iluminación. Es la fuente de energía más abundante y la radiación anual que llega a la Tierra es más que suficiente para cubrir la demanda de energía.

La energía solar será un pilar clave en el futuro para conseguir la sostenibilidad energética. Debido a la disminución de los costes al avanzar en la curva de la experiencia y a las subvenciones por parte de los gobiernos, la energía solar está mostrando un crecimiento rápido y se prevé que continúe en mayor medida.

Los colectores fotovoltaicos y los colectores térmicos son las dos principales tecnologías de la energía solar. Los colectores fotovoltaicos convierten directamente la radiación solar en energía eléctrica sin necesidad de incluir un motor térmico, como es el caso de los colectores térmicos.

La principal desventaja es que es una energía que depende de la climatología y de la localización de las plantas de captación de radiación. Además, en algunos tipos de colectores se utilizan materiales tóxicos, que son peligrosos cuando concluye la vida útil de los paneles solares.



Los datos de capacidad instalada y generación del año 1993 en la comparativa no están disponibles debido a que es una tecnología de reciente introducción.

País	Capacidad instalada (MW)		Generación real (GWh)	
	2011	1993	2011	1993
Alemania	25.039	-	19.340	-
Italia	12.773	-	10.730	-
EE.UU.	5.171	360	5.260	897
Japón	4.914	-	5.160	-
España	4.332	-	7.386	-
Resto del Mundo	16.621	-	5.002	-
Total del Mundo	68.850	-	52.878	-

Tabla 6. Capacidad instalada y generación real de energía solar: top 5 países (World Energy Resources: 2013 Survey).

Europa destaca en la escala mundial de capacidad solar instalada por regiones, como se puede observar en la siguiente gráfica. Esta diferencia no es casual, si no que demuestra la apuesta por energías que eviten o reduzcan los daños al medio ambiente.

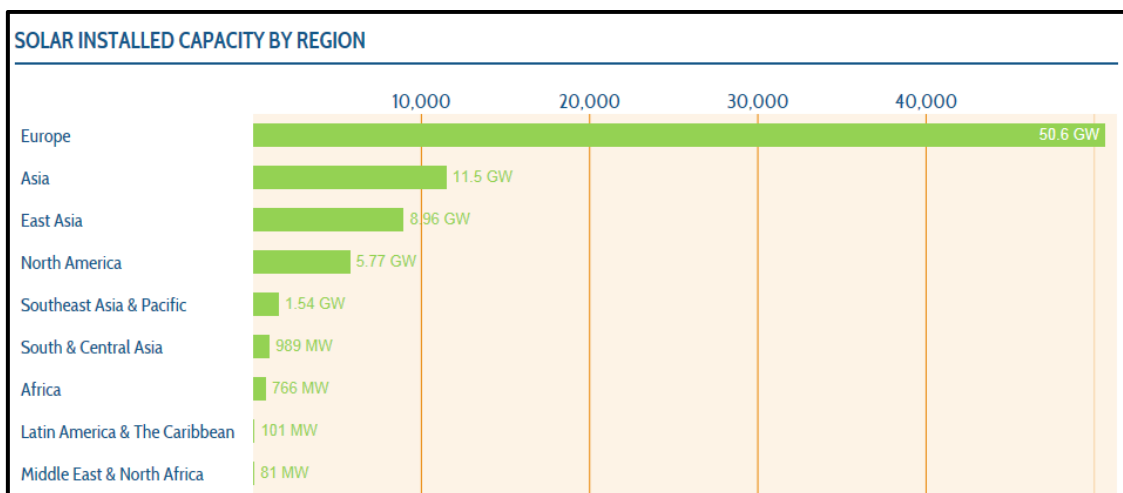


Figura 7. Principales regiones productoras de energía solar (World Energy Council).

2.2.4. Eólica.

La energía eólica aprovecha la energía cinética de las corrientes de aire para producir electricidad. La fuerza del viento hace girar las hélices de las turbinas eólicas de los aerogeneradores, cuyo eje está conectado a un generador eléctrico, para producir electricidad. Al igual que la radiación solar, el viento está presente en todas las partes de la Tierra, por lo que convierte a la energía eólica en un recurso muy importante y a tener en cuenta en el futuro para cumplir con la sostenibilidad.

Las principales ventajas de la energía eólica son que es una tecnología muy desarrollada en la actualidad, de rápida instalación y desmontaje, que no se generan residuos ni se necesita combustible y, al igual que la energía solar, puede ser una buena solución de tecnología apropiada para la producción de electricidad en regiones remotas. Por el contrario, la energía eólica, como otras energías renovables, tiene una gran dependencia de condiciones como el viento y los subsidios.

Estas razones han desencadenado una duplicación de la capacidad aproximadamente cada tres años y medio desde 1990, y la tendencia en el futuro es que continúe su crecimiento. En el caso concreto de España, las buenas condiciones de viento y el periodo de subvenciones han situado a España en una buena posición de los países productores de esta energía.

En apenas 20 años se ha superado la cifra de 300 GW de capacidad instalada en el mundo. Los principales países que utilizan esta tecnología se muestran a continuación.

País	Capacidad instalada (MW)		Generación real (GWh)	
	2011	1993	2011	1993
China	62.364	15	73.200	-
EE.UU.	46.919	1.814	120.177	3.042
Alemania	29.071	650	48.883	-
España	21.673	52	41.790	117
India	15.880	40	19.475	45
Resto del Mundo	62.142	-	74.087	-
Total del Mundo	238.049	-	377.613	-

Tabla 7. Capacidad instalada y generación real de energía eólica: top 5 países (World Energy Resources: 2013 Survey).

A continuación se muestra un listado de los principales países productores de energía eólica comparando su producción con las toneladas equivalentes de petróleo.

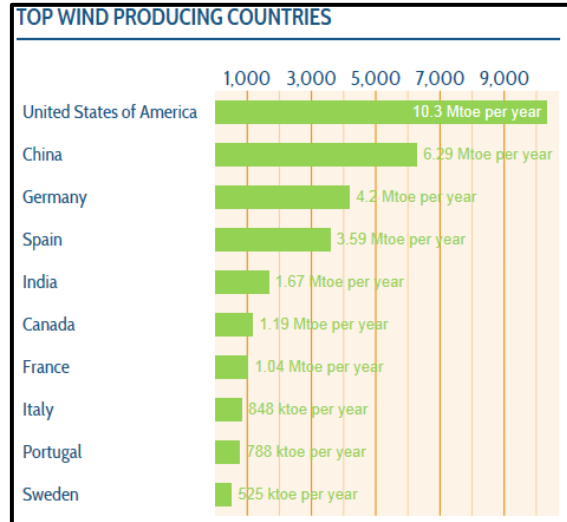


Figura 8. Principales países productores de energía eólica (World Energy Council).

2.2.5. Geotérmica.

La energía geotérmica proviene del calor interior de la Tierra. El calor interno de la Tierra puede ser aprovechado en algunas regiones debido a que parte del calor del interior de la Tierra llega a la corteza terrestre, y este calor hace alcanzar temperaturas de ebullición del agua en caso de la existencia de aguas subterráneas. Esta agua puede ser utilizada para calentar o para introducirla en turbinas para generar electricidad.

Las estimaciones establecen que se podría llegar a cubrir el 8,3% de la demanda mundial de electricidad a través de la energía geotérmica y que 39 países podrían mantenerse sólo con este tipo de energía.

La principal ventaja de la energía geotérmica, a diferencia de otras energías renovables, es que no tiene intermitencia y su producción es capaz de operar de manera continua a cualquier hora. Además, las emisiones de gases de efecto invernadero son nulas, por lo que, a pesar de no tener una gran importancia en el mix energético mundial, es una energía que se ha de tener en cuenta para alcanzar la sostenibilidad en el futuro.

El crecimiento que ha experimentado la energía geotérmica de uso directo en los últimos años se detalla a continuación.

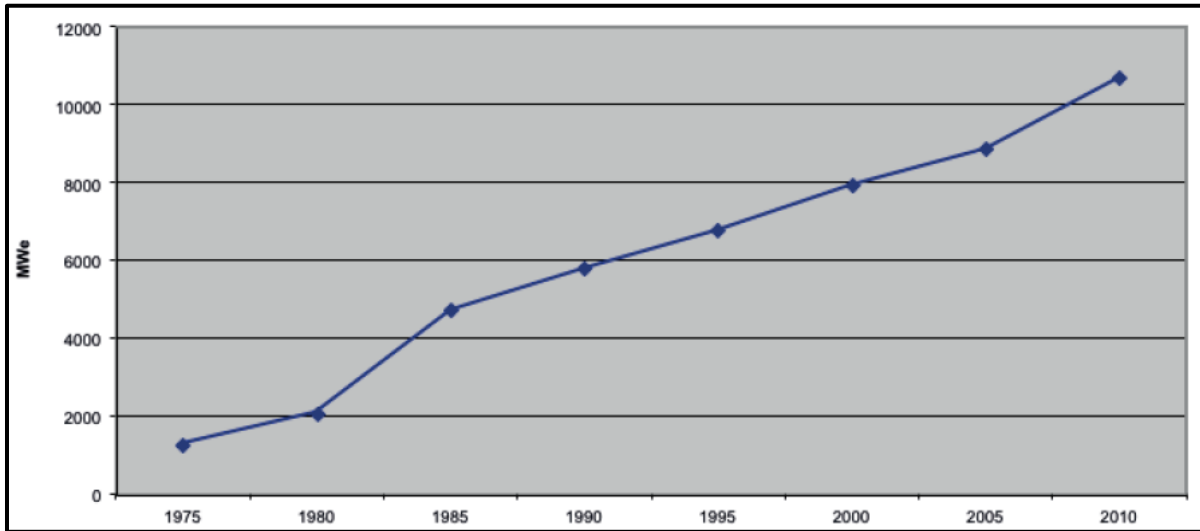


Figura 9. Crecimiento mundial de la capacidad instalada de generación de energía geotérmica (International Geothermal Association: Home).

Los principales países productores de energía geotérmica se observan en la siguiente clasificación, donde es notoria la segunda posición de Filipinas. La clasificación está expresada en millones de toneladas equivalentes de petróleo.

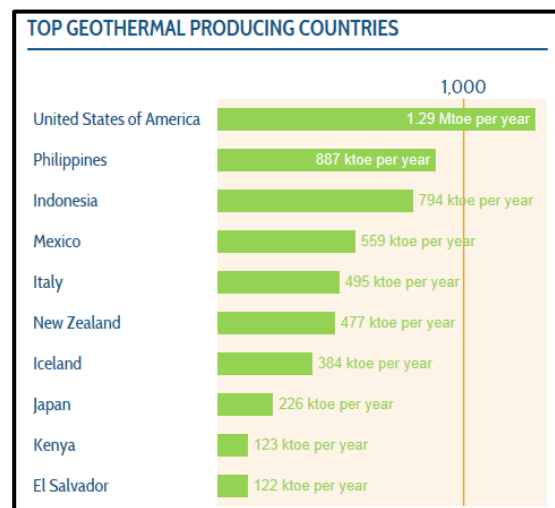


Figura 10. Principales países productores de energía geotérmica (World Energy Council).

2.2.6. Marina.

La energía marina es una fuente de energía renovable que aprovecha la energía del océano para producir electricidad. Hay tres maneras de obtener dicha energía: a través de las olas, de las mareas y de la conversión de la energía térmica del océano.

La energía obtenida de las mareas (energía mareomotriz) se basa en aprovechar el flujo y reflujo de las mismas para hacer circular una corriente de agua a través de turbinas. Las ventajas de utilizar las mareas para producir electricidad son que no se generan emisiones dañinas para el medio ambiente y que las mareas son predecibles, por lo que se estima con exactitud cuándo se va a producir electricidad. Encontrar una región adecuada donde la diferencia de altura entre la marea alta y la marea baja sea suficiente, es el principal inconveniente. Además, la necesidad de construir un dique en un estuario para poder turbinar el agua origina altos costes iniciales y provoca un gran impacto visual y en el ecosistema de la región. Se están desarrollando sistemas similares a los aerogeneradores pero para instalarlos en el fondo marino con el fin de servirse del oleaje.

La conversión de la energía térmica del océano (*OTEC*) consiste en valerse del gradiente de temperaturas existente entre las aguas profundas del océano (frías) y las aguas de la capa superior (calientes). Mediante un motor térmico se obtiene trabajo útil y la eficiencia aumenta a medida que se incrementa la diferencia de temperaturas, pero las máximas diferencias oscilan alrededor de 20°C en regiones tropicales. Por lo tanto, el uso de este tipo de obtención de energía se acota a estas zonas.

2.3. Problema energético y climático.

2.3.1. Escala mundial.

El mundo ha experimentado un cambio drástico en los últimos 20 años. La tecnología se ha convertido en el principal conductor de la economía y la forma de vida del ser humano. El ser humano cada vez está más ligado a la tecnología y esta tecnología

requiere “alimentación”. La velocidad a la que aumenta la necesidad de electricidad está alcanzando a la capacidad de producir la misma, de tal manera que se prevé un problema energético en los años venideros.

El crecimiento de la población en las últimas dos décadas se ha estimado en 1.500 *millones* de personas y en apenas 200 años la población ha aumentado de 1.000 a 6.000 *millones*. La mejora en la higiene, alimentación y el desarrollo de la tecnología ha desembocado en el radical crecimiento de la utilización de recursos naturales. La previsión para el año 2050 es que se alcance la cifra de 9.000 *millones* de personas.

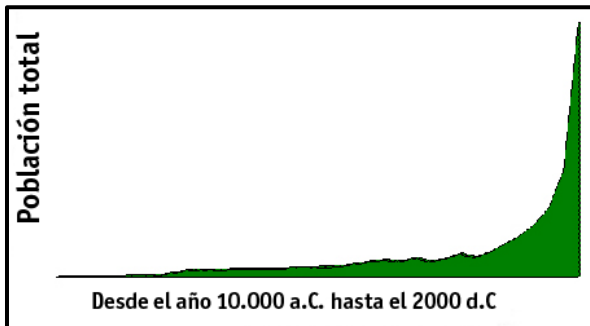


Figura 11. Crecimiento de la población mundial (Wikipedia, la enciclopedia libre).



Figura 12. Previsiones de crecimiento de la población mundial (eumed.net).

El crecimiento de la población mundial (implica directamente el crecimiento de la demanda energética) y el problema del cambio climático debido a las emisiones de gases de efecto invernadero (aproximadamente el 70% de las emisiones se derivan de la producción de energía), han provocado que en la actualidad se persigan una serie de políticas basadas en los puntos siguientes:

- Una seguridad energética que implique un suministro fiable y precios de energía estables para evitar la pérdida de competencia de cualquier región.
- Protección del medio ambiente reduciendo las emisiones de gases de efecto invernadero, que conducen al cambio climático.
- Desarrollo económico sostenible, que comprende la seguridad energética y la protección del medio ambiente.

Ante el escenario de políticas energéticas y regiones en desarrollo como China e India (que están basando su crecimiento en recursos relacionados con el cambio climático), la estimación del crecimiento de la demanda de energía primaria se muestra a continuación, donde China e India juntos tendrán una contribución aproximadamente igual al resto del mundo en un par de décadas.

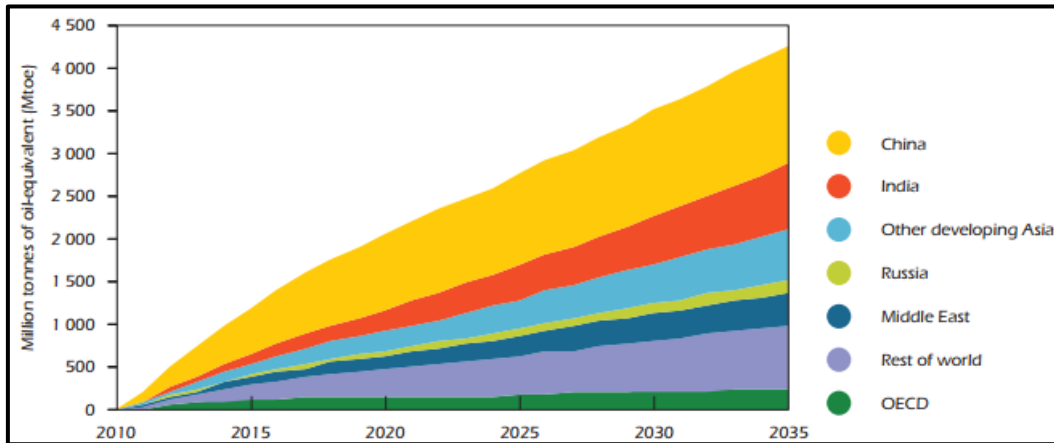


Figura 13. Previsiones de crecimiento de la demanda de energía primaria (IEA - International Energy Agency, Worldwide engagement for sustainable energy strategies, 2012).

El suministro mundial de energía primaria total ha experimentado un crecimiento constante que se ha acentuado en los últimos años y su tendencia es la de continuar acelerándose. Carbón, petróleo y gas natural acaparan gran parte del suministro mundial de energía primaria, mientras que las energías renovables como la eólica, solar, geotérmica, etc., apenas alcanzan el 1% a niveles de 2011. La apuesta de los gobiernos por aumentar ese porcentaje es la única forma de cumplir con los objetivos medioambientales marcados para años próximos.

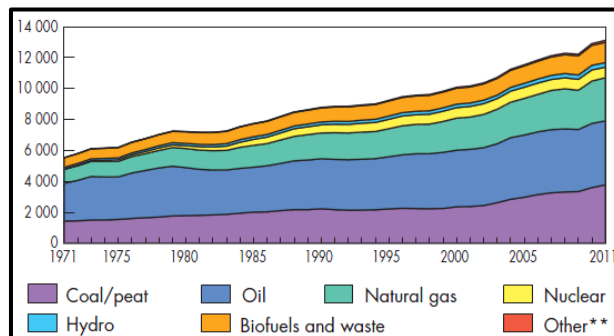


Figura 14. Suministro total mundial de energía primaria por combustible desde 1971 hasta 2011, en Mtoe (IEA - International Energy Agency, Key World Energy Statistics 2013 - International Energy, 2013).

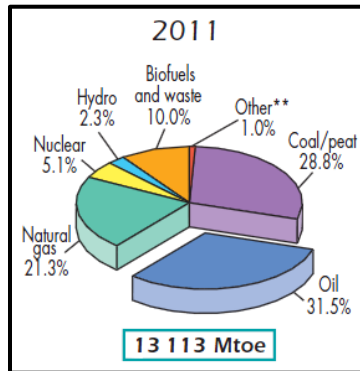


Figura 15. Cuota de suministro total mundial de energía primaria por combustible en 2011 (IEA - International Energy Agency, Key World Energy Statistics 2013 - International Energy, 2013).

Si se comparan estos datos con los de los países de la OCDE (Organización para la Cooperación y Desarrollo Económicos), mostrados a continuación, se observa la apuesta por la reducción de la utilización de fuentes de energía como el carbón (muy contaminante) por otras más eficientes, y el aumento de la energía solar, geotérmica, eólica, etc.

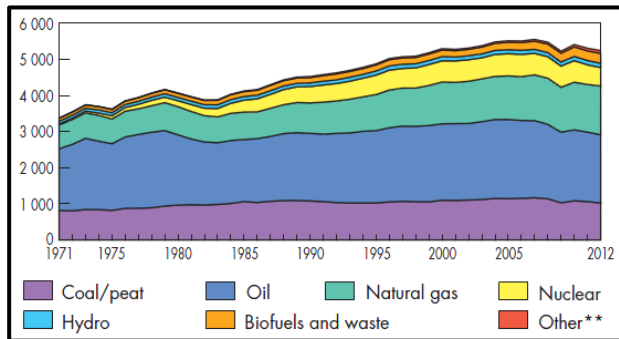


Figura 16. Suministro total de energía primaria de los países de la OCDE por combustible desde 1971 hasta 2012, en Mtoe (IEA - International Energy Agency, Key World Energy Statistics 2013 - International Energy, 2013).

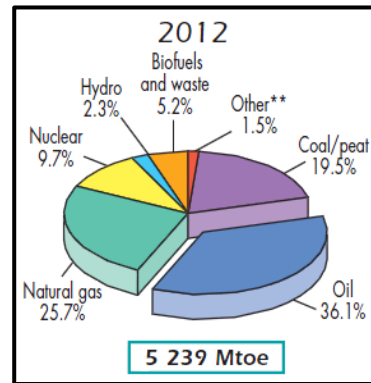


Figura 17. Cuota de suministro total de energía primaria de los países de la OCDE por combustible en 2012 (IEA - International Energy Agency, Key World Energy Statistics 2013 - International Energy, 2013).

Los indicadores energéticos muestran con gran precisión el crecimiento de la demanda energética, el aumento de las emisiones de CO₂ y de qué modo se contrarrestan estos dos problemas. Las políticas que se promueven actualmente a nivel mundial son las de reducir las emisiones para evitar el problema del cambio climático y, por ello, las energías renovables juegan un papel fundamental.

El resumen de los datos de *OTEP* (oferta total de energía primaria) se puede observar en la siguiente gráfica, donde se muestran claramente las necesidades de las regiones, y en concreto de la *OCDE*, cuyos miembros son países desarrollados con gran demanda de energía primaria (próxima a la mitad de la de todo el mundo).

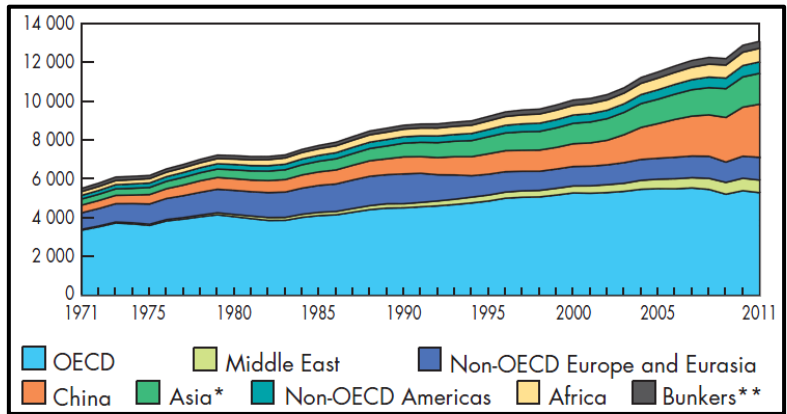


Figura 18. Suministro total de energía primaria por regiones desde 1971 hasta 2011, en Mtoe (IEA - International Energy Agency, Key World Energy Statistics 2013 - International Energy, 2013). *Asia excluye China. **Incluye la aviación internacional y los bunkers marinos internacionales.

Por otra parte, las emisiones mundiales de CO_2 se han duplicado en apenas 30 años y su crecimiento, como la oferta total de energía primaria, se está acelerando debido a la irrupción de países en desarrollo como India o China. La cuota del carbón en las emisiones mundiales tiene un valor próximo a la mitad del total y los objetivos que se plantean a corto y medio plazo son los de disminuir este porcentaje primando otras tecnologías que no requieran el uso de carbón para producir electricidad.

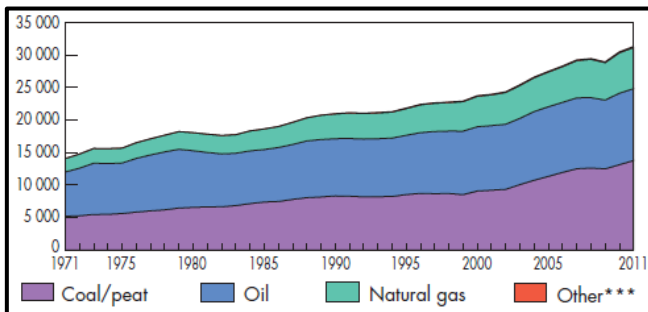


Figura 19. Emisiones mundiales de CO_2 por combustible desde 1971 hasta 2011, en Mt de CO_2 (IEA - International Energy Agency, Key World Energy Statistics 2013 - International Energy, 2013).

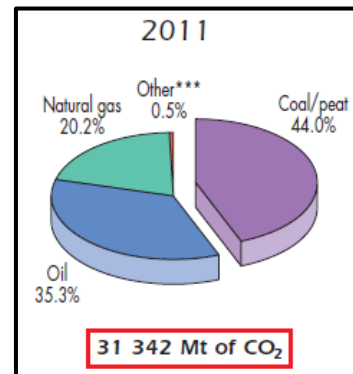


Figura 20. Cuota de emisiones mundiales de CO_2 por combustible en 2011 (IEA - International Energy Agency, Key World Energy Statistics 2013 - International Energy, 2013).

Las emisiones de CO_2 por regiones muestran la gran contribución de los países pertenecientes a la OCDE, que se ha mantenido estable a lo largo de los años, y el gran aumento que ha experimentado China en apenas una década, que se prevé continúe.

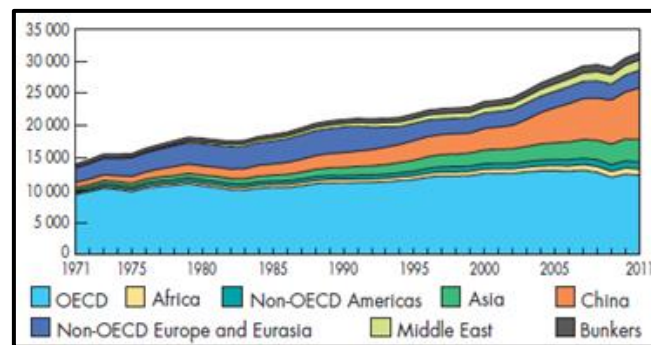


Figura 21. Emisiones de CO_2 por regiones desde 1971 hasta 2011, en Mt de CO_2 (IEA - International Energy Agency, Key World Energy Statistics 2013 - International Energy, 2013).

2.3.2. Caso concreto: España.

La dependencia energética de una determinada región hace que sea vulnerable ante una crisis de precios y cortes en los suministros. Eliminar esta dependencia y cumplir con el respeto por el medio ambiente ha desencadenado en unas políticas energéticas que buscan seguridad en el suministro de energía y producir dicha energía de manera más limpia. Pero los problemas económicos actuales y los costes menores y gran disponibilidad de determinados recursos energéticos han desviado la atención sobre estas políticas.

El caso de España es un ejemplo claro de este problema. Los precios de los combustibles líquidos y del gas natural siguen una tendencia al alza y son la mayor fuente de consumo energético de España y, al no poseer estos recursos en su propio territorio, los tiene que importar. Ante esta situación se han desarrollado políticas que intentan apaciguar esta dependencia, se ha conseguido colocar a España como segundo productor de energía eólica en Europa y se está dando gran importancia a otras energías renovables como la solar termoelectrica (creció un 15% en 2013).

La potencia peninsular instalada finalizó el año 2013 en 102.281 *MW* y las emisiones de CO_2 del sector eléctrico peninsular se redujeron en un 23,1% con respecto a 2012. Esto es debido al mayor peso de las energías renovables en 2013 (año con gran pluviosidad, entre otros motivos).

La potencia instalada en la actualidad goza de un alto porcentaje en régimen especial y, en años con condiciones climáticas favorables para la utilización de este tipo de tecnología como en 2013, se consiguen grandes reducciones de las emisiones de CO_2 en la producción de electricidad. El año 2013 ha tenido un saldo exportador de electricidad.

Potencia instalada a 31/12/2013 (<i>MW</i>)		Producción (<i>GWh</i>)		Demanda (<i>GWh</i>)
Régimen ordinario	67.978	Régimen ordinario	168.932	
Régimen especial	40.170	Régimen especial	111.679	260.870
Total	108.148	Generación neta	273.598	

Tabla 8. Potencia instalada, producción y demanda de electricidad en España en el año 2013 (Red Eléctrica de España, 2013).

La potencia instalada en régimen especial ha aumentado un 1,4% con respecto el año anterior. La cuota con la que contribuyen las energías renovables a la potencia peninsular instalada es próxima al 49,1%, mientras que en la cobertura de la demanda este valor es algo inferior, 42,4%.

Así pues, la potencia peninsular instalada (102.281 *MW*) a finales de 2013 y la cobertura de la demanda en 2013 se repartió de la manera mostrada a continuación.

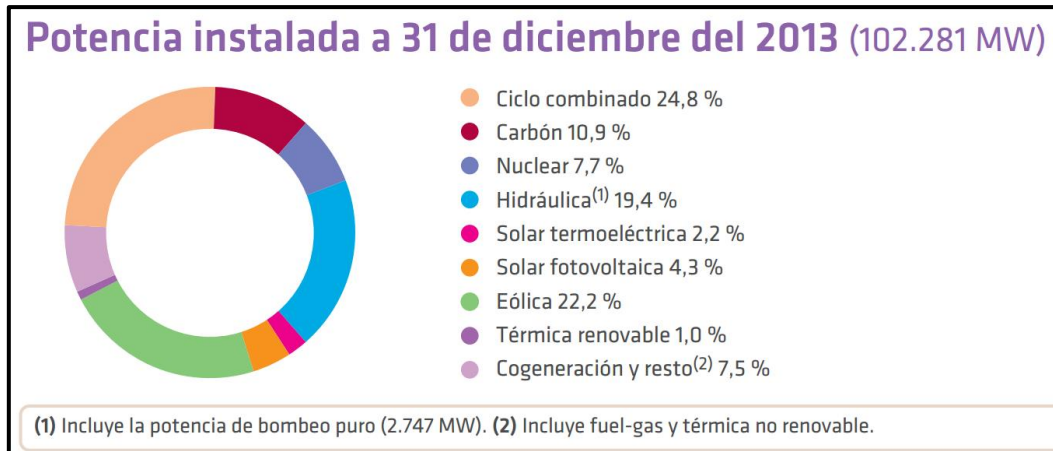


Figura 22. Reparto de la potencia peninsular instalada peninsular a 31 de diciembre de 2013 (Red Eléctrica de España, 2013).

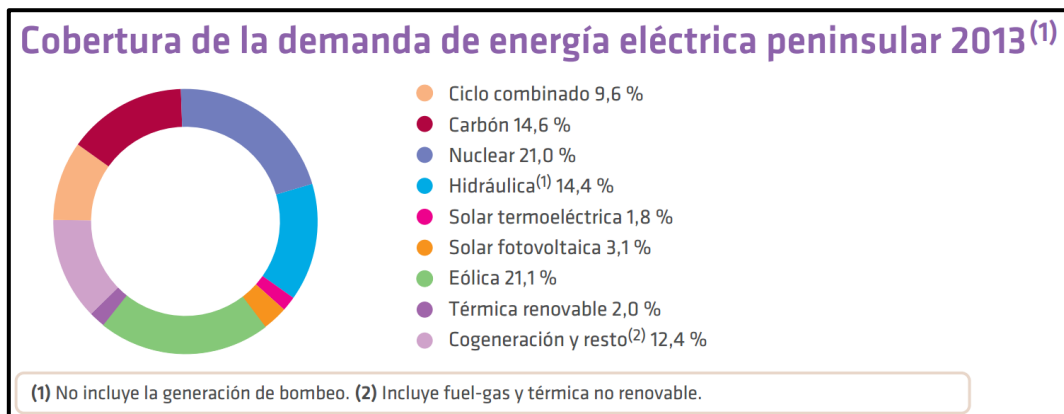


Figura 23. Cobertura de la demanda de electricidad peninsular a 31 de diciembre de 2013 (Red Eléctrica de España, 2013).

La evolución al alza de la contribución de las energías renovables a la cobertura de la demanda y a la baja del factor de emisión asociado a la generación de energía eléctrica, son indicativo del proceder en el cumplimiento de los objetivos climáticos y reducir la dependencia de los combustibles fósiles en España.

Las siguientes gráficas muestran la tendencia actual:

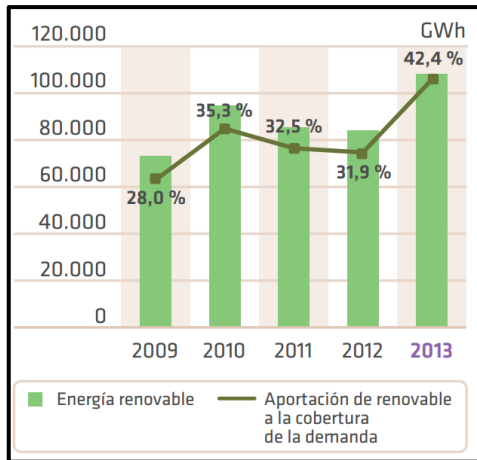


Figura 24. Evolución de las energías renovables en España (Red Eléctrica de España, 2013).

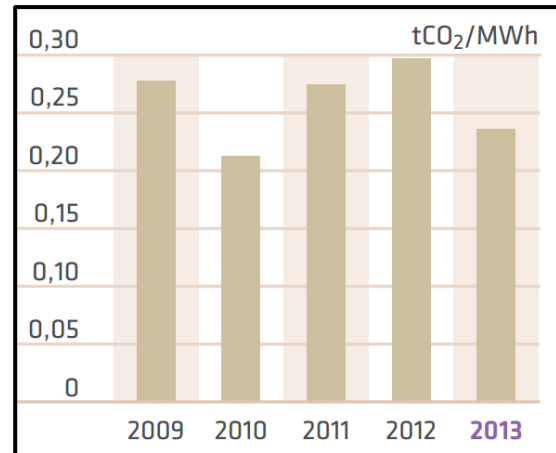


Figura 25. Evolución del factor de emisión asociado a la generación de energía eléctrica (Red Eléctrica de España, 2013).

2.3.3. Objetivo 20/20/20.

Los objetivos 20/20/20 de la Unión Europea consisten en conseguir reducir el consumo de energía y los impactos sobre el clima antes del año 2020. La Comisión Europea sostiene que se puede mantener la competitividad en una economía con bajas emisiones de carbono, que promueva el empleo y el crecimiento verde. Para ello, se han marcado los siguientes objetivos para el año 2020:

- Reducir un 20% las emisiones de gases de efecto invernadero de la UE con respecto los niveles de 1990.
- Alcanzar el 20% de consumo de energía producida a partir de fuentes renovables de energía.
- Reducir un 20% el consumo de energía a través de la eficiencia energética.

En el caso español, las estimaciones prevén que se cumplan los objetivos con una cuota del 22,7% de las energías renovables sobre la energía final en el año 2020, un 2,7% más de lo que marca la UE.

CAPÍTULO 3. ENERGÍA SOLAR TERMOELÉTRICA.

En este capítulo se explicará el principio de funcionamiento de una central de generación de energía eléctrica que se sirve de la energía solar para lograr dicho objetivo. Posteriormente se procederá a describir los diferentes tipos de centrales solares térmicas, cuyas diferencias radican principalmente en la forma de concentración de la radiación solar. Por último se introducirá un breve resumen de la evolución de esta tecnología en España y las líneas de mejora futuras.

3.1. Principio de funcionamiento.

La radiación solar es el flujo de energía emitida por el Sol en forma de ondas electromagnéticas que llega a la Tierra y puede ser aprovechada para convertirla en electricidad. La conversión de la radiación solar directa a electricidad se puede realizar de dos maneras: transformando la radiación solar en energía térmica y esta, a su vez, en energía eléctrica, o bien mediante placas fotovoltaicas, que generan electricidad directamente. Esta conversión es el principio básico de las centrales solares térmicas, donde se convierte la radiación solar en energía térmica para aprovecharla en los ciclos termodinámicos.

La transformación de la radiación solar en energía térmica se realiza a través de la concentración de la misma a lo largo de una línea o en un punto. Esta concentración se realiza por medio de espejos que favorecen ratios de concentración solar de tal manera que proporcionan niveles suficientes de aumento de temperatura de un fluido calorportador.

Posteriormente, este fluido, que ha aumentado su temperatura, se utiliza en un ciclo de generación de vapor donde el vapor se transfiere a una turbina para convertir la energía térmica en energía mecánica rotativa. Así, conectado un generador eléctrico a la turbina, se obtiene energía eléctrica.

El fluido calor-portador retorna al campo solar, que es la zona donde los espejos concentran la radiación solar para calentar el fluido.

La concentración de la radiación solar en una línea es el principio de funcionamiento de dos tecnologías: las tecnologías de concentrador cilíndrico parabólico (*CCP*) y las de espejos *Fresnel*. Por el contrario, las tecnologías que la concentran en un punto son las de torre central y las que utilizan motores Stirling.

La energía térmica puede ser utilizada directamente, por lo que la generación de electricidad depende exclusivamente de la presencia de radiación solar, o tener un sistema de almacenamiento de energía térmica para utilizarla en el momento oportuno. Además, se puede combinar la producción de la energía térmica a través de la hibridación con combustibles fósiles o biomasa, siempre con un máximo legal establecido.

La principal desventaja de esta tecnología es su dependencia de la meteorología, pero para contrarrestar esta dependencia se utiliza el almacenamiento térmico, que permite una mejor gestionabilidad de la planta y la optimización de su operación. De hecho, el almacenamiento térmico genera mayores beneficios que una planta con conversión directa porque se puede utilizar la energía térmica en momentos de mayor precio de la electricidad.

El funcionamiento básico de una central solar térmica que utiliza un sistema de almacenamiento térmico, así como un sistema de apoyo mediante combustibles fósiles, se resume en el esquema mostrado a continuación.

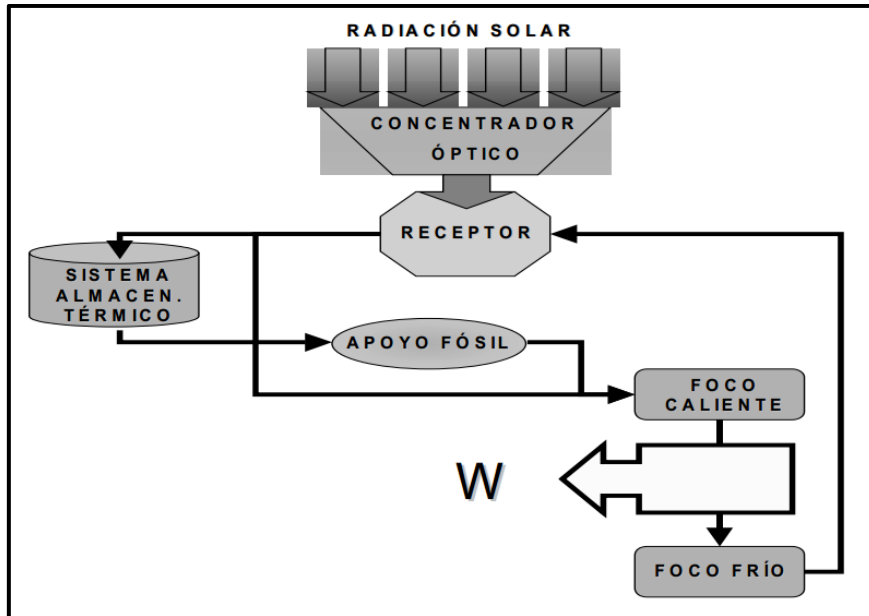


Figura 26. Esquema básico de funcionamiento de una central solar térmica (Romero Álvarez).

3.2. Tecnologías de transformación en centrales solares térmicas.

3.2.1. Disco Stirling.

Los discos parabólicos de las centrales de disco parabólico con motor Stirling concentran la radiación solar en un punto (en el foco de la parábola). Cada unidad de disco parabólico con motor Stirling es independiente del resto de unidades, esto simplifica las centrales debido a que no es necesario un fluido calor-transportador circulando por el campo solar.

La potencia unitaria de cada unidad individual oscila entre 5 y 25 MW, y como se ha explicado, al ser unidades independientes y no necesitar de un fluido calor-transportador en el campo solar, la operación es bastante sencilla en comparación con las centrales que utilizan otro tipo de tecnología. Asimismo, el grado de automatización es alto por lo que se puede conseguir una baja dependencia de operadores.

Por otra parte, los ratios de concentración que se consiguen con un disco parabólico como el utilizado en este tipo de centrales son mucho mayores (en torno a 3.000:1) debido a su geometría parabólica y a la baja relación distancia focal/diámetro ($f/D = 0,6$), que los que se consiguen en la concentración a lo largo de una línea (en torno a 80:1). Esto se traduce en temperaturas máximas mucho mayores (hasta 800°C) y, con ello, el aumento del rendimiento del ciclo térmico (algunos casos alcanzan el 40%).

Al ser unidades independientes y no estar interconectadas, el sistema de seguimiento solar se realiza sobre dos ejes. Esto permite siempre una orientación perpendicular a la radiación solar, alcanzando un mayor aprovechamiento y aumentando el rendimiento del ciclo térmico, al contrario que sucede en las centrales que concentran la radiación en una línea, que sólo pueden orientarse en un eje debido a las conexiones de las tuberías.

La elección de los materiales es un punto clave para el buen funcionamiento de los sistemas debido a las altas temperaturas de operación que se pueden llegar a alcanzar. Los materiales que se utilizan en la superficie cóncava del concentrador son espejos de vidrio de segunda superficie o espejos delgados, o polímeros metalizados de primera superficie soportados sobre una estructura de fibra de vidrio o de membrana tensionada. Los espejos son una parte clave de las plantas solares y, en la actualidad, hay una carrera incesante en el desarrollo de espejos con menores precios y, sobre todo, mayores valores de reflexión (actualmente se alcanzan valores de reflectividad en torno al 94%).

Las plantas con discos parabólicos y motor Stirling transforman más del 25% de la radiación incidente en energía eléctrica, por lo que sitúan a esta tecnología como una de las más prometedoras. Pero, a pesar de este porcentaje de conversión, el espacio necesario es más del doble por *MW* que el necesario en otro tipo de centrales. El aprovechamiento del terreno es bajo debido al gran diámetro de apertura de los discos parabólicos (10 m de diámetro es un valor normal) y las sombras que puedan producir. El coste, la sencillez del sistema y la constitución en unidades independientes prevén un futuro con una gran implementación de plantas de este tipo.



Figura 27. Vista anterior y posterior de disco parabólico EuroDISH con motor Stirling (Plataforma Solar de Almería).

Los motores Stirling transforman la energía térmica en energía mecánica cuando existe una diferencia de temperaturas entre un foco caliente (fuente de calor) y un foco frío. Al no emitir contaminantes en su funcionamiento y simplemente necesitar calor para funcionar, son una tecnología con un futuro muy prometedor en la sustitución de los combustibles fósiles. El funcionamiento de un motor Stirling se muestra en el siguiente esquema.

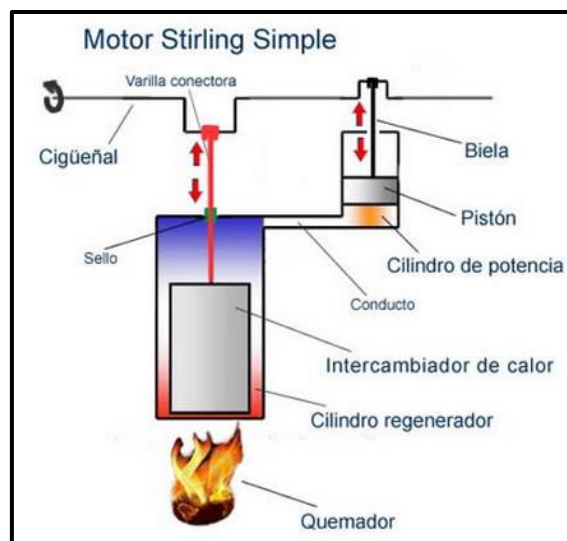


Figura 28. Esquema de funcionamiento de un motor Stirling (Híbridos y Eléctricos | Coches eléctricos, híbridos, pila de combustible).

3.2.2. Tecnología de torre con campo de heliostatos.

Las plantas con este tipo de tecnología están constituidas por una serie de espejos situados alrededor de una torre central. Estos espejos, junto con su sistema de soporte, se denominan heliostatos y tienen un sistema de movimiento independiente que orienta la reflexión de los rayos solares hacia lo alto de una torre. Hay diferentes tipos de receptores centrales, pero el principio es el mismo, convertir esa radiación concentrada en calor que se transfiere a un fluido.

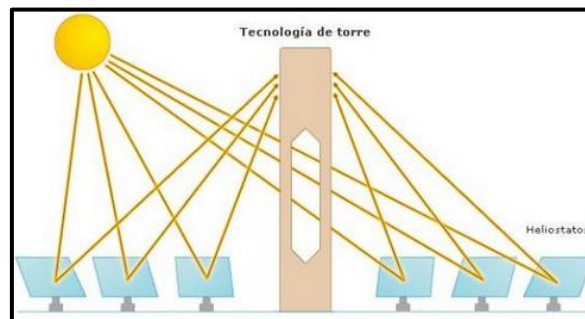


Figura 29. Esquema de los haces de radiación solar en un campo de heliostatos (Artículos - afinidad eléctrica).

Los fluidos utilizados indicarán de qué tecnología se trata. Si se calienta aire en el receptor central, este se utilizará para mejorar el rendimiento de una turbina de gas al introducir aire precalentado en la cámara de combustión.

En el caso de utilizar agua como fluido, se introducirá la misma a presión en el receptor y se generará vapor a una determinada presión y temperatura, el cual se expandirá en una turbina de vapor. Este tipo de tecnología es más complicada de operar porque depende exclusivamente de que haya o no radiación solar. Además, el ciclo de vapor sufre mayores alternancias debido a la poca inercia térmica de este sistema.

Para contrarrestar esto se utilizan sales inorgánicas como fluido calor-transportador en el receptor central. De esta manera las sales generan el vapor y pueden ampliar el rango horario de operación de la planta y el rendimiento del ciclo de vapor por medio de sistemas de precalentamiento y recalentamiento.

La disposición del campo solar es función de la latitud a la que se quiera situar la planta. En la configuración “campo norte” los heliostatos se sitúan detrás de la torre y al norte de la misma. El ángulo de incidencia mejora y el receptor se simplifica debido a que los haces tubulares se sitúan en una sola cara de la torre central. En el otro tipo de configuración, “campo circular”, los heliostatos se sitúan alrededor de la torre y la torre se coloca en el centro, desplazada al sur.



Figura 30. Configuración campo circular, vista aérea de la central solar térmica Gemasolar (Protermosolar).



Figura 31. Configuración campo norte, vista aérea de la central solar térmica PS20 (Abeinsa :: Infraestructuras para un mundo sostenible).

La selección de la ubicación se realiza en base a un estudio que tiene en cuenta las siguientes opciones:

- En el hemisferio Norte, a medida que la distancia al ecuador aumenta, la eficiencia óptica de un campo norte se incrementa con respecto un campo circular.
- Las plantas con disposición campo norte requieren torres más altas que las de campo circular para una misma potencia. Para campos solares mayores es más atractivo utilizar la disposición de campo solar circular debido a que aumentar la altura de la torre implica un aumento del coste mucho mayor, no es proporcional.

El rendimiento óptico disminuye con el aumento del campo solar y el espacio necesario para conseguir mayor potencia tampoco es proporcional. Por ello, la potencia máxima de este tipo de centrales es de un valor en torno a 20 MW, el cual, si se supera, comienza a disminuir la eficiencia de la planta.

En relación al receptor hay multitud de configuraciones de los haces de tubos. Los haces de tubos se pueden colocar dentro de un recinto o de manera externa, y vertical u horizontalmente. El estudio de los materiales a utilizar en el receptor es una parte fundamental porque se concentra la radiación solar de una gran extensión de terreno en un punto. La irradiancia incidente en esa parte del receptor es del orden de 650 kW/m^2 , por lo tanto, la selección de los materiales influye en el rendimiento del receptor y la aparición de problemas. Los tubos son generalmente metálicos (acero inoxidable), con un recubrimiento selectivo capaz de absorber alrededor del 90% de la radiación en el espectro visible y ultravioleta y de emitir poca en el espectro infrarrojo.

El porcentaje de utilización del terreno es bajo y menos del 20% del terreno está cubierto de heliostatos. La configuración de la planta es más simple y el precio menor que plantas con otras tecnologías porque no hay fluidos circulando por el campo solar. Por el contrario, el rendimiento de este tipo de plantas es menor debido a que no es posible la implementación de recalentamiento intermedio en el ciclo de vapor.

A continuación se muestra un esquema simplificado del funcionamiento de una central solar térmica con tecnología de receptor central y campo de heliostatos, a la que se le ha incluido un sistema de almacenamiento térmico para la producción de electricidad en momentos que no haya radiación.

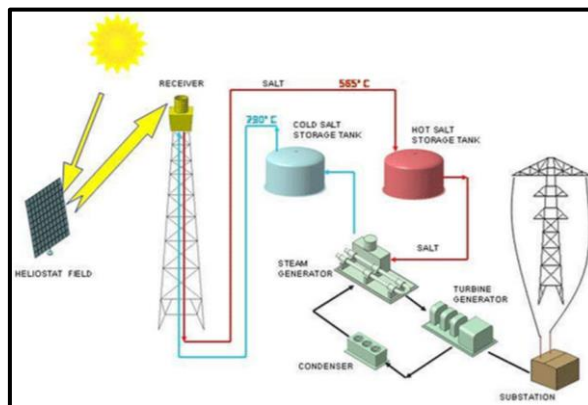


Figura 32. Esquema de funcionamiento de una central solar térmica con tecnología de receptor central con campo de heliostatos y sistema de almacenamiento térmico de sales fundidas (Plataforma Solar de Almería).

3.2.3. Tecnología cilíndrico-parabólica (CCP).

La tecnología que concentra la radiación solar en una línea valiéndose de colectores cilíndrico-parabólicos es una de las más desarrolladas en la actualidad y se la considera como la más madura. La cuota de centrales solares térmicas que utilizan este tipo de tecnología es superior al 95% del global instalado, lo que indica su madurez.

El fluido calor-portador entra por un extremo de un tubo absorbedor de radiación a una temperatura y sale por el otro a una temperatura superior, siendo esta diferencia de temperaturas la que determina la potencia térmica capaz de generar electricidad a la salida de la central. Como fluido se puede utilizar agua, pero la técnica aún no ha resuelto los problemas que genera el cambio de estado del agua a vapor antes de la salida del tubo y las altas presiones requeridas. Por ello se utilizan fluidos que no cambien de estado entre la entrada y la salida y tengan buenas prestaciones térmicas.

El aceite térmico es una mezcla de hidrocarburos aromáticos sintéticos que se utiliza como fluido calor-portador y cuyas temperaturas aproximadas a la entrada y salida del campo solar son 290°C y 390°C, respectivamente. La desventaja de este fluido es que a partir de 400°C se originan hidrocarburos pesados y volátiles, que deben ser filtrados y obligan a operar a una temperatura máxima a la salida del campo solar, reduciendo así el rendimiento del ciclo termodinámico.

El tubo absorbedor transforma la radiación reflejada en el espejo reflector en energía térmica y se sitúa en el foco de la parábola que forma el espejo reflector. Los colectores se unen en lazos a lo largo de una línea y realizan un seguimiento del Sol a un eje para que la radiación incida lo más perpendicularmente posible al tubo absorbedor.

En el caso de que la planta no tenga almacenamiento térmico, el calor del *HTF* (Heat transfer fluid) se transfiere directamente por medio de intercambiadores tubo-carcasa al ciclo de vapor de la central, que es el encargado de transformar la energía térmica del vapor en energía mecánica en una turbina. Posteriormente el *HTF* retorna al campo solar habiendo disminuido su temperatura.

La desventaja principal de las centrales solares térmicas es la alta dependencia de la climatología, no siempre se puede generar electricidad cuando se requiere. Por ese motivo se utiliza una tecnología que proporciona inercia térmica al sistema para poder producir electricidad cuando no se dan las condiciones climáticas favorables o después de la puesta de Sol. El almacenamiento térmico de sales inorgánicas fundidas consiste en la utilización de una mezcla de nitrato potásico y nitrato sódico para el almacenamiento térmico, mezcla de KNO_3 y $NaNO_3$ al 40%/60% en peso. El HTF calienta las sales del tanque de sales frías (no se encuentran en estado sólido en ningún instante) y se van depositando en el tanque de sales calientes. Otra configuración posible es la de utilizar directamente las sales fundidas en el campo solar, pudiendo así obtener una diferencia de temperaturas mayor.



Figura 33. Reflector cilindro-parabólico y tubo absorbedor (Centro de energías Renovables - Ministerio de energía, Chile).

El funcionamiento de los colectores cilindro-parabólicos de una central solar térmica que utiliza este tipo de tecnología se resume en los siguientes esquemas.

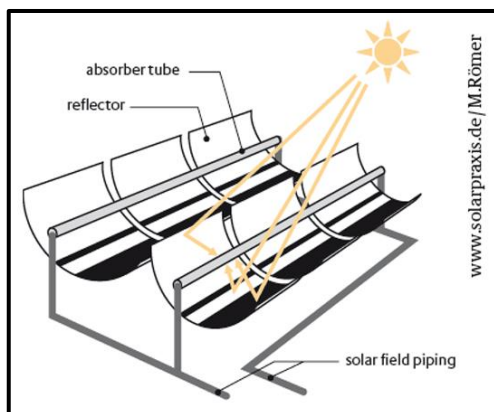


Figura 34. Esquema de funcionamiento de los colectores cilindro-parabólicos (Römer).

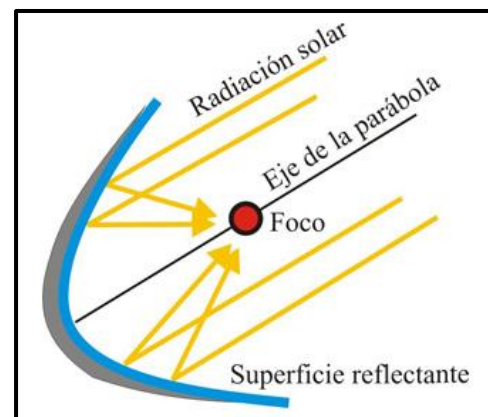


Figura 35. Reflexión de los haces de radiación solar en la parábola (Palacios Rosa).

3.2.4. Tecnología de receptores lineales *Fresnel*.

Esta tecnología sigue el mismo principio que la de los concentradores cilíndrico-parabólicos, la radiación se concentra en una línea donde se coloca un tubo absorbedor.

La diferencia radica en la geometría y la colocación de los espejos, donde los reflectores son planos y simulan un espejo curvo variando el ángulo de cada línea de reflectores.

El coste de los reflectores planos es bastante menor que el de los colectores cilíndrico-parabólicos debido simplemente a las características geométricas en su fabricación y su integración en la planta, pero la eficiencia óptica en la concentración es menor (20: 1 en colectores lineales tipo *Fresnel* frente al 80: 1 de los *CCP*).

