



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Industrial

Análisis e implantación de medidas de eficiencia energética en redes de distribución de vapor y condensado

TRABAJO FIN DE MÁSTER

MÁSTER EN ORGANIZACIÓN INDUSTRIAL



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Autora: Aránzazu García Pérez
Director: Juan Pedro Solano Fernández

Cartagena, 6 de octubre de 2017

Agradecimientos

Quiero agradecer en primer lugar a mi Director de este Trabajo Fin de Máster, D. Juan Pedro Solano Fernández, por el apoyo y la dedicación que me ha mostrado durante la realización de este proyecto. Gracias por, sin haber sido nunca su alumna ni conocernos anteriormente, me ha transmitido esa confianza y tranquilidad que sólo se consigue con el tiempo, desde el primer momento.

A todos los profesores de la ETSII de la UPCT, tanto con los que he coincidido durante el Grado de Ingeniería Química Industrial como los conocidos durante el Máster de Organización Industrial. De todos y cada uno me llevo un aprendizaje e, incluso de algunos de ellos, una buena relación más allá de las aulas. Gracias por haberme enseñado curiosidad por cómo funciona el mundo y que es un mito aquello de “Lo que se aprende en la universidad, luego no sirve para nada fuera”. Sí sirve, y mucho, así que simplemente gracias por hacerme más profesional casi sin saberlo.

Por último, mi agradecimiento más especial a toda mi familia y a mis amigos, los que siempre me han apoyado y han estado ahí en las buenas y en las malas confiando en mí. Gracias a mi marido, el que me ha visto crecer personal y profesionalmente a lo largo de este camino y ha preparado los cafés necesarios durante todos estos años. Sin vosotros nada sería posible.

Índice Memoria

Nomenclatura	11
1. Introducción y objetivos	14
2. Producción de vapor en la industria	18
3. Importancia de la eficiencia energética.	30
4. Medidas de ahorro de vapor.	36
4.1. Minimizar el exceso de aire en la combustión.....	38
Problema:	38
Solución:.....	39
Ahorro:.....	40
4.2. Limpiar las superficies de transferencia de calor de las calderas.	42
Problema:	42
Solución:.....	43
Ahorro:.....	44
5. Introducción de nuestra industria.	48
6. Escenarios prácticos.....	54
ESCENARIO 6.1. Mejorar aislamiento	55
ESCENARIO 6.2. Tanques de recuperación flash.....	63
6.2.1. <i>Alternativa 1</i>	66
6.2.2. <i>Alternativa 2</i>	67
ESCENARIO 6.3. Trampas de vapor	69
6.3.1. <i>Alternativa 1</i>	77
6.3.2. <i>Alternativa 2</i>	81
6.3.3. <i>Caso especial: sólo trampas de 4 barg</i>	82
ESCENARIO 6.4. Soluciones para vapor residual.....	83
6.4.1. <i>Alternativa 1: termocompresor con vapor</i>	84
6.4.2. <i>Alternativa 2: intercambiador de calor (precalentador)</i>	92
ESCENARIO 6.5. Fugas en colectores por erosión.....	99
6.5.1. <i>Cálculo de velocidades</i>	100
6.5.2. <i>Solución colectores de baja y muy baja presión</i>	107
6.5.3. <i>Solución intercambiador de calor</i>	117
6.5.4. <i>Resumen opciones para solucionar la erosión</i>	120

7. Análisis de rentabilidad.....	124
7.1. Tipos de estimaciones.....	124
7.2. Parámetros de rentabilidad.....	125
7.3. Rentabilidad del Escenario 6.1.....	129
7.4. Rentabilidad del Escenario 6.2.....	133
7.5. Rentabilidad del Escenario 6.3.....	135
7.6. Rentabilidad del Escenario 6.4.....	137
7.7. Rentabilidad del Escenario 6.5.....	142
8. Propuesta.....	152
9. Resumen y conclusiones.....	156
10. Anexos.....	160
Anexo I: Proceso de absorción en enfriadoras (chillers) de refrigeración.....	160
Bibliografía.....	164

Índice Figuras

Figura 1.1. Demanda anual de gas natural para diferentes servicios. Fuente: (GasIndustrial, 2016)	14
Figura 1.2. Peso de la demanda industrial respecto a la demanda total en porcentaje. Fuente: (GasIndustrial, 2016)	15
Figura 2.1. Sistema de generación y distribución de vapor.	18
Figura 2.2. Requerimientos de agua de alimentación calderas de vapor según BS 2486.	19
Figura 2.3. Partes de una caldera. Fuente: (SOGECAL, 2017)	20
Figura 2.4. Esquema de caldera pirotubular.	22
Figura 2.5. Esquema de una caldera acuotubular.	23
Figura 2.6. Esquema de caldera acuotubular con un solo tubo de agua.	23
Figura 2.7. Configuración de una caldera acuotubular.	24
Figura 2.8. Poderes caloríficos de combustibles sólidos. Fuente: (IDAE, Guía técnica sobre procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas, 2007)	26
Figura 2.9. Poderes caloríficos de combustibles líquidos. Fuente: (IDAE, Guía técnica sobre procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas, 2007)	27
Figura 2.10. Poderes caloríficos de combustibles gaseosos. Fuente: (IDAE, Guía técnica de diseño de centrales de calor eficientes, 2010)	27
Figura 3.1. Cuota de las distintas ramas industriales respecto al consumo total industrial en los años 2010 y 2013. Fuente: (Intelligent Energy Europe Programme of the European Union, 2015)	31
Figura 4.1. Esquema general de un sistema de vapor.	36
Figura 4.2. Medidas de ahorro de vapor en las diferentes zonas del sistema de vapor. Fuente: (U.S.Department of Energy, 2006)	37
Figura 4.3. Vista aérea del emplazamiento de Dow Chemical en Louisiana. Fuente: (U.S.Department of Energy, 2007)	38
Figura 4.4. Porcentaje de aire en exceso según el tipo de combustible.	39
Figura 4.5. Tipos de pérdidas según la cantidad de aire aportada a la caldera.	39
Figura 4.6. Lógica de un controlador del actuador del aire a la caldera.	40
Figura 4.7. Gráfica para estimar el rendimiento de la combustión el porcentaje y temperatura de los humos de la chimenea. Fuente: (Tiempo Real, 2010)	41
Figura 4.8. Tabla de estimación de ahorro en combustible por mejorar la eficiencia de la caldera. Fuente: (Tiempo Real, 2010)	41
Figura 4.9. Ejemplo de tubo con las paredes llenas de precipitado de sales.	42
Figura 4.10. Gráfica de solubilidad del sulfato de calcio según la temperatura. Fuente: (Chemical Engineering Blog, 2011)	42
Figura 4.11. Tubo con hollín en las paredes.	43
Figura 4.12. Ejemplo de sistema de limpieza mecánica manual. Fuente: (Optimise Heat & Steam, 2017)	43
Figura 4.13. Esquemas de limpieza de hollín con vapor de alta y baja presión.	44
Figura 5.1. Sistema de vapor de nuestra industria simulada.	48
Figura 5.2. Esquema de una tubería traceada con aislamiento y una tubería encamisada con vapor.	49
Figura 5.3. Esquema de recorrido completo de sistema de traceado. Fuente: Spirax Sarco.	50
Figura 5.4. Imagen de un árbol de retorno real con 12 tomas. Fuente: Armstrong.	50
Figura 6.1. Captura termográfica de una válvula mal aislada	55
Figura 6.2. Esquema de una tubería con aislante.	57
Figura 6.3. Diagrama con las diferentes temperaturas que intervienen en los cálculos.	58
Figura 6.4. Temperaturas medias de Murcia en el decenio 2007-2016. Fuente: CARM.	59
Figura 6.5. Imagen de un recubrimiento de aluminio y tabla con valores de emisividad para diferentes recubrimientos. Fuente: (ISOVER, 2017)	59
Figura 6.6. Flujograma de decisión del proceso iterativo para determinar el espesor óptimo de aislante por el criterio económico.	61
Figura 6.7. Ejemplo de sistema de recuperación de vapor flash a partir de condensado a mayor presión. Fuente: (TLV, 2017)	63