Las centrales *Fresnel* generan vapor directamente porque tienen relaciones de concentración menores, y con ello, menores temperaturas se pueden alcanzar a la salida del campo solar. Al tener que generar vapor directamente debido a las bajas temperaturas, en el ciclo de vapor se turbiniza vapor saturado a una temperatura aproximada de 240°C, por lo que se pueden generar condensaciones en la expansión del vapor. Esto implica problemas de erosión mecánica en los álabes de la turbina y obliga a realizar revisiones constantes, además del bajo rendimiento que ofrece el ciclo. El rendimiento global de este tipo de centrales tiene un valor aproximado al 27%, mientras que las centrales *CCP* tienen un valor en torno al 40%.

Por otra parte, la tecnología de espejos lineales *Fresnel* tiene un aprovechamiento del terreno mucho mayor que la tecnología de concentradores cilíndrico-parabólicos (alrededor de un 40% menor) y los espejos *Fresnel*, al ser más pequeños, tienen menos problemas con el viento.

El esquema mostrado a continuación detalla la reflexión de los haces de radiación solar en los colectores lineales *Fresnel*. La colocación de un reflector secundario mejora el rendimiento óptico de este tipo de colectores porque dirige hacia el tubo absorbedor los haces de radiación solar que no han incidido directamente. El reflector secundario es también de tipo parabólico pero de mucho menor tamaño que el de los colectores cilíndrico-parabólicos.

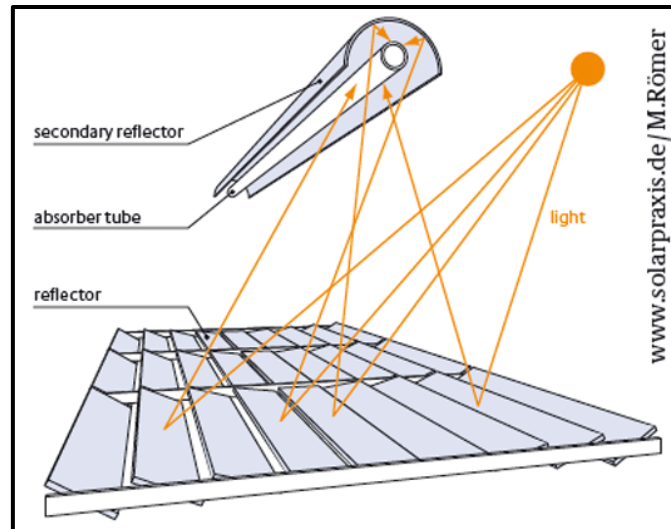


Figura 36. Esquema de funcionamiento de los colectores lineales Fresnel (Römer).

3.2.5. Hibridación.

Se puede reducir la dependencia de la climatología de las centrales termosolares a costa del uso de combustibles fósiles en una caldera auxiliar. Pero los gobiernos establecen un máximo de energía eléctrica producida de este modo puesto que se pretende que la central termosolar produzca energía eléctrica a través de la radiación solar en su mayor parte.

En España se permite hibridar con caldera auxiliar de gas natural pero no con turbinas de gas y hasta un máximo del 15% de la energía eléctrica producida.

Otra forma de hibridar posible es la hibridación con biomasa. La normativa española indica que el máximo grado de hibridación con biomasa es el 50%. Esto implica que la central puede producir energía eléctrica durante muchas más horas al año (prácticamente el doble) que si sólo lo hiciera con radiación solar (la central termosolar simple está parada alrededor del 70% de las horas del año). Otro de los beneficios que supone este tipo de tecnología es el de reducir en gran medida el número de arranques y paradas. Los arranques y paradas ofrecen rendimientos bajos e inducen variaciones térmicas en los sistemas, pudiendo provocar averías.

Las centrales *ISCC* (Integrated Solar Combined Cycle) son capaces de mezclar el vapor generado con la ayuda de un campo solar y el vapor generado por una caldera de recuperación de gases de escape de una turbina de gas.

Este tipo de centrales minimizan los arranques y paradas, además de simplificar los sistemas presentes en la central solar. Por su constitución, la principal desventaja de las centrales *ISCC* es que no se puede producir energía eléctrica sólo con el campo solar, pero sí sólo con el gas. Otra ventaja es el abaratamiento en la construcción de la central solar debido a que carece de sistemas auxiliares porque utiliza los de la central de ciclo combinado.

El esquema de una central *ISCC* muestra la utilización de los gases de escape de una turbina de gas como foco caliente en el ciclo termodinámico de agua-vapor.

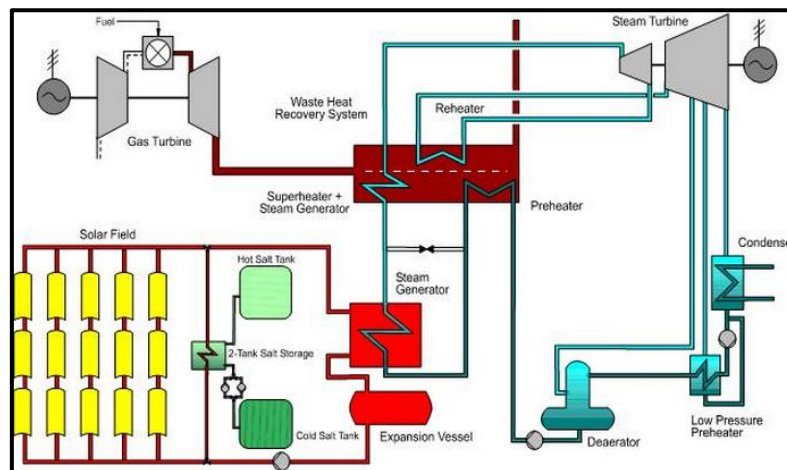


Figura 37. Esquema de funcionamiento básico de una central *ISCC* (Company - TSK Flagsol).

3.3. Historia y evolución de la tecnología solar térmica en España.

Desde el año 2007 la energía solar en España (fotovoltaica y solar térmica) ha experimentado un crecimiento constante que se prevé continúe en el tiempo. Antes del año 2000 apenas había potencia instalada de energía solar en España y el crecimiento en apenas una década la ha situado como uno de los países punteros en esta tecnología.

Las 48 centrales solares térmicas que están en funcionamiento en España son un ejemplo claro de la eficiencia, gestionabilidad y sostenibilidad de la energía solar.

Andasol I es la primera planta termosolar gestionable a nivel mundial. Poder gestionar el calor almacenado para la generación de potencia eléctrica en ausencia de radiación solar es el objetivo de este tipo de centrales. Por primera vez en la historia de las energías renovables se ha podido gestionar la energía limpia y conseguir estabilidad en la red eléctrica.

Gemasolar es la primera planta comercial de energía solar con tecnología de receptor central de torre y sistema de almacenamiento de sales fundidas que le permite producir electricidad durante 15 *horas* sin radiación solar.

Las centrales *PS10* y *PS20* fueron las dos primeras centrales solares térmicas con tecnología de torre y heliostatos en funcionar de forma comercial a escala mundial.

Esto manifiesta la apuesta en firme por este tipo de tecnología, el futuro prometedor y la posición clave que ocupará en el sector energético a largo plazo.

La zona sur de la Península es una de las mejores regiones de Europa para la producción de energía eléctrica mediante este tipo de centrales debido a la cantidad de radiación que incide a lo largo del año y sus buenas condiciones climáticas. El mapa adjunto indica la localización y el estado de las centrales solares térmicas en España.

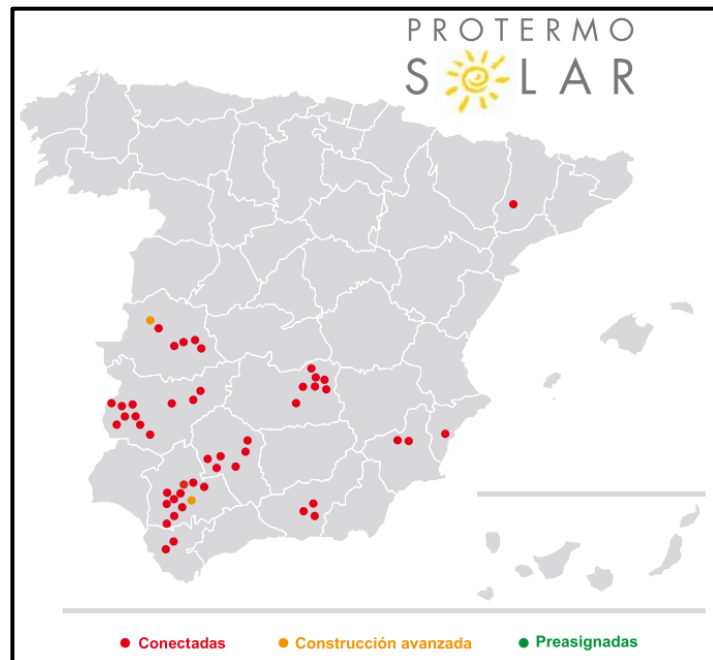


Figura 38. Localización de centrales solares termoeléctricas en España (Protermosolar).

3.4. Líneas de mejora de la tecnología.

Las principales líneas que se siguen en la actualidad para mejorar la eficiencia y rentabilidad de la tecnología solar térmica para la producción de electricidad son la reducción de los costes de construcción, operación y mantenimiento de las centrales, la mejora del rendimiento del ciclo termodinámico por medio de temperaturas de operación más altas, el alargamiento de la vida útil de las centrales y el aumento de las horas de operación anual. Los retos actuales se resumen en los siguientes puntos:

- Reducir el coste de la electricidad producida.
- Adaptar la producción a la demanda a través de la gestionabilidad.
- Reducir el impacto ambiental.
- Mejorar el concepto de modularidad en las centrales.
- Mejorar los sistemas de almacenamiento térmico.
- Hibridar el bloque de potencia.
- Mejorar la eficiencia óptica.
- Aumentar la temperatura máxima del ciclo.
- Simplificar los diferentes sistemas de las plantas.
- Simplificar los procesos de construcción.
- Aumentar la robustez, fiabilidad y durabilidad de los sistemas.
- Optimizar los trabajos de operación y mantenimiento.

CAPÍTULO 4. CENTRALES SOLARES TERMOELÉCTRICAS.

En este capítulo se abordará la descripción detallada de los sistemas que componen los diferentes tipos de tecnología actual de las centrales solares térmicas. En el primer subapartado se indicará el tipo de central solar térmica sobre la que se basarán los cálculos posteriores. En los siguientes subapartados se realizará dicha descripción sin particularizar para un tipo concreto de central, simplemente se especificará el estado del arte de los sistemas de las diferentes tecnologías.

4.1. Bloques principales de la instalación.

Los principales bloques en los que se puede dividir una central solar termoelectrica son el campo solar y el tren de generación de vapor, complementados con los sistemas auxiliares y los sistemas eléctricos.

Desde el punto de vista de importancia en el funcionamiento de la planta, cualquier sistema puede llegar a limitar la operación y, aunque el campo solar y el ciclo termodinámico están catalogados como parte esencial, no son, ni mucho menos, los únicos elementos primordiales.

4.1.1. Campo solar.

En el campo solar se realiza la conversión de la radiación solar incidente en energía térmica a utilizar en el ciclo termodinámico. La energía térmica absorbida por el campo

solar será función de la hora del día, por lo que el campo solar se dimensionará para la hora con mayor radiación del día seleccionado.

Los diferentes elementos que pueden estar presentes en el campo solar al utilizar una tecnología u otra se describen a continuación:

Tubo absorbedor:

El tubo absorbedor transforma la radiación reflejada en el espejo reflector en energía térmica. Es una de las partes clave del campo solar de las plantas solares térmicas con tecnología de concentradores cilíndrico-parabólicos y *Fresnel*. Esto es debido a que la energía absorbida determina la temperatura de salida del campo solar del fluido calor-transportador, y esta temperatura establece el rendimiento del ciclo de agua-vapor. Por tanto, las propiedades ópticas de los tubos absorbedores afectan directamente al rendimiento del campo solar, y es por ello que la investigación sobre estos elementos es constante.

El tubo absorbedor está formado por dos tubos concéntricos con una capa de vacío entre ellos para reducir las pérdidas de calor por convección y conducción entre la superficie captadora y el cristal concéntrico. Por dentro del tubo interior circula el fluido calor-transportador que puede ser agua, aceite térmico o sales fundidas, en función de la tecnología. Los tubos absorbedores actuales son muy similares unos a otros y presentan las siguientes características:

- El tubo interior es de acero de gran durabilidad con un recubrimiento altamente selectivo que tiene una absorptividad mayor al 95,5% y una emisividad menor al 9,5%.
- El recubrimiento absorbente es estable térmicamente hasta 450°C.
- El sello de vidrio-metal permite conservar el vacío entre los tubos y así evitar pérdidas de calor al tener los materiales diferentes coeficientes de dilatación.
- El tubo exterior es de vidrio recubierto con una película antirreflejo con la que se obtiene una transmitancia mayor al 96,5% frente al 92% que se obtendría

utilizando sólo vidrio. Esta película tiene como principales características la alta adhesión al vidrio y gran resistencia a la abrasión.

A continuación se muestra una tabla con las características técnicas del tubo absorbedor *SCHOTT PTR*® 70 de la empresa *Schott*, que es el que se utilizará en los cálculos posteriores.

SCHOTT PTR® 70	
Elementos	Especificación
Dimensión	<ul style="list-style-type: none"> Longitud: 4.060 (<i>mm</i>) a 20°C de temperatura ambiente. Longitud de apertura: > 96,7% de la longitud mayor a la temperatura de trabajo (> 300°C).
Amortiguador	<ul style="list-style-type: none"> Diámetro exterior: 70 (<i>mm</i>). Diámetro interior: 64 (<i>mm</i>). Acero: <i>DIN</i> 1.4541 o similar. Absorción solar: $\alpha_{ISO} \geq 95,5\%$ o $\alpha_{ASTM} \geq 96,0\%$. Emitancia térmica (~400°C): $\varepsilon \leq 9,5\%$.
Sobre de cristal	<ul style="list-style-type: none"> Vidrio borosilicato. Diámetro exterior: 125 (<i>mm</i>). Revestimiento anti-reflectante. Transmitancia solar: $\tau \geq 96,5\%$.
Pérdidas térmicas	<ul style="list-style-type: none"> < 250 (<i>W/m</i>) a 400°C. < 175 (<i>W/m</i>) a 350°C. < 125 (<i>W/m</i>) a 300°C.
Vacío	<ul style="list-style-type: none"> Presión del gas $\leq 10^{-3}$ (<i>mbar</i>).
Presión operacional	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 40 (<i>bar</i>) (absoluto).

Tabla 9. Características del tubo absorbedor SCHOTT PTR® 70 (SCHOTT – Vidrio hecho de ideas | SCHOTT AG).

Además, esta empresa ha desarrollado una tecnología de escudos que permite convertir el área inactiva de los sellos del tubo (que no utiliza la radiación solar) en área activa. Los siguientes esquemas muestran el funcionamiento de esta tecnología, con la que se consiguen ganancias ópticas del campo solar de hasta un 2%.



Figura 39. SCHOTT Booster Shields (SCHOTT – Vidrio hecho de ideas | SCHOTT AG).

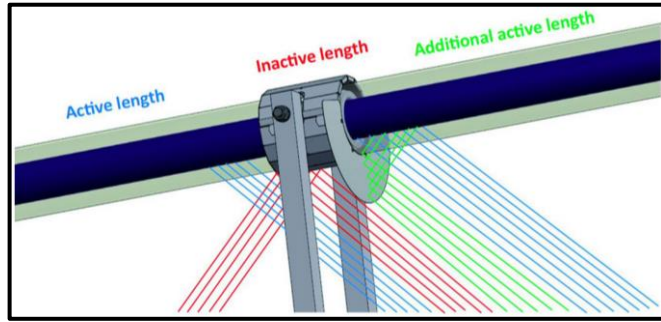


Figura 40. Incidencia de los haces de radiación solar en los escudos SCHOTT (SCHOTT – Vidrio hecho de ideas | SCHOTT AG).

Los principales fabricantes de tubos absorbedores son *Schott* y *Siemens* (hasta finales de 2013). Recientemente *Siemens* vendió su fábrica de tubos absorbedores a *Abengoa* ante las pérdidas que estaba sufriendo el sector.

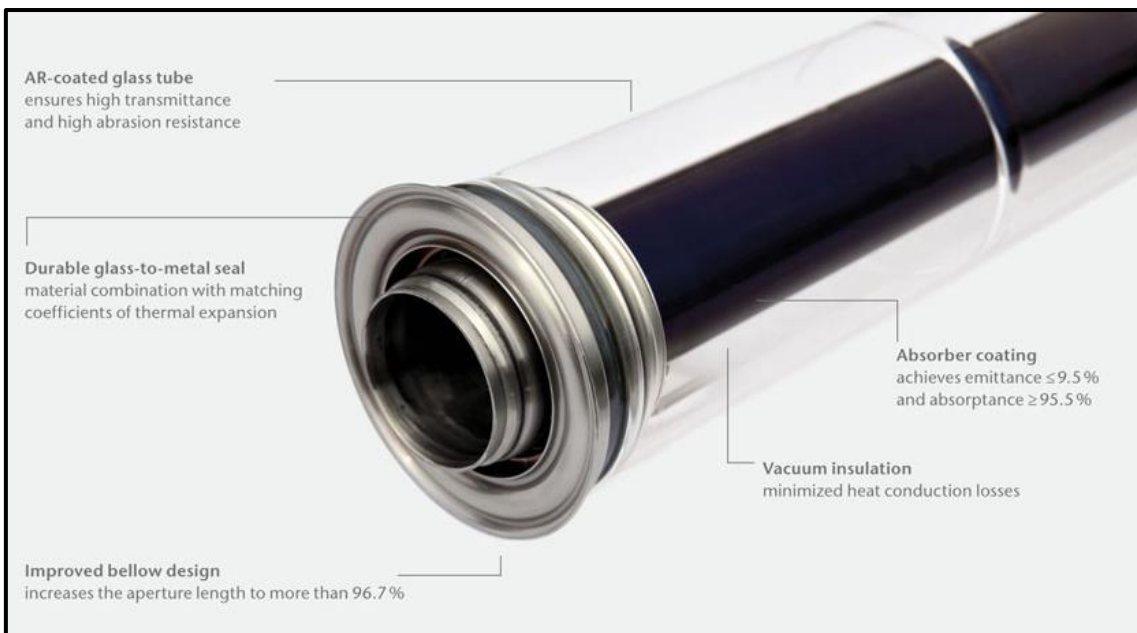


Figura 41. Resumen de características del tubo absorbedor SCHOTT PTR[®] 70 (SCHOTT – Vidrio hecho de ideas | SCHOTT AG).

Torre central:

La torre central de las plantas solares térmicas con tecnología de heliostatos y torre central es la construcción vertical donde en el extremo se coloca el receptor central del

campo solar. Al receptor le llega la radiación de todo el campo de heliostatos gracias a la orientación de los mismos y la altura de la torre (alrededor de 150 *metros* de altura). La función principal de la torre es la de soportar al receptor y es el receptor el que transforma la radiación concentrada en calor y lo transfiere a un fluido que puede ser aire, agua o sales inorgánicas. El receptor de la torre central realiza la función del tubo absorbedor de las plantas que utilizan esa tecnología.

Hay gran variedad de tipos de receptores centrales en función del tipo de fluido que calienten. En caso de calentar aire se utiliza el aire caliente para aumentar el rendimiento a la entrada de la cámara de combustión. Si se calienta agua e introduce a presión se trata de un receptor central de generación directa de vapor produciendo vapor a una determinada presión y temperatura. Otro modo es introducir sales inorgánicas para generar vapor posteriormente.

El principal problema de la generación directa de vapor es la dificultad de generar vapor sobrecalentado y la sensibilidad al paso de nubes, por este motivo se utilizan sales inorgánicas. Cuando se utilizan sales inorgánicas, la torre de hormigón está compuesta por un tanque de sales frías, un tanque de sales calientes y una serie de bombas que impulsan las sales desde el tanque de sales frías hasta el de sales calientes pasando por el receptor central, donde aumentan su temperatura. Las temperaturas suelen ser de 290°C y superiores a 550°C para los tanques de sales frías y calientes, respectivamente.

Por otra parte, otro sistema de bombeo impulsa el fluido del tanque de sales calientes hacia el sistema de generación de vapor donde intercambia la energía térmica de las sales con el agua, produciendo vapor sobrecalentado que se turbiniza para producir energía mecánica.

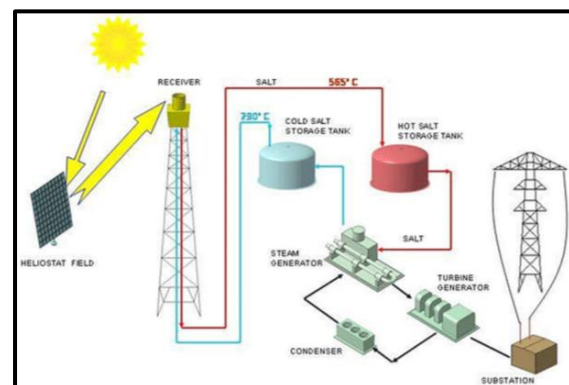


Figura 42. Esquema de funcionamiento del sistema de almacenamiento térmico mediante sales fundidas (Plataforma Solar de Almería).

Espejos:

Los espejos son los encargados de concentrar la radiación solar directa en un punto o una línea, donde se coloca el receptor que absorbe dicha radiación.

En función del tipo de tecnología que se utilice en la planta habrá cuatro tipos de espejos en referencia a la estructura y geometría: concentradores cilíndrico-parabólicos, tipo *Fresnel*, de receptor central y disco parabólico Stirling.

La clave del rendimiento del campo solar de las plantas de captación solar es la calidad y limpieza de sus espejos. El principal material del que se constituyen los espejos es el vidrio, por lo que su calidad implicará las prestaciones finales de la planta. Para obtener un buen rendimiento del campo solar, en la construcción de los espejos se utiliza vidrio extra claro con bajo contenido en hierro y elevados niveles de transmisión luminosa y energética.

Mediante una combinación de presión y temperatura en un horno se le da al vidrio el rendimiento óptico óptimo y se le curva en caso de ser parabólico. Posteriormente se temple, y para conseguir una buena reflectividad y durabilidad se aplica una capa de plata, una protección de cobre y varias capas de pintura de protección. De esta manera se consiguen reflectividades superiores al 94% y una vida útil de los materiales superior a 25 años.

En el caso de la tecnología de colector cilíndrico-parabólico en el campo solar, el mercado ofrece una amplia gama de colectores cuyas características principales son bastante similares.

A continuación se muestra una tabla comparativa de diferentes modelos y posteriormente, en el apartado de la metodología de cálculo de los parámetros ópticos, se explicará qué es cada parámetro.

Colector	Carga de viento de diseño (m/s)	Apertura (m)	Distancia focal (m)	Longitud de cada módulo de colector (m)	Longitud por colector (m)	Ángulo de borde ($^\circ$)	Concentración geométrica	kg/m^2
Flagsol SKAL-ET 150	31,5	5,77	1,71	12	148,5	80	82	~33
SENER	33	5,76	1,70	12	150	-	~80	-
IST Solucar PT-2	35,8	4,4	1,7	12	148,5	72	~63	~17
Acciona Solar Power SGX 2	~33	5,77	-	12	100 – 150	-	82	~22

Tabla 10. Comparativa de diferentes modelos de colectores solares (Kearney, 2007).

Otro de los modelos más utilizados en la actualidad es el *EuroTrough*, que es el tipo de colector que se utilizará en el dimensionado de la planta solar:

	EuroTrough Model	
	ET100	ET150
Distancia focal (m)	1,71	1,71
Apertura (m)	5,77	5,77
Área de apertura (m^2)	545	817,5
Longitud del colector (m)	99,5	148,5
Número de módulos por unidad	8	12
Número de placas de cristal	224	336
Reflectividad del espejo (%)	94	94
Peso por área de apertura (kg/m^2)	19	18,5

Tabla 11. Características del colector solar EuroTrough (Geyer, y otros).

Soporte:

La estructura de los colectores cilíndrico-parabólicos tiene forma de esqueleto y se prolonga por la parte inferior del espejo parabólico a lo largo de toda su longitud. La principal función de la estructura del colector es la de sustentar el espejo y el tubo

absorbedor y mantener la alineación óptica adecuada para que los rayos incidan de manera perpendicular.

Además, la estructura soporta las fuerzas externas como pueden ser golpes fortuitos o viento, que puede ser un problema grave en este tipo de colectores. Por otra parte, su constitución permite a los espejos realizar el seguimiento solar para conseguir la mayor eficiencia óptica del campo solar. Los principales tipos de estructuras de colectores son los siguientes:

- Los sistemas de colectores **Luz** están fabricado en acero galvanizado y tienen una gran fiabilidad, lo que los ha convertido en el modelo base del resto de tipos de colectores. Hay dos tipos de estos colectores, *LS – 2* y *LS – 3*, donde el primero tiene una estructura *torque-tube* que proporciona rigidez a la torsión pero cuya desventaja es la gran cantidad de acero que utiliza. El *LS – 3* utiliza una estructura de *bridge truss* (celosía) en vez de *torque-tube* para reducir la cantidad de acero necesario, pero también su rendimiento óptico debido a su sensibilidad a la torsión.



Figura 43. Estructura del colector LS-2 (National Renewable Energy Laboratory (NREL)).



Figura 44. Estructura del colector LS-3 (National Renewable Energy Laboratory (NREL)).

- El consorcio europeo **Eurotrough** inició el desarrollo de un nuevo diseño tras la desaparición de *Luz*. *Eurotrough* se basa en el diseño torque-box para incluir las ventajas de los diseños *LS – 2* y *LS – 3* conjuntamente. De esta manera se consigue un diseño que muestre rigidez torsional con un inferior contenido en acero. Además, está formado por un número reducido de componentes, que requieren un bajo mantenimiento. Por ello, este tipo de colector es uno de los más utilizados en la actualidad debido a sus altas prestaciones y costes menores.

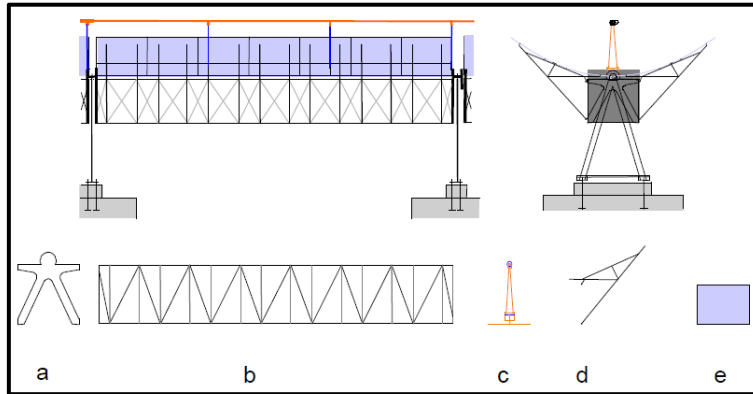


Figura 45. Esquema de los elementos y la estructura del colector EuroTrough, que consta de (a) dos placas terminales, (b) 4 marcos de acero atornillados a una caja de torsión, (c) 3 tubos absorbedores de soporte, (d) 28 brazos en voladizo y (e) 28 partes de espejo (Lüpfert, y otros).

- Los colectores ***Solargenix*** se basan en un diseño en aluminio extruido que pesa menos que los diseños en acero, no requiere de soldaduras y utilizan pocos elementos de fijación.

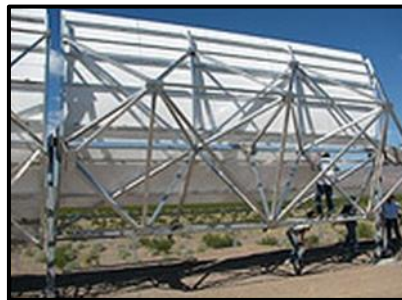


Figura 46. Estructura del colector Solargenix SCX-1 (National Renewable Energy Laboratory (NREL)).

Los pilones soportan la estructura del colector y le permiten girar y realizar el seguimiento solar con gran precisión. El pilón se monta sobre una base de hormigón armado que soporta el peso y la carga de viento sobre el colector.

Sistema de seguimiento:

El sistema de seguimiento solar es un sistema que permite guiar los espejos según el movimiento del sol para conseguir que los rayos incidan de manera perpendicular y así

conseguir el mayor rendimiento del campo solar. El sistema de seguimiento en un campo de heliostatos se realiza en dos ejes pero el seguimiento de los colectores cilíndrico-parabólicos se realiza en un eje debido a las dificultades técnicas que acarrea colocar el tubo absorbedor. El sistema de seguimiento a un eje en el caso de *CCP* se realiza de Este a Oeste, con el eje de los colectores en el eje Norte-Sur.

En el caso de colectores cilíndrico-parabólicos, mediante fotocélulas separadas por una banda de sombra se consigue detectar el movimiento del sol. En caso de desenfoque, el sensor solar envía una señal al motor para que gire un número determinado de grados y así la orientación sea óptima en todo momento. Otra función de las fotocélulas es detectar el exceso de radiación solar, enviando una señal al motor para que gire los espejos y los desenfoque.

El funcionamiento de estos sensores consiste en identificar la diferencia de intensidad de la radiación solar para igualarla mediante el movimiento de giro, como se muestra en el siguiente esquema.

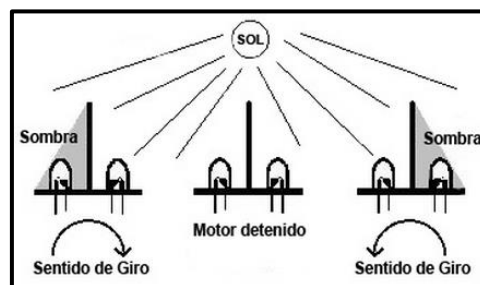


Figura 47. Esquema de funcionamiento de las fotocélulas para realizar el seguimiento solar (Fundación Energizar | Energías Renovables).

Otro método para guiar los colectores es utilizar un modelo matemático que describa la posición exacta del sol en cada momento.

Hay varios tipos de mecanismos utilizados para realizar el giro, entre los que destacan los eléctricos, motor-reductores e hidráulicos, siendo este último el más utilizado. A continuación se muestra un esquema del funcionamiento mecánico del seguidor solar:

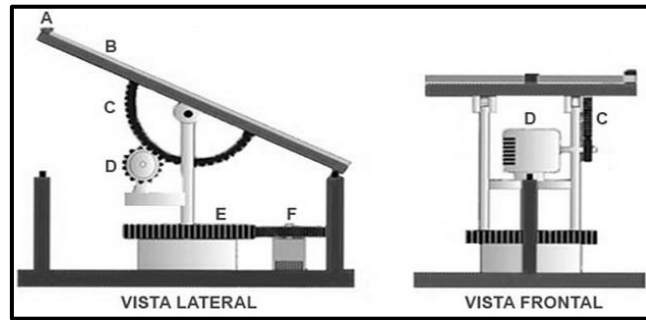


Figura 48. Esquema del funcionamiento mecánico del seguidor solar, donde (A) son los sensores, (B) el panel solar, (C) los engranajes para el movimiento de inclinación, (D) el motor de inclinación, (E) la corona para movimiento azimutal y (F) el motor azimutal (Fundación Energizar | Energías Renovables).

Por otra parte, la conexión entre las tuberías fijas y los tubos receptores debe permitir la dilatación térmica y el desplazamiento y rotación relativos entre los tubos. Para realizar esta interconexión se utiliza un tipo de dispositivo llamado *Ball joint*.

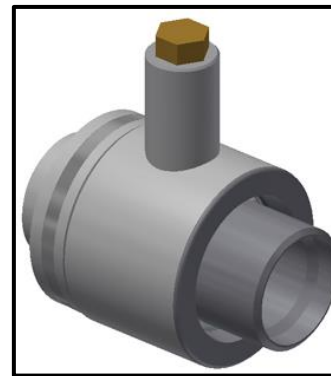


Figura 49. Mecanismo Ball joint para realizar la conexión de los tubos (Advanced Thermal Systems, Inc.)

Sistema HTF:

El HTF (*Heat Transfer Fluid*) circula por el interior de los tubos absorbedores del campo solar para aumentar su temperatura hasta una determinada a la salida del campo solar.

El almacenamiento térmico de sales inorgánicas fundidas consiste en la utilización de una mezcla de nitrato potásico y nitrato sódico para el almacenamiento térmico, mezcla de KNO_3 y $NaNO_3$ al 40%/60% en peso. El HTF calienta las sales del tanque de sales frías (no se encuentran en estado sólido en ningún instante) y se van depositando en el tanque de sales calientes para poder utilizar esta energía térmica en otro momento.

Además, el *HTF* intercambia calor con el ciclo de generación de vapor y cuando su energía térmica es insuficiente debido a la falta de radiación solar, es apoyado por las sales inorgánicas. Por este motivo, el campo solar debe estar sobredimensionado.

En el caso en el que la planta no tenga almacenamiento térmico, el calor del *HTF* se transfiere directamente por medio de intercambiadores tubo-carcasa al ciclo de vapor de la central, que es el encargado de transformar la energía térmica del vapor en energía mecánica en una turbina. Posteriormente el *HTF* retorna al campo solar habiendo disminuido su temperatura.

Para caracterizar el sistema de *HTF* se describirán con detalle los componentes principales y las propiedades del fluido calor-portador a través de los siguientes subapartados:

Elección del *HTF*:

En una planta solar térmica se puede utilizar como fluido térmico agua, aceite térmico y sales inorgánicas fundidas. A continuación se explican las ventajas y desventajas al utilizar cada uno de los tipos de fluido térmico.

- **Agua:** utilizar agua como fluido térmico aporta gran seguridad al sistema debido a que no hay riesgo de contaminación por fugas, ni de explosión, y se pueden conseguir temperaturas de 550°C. Además, el coste del agua es bajo y se eliminan los sistemas propios de tratamiento y prevención de fluidos térmicos, que sí son peligrosos. La principal desventaja son las altas presiones requeridas en la generación directa de vapor, los problemas que ocasiona la generación del vapor antes de alcanzar la salida del tubo y la alta sensibilidad que infiere al sistema el paso de nubes.
- **Sales inorgánicas fundidas:** una mezcla de nitrato potásico y nitrato sódico, KNO_3 y $NaNO_3$, al 40%/60% en peso. El uso de este tipo de fluido térmico permite eliminar el intercambiador entre el fluido calor-portador y el

almacenamiento, reduciendo así los costes. Se pueden alcanzar temperaturas de 600°C, pero su principal desventaja es la alta temperatura de congelación, alrededor de 220°C, que implica aportar calor para evitar que solidifique y dañe el sistema.

- **Aceite térmico:** el aceite térmico es una mezcla de hidrocarburos aromáticos sintéticos que se utiliza como fluido calor-portador. La desventaja de este fluido es su inestabilidad y degradación a partir de 400°C (algunos aceites actuales pueden alcanzar 450°C) porque genera hidrocarburos pesados y volátiles, que deben ser filtrados y obligan a operar a una temperatura máxima a la salida del campo solar, no pudiendo alcanzar el máximo rendimiento del ciclo termodinámico. La ventaja es que no necesita grandes presiones para circular por el campo solar, a diferencia de lo que ocurre con el agua.

Características del aceite térmico:

Los aceites térmicos aptos para su utilización en este tipo de requerimientos presentan las siguientes características:

- La temperatura máxima de operación es la temperatura a la que las reacciones de degradación del hidrocarburo son muy rápidas. Las moléculas se rompen y forman radicales libres que actúan como catalizador de la reacción, aumentando su velocidad. La temperatura máxima no debe superar en ningún punto 430°C.
- La mezcla de hidrocarburos presenta un punto de congelación inferior a cada componente por separado. Su punto eutéctico se sitúa a 12°C. Es necesario mantener el aceite en todo momento por encima de esta temperatura.
- Presenta grandes variaciones de densidad con la temperatura. Por este motivo es necesaria la instalación de tanques de expansión en el sistema.
- La presión de vapor a 393°C es de 10,6 bar. Por lo tanto, la presión en el sistema de *HTF* debe ser superior a este valor para que el aceite térmico no vaporice y se mantenga en estado líquido.

- El calor específico del aceite térmico oscila entre 2.300 y 2.700 kJ/kg , en función de la temperatura.
- La energía interna del fluido (entalpía) a 293°C es aproximadamente 540 kJ/kg y a 393°C es de 800 kJ/kg .
- La viscosidad varía enormemente con la temperatura. Por ello hay que evitar que la temperatura baje de 40°C. Aun así, a temperaturas de operación, su viscosidad es mucho mayor que la del agua, del orden de 1.000 veces mayor.

Hay una gran variedad de empresas químicas que proporcionan aceites térmicos y, a su vez, cada empresa tiene una gran gama de este tipo de fluidos. Para elegir el tipo concreto de aceite térmico de alta temperatura a utilizar en la instalación hay que tomar en consideración las características siguientes:

- Estabilidad térmica.
- Temperatura máxima de operación.
- Facilidad de bombeo a bajas temperaturas.
- Inflamabilidad y riesgo de incendio.
- Presión de vapor.
- Facilidad de recuperar el fluido.
- Protección contra la congelación.
- Protección contra las expansiones térmicas.
- Protección contra la corrosión.
- Mantenimiento del fluido.

Con todo y esto, las propiedades de los aceites recomendados por las empresas para estos requerimientos apenas presentan diferencias en sus propiedades. A continuación se muestran tres aceites que se utilizan para este tipo de aplicaciones:

- **Therminol VP-1**: es un fluido sintético de transferencia de calor diseñado para operar en sistemas en fase de vapor con temperaturas entre 257°C y 400°C, y en sistemas en fase líquida con un rango de temperaturas de 12°C a 400°C. Sus características principales son su gran estabilidad térmica, baja viscosidad y

rendimiento eficiente. A continuación se muestra la tabla de propiedades principales del *Therminol VP-1* y en el *Anexo I* se definen con detalle.

Therminol VP-1		
Apariencia	Clara, agua líquida blanca	
Composición	Bifenil / Óxido de difenil mezcla eutéctica	
Punto de cristalización	12°C	
Contenido de humedad	300 ppm	
Punto de inflamación (ASTM D – 92)	124°C	
Punto de combustión (ASTM D – 92)	127°C	
Temperatura de auto ignición (ASTM D – 2155)	621°C	
Viscosidad cinemática, a 40°C	0,0248 cm ² /s	
Viscosidad cinemática, a 100°C	0,0099 cm ² /s	
Densidad a 25°C	1.060 kg/m ³	
Coefficiente de expansión térmica a 200°C	0,000979 °C ⁻¹	
Contracción de volumen al congelarse	6,27%	
Expansión de volumen tras la fusión	6,69%	
Tensión superficial en el aire a 25°C	0,0366 N/m	
Resistividad específica a 20°C	6,4 · 10 ⁹ ohm · m	
Peso Molecular Medio	166	
Calor de fusión	97.3 kJ/kg	
Punto de Ebullición Normal	257°C	
Calor de vaporización a máxima temperatura de operación (400°C)	206 kJ/kg	
Rango óptimo de uso:	Fase líquida	12 – 400°C
	Fase vapor	260 – 400°C
Máxima temperatura de película	425°C	
Temperatura pseudocrítica	499°C	
Presión pseudocrítica	33,1 bar	
Densidad pseudocrítica	327 kg/m ³	

Tabla 12. Características técnicas del aceite térmico Therminol VP-1 (Therminol Heat Transfer Fluids, Heat Transfer Fluid Products).

- ***Dowtherm A***: es un fluido a base de orgánicos sintéticos utilizado para la transferencia de calor y diseñado para operar en sistemas en fase de vapor con temperaturas entre 257°C y 400°C, y en sistemas en fase líquida con un rango de 15°C a 400°C. Sus características principales son su gran estabilidad térmica,

baja viscosidad y rendimiento eficiente. Como se puede observar, las características son similares al aceite *Therminol VP-1*.

- ***Syltherm***: los aceites a base de *Syltherm* (a base de siliconas) presentan propiedades similares a las de los aceites con base *Dowtherm* debido a que son producidos por la misma empresa (*Dow*). Los aceites *Syltherm* trabajan en los mismos rangos que el resto de aceites térmicos y tienen gran durabilidad.

Sistema de bombeo de HTF:

El sistema de bombeo se encarga de impulsar el aceite térmico para que circule a la velocidad adecuada por el campo solar y los intercambiadores de calor para optimizar la transferencia de calor. Para impulsar el aceite térmico se utilizan bombas de aproximadamente 1 MW de potencia. En las centrales solares térmicas de 50 MW se suelen colocar 6 bombas y una de ellas se mantiene de repuesto por si fallan las otras.

La bomba de proceso químico *Durco Mark 3 ISO* de *Flowserve* es apta para este tipo de procesos porque puede trabajar con fluidos con propiedades abrasivas y a altas temperaturas (hasta 400°C), además de poder proporcionar caudales de hasta 1.400 m³/h y presiones de 25 bar.

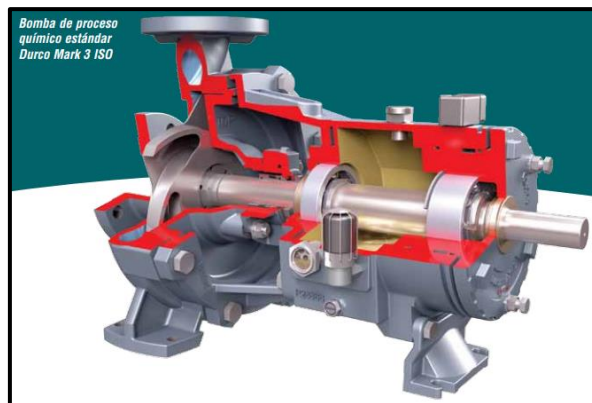


Figura 50. Bomba de proceso químico Durco Mark 3 ISO de Flowserve para impulsar el aceite térmico por el campo solar (Flowserve Corporation).

La central no puede funcionar si no funciona el sistema de bombeo de aceite y, además, es muy peligroso el fallo simultáneo del sistema de bombeo de aceite y del sistema para

desenfocar los espejos porque se corre el riesgo de que el aceite aumente su temperatura por encima de la temperatura crítica.

Tuberías colectoras fría y caliente:

El sistema de tuberías guía al aceite térmico hacia la entrada del campo solar ($\sim 290^{\circ}\text{C}$) desde el bloque generador de potencia. A la salida, conduce al aceite térmico ($\sim 390^{\circ}\text{C}$) hacia el bloque generador de potencia. En el campo solar circulan dos tuberías en paralelo (tubería del fluido frío y tubería del fluido caliente) y cada lazo de colectores se conecta a la tubería fría (entrada) y a la tubería caliente (salida). En los siguientes esquemas del campo solar se representan estas dos tuberías, donde la fría es la de color azul y la caliente la de color rojo. En apartados posteriores se explica el porqué de estos dos tipos de configuración.

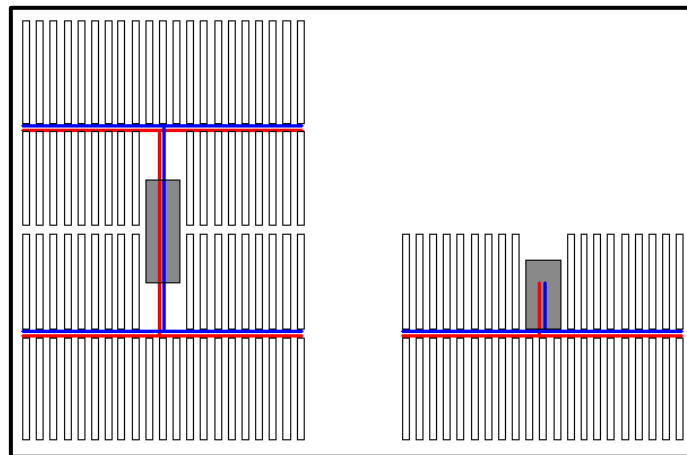


Figura 51. Tuberías del campo solar: en azul la tubería fría y en rojo la caliente (Propia).

A medida que se adentra el *HTF* en el campo solar, las tuberías reducen su diámetro para mantener la velocidad fijada para la transferencia de calor y compensar las bifurcaciones del campo solar en referencia al caudal. Las tuberías son de acero al carbono, recubiertas de aislante y con una superficie final de chapa galvanizada. El caudal total del campo solar es impulsado por el sistema de bombeo, que debe ser lo suficientemente potente como para cumplir con dicho objetivo.

Además, el sistema de tuberías se coloca de tal manera que tenga una pendiente máxima del 1% para poder realizar la purga del sistema con relativa frecuencia y así evitar averías en el sistema de impulsión y el empeoramiento de la transferencia de calor. Por otra parte, la pendiente también se utiliza para drenar los productos de degradación del aceite térmico y disminuir los riesgos que conlleva la presencia de hidrocarburos pesados y volátiles en la instalación.

Tanque de expansión:

Entre las características del aceite térmico se encuentra la gran variación de su densidad con la temperatura. Por este motivo es necesaria la instalación de tanques de expansión en el sistema para absorber las variaciones de volumen del fluido térmico.

El tanque de expansión se sitúa en el punto más alto de la instalación y, junto al mismo, el tanque de rebose para recircular el aceite térmico que haya rebosado debido al aumento de su volumen. Además, para evitar la oxidación del tanque y la evaporación del fluido debido a las altas temperaturas, el tanque se encuentra presurizado con un gas inerte como el nitrógeno.

Caldera auxiliar:

El principal problema de las centrales solares es la dependencia de la radiación solar y poder adaptar adecuadamente la generación a la demanda. Por este motivo, se permite utilizar equipos que utilicen combustible para mantener la temperatura del fluido térmico para compensar la falta de irradiación solar y evitar incumplimientos en las entregas previstas de electricidad. La máxima producción de energía permitida con la caldera auxiliar es un 15%.

Para ello se instalan calderas auxiliares que utilizan combustible fósil para este fin. Conjuntamente, otra de las funciones que cumplen las calderas auxiliares es la de evitar que el aceite térmico alcance su temperatura de congelación ($\sim 12^{\circ}\text{C}$). En esta función

también se implica el sistema de bombeo, que evita que el aceite térmico quede estancado en algún punto, manteniéndolo constantemente en circulación.

Por la noche o en momentos del día que no haya radiación, para evitar que aumente la viscosidad del aceite térmico y pueda llegar a solidificarse, en la central se pone en funcionamiento el sistema de traceado de las tuberías a través de resistencias eléctricas o tuberías calentadas por vapor. Para evitar este sistema, que consume mucha electricidad, se puede purgar el aceite por la noche para introducirlo en un tanque aislado y así evitar que baje demasiado la temperatura.

Atmósfera explosiva, zona ATEX:

La Directiva *ATEX*, surgida y aplicable en la Unión Europea, describe qué tipo de equipamiento y ambiente es permitido para el trabajo en una atmósfera explosiva. La presencia en las centrales solares de fluido térmico, gas natural e hidrógeno, puede generar una atmósfera explosiva en zonas concretas de la instalación. Hay que asegurar las zonas *ATEX* debido a los potenciales riesgos que pueden tener los operarios.

Las principales zonas donde puede aparecer una atmósfera explosiva son:

- **Válvulas y juntas rotativas:** a pesar de estar soldadas, en las juntas del campo solar se establece una zona de seguridad alrededor de ellas y de las válvulas. Esta zona de seguridad se define como una esfera de aproximadamente un metro de diámetro alrededor de cada junta y válvula. Esta zona *ATEX* es considerada de tipo 2, que es la menos exigente.
- **Tanques de expansión:** debido a los drenajes y venteos que se realizan en los tanques de expansión se debe delimitar una zona *ATEX* mínimo de tipo 2.
- **Zona de bombeo:** los sistemas de bombeo y recirculación de aceite se suelen situar cercanos a los tanques de expansión, por ello se define una zona *ATEX* de tipo 1.
- **Zona Ullage:** con motivo de la cantidad de válvulas y bridas que hay en la zona de eliminación de productos de degradación se debe especificar una zona tipo 1 debido a la peligrosidad de estos productos y a la cercanía de este sistema a los anteriormente nombrados.

- **Intercambiadores de calor del tren de generación de vapor:** debido al alto número de instrumentos y válvulas no se puede asegurar con certeza la eliminación completa del riesgo de incendio o explosión. Por ello se define una zona *ATEX* de tipo 2 (la menos exigente).
- **Caldera auxiliar:** la caldera auxiliar y la zona asociada a la misma se debe considerar zona *ATEX* de tipo 1 como mínimo y se debe seguir la normativa rigurosamente.
- **Zona de almacenamiento de gas:** la zona de almacenamiento de gas es definida como zona tipo 0 (la más exigente), debido a su riesgo potencial.
- **Zona de baterías:** el desprendimiento de hidrógeno y oxígeno es máximo en el proceso final de carga y en sobrecargas de las baterías. Se debe mantener un nivel de hidrógeno inferior al 4% en volumen de aire para evitar riesgos. El riesgo derivado del desprendimiento de hidrógeno en las reacciones químicas de las baterías se acrecienta con la presencia de un foco de ignición, por ello se define una zona de atmósfera explosiva.

Sistema de nitrógeno:

Para evitar la degradación del aceite térmico y la oxidación del tanque de expansión, el tanque de rebose y el tanque del sistema de *ullage* se presurizan con un gas inerte como el nitrógeno, a una presión superior a la de vapor (presión mayor de 11 *bar*).

Sistema de *Ullage*:

El sistema de *Ullage* (merma) o sistema de eliminación de productos de degradación se encarga de eliminar estos productos del sistema de *HTF* para evitar riesgos de ignición y deterioro de los elementos de la instalación. El *HTF* se degrada en componentes de punto de ebullición alto y punto de ebullición bajo.

- Los componentes de punto de ebullición alto deben ser eliminados del sistema *HTF* antes de que pasen su nivel máximo de solubilidad y empiecen a precipitar

en el sistema *HTF*. Esto se realiza en el sistema de purificación de gases. Un pequeño flujo másico caliente se envía al tanque de *Ullage* y los componentes de punto de ebullición alto se dejan atrás para descargarse por gravedad al tanque de drenaje de purificación de gases.

- La formación de componentes de punto de ebullición bajo se debe al aumento de la presión en el tanque de expansión con la subida de la temperatura del *HTF* (el fluido térmico se dilata). Alcanzando su volumen máximo, hay que purgar una mezcla de nitrógeno, gases de degradación y vapor de *HTF* de la unidad de expansión.

Sistema de almacenamiento:

El sistema de almacenamiento de energía térmica tiene la función principal de hacer independiente la generación de electricidad con respecto la radiación solar. Se puede almacenar energía térmica por medio de tres mecanismos: calor sensible (aumento de temperatura sin cambio de fase), calor latente (con cambio de fase) y calor de reacción (reacciones termo-químicas).

El sistema de almacenamiento de sales (calor sensible) utiliza sales fundidas para almacenar la energía térmica. Las sales inorgánicas fundidas más utilizadas consisten en una mezcla de nitrato potásico y nitrato sódico, mezcla de KNO_3 y $NaNO_3$ al 40%/60% en peso. Este tipo de sales tienen un alto coeficiente de transferencia térmica ($0,6 - 1,2 MW/m^2$) y un punto de fusión ($\sim 220^\circ C$) que implica la necesidad del sistema de traceado eléctrico para evitar que se solidifiquen en algún punto de la instalación.

El *HTF* calienta las sales del tanque de sales frías ($230 - 280^\circ C$) y se van depositando en el tanque de sales calientes hasta que se llena ($\sim 380^\circ C$). En caso de que disminuya la radiación solar o para producir electricidad por la noche, la energía térmica para generar vapor se toma del almacenamiento del tanque de sales calientes.

La bomba centrífuga vertical se sitúa en el fondo del tanque y el motor que la mueve se coloca superior a la misma y a una gran distancia. La alta viscosidad del fluido, sus

características abrasivas y la alta temperatura de congelación convierten a la bomba de impulsión de sales en un punto delicado.

Los intercambiadores de calor entre las sales fundidas y el bloque de generación de potencia están dispuestos en serie desde el tanque frío hacia el caliente, donde el *HTF* circula por los tubos y las sales por la carcasa. Además se coloca un sistema de drenaje para garantizar que cuando el sistema no está trasvasando sales, las tuberías que unen ambos tanques se encuentren vacías.

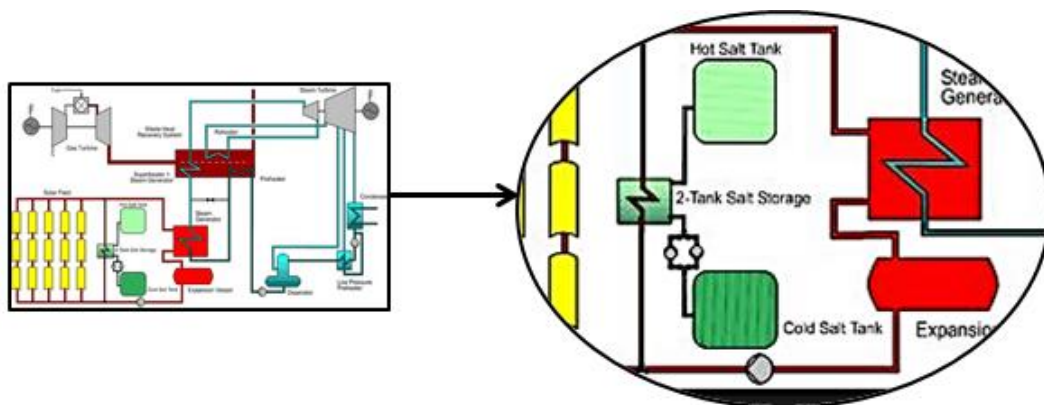


Figura 52. Detalle del funcionamiento del sistema de almacenamiento (Company - TSK Flagsol).

4.1.2. Tren de generación de vapor.

El tren de generación de vapor está compuesto por los siguientes sistemas: el ciclo de agua-vapor, los intercambiadores de calor, la turbina de vapor, las bombas de condensado y alimentación y la válvula de *bypass*. Estos sistemas se describen a continuación:

Ciclo de agua-vapor:

La función del ciclo de agua-vapor es generar vapor de unas determinadas características, transferir dicho vapor a la turbina de vapor, convertir la energía térmica del vapor en energía mecánica en la turbina de vapor y devolver el agua condensada al comienzo del ciclo.

El ciclo termodinámico *Rankine* utiliza agua como fluido calor-transportador. El proceso se describe a continuación:

- 1) El agua se bombea produciendo un gran aumento de presión en el agua. La fracción de vapor purgado de la turbina de vapor se utiliza para precalentar el agua antes de su entrada al bloque de generación de vapor para aumentar la eficiencia global del ciclo.
- 2) El líquido precalentado entra a alta presión al sistema de generación de vapor. Se calienta a presión constante con la energía térmica que recibe del aceite térmico o de las sales fundidas y se genera vapor saturado. Posteriormente se produce vapor sobrecalentado en el sistema de sobrecalentamiento.
- 3) Se expande el vapor sobrecalentado en la zona de la turbina de vapor de alta presión produciendo energía mecánica al girar la turbina. Se extrae vapor de la turbina para proceder a su recalentamiento y, a continuación, se expande el vapor recalentado en la zona de la turbina de baja presión.
- 4) Finalizada la expansión, el vapor húmedo se conduce hacia el condensador para extraer calor del mismo y convertirse en líquido saturado. El calor de rechazo de la turbina se elimina por medio de torres de refrigeración.

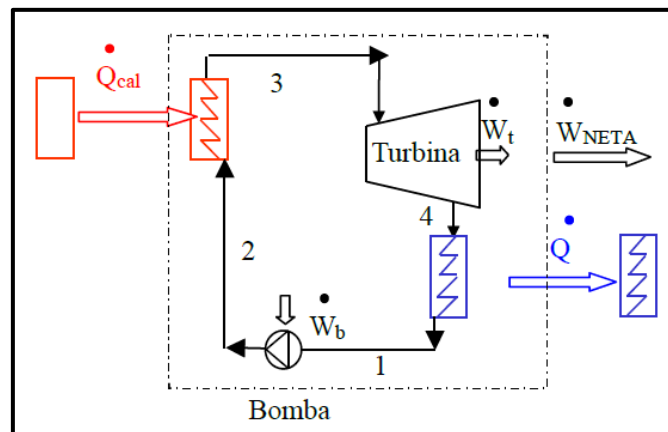


Figura 53. Esquema de ciclo Rankine simple (Apuntes Ingeniería Térmica).

Intercambiadores de calor:

Los intercambiadores de calor se pueden subdividir en función de su constitución o de su función en el ciclo. A continuación se describen los diferentes tipos de intercambiadores de calor existentes en una planta de estas características, a saber: precalentador, generador de vapor y sobrecalentador, recalentador, condensador, desaireador y torre de refrigeración.

Precalentador:

Una de las múltiples extracciones de vapor que se realizan en la turbina se utiliza para precalentar el agua de alimentación que se introducirá en el generador de vapor. El fin de los precalentadores es el aumento del rendimiento del ciclo y el intercambio de calor se realiza mediante intercambiadores de calor de tipo tubo-carcasa.

Generador de vapor y sobrecalentador:

El fluido térmico proveniente del campo solar o del sistema de almacenamiento cede energía térmica al agua precalentada para producir vapor a unas condiciones determinadas de temperatura y presión. Este proceso se realiza a presión constante en una serie de intercambiadores de calor de tipo tubo-carcasa y produce vapor saturado que se sobrecalentará en el sistema de sobrecalentamiento para aumentar el rendimiento del ciclo.

Recalentador:

Es un dispositivo que se utiliza para aumentar el rendimiento del ciclo. El recalentador recibe vapor sobrecalentado que ha sido parcialmente expandido en la turbina de alta presión para volver a sobrecalentar el vapor hasta alcanzar la temperatura deseada.

Condensador:

El condensador es un dispositivo utilizado para condensar el vapor a la salida de la turbina de baja presión. La unión entre la turbina de baja presión y el condensador se realiza por medio de una junta de expansión. El condensador está protegido catódicamente para evitar la corrosión de gases nocivos como el oxígeno.

En función de la disponibilidad de agua en la zona se utilizará un tipo de condensador u otro. En zonas con escasez de agua se utilizarán aerocondensadores, que son ventiladores que absorben el calor del vapor por medio de aire. Los aerocondensadores requieren caudales de aire mucho mayores para absorber el mismo calor que si se utilizara agua, por ello tienen un coste mayor que utilizar agua. En caso de que haya agua disponible se utilizan torres de enfriamiento en circuito semi-cerrado o en circuito abierto.

La configuración del condensador a la salida de la turbina puede ser en dirección radial o axial según sea la salida del vapor (en dirección radial o en dirección del eje de la turbina). En caso de disponer una salida axial, se consigue una altura de cimentación menor y mayor eficiencia, pero acceder a determinados componentes es más dificultoso. Por otro lado, en la salida radial prima la sencillez constructiva, pero la altura de la cimentación es mayor y el coste de la obra civil es superior.

Desaireador:

La función del desaireador es extraer los gases del fluido que se han introducido en el condensador al trabajar a presión menor que la atmosférica o en otros elementos. El principio de eliminación del aire se basa en reducir la solubilidad del aire en el agua y esto se logra con el aumento de la temperatura para obtener condiciones de saturación del agua.

Para realizar una transferencia de calor óptima hay que aumentar el área de contacto del agua líquida a desairear, trabajar en régimen turbulento, incrementar la temperatura y aumentar el tiempo de residencia en el desgasificador.

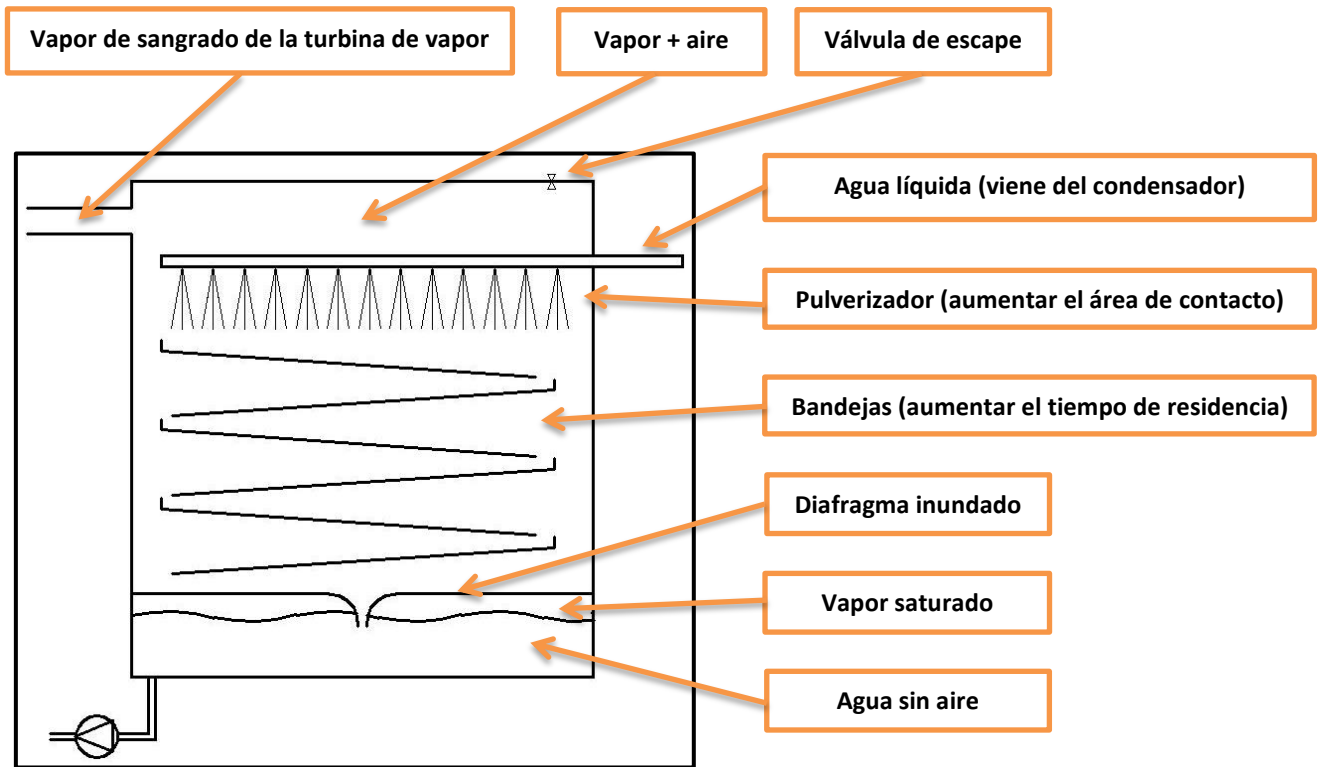


Figura 54. Esquema de un desgasificador (Propia).

Torre de refrigeración:

La torre de enfriamiento se utiliza para reducir la temperatura del agua proveniente del condensador para poder operar en ciclo cerrado y continuar realizando el cambio de fase en el condensador. De esta manera, no hay que suministrar agua constantemente (ciclo abierto) o utilizar aerocondensadores (que requieren más energía y, con ello, más costes).

En la figura se muestran dos torres de refrigeración en funcionamiento y, posteriormente, el esquema de detallado de las partes de una torre de refrigeración.



Figura 55. Torres de refrigeración (Apuntes Máquinas y Centrales Térmicas).

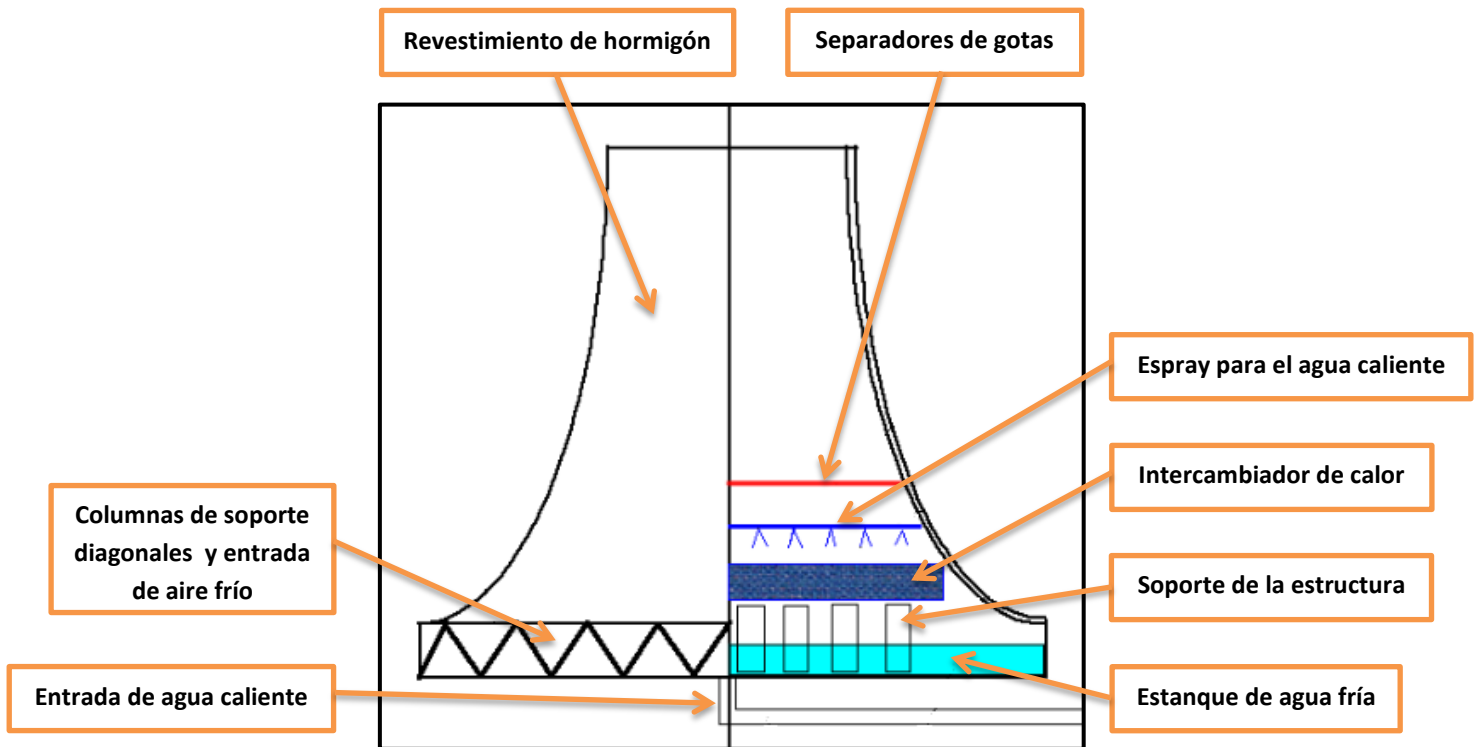


Figura 56. Esquema torre de refrigeración (Apuntes Máquinas y Centrales Térmicas).

Turbina de vapor:

El vapor a una temperatura y presión determinadas se introduce en la turbina de vapor haciendo girar los álabes, que están unidos al eje rotor de la turbina. A medida que el vapor se expande en la turbina se transforma la energía térmica en energía mecánica. Por tanto, a la salida, la presión y temperatura del vapor son inferiores con respecto a la entrada.

Las turbinas de vapor son equipos robustos cuya tecnología está muy desarrollada y su operación es relativamente sencilla y con pocas averías, si se efectúa correctamente. Las turbinas de vapor se pueden clasificar atendiendo a diferentes criterios:

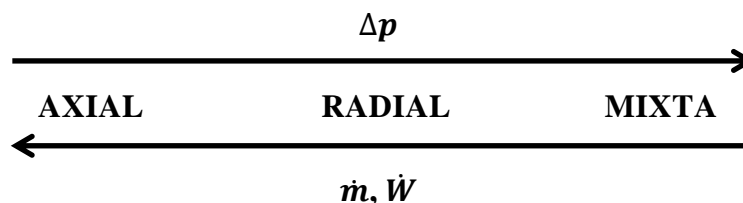
- **Etapas o escalonamientos:**
 - **Turbinas monoetapa:** turbinas utilizadas para pequeñas y medias potencias.
 - **Turbinas multietapa:** turbinas utilizadas para potencias elevadas y conseguir un rendimiento alto.

- **En función de la presión del vapor a la salida de la turbina:**
 - **Contrapresión:** turbinas en las que el vapor de escape se utiliza en el proceso.
 - **Escape libre:** el vapor expandido se expulsa a la atmósfera. En términos de energía es un desperdicio no aprovechar este vapor.
 - **Condensación:** son las turbinas utilizadas en el ciclo *Rankine*, donde el vapor se condensa con agua de refrigeración. Se utilizan en requerimientos de gran potencia y para obtener altos rendimientos.

- **En función de la transformación de energía térmica en mecánica:**
 - **Turbinas de acción:** el salto de entalpía ocurre sólo en el estátor.
 - **Turbinas de reacción:** el salto de entalpía ocurre en el estátor y el rotor, o en algunos casos, sólo en el rotor.

- **En función de su geometría y la dirección del fluido que atraviesa:**
 - **Axiales:** el paso del vapor se realiza en la dirección del eje de la turbina.
 - **Radiales:** el paso del vapor se realiza en dirección perpendicular al eje de la turbina.
 - **Mixtas:** combinación de las dos anteriores.

A un mismo tamaño de turbina, el aumento de presión, el gasto másico y la potencia, crecen o decrecen de la siguiente manera:



En la turbina de vapor se realizan múltiples extracciones de vapor con el fin de mejorar el rendimiento del ciclo termodinámico y reducir las irreversibilidades que participan en la generación de vapor. En función de la parte de la turbina de donde se extraiga el vapor se obtendrán unos determinados valores de presión y temperatura.

Dentro del amplio abanico de posibilidades que ofrece el mercado de turbinas de vapor industriales, la compañía *Siemens* ha alcanzado una posición líder en este sector. A continuación se muestran las características técnicas que tienen las turbinas de vapor utilizadas en el ciclo de agua-vapor de las centrales solares térmicas, en base a uno de los modelos de *Siemens*.

Siemens recomienda especialmente la turbina *SST – 700* para aplicaciones de generación de energía, especialmente en ciclo combinado o centrales termo-solares. La turbina *SST – 700* es una turbina de dos carcassas consistente en dos módulos: un módulo de alta presión con reductor y otro de baja presión. Cada uno de estos módulos se puede utilizar independientemente o combinado en una configuración ideal.

- **Datos técnicos:**

- Potencia entregada de hasta 175 MW.
- Presión de entrada (con recalentamiento) de hasta 165 bar.
- Temperatura de entrada (con recalentamiento) de hasta 585°C.
- Temperatura de recalentamiento de hasta 415°C.
- Velocidad de giro de 3.000 – 13.200 rpm.
- Extracción controlada de hasta 40 bar y 415°C.
- Hasta 7 tomas, hasta 120 bar.
- Presión del vapor de salida: contrapresión de hasta 40 bar o condensación de hasta 0,6 bar.
- Presión del vapor de escape (recalentado) de hasta 3 bar.
- Área de escape 1,7 – 11 m².

- **Dimensiones típicas incluyendo el condensador colocado a la salida:**

- Longitud 22 m.
- Ancho 15 m.
- Altura 6 m.

- **Características:**

- Contrapresión / Condensación.
- Módulos de turbina prefabricados.
- Posible disposición paralela.
- *AP* como unidad de contrapresión y *BP* como cola de condensación.
- Trayecto de vapor a medida del cliente.
- Extracción simple en tubo de comunicación.
- Escape radial / axial.
- Aplicaciones de recalentamiento.

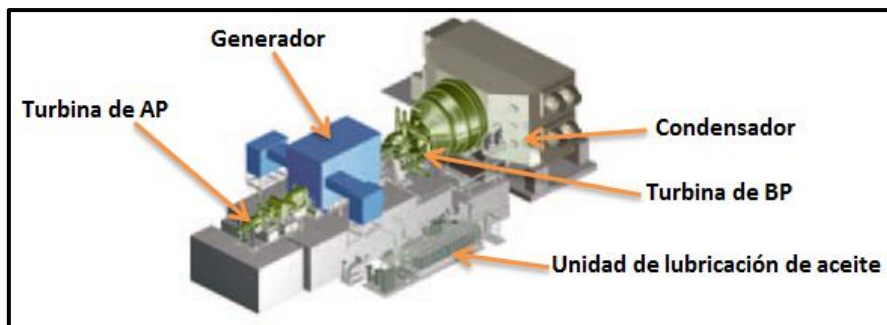


Figura 57. Turbina de vapor SST-700 (Siemens Global Website).

Bombas de condensado y alimentación:

Las bombas de condensado son las encargadas de enviar el líquido subenfriado del condensador al depósito de agua de alimentación.

Las bombas de alimentación son las encargadas de impulsar el agua desde el depósito de agua de alimentación hasta la caldera o generadores de vapor. Estas bombas son críticas porque en caso de fallo, los intercambiadores de calor corren riesgo de estropearse debido a la temperatura. Por este motivo se disponen dos grupos de bombas como medida de seguridad.

El principal problema al que se enfrentan las bombas de impulsión es la cavitación. En las bombas, el fluido puede alcanzar la presión de vapor y, en ese caso, se forman burbujas que, al viajar a zonas de mayor presión, implosionan y arrancan metal. Para evitar este fenómeno hay que asegurar que la altura mínima de aspiración (*NPSH*) sea la correcta.

Válvula de *Bypass*:

El vapor puede ser derivado directamente hacia el condensador antes de entrar a la turbina por medio de una válvula de *bypass*. La válvula de *bypass* es un elemento importante en el ciclo *Rankine* porque en caso de fallo de la turbina, o cuando no esté disponible la misma, se ha de desviar el flujo de vapor directamente hacia el condensador. Además, en los arranques, cumple un papel muy importante porque se ha de derivar el vapor para que la turbina no sufra alternancias y reduzca su vida útil.

Es necesario añadir agua cuando se realiza la derivación porque en la válvula no se produce disminución de la temperatura al no realizarse expansión alguna.

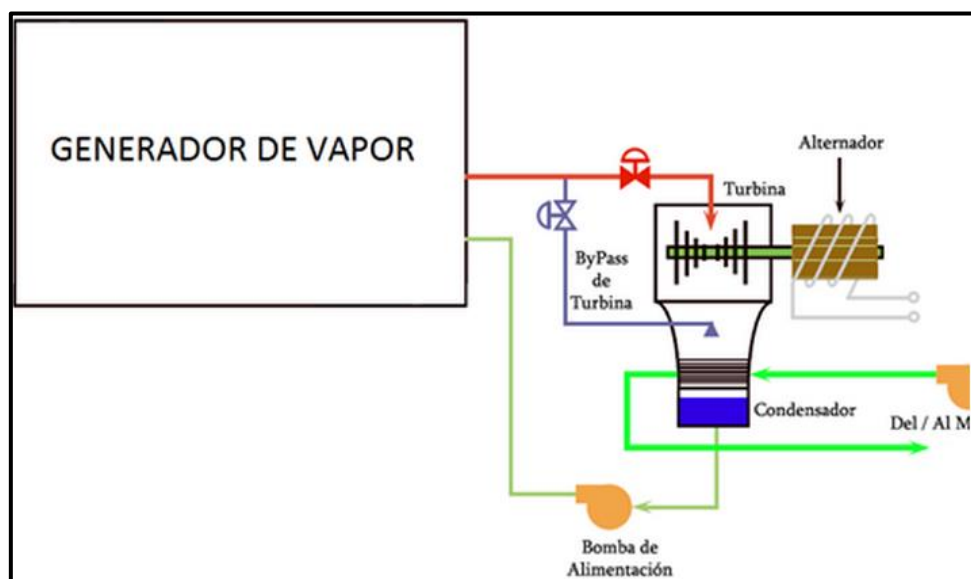


Figura 58. Esquema de funcionamiento de la válvula de Bypass (Ciclo Agua - Vapor).

4.1.3. Sistemas eléctricos.

Los sistemas eléctricos se pueden dividir en tres elementos principales, que son: el alternador eléctrico, la subestación eléctrica y las líneas de distribución. A continuación se describe cada uno de los elementos:

Alternador eléctrico:

El alternador eléctrico es el dispositivo utilizado para transformar la energía mecánica en eléctrica y es capaz de mantener una diferencia de potencial eléctrico entre sus bornes. El principio de funcionamiento es el de un inductor unido al eje de la turbina que crea el campo magnético y un inducido (bobinas) que es atravesado por las líneas de fuerza del campo magnético. Al producirse el movimiento relativo se produce una fuerza electromotriz.

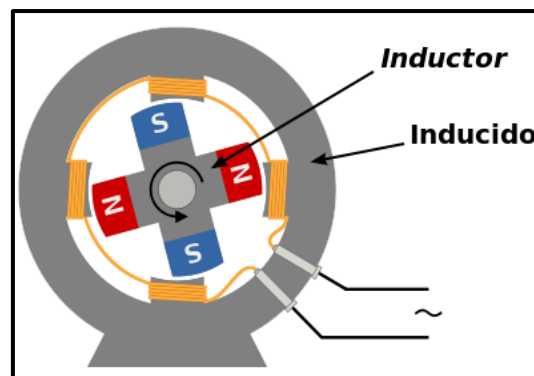


Figura 59. Esquema de alternador eléctrico (Edoardo).

Subestación eléctrica:

La subestación eléctrica se encarga de transformar la tensión del alternador eléctrico a la tensión necesaria de la red eléctrica. Se eleva la tensión proveniente del alternador hasta

la tensión de la red de distribución para poder realizar el transporte de la energía eléctrica y reducir las pérdidas de energía por efecto Joule.

Las principales diferencias entre subestaciones residen en el aislante utilizado, que puede ser aire o hexafluoruro de azufre (SF_6). El SF_6 permite trabajar con altas tensiones en espacios reducidos y con bajo mantenimiento, evitando el riesgo de arco eléctrico debido a las altas tensiones.

El transformador de tensión se encarga de realizar la conversión de la tensión del alternador al valor de la tensión de la red para poder verter la energía eléctrica. El transformador está constituido por un núcleo de hierro dulce o hierro silicio con dos bobinas o devanados, primario y secundario, en función de la entrada o la salida.

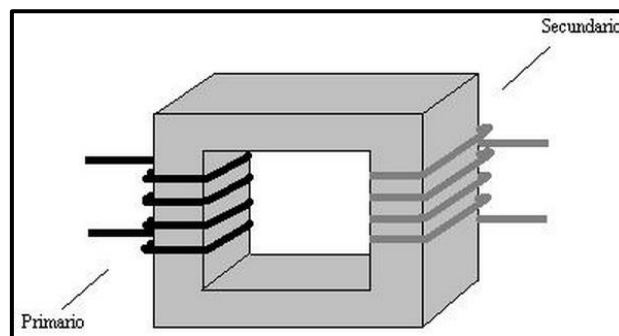


Figura 60. Devanados de un transformador eléctrico (Recursos educativos).

Líneas de distribución:

Las líneas de distribución son las encargadas del transporte de la energía eléctrica y pueden ser de baja, media y alta tensión:

- La baja tensión (220 – 400 V) se utiliza en los edificios domésticos.
- La media tensión (3 – 40 kV) es la tensión de las redes de distribución a los núcleos urbanos e industrias, y es el rango normal de los alternadores eléctricos.
- Las redes de alta tensión (valores superiores a 1.500 V en corriente alterna) se utilizan en el transporte eléctrico de larga distancia para minimizar pérdidas de calor por efecto Joule.

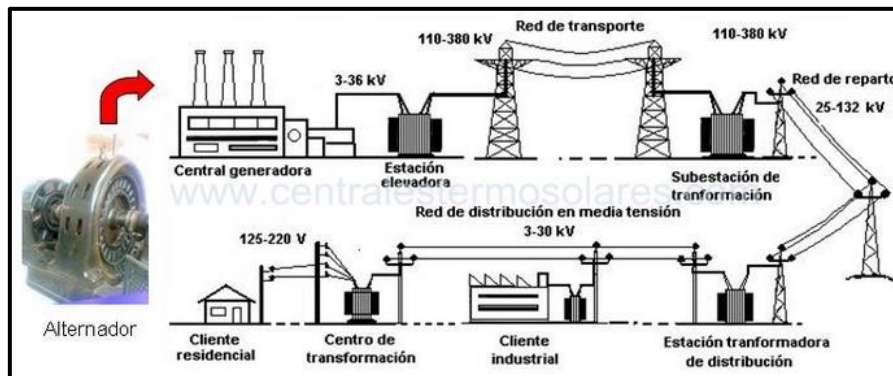


Figura 61. Esquema de generación y distribución de energía eléctrica (RENOVETEC).

4.1.4. Equipos auxiliares (*BOP*).

Los sistemas auxiliares de la central son una serie de elementos con una función determinada y que no se pueden englobar dentro de los sistemas más característicos de una planta de este tipo. A pesar de no estar incluidos dentro de los sistemas principales de la central, su correcto funcionamiento es imprescindible para la operación de la planta, por lo que no se puede tratar a estos sistemas desde un punto de menor importancia.

Los sistemas auxiliares son los siguientes: sistema de refrigeración de componentes, sistema de control de la planta y almacenamiento de datos, tratamiento de agua, tratamiento de efluentes, sistema de aire comprimido y sistema contra incendios. A continuación se procede a describir cada uno de los sistemas auxiliares:

Sistema de refrigeración de componentes:

El sistema de refrigeración secundario se utiliza para refrigerar los equipos secundarios presentes en la planta. Se puede disponer un sistema de refrigeración cerrado que refrigere los equipos por medio de intercambiadores de calor o que cada equipo disponga de su propio sistema de refrigeración.

El problema principal en la refrigeración de los equipos es la corrosión. Aunque se refrigera con agua desmineralizada para reducir la conductividad y así disminuir el efecto de la corrosión, se debe realizar un tratamiento al agua del circuito de refrigeración. Este tratamiento consiste en suministrar inhibidores de corrosión al agua tales como molibdato, nitrito o una composición de ambos. A parte, se debe aplicar un pasivado a las superficies metálicas de los componentes del circuito.

El sistema de refrigeración secundario se aplica a los siguientes componentes:

- Sistema de aceite de turbina de vapor.
- Generador de la turbina de vapor.
- Sellos de las bombas de alimentación.
- Sistema de toma de muestras.
- Bombas de vacío.
- Sellos de las bombas del sistema de desaireación.
- Sistema hidráulico.

Sistema de control de planta y almacenamiento de datos:

Controlar adecuadamente todos los parámetros que afectan al rendimiento y potencia de la planta supone trabajar en el punto óptimo de la central y reducir o evitar las averías, aumentando así los beneficios.

El sistema de control del campo solar está compuesto por un sistema de control central y una serie de controladores individuales en cada colector. Por medio de este sistema se garantiza la posición correcta de los colectores para conseguir el mayor rendimiento óptico en todo momento. Además, controla las condiciones climáticas como el viento, para asegurar la integridad de la estructura y colocar los reflectores en posiciones de seguridad cuando las condiciones del viento así lo requieran. Por otra parte, el *FSC* (*Field Solar Controller*) se encarga de analizar constantemente los datos de temperatura del fluido térmico en el campo solar, la presión, el caudal, el nivel, etc., realizando una regulación correcta del campo solar.

Ante la gran extensión del campo solar, cada planta de tener un mínimo de 8 estaciones meteorológicas para poder controlar con precisión la radiación recibida de todos los puntos del campo solar.

El sistema de control de la isla de potencia se encarga de regular los fluidos que atraviesan los diferentes equipos para conseguir la mejor transferencia de calor entre el fluido térmico y el ciclo de agua-vapor.

Otro de los sistemas de control que poseen las plantas es el sistema de control de la turbina de vapor, que es suministrado por el fabricante de la turbina e independiente del resto de sistemas de control de la planta. Sus funciones principales son las de controlar los procesos de arranque y parada de la turbina, regulación de la carga e inspección de los sistemas de seguridad. A continuación se muestra una pantalla del software de control de la turbina que puede ser observado por el operador de la central.

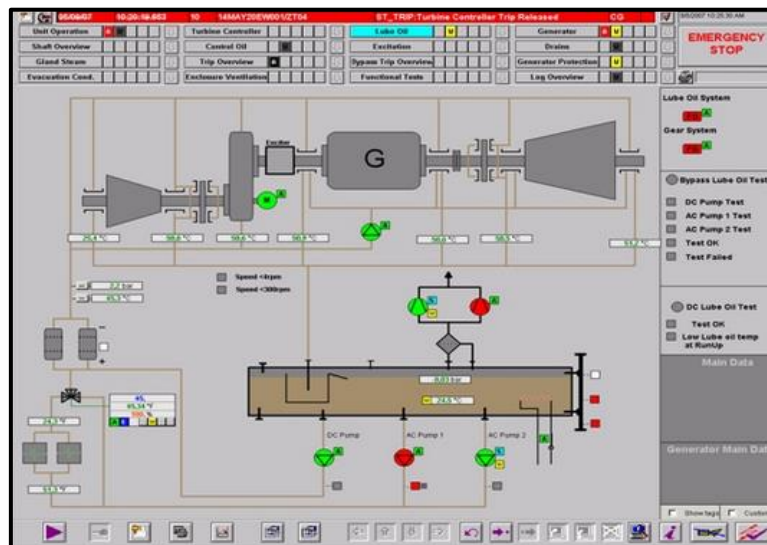


Figura 62. Visualización del software de control de la turbina de vapor (Centrales Termosolares).

Sistema de tratamiento de agua:

El agua que utilizan los diferentes equipos de la planta no puede ser utilizada tal y como se toma del río o del mar. El primer proceso consiste en desalar el agua del mar o

ablandar el agua en caso de tomarla del río, y el segundo es el afino del agua ablandada o desalada.

El agua dulce requiere menos tratamientos primarios que el agua salada. Los procesos de desalación se pueden estructurar de la siguiente manera:

- **Procesos que implican cambio de fase:**
 - Destilación en múltiple efecto.
 - Flashing en múltiple efecto.
 - Enfriamiento.

- **Procesos que no implican cambio de fase:**
 - Ósmosis inversa.
 - Electrodialisis.

En el proceso de afino se eliminan las sales que aún pudieran quedar en el agua. Este proceso se realiza con resinas de intercambio iónico por medio de resinas catiónicas y aniónicas por separado, o a la vez mezcladas en un depósito.

Además de la eliminación de sales, se ajusta el *pH* y el contenido en oxígeno del agua antes de poder ser utilizada. El agua tratada (ya es agua de proceso) se introduce en el depósito de agua de alimentación o en el condensador para reponer el agua perdida en el ciclo.

Sistema de tratamiento de efluentes:

El agua a tratar de los procesos tiene diferentes orígenes: purgas de caldera, aguas que han estado en contacto con aceite, efluentes de la planta de producción de agua desmineralizada y aguas sanitarias.

Las aguas pluviales se vierten sin ningún tipo de tratamiento asegurando que no entran en contacto con contaminantes. Sin embargo, otras aguas procedentes de la limpieza de equipos (que puedan haber estado en contacto con contaminantes) se deben retirar de manera acorde a la legislación vigente.

Las aguas de refrigeración en centrales con ciclo abierto presentan dos problemas principales. Uno de ellos es el retorno del agua de refrigeración al mar o al río con el incremento de entre 3 y 8°C que ha sufrido el agua en el proceso de refrigeración. Devolver el agua al ecosistema con un aumento de temperatura distorsiona el medio ambiente local de esa zona. El otro problema principal es la adición de biocidas para evitar la proliferación de organismos en el interior de la planta. Es necesario controlar el agua que se vierte con estos productos ya que altera el ecosistema.

Por otra parte, en caso de operar con un sistema de ciclo cerrado, las aguas de refrigeración provocan un impacto ambiental menor que operando en ciclo abierto. En el circuito cerrado no se toma el caudal de agua del ecosistema, ni se vierte al mismo, si no que únicamente se toma agua de reposición de pérdidas, que es un caudal mucho menor que la operación en circuito abierto. Se debe reponer el agua que se evapora en la refrigeración, las fugas de agua en el circuito y las purgas de la torre que mantienen la concentración de sales. Otro problema que puede surgir en la limpieza de las torres es el aumento de la concentración de productos químicos para cumplir la normativa en referencia a evitar la proliferación de la legionella.

Para controlar el pH y el contenido en oxígeno del agua que se introduce en la caldera, se adiciona al agua amoníaco, fosfatos e hidracina. Estos compuestos fomentan la aparición de algas y disminuyen el contenido en oxígeno del agua, con las consecuencias que esto tiene para el ecosistema.

Las aguas sanitarias provenientes de los edificios de oficinas se purifican en pequeñas depuradoras evitando el vertido al medio ambiente.

Sistema de aire comprimido:

Gran número de equipos utilizan el aire comprimido como fuente de energía. Las ventajas del aire comprimido son que el aire es abundante, sin coste, no contamina y se transforma y almacena fácilmente.

El aire es comprimido por medio de compresores dinámicos o compresores de desplazamiento, y se almacena en depósitos cilíndricos de chapa de acero. El objetivo

de los depósitos es permitir que los compresores no trabajen de manera continua y evitar las caídas de presión en el sistema.

Las tuberías del sistema de aire comprimido deben poder desarmarse fácilmente, tener precios asequibles y ser resistentes a la corrosión. Los materiales más comunes utilizados en las tuberías son tubos de acero galvanizado para evitar la corrosión y tubos de plástico en las zonas del final de la instalación, donde debe ser suministrada como mínimo la presión requerida por el equipo.

El sistema debe estar provisto de filtros para eliminar el polvo, aceite solidificado del compresor y el vapor acuoso contenido en la atmósfera. Los reguladores de presión mantienen la presión en un determinado valor y los lubricadores se encargan de mantener los elementos neumáticos en buenas condiciones.

Sistema contra incendios:

El principal riesgo de incendio en una planta solar es el asociado al aceite térmico. La alta temperatura media del aceite en el campo solar ($\sim 350^{\circ}\text{C}$) y el bajo punto de inflamación e ignición ($110 - 124^{\circ}\text{C}$ y 127°C , respectivamente), además de las altas presiones de trabajo ($\sim 15 \text{ bar}$), colocan al aceite y los sistemas asociados al mismo como el principal riesgo de incendio.

Prevenir las fugas de aceite y declarar las zonas potencialmente peligrosas como zonas *ATEX* reduce el riesgo de incendio en la instalación. Los elementos principales donde se puede producir la fuga de aceite son las uniones entre los colectores (*ball joint*), las válvulas de corte y las válvulas de alivio de presión.

El principal objetivo es reducir el tiempo de actuación para conseguir extinguir el incendio en su fase inicial. Las siguientes medidas tratan de proteger la planta contra los incendios o, por lo menos, reducir y minimizar los daños de los mismos:

- **Válvulas de corte de HTF operadas a distancia:** en caso de fuga de aceite térmico, la magnitud de un incendio será tanto menor cuanto menos aceite consiga fugarse. De este modo se deben poder controlar remotamente los

sistemas de bombeo de aceite y las válvulas de corte en las tuberías para así minimizar el aceite fugado.

- **Extintores:** se deben colocar extintores de polvo en las zonas cercanas a las válvulas.
- **Hidrantes:** es necesario instalar hidrantes en diferentes zonas del campo solar para poder actuar rápidamente en caso de incendio. Es recomendable que los hidrantes sean capaces de proporcionar un caudal de 2.000 l/min como mínimo.
- **Señalización:** la normativa obliga a señalar correctamente los diferentes sistemas contraincendios de la planta.

A continuación se muestran diferentes imágenes de los equipos obligatorios con los que debe contar la planta para el cumplimiento de la normativa vigente.



Figura 63. Extintor de 100 kg polvo ABC (expower).

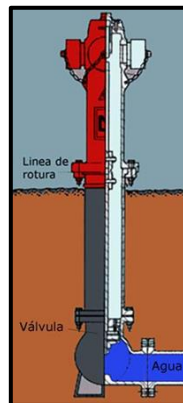


Figura 64. Hidrante de columna (expower).



Figura 65. Señalización obligatoria (expower).

CAPÍTULO 5. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LA PLANTA.

En este capítulo se introducirá el proceso de cálculo de los parámetros que intervienen en una central solar térmica de colectores cilíndrico parabólicos y se obtendrá una serie de resultados en función del día de diseño de la central.

A través de los diferentes parámetros técnicos de los equipos se dimensionarán los elementos presentes en los diferentes sistemas de la instalación y se mostrará la influencia de los mismos en la eficiencia de la producción eléctrica.

Para cuantificar todos los sistemas descritos anteriormente se seguirá el proceso descrito en este apartado y, posteriormente, se obtendrán las conclusiones basadas en los datos obtenidos en este capítulo.

5.1. Localización.

La selección del emplazamiento de una central solar requiere de un exhaustivo estudio previo debido a que ello determinará las prestaciones de la planta acabada.

El principal requerimiento es que la ubicación debe tener unos niveles anuales mínimos de radiación solar directa para que pueda ser lógica su construcción. Además de la radiación solar directa, la central debe estar situada en un lugar con fácil accesibilidad al agua ya que muchos de sus procesos requieren de la misma para su funcionamiento.

España, en concreto su zona sur, ocupa una posición privilegiada en Europa para la instalación de este tipo de centrales porque, aunque a priori pueda parecer sencillo cumplir con esas dos premisas, no es tan fácil encontrar zonas geográficas con una buena insolación anual y recursos hídricos suficientes.

Hay que distinguir entre radiación difusa y radiación normal directa (*DNI*), que es de esta última de la que se sirven las centrales solares para producir electricidad.

El mapa de la radiación solar directa de Europa muestra la posición privilegiada de España para la instalación de este tipo de centrales y la inviabilidad en países del norte de Europa.

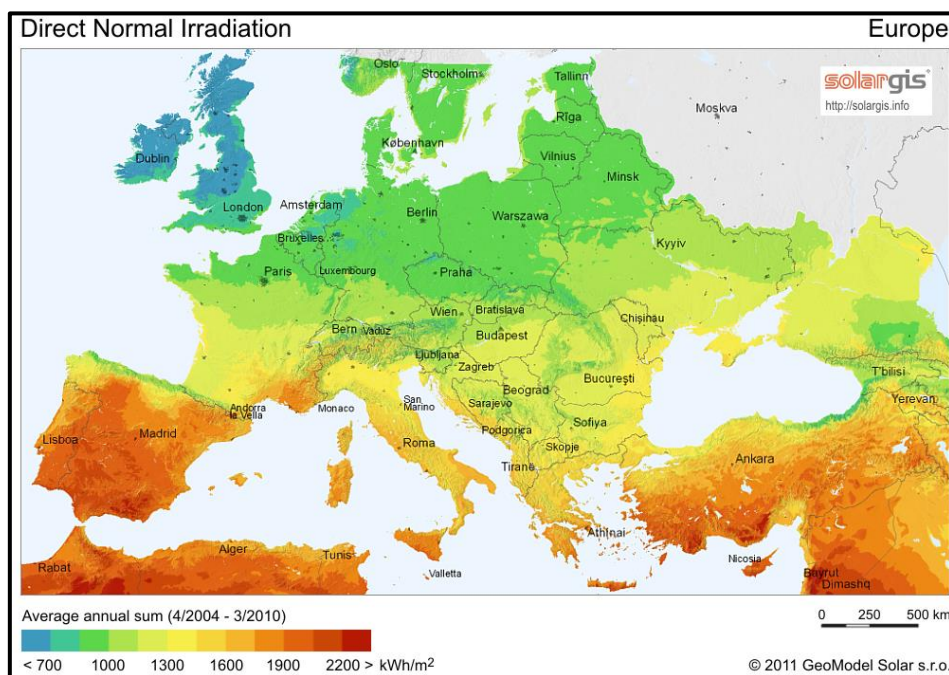


Figura 66. Mapa de Europa de radiación normal directa (SolarGIS :: Online data and tools for solar energy projects).

A continuación se muestra la comparación entre el mapa de radiación solar directa y las centrales solares térmicas instaladas en España. Como se puede observar a simple vista, la localización de las centrales solares térmicas en España se corresponde con la zona sur de la misma debido a que es donde están presentes los mayores valores de radiación normal directa, que es principio fundamental para el funcionamiento de este tipo de centrales. La zona de España es un claro ejemplo de potencial para contrarrestar el problema energético y climático en base a energías renovables relacionadas con el Sol.

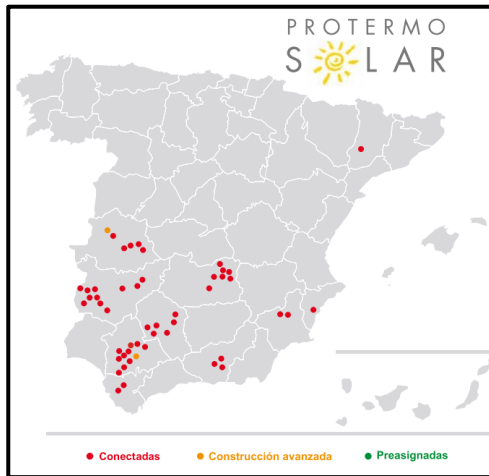


Figura 67. Localización de las centrales solares térmicas en España (Protermosolar).

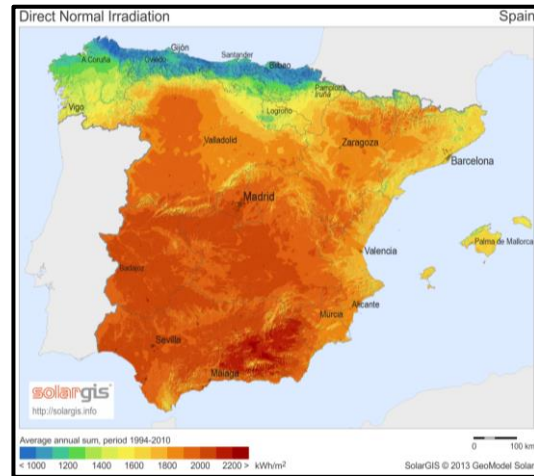


Figura 68. Mapa de radiación normal directa en España (SolarGIS :: Online data and tools for solar energy projects).

Como se explicó anteriormente, el objetivo del proyecto es la sustitución del parque de biomasa y la combustión de sus productos por un campo solar y un intercambiador de calor, manteniendo el ciclo termodinámico. La central de biomasa se encuentra en la localidad de Piedrabuena (Ciudad Real), pero se utilizarán los datos de radiación normal directa de la localidad de Palma del Río (Córdoba) para utilizar unos valores que sean más representativos de una central solar térmica.

Se ha seleccionado Palma del Río porque es una central que se sirve de la misma tecnología que se utilizará para realizar los cálculos posteriores y por ser una de las centrales solares térmicas más conocidas en España y propiedad de ACCIONA, una de las empresas líderes en el mundo en el campo de las centrales solares térmicas.

Los datos concretos de radiación son fundamentales para realizar el estudio y se incluirán más adelante. La zona geográfica de donde se tomarán los datos es la siguiente.

Localización	
Palma del Río	
Latitud	37,7°
Longitud	-5,283°

Tabla 13. Localización en base a la que se dimensionará el campo solar (Radiación solar en Andalucía | Agencia Andaluza de la Energía).

5.2. Parámetros geométricos solares.

Las relaciones geométricas entre un plano fijado al movimiento de la Tierra sin una posición en particular y los haces de radiación solar que llegan a ese plano, se pueden describir a través de diferentes ángulos, como son:

- **Latitud [ϕ]**: localización angular al norte o al sur del ecuador, donde el norte del ecuador se expresa en grados positivos, $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$.
- **Declinación [δ]**: posición angular del Sol cuando está en el meridiano local con respecto al plano del ecuador, norte positiva, $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$.
- **Pendiente [β]**: ángulo entre la superficie en cuestión y el plano horizontal, $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$.
- **Ángulo de acimut de la superficie [γ]**: desviación de la proyección en un plano horizontal de la normal a la superficie desde el meridiano local, con el cero hacia el sur, negativo al este y positivo al oeste; $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$.
- **Ángulo horario [ω]**: desplazamiento angular del Sol al este o al oeste del meridiano local debido a la rotación de la Tierra sobre su eje. Cada 1° son 4 minutos siendo por la mañana negativo y por la tarde positivo.
- **Ángulo de incidencia [θ]**: es el ángulo entre el haz de radiación en una superficie y la normal a esa superficie.
- **Ángulo cenital [θ_z]**: el ángulo entre la vertical y la línea de un haz de radiación sobre una superficie horizontal.
- **Ángulo de altitud solar [α_s]**: es el ángulo entre la horizontal y la línea hacia el Sol, es decir, el ángulo complementario del ángulo cenital.
- **Ángulo de acimut solar [γ_s]**: es el desplazamiento angular desde el sur de la proyección del haz de radiación en el plano horizontal.

En los siguientes esquemas se representa un plano de la superficie de la Tierra y los haces de radiación incidentes con el objetivo de aclarar qué es cada ángulo:

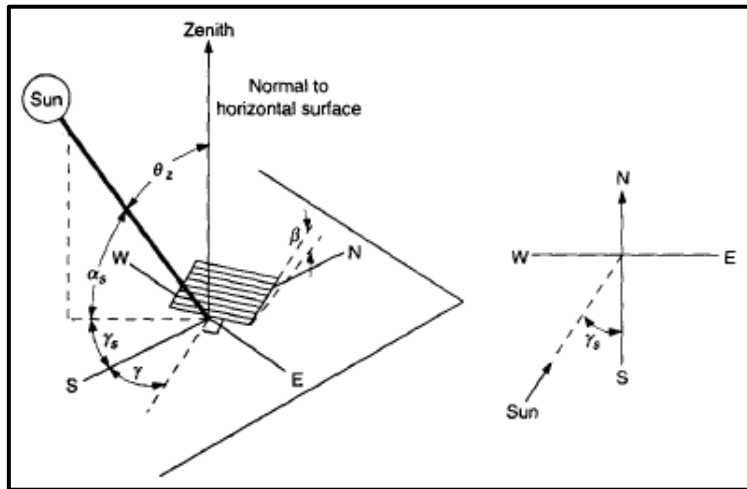


Figura 69. Esquema de los ángulos formados entre los haces de radiación y una superficie (Duffie & Beckman, 15 de abril de 2013).

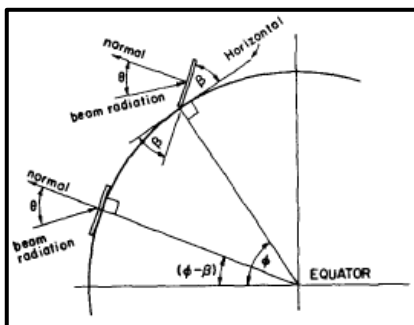


Figura 70. Sección de la superficie terrestre donde se muestran los ángulos que forma la radiación con la misma (Duffie & Beckman, 15 de abril de 2013).

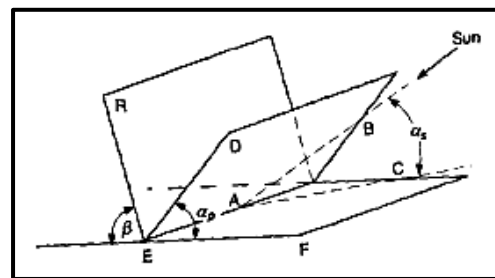


Figura 71. Ángulo de altitud solar (Duffie & Beckman, 15 de abril de 2013).

La declinación se puede hallar por medio de la ecuación de Cooper, donde n es el número del día del año:

$$\delta = 23,45^\circ \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) \tag{Ec. 1}$$

Las siguientes ecuaciones son de gran utilidad porque relacionan los ángulos anteriormente descritos:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \tag{Ec. 2}$$

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \sin \beta \cos(\gamma_s - \gamma) \quad (\text{Ec. 3})$$

La incidencia habitual de la radiación permite hacer simplificaciones en la *ecuación 2*:

- En caso de ser una superficie vertical ($\beta = 90^\circ$):

$$\begin{aligned} \cos \theta &= -\sin \delta \cos \varnothing \sin \beta \cos \gamma \\ &+ \cos \delta \sin \varnothing \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (\text{Ec. 4})$$

- En caso de ser una superficie horizontal ($\beta = 0^\circ$), el ángulo de incidencia es el ángulo cenital del Sol:

$$\cos \theta_z = \cos \delta \cos \varnothing \cos \omega + \sin \varnothing \sin \delta \quad (\text{Ec. 5})$$

Además, de esta ecuación se puede obtener la altura solar porque θ_z es ángulo complementario de α_s , según se puede observar en los esquemas anteriores:

$$\cos \theta_z = \sin \alpha_s \quad (\text{Ec. 6})$$

Por otra parte, como se ha definido anteriormente, el ángulo horario es el desplazamiento angular del Sol al este o al oeste del meridiano local debido a la rotación de la Tierra sobre su eje a 1° cada 4 *minutos*; por la mañana el ángulo horario es negativo y por la tarde positivo. Es decir, equivale a 15° cada hora siendo las 12 del mediodía la referencia, por lo que el ángulo horario se puede calcular de la siguiente manera, donde h es la hora local:

$$\omega = (h - 12) \cdot 15^\circ \quad (\text{Ec. 7})$$

El desplazamiento angular desde el sur de la proyección del haz de radiación en el plano horizontal es el ángulo acimutal y se puede obtener de la siguiente relación de ángulos:

$$\sin \gamma_s = \frac{\sin \omega \cos \delta}{\sin \theta_z} = \frac{\sin \omega \cos \delta}{\cos \alpha_s} \quad (\text{Ec. 8})$$

5.3. Eficiencia óptica.

Para hallar la eficiencia óptica del reflector, que influirá en el calor absorbido por el tubo receptor, se deben definir una serie de parámetros iniciales. La *figura 72* muestra los diferentes parámetros del reflector cilíndrico parabólico, donde la ecuación de la parábola del mismo, referida al sistema de coordenadas del esquema, es:

$$y^2 = 4fx \quad (\text{Ec. 9})$$

Donde f es la distancia focal de la parábola medida en metros.

El diámetro del receptor necesario para interceptar toda la radiación solar proveniente del reflector se obtiene de la siguiente manera:

$$D = 2r_r \sin \theta_m \quad (\text{Ec. 10})$$

Donde θ_m es la mitad del ángulo de aceptación.

El radio, r , donde φ es el ángulo entre el eje del colector y un haz reflejado en el foco, es definido por la siguiente ecuación:

$$r = \frac{2 \cdot f}{1 + \cos \varphi} \rightarrow r_r = \frac{2 \cdot f}{1 + \cos \varphi_r} \quad (\text{Ec. 11})$$

Donde r_r es el radio de borde de la parábola y φ_r es el ángulo para ese radio de borde, el ángulo de borde.

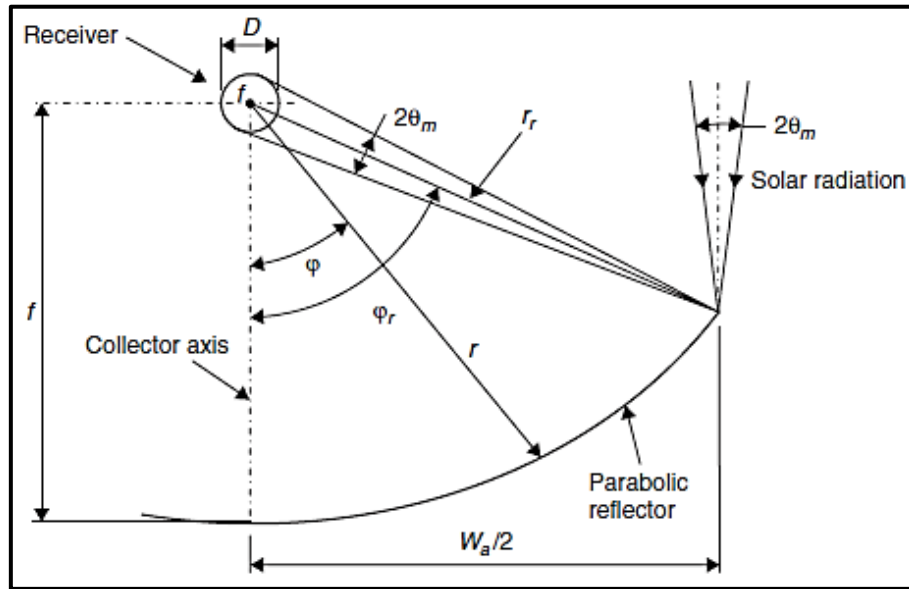


Figura 72. Parámetros y nomenclatura de la sección de colector cilíndrico-parabólico y tubo receptor (Kalogirou, 2009).