Figura 6.8. Diagrama de Mollier del agua con la representación del fenómeno de flasheo. _____	64
Figura 6.9. Simulación red de condensado original. _____	65
Figura 6.10. Simulación red de condensado mejorado. _____	66
Figura 6.11. Simulación red de condensado con cascada completa. _____	68
Figura 6.12. Representación de una trampa de boya desalojando condensado. Fuente: TLV. _____	69
Figura 6.13. Esquema de funcionamiento de una trampa de vapor de tipo flotador. Fuente: Miyawaki _____	70
Figura 6.14. Ejemplo de una trampa de boya real (derecha) y una representación de su interior (izquierda) del fabricante Spirax Sarco. _____	70
Figura 6.15. Representación del funcionamiento de una trampa de cubeta invertida. Fuente: Miyawaki _____	71
Figura 6.16. Explicación de funcionamiento de una trampa de cubeta invertida. Fuente: Spirax Sarco. _____	72
Figura 6.17. Ejemplos de trampas de cubeta invertida reales y su interior. Fuente: Spirax Sarco. _____	72
Figura 6.18. Esquema de una trampa termodinámica real de Spirax Sarco. _____	72
Figura 6.19. Representación del funcionamiento de una trampa termodinámica. Fuente: Spirax Sarco. _____	73
Figura 6.20. Esquema de una trampa de vapor bimetálica de Spirax Sarco (modelo SMC32). _____	74
Figura 6.21. Representación de funcionamiento de una trampa de vapor bimetálica. Fuente: (Armstrong). _____	74
Figura 6.22. Costes asociados a la utilización de trampas de vapor termodinámicas. _____	79
Figura 6.23. Costes asociados a la migración de trampas TD por bimetálicas. _____	80
Figura 6.24. Ahorro obtenido al comparar seguir utilizando trampas TD o migrar progresivamente a bimetálicas. _____	80
Figura 6.25. Costes asociados teniendo toda la población de trampas bimetálicas. _____	81
Figura 6.26. Ahorro obtenido al comparar seguir utilizando trampas TD o migrar directamente a bimetálicas. _____	82
Figura 6.27. Ahorro obtenido de utilizar trampas TD (4 barg) o migrar progresivamente a bimetálicas. _____	82
Figura 6.28. Ahorro obtenido de utilizar trampas TD (4 barg) o migrar directamente a bimetálicas. _____	82
Figura 6.29. Distribución del sistema de muy baja presión _____	83
Figura 6.30. Esquema de un termocompresor de vapor. Fuente: (Spirax Sarco, 2017) _____	84
Figura 6.31. Ejemplo de un termocompresor real. Fuente: (Equirepsa, 2017) _____	84
Figura 6.32. Representación simple de un termocompresor. Fuente: (Spirax Sarco, 2017) _____	85
Figura 6.33. Ecuación Ratio de compresión y flujograma de decisión para tipo de termocompresor. Fuente: (Spirax Sarco, 2017) _____	85
Figura 6.34. Tipos de control según el tipo de diseño del termocompresor. Fuente: (Spirax Sarco, 2017) _____	86
Figura 6.35. Diseño esquematizado de nuestro termocompresor. Fuente: (Spirax Sarco, 2017) _____	86
Figura 6.36. Esquema de la aplicación utilizada en nuestra industria para reutilizar vapor de baja presión. Fuente: (Spirax Sarco, 2017) _____	87
Figura 6.37. Esquema y nomenclatura de un termocompresor de GEA. _____	87
Figura 6.38. Curvas tipo del rendimiento de un termocompresor. Fuente: Adaptada de (GEA, 2017). _____	88
Figura 6.39. Curvas tipo del rendimiento de un termocompresor. Fuente: Adaptada de (Kadant, 2017). _____	89
Figura 6.40. Simulación de corrientes de entrada y salida al termocompresor. _____	90
Figura 6.41. Tubería de vapor de muy baja presión (succión) al termocompresor y características de la corriente. _____	90
Figura 6.42. Tubería de vapor de alta presión (motriz) al termocompresor y características de la corriente. _____	91
Figura 6.43. Tubería de vapor de baja presión (descarga) desde el termocompresor y características de la corriente. _____	91
Figura 6.44. Simulación calentamiento corriente de 100 t/h de fenol de 60 °C a 160 °C _____	92
Figura 6.45. Simulación calentamiento corriente fenol con precalentador anterior. _____	92
Figura 6.46. Hoja de datos TEMA del intercambiador de calor diseñado. _____	94
Figura 6.47. Hoja de especificaciones del intercambiador de calor diseñado. _____	95
Figura 6.48. Datos más representativos del desempeño del intercambiador y su coste. _____	96
Figura 6.49. Plano de la placa tubular, con sus particiones y distribución de tubos. _____	96
Figura 6.50. Plano mecánico general del intercambiador con las cotas principales. _____	97
Figura 6.51. Diseño del cabezal frontal con sus divisiones. _____	98

Figura 6.52. Diseño del cabezal traseño con sus particiones.	98
Figura 6.53. Ejemplo de fuga en una tubería por el codo. Fuente: (Keyword Suggest Encyclopedia, 2017)	100
Figura 6.54. Espesores según Schedule para tubería de acero al carbono de 12". Fuente: (DNBrida, 2017)	101
Figura 6.55. Espesores según Schedule para tubería de acero al carbono de 6". Fuente: (DNBrida, 2017)	102
Figura 6.56. Simulación colector original de baja presión	103
Figura 6.57. Datos colector 7 barg y características de la corriente.	103
Figura 6.58. Simulación colector original de muy baja presión	104
Figura 6.59. Datos colector 4 barg y características de la corriente	104
Figura 6.60. Definición de los parámetros del colector "LINE4"	105
Figura 6.61. Resultados de las características de la corriente de condensado del "INTERC4"	105
Figura 6.62. Simulación completa del sistema original de retorno de condensado de alta presión, 30 barg	106
Figura 6.63. Simulación colector de baja presión con 15% fugas TD y DN ampliado	109
Figura 6.64. Características del colector de baja presión nuevo y de la corriente resultante	110
Figura 6.65. Simulación colector de muy baja presión con 15% fugas TD y DN ampliado	110
Figura 6.66. Características del colector de muy baja presión nuevo y de la corriente resultante.	111
Figura 6.67. Simulación colector original de baja presión con tanque flash a 4 barg en vez de 0 barg	112
Figura 6.68. Características corriente colector 7 barg desembocando en tanque a 4 barg	112
Figura 6.69. Simulación colector original baja presión con trampa bimetálicas al 4% de fallo	113
Figura 6.70. Características corriente colector 7 barg con trampas bimetálicas	113
Figura 6.71. Simulación colector de baja presión ampliado con trampa bimetálicas al 4% de fallo	114
Figura 6.72. Características del colector de baja presión nuevo y de la corriente resultante con bimetálicas 4% fallo	114
Figura 6.73. Corriente en el colector de 7 barg original descargando en tanque de 4 barg y con trampas bimetálicas.	115
Figura 6.74. Simulación colector original de 4 barg con trampas bimetálicas con 4% fallo.	115
Figura 6.75. Características corriente colector 4 barg original con trampas bimetálicas.	115
Figura 6.76. Simulación colector 4 barg ampliado con trampas bimetálicas con 4% fugas.	116
Figura 6.77. Características del colector de 4 barg nuevo y de la corriente resultante con bimetálicas 4% fallo	116
Figura 6.78. Características del colector nuevo del intercambiador y de la corriente resultante.	117
Figura 6.79. Simulación sistema de condensado completo de alta presión con el colector del "INTERC4" ampliado.	118
Figura 6.80. Tabla de dimensionamiento del nuevo colector del intercambiador 4.	119
Figura 6.81. Características corriente del intercambiador con descarga de condensado a tanque a 15 barg	120
Figura 6.82. Simulación sistema de alta presión con colector del intercambiador 4 original pero con tanque de revaporizado a 15 barg	121
Figura 7.1. Criterios de decisión con el VAN.	126
Figura 7.2. Criterios de decisión con la TIR.	127
Figura 7.3. Ventajas e inconvenientes del payback.	127
Figura 7.4. Representación de dos proyectos mutuamente excluyentes con diferente VAN y TIR. Fuente: (Kamlofsky, 2017)	128
Figura 7.5. Criterios de decisión en proyectos mutuamente excluyentes.	128
Figura 7.6. Análisis de rentabilidad de aislar el colector de 30 barg.	129
Figura 7.7. Análisis de rentabilidad de aislar el colector de 15 barg.	130
Figura 7.8. Análisis de rentabilidad de aislar el colector de 7 barg.	131
Figura 7.9. Análisis de rentabilidad de aislar el colector de 4 barg.	132
Figura 7.10. Detalle inversión para cambiar el colector de condensado del tanque a 0 barg al de 4 barg.	134