Por tanto, la apertura de la parábola se puede hallar, de nuevo, por trigonometría. Sustituyendo r_r en la ecuación de la apertura de la parábola, se obtiene la ecuación reducida:

$$W_a = 2r_r \sin \varphi_r \rightarrow W_a = 4f \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \quad (\text{Ec. 12})$$

El factor de concentración para el receptor tubular relaciona la apertura de la parábola con la longitud de la circunferencia del tubo absorbedor. Altos factores de concentración implican altas temperaturas que se pueden alcanzar.

$$C = \frac{W_a}{\pi D} \quad (\text{Ec. 13})$$

Introducidas ya las relaciones que determinan el tubo receptor y el reflector se puede presentar la ecuación que rige la eficiencia óptica del colector. La eficiencia óptica es la relación de la energía absorbida por el receptor y la energía incidente en el área de apertura del colector. La eficiencia óptica es función de las propiedades de los materiales de los que está constituido el reflector, la geometría del colector y las

imperfecciones y desalineamientos en la construcción y montaje del colector. Por lo tanto, la ecuación que determina la eficiencia óptica del colector es:

$$\eta_0 = \rho\tau\alpha\gamma[(1 - A_f \tan \theta) \cos \theta] \quad (\text{Ec. 14})$$

Donde:

ρ → Reflectancia del espejo.

τ → Transmitancia de la cubierta de vidrio.

α → Absortancia del receptor.

γ → Factor de intercepción.

A_f → Factor geométrico.

θ → Ángulo de incidencia.

El factor geométrico (A_f) es función de la geometría del colector y es una medida de la superficie de apertura efectiva debido a efectos como sombras, bloqueos, pérdida de radiación reflejada más allá del espejo, etc. La radiación perdida es el principal efecto sobre el factor geométrico, siendo conocido como *end effect* (efecto final). Este efecto se representa en el esquema posterior y la cantidad de superficie de apertura se puede estimar con la siguiente ecuación:

$$A_e = fW_a \tan \theta \left[1 + \frac{W_a^2}{48f^2} \right] \quad (\text{Ec. 15})$$

Otra pérdida de área de apertura es la debida a la colocación de placas opacas en los colectores. Estas placas se colocan para impedir la concentración en zonas que no sean el tubo receptor para proteger los elementos de la temperatura. Esta área se estima con la ecuación a continuación, donde h_p es la altura de la parábola:

$$A_b = \frac{2}{3} W_a h_p \tan \theta \quad (\text{Ec. 16})$$

La pérdida total de área de apertura (A_l) es la composición de las dos pérdidas:

$$A_l = \frac{2}{3} W_a h_p + f W_a \left[1 + \frac{W_a^2}{48 f^2} \right] \quad (\text{Ec. 17})$$

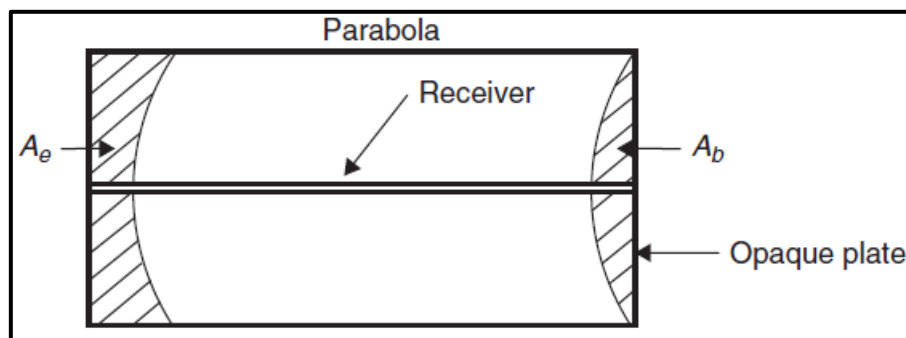


Figura 73. Área perdida debido al efecto final y a diferentes bloqueos (Kalogirou, 2009).

Por tanto, el factor geométrico (A_f) es el ratio entre el área de apertura perdida y el área de apertura:

$$A_f = \frac{A_l}{A_a} \quad (\text{Ec. 18})$$

Otro de los factores que influyen en la eficiencia óptica del colector es el factor de intercepción. El factor de intercepción es la relación de la energía interceptada por el receptor frente a la energía reflejada por la parábola. El valor del factor de intercepción es función del tamaño del receptor, los errores de ángulo de la superficie del espejo y la propagación de los haces de luz solar. Los errores asociados con la superficie parabólica son de dos tipos:

- **Errores aleatorios:** al ser de naturaleza aleatoria pueden ser representados por distribuciones de probabilidad normal. Son los debidos a la distorsión de la

parábola con motivo de la carga de viento y los efectos asociados a la superficie reflectante.

- **Errores no aleatorios:** son los debidos a los errores en la fabricación y el funcionamiento del colector. Son los asociados a las imperfecciones del perfil reflector, desalineamiento y mala selección de la ubicación.

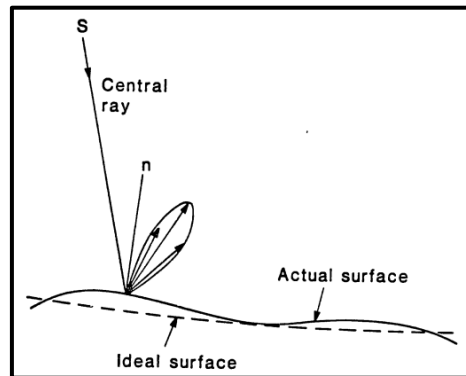


Figura 74. Errores en la superficie de la parábola reflectora (Güven & Bannerot, OPTICAL AND THERMAL ANALYSIS OF PARABOLIC TROUGH SOLAR COLLECTORS FOR TECHNICALLY LESS DEVELOPED COUNTRIES, Junio, 1984)

Güven y Bannerot determinaron la desviación estándar de la distribución total de energía reflejada en incidencia normal, de la siguiente manera:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{sol}^2 + 4 \cdot \sigma_{pendiente}^2 + \sigma_{espejo}^2} \quad (\text{Ec. 19})$$

Además, introdujeron los parámetros de error universales que son válidos para todas las geometrías del colector. Así pues, mediante el uso de parámetros de error universales, se puede obtener una formulación para el factor de intercepción, que es la siguiente:

$$\gamma = \frac{1 + \cos \varphi_r}{2 \cdot \sin \varphi_r} \int_0^{\varphi_r} \left\{ \text{Erf} \left[\frac{\sin \varphi_r \cdot (1 + \cos \varphi) \cdot (1 - 2 \cdot d^* \cdot \sin \varphi) - \pi \cdot \beta^* \cdot (1 + \cos \varphi_r)}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot \sigma^* \cdot (1 + \cos \varphi_r)} \right] \right. \\ \left. - \text{Erf} \left[-\frac{\sin \varphi_r \cdot (1 + \cos \varphi) \cdot (1 + 2 \cdot d^* \cdot \sin \varphi) + \pi \cdot \beta^* \cdot (1 + \cos \varphi_r)}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot \sigma^* \cdot (1 + \cos \varphi_r)} \right] \right\} \cdot \frac{d\varphi}{(1 + \cos \varphi)}$$

(Ec. 20)

Donde:

d^* → Parámetro universal de error no aleatorio debido a una mala selección de la ubicación y errores en el perfil del reflector.

$$d^* = d_r/D \quad (\text{Ec. 21})$$

β^* → Parámetro universal de error no aleatorio debido a errores angulares.

$$\beta^* = \beta \cdot C \quad (\text{Ec. 22})$$

σ^* → Parámetro de error aleatorio universal.

$$\sigma^* = \sigma \cdot C \quad (\text{Ec. 23})$$

C → Factor de concentración del colector.

$$C = A_a/A_r \quad (\text{Ec. 24})$$

D → Diámetro exterior del tubo (m).

d_r → Desplazamiento del receptor del foco (m).

β → Error de ángulo de desalineación ($grados$).

Para los valores de σ , β y d_r no se tienen datos concretos en la actualidad. La siguiente tabla muestra, a través de tres ejemplos, el orden de magnitud de estos errores de tolerancia

Para los cálculos del factor de intercepción se utilizarán los valores de la primera columna, que son los que representan valores típicos del estado del arte de la tecnología. Los otros dos casos se corresponden con estimaciones de países en desarrollo porque no existen datos en la actualidad.

	Entorno de EE.UU.	País en desarrollo Caso 1	País en desarrollo Caso 2
σ [mrad]	6,4	8,7	11,3
β [°]	0,25	0,5	1
d_r [mm]	3,1	6,2	6,2

Tabla 14. Valores de los errores de tolerancia en diferentes entornos (Güven, Bannerot, & Mistree, A Conceptual Basis for the Design of Parabolic Troughs for Different Design Environments, 1986).

5.4. Parámetros térmicos.

En este apartado se calculará qué cantidad de energía procedente del Sol es transferida al fluido térmico que circula por el interior de los tubos absorbedores del campo solar. El fluido térmico, en este caso aceite térmico, es el encargado de *transportar* el calor para hacer funcionar el ciclo de agua-vapor y poder obtener energía eléctrica. Para ello, en este apartado se estudiará el comportamiento de la transferencia de calor en los colectores y qué aprovechamiento se consigue con los mismos.

Después de calcular anteriormente el rendimiento óptico de los colectores, es necesario hacer un estudio de las pérdidas térmicas que se producen en los tubos receptores para así conseguir un valor definitivo de potencia térmica transferida al aceite térmico. Se describirán las resistencias térmicas que aparecen en un tubo absorbedor y los diferentes mecanismos de transferencia de calor que provocan las pérdidas térmicas.

Para el cálculo de las pérdidas térmicas se hará una estimación en base a la bibliografía existente ya que es un valor que depende de las condiciones meteorológicas y, por ende, muy variable, por lo que calcular un valor para unas condiciones determinadas hace que para otras no sea válido.

A continuación se muestra un esquema de la sección del tubo receptor donde se representan los diferentes mecanismos de transferencia de calor y el flujo de calor que tiene lugar en el mismo.

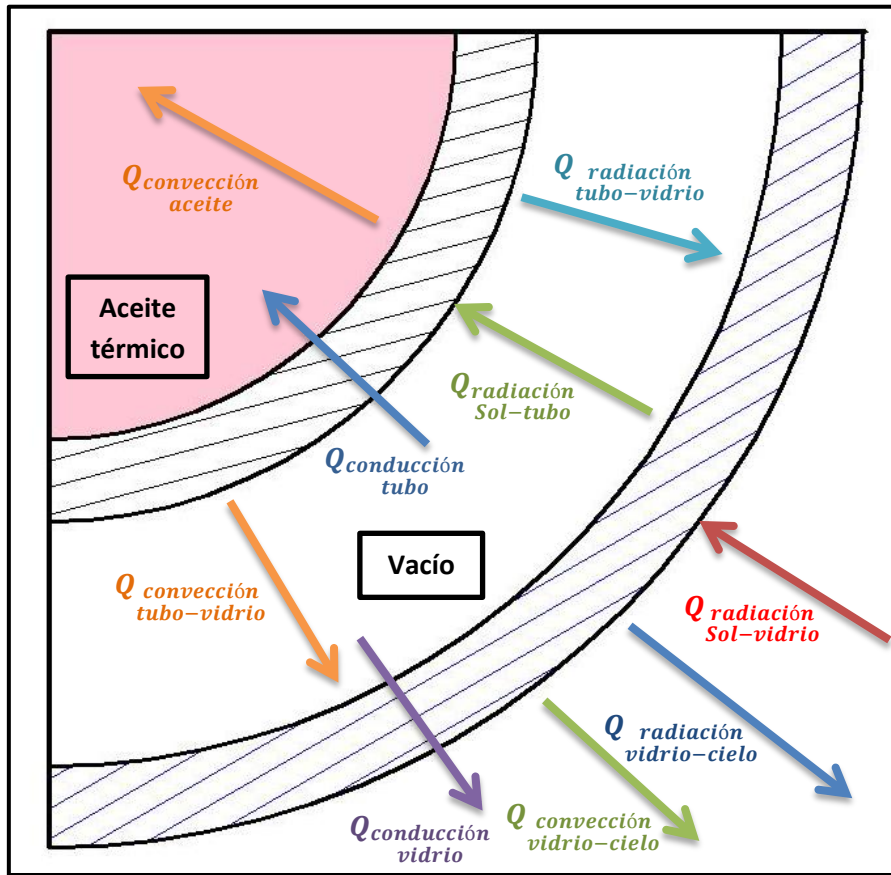


Figura 75. Transferencia de calor en una sección de tubo absorbedor (Propia).

Las resistencias térmicas del tubo receptor se pueden representar por medio de un circuito eléctrico equivalente donde los nodos se corresponden con las temperaturas de los diferentes puntos físicos del receptor.

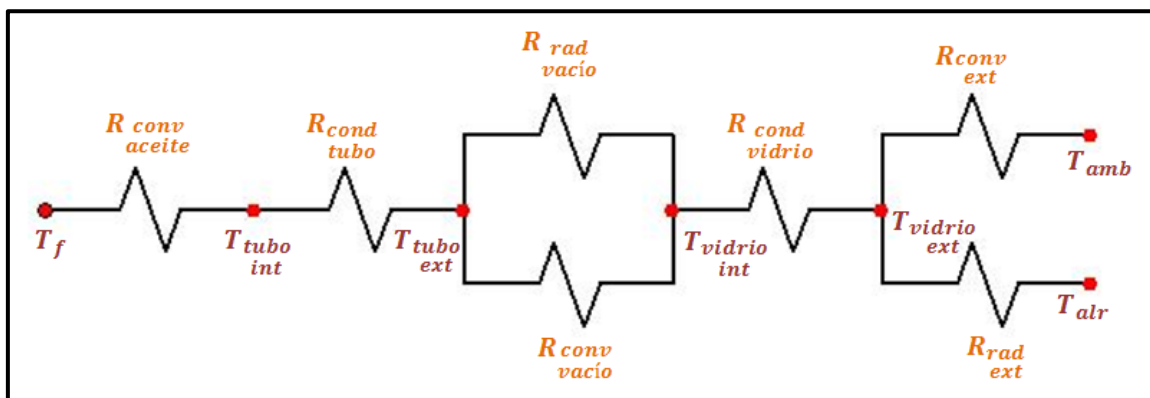


Figura 76. Esquema de resistencias térmicas (Propia).

La equivalencia de la nomenclatura utilizada anteriormente se especifica a continuación:

Resistencias térmicas [K / W]		Temperaturas [K]	
$R_{conv\ aceite}$	La Ley de enfriamiento de Newton rige la convección dentro del fluido	T_f	Temperatura en el seno del fluido
$R_{cond\ tubo}$	La ley de Fourier rige la conducción en el tubo	$T_{tubo\ int}$	Temperatura del tubo en el lado del fluido
$R_{rad\ vacío}$	La ley de Stefan-Boltzmann rige la radiación en el anillo de vacío	$T_{tubo\ ext}$	Temperatura del tubo en el lado del anillo de vacío
$R_{conv\ vacío}$	Debida a la convección en el anillo de vacío	$T_{vidrio\ int}$	Temperatura del vidrio en el lado del anillo de vacío
$R_{cond\ vidrio}$	Debida a la conducción en el vidrio	$T_{vidrio\ ext}$	Temperatura del vidrio en el lado del ambiente
$R_{conv\ ext}$	Debida a la convección hacia el ambiente	T_{amb}	Temperatura ambiente
$R_{rad\ ext}$	Debida a la radiación hacia los alrededores	T_{atr}	Temperatura de los alrededores

Tabla 15. Nomenclatura de las temperaturas y resistencias térmicas en una sección de tubo absorbedor.

5.5. Ciclo agua-vapor.

Para realizar los cálculos del ciclo se seguirá el procedimiento correspondiente a los siguientes apartados: primero se definirán con detalle los elementos del ciclo agua-vapor, después se procederá a la definición de los estados termodinámicos, a continuación se calcularán las potencias específicas y el rendimiento del ciclo y por último las fracciones másicas y el flujo másico de agua total. Con estos cálculos se podrá realizar el dimensionado del campo solar y posteriormente, la simulación de la operación de la planta para un día concreto.

5.5.1. Elementos del ciclo agua-vapor.

El esquema del ciclo de agua-vapor sobre el que se basarán los cálculos es el presente en la central de biomasa se encuentra en la localidad de Piedrabuena (Ciudad Real). Como se puede observar en el esquema inicial del ciclo, el principal problema que surge

al utilizar la energía térmica de un campo solar de colectores cilíndrico parabólicos en sustitución del parque de biomasa es el salto de temperatura del agua que se utiliza en el ciclo.

Con el parque de biomasa, la temperatura del vapor a la entrada de la turbina es de aproximadamente 500°C, mientras que la temperatura máxima a la salida del campo solar es de 393°C por los problemas anteriormente explicados que puede ocasionar el aceite. Por lo tanto, será necesario recalcular los estados termodinámicos del ciclo de agua-vapor para adaptarlos a la energía térmica procedente del campo solar.

El esquema (ver *Anexo VI*) muestra los elementos de los que está compuesto el ciclo termodinámico, que son: un calentador de agua de alimentación abierto (*open feedwater heater*), dos calentadores de agua de alimentación cerrados (*closed feedwater heater*), un condensador con torre de refrigeración, una turbina de vapor, dos grupos de bombas y el parque de biomasa a sustituir por el campo solar.

5.5.2. Definición de los estados termodinámicos.

En este apartado se calcularán los estados termodinámicos del ciclo para adaptarlos a las nuevas condiciones de operación. La nomenclatura que se tendrá en cuenta en los diferentes desarrollos de los cálculos será la correspondiente al esquema del *Anexo VI*.

Las condiciones de presión en los diferentes puntos del ciclo se conservarán y no será necesario modificarlas.

Por otra parte, del punto 11 se tendrán los datos de temperatura (fijada por la salida del campo solar) y presión a la entrada de la turbina, por lo que será posible calcular los puntos correspondientes a las diferentes extracciones de vapor de la turbina. Utilizando el rendimiento isoentrópico de la turbina se podrán definir con exactitud los puntos 12, 13, 14 y 15.

Además, a la salida del condensador y del *open feedwater heater* se tendrán condiciones de líquido saturado para evitar problemas de averías y daños en las bombas. Esto permitirá determinar los estados termodinámicos de los puntos 1 y 9. En consecuencia

del cálculo de los puntos 1 y 9, los puntos 2 y 10 podrán ser determinados mediante el rendimiento isoentrópico de las bombas.

Solo quedarían por determinar las fracciones másicas de las extracciones de vapor de la turbina y los puntos correspondientes a los calentadores de agua de alimentación. Para poder recalcular estos segundos es necesario introducir unas definiciones que se utilizan para la determinación de los estados termodinámicos en este tipo de intercambiadores.

- ***TTD***: *Terminal Temperature Difference*, es la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor a la presión de la extracción y la temperatura de salida del agua del intercambiador.
- ***DCA***: *Drain Cooling Approach*, es la diferencia entre la temperatura del agua fría de entrada y el vapor subenfriado que sale del intercambiador.

Por medio del *TTD* se pueden definir los estados 5 y 6, que son los puntos donde el agua sale de los calentadores de agua de alimentación cerrados, y a través del *DCA* se pueden determinar los puntos 3 y 7.

Los últimos puntos a calcular son los puntos 4 y 8, que provienen de los puntos 3 y 7 tras sufrir una expansión isoentálpica. De este modo, teniendo el valor de la presión y la entalpía de los puntos 3 y 7, se definen los puntos 4 y 8.

Los valores de *TTD* y *DCA* utilizados son los siguientes:

$$TTD = 1,5^{\circ}\text{C}$$

$$DCA = 5,5^{\circ}\text{C}$$

A continuación se muestra el cálculo de los puntos que provienen de una expansión o una compresión, en una turbina o una bomba. Si se aplica un volumen de control a una bomba o una turbina se puede calcular el trabajo al eje que hay que aportar a la bomba o el trabajo que proporciona la turbina.

Como valor de rendimiento isoentrópico de las bombas y turbinas se tomará el siguiente:

$$\eta_s = 0,85$$

Por tanto, el rendimiento isoentrópico para calcular los estados termodinámicos que provienen de una expansión o una compresión se calcula de la forma mostrada a continuación:

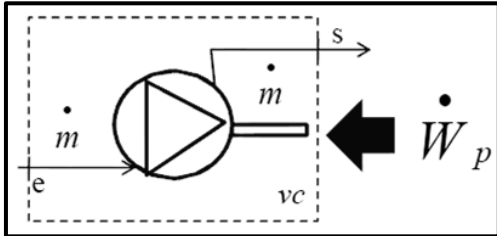


Figura 77. Volumen de control a una bomba (Apuntes Ingeniería Térmica).

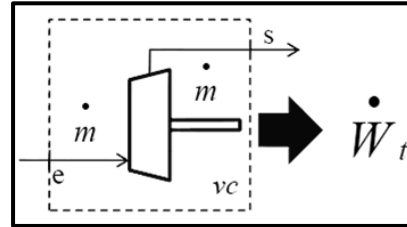


Figura 78. Volumen de control a una turbina (Apuntes Ingeniería Térmica).

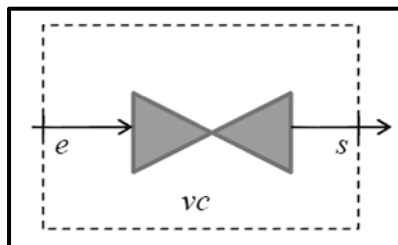
$$\eta_b = \frac{h_{s_s} - h_e}{h_s - h_e} < 1$$

(Ec. 25)

$$\eta_t = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{s_s}} < 1$$

(Ec. 26)

Para el cálculo de los puntos que provienen de una válvula, el balance de energía aplicado al volumen de control es el siguiente:



$$h_e = h_s$$

$$p_s < p_e$$

Figura 79. Volumen de control a una válvula (Apuntes Ingeniería Térmica).

A la hora de calcular los estados termodinámicos se utilizará un software que, al introducir dos propiedades del agua, devuelva el resto de propiedades, para así proceder con mayor velocidad y precisión. *SteamTab*TM es un programa muy útil que proporciona las propiedades termodinámicas y físicas del agua y el vapor de una manera muy sencilla y precisa.

5.5.3. Cálculo de las potencias específicas y rendimiento del ciclo.

Para el cálculo de las potencias específicas de la turbina de vapor, los grupos de bombas, el condensador y el generador de vapor es necesario aplicar un balance de energía a cada elemento individualmente. De esta manera, gracias a la obtención anterior de los estados termodinámicos de los diferentes puntos del ciclo, se puede caracterizar cada elemento y así elegir el adecuado para su correcto funcionamiento.

- **Bomba (después del condensador):**

$$w_{\text{eje}} = (h_2 - h_1) \cdot (1 - x) \text{ [kJ/kg]} \quad (\text{Ec. 27})$$

- **Bomba (después del calentador de agua de alimentación abierto):**

$$w_{\text{eje}} = (h_{10} - h_9) \text{ [kJ/kg]} \quad (\text{Ec. 28})$$

- **Condensador:**

$$q_{\text{cond}} = h_{15} \cdot (1 - x - y - z) + h_4 \cdot (y + z) - h_1 \cdot (1 - x) \text{ [kJ/kg]} \quad (\text{Ec. 29})$$

- **Generador de vapor:**

$$q_{\text{gen}} = (h_{11} - h_{10}) \text{ [kJ/kg]} \quad (\text{Ec. 30})$$

- **Turbina de vapor:**

$$w_{\text{eje}} = (h_{11} - h_{12}) + (h_{12} - h_{13}) \cdot (1 - x) + (h_{13} - h_{14}) \cdot (1 - x - y) + (h_{14} - h_{15}) \cdot (1 - x - y - z) \text{ [kJ/kg]} \quad (\text{Ec. 31})$$

El rendimiento del ciclo termodinámico determinará la eficiencia en la utilización del calor obtenido del campo solar. A pesar de la sencillez en el cálculo, el valor del rendimiento termodinámico es uno de los datos más importantes de una central solar térmica, y se calcula dividiendo la potencia neta obtenida entre el calor suministrado al ciclo.

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{W_{\text{ eje } turb} - W_{\text{ eje } bomb1} - W_{\text{ eje } bomb2}}{Q_{\text{gen}}} \quad (\text{Ec. 32})$$

5.5.4. Fracciones másicas y flujo másico total.

Para la obtención de las fracciones másicas de las extracciones de vapor de la turbina de vapor hay que realizar sendos balances de energía en los calentadores de agua de alimentación. De nuevo, en base a la nomenclatura del *Anexo VI*, los balances de energía son los siguientes:

- **Calentador de agua de alimentación abierto (primera extracción):**

$$h_{12} \cdot x + h_6 \cdot (1 - x) = h_9 \quad (\text{Ec. 33})$$

- **Calentador de agua de alimentación cerrado (segunda extracción):**

$$h_{13} \cdot y + h_5 \cdot (1 - x) = h_6 \cdot (1 - x) + h_7 \cdot y \quad (\text{Ec. 34})$$

- **Calentador de agua de alimentación cerrado (tercera extracción):**

$$h_{14} \cdot z + h_8 \cdot y + h_2 \cdot (1 - x) = h_5 \cdot (1 - x) + h_3 \cdot (y + z) \quad (\text{Ec. 35})$$

De esta manera se pueden obtener los valores de las fracciones másicas x , y y z , que son el porcentaje de flujo másico de la extracción con respecto al flujo másico total.

Por último, el único parámetro que queda por calcular es el del flujo másico de agua total. Utilizando la potencia eléctrica que se requiere suministrar a la red y la potencia específica de la turbina calculada anteriormente, se puede concluir, a través del rendimiento electromecánico de la turbina y del generador, el valor del flujo másico total a circular por el ciclo a plena carga.

$$\dot{W}_{\text{red}}^{\text{eléctrica}} = \eta_{e-m} \cdot \dot{m}_{\text{agua}} \cdot w_{\text{ eje } turb} \quad [\text{kW}] \quad (\text{Ec. 36})$$

Posteriormente, a la hora de realizar la simulación de un día concreto, se podrá obtener, despejando el flujo másico de la *ecuación 36*, su variación a lo largo del día. Este es un dato importante porque todos los elementos anteriores, mostrados en forma específica, dependerán del valor obtenido.

5.6. Dimensionado del campo solar.

Dimensionar el campo solar hace referencia al cálculo del número de colectores a instalar en la central solar térmica. El campo solar se ha de dimensionar para un día concreto del año, de tal manera que la potencia térmica que se pueda obtener sea acorde a cada época del año.

Así pues, dimensionar el campo solar en un día de verano implica que durante el periodo opuesto del año la central producirá muy poca, o no producirá, energía eléctrica. En este caso, el campo solar estará subdimensionado.

Por el contrario, realizar el cálculo del campo solar para un día de invierno implicará que en verano haya que desenfocar la mayoría de los colectores para evitar riesgos con el aceite y los materiales. En este caso, el campo estaría sobredimensionado.

Por ello, el dimensionado del campo solar en el hemisferio norte se realiza en el equinoccio de primavera. De esta manera se consigue un equilibrio en la producción y se evitan sobrecostes en los materiales.

Por tanto, el dimensionado del campo solar se realizará para el día 20 de marzo a las 12:00, que es el momento donde el valor de radiación normal directa y el rendimiento óptico del colector son mayores. Definido el día y la hora exactos se puede proceder a la explicación del dimensionado del campo solar.

Utilizando la *ecuación 37* y suponiendo un valor de velocidad del aceite en el colector, se puede obtener el flujo másico de aceite en el colector inicial. La suposición de la velocidad se hará en base a asegurar el flujo turbulento del aceite para mejorar la transferencia de calor, y a superar una velocidad mínima que impida el estancamiento del aceite en algún punto de la instalación, de tal modo que no suponga un riesgo para la

integridad de los diferentes elementos. Esta velocidad tendrá un valor comprendido entre 1 y 3 m/s.

$$\dot{m}_{\text{aceite}} = \rho \cdot v \cdot A \quad (\text{Ec. 37})$$

Las propiedades del aceite se toman las de la temperatura media del lazo, que es la media de la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del lazo.

$$T_m = \frac{T_{\text{entrada}} + T_{\text{salida}}}{2} = \frac{\Delta T}{2} \quad (\text{Ec. 38})$$

A continuación se calcula el calor absorbido por un colector utilizando el dato del rendimiento óptico a la hora determinada obtenido en apartados anteriores y el valor de las pérdidas que proporciona el fabricante del colector.

$$\dot{Q}_{\text{colector}} = \dot{Q}_{\text{radiación}} \cdot \eta_{\text{óptico}} \cdot A_{\text{colector}} - \text{Pérdidas} \quad (\text{Ec. 39})$$

De la siguiente manera se calcula el calor absorbido por un lazo para, posteriormente, poder compararlo con el del colector.

$$\dot{Q}_{\text{lazo}} = \dot{m}_{\text{aceite}} \cdot C_{p_{\text{aceite}}} \cdot \Delta T - \text{Pérdidas} \quad (\text{Ec. 40})$$

Por otra parte, se calcula el calor a transferir al ciclo de agua-vapor a plena carga (12:00) mediante la ecuación 41.

$$\dot{Q}_{\text{ciclo}} = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot \Delta h \quad (\text{Ec. 41})$$

Con estos valores se puede calcular el número de colectores por cada lazo dividiendo el calor absorbido por el lazo entre el calor absorbido por el colector. Se elige el siguiente número entero y par, y con ello se recalculan los valores de flujo másico, velocidad y

calor absorbido por el lazo. Se elige un número par de colectores para poder mantener la simetría y simplificar la configuración del campo solar, que se explicará en el siguiente apartado.

$$n_{col/lazo} = \frac{\dot{Q}_{lazo}}{\dot{Q}_{colector}} \quad (\text{Ec. 42})$$

Por último, solo queda calcular el número de lazos del campo solar, donde se elige el siguiente número entero al resultado obtenido de la ecuación siguiente:

$$n_{lazos} = \frac{\dot{Q}_{ciclo}}{\dot{Q}_{lazo}} \quad (\text{Ec. 43})$$

5.7. Elección de la configuración del campo solar.

La configuración del campo solar se realiza en base al número de colectores y lazos obtenidos al dimensionar el campo solar. Un número determinado de colectores se agrupa formando un lazo y un grupo de lazos configura una extensión de terreno en las que se divide el campo solar. La cantidad de campos menores que formarán el campo solar total será función del terreno disponible para la planta.

La elección de la configuración del campo solar es fundamental para la disminución de los materiales utilizados, reducción de la pérdida de carga del aceite en el campo solar y conseguir una mayor facilidad y rapidez de acceso a todos los puntos del campo solar.

Principalmente hay dos configuraciones para el campo solar, que se diferencian por la potencia térmica instalada, el formato en *I* y el formato en *H*. La configuración en *H* se utiliza para centrales con mayor potencia térmica de campo solar instalada, donde se requiere un mayor número de campos menores. Por el contrario, la configuración en *I*, que es la elegida en este proyecto, se utiliza en centrales con potencias térmicas menores, donde no esté justificado utilizar la configuración *H*.

Estas dos formas de disponer el campo solar operan por medio de una tubería de aceite caliente que extrae el aceite del campo solar y otra de aceite frío que introduce el aceite al campo solar. A continuación se muestra un esquema de las dos configuraciones.

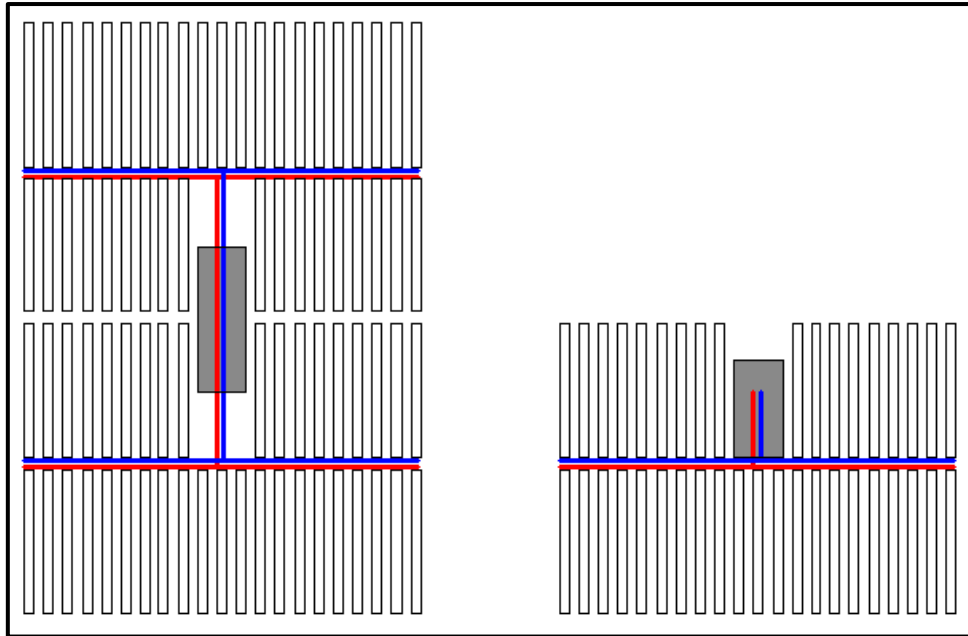


Figura 80. Esquema de las configuraciones del campo solar: H e I (Propia).

5.8. Cálculo de la pérdida de carga.

Para realizar el cálculo de la pérdida de carga en la instalación, y con ello seleccionar la bomba adecuada, es fundamental conocer con exactitud la disposición de los lazos en el campo solar.

Como se explicó en el apartado anterior, la configuración de campo solar elegida es la disposición en *I*. Esta disposición (ver *Anexo VII*) consta de dos subcampos con el bloque de potencia alojado en uno de ellos, de tal manera que uno de los subcampos tendrá un número de lazos menor que el otro.

La pérdida de carga se realizará en base al lazo más alejado de la zona de bombeo, de tal manera que sea el lazo que más pérdidas primarias y secundarias tenga para asegurar que la bomba elegida cumplirá con los requerimientos de toda la instalación. Además,

siempre que lo permita la disponibilidad de diámetros internos de tuberías, se intentará que la velocidad del aceite térmico oscile lo menos posible sobre el valor de velocidad inicial seleccionado.

Así pues, la tubería de aceite frío (distribuye el aceite por el campo solar) irá disminuyendo de tamaño con el flujo másico debido a que cada lazo irá tomando su flujo másico correspondiente hasta llegar al último lazo. Si observamos la ecuación siguiente se aprecia que si la velocidad se mantiene constante y el flujo másico es un valor determinado, los diámetros de tubería que se obtendrán no se podrán encontrar fabricados. Por ello habrá que recalcular posteriormente las velocidades para que se pueda mantener un diámetro real (en base a un catálogo de tuberías normalizadas) y el flujo másico correspondiente.

Esto se hace porque la ecuación que rige las pérdidas de carga está afectada directamente por el cuadrado de la velocidad y se simplificaría mucho el cálculo de las pérdidas de carga si existieran tuberías de todos los diámetros (aun así sería una buena aproximación).

Por tanto, la ecuación que rige la pérdida de carga está compuesta por dos términos, el término de pérdidas primarias y el término de pérdidas secundarias:

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot \left(\frac{l \cdot \lambda}{d} + \sum K \right) \quad (\text{Ec. 44})$$

Donde:

ρ → Densidad del aceite a T_m .

v → Velocidad del aceite.

λ → Coeficiente de fricción.

d → Diámetro de la tubería.

K → Coeficiente de pérdidas secundarias.

El coeficiente de fricción (λ) se calculará por medio una ecuación experimental que no depende de la rugosidad absoluta de la tubería, si no sólo del número de Reynolds. Esto es debido a que esta ecuación se utiliza para flujo interno asegurando que sea turbulento, de lo contrario no se podría utilizar. La ecuación en cuestión se muestra a continuación:

$$\lambda = (0,79 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} \quad 3.000 < Re < 5 \cdot 10^6 \quad (\text{Ec. 45})$$

El número de Reynolds (Re) se calcula de la siguiente manera:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \quad (\text{Ec. 46})$$

Donde:

ρ → Densidad del aceite a T_m .

v → Velocidad del aceite.

d → Diámetro de la tubería.

μ → *Viscosidad dinámica del aceite a T_m .*

Para el cálculo del término de las pérdidas de carga secundarias, que se corresponde con los codos, válvulas, etc., se utilizarán las tablas del *Anexo VIII*. De estas tablas se obtendrá el valor de k de los elementos que aparecen en los diferentes tramos.

CAPÍTULO 6. RESULTADOS.

En este capítulo se presentarán los resultados obtenidos en el desarrollo de los cálculos del capítulo anterior. Se especificarán y justificarán las elecciones tomadas a lo largo de los diferentes apartados en base a los capítulos anteriores y en consecuencia con los mismos.

Se trabajará por medio de un desglose horario a lo largo del día, por lo que para obtener los resultados de una manera sencilla se ha utilizado un software informático que permita implementar las ecuaciones de los capítulos anteriores de una manera simple y eficaz. El programa utilizado ha sido *MATLAB R2011a*.

6.1. Resultados rendimiento óptico del colector.

Como se ha explicado anteriormente, el dimensionado del campo solar se realiza para el día 20 de marzo, que es el equinoccio de primavera. Por lo tanto, los cálculos geométricos solares para definir el rendimiento óptico del colector se realizarán para ese día.

6.1.1. Declinación.

Una vez definido el día sobre el que se realizará el estudio, lo primero que se debe calcular es la declinación del Sol para el día 20 de marzo mediante la ecuación de Cooper (*ecuación 1*), donde n es el número del día del año.

$$n = 79 \rightarrow \text{Declinación} = -0,8072^\circ$$

6.1.2. Ángulo horario.

Por otra parte, el ángulo horario varía con respecto la hora del día y se calculará a intervalos de 1 hora (varía 15° cada hora), a través de la ecuación 7. Hay que puntualizar que, de ahora en adelante, los elementos que sean función de la hora se darán como resultado en un vector, y las posiciones de ese vector se corresponderán con la hora empezando desde las 0:00 hasta las 23:00, a intervalos de 1 hora. Por tanto, el vector ángulo horario en grados es el siguiente:

$$\omega = [-180 \quad -165 \quad -150 \quad -135 \quad -120 \quad -105 \quad -90 \quad -75 \quad -60 \quad -45 \\ -30 \quad -15 \quad 0 \quad 15 \quad 30 \quad 45 \quad 60 \quad 75 \quad 90 \quad 105 \quad 120 \quad 135 \quad 150 \quad 165]$$

Si se representara el ángulo horario frente a la hora, la gráfica se debería corresponder con una recta y, como es lógico, se corresponde.

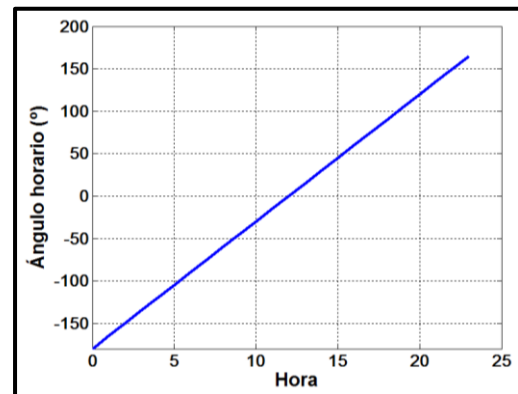


Figura 81. Ángulo horario frente a la hora.

6.1.3. Ángulo de incidencia.

Por otra parte, el ángulo de incidencia (ángulo entre el haz de radiación en una superficie y la normal a esa superficie), varía de tal manera que a las 12:00 del mediodía se consigue la mejor incidencia de los haces de radiación solar, mientras que a horas tempranas el haz de radiación no llega a incidir.

El ángulo de incidencia es uno de los parámetros principales que rigen el rendimiento óptico del colector y se calcula con la ecuación 5. El vector ángulo de incidencia en grados es el siguiente:

$$\theta = [143,1071 \ 140,6061 \ 133,9290 \ 124,6135 \ 113,8402 \ 102,3204 \ 90,4936$$

$$78,6882 \ 67,2347 \ 56,5775 \ 47,4265 \ 40,9247 \ 38,5073 \ 40,9247 \ 47,4265 \ 56,5775$$

$$67,2347 \ 78,6882 \ 90,4936 \ 102,3204 \ 113,8402 \ 124,6135 \ 133,9290 \ 140,6061]$$

Si se representa el ángulo de incidencia frente a la hora se observa que a las 12:00 del mediodía se tiene el mejor ángulo de incidencia de los haces de radiación solar. Posteriormente, al representar el rendimiento óptico frente a la hora, se obtendrá una curva inversa a la mostrada a continuación debido a que el rendimiento óptico será mayor cuanto menor sea el ángulo de incidencia.

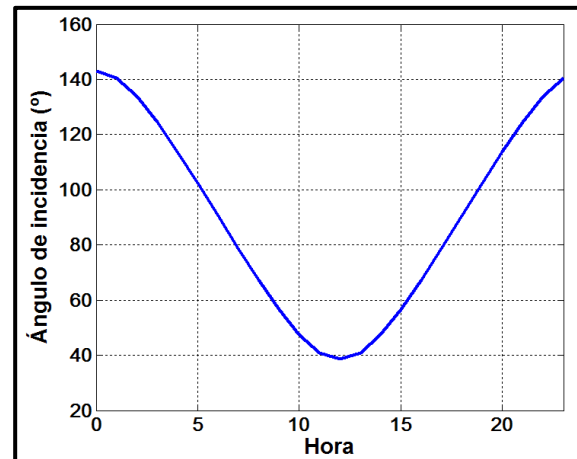


Figura 82. Ángulo de incidencia frente a la hora.

6.1.4. Altura de la parábola.

Para el cálculo del factor geométrico se debe conocer el dato de la altura de la parábola pero, como en este caso el fabricante del colector no proporciona dicho dato, hay que calcularlo antes.

El primer paso para obtener la altura de la parábola es calcular el ángulo de borde mediante la expresión siguiente (ecuación 12):

$$\varphi_r = 2 \cdot \tan^{-1} \left(\frac{W_a}{4 \cdot f} \right) = 2 \cdot \tan^{-1} \left(\frac{5,77}{4 \cdot 1,71} \right) = 80,3^\circ$$

Obtenido el ángulo de borde de la parábola, se procede a calcular el radio de borde mediante la expresión siguiente (ecuación 11):

$$r_r = \frac{2 \cdot f}{1 + \cos \varphi_r} = \frac{2 \cdot 1,71}{1 + \cos 80,3} = 2,927 \text{ [m]}$$

La altura de la parábola se calcula por trigonometría como se detalla en el esquema siguiente, donde el ángulo α es el ángulo complementario al ángulo de borde anteriormente calculado.

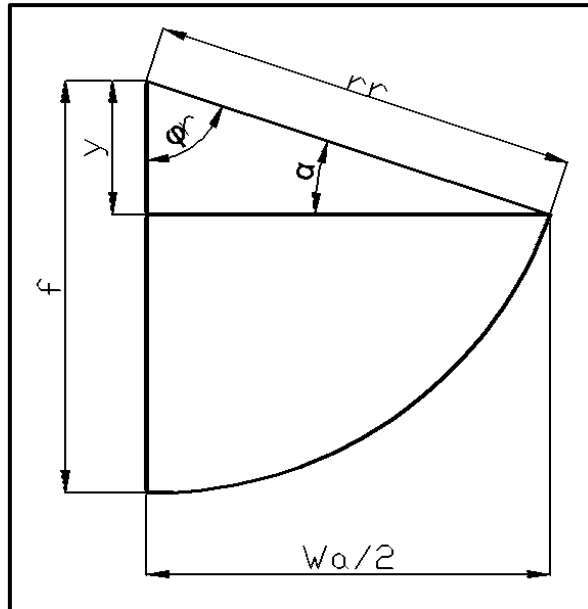


Figura 83. Esquema para el cálculo de la altura de la parábola (Propia).

$$\alpha = 90^\circ - \varphi_r = 90^\circ - 80,3^\circ = 9,7^\circ$$

$$y = r_r \cdot \sin \alpha = 2,927 \cdot \sin 9,7 = 0,493 \text{ [m]}$$

Por tanto, el valor de la altura de la parábola (h_p), necesario para el cálculo del factor geométrico, es el siguiente:

$$h_p = f - y = 1,71 - 0,493 = 1,217 \text{ [m]}$$

6.1.5. Factor geométrico.

Introduciendo los datos geométricos del colector proporcionados por el fabricante y los datos calculados como la altura de la parábola en la *ecuación 18*, se obtiene el resultado del factor geométrico.

$$\text{Factor geométrico} = 0,0197$$

6.1.6. Factor de intercepción.

Introduciendo los parámetros de error universales aleatorios y no aleatorios en la ecuación 20 se obtiene el factor de intercepción. El factor de intercepción, que es la relación de la energía interceptada por el receptor frente a la energía reflejada por la parábola, es un parámetro clave en el rendimiento óptico del colector y se intenta que sea lo más alto posible.

$$\text{Factor de intercepción} = 0,9506$$

6.1.7. Rendimiento óptico del colector.

La reflectancia del espejo del colector, la transmitancia de la cubierta de vidrio y la absorptancia del receptor son características de los materiales con los que se construyen los colectores y afectan directamente al rendimiento óptico del colector.

Se intenta conseguir que el espejo refleje la mayor parte de la radiación hacia el tubo absorbedor, que el vidrio transmita la mayor parte de esa radiación reflejada y que el receptor absorba el máximo de la radiación transmitida.

Por tanto, el rendimiento óptico del colector se calcula mediante la ecuación 14, y a lo largo del día tiene los valores mostrados a continuación, siendo las 12:00 del mediodía el momento en el que se consigue el mayor rendimiento óptico.

Posteriormente, a la hora de dimensionar el campo solar, se utilizará el mejor valor de rendimiento óptico y el valor más alto de radiación normal directa del día 20 de marzo, es decir, los valores a las 12:00 del mediodía.

$$\eta_0 = \rho\tau\alpha\gamma[(1 - A_f \tan \theta) \cos \theta] = 0,94 \cdot 0,965 \cdot 0,955 \cdot 0,9506 \cdot [(1 - 0,0197 \cdot \tan \theta) \cdot \cos \theta]$$

Si se observa el ángulo de incidencia y la *figura 69* se puede concluir que, cuando el ángulo de incidencia de los haces de radiación solar tiene un valor superior a 90° , los haces de radiación no llegan a incidir en el colector. Este hecho se produce, como es obvio, a horas tempranas y horas avanzadas del día, e implicará un rendimiento óptico del colector igual a 0, a pesar de que en el campo solar haya amanecido.

Para el día concreto sobre el que se realiza el estudio, en horas comprendidas entre las 18:00 y las 7:00, el rendimiento óptico del colector será 0 e implicará la imposibilidad de producir electricidad a esas horas, a menos que la planta opere con un sistema de almacenamiento térmico. Pese a ello, horas próximas a las horas límite no proporcionan buenos rendimientos, y esto es fundamentalmente debido a los diferentes ángulos solares explicados anteriormente, y no se debe a una mala operación o a un mal diseño de los colectores.

$$\eta_0 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0,1456 \ 0,3037 \ 0,4401 \ 0,5452 \ 0,6116 \\ 0,6343 \ 0,6116 \ 0,5452 \ 0,4401 \ 0,3037 \ 0,1456 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

Conseguido ya el valor del rendimiento óptico del colector a lo largo del día, que es un dato fundamental para el dimensionado del campo solar, se procede a introducir dos gráficas representativas de los resultados de los parámetros ópticos y geométricos que se han ido obteniendo anteriormente.

La primera de ellas es la representación del rendimiento óptico frente al ángulo de incidencia. Como se explicó anteriormente en base a la *figura 69*, el rendimiento óptico será tanto mayor cuanto menor sea el ángulo de incidencia. Por otra parte, el rendimiento óptico tendrá un valor de cero cuando los haces de radiación no incidan en el colector y esto ocurre cuando el ángulo de incidencia sea superior a 90° .

El ángulo de incidencia para el cual el rendimiento óptico es mayor ($\eta_0 = 0,6343$) se corresponde con las 12:00 del mediodía, y tiene un valor de $\theta = 38,5073^\circ$, que es el ángulo de incidencia mínimo del día 20 de marzo.

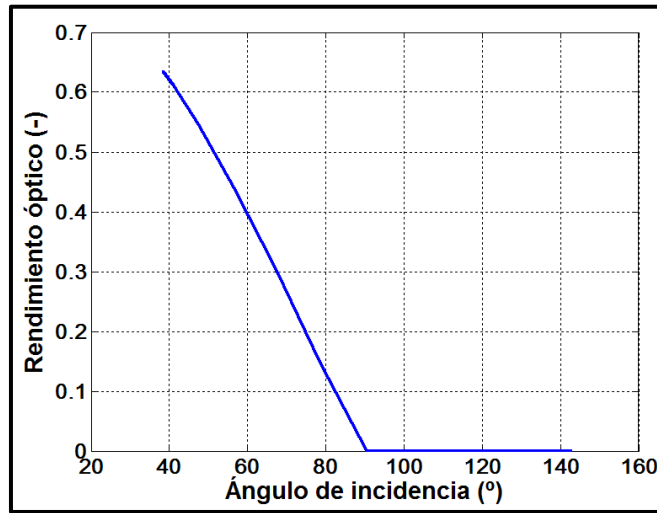


Figura 84. Rendimiento óptico del colector frente al ángulo de incidencia.

Por último, se introducirá la representación del rendimiento óptico frente a la hora del día para apreciar claramente el comportamiento del mismo.

Los tramos horizontales se corresponden con horas del día en las que los haces de radiación normal directa no inciden en el colector. Durante el resto de horas del día el rendimiento óptico se comporta de tal manera que crece entre el valor mínimo y el valor máximo en apenas 5 horas, y decrece de igual manera.

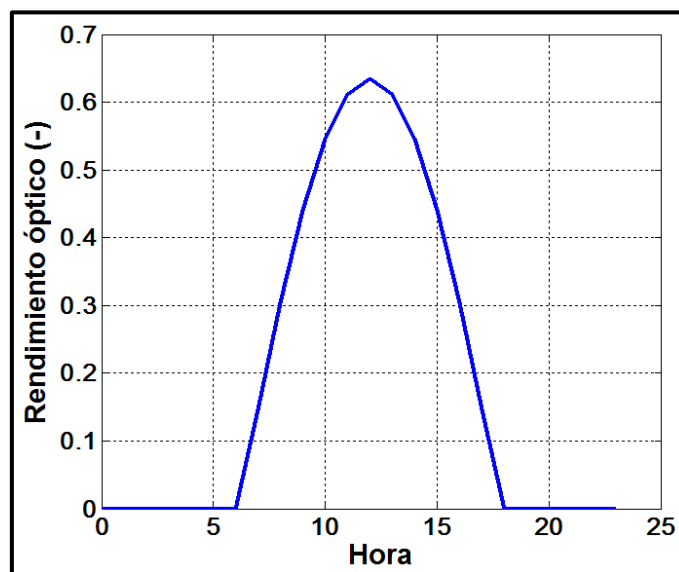


Figura 85. Rendimiento óptico del colector frente a la hora.

6.2. Resultados estados termodinámicos del ciclo.

En base a las condiciones impuestas en el apartado 5.5.2, las diferentes características de los estados termodinámicos se muestran en la tabla a continuación, cuya nomenclatura está definida en el esquema del ciclo mostrado en el *Anexo VI*.

Estados termodinámicos del ciclo									
Punto	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg · °C)	Punto	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg · °C)
1	0,05	32,88	137,800	0,476198	10s	105	152,93	650,982	1,86038
2	5	32,91	138,325	0,476456	11	103	393	3.068,57	6,15944
2s	5	32,89	138,246	0,476198	12	5	151,83	2.557,32	6,37172
3	0,4	38,41	160,917	0,551114	12s	5	151,83	2.467,10	6,15944
4	0,05	32,9	160,917	0,551906	13	1	99,61	2.353,97	6,49776
5	5	74,36	311,719	1,007760	13s	1	99,61	2.227,86	6,15944
6	5	98,11	411,502	1,285500	14	0,4	75,86	2.253,11	6,57177
7	1	79,86	334,467	1,073880	14s	0,4	75,86	2.109,20	6,15944
8	0,4	75,86	334,467	1,074330	15	0,05	32,88	2.055,70	6,74352
9	5	151,83	640,090	1,860380	15s	0,05	32,88	1.876,96	6,15944
10	105	153,38	652,904	1,864890					

Tabla 16. Estados termodinámicos del ciclo agua-vapor.

Con los valores ya calculados de las entalpías de todos los puntos del ciclo se puede proceder al dimensionado del campo solar y, posteriormente, a la simulación de todos los elementos que componen el ciclo a lo largo del día 20 de marzo.

6.3. Fracciones másicas y flujo másico de agua total en el ciclo.

Calculados ya los estados termodinámicos del ciclo, se puede resolver el sistema de ecuaciones que forman los balances de energía de los calentadores de agua. Por medio

de las *ecuaciones 33, 34 y 35* se pueden conseguir los valores de las fracciones másicas de las extracciones de la turbina de vapor.

Fracciones másicas		
x	y	z
0,1065	0,0442	0,0704

Tabla 17. Fracciones másicas del ciclo agua-vapor.

Para conseguir el valor del flujo másico de agua total es necesario utilizar la *ecuación 36* y definir el rendimiento electromecánico de la turbina y del generador.

La potencia específica de la turbina se calculará en el siguiente apartado, pero en este ya se incluirá el resultado del flujo másico de agua total. El valor de la potencia eléctrica a suministrar a la red a plena carga determinará el flujo másico de agua en el ciclo.

$$\dot{W}_{red}^{eléctrica} = 18 [MW]$$

$$\eta_{e-m} = 0,98$$

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\dot{W}_{red}^{eléctrica}}{w_{turb}^{eje} \cdot \eta_{e-m}} = 19,7 [kg/s]$$

6.4. Resultados potencias específicas y rendimiento del ciclo.

Las potencias específicas de los elementos se obtienen realizando un balance de energía sobre los mismos. Para conseguir las potencias específicas es necesario conocer los valores de las fracciones másicas y los estados termodinámicos del ciclo. Por tanto, utilizando las ecuaciones del apartado 5.5.3, se obtienen los siguientes resultados:

Potencias específicas	
Bomba después del condensador	0,4691 kJ/kg
Bomba después del calentador de agua	12,814 kJ/kg
Condensador	1.496,5 kJ/kg
Generador de vapor	2.415,7 kJ/kg
Turbina de vapor	932,3663 kJ/kg
$\eta_{\text{térmico ciclo}}$	0,3805

Tabla 18. Potencias específicas y rendimiento del ciclo.