Figura 7.11. Análisis de rentabilidad de cambiar la descarga del colector de baja presión al tanque de 4 barg. _____	134
Figura 7.12. Análisis de rentabilidad de migración progresiva de trampas TD por Bimetálicas. _____	135
Figura 7.13. Análisis de rentabilidad de migración de golpe de trampas TD por Bimetálicas. _____	135
Figura 7.14. Análisis de rentabilidad de migración progresiva de trampas TD por bimetálicas (solo colector de muy baja presión). _____	136
Figura 7.15. Análisis de rentabilidad de migración de golpe de trampas TD por bimetálicas (sólo colector de muy baja presión). _____	136
Figura 7.16. Detalle inversión para la instalación de un termocompresor de vapor. _____	139
Figura 7.17. Análisis de rentabilidad de la instalación del termocompresor de 4 barg a 7 barg. _____	140
Figura 7.18. Tabla con los factores típicos a aplicar en la estimación por el método de Lang. _____	
Fuente: Adatado de (Chemical Engineering Projects , 2014). _____	140
Figura 7.19. Análisis de rentabilidad de la instalación de un intercambiador de calor como precalentador. _____	141
Figura 7.20. Detalle inversión para ampliar el colector de retorno de 7 barg de 12 a 24". _____	143
Figura 7.21. Análisis de rentabilidad de ampliar el colector de 7 barg de 12 a 24". _____	143
Figura 7.22. Detalle inversión para ampliar el colector de retorno de 7 barg de 12 a 24". _____	144
Figura 7.23. Análisis de rentabilidad de ampliar el colector de 7 barg de 12 a 16". _____	144
Figura 7.24. Detalle inversión para ampliar el colector de retorno de 4 barg de 6 a 12". _____	145
Figura 7.25. Análisis de rentabilidad de ampliar el colector de 4 barg de 6 a 12". _____	146
Figura 7.26. Detalle inversión para ampliar el colector de retorno de 4 barg de 6 a 8". _____	146
Figura 7.27. Análisis de rentabilidad de ampliar el colector de 4 barg de 6 a 8". _____	147
Figura 7.28. Detalle inversión para ampliar el colector de un intercambiador de 2 a 3". _____	148
Figura 7.29. Análisis de rentabilidad de ampliar el colector de un intercambiador de 2 a 3". _____	148
Figura 8.1. Elección del proyecto a realizar en cada uno de los escenarios. _____	152
Figura 8.2. Análisis de rentabilidad del conjunto de todos los proyectos seleccionados. _____	153
Figura 10.1. Esquema de funcionamiento de un circuito de refrigeración por absorción Li-Agua de una sola etapa. Fuente: (Thermax, 2008) _____	161

Índice Tablas

Tabla 5.1. Características de los distintos servicios de vapor. _____	49
Tabla 5.2. Presión de los tanques de recuperación flash en los que desembocan los colectores de retorno. _____	51
Tabla 6.1. Conductividad térmica de algunos materiales aislantes. Fuente: (Z.K. Morvay, 2017) _____	56
Tabla 6.2. Condiciones de proceso de los diferentes racks de tuberías de nuestra planta. _____	60
Tabla 6.3. Análisis para encontrar espesor óptimo para el colector de alta presión _____	61
Tabla 6.4. Análisis para encontrar espesor óptimo para el colector de media presión. _____	62
Tabla 6.5. Análisis para encontrar espesor óptimo para el colector de baja presión. _____	62
Tabla 6.6. Análisis para encontrar espesor óptimo para el colector de muy baja presión. _____	62
Tabla 6.7. Principales datos de proceso de las corrientes de condensado. _____	65
Tabla 6.8. Principales datos de proceso de las corrientes de condensado con sistema mejorado. _____	67
Tabla 6.9. Relación entre presión del condensado y presión del vapor flash generado en cada tanque. _____	67
Tabla 6.10. Coste fijo de mantenimiento asociado a trampas de vapor. _____	77
Tabla 6.11. Diferencias entre los tipos de termocompresores de vapor. _____	85
Tabla 6.12. Propiedades termodinámicas corrientes de condensado de baja y muy baja presión. _____	100
Tabla 6.13. Caudales másico de agua y vapor debidos a la evaporación flash de los condensados. _____	101
Tabla 6.14. Caudales másico y proporción de vapor en cada colector de condensado. _____	101
Tabla 6.15. Velocidades de vapor de los colectores de baja y muy baja presión _____	102
Tabla 6.16. Diámetro de colector adecuado para los colectores de baja y muy baja presión considerando 0 fugas _____	107

Tabla 6.17. Diferencias de caudales según si funciona bien o mal y la diferencia de presión en la trampa.	108
Tabla 6.18. Caudales másico de vapor y agua en el colector de baja presión considerando 15% fugas trampas TD	108
Tabla 6.19. Diámetro adecuado para el colector de baja presión (15% fugas trampas TD)	108
Tabla 6.20. Caudales másico de vapor y agua en el colector de muy baja presión considerando 15% fugas TD.	109
Tabla 6.21. Diámetro adecuado para el colector de muy baja presión (15% fugas TD)	109
Tabla 6.22. Diámetros adecuados para los colectores de baja y muy presión con 15% fugas TD	111
Tabla 6.23. Recopilación de opciones de cada colector para evitar su erosión	120
Tabla 7.1. Categorías de los diferentes tipos de estimaciones según su precisión. Fuente: (Viguri Fuente, 2017).	125
Tabla 7.2. Detalle del ahorro económico conseguido al aislar el colector de 30 barg.	129
Tabla 7.3. Detalle de la inversión para aislar el colector de 30 barg.	129
Tabla 7.4. Detalle del ahorro económico conseguido al aislar el colector de 15 barg.	130
Tabla 7.5. Detalle de la inversión para aislar el colector de 15 barg.	130
Tabla 7.6. Detalle del ahorro económico conseguido al aislar el colector de 7 barg.	131
Tabla 7.7. Detalle de la inversión para aislar el colector de 7 barg.	131
Tabla 7.8. Detalle del ahorro económico conseguido al aislar el colector de 4 barg.	132
Tabla 7.9. Detalle de la inversión para aislar el colector de 4 barg.	132
Tabla 7.10. Detalle de inversión del intercambiador de calor con método de Lang.	141
Tabla 8.1. Resumen proyectos a realizar con su inversión y beneficios.	152

Índice Gráficas

Gráfica 3.1. Mix de energía en el sector industrial de la Unión Europea. Fuente: (Intelligent Energy Europe Programme of the European Union, 2015)	32
Gráfica 6.1. Pérdidas energéticas a través de una tubería de 6" para distintos espesores de lana mineral de roca expuesta a una temperatura ambiente de 20 °C y a diferentes temperaturas de fluido.	59
Gráfica 6.2. Evolución de la tasa de rotura a lo largo de un año completo.	78
Gráfica 7.1. Mix de generación de vapor de 4 barg original y propuesto.	137
Gráfica 7.2. Mix de consumo de vapor de 4 barg original y propuesto.	137

Nomenclatura

En este apartado, vamos a mencionar algunas de las abreviaturas utilizadas a lo largo de este Trabajo Fin de Máster y sus unidades en el Sistema Internacional entre paréntesis. Si de algún parámetro hemos utilizado otras unidades porque están más extendidas o están también aceptadas, se especificará a continuación.

η : rendimiento (%).

\dot{m}_v : caudal de vapor (kg/h).

h_v : entalpía de vapor producido en la caldera (J/kg).

h_L : entalpía del agua de alimentación a la caldera (J/kg).

\dot{m}_F : caudal de combustible (gas natural en nuestro caso) (kg/h).

PCI : poder calorífico inferior (J/kg). Las unidades de kWh/Nm³ son más utilizadas para el caso de gas natural.

PCS : poder calorífico superior (J/kg). Las unidades kWh/Nm³ son más utilizadas para el caso de gas natural.

U : coeficiente de transmitancia térmica (W/m²K o W/m² °C).

h_{fluido} o h_{aire} : coeficiente de transferencia de calor (W/m²K o W/m² °C).

k : conductividad térmica (W/m·K o W/m· °C).

R : resistencia térmica (m²K/W o m² °C/W).

σ : constante de Stefan-Boltzmann, $5,67 \cdot 10^{-8}$ W/m²K⁴

ε : emisividad (adimensional).

Q'' : flujo de calor (W/m²).

Q/L : pérdidas de calor por metro lineal (W/m).

MM€ : millones de euros.

k€ : miles de euros.

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1. Introducción y objetivos

El vapor es usado extensamente en el sector industrial y comercial, principalmente en el calentamiento de procesos, en la generación de potencia y en la calefacción de espacios.

El vapor se usa ampliamente debido a sus características (Orantes, 2016):

- Es limpio e inodoro.
- Insípido y estéril.
- Es de fácil distribución y control. Estableciendo correctamente su presión y temperatura ajustamos la energía que queremos transferir al proceso.
- Cuando se condensa, da un calor a temperatura constante.
- Tiene un alto contenido energético.
- Puede usarse para generar potencia y proporcionar calor.
- Es intrínsecamente seguro y su uso resulta adecuado para cualquier tipo de zona.

En España, la industria supone casi el 63% de la demanda total en España (*Figura 1.1.*) y cada año va aumentando más el porcentaje que supone la demanda industrial (*Figura 1.2.*).

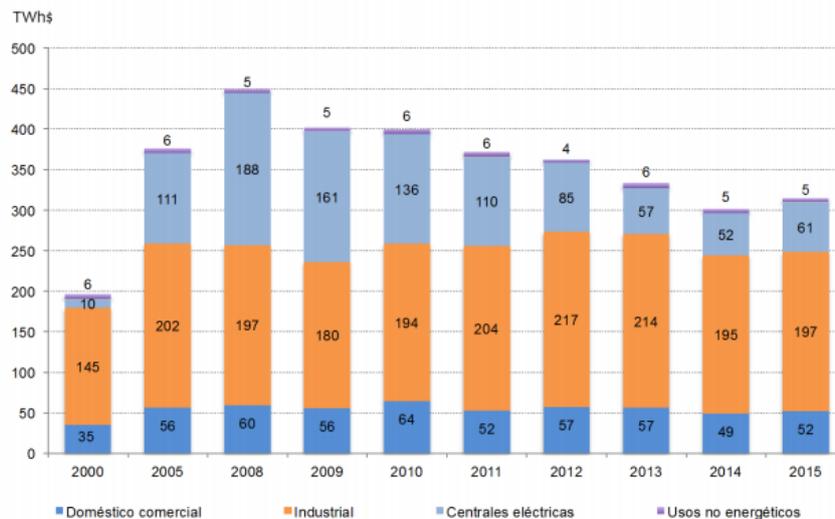


Figura 1.1. Demanda anual de gas natural para diferentes servicios. Fuente: (GasIndustrial, 2016)



Figura 1.2. Peso de la demanda industrial respecto a la demanda total en porcentaje. Fuente: (GasIndustrial, 2016)

Debido a este peso de la industria en la demanda total de gas natural, junto a las políticas mundiales de reducción en el consumo de energías no renovables, es imprescindible potenciar medidas efectivas en las industrias para mejorar su eficiencia energética, logrando así tanto ahorros económicos para las propias empresas como beneficios para el medio ambiente.

Por todo ello, este Trabajo Fin de Máster (en adelante TFM) proporciona soluciones a diferentes escenarios que nos podemos encontrar en cualquier industria que utilice vapor como medio para transferir el calor.

Los objetivos de este TFM son:

1. Explicar cómo se produce el vapor en la industria, indicando los principales sistemas que intervienen.
2. Exponer la importancia de la eficiencia energética.
3. Nombrar medidas de eficiencia energética en la zona de generación de vapor e indicar cualitativamente los ahorros que se podrían producir.
4. Explicar esquemáticamente la estructura del sistema de vapor de la industria que hemos simulado para este TFM.
5. Aplicar soluciones para las diferentes problemáticas de los escenarios detallados.
6. Analizar la rentabilidad económica de llevar a cabo cada uno de los proyectos propuestos.
7. Concluir con una propuesta eligiendo la alternativa más rentable para cada escenario.

2. PRODUCCIÓN DE VAPOR EN LA INDUSTRIA

2. Producción de vapor en la industria

En la siguiente *Figura 2.1.*, se muestra un sistema de generación y distribución de vapor.