6.5. Resultados dimensionado del campo solar.

El dimensionado del campo solar se realizará para el día 20 de marzo a las 12:00 horas del mediodía debido a las razones explicadas en apartados anteriores. Del apartado 6.1 se tomará el valor más alto del rendimiento óptico obtenido (12:00). Por otra parte, los valores de la potencia térmica necesaria para poner en funcionamiento el ciclo termodinámico con los requerimientos establecidos se obtendrán del apartado 6.4.

Para obtener el número de lazos y colectores, entre otros valores, se seguirá con detalle el procedimiento introducido en la metodología de cálculo del apartado 5.6.

Antes de proceder con los cálculos se deben introducir los valores de la radiación normal incidente en la región y día de estudio, que serán necesarios en este y posteriores apartados. Como se explicó anteriormente, los valores que se tomarán serán los valores de radiación normal directa de la central Palma del Río.

Los valores en cuestión se muestran en la siguiente tabla:

Radiación directa (Wh/m^2) 20 de marzo → Palma del Río		
Hora	Media	Mediana
6:00	0	0
7:00	371	420,6
8:00	460	512,8
9:00	536,4	591,9
10:00	595,1	652,7
11:00	632	690,9
12:00	644,6	703,9
13:00	632	690,9
14:00	595,1	652,7
15:00	536,4	591,9
16:00	460	512,8
17:00	371	420,6
18:00	0	0
TOTAL	5.850,1	6.452,6

Tabla 19. Radiación normal directa durante el 20 de marzo en Palma del Río (Radiación solar en Andalucía | Agencia Andaluza de la Energía).

Además, se deben presentar las características técnicas y geométricas del colector utilizado porque son necesarias para realizar el dimensionado del campo solar. A continuación se muestra una tabla resumiendo las características del colector *EuroTrough Model ET150*.

	EuroTrough Model ET150
Distancia focal	1,71 m
Apertura	5,77 m
Área de apertura	817,5 m ²
Longitud del colector	148,5 m
Número de módulos por unidad	12
Número de placas de cristal	336
Reflectividad del espejo	94 %
Peso por área de apertura	18,5 kg/m ²
Altura de la parábola	1,217 m

Tabla 20. Características del colector solar EuroTrough Model ET150 (Geyer, y otros).

El primer paso es especificar una velocidad del aceite térmico que circula por el tubo absorbedor. Como se explicó en el apartado 5.6, hay que seleccionar una velocidad del aceite que esté comprendida entre 1 y 3 m/s. Esta velocidad y las propiedades del aceite, evaluadas a $T_m = 343^\circ\text{C}$ (temperatura media entre la entrada y la salida del lazo), se introducen en la *ecuación 37* para obtener el flujo másico de aceite inicial.

$$v_{aceite\ inicial} = 2 \text{ [m/s]}$$

$$\dot{m}_{aceite\ inicial} = 4,9483 \text{ [kg/s]}$$

El calor absorbido por el colector se calcula a través de la *ecuación 39*, en la cual el rendimiento óptico y la radiación normal incidente se corresponden con los valores de la hora a la que se dimensiona el campo solar.

$$\eta_0 = 0,6343$$

$$\dot{Q}_{radiación} = 644,6 \text{ [Wh/m}^2\text{]}$$

$$\dot{Q}_{colector} = 308,3 \text{ [kW]}$$

Para el cálculo del calor absorbido por un lazo se necesita la diferencia de temperaturas del aceite entre la entrada y la salida del lazo. El calor absorbido por el lazo se obtiene de la *ecuación 40*.

$$\Delta T = T_{salida} - T_{entrada} = 393 - 293 = 100$$

$$\dot{Q}_{lazo\ inicial} = 1,1106 \text{ [MW]}$$

Si se divide el calor absorbido por el lazo entre el calor absorbido por el colector se obtiene el valor que se está buscando, que no es otro que el número de colectores por lazo.

$$n_{col/lazo\ inicial} = \frac{\dot{Q}_{lazo\ inicial}}{\dot{Q}_{colector}} = 3,6028$$

Por tanto, si se redondea este valor al siguiente número entero y par (como se explicó en el apartado 5.6), se consigue el valor definitivo del número de colectores por lazo.

$$n^{\circ}_{\text{col/lazo}} = 4$$

definitivo

Por otra parte, es necesario calcular el calor total absorbido por el campo solar para poder determinar el número de lazos necesarios. Esto se realizará por medio de la *ecuación 41*, que es función de los valores obtenidos en los apartados 6.2 y 6.3 de diferencia de entalpía entre la entrada y la salida del intercambiador de calor y de flujo másico de agua.

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 19,7 \text{ [kg/s]}$$

$$\Delta h = h_{11} - h_{10} = 3068,57 - 652,904 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{Q}_{\text{ciclo}} = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot \Delta h = 47,5886 \text{ [MW]}$$

inicial

$$n^{\circ}_{\text{lazos}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ciclo}}}{\dot{Q}_{\text{lazo}}} = 38,59$$

inicial *definitivo*

Habría que redondear el número de lazos inicial al siguiente número entero para obtener el número de lazos definitivo.

Además, se debe comprobar que el flujo de aceite circulando por el lazo sea turbulento para conseguir una buena transferencia de calor. Utilizando la *ecuación 46* se obtiene un valor del número de Reynolds que está dentro del rango de utilización de la *ecuación 45*, que es la expresión experimental utilizada para el cálculo del factor de fricción en flujo turbulento.

$$Re = 5,5161 \cdot 10^5$$

$$3.000 < Re < 5 \cdot 10^6$$

A partir de estos valores se deben recalculan el resto de datos para conseguir los valores definitivos del dimensionado del campo solar. A continuación se muestra una tabla con el resumen de los valores finales que definen el campo solar.

Dimensionado del campo solar	
Palma del Río - 20 de marzo - 12:00	
Calor absorbido en un colector	0,3083 MW
Número de colectores por lazo	4
Calor absorbido en un lazo	1,2331 MW
Flujo másico por un lazo	5,0667 kg/s
Velocidad del aceite en el lazo	2,0479 m/s
Número de Reynolds en el lazo	$5,5161 \cdot 10^5$
Número de lazos	39
Flujo másico de aceite total	197,6019 kg/s
Potencia térmica del campo solar a plena carga	48,0891 MW
Colector utilizado	EuroTrough Model ET150

Tabla 21. Resultados del dimensionado del campo solar para las 12:00 del 20 de marzo en Palma del Río.

Con estos resultados ya es posible definir con precisión la configuración y distribución de los lazos, tuberías, bloque de potencia, etc., en el campo solar. Por lo tanto, la disposición de los elementos en el campo solar se muestra en el esquema siguiente. Este esquema se encuentra ampliado y detallado en el Anexo VII.

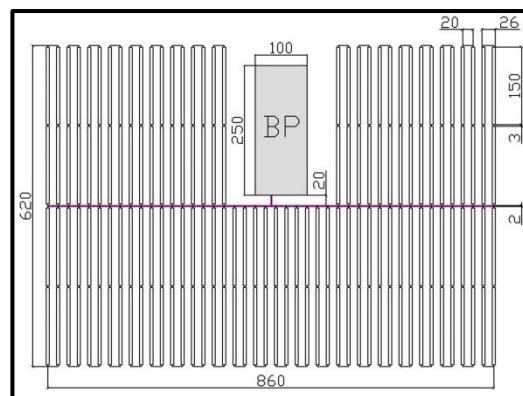


Figura 86. Dimensionado del campo solar (Propia).

6.6. Resultados simulación 20 de marzo.

Tras dimensionar el campo solar a plena carga (12:00 del mediodía) se puede proceder a modelizar el comportamiento de los diferentes elementos de la planta a lo largo del día 20 de marzo.

6.6.1. Calor absorbido por el campo solar.

Utilizando el vector de rendimiento óptico del colector calculado anteriormente y la radiación normal directa en función de la hora, se obtiene como primer resultado el calor absorbido por el campo solar a lo largo del día.

Los valores mostrados a continuación de calor absorbido por el campo solar ya tienen en cuenta las pérdidas de calor y están expresados en términos de *MWh*:

$$\dot{Q}_{\text{campo solar}} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 6,3533 \ 16,4310 \ 27,7653 \ 38,1599 \ 45,4618 \\ 48,0891 \ 45,4618 \ 38,1599 \ 27,7653 \ 16,4310 \ 6,3533 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

El rendimiento óptico del colector determina los momentos en los que no se absorbe calor en el campo solar. El valor máximo de calor absorbido se corresponde con las 12:00 del mediodía, que es el punto de diseño del campo solar.

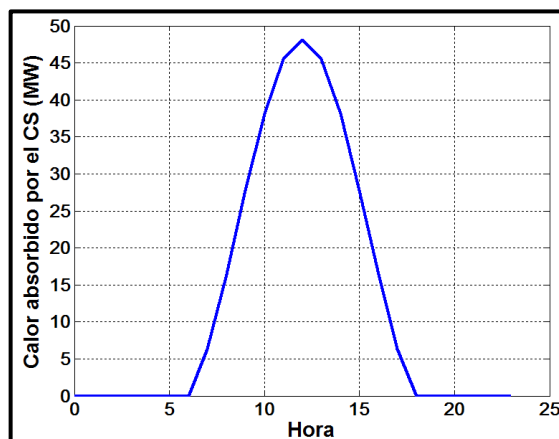


Figura 87. Calor absorbido por el campo solar frente a la hora.

6.6.2. Flujo másico de agua.

Conocido el comportamiento del calor absorbido por el campo solar a lo largo del día y los estados termodinámicos del agua a la entrada y salida del generador de vapor, se puede calcular la variación del flujo másico de agua que cumpla con los requerimientos de vapor en la turbina a lo largo del día. Los valores de flujo másico de agua tienen unidades de kg/s :

$$\dot{m}_{agua} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 2,6300 \ 6,8019 \ 11,4938 \ 15,7969 \ 18,8196 \\ 19,9072 \ 18,8196 \ 15,7969 \ 11,4938 \ 6,8019 \ 2,6300 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

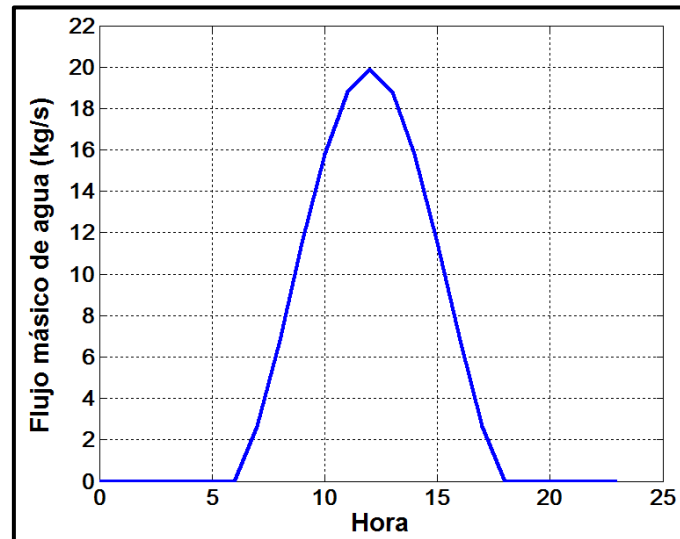


Figura 88. Flujo másico de agua frente a la hora.

6.6.3. Potencia de la turbina de vapor.

La potencia que ofrece la turbina de vapor presenta un comportamiento a lo largo del día que se muestra a continuación. Los valores de la potencia de la turbina de vapor en unidades de MWh son los siguientes:

$$\dot{W}_{TV} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 2,4521 \ 6,3418 \ 10,7165 \ 14,7285 \ 17,5467 \\ base \\ 18,5608 \ 17,5467 \ 14,7285 \ 10,7165 \ 6,3418 \ 2,4521 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

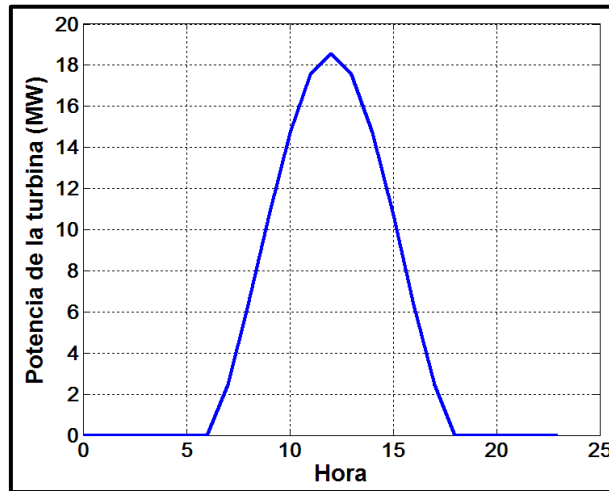


Figura 89. Potencia de la turbina de vapor frente a la hora.

6.6.4. Potencia de las bombas.

Hay dos grupos de bombas presentes en el ciclo, uno situado justo después del condensador y el otro a la salida del calentador de agua de alimentación abierto. La potencia de bombeo de las bombas 03 – 04 es bastante superior a la de las bombas 01 – 02 debido a que se produce un salto de presión mucho mayor. Por otra parte, la suma de potencia de los dos grupos de bombas se corresponde con el autoconsumo del ciclo.

A continuación se presentan estos valores, donde la nomenclatura de las bombas se corresponde con la del *Anexo VI*. En unidades de *MWh*:

$$\dot{W}_{bomba\ 01-02} = [0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0,0012\ 0,0032\ 0,0054\ 0,0074\ 0,0088$$

$$0,0093\ 0,0088\ 0,0074\ 0,0054\ 0,0032\ 0,0012\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0]$$

$$\dot{W}_{bomba\ 03-04} = [0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0,0337\ 0,0872\ 0,1473\ 0,2024\ 0,2412$$

$$0,2551\ 0,2412\ 0,2024\ 0,1473\ 0,0872\ 0,0337\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0]$$

$$\dot{W}_{autoconsumo} = [0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0,0349\ 0,0903\ 0,1527\ 0,2098\ 0,2500$$

$$0,2644\ 0,2500\ 0,2098\ 0,1527\ 0,0903\ 0,0349\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0]$$

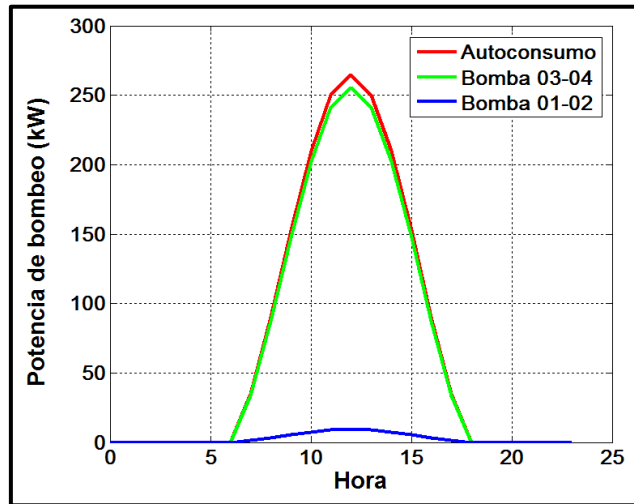


Figura 90. Potencia de bombeo frente a la hora.

6.6.5. Calor cedido en el condensador.

La función principal del condensador es conseguir el cambio de fase gaseosa a fase líquida y que haya condiciones de líquido saturado a la salida para evitar problemas en la bomba. La variación del calor cedido por el condensador a lo largo del día, en unidades de *MWh*, es la siguiente:

$$\dot{Q}_{condensador} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 3,9358 \ 10,1790 \ 17,2006 \ 23,6400 \ 28,1635$$

$$29,7911 \ 28,1635 \ 23,6400 \ 17,2006 \ 10,1790 \ 3,9358 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

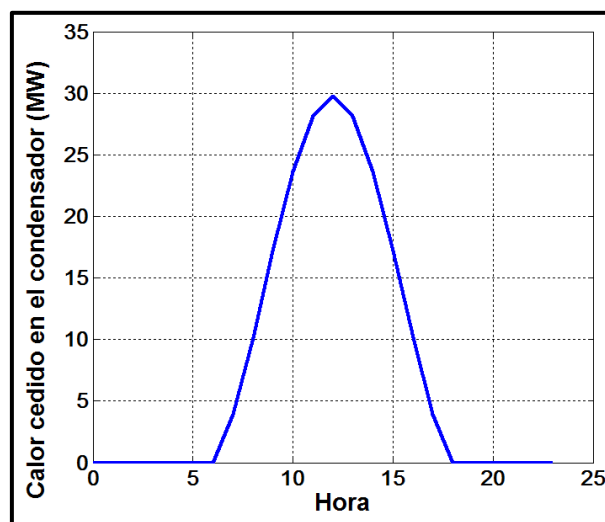


Figura 91. Calor cedido en el condensador frente a la hora.

6.6.6. Rendimiento electromecánico.

En este apartado se muestra la diferencia entre la potencia que ofrece la turbina (apartado 6.6.3) y la que realmente se genera. Esta diferencia no es otra que el rendimiento electromecánico del equipo. En términos de *MWh* se muestra esta pequeña diferencia en la siguiente gráfica, donde el rendimiento electromecánico tiene un valor de:

$$\eta_{e-m} = 0,98$$

$$\dot{W}_{TV\ base} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 2,4521 \ 6,3418 \ 10,7165 \ 14,7285 \ 17,5467$$

$$18,5608 \ 17,5467 \ 14,7285 \ 10,7165 \ 6,3418 \ 2,4521 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$\dot{W}_{TV\ generada} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 2,4031 \ 6,2150 \ 10,5021 \ 14,4339 \ 17,1958$$

$$18,1896 \ 17,1958 \ 14,4339 \ 10,5021 \ 6,2150 \ 2,4031 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

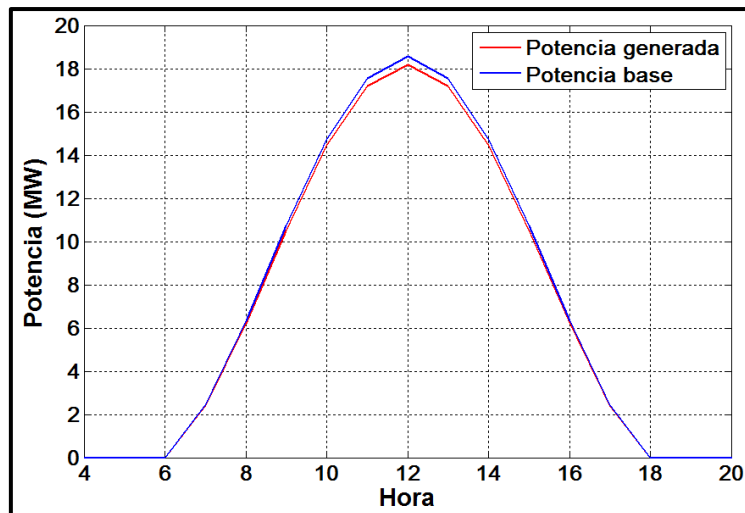


Figura 92. Potencia turbina frente a la hora.

6.6.7. Energía eléctrica suministrada a la red.

Por último se muestra la energía eléctrica que se suministra a la red a lo largo del día. La energía eléctrica suministrada no es otra que la potencia eléctrica generada (curva de

color rojo de la gráfica anterior), menos los autoconsumos debidos a la potencia de bombeo. Expresado en unidades de MWh :

$$\dot{W}_{TV \text{ generada}} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 2,4031 \ 6,2150 \ 10,5021 \ 14,4339 \ 17,1958$$

$$18,1896 \ 17,1958 \ 14,4339 \ 10,5021 \ 6,2150 \ 2,4031 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$\dot{W}_{\text{autoconsumo}} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0,0349 \ 0,0903 \ 0,1527 \ 0,2098 \ 0,2500$$

$$0,2644 \ 0,2500 \ 0,2098 \ 0,1527 \ 0,0903 \ 0,0349 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$\dot{W}_{RED} = \dot{W}_{TV \text{ generada}} - \dot{W}_{\text{autoconsumo}}$$

$$\dot{W}_{RED} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 2,3682 \ 6,1246 \ 10,3495 \ 14,2241 \ 16,9458$$

$$17,9252 \ 16,9458 \ 14,2241 \ 10,3495 \ 6,1246 \ 2,3682 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

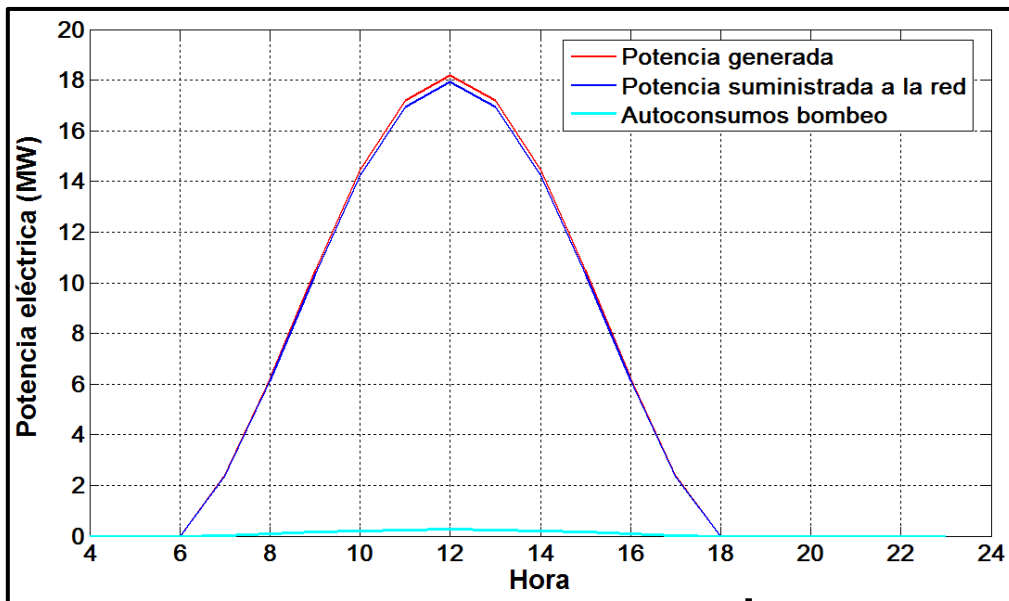


Figura 93. Potencia eléctrica frente a la hora.

6.7. Resultados pérdida de carga en el campo solar.

El cálculo de las pérdidas de carga en el campo solar se realizará en base a las explicaciones del apartado 5.8, donde lo primero que se debe definir es el recorrido del aceite sobre el que se estudiarán las pérdidas.

La composición de las tuberías a estudiar en relación a la cantidad de lazos, colectores, tramos y nomenclatura de referencia se presenta en el siguiente esquema, que es una sección del esquema del campo solar correspondiente al *Anexo VII*.

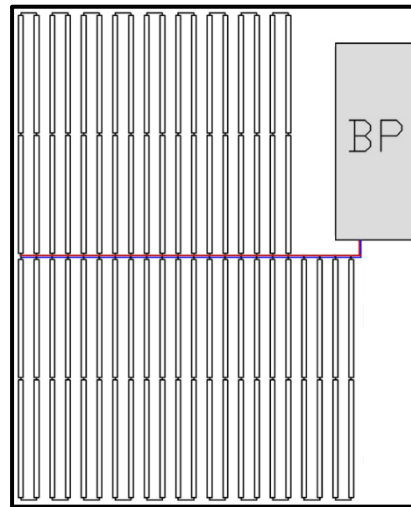


Figura 94. Sección de estudio de la pérdida de carga (Propia).

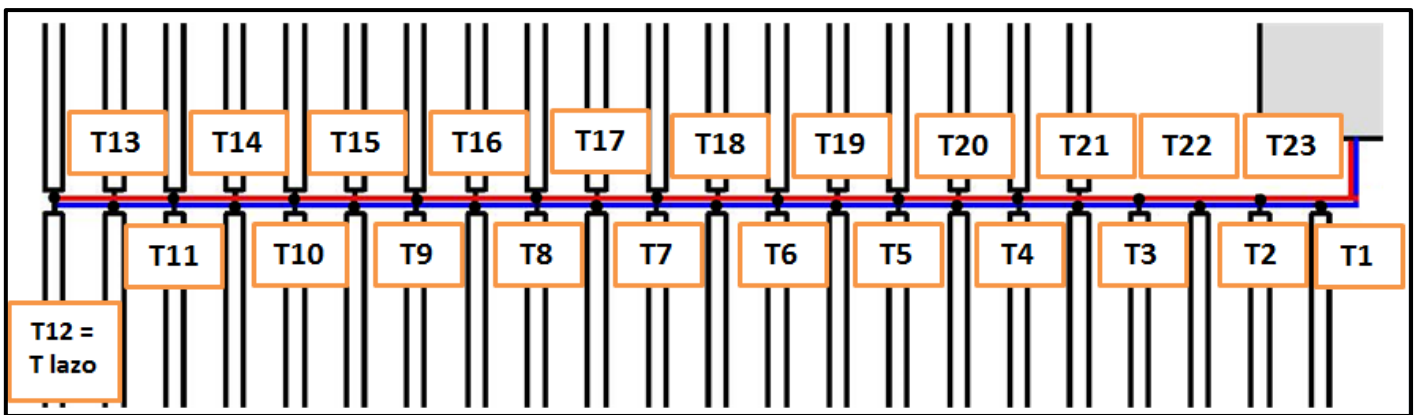


Figura 95. Nomenclatura de los tramos de tubería para el cálculo de la pérdida de carga (Propia).

6.7.1. Flujo másico de aceite en los tramos.

Definida ya la nomenclatura, el primer paso es el cálculo del flujo másico en cada tramo, donde el flujo másico de la tubería principal se corresponde con el flujo másico de aceite de los 20 lazos sobre los que se realizará el estudio. Por tanto, el flujo másico principal tendrá el valor detallado a continuación, y en el resto de tramos el valor será el del principal restando o sumando flujo másico de lazos.

$$\dot{m}_{\text{aceite}} = n^{\circ} \text{ lazos} \cdot \dot{m}_{\text{lazo}} = 101,4 \text{ [kg/s]}$$

tramo 1

$$\dot{m}_{\text{aceite}} = [101,40 \ 96,33 \ 91,26 \ 81,12 \ 70,98 \ 60,84 \ 50,70 \ 40,56 \ 30,42 \ 20,28 \ 10,14$$

$$5,07 \ 10,14 \ 20,28 \ 30,42 \ 40,56 \ 50,70 \ 60,84 \ 70,98 \ 81,12 \ 91,26 \ 96,33 \ 101,40]$$

6.7.2. Diámetro hidráulico.

Despejando el diámetro de la *ecuación 37* y manteniendo constante la velocidad obtenida en el dimensionado del campo solar se pueden obtener los diámetros iniciales de las tuberías. Estos diámetros iniciales son una aproximación para la elección correcta de los diámetros normalizados en base a un catálogo de tuberías. La elección de los espesores y los diámetros externos se hará de tal manera que se aproxime lo mejor posible a los diámetros internos iniciales y que sea suficiente para soportar las presiones internas. Por tanto, las dimensiones, en unidades de *mm*, son las siguientes:

$$\varnothing_{\text{iniciales}}^{\text{internos}} = [286,3 \ 279,1 \ 271,6 \ 256,1 \ 239,5 \ 221,8 \ 202,4 \ 181,1 \ 156,8 \ 128,0 \ 90,5$$

$$64,0 \ 90,5 \ 128,0 \ 156,8 \ 181,1 \ 202,4 \ 221,8 \ 239,5 \ 256,1 \ 271,6 \ 279,1 \ 286,3]$$

$$\varnothing_{\text{reales}}^{\text{externos}} = [323,9 \ 323,9 \ 323,9 \ 273,1 \ 273,1 \ 273,1 \ 219,1 \ 219,1 \ 168,3 \ 141,3 \ 114,3$$

$$70,0 \ 114,3 \ 141,3 \ 168,3 \ 219,1 \ 219,1 \ 273,1 \ 273,1 \ 273,1 \ 323,9 \ 323,9 \ 323,9]$$

$$\text{Espesores} = [12,7 \ 12,7 \ 33,32 \ 9,27 \ 12,7 \ 28,58 \ 8,18 \ 12,7 \ 7,11 \ 9,53 \ 8,56$$

$$\text{reales} \quad 3 \ 8,56 \ 9,53 \ 7,11 \ 12,7 \ 8,18 \ 28,58 \ 12,7 \ 9,27 \ 33,32 \ 12,7 \ 12,7]$$

$$\varnothing_{\text{reales}}^{\text{internos}} = [298,50 \ 298,50 \ 257,26 \ 254,56 \ 247,70 \ 215,94 \ 202,74 \ 193,70 \ 154,08 \ 122,24 \ 97,18$$

$$64,00 \ 97,18 \ 122,24 \ 154,08 \ 193,70 \ 202,74 \ 215,94 \ 247,70 \ 254,56 \ 257,26 \ 298,50 \ 298,50]$$

6.7.3. Velocidad del aceite y número de Reynolds en los tramos.

Con los valores de los diámetros internos de los diferentes tramos de tubería se pueden presentar varios resultados como son las velocidades definitivas del aceite térmico en

los tramos y la verificación de la turbulencia del flujo mediante el número de Reynolds. La velocidad se expresa en m/s y el número de Reynolds es adimensional:

$$v = [1,88 \ 1,79 \ 2,28 \ 2,07 \ 1,92 \ 2,16 \ 2,04 \ 1,79 \ 2,12 \ 2,25 \ 1,78 \\ 2,05 \ 1,78 \ 2,25 \ 2,12 \ 1,79 \ 2,04 \ 2,16 \ 1,92 \ 2,07 \ 2,28 \ 1,79 \ 1,88]$$

$$Re = [2,367 \ 2,249 \ 2,472 \ 2,220 \ 1,997 \ 1,963 \ 1,742 \ 1,459 \ 1,375 \ 1,156 \ 0,727 \\ 0,552 \ 0,727 \ 1,156 \ 1,376 \ 1,459 \ 1,742 \ 1,963 \ 1,997 \ 2,220 \ 2,472 \ 2,249 \ 2,367] \cdot 10^6$$

Hasta ahora se han calculado los valores de los tramos de tubería necesarios para poder aplicar la *ecuación 44*, que es la ecuación para calcular la pérdida de carga. El resto de valores, correspondientes a los términos de pérdidas primarias y secundarias se calculan a continuación.

6.7.4. Factor de fricción en los tramos.

Utilizando la *ecuación 45* se puede obtener el valor del factor de fricción para cada tramo de tubería. Esta ecuación se puede utilizar cuando se esté seguro que el flujo interno es turbulento, por lo que el factor de fricción no dependerá de la rugosidad absoluta de la tubería, si no sólo del número de Reynolds.

El factor de fricción es adimensional porque sólo depende del número de Reynolds y los valores que toma son los siguientes:

$$\text{Factor fricción} = [0,0101 \ 0,0102 \ 0,0100 \ 0,0102 \ 0,0104 \ 0,0104 \ 0,0106 \ 0,0109 \ 0,0110 \ 0,0113 \ 0,0123 \\ 0,0129 \ 0,0123 \ 0,0113 \ 0,0110 \ 0,0109 \ 0,0106 \ 0,0104 \ 0,0104 \ 0,0102 \ 0,0100 \ 0,0102 \ 0,0101]$$

6.7.5. Longitudes de los tramos y pérdidas de carga primarias.

En este apartado se definen las longitudes de cada uno de los tramos para poder obtener el componente primario de las pérdidas de carga (pérdidas primarias). Este componente

Las líneas de color rojo simbolizan la apertura de la parábola de los colectores. Por otra parte, la línea azul es la distancia mínima de separación por la cual los colectores no se dan sombra unos a otros, es decir, la separación en paralelo.

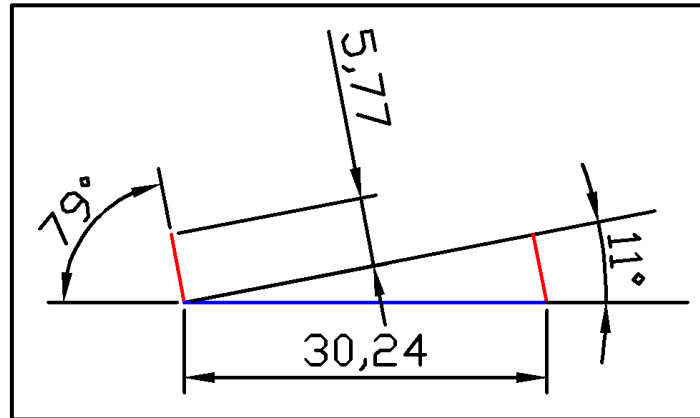


Figura 97. Esquema distancia entre colectores en paralelo (Propia).

Por lo tanto, la distancia entre colectores a utilizar en teoría debería ser 30,24 m, pero por los motivos explicados a continuación se elegirá una separación de 20 m.

$$d = 20 \text{ [m]}$$

El motivo de elegir esta distancia es el espacio. En caso de disponer de espacio y recursos económicos suficientes, la distancia calculada es la mínima para no producir sombras. Si se compara este valor con los valores de campos solares de plantas reales, los valores utilizados son del orden de 20 m.

Otra de las razones es que la orientación de los colectores no permite posiciones a partir de determinados ángulos, como medida de seguridad frente al viento y la colocación del peso de la estructura.

Por último, no compensa económicamente construir un sistema que permita girar los colectores ángulos tan pronunciados, ni utilizar tanto terreno para poder aprovechar toda la radiación del día porque, como se expuso en el apartado de resultados, el rendimiento óptico es muy bajo a esas horas, del orden de 0,1.

6.7.6. Pérdidas de carga secundarias.

Este componente de las pérdidas de carga totales se corresponde con el segundo término del paréntesis de la ecuación para calcular las pérdidas de carga totales, *ecuación 44*. Este componente hace referencia a las pérdidas de carga en los codos, válvulas, bifurcaciones, etc.

Los elementos que aparecen en la instalación y que contribuyen a las pérdidas de carga secundarias son los mostrados a continuación, cuyos valores se han tomado de diferentes tablas que se incluyen en el *Anexo VIII*.

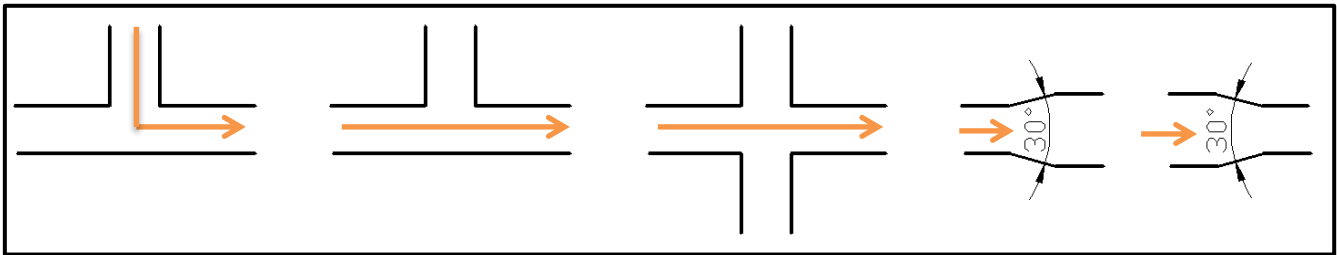


Figura 98. Pérdidas en los elementos de la instalación: K_{TL} , K_{TR} , $2 \cdot K_{TR}$, K_e y K_c (Propia).

Además se deben tener en cuenta otros dos valores de k presentes en los tramos a estudiar. Estos valores son las k de los codos de 90° que hay en el tramo del lazo, y los valores de k de las válvulas de seguridad.

Los codos de 90° introducen una pérdida de carga más alta que la que introducen otros elementos, por lo que, si lo permite el espacio, hay que suavizar la curva.

Las válvulas de seguridad se controlan desde la oficina de operación de la planta y sirven de medida de seguridad. Como se explicó en apartados anteriores, estas válvulas se colocan para evitar que se propague la combustión del aceite térmico o como prevención en caso de un aumento de temperatura excesivo en un punto del campo solar. Se coloca una válvula de seguridad por cada colector y otra por cada lazo en la tubería principal.

K de los elementos	
K_{TL}	2
K_{TR}	0,9
K_e	0,95
K_c	0,24
K_{codo}	1,5
K_{seg}	0,15

Tabla 22. Valores de K de los elementos presentes en la instalación (Anexo VIII).

Por tanto, el componente de las pérdidas de carga secundarias a lo largo de los tramos de estudio es el siguiente:

$$\begin{aligned}
 \text{Pérdidas secundarias} &= [2,05 \ 1,05 \ 2,19 \ 2,19 \ 2,19 \ 2,19 \ 2,19 \ 2,19 \ 2,19 \ 2,19 \ 1,39 \\
 &4,84 \ 2,90 \ 2,90 \ 2,90 \ 2,90 \ 2,90 \ 2,90 \ 2,90 \ 2,90 \ 2,00 \ 2,00 \ 1,15]
 \end{aligned}$$

6.7.7. Pérdida de carga total.

Por último, contando con los valores de los términos de pérdidas primarias y secundarias, se puede calcular la pérdida de carga definitiva en los tramos. A través de la ecuación 44, se obtienen unos valores de pérdida de carga, en *bar*, de:

$$\begin{aligned}
 \text{Pérdida de carga} &= [0,0372 \ 0,0213 \ 0,0595 \ 0,0494 \ 0,0427 \ 0,0566 \ 0,0519 \ 0,0409 \ 0,0626 \ 0,0785 \ 0,0476 \\
 &2,0960 \ 0,0660 \ 0,0923 \ 0,0749 \ 0,0496 \ 0,0633 \ 0,0693 \ 0,0527 \ 0,0611 \ 0,0557 \ 0,0330 \ 0,0249]
 \end{aligned}$$

Por tanto, la pérdida de presión del conjunto de tramos más restrictivo del sistema de tuberías del campo solar, operando a plena carga, se calcula sumando la pérdida de carga de los diferentes tramos, que es la siguiente:

$$\text{Pérdida de presión total} = 3,2871 \text{ [bar]}$$

Si se muestran los resultados obtenidos de manera visual, se puede diferenciar claramente el tramo que tiene una mayor pérdida de presión. Este tramo no es otro que

el tramo correspondiente al lazo, y esto es debido a que la longitud de este tramo es del orden de 30 veces superior al resto de tramos. Por ello, el componente principal de la pérdida de carga es el tramo del lazo.

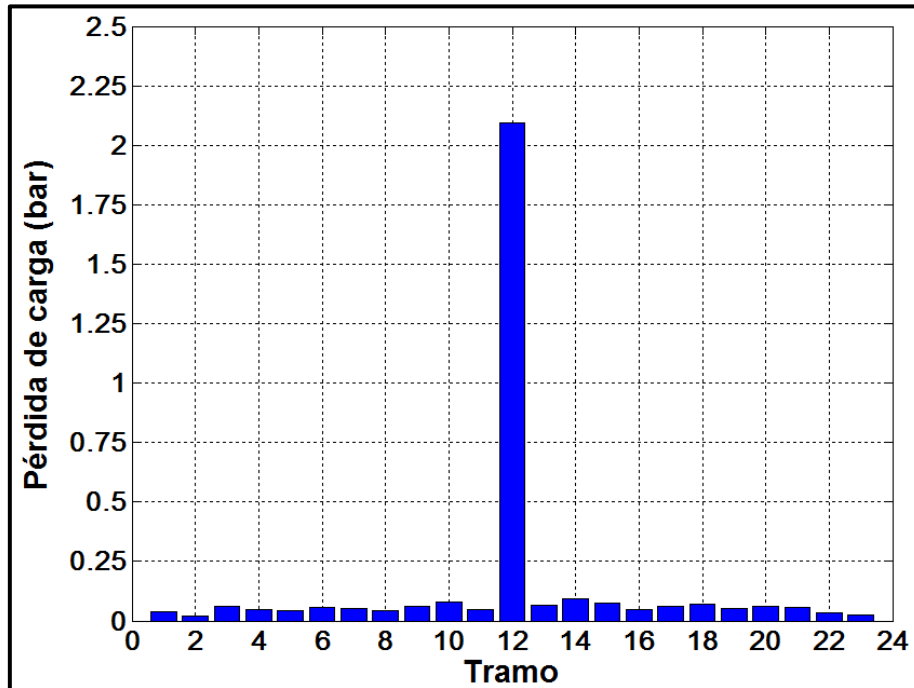


Figura 99. Pérdida de carga de los tramos a estudio.

6.7.8. Cálculo de la potencia de bombeo.

Con el valor total de pérdida de presión se pueden calcular las bombas necesarias para impulsar el aceite térmico por el campo solar. El flujo másico de aceite es el flujo másico total, la pérdida de presión es la del sistema de tramos más restrictivo y la densidad del aceite se utilizará la correspondiente a la temperatura T_m .

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{Q \cdot \Delta P}{\eta_{e-m}} = \frac{\dot{m}_{aceite} \cdot \Delta P}{\rho \cdot \eta_{e-m}} \quad (\text{Ec. 47})$$

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{\dot{m}_{aceite} \cdot \Delta P}{\rho \cdot \eta_{e-m}} = \frac{197,73 \cdot 3,2871 \cdot 10^5}{769,091 \cdot 0,98 \cdot 10^6} = 0,086 \text{ [MW]}$$



6.7.9. Tabla resumen de resultados.

Resultados pérdida de carga																							
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17	T18	T19	T20	T21	T22	T23
Flujo másico (kg/s)	101,40	96,33	91,26	81,12	70,98	60,84	50,70	40,56	30,42	20,28	10,14	5,07	10,14	20,28	30,42	40,56	50,70	60,84	70,98	81,12	91,26	96,33	101,40
Diámetro hidráulico (mm)	298,50	298,50	257,26	254,56	247,70	215,94	202,74	193,70	154,08	122,24	97,18	64,00	97,18	122,24	154,08	193,70	202,74	215,94	247,70	254,56	257,26	298,50	298,50
Velocidad (m/s)	1,88	1,79	2,28	2,07	1,92	2,16	2,04	1,79	2,12	2,25	1,78	2,05	1,78	2,25	2,12	1,79	2,04	2,16	1,92	2,07	2,28	1,79	1,88
Reynolds ($\cdot 10^6$)	2,367	2,249	2,472	2,220	1,997	1,963	1,742	1,459	1,375	1,156	0,727	0,552	0,727	1,156	1,376	1,459	1,742	1,963	1,997	2,220	2,472	2,249	2,367
Factor de fricción	0,0101	0,0102	0,0100	0,0102	0,0104	0,0104	0,0106	0,0109	0,0110	0,0113	0,0123	0,0129	0,0123	0,0113	0,0110	0,0109	0,0106	0,0104	0,0104	0,0102	0,0100	0,0102	0,0101
Longitud tramo (m)	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	640	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Pérdida de carga primaria	0,6761	0,6816	0,7791	0,8009	0,8372	0,9630	1,0457	1,1268	1,4304	1,8561	2,5282	128,992	2,5282	1,8561	1,4304	1,1268	1,0457	0,9630	0,8372	0,8009	0,7791	0,6816	0,6761
Pérdida de carga secundaria	2,05	1,05	2,19	2,19	2,19	2,19	2,19	2,19	2,19	2,19	1,39	4,84	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,00	2,00	1,15
Pérdida de carga (bar)	0,0372	0,0213	0,0595	0,0494	0,0427	0,0566	0,0519	0,0409	0,0626	0,0785	0,0476	2,0960	0,0660	0,0923	0,0749	0,0496	0,0633	0,0693	0,0527	0,0611	0,0557	0,0330	0,0249
Pérdida de carga total (bar)	3,2871																						

Tabla 23. Resultados pérdida de carga del campo solar.

6.8. Resultados energía generada anualmente.

En este capítulo se incluirán los resultados de la energía generada anualmente por la central. Para simplificar los cálculos se elegirá un día concreto de cada mes que sea representativo del resto de días porque, en caso contrario, habría que calcular los 365 días del año y el objetivo no es ese, si no presentar un valor estimativo de la central.

Al haber dimensionado el campo solar, y posteriormente simulado la central para el día 20 de marzo, se elegirán como días representativos todos los días número 20 del mes. Por tanto, a continuación se muestra una tabla donde se presentarán los valores de energía eléctrica entregada a la red, desglosados en horas, para cada uno de los días representativos de cada mes.

	Potencia eléctrica suministrada a la red [<i>MWh</i>]											
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
00:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
01:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
02:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
03:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
04:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
05:00	0	0	0	0	0	0,614	0,062	0	0	0	0	0
06:00	0	0	0	1,010	2,469	4,441	3,480	1,883	0	0	0	0
07:00	0	0,689	2,368	3,897	5,949	9,267	7,940	6,333	2,054	0,205	0	0
08:00	0,998	3,832	6,125	7,609	10,078	14,680	13,041	11,630	5,277	1,561	0,762	0,575
09:00	3,001	7,663	10,350	11,593	14,315	18,000	18,000	17,075	8,960	3,596	2,438	2,217
10:00	5,183	11,315	14,224	15,158	18,000	18,000	18,000	18,000	12,367	5,706	4,324	4,110
11:00	6,840	13,931	16,946	17,632	18,000	18,000	18,000	18,000	14,768	7,279	5,776	5,585
12:00	7,456	14,880	17,925	18,000	18,000	18,000	18,000	18,000	15,638	7,859	6,319	6,137
13:00	6,840	13,931	16,946	17,632	18,000	18,000	18,000	18,000	14,768	7,279	5,776	5,585
14:00	5,183	11,315	14,224	15,158	18,000	18,000	18,000	18,000	12,367	5,706	4,324	4,110
15:00	3,001	7,663	10,350	11,593	14,315	18,000	18,000	17,075	8,960	3,596	2,438	2,217
16:00	0,998	3,832	6,125	7,609	10,078	14,680	13,041	11,630	5,277	1,561	0,762	0,575
17:00	0	0,689	2,368	3,897	5,949	9,267	7,940	6,333	2,054	0,205	0	0
18:00	0	0	0	1,010	2,469	4,441	3,480	1,883	0	0	0	0
19:00	0	0	0	0	0	0,614	0,062	0	0	0	0	0
20:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 24. Potencia eléctrica suministrada a la red, día 20 de cada mes.

Las horas de los días que están sombreados en naranja se corresponden con momentos en los se están produciendo unos valores de energía eléctrica superiores a 18 *MWh*. Por ello, durante esas horas, es necesario desenfocar colectores para no exceder este valor de energía eléctrica, que es el máximo que se le permite a esta planta introducir a la red.

Por otra parte, el recuadro sombreado en amarillo se corresponde con el día y hora para la cual se ha dimensionado el campo solar de la central. En anteriores apartados se explicó por qué se dimensiona el campo solar para este momento concreto, y esta tabla sirve como explicación simple de este hecho. En caso de dimensionar el campo solar para un día y hora situado en los extremos de la tabla, la zona sombreada en naranja aumentaría enormemente. Por el contrario, si se dimensionara el campo solar para un día y hora centrado en la tabla, la zona sombreada disminuiría mucho, e incluso puede que sólo se sombreara un valor.

Por ello, las líneas futuras de estudio y desarrollo de este proyecto se corresponden con la utilización de la energía térmica en exceso de estas zonas sombreadas por medio de un sistema de almacenamiento térmico. De esta manera se podría generar energía eléctrica en horas donde ya no haya radiación solar o el rendimiento óptico de los colectores sea 0, consiguiendo así una mayor gestionabilidad de la planta (las ventajas del almacenamiento térmico están descritas en apartados anteriores).

Con los resultados de la *tabla 24* se pueden obtener los valores estimados mensuales y anuales de producción de energía eléctrica. Asumiendo que todos los días del mes tienen la misma producción de energía eléctrica que el día de referencia, se pueden obtener unos valores mensuales de:

Potencia eléctrica suministrada a la red [<i>MWh</i>]						
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN
TOTAL	1.224,5	2.512,72	3.656,481	3.953,94	4.824,282	5.520,12
	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
TOTAL	5.426,426	5.079,102	3.074,7	1.381,143	987,57	964,441

Tabla 25. Potencia eléctrica mensual suministrada a la red.

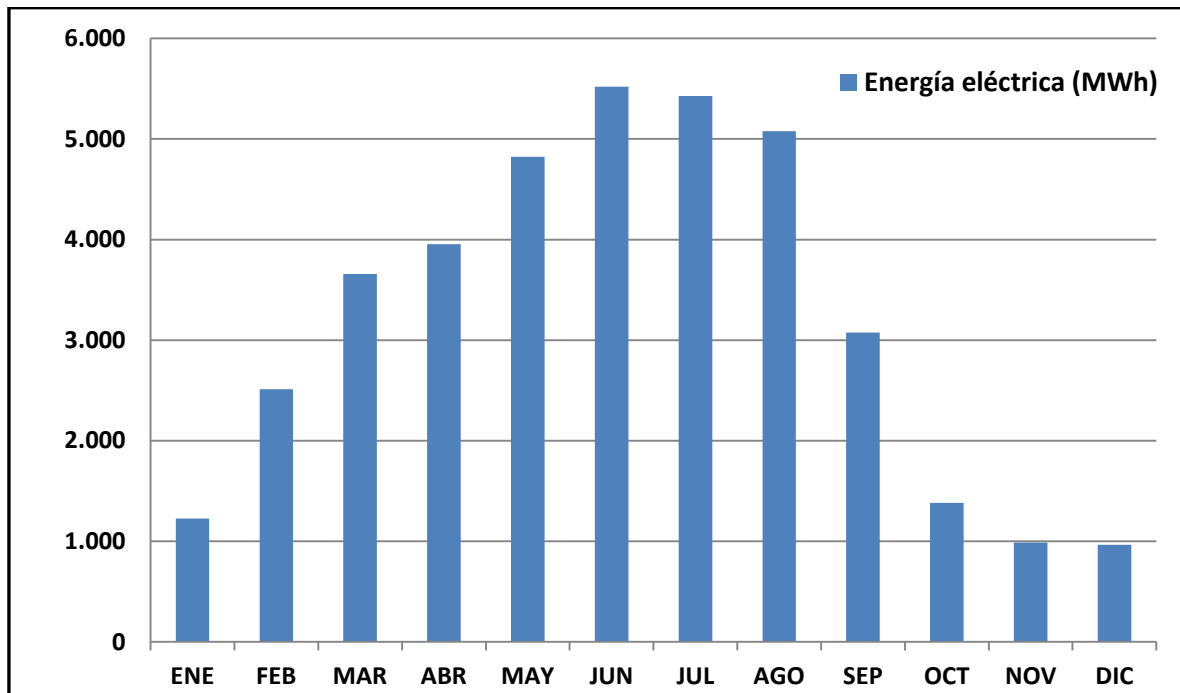


Figura 100. Energía eléctrica suministrada a la red mensualmente.

Por tanto, la potencia eléctrica suministrada a la red anualmente es la suma de los meses del año:

$$\dot{W}_{RED} = 38.605,425 \text{ [MWh]}_{anual}$$

6.9. Resultados ahorro de emisiones.

En este capítulo se van a determinar las emisiones de CO_2 que se generan al producir la energía eléctrica de esta central solar por medio de otro tipo de centrales y combustibles, para así poder comparar sus emisiones.

Los rendimientos de las centrales a comparar, así como los valores de poder calorífico de los combustibles que utilizan, se elegirán en base a valores habituales de plantas reales.

6.9.1. Emisiones por unidad de energía.

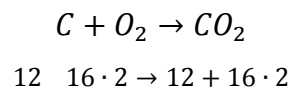
- Si se produjera esta energía eléctrica por medio de una central con un ciclo *Rankine* convencional (rendimiento $\sim 42\%$), quemando antracita (carbón), las emisiones de CO_2 por unidad de energía son las siguientes:

El poder calorífico inferior (*PCI*) de la antracita es:

$$PCI = 34,3 \text{ [MJ/kg]}$$

$$34,3 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \rightarrow 9,528 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}$$

Cuando se quema carbón, la reacción de combustión es la siguiente:



La energía producida es:

$$9,528 \left(\frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \right) \cdot 0,012(\text{kg}) \cdot 0,42 = 0,048(\text{kWh})$$

Por tanto, las emisiones de CO_2 por unidad de energía producida son:

$$\frac{0,044 \text{ kg}}{0,048 \text{ kWh}} = 0,918 \left[\frac{\text{kg } CO_2}{\text{kWh}} \right]$$

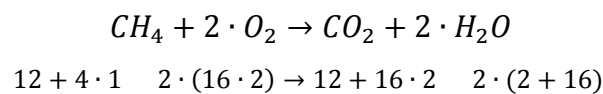
- Si se produjera esta energía eléctrica por medio de una central de ciclo combinado operando con gas natural, que tenga un rendimiento $\sim 54\%$, las emisiones de CO_2 por unidad de energía son las siguientes:

El poder calorífico inferior (*PCI*) del metano (CH_4) es:

$$PCI = 46 [MJ/kg]$$

$$46 \frac{MJ}{kg} \rightarrow 12,778 \frac{kWh}{kg}$$

La reacción de combustión del metano es la siguiente:



La energía producida es:

$$12,778 \left(\frac{kWh}{kg} \right) \cdot 0,016(kg) \cdot 0,54 = 0,1104(kWh)$$

Por tanto, las emisiones de CO_2 por unidad de energía producida son:

$$\frac{0,044 kg}{0,1104 kWh} = 0,399 \left[\frac{kg CO_2}{kWh} \right]$$

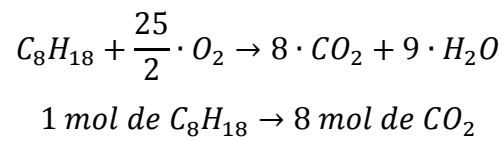
- Si se utilizara un motor de ignición forzada (*MIF*) con un rendimiento del 40%, utilizando gasolina como combustible, las emisiones de CO_2 por unidad de energía son las siguientes:

El poder calorífico inferior (*PCI*) de la gasolina (C_8H_{18}) es:

$$PCI = 43,95 [MJ/kg]$$

$$43,95 \frac{MJ}{kg} \rightarrow 12,208 \frac{kWh}{kg}$$

La reacción de combustión de la gasolina es la siguiente:



Con:

$$0,012 \left(\frac{kg}{mol} \right) \cdot 8 + 0,001 \left(\frac{kg}{mol} \right) \cdot 18 = 0,114 \left(\frac{kg}{mol} \right) \text{ de } C_8H_{18}$$

$$0,114 \left(\frac{kg}{mol} \right) \cdot 1 (mol) = 0,114 (kg) \text{ de } C_8H_{18}$$

Se obtiene:

$$(0,012 + 2 \cdot 0,016) \left(\frac{kg}{mol} \right) \cdot 8 (mol) = 0,352 (kg) \text{ de } CO_2$$

La energía producida es:

$$12,208 \left(\frac{kWh}{kg} \right) \cdot 0,114 (kg) \cdot 0,4 = 0,5567 (kWh)$$

Por tanto, las emisiones de CO_2 por unidad de energía producida son:

$$\frac{0,352 \text{ kg}}{0,5567 \text{ kWh}} = 0,632 \left[\frac{kg \text{ } CO_2}{kWh} \right]$$

6.9.2. Emisiones totales.

Con los resultados anuales de energía eléctrica suministrada a la red obtenidos de la *tabla 25* y los valores de emisiones de CO_2 por unidad de energía producida calculados en el apartado 6.9.1, se puede realizar una buena aproximación del ahorro de emisiones anuales de CO_2 .

$$\dot{W}_{RED} = 38.605,425 [MWh]_{anual}$$

Emisiones de CO_2		
Tipo de central	Emisiones por unidad de energía $kg CO_2/kWh$	Emisiones de CO_2 $t/año$
Central de carbón	0,918	35.440
Ciclo combinado	0,399	15.404
MIF	0,632	24.399

Tabla 26. Emisiones de CO_2 anuales ahorradas en función del tipo de central.

CAPÍTULO 7. ANÁLISIS ECONÓMICO.

El apartado de análisis económico constará de una estimación de los costes de realización del proyecto desde el punto de vista de redacción, búsqueda de información, proceso de cálculo, conclusiones obtenidas, etc. Los costes de desarrollo del proyecto se desglosan de la siguiente manera:

Coste del proyecto			
Conceptos		Horas	Total
IDEA	Estudio previo	10	
	Toma de Datos	5	
	Estudio de opciones	5	
		20 h	640 €
DEFINICIÓN	Planteamiento	3	
	Selección de la tecnología	5	
	Parámetros de operación	10	
	Selección de elementos	5	
	Definición de sistemas	5	
	Implementación de elementos	1	
	29 h	928 €	
PLANIFICACIÓN	Planteamiento general	3	
	Divisiones	10	
	Búsqueda de información	40	
	Base de cálculo	15	
	68 h	2.176 €	
DESARROLLO	Introducción	20	
	Descripción de sistemas	20	
	Descripción de la tecnología	10	
	Cálculo	30	
	Presupuesto	2	
	Otros	5	
	87 h	2.784 €	
ARCHIVOS	Redacción de la memoria (PDF)	60	
	Planos	5	
	Presentación	25	
	Otros	5	
	95 h	3.040 €	
PROCESO DE CÁLCULO	Código de MATLAB	45	
	Tablas y gráficas	10	
	Otros	5	
	60 h	1.920 €	
ENCUADERNACIÓN	Impresión	1	
	Encuadernación	1	
	2 h	64 €	
TOTAL	<i>Coste / hora = 32 €/h</i>	361 h	11.552 €
	<i>Beneficio industrial = 20%</i>		2.310,40 €
COSTE DEL PROYECTO			13.862,40 €

CAPÍTULO 8. CONCLUSIONES.

Para finalizar, en este último apartado se presentarán las conclusiones obtenidas a lo largo de todo el proceso de búsqueda de información, selección de información, redacción, cálculos, etc. Las conclusiones, en base a los objetivos marcados al principio, son las siguientes:

1. Se ha conseguido comprender y transmitir en este documento la situación actual en referencia a la obtención, producción y consumo de energía, así como los objetivos internacionales que marcan la ruta para lograr la sostenibilidad energética.
2. Se ha explicado con éxito el principio de funcionamiento de la tecnología de concentración. Se ha realizado un compendio de las diferentes tecnologías de concentración y se han planteado las ventajas e inconvenientes que presentan en la actualidad.
3. Se ha definido con detalle cada uno de los diferentes sistemas presentes en las centrales solares termoeléctricas actuales. Se ha introducido cada uno de los sistemas en el contexto de la planta y, con ello, se ha logrado comprender y transmitir su funcionalidad.
4. Se ha introducido una metodología de cálculo válida para implementar los parámetros que rigen la central solar. Se ha seleccionado una tecnología en base a una serie de razonamientos que ha concluido en un modelo que gobierna los elementos presentes en la planta.
5. Se ha aplicado la metodología de cálculo anterior para concluir en el dimensionado y simulación de la central solar termoeléctrica. Con los resultados obtenidos se han definido las características concretas de los elementos presentes en los diferentes sistemas de la planta. Así pues, se ha conseguido presentar un modelo que estime la producción eléctrica capaz de cubrir la demanda.

BIBLIOGRAFÍA

- Abeinsa :: Infraestructuras para un mundo sostenible.* (s.f.). Obtenido de <http://www.abeinsa.com/>
- Advanced Thermal Systems, Inc.* (s.f.). Obtenido de <http://www.advancedthermal.net/ballJoints.html>
- (s.f.). *Apuntes Ingeniería Térmica.* Universidad Carlos III de Madrid, Ingeniería Térmica y de Fluidos.
- (s.f.). *Apuntes Instalaciones y Máquinas Hidráulicas.* Universidad Carlos III de Madrid, Ingeniería Térmica y de Fluidos.
- (s.f.). *Apuntes Máquinas y Centrales Térmicas.* Universidad Carlos III de Madrid, Ingeniería Térmica y de Fluidos.
- Artículos - afinidad eléctrica.* (s.f.). Obtenido de <http://www.afinidadelctrica.com.ar/articulos.php>
- Centrales Termosolares.* (s.f.). Obtenido de Sistemas de Control: <http://www.centrales termosolares.com/sistema-de-control>
- Centro de energías Renovables - Ministerio de energía, Chile.* (s.f.). Obtenido de <http://cer.gob.cl/>
- Ciclo Agua - Vapor.* (s.f.). Obtenido de Ciclo Agua-Vapor: Inicio: <http://www.cicloaguavapor.com/>
- Company - TSK Flagsol.* (s.f.). Obtenido de <http://www.flagsol.com/flagsol/cms/>
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (15 de abril de 2013). *Solar Engineering of Thermal Process* (4ª Edición ed.). (J. W. Sons, Ed.)
- Edoarado. (s.f.). *Wikipedia, la enciclopedia libre.* Obtenido de <http://es.wikipedia.org/wiki/Alternador>
- El Recorrido de los Minerales - Comunidad de Madrid.* (s.f.). Obtenido de madrid.org - Comunidad de Madrid: <http://www.madrid.org/>
- Energías Renovables, el periodismo de las energías limpias.* (s.f.). Obtenido de <http://www.energias-renovables.com/>
- Energiza.* (s.f.). Obtenido de <http://www.energiza.org/>

- eumed.net*. (s.f.). Obtenido de Enciclopedia y Biblioteca Virtual de las Ciencias Sociales, Económicas y Jurídicas: <http://www.eumed.net/>
- expower*. (s.f.). Obtenido de Extintores de incendios, bie's, puertas RF cortafuegos y material de seguridad: <http://www.expower.es/>
- Flowserve Corporation*. (s.f.). Obtenido de http://www.flowserve.com/es_es
- Fundación Energizar | Energías Renovables*. (s.f.). Obtenido de <http://www.energizar.org.ar/>
- Geyer, M., Lüpfert, E., Osuna, R., Esteban, A., Schiel, W., Schweitzer, A., y otros. (s.f.). *EUROTROUGH - Parabolic Trough Collector. Developed for Cost Efficient Solar Power Generation*.
- Greenpeace International Home | Greenpeace International*. (s.f.). Obtenido de <http://www.greenpeace.org/international/en/>
- Güven, H. M., & Bannerot, R. B. (Junio, 1984). *OPTICAL AND THERMAL ANALYSIS OF PARABOLIC TROUGH SOLAR COLLECTORS FOR TECHNICALLY LESS DEVELOPED COUNTRIES*. University of Houston, Mechanical Engineering, University Park Houston, Texas 77004.
- Güven, H. M., Bannerot, R. B., & Mistree, F. (Febrero de 1986). A Conceptual Basis for the Design of Parabolic Troughs for Different Design Environments. *108*, 7.
- Híbridos y Eléctricos | Coches eléctricos, híbridos, pila de combustible*. (s.f.). Obtenido de <http://www.hibridosyelectricos.com/>
- Homepage - European Commission*. (s.f.). Obtenido de <http://ec.europa.eu/>
- IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía*. (s.f.). Obtenido de <http://www.idae.es/index.php>
- IEA - International Energy Agency. (2012). *Worldwide engagement for sustainable energy strategies*.
- IEA - International Energy Agency. (2013). *Key World Energy Statistics 2013 - International Energy*.
- IMF World Economic Outlook (WEO) - Hopes, Realities, and Risks, April 2013*. (s.f.). Obtenido de IMF -- International Monetary Fund: <http://www.imf.org/external/pubs/ft/weo/2013/01/>
- Ingeniería de seguridad contra incendios, incendios y seguridad, seguridad en túneles, ingeniería de protección contra incendios*. (s.f.). Obtenido de <http://www.incendiosyseguridad.com/>
- Instituto Español de Oceanografía*. (s.f.). Obtenido de <http://www.ieo.es/>

- International Geothermal Association: Home.* (s.f.). Obtenido de <http://www.geothermal-energy.org/>
- JRC's Institute for Energy and Transport.* (s.f.). Obtenido de Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS): <http://iet.jrc.ec.europa.eu/>
- Kalogirou, S. A. (2009). *Solar Energy Engineering: Processes and Systems.* Academic Press, Elsevier Inc.
- Kearney, D. W. (2007). *Parabolic Trough Collector Overview*. Golden CO: National Renewable Energy Laboratory.
- Lüpfert, E., Geyer, M., Schiel, W., Esteban, A., Osuna, R., Zarza, E., y otros. (s.f.). *EuroTrough - Design Issues and Prototype Testing at PSA.*
- Ministerio de Industria, Energía y Turismo.* (s.f.). Obtenido de <http://www.minetur.gob.es/es-ES/Paginas/index.aspx>
- Montes, M., Abánades, A., Martínez-Val, J., & Valdés, M. (s.f.). *Solar múltiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors.*
- Munson, B. R., Young, D. F., & Okiishi, T. H. (2002). *Fundamentals of fluids mechanics* (4ª ed.). John Wiley & Sons, Inc.
- National Renewable Energy Laboratory (NREL).* (s.f.). Obtenido de NREL: Concentrating Solar Power Research - TroughNet: http://www.nrel.gov/csp/troughnet/solar_field.html
- Palacios Rosa, G. (s.f.). LA ENERGÍA SOLAR EN EL AULA DE TECNOLOGÍA. *Revista Digital EducaMadrid.*
- Plataforma Solar de Almería.* (s.f.). Obtenido de <http://www.psa.es/>
- Propia. (s.f.).
- Protermosolar.* (s.f.). Obtenido de Asociación Española de la Industria Solar Termoeléctrica: <http://www.protermosolar.com/>
- Radiación solar en Andalucía | Agencia Andaluza de la Energía.* (s.f.). Obtenido de <http://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/Radiacion/radiacion1.php>
- Recursos educativos.* (s.f.). Obtenido de <http://www.ite.educacion.es/es/recursos>
- Red Eléctrica de España. (2013). *Avance del informe del sistema eléctrico español 2013.*
- RENOVETEC.* (s.f.). Obtenido de <http://www.renovetec.com/>
- Römer, M. (s.f.). www.solarpraxis.de.



- Romero Álvarez, M. (s.f.). *ENERGÍA SOLAR TERMOELÉCTRICA*. Tabernas, Almería, España.
- SCHOTT – Vidrio hecho de ideas | SCHOTT AG*. (s.f.). Obtenido de <http://www.schott.com/iberica/spanish/index.html>
- Siemens Global Website*. (s.f.). Obtenido de Siemens Gas Turbines - Siemens: <http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/gas-turbines/?stc=wwecc120615>
- Sistema HTF*. (s.f.). Obtenido de <http://www.sistemahtf.com/>
- SolarGIS :: Online data and tools for solar energy projects*. (s.f.). Obtenido de SolarGIS: Free solar radiation maps download page - GHI: <http://solargis.info/doc/71>
- Sotelo A., G. (1982). *Hidráulica general* (Sexta ed., Vol. I). México: Limusa S.A.
- The European Wind Energy Association | EWEA*. (s.f.). Obtenido de <http://www.ewea.org/>
- Therminol Heat Transfer Fluids, Heat Transfer Fluid Products*. (s.f.). Obtenido de <http://www.therminol.com/pages/default.asp>
- U.S. Energy Information Administration (EIA)*. (s.f.). Obtenido de <http://www.eia.gov/>
- Unesa - Asociación Española de la Industria Eléctrica*. (s.f.). Obtenido de <http://www.unesa.es/>
- Wikipedia, la enciclopedia libre*. (s.f.). Obtenido de <http://es.wikipedia.org/wiki/Wikipedia:Portada>
- World Energy Council*. (s.f.). Obtenido de World Energy Council. Conseil Mondial de L'énergie. For sustainable energy.: <http://www.worldenergy.org/>
- World Energy Resources: 2013 Survey*. (s.f.). Obtenido de World Energy Council. Conseil Mondial de L'énergie. For sustainable energy.: http://www.worldenergy.org/wp-content/uploads/2013/09/Complete_WER_2013_Survey.pdf



ANEXO I: ACEITE TÉRMICO THERMINOL VP-1.

The chart displays the thermal stability range of THERMINOL VP-1. The vertical axis represents temperature in degrees Celsius, ranging from -100°C to +400°C. The product name 'THERMINOL® VP-1' is prominently displayed at the top. Below it, the text 'Heat Transfer Fluids By SOLUTIA' is shown, along with the tagline 'Applied Chemistry, Creative Solutions'. The main text describes the fluid as 'Vapour Phase Liquid Phase Heat Transfer Fluid'. The operating temperature range is highlighted in large yellow text as '12°C to 400°C'. A red logo with a white drop is located at the bottom left of the chart area.

Temperature scale: +400°C, +350°C, +300°C, +250°C, +200°C, +150°C, +100°C, +50°C, +0°C, -50°C, -100°C

THERMINOL® VP-1

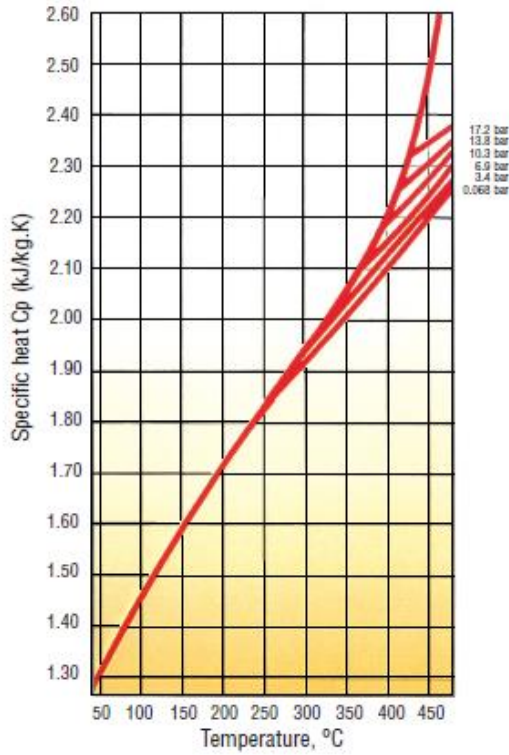
Heat Transfer Fluids By **SOLUTIA**
Applied Chemistry, Creative Solutions

Vapour Phase
Liquid Phase
Heat Transfer Fluid

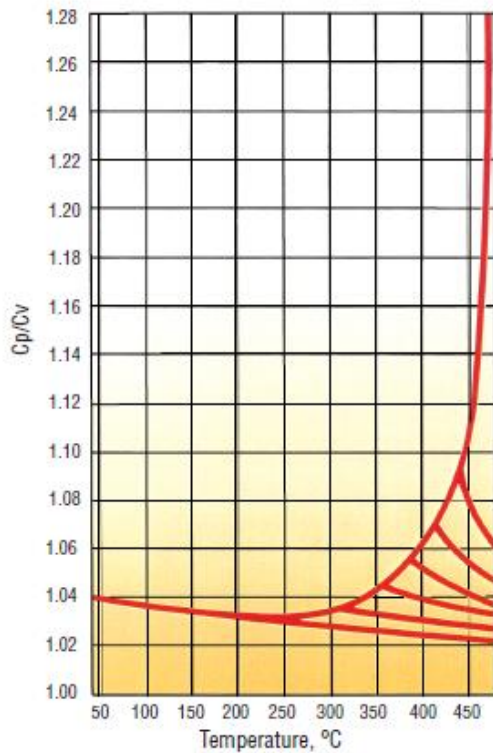
**12°C to
400°C**



THERMINOL VP-1



Calculated specific heat⁽¹⁾ for vaporized Therminol VP-1



Calculated specific heat ratio⁽¹⁾ for vaporized Therminol VP-1

(1) These data are based upon calculations. They are representative and typical of the fluid but are not guaranteed for all samples. Write to Solvita for sales specifications for Therminol VP-1

THERMINOL VP-1

Therminol VP-1 liquid/vapour phase heat transfer fluid, is a stable, high temperature medium that delivers process heat at temperatures up to 400°C with reliability and precise control.

Therminol VP-1 is a eutectic mixture of 73.5% diphenyl oxide / 26.5% diphenyl, and as such can be used in existing liquid, or vapour phase systems, for top-up or replacement of heat transfer fluids of the same composition. Vapour phase operation is possible at temperature above 257°C.

Heat Tracing System

Since Therminol VP-1 heat transfer fluid solidifies at 12°C, precautions must be taken to ensure lines do not freeze, particularly in outdoor installations. Heat tracing must be installed wherever lines run a danger of cooling below this point. All pipelines and equipment which may contain stagnant liquid should be traced, including all streams, vapour, drain and charge lines.

Thermal Stability at 400°C

Thermal stability of a heat transfer is one of the most important considerations in the selection of a fluid for operation under specific heat transfer conditions. Therminol VP-1 has a reputation for outstanding stability in operation.

Therminol VP-1 is based on raw materials of high purity produced by a first intent manufacturing process. This results in a reduced level of high boiler formation, superior thermal stability and benefits to the user in terms of extended fluid life and dependable trouble-free system operation.

Therminol VP-1 is thermally stable and suitable for operation over long periods at bulk temperatures up to 370-400°C.

Flammability

Although the DP/DPO eutectic can burn at elevated temperature, its chemical nature is such that its use as heat transfer medium in a properly designed and operated system does not normally constitute a serious fire or explosion hazard. Vapour freed into the air rapidly cools to below the fire point. High pressure mists, however, can form an explosive mixture with air.

Typical Physical, Chemical and Thermal Properties of Therminol VP-1

Composition	Diphenyl oxide/diphenyl	
Appearance	Clear, sediment free liquid	
Max. bulk temperature	400°C	
Max. film temperature	430°C	
Kinematic viscosity @ 40°C	DIN 51562 - 1	2.48 mm ² /s (cSt)
Density @ 15°C	DIN 51757	1068 kg/m ³
Flash point	DIN EN 22719	110°C
	DIN 51376	124°C
Fire point	ISO 2592	127°C
Autoignition temperature	DIN 51794	621°C
Pour point	ISO 3016	12°C
Boiling point @ 1013 mbar	257°C	
Coefficient of thermal expansion	0.00097/°C	
Moisture content	DIN 51777 - 1	< 300 ppm
Total acidity	DIN 51558 - 1	< 0.2 mg KOH/g
Chlorine content	DIN 51577 - 3	< 10 ppm
Copper corrosion	EN ISO 2160	<< 1a
Average molecular weight	166	

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.



THERMINOL® VP-1

Properties of Therminol® VP-1 vs Temperatures - Liquid Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*	Enthalpy kJ/kg	Latent Heat vap. kJ/kg
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm ² /s**			
12	1071	0.137	1.523	5.48	5.12	-	18.1	419.0
20	1064	0.136	1.546	4.29	4.03	-	30.4	414.7
30	1056	0.135	1.575	3.28	3.10	-	46.0	409.3
40	1048	0.134	1.604	2.60	2.48	-	61.9	403.9
50	1040	0.133	1.633	2.12	2.03	-	78.1	398.6
60	1032	0.132	1.662	1.761	1.707	-	94.5	393.3
70	1024	0.131	1.690	1.492	1.458	-	111.3	388.1
80	1015	0.130	1.719	1.284	1.265	-	128.4	382.9
90	1007	0.129	1.747	1.119	1.111	-	145.7	377.8
100	999	0.128	1.775	0.985	0.986	0.5	163.3	372.7
110	991	0.126	1.803	0.875	0.884	0.8	181.2	367.6
120	982	0.125	1.831	0.784	0.798	1	199.4	362.6
130	974	0.124	1.858	0.707	0.726	2	217.8	357.5
140	965	0.123	1.886	0.642	0.665	3	236.5	352.6
150	957	0.121	1.913	0.585	0.612	5	255.5	347.6
160	948	0.120	1.940	0.537	0.566	7	274.8	342.7
170	940	0.118	1.968	0.494	0.526	9	294.3	337.7
180	931	0.117	1.995	0.457	0.491	13	314.1	332.8
190	922	0.115	2.021	0.424	0.460	18	334.2	327.9
200	913	0.114	2.048	0.395	0.432	24	354.6	323.0
210	904	0.112	2.075	0.368	0.407	32	375.2	318.0
220	895	0.111	2.101	0.345	0.385	42	396.1	313.0
230	886	0.109	2.128	0.324	0.366	54	417.2	308.0
240	877	0.107	2.154	0.305	0.348	68	438.6	303.0
250	867	0.106	2.181	0.288	0.332	86	460.3	297.9
260	857	0.104	2.207	0.272	0.317	108	482.2	292.7
270	848	0.102	2.234	0.258	0.304	133	504.4	287.5
280	838	0.100	2.260	0.244	0.292	163	526.9	282.2
290	828	0.098	2.287	0.232	0.281	198	549.7	276.8
300	817	0.096	2.314	0.221	0.271	239	572.7	271.2
310	806	0.095	2.341	0.211	0.262	286	595.9	265.6
320	796	0.093	2.369	0.202	0.254	340	619.5	259.7
330	784	0.091	2.397	0.193	0.246	401	643.3	253.8
340	773	0.089	2.425	0.185	0.239	470	667.4	247.6
350	761	0.086	2.454	0.177	0.233	548	691.8	241.3
360	749	0.084	2.485	0.170	0.227	635	716.5	234.7
370	736	0.082	2.517	0.164	0.222	732	741.5	227.8
380	723	0.080	2.551	0.158	0.218	840	766.9	220.7
390	709	0.078	2.588	0.152	0.214	959	792.5	213.2
400	694	0.076	2.628	0.146	0.211	1090	818.6	205.3
410	679	0.073	2.674	0.141	0.208	1230	845.1	197.0
420	662	0.071	2.729	0.137	0.206	1390	872.1	188.0
425	654	0.070	2.760	0.134	0.205	1470	885.8	183.3

* 1 bar = 100 kPa - ** 1 mm²/s = 1 cSt

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Liquid

Density (kg/m³) = - 0.90797 * T(°C) + 0.00078116 * T²(°C) - 2.367 * 10⁻⁶ * T³(°C) + 1083.25

Heat capacity (kJ/kg.K) = + 0.002414 * T(°C) + 5.9591 * 10⁻⁵ * T²(°C) - 2.9879 * 10⁻⁸ * T³(°C) + 4.4172 * 10⁻¹¹ * T⁴(°C) + 1.498

Thermal Conductivity (W/m.K) = - 8.19477 * 10⁻⁵ * T(°C) - 1.92257 * 10⁻⁷ * T²(°C) + 2.5034 * 10⁻¹⁰ * T³(°C) - 7.2974 * 10⁻¹³ * T⁴(°C) + 0.137743

Kinematic viscosity (mm²/s) = e $\left(\frac{544.140}{T(°C)+114.43} - 2.50578 \right)$

Vapour pressure (kPa) = - 0.190859 * T(°C) + 4.35824 * 10⁻³ * T²(°C) - 3.6106 * 10⁻⁵ * T³(°C) + 1.08408 * 10⁻⁷ * T⁴(°C) + 2.12329

Enthalpy (kJ/kg) = 1.51129 * T(°C) + 1.2941 * 10⁻³ * T²(°C) + 1.23697 * 10⁻⁷ * T³(°C) - 0.62677

Latent Heat Vaporisation (kJ/kg) = - 0.528933 * T(°C) - 7.50103 * 10⁻⁵ * T²(°C) + 1.5622 * 10⁻⁸ * T³(°C) - 3.771 * 10⁻¹¹ * T⁴(°C) + 425.18



THERMINOL. VP-1

Properties of Therminol® VP-1 vs Temperatures - Vapour Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Enthalpy* kJ/kg	Viscosity Dynamic mPa.s
12	-	0.0081	0.975	43.6	0.0057
20	-	0.0085	1.003	51.6	0.0059
30	-	0.0090	1.037	61.8	0.0061
40	-	0.0095	1.070	72.3	0.0063
50	-	0.0100	1.104	83.2	0.0065
60	-	0.0105	1.137	94.4	0.0067
70	-	0.0110	1.170	105.9	0.0069
80	-	0.0116	1.203	117.8	0.0071
90	-	0.0121	1.235	129.9	0.0073
100	-	0.0126	1.267	142.5	0.0075
110	0.042	0.0132	1.299	155.3	0.0077
120	0.065	0.0137	1.331	168.4	0.0079
130	0.099	0.0143	1.362	181.8	0.0081
140	0.148	0.0149	1.393	195.6	0.0083
150	0.214	0.0154	1.424	209.6	0.0085
160	0.303	0.0160	1.454	224.0	0.0087
170	0.422	0.0166	1.484	238.6	0.0089
180	0.575	0.0171	1.514	253.5	0.0091
190	0.772	0.0177	1.543	268.6	0.0094
200	1.02	0.0183	1.572	284.0	0.0096
210	1.33	0.0189	1.601	299.7	0.0098
220	1.71	0.0195	1.629	315.6	0.0100
230	2.17	0.0201	1.657	331.8	0.0102
240	2.72	0.0207	1.685	348.1	0.0104
250	3.38	0.0213	1.712	364.7	0.0106
260	4.17	0.0220	1.739	381.5	0.0108
270	5.09	0.0226	1.766	398.4	0.0110
280	6.17	0.0232	1.792	415.6	0.0112
290	7.42	0.0238	1.819	432.9	0.0114
300	8.86	0.0245	1.845	450.4	0.0116
310	10.5	0.0251	1.871	468.0	0.0118
320	12.4	0.0258	1.897	485.7	0.0120
330	14.6	0.0264	1.923	503.6	0.0122
340	17.0	0.0271	1.948	521.6	0.0124
350	19.8	0.0277	1.974	539.6	0.0126
360	22.9	0.0284	2.001	557.7	0.0128
370	26.5	0.0291	2.027	575.9	0.0130
380	30.5	0.0298	2.054	594.1	0.0132
390	35.0	0.0304	2.082	612.3	0.0134
400	40.1	0.0311	2.111	630.4	0.0136
410	45.8	0.0318	2.142	648.6	0.0138
420	52.4	0.0325	2.175	666.6	0.0140

* The enthalpy basis is ideal gas at 0°C

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Vapour

Density (kg/m³) = - 0.0303917 * T(°C) + 4.34615 * 10⁻⁴ * T²(°C) - 2.41006 * 10⁻⁶ * T³(°C) + 5.33458 * 10⁻⁹ * T⁴(°C) + 0.553905

Heat Capacity (kJ/kg.K) = + 0.003703 * T(°C) - 3.0274 * 10⁻⁶ * T²(°C) + 2.9324 * 10⁻⁹ * T³(°C) + 0.92709

Enthalpy (kJ/kg) = + 0.88905 * T(°C) + 2.14973 * 10⁻³ * T²(°C) - 1.5999 * 10⁻⁶ * T³(°C) + 33.321

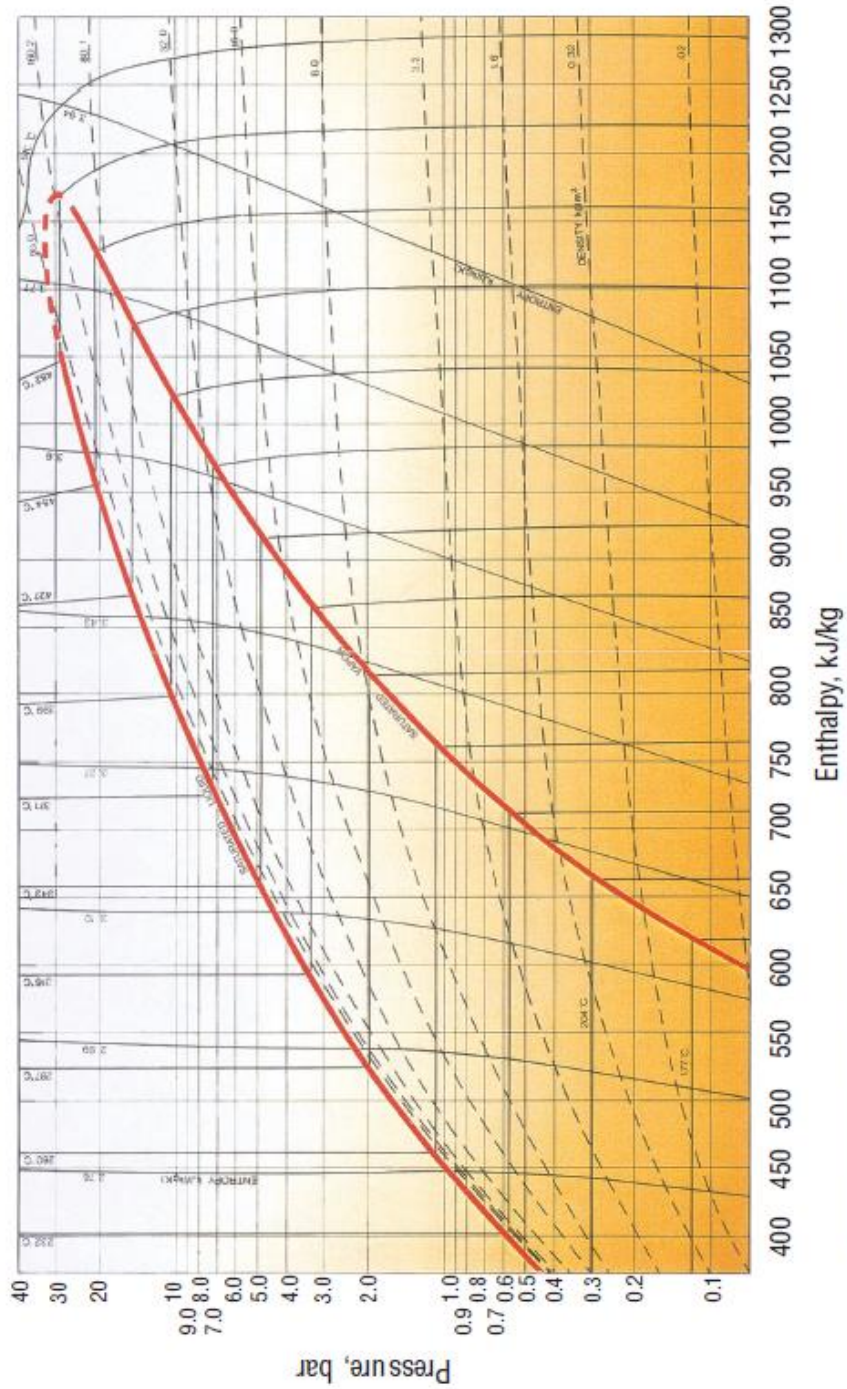
Dynamic Viscosity (mPa.s) = + 2.0124 * 10⁻⁵ * T(°C) + 3.4557 * 10⁻⁸ * T²(°C) - 7.1288 * 10⁻¹² * T³(°C) + 0.005449

Thermal Conductivity (W/m.K) = + 4.84257 * 10⁻⁵ * T(°C) + 2.9067 * 10⁻⁸ * T²(°C) - 6.5306 * 10⁻¹² * T³(°C) + 0.0075110



THERMINOL VP-1

Therminol VP-1 mollier chart : pressure vapour enthalpy⁽¹⁾



⁽¹⁾ These data are typical of the fluid; they are based upon samples tested in the laboratory but are not guaranteed for all samples. Write to Solitec for sales specifications for Therminol VP-1 heat transfer fluid.

THERMINOL VP-1**The Therminol® Range**

Therminol VP-1 is one of the of the Solutia synthetic heat transfer fluids covering an operating range from -85°C to +400°C, suitable for most process heating or waste heat recovery applications, and capable of operation at or near atmospheric pressure within their recommended operating temperature range.

As a user's process temperature demands change there is always a Therminol fluid capable of meeting the new requirements. In addition, Therminol fluids are often interchangeable allowing conversion by a simple top-up procedure where this is preferred.

Asia

Solutia Singapore Pte. Ltd.
101 Thomson Road - #19-00 United Square Singapore
307591
Tel.: (+65) 355 7231 - Fax: (+65) 254 3138

Latin America

Solutia Brasil Ltda.
Rua Gomes de Carvalho 1306 - 60 andar - conj. 61 e 62
CEP : 04547-005 • Vila Olimpia - Sao Paulo, SP, Brasil
Phone: (+55) 11-5087 3000 - Fax: (+55) 11-5087 3030

North America

Solutia Inc.
10300 Olive Boulevard - PO Box 66760
St Louis, MO 63166-6760 - USA
Tel.: (+1) 314 674 10 00

People's Republic of China

Solutia Chemical Co. Ltd., Suzhou
9th floor, Kings Tower
16 Shi Shan Road - Suzhou New District - Suzhou, PRC 215011
Phone: (+86) 512 8258167 - Fax: (+86) 512 8250417

Quality Management

All our manufacturing units have obtained ISO 9002 quality control certification. This registration means that plant procedures, quality control systems, material sampling, product storage, handling, packaging, shipping, product literature and characteristic data, record keeping and other company procedures are in line with the quality requirements of the ISO 9002 standards and its other national equivalents.

This is your quality assurance.

Health, Safety and Environmental Information

Please contact the Solutia Europe/Africa HQ for the Material Safety Data Sheet, or if any other information concerning health, safety and environmental issues is required during filling or operation of your heat transfer system with this product.

**Europe**

Solutia Europe S.A./N.V.
Rue Laid Burniat 3 - Parc Scientifique - Fleming
B-1348 Louvain-la-Neuve (Sud) - Belgium
Tel.: (+32) 10 48 15 47 - Fax: (+32) 10 48 14 86
<http://www.solutia.com>

Please contact us for more information :



Therminol is a trademark of Solutia. *Therminol* has now been adopted as a world-wide brand for the Solutia Heat Transfer Fluid range. Fluids known previously under the Santotherm and Gilotherm brands are identical in composition and performance to the corresponding *Therminol* brand fluids.

The information in this bulletin is to the best of our knowledge true and accurate but all instructions, recommendations or suggestions are made without guarantee. Since the conditions of use are beyond their control, Solutia Inc. and its subsidiaries disclaim any liability for loss or damage suffered from use of these data or suggestions. Furthermore no liability is accepted if use of any product in accordance with these data or suggestions infringes any patent.

GROUP PROVOC T.B.S 10-04 (12/98) E

ANEXO II: TURBINA DE VAPOR SIEMENS SST-700.



SST-700 industrial steam turbines

Up to 175 MW

The SST-700 is a mid-range dual-casing turbine designed and manufactured to meet the specific demands of power generation in condensing and back-pressure applications.

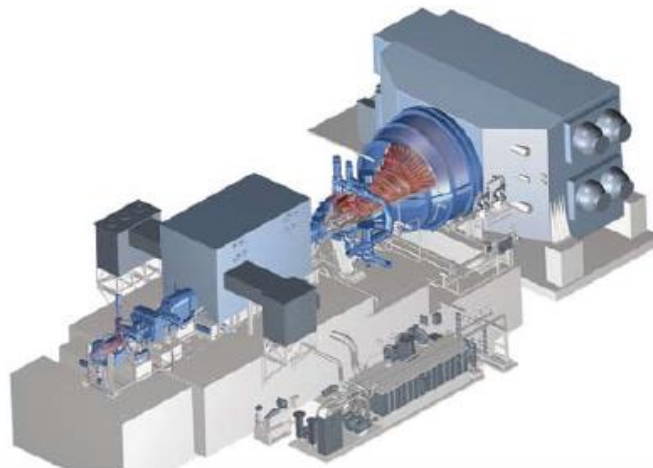


Typical applications for the SST-700 include:

- Combined-cycle plants
- Solar thermal plants
- Fossil-fuel steam plants
- Waste-to-energy plants
- District-heating plants
- Oil and gas industry
- Industrial plants

For increased efficiency, the SST-700 can also be used in a reheat configuration, where heat is added in a single or double reheat configuration to the steam cycle at a higher average temperature than to a non-reheat cycle.

SST-700 IP turbine at the Solnova 1 CSP plant near Sanlúcar la Mayor, Spain.



Industrial Steam Turbines

Answers for energy.



Design features

The SST-700 is a dual-casing turbine consisting of one high-pressure turbine (HP) and one low-pressure turbine (LP). The two modules can be combined to provide the optimal configuration for a specific application, or each module can be utilized independently, e.g. the high-pressure module can be used as a separate back-pressure unit. As an alternative to the HP turbine, a high-pressure/intermediate pressure (HP/IP) turbine can be used, specially developed for daily cycling and ultrarapid starts, as demanded by the solarthermal process. Optionally a double reheat can be realized, for increased efficiency of the water-steam cycle.

This division of the SST-700 steam expansion into two different modules optimizes the use of large changes in volumetric flow from inlet to outlet. The use of two separate modules operating at different and optimized speeds is the most successful design for large expansion coefficients, as is the case for both high live-steam data and large low-pressure exhaust steam flows.



SST-700 LP module for the Andasol CSP plant in Spain.



SST-700 HP Turbine module in the German workshop.

Turbine casing

The configuration of the SST-700 turbine permits considerable operational flexibility. Its symmetrical casing and small hot-part dimensions result in low thermal and mechanical inertia and enable the SST-700 to accept very short start-up times and rapid load changes, corresponding perfectly to the needs of the industrial user or the requirements of a solarthermal plant.

Each SST-700 turbine is built from a series of proven standard modules, each contributing to high reliability and availability. The resulting versatility enables the turbine to cover a wide field of applications and a broad power range, by selecting optimal size from standard HP and LP modules.

Shaft-line arrangement

The turbine arrangement can meet any project-specific requirement on shaft-line layout, but the standard arrangement is an "in-line arrangement" where the HP turbine and the speed-reducing gear are on one side of the generator and the direct-drive LP turbine and the condenser on the other side.

The speed-reducing gears are taken from the existing ranges of world-class gear manufacturers and have proven high reliability and performance.

Inlet systems and steam extractions

Although the modules are standardized, the steam path, extraction/admission location, size and inlet systems are customized to fit the specific requirements of each project.

Optimum performance is assured by choosing dimensions for each cylinder appropriate to volumetric flow and by using two different and optimized speeds for the HP and LP turbines. Internally controlled process steam extraction provides a constant extraction pressure over a broad range of steam flows, a feature that makes the SST-700 steam turbines both flexible and easy to operate. Bleed extractions are available and can be equipped with external pressure control valves.

Blading

The use of the latest blading manufacturing technology enhances the performance capability. The use of advanced and proven condensing last stage blades, covering a range of 1.7 – 11 m² (18.3 – 118.4 sq.ft.), is another factor in achieving high efficiency.

Exhaust

Condensing turbines feature as standard an axial exhaust connected to an in-line water-cooled condenser or connected to an air-cooled condenser. The axial exhaust saves foundation height and cost and improves efficiency.

Downwards-directed exhausts for underslung condensers are available as an option. Although the modules are standardized, the steam path, extraction/admission location, size and inlet systems are customized to fit the specific requirements of each project.

Technical data



Technical data

- Power output up to 175 MW
 - Speed 3,000–13,200 rpm
 - Live steam conditions:
Pressure up to 165 bar/2,395 psi
Temperature up to 585°C/1,085°F
 - Bleed up to 120 bar/ 1,740 psi
 - Controlled extraction (single or double):
Pressure up to 40 bar/ 580 psi
Temperature up to 415°C/ 780°F
 - Exhaust steam conditions:
Back pressure up to 40 bar/ 580 psi
Condensing up to 0.6 bar/ 8.5 psi
District heating up to 3 bar/ 45 psi
- All data are approximate and project-related.



Design features

- Dual-casing
- Modular
- Flexible
- Customized steam path
- Axial or radial exhaust
- Thermoflexible design
- Double reheat*
- Proven

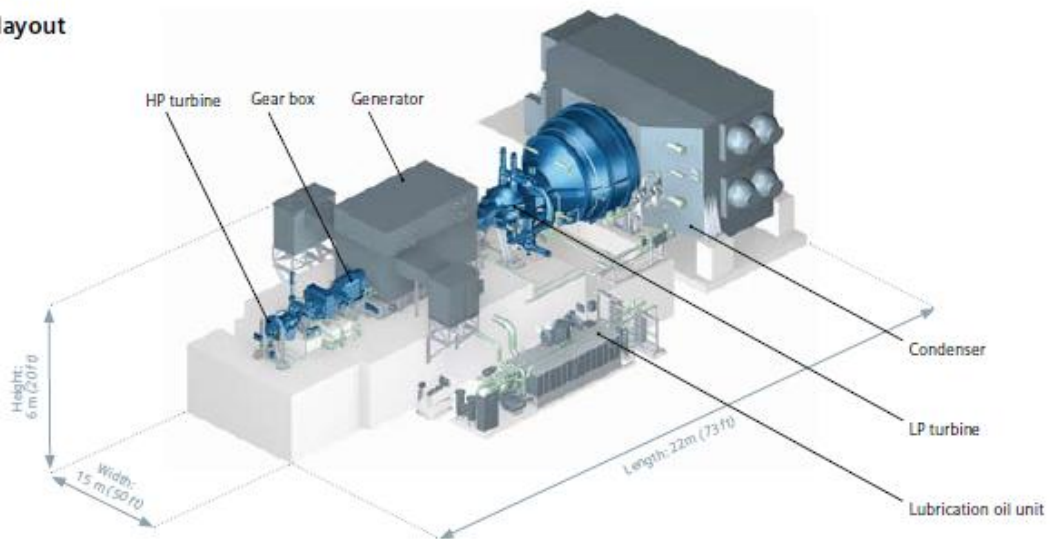
Benefits

- Compact plant layout
- Wide application range
- High efficiency
- High reliability / availability
- Simple foundation
- Short start-up time

*1% higher efficiency than the traditional model

Final rotor assembly for the SST-700 to serve in the Amsterdam Waste-to-Heat facility

Turbine layout



Installation and maintenance

Our proven installation and maintenance concept lowers maintenance cost by enabling easy access to the installed components – the turbine, gearbox, generator and auxiliaries.

The arrangement with all components, such as steam turbines, gears, generator and condenser in one plane, reduces foundation and building costs considerably. Turbines, gear and generator are all completely assembled when leaving our factory, minimizing the time and manpower needed for field erection. The availability of equipment is enhanced by the simplicity in design and minimum requirement for maintenance. Bearings, for example, can be inspected without lifting the turbine casing.

As all SST-700 turbines are prepared for remote monitoring, Siemens offers service contracts for condition-based maintenance, customized for the specific operating status of each machine to reduce outage and overhaul costs. The remote monitoring technology gives customers fast telephone and online help from expert personnel.

Additionally, we offer comprehensive and rapid spare-part service, repairs and maintenance solutions designed to increase the reliability and availability of the plant. Long-term maintenance contracts assure prolonged plant operation at predefined costs.

Our service solutions are based on long experience gained from a substantial global fleet. This experience is incorporated systematically into our design and manufacturing as well as our service and maintenance practice, ensuring that we remain your reliable partner.



Installing the SST-700 LP turbine on the concentrated solar power plant in Boulder City, Nevada, USA.

Reference examples

SST-700 has been sold for a rich variety of applications around the world. The following references exemplify this versatility of application.



Amsterdam, Netherlands: AEB's waste fired power plant uses a 74 MW(e) extraction condensing turbine in reheat configuration.



Lebrija, Spain: The Andalusian concentrated solar power (CSP) plant is one of the more than 40 CSP projects worldwide, where a SST-700 reheat steam turbine was chosen.

Published and copyright 2011:
Siemens AG
Energy Sector
Freyeslebenstrasse 1
91058 Erlangen, Germany

Siemens AG, Energy Sector
Oil & Gas Division
Wolfgang-Reuter-Platz
47053 Duisburg, Germany

Siemens Energy Inc.
10730 Telge Road
Houston, Texas 77095, USA

For more information, please contact our
Customer Support Center.
Phone: +49 180 524 70 00
Fax: +49 180 524 24 71
(Charges depending on provider)
E-mail: support.energy@siemens.com

Oil & Gas Division
Order No. E50001-W410-A112-X-4A00
Printed in Germany
Dispo 34806, c4bs 7477 bdk 19129
PWS 01112.

Printed on elementary chlorine-free
bleached paper.

All rights reserved.
Trademarks mentioned in this document are
the property of Siemens AG, its affiliates
or their respective owners.

Subject to change without prior notice.
The information in this document contains
general descriptions of the technical options
available, which may not apply in all cases.
The required technical options should therefore
be specified in the contract.

www.siemens.com/energy

ANEXO III: BOMBA DURCO® MARK 3™ ISO.



*Bomba de Proceso Químico
Durco® Mark 3™ ISO*

ISO 2858/5199



Experience In Motion

flowsolve.com

**Bomba de
Proceso Químico
Durco Mark 3 ISO**



El nombre principal en bombas de proceso químico

La bomba de proceso químico Durco Mark 3 ISO proporciona unas prestaciones hidráulicas sobresalientes, una fiabilidad sin par y un bajo coste total de operación al usuario. Diseñada según los criterios ISO 2858 e ISO 5199, la Durco Mark 3 ISO incorpora múltiples y probadas características destinadas a maximizar las prestaciones y la fiabilidad. Los beneficios resultantes son:

- Prestaciones de alto rendimiento, renovables a lo largo de toda la vida útil de la bomba con el rodete de álabes invertidos.
- Presiones óptimas y predecibles de la cámara de sellado que se reestablecen después de cada ajuste del impulsor.
- Máxima vida útil del cierre mecánico debido a un entorno ideal de sellado creado por la caja del cierre SealSentry.
- El soporte del rodamientos de dos piezas reduce los costes de inventario y permite la actualización para cualquier bomba del mercado que cumpla con la norma ISO 2858.
- Diseños robustos de eje y rodamientos que minimizan la deflexión del eje y prolongan la vida útil de rodamientos y cierres mecánicos.
- Ajuste rápido y preciso de las tolerancias del rodete, con el dispositivo externo de ajuste de impulsor más innovador de la industria.
- Ajuste en taller de las tolerancias del impulsor de álabes invertidos, siendo la única bomba que aprovecha por completo las ventajas del diseño de desmontaje posterior del conjunto rotórico.

Diseño Global, rendimiento sin igual

Las bombas de proceso químico Durco Mark 3 ISO están disponibles en muchos diseños, para satisfacer las necesidades de las industrias de procesos:

- Rodete abierto o de álabes invertidos
- Rodete abierto desplazado "vortex"
- Autoaspirante
- Monobloc

Aplicaciones típicas

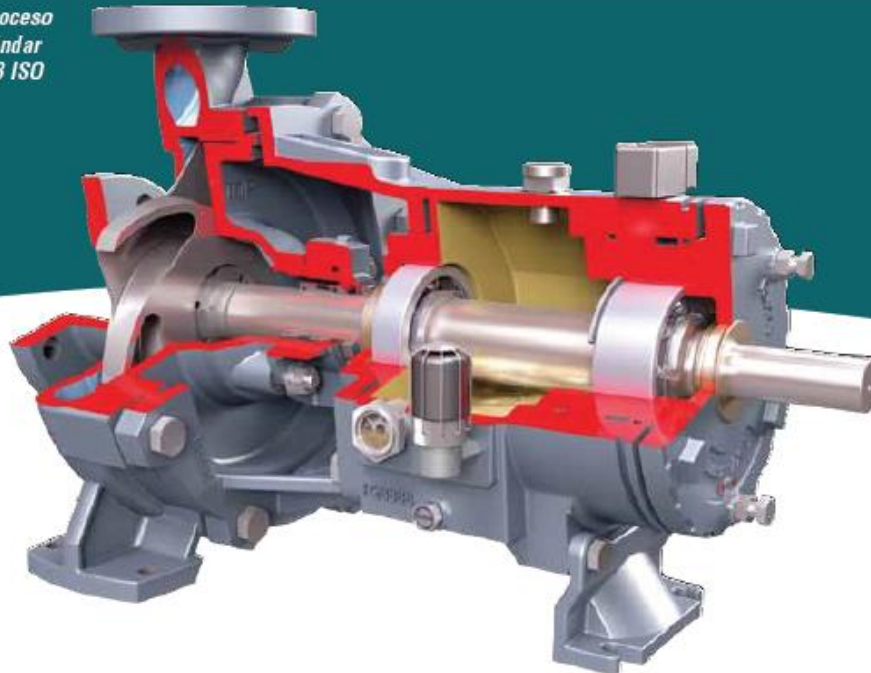
- Transferencia de ácidos
- Salmuera
- Procesos químicos
- Procesos petroquímicos
- Servicios corrosivos
- Procesos alimentarios y de bebidas
- Procesos de hidrocarburos
- Farmacéuticos
- Polímeros
- Pulpa y papel
- Agua de mar
- Lechadas
- Solventes
- Aceros y metales primarios
- Tratamientos de agua y de aguas residuales

Índice

Bomba de proceso químico Durco Mark 3 ISO	4-5
Materiales de construcción	6
Campos de Trabajo	6
Intercambiabilidad de piezas	7
Soportes de rodamientos	8-9
Monitor de control IPS Beacon	10
Ejes y Rodamientos	11
Alojamientos de Cierre mecánico SealSentry	12-13
Impulsores	14
Bancadas	15
Bomba ISO Mark3 de rodete Abierto Desplazado	16-17
Bomba ISO Mark3 Autoaspirante	18-19
Bomba ISO Mark Monobloc	20-21
Bomba CPXS de Arrastre Magnético	22-23
Bomba CPXV Vertical sumergida, ISO y API	24-25
Bombas complementarias	26



Bomba de proceso
químico estándar
Durco Mark 3 ISO



De acuerdo con los criterios de diseño ISO 2858 e ISO 5199 y provista de avanzadas características de diseño, la bomba de proceso químico Durco Mark 3 ISO ofrece un rendimiento y una fiabilidad sin precedentes. El robusto diseño de la Durco Mark 3 ISO, ofrece significativas ventajas operacionales y de mantenimiento, que ayudan a los usuarios a minimizar el coste total de operación de la bomba.

Parámetros de funcionamiento

- Caudales hasta 1400 m³/h (6160 US gpm)
- Alturas hasta 220 m (720 pies)
- Presiones hasta 25 bar (365 psi)
- Temperaturas desde -80°C (-110°F) hasta 400°C (752°F)
- Diámetros de descarga desde 20 mm (0.75 pulgadas) hasta 200 mm (8 pulgadas)

Cumplimiento de las normas

La bomba ISO Durco Mark 3 dispone del marcado CE y cumple con todas las directivas aplicables tales como ATEX y GOST.

Características y ventajas

Carcasa Heavy Duty con pie integral y bridas de descarga con múltiples refuerzos que proporcionan una resistencia superior a las cargas de las tuberías y mejoran la fiabilidad.

El **rodete de álabes invertidos con fundido de precisión** es el único diseño de impulsor que ofrece unas prestaciones reajustables de la bomba durante toda su vida útil. Hay disponibles igualmente impulsores abiertos.

El **Alojamiento del Cierre SealSentry™** prolonga la vida útil del cierre mecánico y ofrece capacidades superiores de autolimpieza.

Los **anillos de laberinto estándar, libres de contacto**, mantienen el lubricante en el interior y los contaminantes en el exterior.

Rodamientos radiales y de empuje para servicio pesado seleccionados por su larga duración y fiabilidad.

El **Dispositivo micrométrico externo para ajuste del impulsor** ajusta con precisión las tolerancias internas con el rodete en 20 segundos, en el taller o en campo.

El **soporte de cojinetes de hierro dúctil, de dos piezas**, está diseñado para ofrecer seguridad, resistencia, intercambiabilidad y capacidad de actualización.

El **diseño de desmontaje posterior "Back Pull-out"** permite retirar el rotor de la bomba sin mover la carcasa, las conexiones a las tuberías o el motor.

flowserve.com

Aplicaciones típicas

- Transferencia de ácidos
- Sustancias cáusticas y cloro-alcálicas
- Fibras artificiales
- Polímeros
- Procesos de lechadas
- Solventes
- Compuestos orgánicos volátiles
- Procesos de residuos



Los impulsores de álabes invertidos reducen el coste total de operación de la bomba para el usuario

La bomba ISO Durco Mark 3 incluye un impulsor con álabes invertidos para lograr prestaciones y rendimientos inigualables. Este exclusivo diseño Durco reduce al usuario el coste total de la bomba al facilitar el mantenimiento y prolongar la duración de los rodamientos y el cierre mecánico.

- Cargas de empuje y presiones en caja del cierre, óptimas y predecibles.
- El desgaste por abrasión ocurre en la tapa cuerpo posterior en vez de ocurrir en la carcasa, que es de mayor coste.
- Ajuste en taller del impulsor con álabes invertidos con el único diseño de rodete que aprovecha totalmente las ventajas del diseño de desmontaje posterior del rotor.
- Prestaciones reajustables y renovables garantizadas.

La tecnología de Caja de cierre mecánico SealSentry ayuda a mejorar las utilidades

La bomba Mark 3 ISO incorpora la tecnología Durco SealSentry de caja del cierre. Este alojamiento del cierre mecánico único en el mercado, ganador del galardón Vaalar, dispone de modificadores de flujo que reducen los costes operativos de la bomba y aumentan la disponibilidad de la misma:

- Mejora las prestaciones, la fiabilidad y la vida útil del cierre mecánico
- Reduce los costes de mantenimiento y reparación
- Permite el uso de cierre y planes de sellado menos costosos

El soporte de cojinetes reduce los costes de inventario

Ensamblada en un entorno limpio y construido especialmente para ese fin, el robusto soporte de cojinetes de la Mark 3 ISO ofrece un reforzado diseño de bastidor de rodamientos de dos piezas para minimizar el riesgo de fallo mecánico incluso en las condiciones de funcionamiento más rigurosas. El soporte de cojinetes de la Mark 3 ISO incluye además un alto grado de intercambiabilidad de piezas y puede ser igualmente válido para actualizar otras bombas ISO 2858 existentes en el mercado, lo cual ofrece la oportunidad de normalizar los equipos y reducir los costes de inventario.