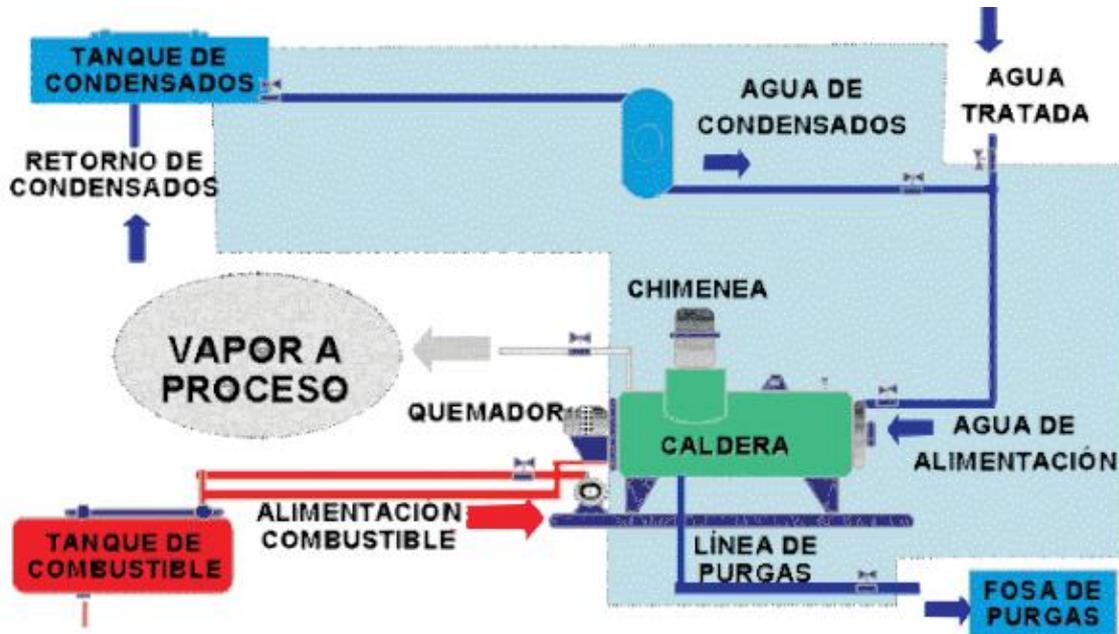


Figura 2.1. Sistema de generación y distribución de vapor.

Los componentes a describir del sistema completo de generación y distribución del vapor son:

- Sistema de alimentación y tratamiento del agua para la caldera.
- Sistema de distribución de vapor.
- Sistema de retorno de condensados.
- Caldera.

Sistema de alimentación y tratamiento del agua para la caldera.

Conformado por equipo, tubería y accesorios que permiten el suministro del agua bajo condiciones adecuadas al sistema de vapor (CONAE, 2002).

El tratamiento del agua de una caldera de vapor o agua caliente es fundamental para asegurar una larga vida útil libre de problemas operacionales, reparaciones de importancia y accidentes.

El objetivo principal del tratamiento de agua es evitar problemas de corrosión e incrustaciones, asegurando la calidad del agua de alimentación y del agua contenida en la caldera.

Los principales parámetros involucrados en el tratamiento del agua de una caldera, son los siguientes:

% pH. El pH representa las características ácidas o alcalinas del agua, por lo que su control es esencial para prevenir problemas de corrosión (bajo pH) y depósitos (alto pH).

% Dureza. La dureza del agua cuantifica principalmente la cantidad de iones de calcio y magnesio presentes en el agua, los que favorecen la formación de

depósitos e incrustaciones difíciles de remover sobre las superficies de transferencia de calor de una caldera.

% Oxígeno. El oxígeno presente en el agua favorece la corrosión de los componentes metálicos de una caldera. La presión y temperatura aumentan la velocidad con que se produce la corrosión.

% Hierro y cobre. El hierro y el cobre forman depósitos que deterioran la transferencia de calor. Se pueden utilizar filtros para remover estas sustancias.

% Dióxido de carbono. El dióxido de carbono, al igual que el oxígeno, favorece la corrosión. Este tipo de corrosión se manifiesta en forma de ranuras y no de tubérculos como los resultantes de la corrosión por oxígeno. La corrosión en las líneas de retorno de condensado generalmente es causada por el dióxido de carbono. El CO₂ se disuelve en agua (condensado), produciendo ácido carbónico. La corrosión causada por el ácido carbónico ocurrirá bajo el nivel del agua y puede ser identificada por las ranuras o canales que se forman en el metal.

% Aceite. El aceite favorece la formación de espuma y como consecuencia el arrastre al vapor.

% Fosfato. El fosfato se utiliza para controlar el pH y dar protección contra la dureza.

% Sólidos disueltos. La cantidad de sólidos (impurezas) disueltas en el agua.

% Sólidos en suspensión. Los sólidos en suspensión representan la cantidad de sólidos (impurezas) presentes en suspensión (no disueltas) en el agua.

% Sílice. La sílice presente en el agua de alimentación puede formar incrustaciones duras (silicatos) o de muy baja conductividad térmica (silicatos de calcio y magnesio).

% Alcalinidad. Representa la cantidad de carbonatos, bicarbonatos, hidróxidos y silicatos o fosfatos en el agua. La alcalinidad del agua de alimentación es importante, ya que, representa una fuente potencial de depósitos.

% Conductividad. La conductividad del agua permite controlar la cantidad de sales (iones) disueltas en el agua.

En el caso de calderas de baja presión (hasta 10 bar), los parámetros de la *Figura 2.2.* son los requeridos:

PARÁMETRO	VALOR REQUERIDO
Dureza total	< 2 ppm
Contenido de oxígeno	< 8 ppb
Dióxido de carbono	< 25 mg/l
Contenido total de hierro	< 0,05 mg/l
Contenido total de cobre	< 0,01 mg/l
Alcalinidad total	< 25 ppm
Contenido de aceite	< 1 mg/l
pH a 25 °C	8.5 – 9.5
Condición general	Incoloro, claro y libre de agentes insolubles.

Figura 2.2. Requerimientos de agua de alimentación calderas de vapor según BS 2486.

Los productos químicos utilizados generalmente en calderas son los secuestrantes de oxígeno, dispersantes, anti-incrustantes, protectores y neutralizantes para las líneas de retorno de condensado.

La dosificación de los productos químicos debe ser realizada al tanque de almacenamiento de agua, en el caso de los secuestrantes de oxígeno, que son más efectivos mientras mayor es su tiempo de residencia en el agua antes de llegar a la caldera y a la línea de alimentación de agua en el caso de los dispersantes, anti-incrustantes y tratamiento para las líneas de retorno de condensado.

Sistema de distribución del vapor.

Serie de tubos denominados “cabezales y ramales de vapor”, que permite llevar el vapor a los puntos donde el proceso lo requiere, con la calidad y en la cantidad demandada.

Sistema de retorno de condensados.

Serie de tubos denominados “cabezales y ramales de condensado”, que regresan parte del agua que se ha condensado en el proceso. Esta agua, de gran valor por su pureza, se retorna al sistema de generación de vapor con un previo tratamiento. Es muy recomendable la instalación de este sistema, ya que permite recuperar la mayor cantidad posible de condensados (CONAE, 2002).

Caldera.

Una caldera es un recipiente metálico, cerrado, destinado a producir vapor o calentar agua, mediante la acción del calor a una temperatura superior a la del ambiente y presión mayor que la atmosférica.

A la combinación de una caldera y un sobrecalentador se le conoce como **generador de vapor**.

El principio básico de funcionamiento de las calderas consiste en una cámara donde se produce la combustión, con la ayuda del aire comburente y a través de una superficie de intercambio se realiza la transferencia de calor.