Construcción que mejora la fiabilidad

- Las superficies de contacto interconectadas metal con metal, correspondientes a la carcasa, el adaptador de la caja del cierre y el soporte de cojinete, han sido mecanizadas con precisión para proporcionar un sellado fiable y una concentricidad óptima.
- El eje sólido y robusto garantiza una deflexión menor que 0,05 mm (0,002 pulg.) en la cara del cierre y un bajo ratio del eje L^3/D^4 , prolongando así la vida útil del cierre mecánico.
- La eliminación de juntas evita las fugas y la corrosión de cavidades.

45 tamaños disponibles

- 15 Soporte 1
- 15 Soporte 2
- 11 Soporte 3
- 4 Soporte 4

La bomba Durco Mark 3, que cumple las normas ISO, permite una considerable intercambiabilidad de piezas y se ofrece en una amplia gama de materiales para cumplir con las necesidades de la aplicación. Consulte la página 6 para obtener más información.

Diseños opcionales de carcasa

- Existe una carcasa con chaleco para aquellas aplicaciones en las que el fluido bombeado deba calentarse o enfriarse para mantener una viscosidad óptima del mismo.
- Existe igualmente una carcasa con patas a la altura del eje "center line" para aplicaciones en las cuales deban reducirse las cargas causadas por la dilatación térmica.



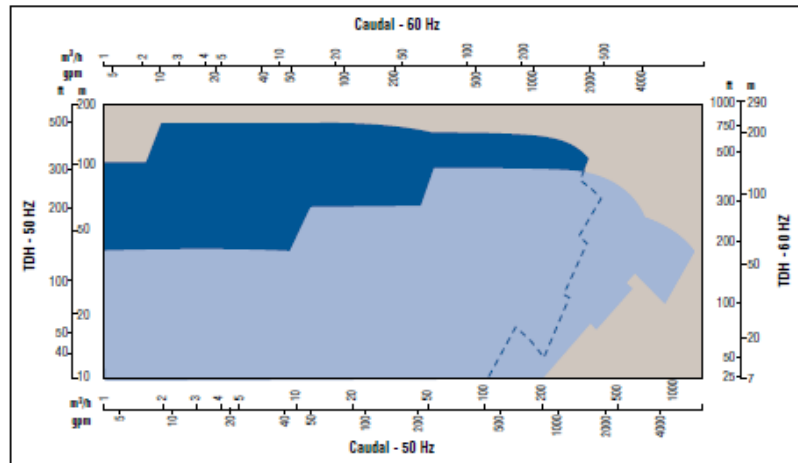
Materiales de construcción y Campos de Trabajo de las bombas Durco Mark 3 ISO

Materiales de construcción estándar*

Construcción	Carcasa y caja de sello	Impulsor	Eje sólido	Eje con camisa		Caja/adaptador de cojinete
				Eje	Camisa	
Hierro dúctil	Hierro dúctil	Álabes invertidos: Acero inoxidable 316 Abierto: Acero inoxidable dúplex	Acero inoxidable 316	Acero al carbono	Acero inoxidable 316	Hierro dúctil
Acero al carbono	Acero al carbono				Acero inoxidable dúplex	
Acero inoxidable 304	Acero inoxidable 304	Aleación 20				
Acero inoxidable 316	Acero inoxidable 316					
Acero inoxidable dúplex	Acero inoxidable dúplex	Aleación 20	Aleación 20	Acero inoxidable 316I	Clorimet 3 (Aleación C-276)	
Aleación 20	Aleación 20	Aleación 20	Aleación 20		Clorimet 2 (Aleación B-2)	
Clorimet 3 (Aleación C-276)	Clorimet 3 (Aleación C-276)	Clorimet 3 (Aleación C-276)	Clorimet 3 (Aleación C-276)	N/A	Níquel	
Clorimet 2 (Aleación B-2)	Clorimet 2 (Aleación B-2)	Clorimet 2 (Aleación B-2)	Clorimet 2 (Aleación B-2)		Titanio	
Níquel	Níquel	Níquel	Níquel		Titanio-Pd	
Titanio	Titanio	Titanio	Titanio		Circonio	
Titanio-Pd	Titanio-Pd	Titanio-Pd	Titanio-Pd			
Circonio	Circonio	Circonio	Circonio			

*Hay disponibles materiales especiales. Consulte los detalles al Ingeniero de ventas de Flowserve en su localidad.

Campos de Trabajo



**Intercambiabilidad de piezas
Durco Mark 3 ISO**

Frame 1					
ALQUILAMIENTO DE RODAMIENTOS	ADAPTADOR	CÁMARA DE SELLADO	ÁLABE INVERTIDO O IMPULSOR ABIERTO	CUBIERTA	TAMAÑO DE BOMBA
					1K40-25-125
					1K50-32-125
					1K65-40-125
					1K80-50-125
					1K100-80-125
					1K32-20-160
					1K40-25-160
					1K50-32-160
					1K65-40-160
					1K80-50-160
					1K32-20-200
					1K40-25-200
					1K50-32-200
					1K65-40-200
					1K80-50-200

Frame 2					
ALQUILAMIENTO DE RODAMIENTOS	ADAPTADOR	CÁMARA DE SELLADO	ÁLABE INVERTIDO O IMPULSOR ABIERTO	CUBIERTA	TAMAÑO DE BOMBA
					2K100-65-160
					2K125-80-160
					2K125-100-160
					2K100-65-200
					2K125-80-200
					2K125-100-200
					2K40-25-250
					2K50-32-250
					2K65-40-250
					2K80-50-250
					2K100-65-250
					2K125-80-250
					2K50-32-315
					2K65-40-315
					2K80-50-315

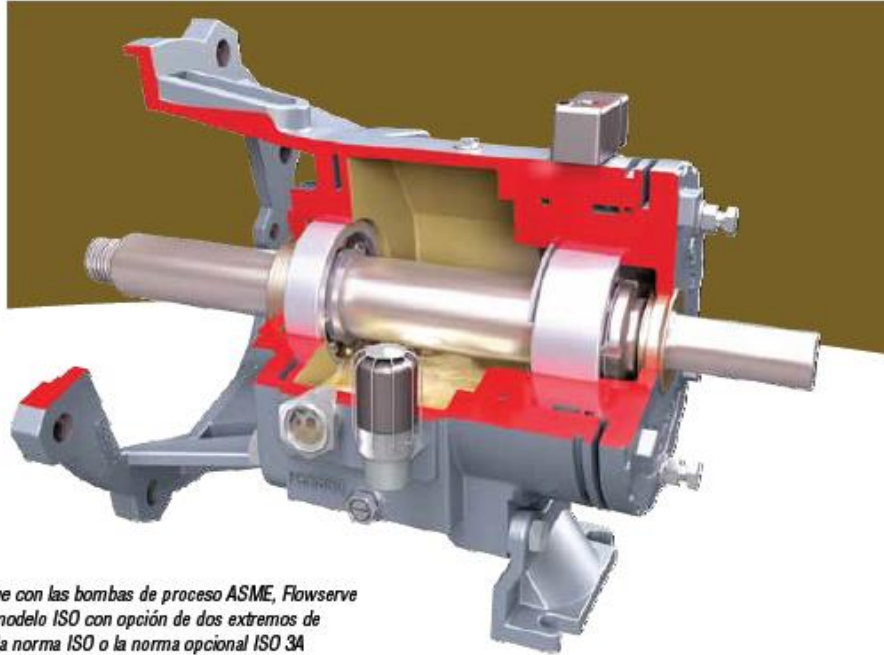
Frame 3					
ALQUILAMIENTO DE RODAMIENTOS	ADAPTADOR	CÁMARA DE SELLADO	ÁLABE INVERTIDO O IMPULSOR ABIERTO	CUBIERTA	TAMAÑO DE BOMBA
					3K125-100-250
					3K150-125-250
					3K200-150-250
					3K100-65-315
					3K125-80-315
					3K125-100-315
					3K150-125-315
					3K100-65-400
					3K125-80-400
					3K125-100-400
					3K150-125-400

Frame 4					
ALQUILAMIENTO DE RODAMIENTOS	ADAPTADOR	CÁMARA DE SELLADO	ÁLABE INVERTIDO O IMPULSOR ABIERTO	CUBIERTA	TAMAÑO DE BOMBA
					4K200-150-315
					4K200-150-400
					4K250-200-400
					4K200-150-500

- Aviso:**
1. Hay disponibles sistemas hidráulicos estándar y de alto rendimiento.
 2. Los impulsores con álabes invertidos no están disponibles en todos los tamaños.
 3. Solicite información más detallada si es necesario.



Soportes de rodamientos Durco Mark 3 ISO



Al igual que con las bombas de proceso ASME, Flowserve ofrece el modelo ISO con opción de dos extremos de potencia: la norma ISO o la norma opcional ISO 3A (mostrada).

Soporte de rodamientos ISO estándar

El soporte de rodamientos estándar ofrece numerosas características de mejora de la fiabilidad, mantenimiento y prestaciones, entre las que se incluyen:

- Los cojinetes de doble fila y contacto angular externos y de una fila con ranura profunda interiores ofrecen un excelente comportamiento ante las cargas axiales y radiales.
- El dispositivo micrométrico externo, permite lograr precisos ajustes de tolerancias del impulsor en 20 segundos, para restaurar la eficiencia de la bomba.
- El soporte de cojinete de hierro dúctil de dos piezas ofrece resistencia y facilita la intercambiabilidad.
- La construcción metal contra metal asegura un eje concéntrico y de funcionamiento uniforme, prolongando así la vida útil del cojinete y del cierre mecánico.
- Anillos de laberinto libres de contacto y deflectores
- Ventilación y llenado de aceite montados en la parte superior
- Tapón de drenaje magnético
- Recolector opcional de aceite
- Acelerera de nivel constante opcional

Soporte de rodamientos ISO 3A opcional

El soporte de rodamientos ISO 3A es tan avanzado que viene respaldado por una garantía de por vida.⁴ Esta opción ofrece las mismas características de fiabilidad y mejora de rendimiento que el soporte estándar pero incluye además:

- Montaje en entorno limpio
- Montaje de anillos de laberinto libres de contacto que mantienen los lubricantes dentro y los contaminantes fuera.
- Ventilación superior con tapón
- Opciones de lubricación
 - Sistemas de niebla de pulverizado de aceite
 - Cojinetes protegidos y lubricados con grasa (garantía de cojinete de tres años)
- Diseño de pata rígida

⁴ Seguir procedimientos adecuados de instalación, operación y mantenimiento es necesario para la garantía de por vida. Póngase en contacto con su representante de Flowserve para conocer los términos y condiciones concretas.

flowserve.com



El único dispositivo micrométrico externo que reduce el tiempo y los costes de mantenimiento

El innovador mecanismo de ajuste del impulsor mediante micrómetro externo de Durco es fácil de usar y reduce el tiempo y los costes de mantenimiento⁵. Más importante aún, es su exactitud.



Paso 1: Afloje los tornillos de fijación. Con la ayuda de una llave, gire en sentido antihorario el portacojinetes hasta que el impulsor toque levemente la tapa cuerpo posterior.



Paso 2: Seleccione la tolerancia de ajuste de impulsor. Cada ranura en el anillo portacojinetes representa exactamente una separación libre de 0,10 mm (0,004 pulg.) Para un ajuste de impulsor de 0,5 mm (0,020 pulg.), cuente cinco muescas a la izquierda.

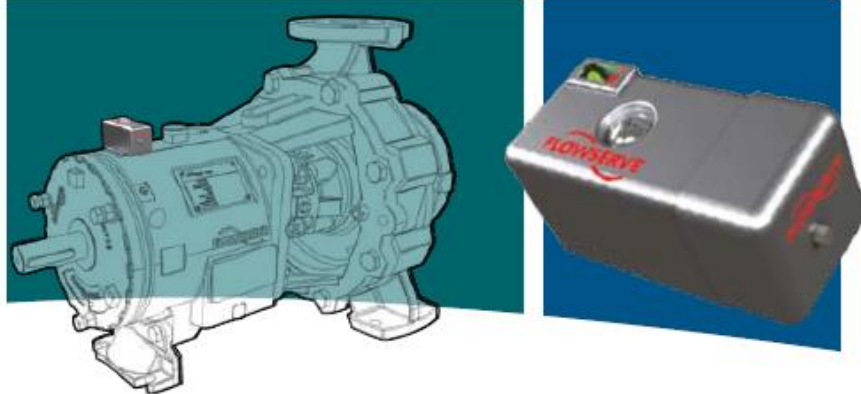


Paso 3: Gire el portacojinetes en sentido horario el número seleccionado de muescas. Apriete los tornillos de fijación y verifique la separación libre del impulsor con el calibrador de láminas.

⁵ Aplicable para impulsores con álabes invertidos. Consulte las instrucciones del usuario para obtener información sobre bombas equipadas con impulsores de álabes frontales estilo abierto.



Dispositivo de control IPS Beacon para el soporte de rodamientos en bombas Durco Mark 3 ISO



Monitorización continua para una mejor fiabilidad y disponibilidad de la bomba

Todas las nuevas bombas Mark 3 ISO incorporan el monitor de control de soporte de rodamientos IPS Beacon. Montado en la parte superior de la caja de cojinetes, el IPS Beacon es un dispositivo de fallo iluminado que monitoriza continuamente el estado de los cojinetes y proporciona una señal visual cuando ocurre una condición de alerta actual o pasada. Los indicadores LED protegidos con vidrio de borosilicato indican cuándo la temperatura del cojinete de empuje o los niveles de vibración superan los límites preajustados.

Las capacidades específicas incluyen:

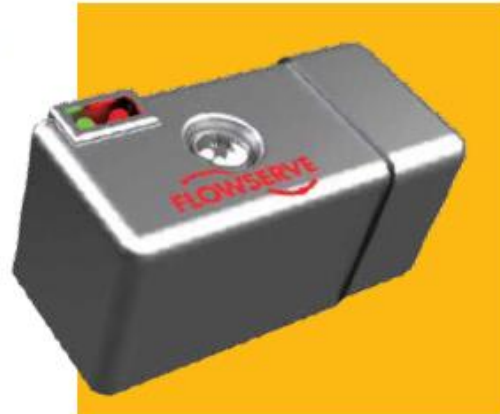
- Medición de vibración triaxial (velocidad o aceleración)
- Sensor de temperatura – 0,01% en escala completa
- Indicación de fallo visual de 14 días
- Indicadores LED para la operación normal, condición de alerta actual y condición de alerta pasada
- Mayor vida útil de la batería – Duración típica de cuatro años
- Diseño certificado – con la marca CE, ATEX/IECEX, CSA

El IPS Beacon puede ser incorporado reconvertido en todas las bombas existentes Durco Mark 3 e ISO Mark 3 y también en la mayoría de bombas de proceso.

Posibilidades de Ampliación para las necesidades de monitorización más avanzadas

El IPS Beacon está disponible con un dispositivo de memoria desmontable (TAM) que tiene la capacidad de registrar y almacenar los datos de monitorización localmente y también los límites de los puntos de ajuste. Cuando lo utiliza en combinación con el dispositivo lectura y transferencia de datos interconectado con un PC local del cliente, el dispositivo TAM permite que los datos almacenados puedan visualizarse en Microsoft® Excel® para su análisis.

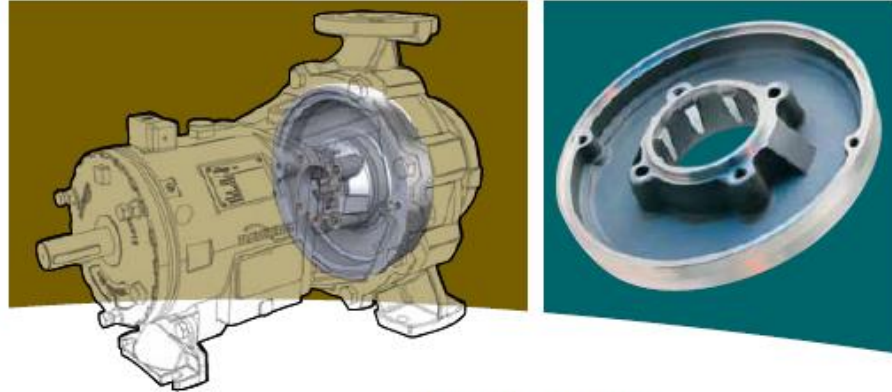
Las posibilidades de ampliación adicionales incluyen la integración de un dispositivo de monitorización multipuntos y una funcionalidad continua de monitorización inalámbrica. Consulte el boletín PS-90-11 para obtener información adicional.



© Microsoft y Excel son marcas registradas de Microsoft Corporation.



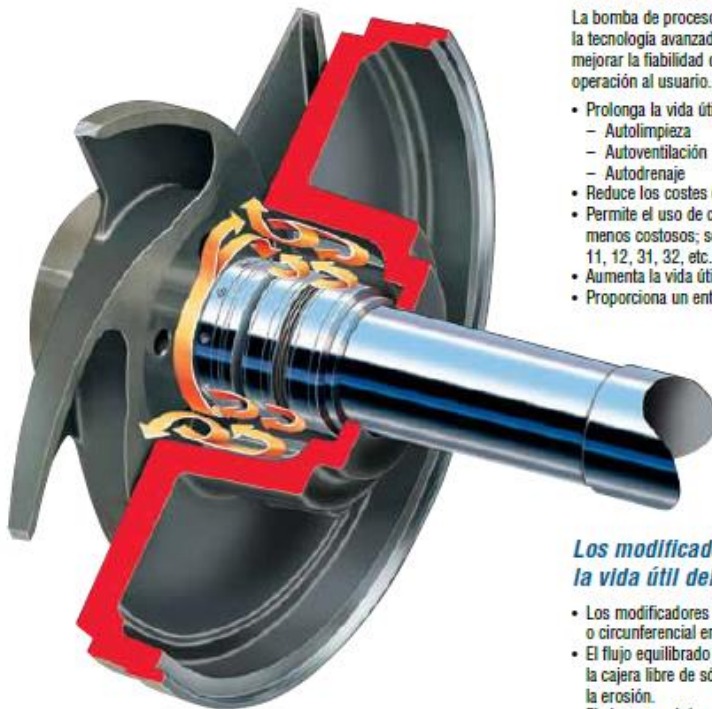
*Cajeras de
cierre mecánico
SealSentry
Durco Mark 3 ISO*



Tecnología avanzada de la caja del cierre

La bomba de proceso químico Durco Mark 3 ISO incorpora la tecnología avanzada de caja del cierre SealSentry para mejorar la fiabilidad de la bomba y reducir el coste total de operación al usuario.

- Prolonga la vida útil del cierre mecánico
 - Autolimpieza
 - Autoventilación
 - Autodrenaje
- Reduce los costes de mantenimiento y reparación
- Permite el uso de cierres sellos y planes de sellado menos costosos; se pueden eliminar los planes de sellado 11, 12, 31, 32, etc.
- Aumenta la vida útil del cierre mecánico
- Proporciona un entorno seguro para el personal

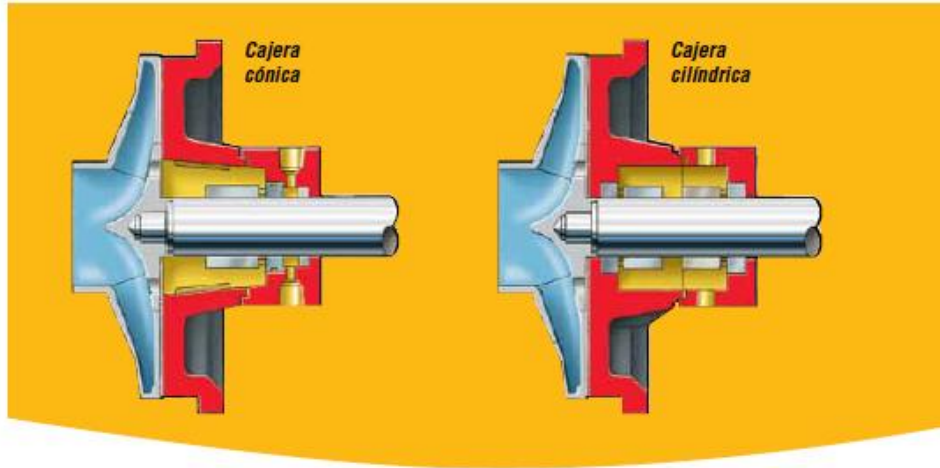


Los modificadores de flujo prolongan la vida útil del cierre mecánico

- Los modificadores de flujo convierten el flujo rotacional o circunferencial en axial.
- El flujo equilibrado a baja presión contribuye a mantener la caja libre de sólidos en suspensión minimizando así la erosión.
- El cierre mecánico crea una acción rotacional centrífuga alrededor de sus componentes.
- Los sólidos y las lechadas son arrastrados en la trayectoria de flujo de retorno y expulsados de la caja del cierre.

flowserve.com

Las cajas de cierre Durco SealSentry prolongan la vida útil del cierre mecánico, mejoran la fiabilidad de la bomba y reducen el coste total de operación de la bomba al usuario.



Múltiples diseños SealSentry para adaptarse a los requisitos de aplicación

La bomba Durco Mark 3 ISO está disponible con varias configuraciones de cajera del cierre:

Cajera cónica

Se prefiere utilizar la cajera de sellado SealSentry cónica para la mayoría de aplicaciones. Este innovador diseño incluye modificadores de flujo para redirigir el flujo hacia fuera de la cámara de sellado. Disponible en diversos tamaños de diámetro interior y pernos de anclaje, el diseño cónico es ideal para:

- Cierres mecánicos simples de cartucho
- Cierres mecánicos dobles interiores y exteriores de cartucho.
- Cierres simples convencionales por componentes con montaje flexible de asientos
- Cierres mecánicos dobles interiores tandem de cartucho
- Empaquetaduras y cierres convencionales de pequeño diámetro y pernos de anclaje

Cajera cilíndrica

Con diámetros interiores estándar y sobredimensionados disponibles, la cámara de sellado cilíndrica es ideal para cierres y pernos de tamaño grande a pequeño. El diseño cilíndrico puede utilizarse en los siguientes casos:

- Cierres interiores dobles de componentes que aíslan la cajera del cierre del proceso con el fluido de barrera exterior.
- Cierre simple con anillo restrictor de fondo cajera y plan de sellado para incrementar la presión por encima de la tensión de vapor.
- Empaquetaduras y cierres convencionales de pequeño diámetro y pernos anclaje.



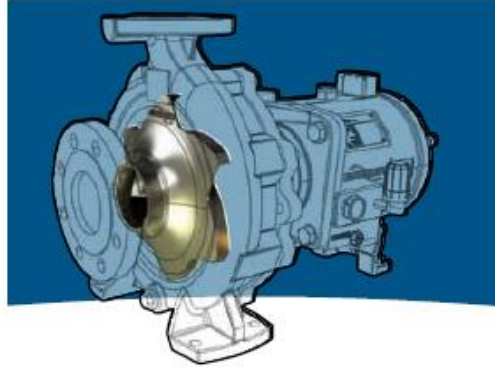
Cajera cónica Cajera cilíndrica

Hay disponibles cajas de cierre con SealSentry con chalecos

Las cámaras de sellado SealSentry con chaleco están disponibles para aquellas aplicaciones en las cuales es importante mantener la temperatura del proceso. Las cajas de sellado con chaleco están diseñadas para transferencias de calor eficaces en el área de la cajera del cierre mecánico o en toda el área en contacto con el fluido del proceso.



**Impulsores
Durco Mark 3 ISO**



Los rodetes de álabes invertidos proporcionan prestaciones y rendimiento

El impulsor Durco de álabes invertidos brinda unas excelentes prestaciones y rendimiento a la vez que prolonga la vida útil del cierre mecánico y de los cojinetes. El resultado es un menor coste total de operación de la bomba para el usuario

- La presión de caja de cierre mecánico y los empujes axiales son predecibles y reajustables lo cual implica una mayor vida de los cierres mecánicos.
- El desgaste por abrasión tiene lugar en la tapa posterior en vez de en la carcasa, que es de mayor coste.
- Ajuste fácil del impulsor —ya sea en el taller o en campo— con el único diseño de impulsor que aprovecha por completo la ventaja del diseño de desmontaje posterior.

Prestaciones predecibles y repetitivas

El exclusivo rodete de álabes invertidos Durco tiene solamente una zona de ajuste para los álabes de bombeo y por tanto una única tolerancia crítica.

El desgaste en la mayoría de tipos de impulsor provoca la disminución de las cargas de empuje axial a la vez que se amplía la tolerancia con la caja de sellado. La presión de la cámara de sellado también aumenta. Sin embargo, al reajustar el impulsor de álabes invertidos contra la tapa posterior, se restablecen la presión original de la cámara de sellado y los empujes axiales. Los resultados son unas prestaciones uniformes, como las de un equipo nuevo.

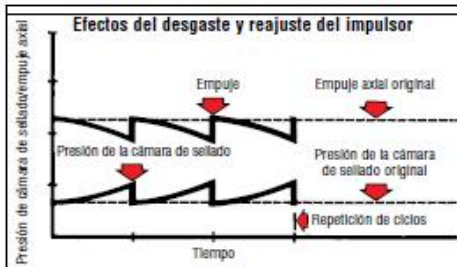
El micrómetro exterior permite realizar el ajuste del impulsor en el taller

El mecanismo de ajuste del impulsor por micrómetro exterior de Durco es fácil de usar y reduce el tiempo de mantenimiento. Más importante aún, es el alto grado de precisión que ofrece.



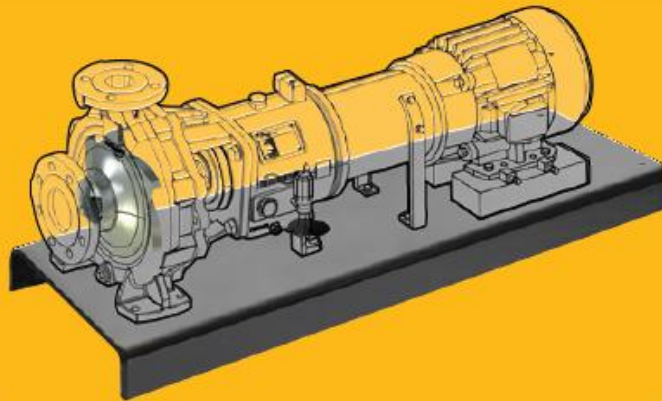
Hay disponible un rodete abierto de álabes frontales

La bomba Durco Mark 3 ISO también está disponible con un impulsor abierto de álabes frontales con fundido de alta precisión, con una sola envolvente y álabes Francis. Completamente intercambiable con el impulsor de álabes invertidos, es una opción excelente para aplicaciones que contengan materiales fibrosos y servicios que requieran una alta capacidad de rotura contra el cuerpo de la bomba.



flowserve.com

Modelos de bancada prediseñados para Durco Mark 3 ISO



Tipo A
Bancada, montada sobre cimientos o pernos de nivelación según norma ISO 3661



Tipo B
Bancada Polybase™, montada sobre cimientos o pernos de nivelación



Tipo H
Bancada reforzada, montada sobre cimientos (con bandeja de recogida perimetral)



Hierro fundido



Hay disponibles cuatro bancadas prediseñadas

Flowserve ofrece cuatro modelos de bancada prediseñados para mejorar el rendimiento de la bomba a la vez que se reducen costes. Esto proporciona versatilidad al elegir la bancada que mejor se ajusta a las necesidades de la aplicación y el presupuesto operativo.

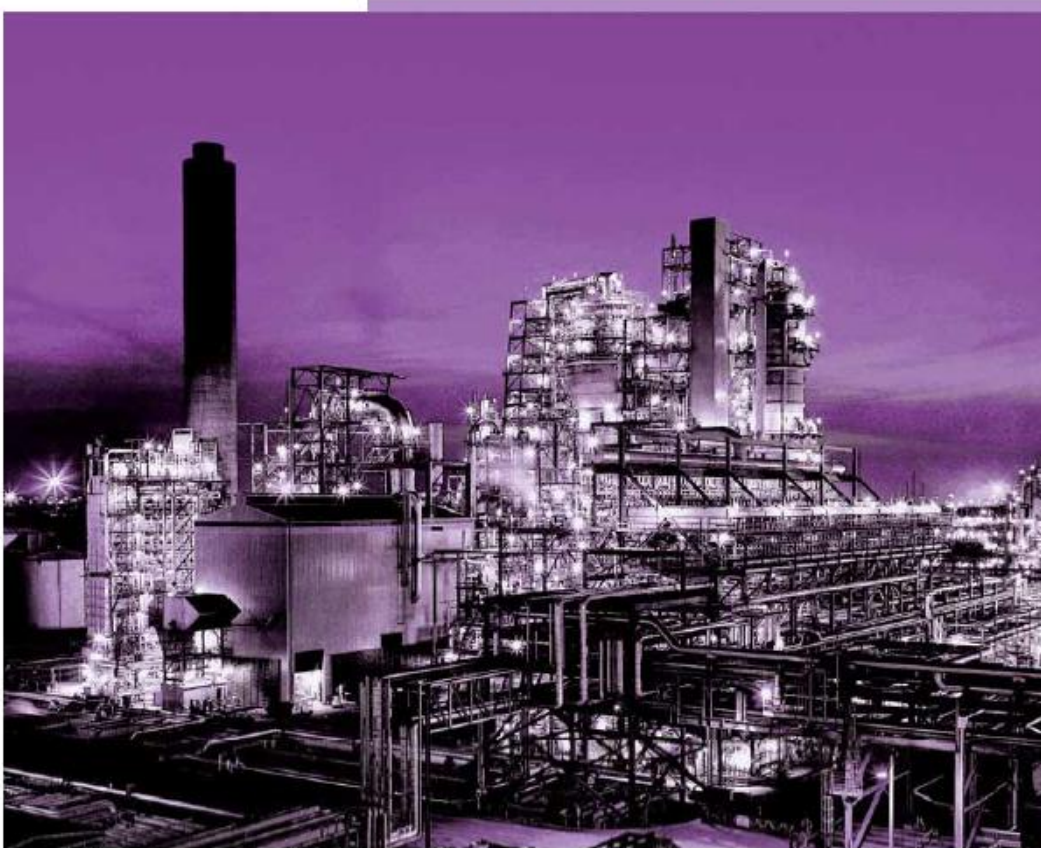
La reducción de los esfuerzos internos y de la vibración prolonga la vida útil del conjunto bomba y motor

Los usuarios de bombas especifican los diseños rígidos de bancada para:

- Proporcionar una rigidez torsional lateral y longitudinal
- Mejorar la amortiguación de la vibración
- Proteger contra daños transitorios
- Resistir deformaciones durante la instalación
- Mantener la alineación del eje
- Reducir el tiempo de instalación y de alineación del eje
- Reducir el proceso de diafragma o de separación de la lechada
- Mejorar la fiabilidad de la bomba, del motor y del cierre mecánico
- Reducir los costes totales del ciclo de vida de la bomba, del motor y del cierre

ANEXO IV: TUBERÍAS DE ACERO Y OTROS ELEMENTOS.

Gama ASTM
de acero inoxidable



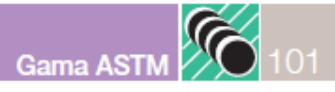
100 Gama ASTM

Tubos soldados y sin soldadura

Dimensiones según ASME B 36.19 y B 36.10

Pulgadas nominales	Schedule 5 S		Schedule 10 S		Schedule 40 S/STD		Schedule 80 S/XS		Schedule 160		Schedule XXS		
	Exterior	Espesor T	Peso	Espesor T	Peso	Espesor T	Peso	Espesor T	Peso	Espesor T	Peso	Espesor T	Peso
	Pulgadas	Pulgadas	Ibs/p	Pulgadas	Ibs/p	Pulgadas	Ibs/p	Pulgadas	Ibs/p	Pulgadas	Ibs/p	Pulgadas	Ibs/p
	mm	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m
1/4"	0.540			0.065	0.33	0.088	0.43	0.119	0.54				
	13,7			1,65	0,49	2,24	0,63	3,02	0,80				
3/8"	0.675			0.065	0.42	0.091	0.57	0.126	0.74				
	17,1			1,65	0,63	2,31	0,84	3,20	1,10				
1/2"	0.840	0.065	0.54	0.083	0.67	0.109	0.85	0.147	1.09	0.188	1.31		
	21,3	1,65	0,80	2,11	1,00	2,77	1,27	3,73	1,62	4,78	1,95		
3/4"	1.050	0.065	0.69	0.083	0.86	0.113	1.13	0.154	1.47	0.219	1.95	0.308	2.44
	26,7	1,65	1,03	2,11	1,28	2,87	1,69	3,91	2,20	5,56	2,90	7,82	3,64
1"	1.315	0.065	0.87	0.109	1.40	0.133	1.68	0.179	2.17	0.250	2.85	0.358	3.66
	33,40	1,65	1,30	2,77	2,09	3,38	2,50	4,55	3,24	6,35	4,24	9,09	5,45
1 1/4"	1.660	0.065	1.11	0.109	1.81	0.140	2.27	0.191	3.00	0.250	3.77	0.382	5.22
	42,2	1,65	1,65	2,77	2,70	3,56	3,39	4,85	4,47	6,35	5,61	9,70	7,77
1 1/2"	1.900	0.065	1.28	0.109	2.09	0.145	2.72	0.200	3.63	0.281	4.86	0.400	6.41
	48,3	1,65	1,91	2,77	3,11	3,68	4,05	5,08	5,41	7,14	7,25	10,15	9,55
2"	2.375	0.065	1.61	0.109	2.64	0.154	3.65	0.218	5.02	0.344	7.47	0.436	9.04
	60,3	1,65	2,40	2,77	3,93	3,91	5,44	5,54	7,48	8,74	11,11	11,07	13,44
2 1/2"	2.875	0.083	2.48	0.120	3.53	0.203	5.79	0.276	7.66	0.375	10.02	0.552	13.71
	73	2,11	3,69	3,05	5,26	5,16	8,63	7,01	11,41	9,53	14,92	14,02	20,39
3"	3.500	0.083	3.03	0.120	4.33	0.216	7.58	0.300	10.25	0.438	14.34	0.600	18.60
	88,9	2,11	4,51	3,05	6,45	5,49	11,29	7,62	15,27	11,13	21,35	15,24	27,68
3 1/2"	4.000	0.083	3.48	0.120	4.97	0.226	9.11	0.318	12.51				
	101,6	2,11	5,18	3,05	7,40	5,74	13,57	8,08	18,63				

Tolerancias				
Espesor nominal	Ø nominal	Diámetro exterior		Longitud
		+	-	
Todas dimensiones - según ASTM A-999 - 12,5%	1/8" a 1 1/2"	0,4 mm	0,8 mm	Para pedidos con longitud > 7,3 m deberá establecerse acuerdo entre el comprador y vendedor. Si la longitud pedida es ≤ 7,3 m. La longitud real no será inferior en más de 6 mm.
	2" a 4"	0,8 mm	0,8 mm	
	5" a 8"	1,6 mm	0,8 mm	
	10" a 18"	2,4 mm	0,8 mm	
	20" a 26"	3,2 mm	0,8 mm	
	28" a 34"	4 mm	0,8 mm	
	36" a 48"	4,8 mm	0,8 mm	



Tubos soldados y sin soldadura

Dimensiones según ASME B 36.19 y B 36.10

Pulgadas nominales	Schedule 5 S		Schedule 10 S		Schedule 40 S/STD		Schedule 80 S/XS		Schedule 160		Schedule XXS		
	Exterior	Espesor T	Peso	Espesor T	Peso	Espesor T	Peso	Espesor T	Peso	Espesor T	Peso	Espesor T	Peso
	Pulgadas	Pulgadas	lbs/p	Pulgadas	lbs/p	Pulgadas	lbs/p	Pulgadas	lbs/p	Pulgadas	lbs/p	Pulgadas	lbs/p
	mm	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m
4"	4.500	0.083	3.92	0.120	5.61	0.237	10.79	0.337	14.98	0.531	22.53	0.674	27.57
	114,3	2,11	5,84	3,05	8,36	6,02	16,07	8,56	22,32	13,49	33,54	17,12	41,03
5"	5.563	0.109	6.36	0.134	7.77	0.258	14.62	0.375	20.78	0.625	32.99	0.750	38.59
	141,3	2,77	9,47	3,40	11,57	6,55	21,77	9,53	30,97	15,88	49,12	19,05	57,43
6"	6.625	0.109	7.60	0.134	9.29	0.280	18.97	0.432	28.57	0.719	45.39	0.864	53.21
	168,3	2,77	11,32	3,40	13,84	7,11	28,26	10,97	42,56	18,26	67,57	21,95	79,22
8"	8.625	0.109	9.93	0.148	13.40	0.322	28.56	0.500	43.39	0.906	74.76	0.875	72.49
	219,1	2,77	14,79	3,76	19,96	8,18	42,55	12,70	64,64	23,01	111,27	22,23	107,93
10"	10.750	0.134	15.2	0.165	18.65	0.365	40.48	0.500	54.74	1.125	115.75	1.000	104.23
	273,1	3,40	22,63	4,19	27,78	9,27	60,31	12,70*	96,01	28,58	172,27	25,40	155,10
12"	12.750	0.156	21.10	0.180	24.17	0.375	49.56	0.500	65.42	1.312	160.42	1.000	125.61
	323,9	3,96	31,25	4,57	36,00	9,53*	73,88	12,70*	97,46	33,32	238,69	25,40	186,92
14"	14.000	0.156	23.07	0.188	27.73	0.375	54.66	0.500	72.16	1.406	189.29		
	355,6	3,96	34,36	4,78*	41,30	9,53	81,28	12,70	107,40	35,71	281,72		
16"	16.000	0.165	27.9	0.188	31.75	0.375	62.64	0.500	82.85	1.594	245.48		
	406,40	4,19	41,56	4,78*	47,29	9,53	93,27	12,70	123,31	40,49	365,38		
18"	18.000	0.165	31.43	0.188	35.76	0.375	70.65	0.500	93.54	1.781	308.79		
	457	4,19	46,81	4,78*	53,26	9,53	105,17	12,70	139,16	45,24	459,39		
20"	20.000	0.188	39.78	0.218	46.06	0.375	78.67	0.500	104.23	1.969	379.53		
	508	4,78	59,25	5,54*	68,61	9,53	117,15	12,70	155,13	50,01	564,85		
24"	24.000	0.218	55.37	0.250	63.41	0.375	94.71	0.500	125.61	2.344	542.64		
	610	5,54	82,47	6,35	94,45	9,53	141,12	12,70	187,07	59,54	808,27		

Aplicación: Para trabajos a alta temperatura y ambiente corrosivo.

Fabricación: La tubería será soldada sin aportación de material, o sin soldadura.

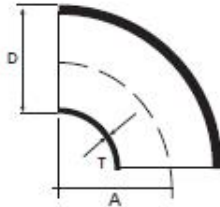
Normas: A-312, A-358, A-376, A-409.

Análisis químico: Según norma.

Los valores indicados para pesos lineales corresponden a aceros austeníticos y han sido calculados según la fórmula:

$$P = \frac{T(D-T)}{K} \quad (\text{Para una densidad de } 7,97, K = 40)$$

* Estas dimensiones no corresponden con la norma ASME B.36.10.



Codos de 90° de acero inoxidable
soldados y sin soldadura

ASME B 16.9

DN	Diámetro D Pulg.	Espesor-T				A radio largo mm	Codos 90° radio largo				A radio corto mm	Codos 90° radio corto			
		Sch 5S	Sch 10S	Sch 40S	Sch 80S		Sch 5S	Sch 10S	Sch 40S	Sch 80S		Sch 5S	Sch 10S	Sch 40S	Sch 80S
1/2"	21,3	1,65	2,11	2,77	3,73	38	0,06	0,06	0,06	0,10	-	-	-	-	
3/4"	26,7	1,65	2,11	2,87	3,91	38	0,06	0,06	0,10	0,10	-	-	-	-	
1"	33,40	1,65	2,77	3,38	4,55	38	0,08	0,12	0,15	0,20	25	0,08	0,09	0,12	0,13
1 1/4"	42,2	1,65	2,77	3,56	4,85	48	0,12	0,20	0,26	0,35	32	0,10	0,15	0,20	0,22
1 1/2"	48,3	1,65	2,77	3,68	5,08	57	0,17	0,28	0,37	0,50	38	0,11	0,19	0,24	0,32
2"	60,3	1,65	2,77	3,91	5,54	76	0,29	0,48	0,65	0,93	51	0,19	0,32	0,43	0,60
2 1/2"	73	2,11	3,05	5,16	7,01	95	0,58	0,80	1,37	1,79	64	0,38	0,54	0,90	1,13
3"	88,9	2,11	3,05	5,49	7,62	114	0,81	1,14	2,04	2,87	76	0,54	0,76	1,36	1,82
4"	114,3	2,11	3,05	6,02	8,56	152	1,39	1,97	3,84	5,62	102	0,93	1,31	2,56	3,56
5"	141,3	2,77	3,40	6,55	9,53	190	2,83	3,42	6,48	9,69	127	1,89	2,28	4,32	6,20
6"	168,3	2,77	3,40	7,11	10,97	229	4,03	4,87	9,94	16,00	152	2,68	3,24	6,63	10,26
8"	219,1	2,77	3,76	8,18	12,70	306	7,06	10,00	20,10	32,20	203	4,71	6,68	13,40	20,84
10"	273	3,40	4,19	9,27	12,70	381	13,20	15,50	35,40	49,90	254	8,83	10,40	23,80	32,94
12"	323,8	3,96	4,57	9,53	12,70	457	22,30	25,90	56,20	72,50	305	14,80	16,70	37,50	47,30
14"	355,6	3,96	4,78	9,53	12,70	533	29,20	36,20	70,20	94,00	356	15,20	24,55	48,30	59,20
16"	406,4	4,19	4,78	9,53	12,70	610	40,60	47,60	91,50	124,0	406	25,60	32,00	63,40	81,80
18"	457	4,19	4,78	9,53	12,70	686	49,80	57,30	116,0	159,0	457	40,40	40,40	73,60	104,0
20"	508	4,77	5,54	9,53	12,70	762	72,00	83,50	143,8	195,0	508	50,40	60,20	99,70	129,0
24"	610	5,54	6,35	9,53	12,70	914	120,0	138,0	208,0	281,0	610	86,90	102,0	144,0	186,0

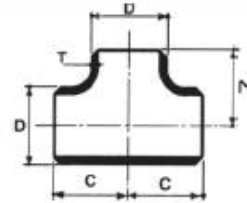
Análisis químico: Según norma.
Tolerancias dimensionales ver página 109.



104 Gama ASTM

Tes iguales de acero inoxidable
soldadas y sin soldadura

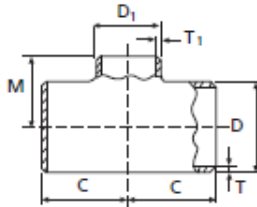
ASME B 16.9



DN Pulg.	Diámetro D mm	Espesor-T (mm)				C y M mm	Peso (Kg)			
		Sch 5S	Sch 10S	Sch 40S	Sch 80S		Sch 5S	Sch 10S	Sch 40S	Sch 80S
1/2"	21,3	1,65	2,11	2,77	3,73	25	0,09	0,09	0,16	0,20
3/4"	26,7	1,65	2,11	2,87	3,91	29	0,13	0,13	0,20	0,29
1"	33,4	1,65	2,77	3,38	4,55	38	0,22	0,27	0,34	0,40
1 1/4"	42,2	1,65	2,77	3,56	4,85	48	0,30	0,50	0,59	0,72
1 1/2"	48,3	1,65	2,77	3,68	5,08	57	0,50	0,68	0,91	1,02
2"	60,3	1,65	2,77	3,91	5,54	64	0,68	0,82	1,59	1,81
2 1/2"	73	2,11	3,05	5,16	7,01	75	1,20	1,36	2,72	3,17
3"	88,9	2,11	3,05	5,49	7,62	86	1,57	1,77	3,18	3,85
4"	114,3	2,11	3,05	6,02	8,56	106	2,46	2,57	5,44	8,11
5"	141,3	2,77	3,40	6,55	9,53	124	4,04	5,44	14,06	11,78
6"	168,3	2,77	3,40	7,11	10,97	143	5,50	7,71	15,42	18,12
8"	219,1	2,77	3,76	8,18	12,70	178	11,07	11,34	24,95	33,98
10"	273	3,40	4,19	9,27	12,70	216	19,87	16,78	38,56	47,57
12"	323,8	3,96	4,57	9,53	12,70	254	27,86	24,49	54,43	72,48
14"	355,6	3,96	4,78	9,53	12,70	279	28,74	48,50	79,30	81,78
16"	406,4	4,19	4,78	9,53	12,70	306	35,69	58,90	99,70	114,23
18"	457	4,19	4,78	9,53	12,70	343	45,71	76,60	129,60	144,98
20"	508	4,78	5,54	9,53	12,70	381	69,97	103,30	162,00	179,66
24"	610	5,54	6,35	9,53	12,70	432	113,23	155,40	226,00	243,13

Análisis químico: Según norma.
Tolerancias dimensionales ver página 109.





Tes reductoras de acero inoxidable soldadas y sin soldadura

ASME B 16.9

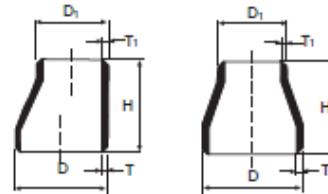
Diámetro nominal		Espesor (mm)												Peso (Kg)			
Paso	Red	D mm	D ₁ mm	Sch 5S		Sch 10S		Sch 40S		Sch 80S		C mm	M mm	Sch 5S	Sch 10S	Sch 40S	Sch 80S
				T	T ₁	T	T ₁	T	T ₁	T	T ₁						
3/4"	1/2"	26,7	21,3	1,65	1,65	2,11	2,11	2,87	2,77	3,91	3,73	29	29	0,12	0,12	0,12	0,18
1"	1/2"	33,4	21,3	1,65	1,65	2,77	2,11	3,38	2,77	4,55	3,73	38	38	0,20	0,20	0,23	0,34
	3/4"	33,4	26,7	1,65	1,65	2,77	2,11	3,38	2,87	4,55	3,91	38	38	0,21	0,21	0,24	0,35
1/4"	3/4"	42,2	26,7	1,65	1,65	2,77	2,11	3,56	2,87	4,85	4,55	48	48	0,32	0,32	0,42	0,61
	1"	42,2	33,40	1,65	1,65	2,77	2,77	3,56	3,38	4,85	4,55	48	48	0,33	0,33	0,41	0,64
1 1/2"	1/2"	48,3	21,3	1,65	1,65	2,77	2,11	3,68	2,77	5,08	3,73	57	57	0,43	0,43	0,56	0,89
	3/4"	48,3	26,7	1,65	1,65	2,77	2,11	3,68	2,87	5,08	3,90	57	57	0,44	0,44	0,57	0,90
	1"	48,3	33,4	1,65	1,65	2,77	2,77	3,68	3,68	5,08	4,55	57	57	0,46	0,46	0,60	0,92
	1 1/4"	48,3	42,2	1,65	1,65	2,77	2,77	3,68	3,56	5,08	4,85	57	57	0,48	0,48	0,62	0,97
2"	3/4"	60,3	26,7	1,65	1,65	2,77	2,11	3,91	2,87	5,54	3,91	64	44	0,62	0,70	1,11	1,44
	1"	60,3	33,4	1,65	1,65	2,77	2,77	3,91	3,38	5,54	4,55	64	51	0,64	0,72	1,14	1,46
	1 1/4"	60,3	42,2	1,65	1,65	2,77	2,77	3,91	3,56	5,54	4,85	64	57	0,68	0,74	1,18	1,51
	1 1/2"	60,3	48,3	1,65	1,65	2,77	2,77	3,91	3,68	5,54	5,08	64	60	0,73	0,76	1,23	1,57
2 1/2"	1 1/2"	73	48,3	2,11	1,65	3,05	2,77	5,16	3,68	7,01	5,08	76	67	0,82	1,18	2,98	2,61
	2"	73	60,3	2,11	1,65	3,05	2,77	5,16	3,91	7,01	5,54	76	70	0,83	1,21	2,12	2,66
3"	1 1/2"	88,9	48,3	2,11	1,65	3,05	2,77	5,99	3,60	7,62	5,08	86	73	1,33	1,60	2,98	3,84
	2"	88,9	60,3	2,11	1,65	3,05	2,77	5,49	3,91	7,62	5,54	86	76	1,42	1,63	3,01	3,86
	2 1/2"	88,9	73	2,11	2,11	3,05	3,05	5,49	5,16	7,62	7,01	86	83	1,58	1,69	3,15	3,97
4"	1 1/2"	114,3	48,3	2,11	1,65	3,05	2,77	6,02	3,68	8,56	5,08	105	86	2,45	2,51	5,04	6,63
	2"	114,3	60,3	2,11	1,65	3,05	2,77	6,02	3,91	8,56	5,54	105	89	2,47	2,53	5,08	6,70
	2 1/2"	114,3	73	2,11	2,11	3,05	3,05	6,02	5,16	8,56	7,01	105	95	2,52	2,59	5,22	6,79
	3"	114,3	88,9	2,11	2,11	3,05	3,05	6,02	5,49	8,56	7,62	105	98	2,55	2,61	5,27	6,93
5"	3"	141,3	88,9	2,77	2,11	3,40	3,05	6,55	5,49	9,53	7,62	124	111	3,38	4,17	8,13	10,96
	4"	141,3	114,3	2,77	2,11	3,40	3,05	6,55	6,02	9,53	8,56	124	117	3,43	4,24	8,36	11,18
6"	2 1/2"	168,3	73	2,77	2,11	3,40	3,05	7,11	5,16	10,97	7,01	143	121	4,62	5,69	11,87	17,05
	3"	168,3	88,9	2,77	2,11	3,40	3,05	7,11	5,49	10,97	7,62	143	124	4,67	5,75	11,92	17,07
	4"	168,3	114,3	2,77	2,11	3,40	3,05	7,11	6,02	10,97	8,56	143	130	4,75	5,85	12,10	17,19
	5"	168,3	141,3	2,77	2,77	3,40	3,4	7,11	6,55	10,97	9,53	143	137	4,80	5,92	12,34	17,47
8"	4"	219,1	114,3	2,77	2,11	3,76	3,05	8,18	6,02	12,70	8,56	178	156	7,35	9,80	21,26	30,76
	5"	219,1	141,3	2,77	2,77	3,76	3,40	8,18	6,55	12,70	9,53	178	162	7,41	9,83	21,35	30,85
	6"	219,1	168,3	2,77	2,77	3,76	3,40	8,18	7,11	12,70	10,97	178	168	7,44	9,90	21,62	31,25
10"	5"	273	141,3	3,40	2,77	4,19	3,40	9,27	6,55	12,70	9,53	216	191	13,43	16,47	36,14	47,47
	6"	273	168,3	3,40	2,77	4,19	3,40	9,27	7,11	12,70	10,97	216	194	13,49	16,58	36,27	47,95
	8"	273	219,1	3,40	2,77	4,19	3,76	9,27	8,18	12,70	12,70	216	203	13,54	16,69	36,85	48,39
12"	6"	323,8	168,3	3,96	2,77	4,57	3,40	9,53	7,11	12,70	10,97	254	219	22,93	25,10	51,96	67,48
	8"	323,8	219,1	3,96	2,77	4,57	3,76	9,53	8,18	12,70	12,70	254	229	23,01	25,32	52,38	67,92
	10"	323,8	273	3,96	3,4	4,57	4,19	9,53	9,27	12,70	12,70	254	241	23,13	25,48	53,72	68,81

Análisis químico: Según norma.
Tolerancias dimensionales ver página 109.