La estructura real de una caldera dependerá del tipo, no obstante, de forma general podemos describir las siguientes partes:

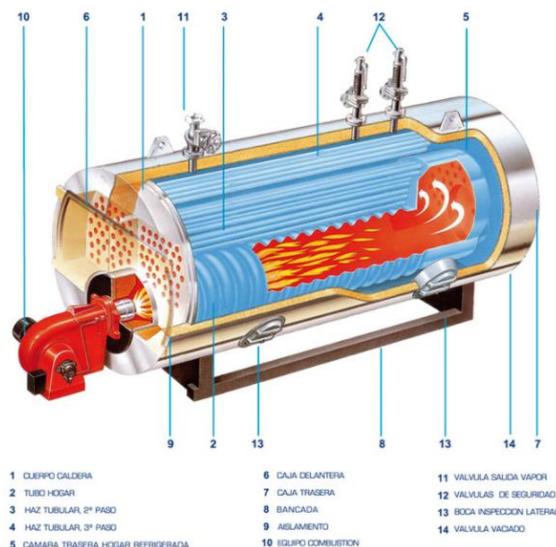


Figura 2.3. Partes de una caldera. Fuente: (SOGECAL, 2017)

- **Quemador:** dispositivo de la caldera, donde se lleva a cabo la reacción química del aire con el combustible fósil, para transformarse en calor, el mismo que posteriormente servirá para cambiar las propiedades del agua líquida a vapor.
- **Hogar:** en el caso de las calderas tipo “tubos de agua”, el hogar está formado por paredes hechas con “bancos de tubos”; en calderas tipo “tubos de humo”, el hogar está formado por una envolvente metálica interna. En ambos casos, es en el hogar donde se inicia la transformación del agua en estado de saturación a vapor y donde se termina de realizar el proceso de combustión iniciado en el quemador, liberando el calor del combustible, y generando los gases calientes.
- **Tubos de intercambio de calor:** el flujo de calor desde los gases hasta el agua se efectúa a través de su superficie. También en ella se generan las burbujas de vapor.
- **Separador líquido-vapor:** es necesario para separar las gotas de agua líquida con los gases aún calientes, antes de alimentarla a la caldera.
- **Chimenea:** es la vía de escape de los humos y gases de combustión después de haber cedido calor al fluido.
- **Carcasa:** contiene el hogar y el sistema de tubos de intercambio de calor.

Existen varias características que dan lugar a varias agrupaciones de las calderas que pueden ser:

- a) En función a la posición relativa entre el fluido a calentar y los gases de combustión:
 - Con tubos múltiples de humo (pirotubulares).
 - Con tubos múltiples de agua (acuotubulares).
- b) En función del número de pasos:
 - De un paso de recorrido de los gases.
 - De varios pasos.
- c) En función del tipo de tiro:
 - De tiro natural.
 - De tiro inducido.
 - De tiro forzado.
- d) En función de las necesidades energéticas del proceso:
 - Calderas de vapor saturado.
 - Calderas de vapor sobrecalentado.

Nos vamos a centrar en la clasificación A, según la posición relativa entre el fluido a calentar y los gases de combustión.

Calderas pirotubulares

Como su nombre lo indica, en esta caldera el humo y los gases calientes circulan por el interior de los tubos y el agua se encuentra por el exterior. Estas calderas pueden ser verticales u horizontales.

Se caracterizan por disponer de tres partes bien definidas:

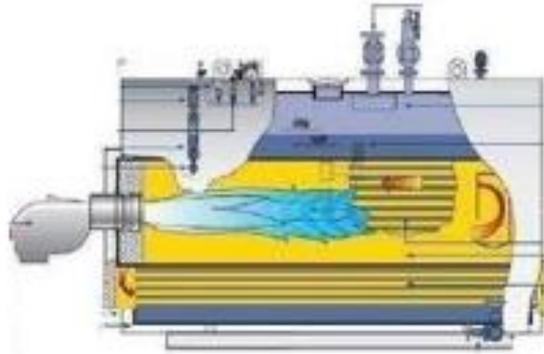


Figura 2.4. Esquema de caldera piro-tubular.

- Una caja de fuego donde va montado el hogar. Esta caja puede ser de sección rectangular o cilíndrica, es de doble pared, por lo que el hogar queda rodeado de una masa de agua.
- Un cuerpo cilíndrico atravesado, longitudinalmente, por tubos de pequeño diámetro, por cuyo interior circulan los gases calientes.
- Una caja de humos, que es la prolongación del cuerpo cilíndrico, a la cual llegan los gases después de pasar por el haz tubular, para salir hacia la chimenea. Estas calderas trabajan, casi siempre, con tiro forzado, el cual se consigue mediante un chorro de vapor de la misma caldera o utilizando vapor de escape de la máquina.

Pueden producir agua caliente o vapor saturado. En el primer caso, se les instala un estanque de expansión que permite absorber las dilataciones del agua. Poseen un nivel de agua a 10 o 20 cm sobre los tubos superiores, la presión de trabajo no suele exceder de 29 kg/cm^2 y la máxima producción de vapor suele ser del orden de 25 t/h.

Por un lado, las calderas piro-tubulares poseen las siguientes ventajas:

- Menor coste inicial, debido a la simplicidad de diseño en comparación con las acuotubulares de igual capacidad.
- Mayor flexibilidad de operación, ya que el gran volumen de agua permite absorber fácilmente las fluctuaciones en la demanda.
- Menores exigencias de pureza en el agua de alimentación porque las incrustaciones formadas en el exterior de los tubos son más fáciles de atacar y son eliminadas por las purgas.
- Facilidad de inspección, reparación y limpieza.

Por otro lado, presenta las siguientes desventajas:

- Mayor tamaño y peso que las acuotubulares de igual capacidad.
- Mayor tiempo para subir presión y entrar en funcionamiento.
- Gran peligro en caso de exposición o ruptura, debido al gran volumen de agua almacenado.
- No son empleadas para altas presiones.

Calderas acuotubulares

En estas calderas, por el interior de los tubos pasa agua o vapor y los gases calientes se encuentran en contacto con las caras exteriores de ellos. Son de pequeño volumen de agua. Las calderas acuotubulares son las empleadas casi exclusivamente cuando interesa obtener elevadas presiones y rendimiento, debido a que los esfuerzos desarrollados en los tubos por las altas presiones se traducen en esfuerzos de tracción en toda su extensión.

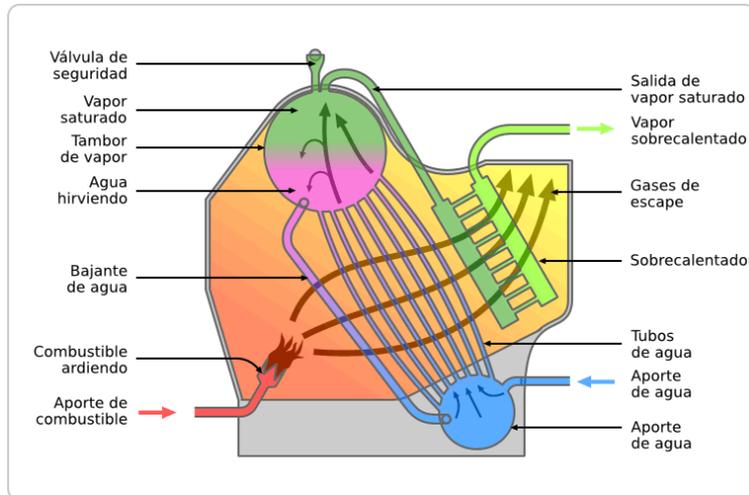


Figura 2.5. Esquema de una caldera acuotubular.

La limpieza de estas calderas se lleva a cabo fácilmente porque las incrustaciones se quitan utilizando dispositivos limpiadores de tubos accionados mecánicamente o por medio de aire.

La circulación del agua, en este tipo de caldera, alcanza velocidades considerables con lo que se consigue una transmisión eficiente del calor y, por consiguiente, se eleva la capacidad de producción de vapor.

En la Figura 2.6., se representa una caldera con un solo tubo de agua. Solo una rama del tubo se calienta, ya que la otra se encuentra protegida por una pantalla aisladora.