106 Gama ASTM

Reducciones concéntricas y excéntricas de acero inoxidable soldadas y sin soldadura

ASME B 16.9



Reducciones concéntricas y excéntricas																
Paso	Díametro nominal Red	Díametro exterior D mm	Díametro reducido D ₁ mm	Espesor (mm)				Longitud mm H	Peso (Kg)							
				Sch 5S		Sch 10S			Sch 40S		Sch 80S					
				T	T ₁	T	T ₁	T	T ₁	T	T ₁	Sch 5S	Sch 10S	Sch 40S	Sch 80S	
3/4"	1/2"	26,7	21,3	1,65	1,65	2,11	2,11	2,87	2,77	3,91	3,73	38	0,05	0,09	0,10	0,15
	1"	33,4	21,3	1,65	1,65	2,77	2,11	3,38	2,77	4,55	3,73	51	0,06	0,08	0,10	0,16
1"	3/4"	33,4	26,7	1,65	1,65	2,77	2,11	3,38	2,87	4,55	3,91	51	0,06	0,09	0,11	0,18
	1 1/4"	42,2	33,4	1,65	1,65	2,77	2,77	3,56	3,38	4,85	4,55	51	0,06	0,12	0,15	0,24
1 1/2"	1/2"	48,3	21,3	1,65	1,65	2,77	2,11	3,68	2,77	5,08	3,73	64	0,09	0,15	0,20	0,27
	3/4"	48,3	26,7	1,65	1,65	2,77	2,11	3,68	2,87	5,08	3,91	64	0,09	0,15	0,20	0,29
2"	1"	48,3	33,4	1,65	1,65	2,77	2,77	3,68	3,38	5,08	4,55	64	0,10	0,17	0,79	0,79
	1 1/4"	48,3	42,2	1,65	1,65	2,77	2,77	3,68	3,56	5,08	4,85	64	0,11	0,19	0,26	0,33
2 1/2"	3/4"	60,3	26,7	1,65	1,65	2,77	2,11	3,91	2,87	5,54	3,91	76	0,12	0,21	0,29	0,45
	1"	60,3	33,4	1,65	1,65	2,77	2,77	3,91	3,38	5,54	4,55	76	0,14	0,23	0,32	0,45
3"	1 1/4"	60,3	42,2	1,65	1,65	2,77	2,77	3,91	3,56	5,54	4,85	76	0,15	0,25	0,35	0,52
	1 1/2"	60,3	48,3	1,65	1,65	2,77	2,77	3,91	3,68	5,54	5,08	76	0,16	0,27	0,37	0,54
3 1/2"	1"	73	33,4	2,11	1,65	3,05	2,77	5,16	3,38	7,01	4,55	89	0,45	0,34	0,79	0,79
	1 1/4"	73	42,2	2,11	1,65	3,05	2,77	5,16	3,56	7,01	4,85	89	0,27	0,39	0,67	0,82
4"	1 1/2"	73	48,3	2,11	1,65	3,05	2,77	5,16	3,68	7,01	5,08	89	0,28	0,39	0,66	0,85
	2"	73	60,3	2,11	1,65	3,05	2,77	5,16	3,91	7,01	5,54	89	0,30	0,43	0,72	0,93
4 1/2"	1"	88,9	33,4	2,11	1,65	3,05	2,77	5,49	3,38	7,62	4,55	89	0,28	0,40	0,71	0,88
	1 1/4"	88,9	42,2	2,11	1,65	3,05	2,77	5,49	3,56	7,62	4,85	89	0,29	0,43	0,77	1,03
5"	1 1/2"	88,9	48,3	2,11	1,65	3,05	2,77	5,49	3,68	7,62	5,08	89	0,31	0,44	0,78	1,10
	2"	88,9	60,3	2,11	1,65	3,05	2,77	5,49	3,91	7,62	5,54	89	0,33	0,47	0,84	1,17
5 1/2"	2 1/2"	88,9	73	2,11	2,11	3,05	3,05	5,49	5,16	7,62	7,01	89	0,37	0,54	0,98	1,29
	3"	114,3	48,3	2,11	1,65	3,05	2,77	6,02	3,68	8,56	5,08	102	0,43	0,63	1,24	1,73
6"	2"	114,3	60,3	2,11	1,65	3,05	2,77	6,02	3,91	8,56	5,54	102	0,46	0,65	1,27	1,78
	2 1/2"	114,3	73	2,11	2,11	3,05	3,05	6,02	5,16	8,56	7,01	102	0,49	0,70	1,37	2,00
6 1/2"	3"	114,3	88,9	2,11	2,11	3,05	3,05	6,02	5,49	8,56	7,62	102	0,52	0,74	1,45	2,12
	4"	141,3	88,9	2,77	2,11	3,40	3,05	6,55	5,49	9,53	7,62	127	0,99	1,20	2,27	3,54
7"	4"	141,3	114,3	2,77	2,11	3,40	3,05	6,55	6,02	9,53	8,56	127	1,10	1,32	2,50	3,76
	5"	168,3	73	2,77	2,11	3,40	3,05	7,11	5,16	10,97	7,01	140	1,12	1,35	2,74	4,51
8"	3"	168,3	88,9	2,77	2,11	3,40	3,05	7,11	5,49	10,97	7,62	140	1,24	1,50	3,04	5,03
	4"	168,3	114,3	2,77	2,11	3,40	3,05	7,11	6,02	10,97	8,56	140	1,34	1,62	3,30	5,44
8 1/2"	5"	168,3	141,3	2,77	2,77	3,40	3,40	7,11	6,55	10,97	9,53	140	1,45	1,75	3,57	5,71
	6"	219	114,3	2,77	2,11	3,76	3,05	8,18	6,02	12,70	8,56	152	1,80	2,56	5,10	8,43
9"	5"	219	141,3	2,77	2,77	3,76	3,40	8,18	6,55	12,70	9,53	152	1,90	2,70	5,40	8,83
	6"	219	168,3	2,77	2,77	3,76	3,40	8,18	7,11	12,70	10,97	152	2,01	2,85	5,71	9,24
10"	5"	273	141,3	3,40	2,77	4,19	3,40	9,27	6,55	12,70	9,53	178	2,82	3,30	8,21	13,00
	6"	273	168,3	3,40	2,77	4,19	3,40	9,27	7,11	12,70	10,97	178	3,30	3,87	8,78	13,50
11"	8"	273	219,1	3,40	2,77	4,19	3,76	9,27	8,18	12,70	12,70	178	3,59	4,21	9,58	14,22
	10"	323,8	168,3	3,96	2,77	4,57	3,40	9,53	7,11	12,70	10,97	203	4,97	5,73	12,40	18,390
12"	8"	323,8	219,1	3,96	2,77	4,57	3,76	9,53	8,18	12,70	12,70	203	5,45	6,11	13,70	19,70
	10"	323,8	273	3,96	3,40	4,57	4,19	9,53	9,27	12,70	12,70	203	5,83	6,55	14,70	19,48

Análisis químico: Según norma.
Tolerancias dimensionales ver página 109.

ANEXO V: CARACTERÍSTICAS DEL ACERO DEL TUBO ABSORBEDOR.

01.2004

Limatherm Sp. z o.o.



TECHNICAL INFORMATION

STAINLESS STEEL DIN 1.4541(V2A) , AISI 321 SPECIFICATION

COMPOSITION

C – 0,08% , Fe – 68% , Cr – 18% , Ni – 11% , Mn – 2% , P – 0,045% , S – 0,03% , Si – 1% , Ti – 0,15%

DESCRIPTION

Titanium – bearing , austenic , chromium – nickel steel . Stabilized against carbide precipitation and designed to work within the temperature range where carbide precipitation develops . Ti content helps prevent chromium carbide precipitation resulting from welding or elevated temperatures . Stabilized at annealing temperatures between 950 ÷ 1010 ° C .

Resist scaling and vibration fatigue. Application include aircraft exhaust stacks and manifolds , chemical processing equipment , weld equipment , jet engine parts .

PHISICAL PROPERTIES

Property	Unit	Value	Comments
Density	g/cm ³	8	

MECHANICAL PROPERTIES

Hardness	Rockwell B	80	
Tensile Strength , Ultimate	MPa	620	
Tensile Strength , Yield	MPa	240	
Elongation at Break	%	45	in 50 mm
Modulus of Elasticity	GPa	193 ÷ 200	
Charpy Impact	J	165	v-notch
Izod Impact	J	135	

ELECTRICAL PROPERTIES

Electrical Resistivity	ohm · cm	7.2 e- 0,05	at 20 ° C
Magnetic Permeability		1.008	at RT

THERMAL PROPERTIES

CTE linear 500° C	µm / m · °C	18,5	0-540° C
Heat Capacity	J / g · °C	0,5	from 0 – 100 °C
Thermal Conductivity	W / m · K	16,1	100 °C
Melting point	°C	1400 - 1425	
Maximum service Temperatures , Air	°C	870	Continuous Service
Maximum service Temperatures , Air	°C	925	Intermittent Service



SUGGESTED APPLICATION

CORRODENT	TEMP. ° C	TEMP. ° F	CONC. %	CORRODENT	TEMP. ° C	TEMP. ° F	CONC. %
Acetone	100	212	ALL	Lacquers & Thinners	149	300	ALL
Acetylene	204	400		Linseed Oil	24	75	
Alcohols	100	212	ALL	Magnesium Hydroxide (or Oxide)	24	75	ALL
Ammonia Dry	100	212	ALL	Magnesium Sulfate	100	212	40%
Ammonium Hydroxide (Ammonia Aqua)	100	212	ALL	Mercury	371	700	100%
Asphalt	121	250		Methylene Chloride	100	212	ALL
Atmosphere (Industrial and Marine)				Methyl Chloride , Dry	24	75	
Barium Compounds	SEE CALCIUM			Milk , fresh or sour	82	180	
Beer	21	70		Molasses	SEE GLUCOSE		
Benzene (Benzol)	100	212		Natural Gas	21	70	
Butane	204	400	ALL	Nitric Acid	24	75	ALL
Butyl Alcohol	SEE ALCOHOLS			Oxygen	24	75	ALL
Carbolic Acid	SEE PHENOL			Oleic Acid	SEE FATTY ACIDS		
Carbonated Water	100	212	ALL	Photographic Bleaching	38	100	ALL
Carbonated Beverages	100	212		Palmitic Acid	SEE FATTY ACIDS		
Carbon Disulfide	93	200		Potassium Compounds	SEE SODIUM COMPOUNDS		
Cider	149	300		Propane	149	300	
Copper Plating Solution (Cyanide)	82	180		Soap & Detergents	100	212	ALL
Cooper Plating Solution (Acid)	24	75		Sodium Bisulphite	100	212	20%
Corn oil	93	200		Sodium Bisulphate	100	212	20%
Creosole	93	200	ALL	Salt or Brine	SEE SODIUM CHLORIDE		
Ethyl Acetate	SEE LACQUER THINNER			Sodium Cyanide	100	212	ALL
Ethyl Chloride Dry	260	500		Sodium Nitrate	100	212	40%
Ethanol	SEE ALCOHOLS			Sodium Phosphate	100	212	10%
Ethylene Glycol (Uninhibited)	100	212	ALL	Sodium Silicate	100	212	10%
Ethylene Oxide	24	75		Sodium Sulfite	100	212	30%
Ferric Sulfate	149	300	ALL	Sodium Thiosulfate	100	212	ALL
Freon	149	300		Steam			
Fluorine , Anhydrous	38	100		Stearic Acid	SEE FATTY ACIDS		
Gasoline	149	300		Sugar Solutions	SEE GLUCOSE		
Glucose	149	300		Sulfur	260	500	
Glue ph 6-8	149	300		Toluene	24	75	
Hydrogen Chloride , Dry	260	500		Varnish	66	150	
Hydrocyanic Acid	100	212	ALL				
Hydrogen Fluoride , Dry	79	175					
Hydrogen Peroxide	52	125	10-100%				
Kerosene	149	300	ALL				

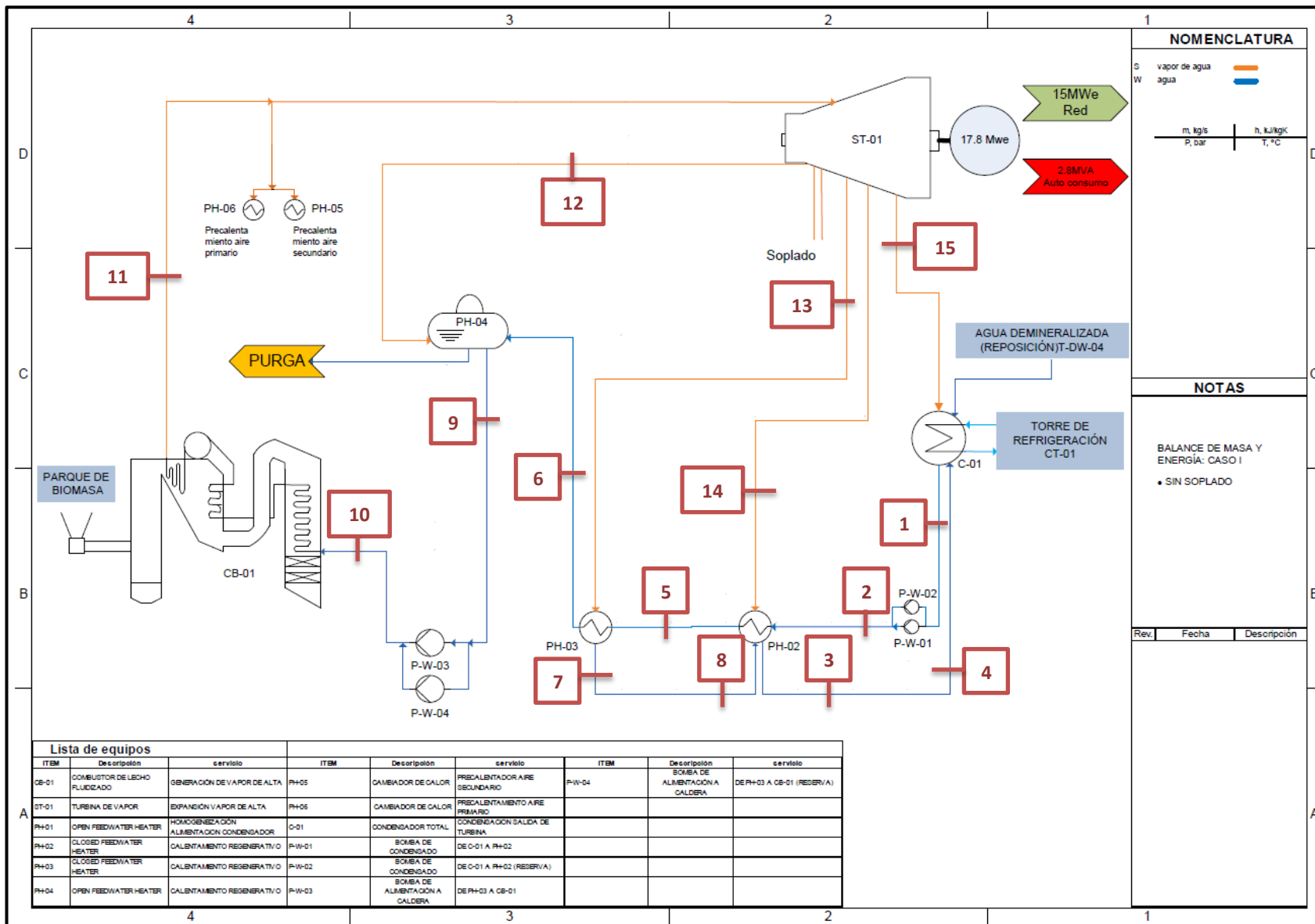
34-600 LIMANOWA, ul. Tarnowska 1;

tel. +48 18 337 60 42

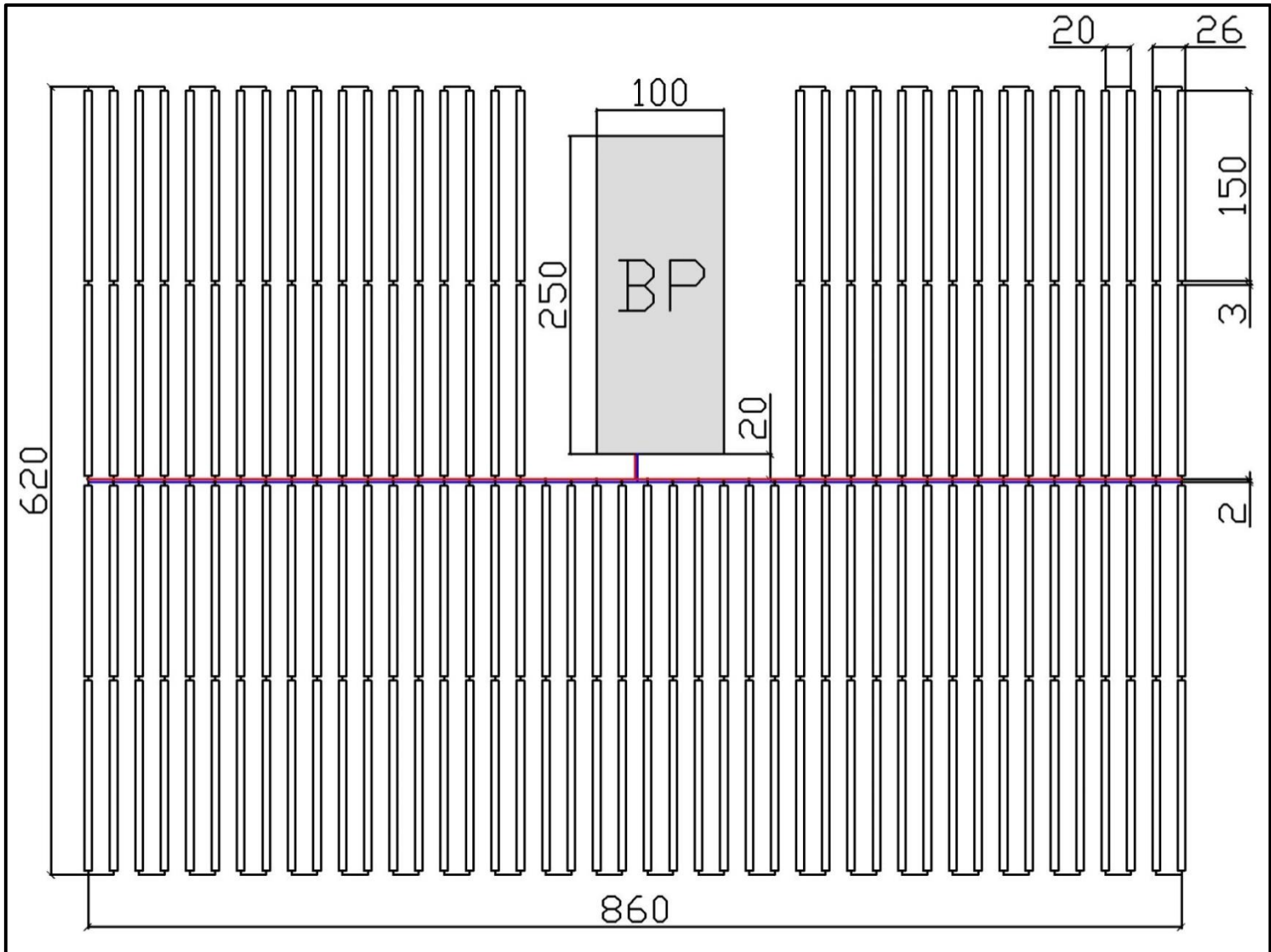
fax +48 18 337 14 43

www.limatherm.com

ANEXO VI: ESQUEMA DEL CICLO TERMODINÁMICO.



ANEXO VII: ESQUEMA CAMPO SOLAR (CONFIGURACIÓN I).



ANEXO VIII: COEFICIENTES DE PÉRDIDAS K.

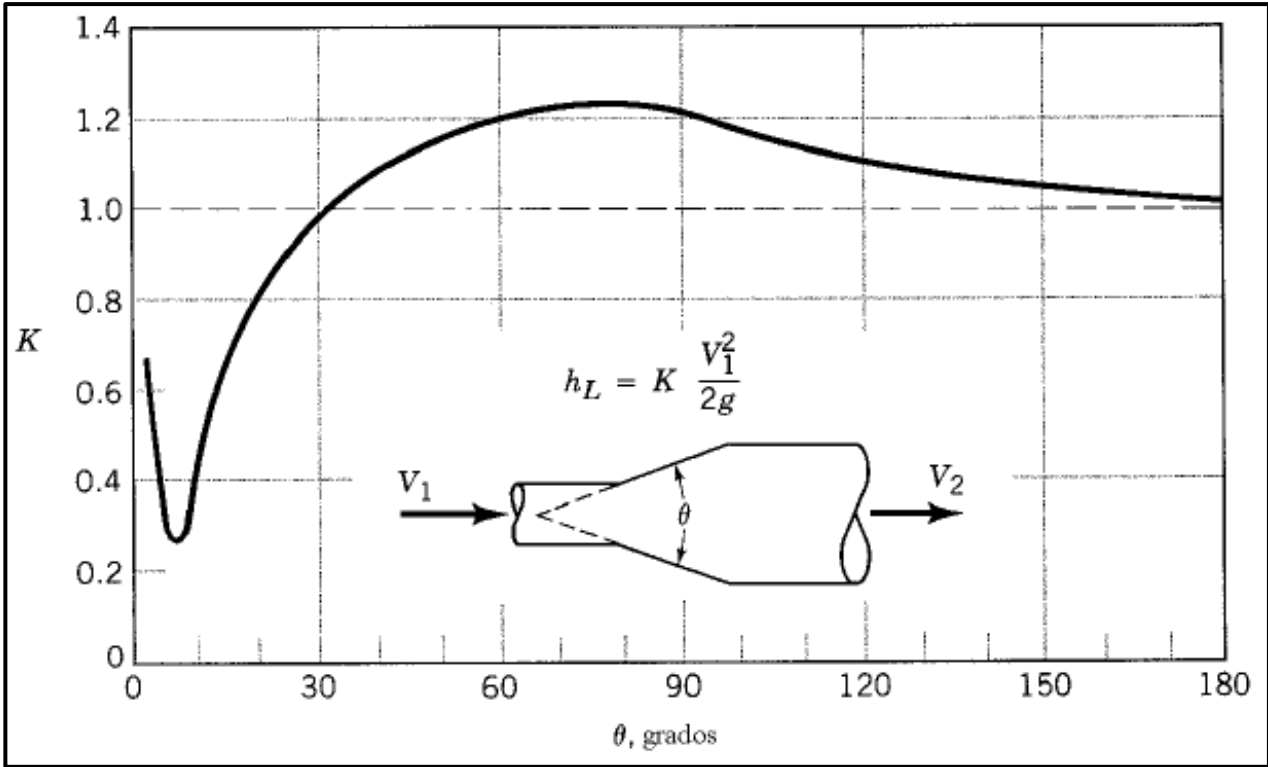


Figura 101. Coeficiente de pérdida (K) para expansión suave (Munson, Young, & Okiishi, 2002).

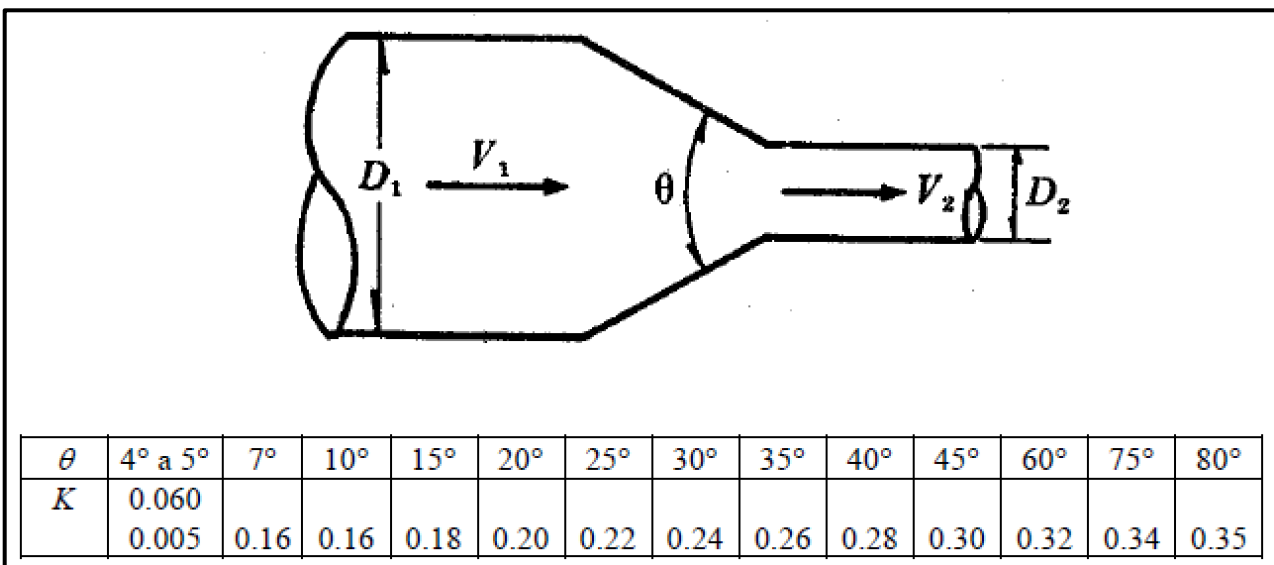


Figura 102. Coeficiente de pérdida (K) para contracción gradual (Sotelo A., 1982).

Elemento	K_s	Elemento	K_s
Codos y Curvas		Válvulas	
Codos 90°, acoplado	0,3	Globo, completamente abierta	4,00
Codos 90°, roscado	1,5	Ángulo, completamente abierta	2,00
Curva 90°, acoplado	0,2	Compuerta, completamente abierta	0,15
Curva 90°, roscado	0,7	Compuerta, cerrada a 1/4	0,26
Curva 45°, acoplado	0,2	Compuerta, cerrada a 1/2	2,10
Codos 45°, roscado	0,4	Compuerta, cerrada a 3/4	17,00
Curva 180°, acoplado	0,2	Anti-retorno, dirección flujo	2,00
Curva 180°, roscado	1,5	Anti-retorno, en contra flujo	∞
Tes		Bola, completamente abierta	0,05
Flujo directo, acoplado	0,2	Bola, cerrada a 1/3	5,50
Flujo directo, roscado	0,9	Bola, cerrada a 2/3	210,00
Flujo lateral, acoplado	1,0	Uniones	
Flujo lateral, roscado	2,0	Unión Roscada	0,08

Figura 103. Coeficiente de pérdida (K) para diferentes elementos (Apuntes Instalaciones y Máquinas Hidráulicas).



```
hp=1;           %Altura de la parábola
Lcol=1;        %Longitud del colector
rim=1;         %Ángulo de borde (en radianes)
rim_grados=1;  %Ángulo de borde (en grados)
de=1;          %Parámetro universal del error
rr=1;          %Radio de borde
dr=1;          %Diámetro de borde (2*rr)
D=1;           %Diámetro exterior del receptor
sigmau=1;      %Parámetro universal del error (se calcula con sigma
y C)
sigma=1;       %Error (se toma de la gráfica)
C=1;           %Factor de concentración del colector (con Wa y D)
beta=1;        %Error
betau=1;       %Parámetro universal del error (se calcula con beta y
C)
alfa=1;        %Ángulo para calcular hp
z=1;           %Valor para calcular hp
h=1;           %Vector hora (0, 1, 2, 3, 4, 5...)

disp('*****')
disp('-----RENDIMIENTO ÓPTICO-----')
disp('*****')

%DECLINACIÓN
n=79; %Día del año (Equinoccio de primavera -> 20 de marzo)
decli=(23.45*sin(((360/365)*(284+n))*pi)/180)*(pi/180) %Declinación
en radianes
decli_grad=23.45*sin(((360/365)*(284+n))*pi)/180 %Declinación en
grados

%ÁNGULO HORARIO
h=0:23 %Hora local
vang_hor_grad=[(h-12)*15] %Vector ángulo horario (en grados)
```



```

vang_hor=[(vang_hor_grad*pi)/180]; %Vector ángulo horario (en
radianes)

%LATITUD

lat_grad=37.7 %Latitud en grados (Palma del Río)
lat=lat_grad*(3.1416/180); %Latitud en radianes

%ÁNGULO DE INCIDENCIA

vang_inc=acos(cos(decli)*cos(lat)*cos(vang_hor)+sin(lat)*sin(decli));

vang_inc_grad=(vang_inc*180)/pi %Vector ángulo de incidencia (en
grados)

%CALCULAR LA ALTURA DE LA PARÁBOLA (hp) SI NO DA EL DATO EL FABRICANTE

Wa=5.77; %Apertura de la parábola

f=1.71; %Distancia focal

rim=2*atan(Wa/(4*f)); %Ángulo de borde en radianes

rim_grados=(rim*180)/3.1416 %Ángulo de borde en grados

rr=(2*f)/(1+cos(rim)) %Radio de borde

alfa=(pi/2)-rim;

z=rr*sin(alfa);

hp=f-z %Altura de la parábola

%FACTOR GEOMÉTRICO

Lcol=148.5; %Longitud del colector

Al=(2/3)*Wa*hp+f*Wa*(1+(Wa^2/(48*f^2))); %Área perdida

Aa=Wa*Lcol; %Área de apertura

Af=Al/Aa %Factor geométrico

%FACTOR DE INTERCEPCIÓN

D=0.07; %SCHOTT PTR © 70 (70 mm)

dr=2*rr; dr=0.0031; %En metros

de=dr/D %Uno de los tres errores universales

sigma=0.0064; %En radianes

C=Wa/(pi*D) %Factor de concentración

```

```

sigmau=sigma*C %Uno de los tres errores universales

beta=0.25*(pi/180); %En radianes

betau=beta*C %Uno de los tres errores universales

x=0:0.001:rim; %Paso para integrar

y=((erf((sin(rim)*(1+cos(x)).*(1-2*de*sin(x))-pi*betau*(1+cos(rim)))/
((2^(1/2))*pi*sigmau*(1+cos(rim)))) - (erf(-((sin(rim)*(1+cos(x)).*
(1+2*de*sin(x))+pi*betau*(1+cos(rim)))/((2^(1/2))*pi*sigmau*(1+cos
(rim)))))).*(1./(1+cos(x))));

Q=trapez(x,y) fac_int=((1+cos(rim))/(2*sin(rim)))*Q %Factor de
intercepción

%RENDIMIENTO ÓPTICO DEL COLECTOR

reflec=0.94; %EuroTrough Model ET150

trans=0.965; %SCHOTT PTR © 70

absort=0.955; %SCHOTT PTR © 70

vrend_opt=[reflec*trans*absort*fac_int*((1-Af*tan(vang_inc)).*cos
(vang_inc))] %Vector rendimiento óptico

vrend_opt(1)=0;

vrend_opt(2)=0;

vrend_opt(3)=0;

vrend_opt(4)=0;

vrend_opt(5)=0;

vrend_opt(6)=0;

vrend_opt(7)=0;

vrend_opt(19)=0;

vrend_opt(20)=0;

vrend_opt(21)=0;

vrend_opt(22)=0;

vrend_opt(23)=0;

vrend_opt(24)=0

%El rendimiento sale negativo a algunas horas, por lo tanto lo pongo a
cero. Si se cambia de día puede que haya que quitar o añadir más
ceros.

```



```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% GRÁFICAS %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%ÁNGULO DE INCIDENCIA FRENTE A LA HORA
```

```
plot(h,vang_inc_grad);
```

```
grid;
```

```
xlabel('Hora');
```

```
ylabel('Ángulo de incidencia (°)');
```

```
%RENDIMIENTO ÓPTICO FRENTE A LA HORA
```

```
plot(h,vrend_opt);
```

```
grid;
```

```
xlabel('Hora');
```

```
ylabel('Rendimiento óptico (-)');
```

```
%RENDIMIENTO ÓPTICO FRENTE AL ÁNGULO DE INCIDENCIA
```

```
plot(vang_inc_grad,vrend_opt);
```

```
grid;
```

```
xlabel('Ángulo de incidencia (°)');
```

```
ylabel('Rendimiento óptico (-)');
```

```
%ÁNGULO HORARIO FRENTE A LA HORA
```

```
plot(h,vang_hor_grad);
```

```
grid;
```

```
xlabel('Hora');
```

```
ylabel('Ángulo horario (°)');
```


ANEXO X: CÓDIGO DIMENSIONADO DEL CAMPO SOLAR.

```

clear all

close all

clc

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% DIMENSIONADO DEL CAMPO SOLAR %%%%%%%%%
%SE DIMENSIONA A LAS 12:00 DEL 20 DE MARZO (EQUINOCCIO DE PRIMAVERA)%
%% A LAS 12:00 PORQUE ES EL MAYOR RENDIMIENTO ÓPTICO Y RADIACIÓN %%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%VARIABLES

h10=1;           %Entalpía del agua a la entrada del intercambiador
h11=1;           %Entalpía del agua a la salida del intercambiador
m_col=1;         %Flujo másico de aceite en el colector
rho=1;           %Densidad del aceite a la temperatura evaluada
v_col=1;         %Velocidad del aceite en el colector
d=1;             %Diámetro interno del tubo absorbedor SCHOTT PTR ® 70
                (64 mm el interior)

Tent=1;          %Temperatura del aceite a la entrada del CS (Campo
solar)

Tsal=1;          %Temperatura del aceite a la salida del CS

Q_col=1;         %Calor absorbido en el colector

q_rad=1;         %Radiación incidente a las 12:00 del 20 de marzo

rend_opt=1;      %Rendimiento óptico a las 12:00 del 20 de marzo

Perd_col=1;     %Pérdidas de calor en el colector dadas por SCHOTT

A_col=1;         %Área de apertura del colector

L_col=1;         %Longitud del colector

m_agua=1;        %Flujo másico de agua en el intercambiador

Q_total=1;       %Calor a transferir al ciclo de agua-vapor

```



```

Q_lazo=1;           %Calor absorbido en un lazo

dT=1;              %Diferencia de T entre la entrada y la salida del CS

Porc_perd=1;       %Porcentaje de pérdidas de calor. Tengo que
                    calcularlo porque SCHOTT da las pérdidas en función de la longitud,
                    por lo que para cálculos de los que no sé la longitud no puedo usar su
                    valor, si no utilizar el porcentaje.

n_col_lazo=1;      %Número de colectores por lazo

Re=1;              %Número de Reynolds

mu=1;              %Viscosidad dinámica del aceite

m_total_aceite=1; %Flujo másico de aceite en el intercambiador de
                    calor

disp('*****')
disp('-DIMENSIONADO DEL CAMPO SOLAR A LAS 12:00 DEL DÍA 20 DE MARZO-')
disp('*****')

%FLUJO MÁSIICO EN EL COLECTOR INICIAL

m_col = densidad * velocidad * área

Tent=293; %En °C

Tsal=393;

disp('Temperatura para evaluar las propiedades del aceite (°C)')

Tm=(Tent+Tsal)/2 %Temperatura para evaluar las propiedades del aceite
                 (temperatura media entre la entrada y la salida del lazo)

disp('Densidad del aceite a Tm, kg/m^3')

rho=762-(((349-343)*(762-775))/(349-338)) %Interpolación datos tabla
                    características del aceite

disp('Velocidad inicial seleccionada (m/s)')

v_col=2 %Velocidad inicial del aceite en el colector seleccionada
        (m/s)

d=0.064; %Diámetro interno de tubo receptor

disp('Flujo másico inicial en el colector (kg/s)')

m_col=rho*v_col*pi*0.25*d^2 %Flujo másico del colector inicial (kg/s)

%CALOR ABSORBIDO EN UN COLECTOR

%Q_col = radiación * rendimiento óptico * área del colector - pérdidas

q_rad=644.6; %Radiación incidente a las 12:00 del 20 de marzo (W/m^2)

```

```

rend_opt=0.6343; %Dato obtenido del programa que calcula el
rendimiento óptico durante el día, elijo el de las 12:00

A_col=817.5; %Área de apertura del colector (m^2)

Perd_col=175; %Pérdidas a 350°C (W/m) -> Datos fabricante

L_col=148.5; %Longitud del colector (m)

disp('Calor absorbido en un colector (MW)')

Q_col=( q_rad*rend_opt*A_col - Perd_col*L_col )*10^-6

disp('Porcentaje de pérdidas de calor')

Porc_perd=((Perd_col*L_col)/(q_rad*rend_opt*A_col))*100 %Porcentaje

%CALOR A TRANSFERIR AL CICLO DE AGUA-VAPOR

m_agua=19.7; %Flujo másico de agua en el intercambiador (kg/s)

h10=652.904; %kJ/kg

h11=3068.57;

disp('Calor a transferir al ciclo (MW)')

Q_total=m_agua*(h11-h10)*10^-3 %Calor a transferir al ciclo (MW)

%CALOR ABSORBIDO EN UN LAZO

%Q_lazo = m_col * Cp del aceite * diferencia de T en el CS * (1 -
porcentaje de pérdidas)

dT=Tsal-Tent; %Diferencia de T entre la entrada y la salida del CS

disp('Cp del aceite a Tm (kJ/kg*K)')

Cp_aceite=2.45-(((2.45-2.42)*(349-343))/(349-338)) %Interpolación
datos tabla ( kJ/(kg*K) )

disp('Calor inicial absorbido por un lazo (MW)')

Q_lazo=(m_col*Cp_aceite*dT*(1-(Porc_perd/100)))*10^-3 %Q del lazo en
MW

%CÁLCULO DEL NÚMERO DE COLECTORES EN CADA LAZO

n_col_lazo=Q_lazo/Q_col

disp('Número definitivo de colectores por lazo')

n_col_lazo=floor(n_col_lazo)+1 %Se redondea al número siguiente para
evitar los decimales (Comprobar en caso de meter valores de potencia
totalmente distintos, que no te salga un número impar)

```

```
%CÁLCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR EL LAZO DEFINITIVO
disp('Calor definitivo absorbido por el lazo (MW)')
Q_lazo=n_col_lazo*Q_col

%CÁLCULO DEL FLUJO MÁSSICO DEFINITIVO EN EL COLECTOR
disp('Flujo másico del colector definitivo (kg/s)')
m_col=Q_lazo/(Cp_aceite*dT)*10^3

%CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL ACEITE EN EL COLECTOR DEFINITIVA
disp('Velocidad del aceite en el colector definitiva (m/s)')
v_col=m_col/(rho*pi*0.25*d^2)

%CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS
disp('Viscosidad dinámica del aceite a Tm (Pa*s)')
mu=(0.1781*10^-3)-(((349-343)/(349-338))*(0.1781-0.1866))*10^-3 %
Interpolación datos tabla
disp('Número de Reynolds')
Re=(rho*v_col*d)/mu %Adimensional

%CÁLCULO DEL NÚMERO DE LAZOS
n_lazos=Q_total/Q_lazo
disp('Número de lazos definitivo')
n_lazos=floor(n_lazos)+1 %Número de lazos totales (se redondea al
número siguiente para evitar decimales)

%CÁLCULO DEL CALOR TRANSFERIDO AL CICLO DEFINITIVO
%Se refiere a que en la instalación no hay un número de lazos con
%decimales, por lo tanto saldrá un calor absorbido un poco mayor
debido al redondeo
disp('Flujo másico de aceite total (en el intercambiador de calor)
(kg/s)')
m_total_aceite=m_col*n_lazos
disp('Calor transferido al ciclo definitivo (MW)')
Q_total=m_total_aceite*Cp_aceite*dT*10^-3
```



```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% RESULTADOS %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

disp('*****')
disp('-----RESULTADOS DEFINITIVOS-----')
disp('*****')

disp('Calor absorbido en un colector (MW)')

Q_col

disp('Número definitivo de colectores por lazo')

n_col_lazo

disp('Calor definitivo absorbido por el lazo (MW)')

Q_lazo

disp('Flujo másico del colector definitivo (kg/s)')

m_col

disp('Velocidad del aceite en el colector definitiva (m/s)')

v_col

disp('Número de Reynolds en el colector')

Re

disp('Número de lazos definitivo')

n_lazos

disp('Flujo másico de aceite total (en el intercambiador de calor)
(kg/s)')

m_total_aceite

disp('Calor transferido al ciclo definitivo (MW)')

Q_total

```



ANEXO XI: CÓDIGO POTENCIAS ESPECÍFICAS DEL CICLO.

```

clear all

close all

clc

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% POTENCIAS ESPECÍFICAS %%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%VARIABLES

%Entalpías del ciclo de agua-vapor

h1=137.8           %kJ/kg

h2=138.325

h3=160.917

h4=160.917

h5=311.719

h6=411.502

h7=334.467

h8=334.467

h9=640.090

h10=652.904

h11=3068.57

h12=2557.32

h13=2353.97

h14=2253.11

h15=2055.70

%Fracciones másicas

x=0.1065

```



y=0.0442

z=0.0704

%% VALORES EN KJ/KG %%%

%BOMBA DESPUÉS DEL CONDENSADOR

bomba1=(h2-h1) * (1-x)

%BOMBA DESPUÉS DEL CALENTADOR

bomba2=(h10-h9)

%CONDENSADOR

condensador=h15*(1-x-y-z)+h4*(y+z)-h1*(1-x)

%GENERADOR DE VAPOR

generador=(h11-h10)

%TURBINA DE VAPOR

TV=(h11-h12)+(h12-h13)*(1-x)+(h13-h14)*(1-x-y)+(h14-h15)*(1-x-y-z)

%RENDIMIENTO TÉRMICO

rendimiento_termico=(TV-bomba1-bomba2)/generador

%FLUJO MÁSICO DE AGUA TOTAL

Welectrico=18000 %kW

rend_em=0.98 %Rendimiento electromecánico

m_agua=Welectrico/(rend_em*TV) %kg/s



```
h9=1; %Entalpía a la salida del FHA (kJ/kg)
h10=1; %Entalpía después de la bomba 3-4 (kJ/kg)
h11=1; %Entalpía después del intercambiador (kJ/kg)
h12=1; %Entalpía de la primera extracción (kJ/kg)
h13=1; %Entalpía de la segunda extracción (kJ/kg)
h14=1; %Entalpía de la tercera extracción (kJ/kg)
h15=1; %Entalpía a la salida de la turbina (kJ/kg)

vm_ag=1; %Vector flujo másico de agua en el
intercambiador

x=1; %Fracción másica de la primera extracción
y=1; %Fracción másica de la segunda extracción
z=1; %Fracción másica de la tercera extracción

m_ag=1; %Flujo másico de agua en el intercambiador a
plena carga

vW_turbina=1; %Vector potencia de la turbina

vQ_interc=1; %Vector calor intercambiado en el
intercambiador de calor

vW_bomba34=1; %Vector trabajo de la bomba 03/04 (después del
FHA)

vW_bomba12=1; %Vector trabajo de la bomba 01/02 (después del
condensador)

vQ_cond=1; %Vector calor intercambiado en el condensador

vAutoc=1; %Vector autoconsumos de la planta

Rend_ciclo=1; %Rendimiento del ciclo

vPot_elect_gen=1; %Vector potencia eléctrica generada

vPot_elect_red=1; %Vector potencia eléctrica suministrada a la
red

Rend_em=1; %Rendimiento electromecánico (generador y
turbina)

disp('*****')
disp('-----SIMULACIÓN 20 DE MARZO-----')
disp('*****')

%CALOR ABSORBIDO EN EL CAMPO SOLAR EN FUNCIÓN DE LA HORA
```



```
ncol=4;      %Número de colectores por lazo -> Dato programa anterior
nlazo=39;    %Número de lazos -> Dato programa anterior
Acol=817.5;  %Área de apertura ET150 (m^2)
disp('Área de apertura total de los espejos en m^2')
Acol_cs=Acol*ncol*nlazo Perd=0.077748; %Dato fabricante, en el
programa campo solar se calcula el porcentaje
vrend_opt=[0 0 0 0 0 0 0 0 0.1456 0.3037 0.4401 0.5452 0.6116 0.6343
0.6116 0.5452 0.4401 0.3037 0.1456 0 0 0 0 0 0]; %Dato programa
anterior
vrad=[0 0 0 0 0 0 0 371 460 536.4 595.1 632 644.6 632 595.1 536.4 460
371 0 0 0 0 0 0];
disp('Calor neto absorbido en el CS en función de la hora en MW')
vQ_cs=vrad.*vrend_opt*Acol_cs*(1-Perd)*10^-6
%FLUJO MÁSIICO DE AGUA EN FUNCIÓN DE LA HORA
h10=652.904; % (kJ/kg)
h11=3068.57;
disp('Diferencia de entalpia en el lado del agua en kJ/kg')
dh_ag=h11-h10
vm_ag=(vQ_cs*10^6)./(dh_ag*10^3) %Vector flujo másico de agua ->
programa potencias específicas
m_ag=19.7; %kg/s
x=0.1065
y=0.0442
z=0.0704
%BALANCES
    %Turbina de vapor
h12=2557.32; %kJ/kg
h13=2353.97; %kJ/kg
h14=2253.11; %kJ/kg
h15=2055.70; %kJ/kg
disp('Potencia de la turbina de vapor en MW')
```

```

vW_turbina=vm_ag*[(h11-h12)+(h12-h13)*(1-x)+(h13-h14)*(1-x-y)+(h14-
h15)*(1-x-y-z)]*10^-3

    %Intercambiador de calor

disp('Calor intercambiado en el intercambiador de calor en MW')

vQ_cs

    %Bomba P-W-01/02

h1=137.8; %kJ/kg
h2=138.325; %kJ/kg

disp('Trabajo de la bomba P-W-01/02 en MW')

vW_bomba12=vm_ag*(1-x)*(h2-h1)*10^-3

    %Bomba P-W-03/04

h9=640.09; %kJ/kg

disp('Trabajo de la bomba P-W-03/04 en MW')

vW_bomba34=vm_ag*(h10-h9)*10^-3

    %Condensador

h4=160.917; %kJ/kg

disp('Calor intercambiado en el condensador en MW')

vQ_cond=vm_ag*[h15*(1-x-y-z)+h4*(y+z)-h1*(1-x)]*10^-3

    %Autoconsumos

disp('Autoconsumos de la central en MW')

vAutoc=vW_bomba12+vW_bomba34

    %Rendimiento del ciclo

Rend_ciclo=[((h11-h12)+(h12-h13)*(1-x)+(h13-h14)*(1-x-y)+(h14-h15)*(1-
x-y-z))-((1-x)*(h2-h1)+(h10-h9))]/(h11-h10)

    %Potencia eléctrica generada

Rend_em=0.98 %Rendimiento electromecánico

disp('Potencia eléctrica generada en función del tiempo')

vPot_elect_gen=Rend_em*vW_turbina

    %Potencia eléctrica suministrada a la red

disp('Potencia eléctrica suministrada a la red en función del tiempo')

```



```

vPot_elect_red=vPot_elect_gen-vAutoc

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% GRÁFICAS %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%POTENCIA DE LA TURBINA FRENTE A LA HORA

plot(h,vW_turbina);

grid;

xlabel('Hora');

ylabel('Potencia de la turbina (MW)');

%CALOR INTRODUCIDO AL CICLO FRENTE A LA HORA

plot(h,vQ_cs);

grid;

xlabel('Hora');

ylabel('Calor introducido al ciclo en el intercambiador de calor
(MW)');

%TRABAJO DE LA BOMBA 03-04 FRENTE A LA HORA

plot(h,vW_bomba34*10^3);

grid;

xlabel('Hora');

ylabel('Trabajo de la bomba P-W-03/04 (kW)');

%TRABAJO DE LA BOMBA 01-02 FRENTE A LA HORA

plot(h,vW_bomba12*10^3);

grid;

xlabel('Hora');

ylabel('Trabajo de la bomba P-W-01/02 (kW)');

%CALOR CEDIDO EN EL CONDENSADOR FRENTE A LA HORA

plot(h,vQ_cond);

grid;

xlabel('Hora');

```

```
ylabel('Calor eliminado del ciclo en el condensador (MW)');  
  
%AUTOCONSUMOS FRENTE A LA HORA  
plot(h,vAutoc*10^3);  
  
grid;  
  
xlabel('Hora');  
  
ylabel('Autoconsumos de la planta (kW)');  
  
%POTENCIA ELÉCTRICA GENERADA FRENTE A LA HORA  
plot(h,vPot_elect_gen);  
  
grid;  
  
xlabel('Hora');  
  
ylabel('Potencia eléctrica generada (MW)');  
  
%POTENCIA ELÉCTRICA SUMINISTRADA A LA RED FRENTE A LA HORA  
plot(h,vPot_elect_red);  
  
grid;  
  
xlabel('Hora');  
  
ylabel('Potencia eléctrica suministrada a la red (MW)');  
  
%FLUJO MÁSICO DE AGUA FRENTE A LA HORA  
plot(h,vm_ag);  
  
grid;  
  
xlabel('Hora');  
  
ylabel('Flujo másico de agua (kg/s)');  
  
%POTENCIA DE BOMBEO FRENTE A LA HORA  
plot(h,vAutoc*10^3);  
  
grid;  
  
hold on;  
  
plot(h,vW_bomba34*10^3);  
plot(h,vW_bomba12*10^3);  
  
hold off;  
  
xlabel('Hora');
```



```
ylabel('Potencia de bombeo(kW)');  
  
%RENDIMIENTO ELECTROMECAÁNICO  
  
plot(h,vPot_elect_gen);  
  
grid;  
  
hold on;  
  
plot(h,vW_turbina);  
  
hold off;  
  
xlabel('Hora');  
  
ylabel('Potencia (MW)');  
  
%POTENCIA ELÉCTRICA FRENTE A LA HORA  
  
plot(h,vPot_elect_gen);  
  
grid;  
  
hold on;  
  
plot(h,vPot_elect_red);  
  
plot(h,vAutoc);  
  
hold off;  
  
xlabel('Hora');  
  
ylabel('Potencia eléctrica (MW)');
```




```

Lcol=1;           %Longitud del colector (m)
Ltramo=1;        %Distancia entre lazos (m)
vPC_primarias=1; %Vector componente de las pérdidas de carga
(primarias)
vPC_secundarias=1; %Vector componente de las pérdidas de carga
(secundarias)
vKlt=1;          %Vector coeficiente de PC_secundarias de Tee de
salida lateral roscado
vKtr=1;          %Vector coeficiente de PC_secundarias de Tee de
paso directo roscado
vKc=1;           %Vector coeficiente de PC_secundarias de
contracción suave de 30°
vKe=1;           %Vector coeficiente de PC_secundarias de
expansión suave de 30°
vKcodo=1;        %Vector coeficiente de PC_secundarias de codo
de 90°
vKseg=1;         %Vector coeficiente de PC_secundarias de
válvula de compuerta completamente abierta
Klt=1;           %K salida lateral roscada
Ktr=1;           %K paso directo roscado
Kc=1;            %K contracción suave de 30°
Ke=1;            %K expansión suave de 30°
Kseg=1;          %K válvula de compuerta totalmente abierta
(seguridad)
Kcodo=1;         %K codo de 90° unión roscada
Tramos=1;        %Vector tramos (1,2,3,4...) para hacer una
gráfica

%ACLARACIÓN: se distinguirá entre "tuberías" y "tubos absorbedores".
%"Tuberías" es cualquier conducto que no es tubo absorbedor

disp('*****')
disp('-----CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA-----')
disp('*****')

%CÁLCULO DEL FLUJO MÁSSICO DE CADA TRAMO

mla=5.07; % (kg/s) Calculado en el programa Campo solar

```



```

nla=20;      %Ver esquema

disp('Flujo másico del primer tramo (tramo principal)')

m1=m1a*nla %Flujo en el tramo 1 (principal)

disp('Vector flujos másicos en los tramos')

vm=[m1 m1-m1a m1-2*m1a m1-4*m1a m1-6*m1a m1-8*m1a m1-10*m1a m1-12*m1a
m1-14*m1a m1-16*m1a m1-18*m1a m1a 2*m1a 4*m1a 6*m1a 8*m1a 10*m1a
12*m1a 14*m1a 16*m1a 18*m1a 19*m1a m1]

%CÁLCULO DEL DIÁMETRO INTERNO MANTENIENDO LA V CONSTANTE

%Mantengo constante la v calculada anteriormente para obtener un
diámetro orientativo con el fin de poder elegir el diámetro real de un
catálogo de tuberías posteriormente

m=rho*v*pi*(d/2)^2

%Despejando: D=[(m*4)/(rho*pi*v)]^0.5

disp('Velocidad del aceite en el lazo')

vla=2.048 %Dato programa anterior

Tent=293; %°C

Tsal=393;

disp('Temperatura para evaluar las propiedades del aceite en °C')

Tm=(Tent+Tsal)/2 %Temperatura para evaluar las propiedades del aceite

rho=762-(((349-343)*(762-775))/(349-338)); %Interpolación datos tabla

vDint_inicial=sqrt((4/(rho*vla*pi))*vm);

disp('Vector diámetros iniciales')

vDint_inicial(12)=0.064 %SCHOTT PTR © 70 (64 mm el interior) Hago esto
por si no me ha salido un número exacto con la anterior fórmula.

%CÁLCULO DE LOS DIÁMETROS Y ESPESORES REALES

%Con el catálogo de tubos de acero elijo las dimensiones reales en
base al vector de diámetros obtenido anteriormente.

disp('Vector diámetros exteriores elegidos del catálogo en base a
vDint_inicial (mm)')

vDext_real=[323.9 323.9 323.9 273.1 273.1 273.1 219.1 219.1 168.3
141.3 114.3 70 114.3 141.3 168.3 219.1 219.1 273.1 273.1 273.1 323.9
323.9 323.9]*10^-3

```

```

disp('Vector espesores elegidos del catálogo en base a vDint_inicial
(mm)')

vE_real=[12.7 12.7 33.32 9.27 12.7 28.58 8.18 12.7 7.11 9.53 8.56 3
8.56 9.53 7.11 12.7 8.18 28.58 12.7 9.27 33.32 12.7 12.7]*10^-3

disp('Vector diámetros interiores definitivos (mm)')

vDint_real=vDext_real-2*vE_real

%OBTENCIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN

mu=(0.1781*10^-3)-(((349-343)/(349-338))*(0.1781-0.1866))*10^-3; %
Interpolación datos tabla

disp('Vector velocidades del aceite reales en los tramos (m/s)')

vv_real=[ (vm*4) ./ (rho*pi*(vDint_real).^2)]

disp('Vector número de Reynolds en cada tramo')

vRe_real=[ (rho*vv_real.*vDint_real) / mu ]

disp('Vector factor de fricción de cada tramo')

vff=(0.79*log(vRe_real)-1.64).^(-2)

%CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA MÁXIMA DE LA INSTALACIÓN

Ltramo=20; %(m) Longitud de separación entre lazos calculada

Lcol=150; %(m) Longitud del colector

vlong=ones(1,23)*Ltramo;

disp('Vector longitudes de los tramos')

vlong(12)=4*Lcol+Ltramo %La longitud del lazo es la única que cambia
(ver esquema)

disp('Vector componente de las pérdidas de carga (primarias)')

vPC_primarias=(vlong.*vff)./vDint_real

Ktr=0.9;

disp('Vector coeficientes K de tee en paso directo')

vKtr=[1 1 2 2 2 2 2 2 2 2 0 0 2 2 2 2 2 2 2 2 1 1 0]*Ktr

Klt=2;

disp('Vector coeficientes K de tee en salida lateral')

vKlt=[1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1]*vKlt

```

```

Kc=0.24;

disp('Vector coeficientes K de contracción suave de 30°')

vKc=[0 0 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0]*Kc %En el t2 no
hay Kc porque al elegir las tuberías salían tuberías iguales, en el
resto sí que disminuye la sección.

Ke=0.95;

disp('Vector coeficientes K de expansión suave de 30°')

vKe=[0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 1 1 1 1 1 1 1 1 0]*Ke %En el t23 no
hay Ke porque al elegir las tuberías salían tuberías iguales, en el
resto sí que aumenta la sección.

Kcodo=1.5;

vKcodo=zeros(1,23);

disp('Vector coeficientes K de codo de 90°')

vKcodo(12)=2*Kcodo

Kseg=0.15;

disp('Vector coeficientes K de las válvulas de seguridad')

vKseg=ones(1,23)*Kseg;

vKseg(12)=4*Kseg

disp('Vector componente de las pérdidas de carga (secundarias)')

vPC_secundarias=vKtr+vKlt+vKc+vKe+vKcodo+vKseg

disp('Vector de las pérdidas de carga en cada tramo (bar)')

PC=((1/2)*rho*vv_real.^2).*(vPC_primarias + vPC_secundarias)*10^-5

disp('Pérdida de carga total en el campo solar (más restrictiva)
(bar)')

sum(PC)

%GRÁFICA PÉRDIDA DE CARGA EN LOS TRAMOS

Tramos=(1:1:23);

plot(Tramos,PC);

grid;

xlabel('Tramo');

ylabel('Pérdida de carga');

```