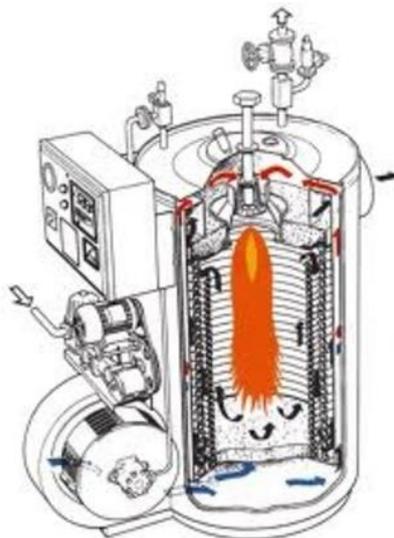


Figura 2.6. Esquema de caldera acuotubular con un solo tubo de agua.

En la rama izquierda, el calor calienta el agua, generando vapor y haciendo que ambos (agua y vapor) se muevan hacia arriba.

Esta mezcla entra al colector y el agua fría pasa a ocupar su lugar en el tubo calentado. El agua fría se encuentra en el tubo no calentado y en la parte inferior del colector.

De esta forma, existe un movimiento continuo de agua-vapor en la dirección que señalan las flechas, en las que siempre la mezcla de agua caliente y vapor sube al colector, mientras el agua fría del fondo del colector baja y ocupa el lugar de esta mezcla.

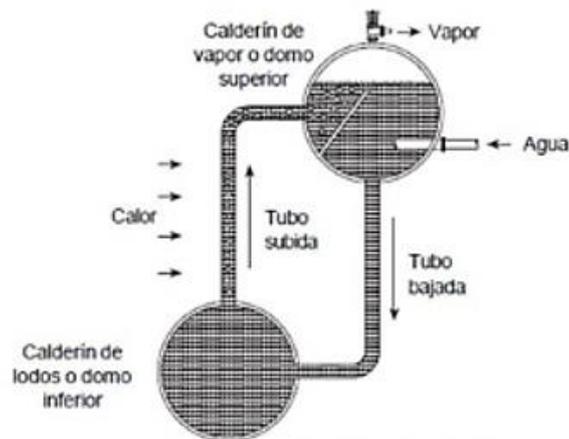


Figura 2.7. Configuración de una caldera acuotubular.

Por un lado, las calderas acuotubulares poseen las siguientes ventajas:

- Menor peso por unidad de potencia generada.
- Por tener pequeño volumen de agua en relación a su capacidad de evaporación, puede ser puesta en marcha rápidamente.
- Mayor seguridad para altas presiones.
- Mayor eficiencia.
- Son inexplorativas.

Por otro lado, presenta las siguientes desventajas:

- Su coste es superior.
- Deben ser alimentadas con agua de gran pureza, ya que las incrustaciones en el interior de los tubos son, a veces, inaccesibles y pueden provocar roturas de los mismos.
- Debido al pequeño volumen de agua, le es más difícil ajustarse a las grandes variaciones del consumo de vapor, siendo necesario hacerlas funcionar a mayor presión de la requerida (ABSORSISTEM, 2017).

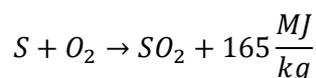
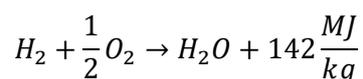
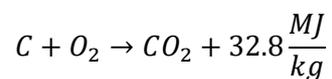
Combustibles

Respecto a los combustibles que podemos utilizar en las calderas, los combustibles más representativos son el gas natural, los gases licuados del petróleo (GLP), el gasóleo C, el carbón y la madera-biomasa.

- o El **gas natural** es una mezcla de gases obtenidos directamente de la naturaleza en yacimientos, donde el metano (CH_4) constituye más del 70% de su composición. Otros gases que pueden estar presentes en proporciones apreciables son el nitrógeno (hasta el 20%) y el etano (C_2H_6 , hasta el 10%).

- Los **gases licuados del petróleo (GLP)** son mezclas de hidrocarburos en los que mayoritariamente predominan el propano (C₃H₈) y el butano (C₄H₁₀), obtenidos como primera fracción del refino de petróleo o directamente de yacimientos junto al gas natural, siendo este último el origen más abundante. A temperatura y presión ambiente su estado es gaseoso, pero se pueden licuar a presiones no excesivamente altas, lo que facilita su transporte y almacenamiento en forma líquida a presión.
- El **gasóleo C** se impuso en España en el año 1975 como sustitución del consumo de fuelóleo en las ciudades por razones medioambientales. Forma la fracción más pesada de la familia de los gasóleos, obtenidos por craqueo en la destilación fraccionada del petróleo y extraídos en la fracción que se encuentra entre el keroseno y el fuelóleo.
- El **carbón** que habitualmente conocemos por esta definición es el de origen mineral, a diferencia del de leña o vegetal. Comercialmente, y por razones medioambientales, se utilizan los carbones duros, totalmente carbonizados, tipo antracita, donde el contenido en carbono supera el 70%, frente a los blandos, no totalmente formados, tipo lignitos y turba. El carbón posee en su composición molecular proporciones elevadas de azufre, que se oxida en la combustión a óxidos de azufre (SO₂ y SO₃) que, en presencia del vapor de agua de la combustión, terminan por reaccionar hacia ácido sulfúrico (H₂SO₄), bien en la propia caldera, corroyendo su fondo y el conducto de evacuación de los productos de la combustión o la propia chimenea, bien una vez expulsado a la atmósfera formando con la humedad ambiental la denominada lluvia ácida.
- La **madera** como combustible ha evolucionado desde la combustión directa de los productos de la poda –cuando no de la tala de árboles- hacia lo que hoy agrupamos bajo la denominación de biomasa: residuos forestales o de la industria de la madera (serrín, virutas) y agrícolas (residuos procedentes del sector oleícola, cascarilla de arroz, cáscara de almendra), comercializados en forma de pellets o en granulado. Un objetivo de la política energética es que la biomasa experimente un crecimiento muy importante durante los próximos años.

La cualidad energética que diferencia a los distintos combustibles, incluso para su valorización comercial, es su poder calorífico. Cada tipo de combustible tiene una distinta composición molecular, y su reacción con el oxígeno libera distintos niveles de energía térmica. Las principales reacciones que tienen lugar en la combustión, con la energía térmica producida, son:



El balance térmico de las reacciones del conjunto de los componentes del combustible constituye su poder calorífico, que se define como la cantidad de calor generado por la combustión completa de una unidad de masa de éste, estando el combustible y el comburente a una temperatura y presión de referencia.

Puesto que casi todos los combustibles poseen hidrógeno entre sus elementos y, como hemos visto, el resultado de su oxidación es la producción de agua, en función del estado físico en que se disperse este agua hacia el exterior de la caldera, como vapor en los gases de combustión o como líquido una vez cedido su calor latente de condensación, podremos hablar de Poder Calorífico Superior (PCS) o Poder Calorífico Inferior (PCI) del combustible. Así pues:

- **Poder Calorífico Superior, PCS**, se define cuando el agua proveniente del combustible o formada durante la combustión se encuentra en su totalidad en estado líquido en los productos de combustión. Incluye por tanto el calor cedido por la condensación del agua contenido en los productos de combustión, que es de 597.2 kcal/kg.
- **Poder Calorífico Inferior, PCI**, se define cuando todo el agua proveniente del combustible o formada durante la combustión se encuentra como vapor en los productos de combustión. No comprende el calor de condensación, y su valor, lógicamente, es inferior al PCS.

Desde el punto de vista de la combustión, el PCI es el que habitualmente da una idea más real del proceso de combustión, dado que en la mayoría de aplicaciones la temperatura de los humos a la salida de la caldera ($T_h > 100$ °C) hace que el agua formada en la combustión escape en la forma de vapor a la atmósfera. No ocurre así con las calderas de condensación, cuya denominación proviene de hacer enfriar los gases de combustión antes de su expulsión a la atmósfera al objeto de condensar el vapor de agua y recuperar el calor latente de transformación vapor/líquido.

A continuación, se indican los valores medios de PCS y PCI de los principales combustibles, queriendo destacar que estos valores pueden variar con la mezcla de componentes del combustible que utilicemos en cada momento, dato que puede ser facilitado por el proveedor del mismo. La observación de los valores de las tablas siguientes nos permite apreciar los aspectos que se han comentado sobre las propiedades de los combustibles (IDAE, Guía técnica sobre procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas, 2007):

COMBUSTIBLES SÓLIDOS

	Densidad	PCI				PCS
	kg/m ³	kcal/kg	kWh/kg	te/kg	MJ/kg	MJ/kg
Antracita	875 ⁽¹⁾	8.194	9,53	8,19	34,30	34,70
Madera seca	s.d	4.539	5,28	4,54	19,00	s.d
Madera húmeda	s.d	3.440	4,00	3,44	14,40	s.d

(1) Carbón desmenuzado

Figura 2.8. Poderes caloríficos de combustibles sólidos. Fuente: (IDAE, Guía técnica sobre procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas, 2007)

2. Producción de vapor en la industria

COMBUSTIBLES LÍQUIDOS

	Densidad		PCI			PCS
	kg/m ³	kcal/kg	kWh/kg	te/kg	MJ/kg	MJ/kg
GLP Propano	506 ⁽¹⁾	11.073	12,88	11,07	46,35	50,45
GLP Butano	580 ⁽¹⁾	10.939	12,72	10,94	45,79	49,68
Queroseno	780	10.368	12,06	10,37	43,40	46,50
Gasóleo C	850	10.099	11,74	10,10	42,28	43,12
Fuelóleo nº 1	944	9.699	11,28	9,70	40,60	42,70

(1) Densidad en estado líquido a 20 °C

Figura 2.9. Poderes caloríficos de combustibles líquidos. Fuente: (IDAE, Guía técnica sobre procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas, 2007)

COMBUSTIBLES GASEOSOS

Combustible	Poder calorífico		PCI/PCS (%)
	Inferior (PCI)	Superior (PCS)	
Carbón	9,08 kWh/kg	9,43 kWh/kg	96,3
Gasóleo	10,28 kWh/l	10,89 kWh/kl	94,4
Gas butano	12,73 kWh/kg	13,79 kWh/kg	92,3
Gas propano	12,86 kWh/kg	13,97 kWh/kg	92,1
Gas natural	10,83 kWh/Nm ³	11,98 kWh/Nm ³	90,4

Figura 2.10. Poderes caloríficos de combustibles gaseosos. Fuente: (IDAE, Guía técnica de diseño de centrales de calor eficientes, 2010)

3. IMPORTANCIA DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA

3. Importancia de la eficiencia energética.



El debate energético debe ir más allá de las energías renovables y abordar la importancia de una mejora en la eficiencia energética. Según la Agencia Internacional de la Energía (IEA), en 2035 el 30% del consumo energético provendrá de energías renovables.

Por ello, el 70% restante será cubierto por energías convencionales, que utilizan recursos limitados, costosos y que afectan al clima. Mayor eficiencia es clave en el camino hacia un suministro renovable de la energía, que beneficiará a personas, medio ambiente y compañías. Sin embargo, el desarrollo en esta área no va lo suficientemente rápido, y sólo una buena estrategia internacional de eficiencia desde varios frentes lo permitiría.

Existen dos aspectos fundamentales para un avance real: la tecnología y la creación de un momento social que lo impulse. En primer lugar, una tecnología avanzada debe ser la base del éxito hacia la eficiencia energética, pues abre oportunidades económicas considerables. Así, hay que invertir en I+D para aumentar la eficiencia y la sostenibilidad de los elementos que más energía consumen.

La industria utiliza el 32% de la energía consumida mundial, resultando apremiante la puesta en marcha de procesos productivos eficientes que afecten a toda la cadena de creación de valor. En todos estos campos, la innovación es la clave. Aunque la tecnología puede contribuir enormemente a la consecución de objetivos, se necesita una aceptación previa por la sociedad y unas condiciones adecuadas a nivel político.

Por ello, crear un momento social es el segundo de los aspectos a tener en cuenta para conseguir una verdadera eficiencia energética. La IEA afirma, sin embargo, que las soluciones de eficiencia no se difunden con la rapidez necesaria para contribuir de manera significativa al aseguramiento del suministro, a la viabilidad económica y a la protección climática.

Es necesario que la eficiencia energética sea un factor esencial en las decisiones sobre inversiones que adoptan diariamente empresas y personas que, junto a la responsabilidad que asume la industria, exista una actuación decidida por parte de la política.

Es una noticia que la Unión Europea haya establecido unos objetivos ambiciosos al respecto, como la reducción de consumo energético en un 20% hasta 2020. Para que el mayor número posible de consumidores utilicen las tecnologías de eficiencia energética existentes, la política debe crear las condiciones marco adecuadas estableciendo una regulación estatal general sobre la eficiencia energética y resaltando las ventajas económicas de estas tecnologías.

Para superar los obstáculos que frenan la inversión, como la falta de mentalización o de información con la que cuentan los responsables de toma de decisiones, han de implementarse medidas activas como auditorías energéticas que permitan institucionalizar los asuntos energéticos en las políticas de las compañías, mejorando el conocimiento mediante estándares de calidad estrictos y certificables. Además, modelos de financiación alternativos ayudarán frente a presupuestos de inversión limitados.

3. Importancia de la eficiencia energética

El debate sobre los medios y las formas hacia un consumo más racional de la energía deberá intensificarse a todos los niveles: en la política, la industria y las personas. Afortunadamente, la Comisión Europea, a través de su Directiva sobre Eficiencia Energética y con la posibilidad de la introducción de sistemas obligatorios para alcanzarla, ha creado las condiciones necesarias para avanzar y hacer que la idea de eficiencia energética arraigue en la sociedad y se presente, por primera vez, en el lugar que le corresponde (Denner, 2013).

Por otro lado, respecto a la competitividad de la empresa, la energía es un factor importante en el crecimiento de la productividad industrial. La energía, de media, representa entre el 1% y el 10% de los costes totales de producción. Para industrias muy intensas energéticamente como la del acero, químicas, papel, farmacéuticas, cementeras y materiales de construcción, el porcentaje de los costes de energía es incluso mayor, entre el 15% y el 40% de media (State of Green, 2015).

El consumo de energía por parte de la industria permaneció constante en la Unión Europea entre los años 2000 y 2007 como resultado de un balance entre el incremento de la actividad industrial y los ahorros energéticos; sin embargo, desde entonces ha decrecido rápidamente. Como resultado, el consumo industrial en 2013 fue un 17% inferior al del 2000. Más de la mitad de esta reducción estuvo relacionada con la reducción de la actividad industrial y solo un cuarto a ahorros energéticos.

Los ahorros de energía han sido 2.5 veces más bajos desde 2007 que durante el periodo 2000-2007, por lo que ha habido un progreso en la eficiencia energética mucho más lento desde la recesión (0.9%/año desde 2007 comparado con el 1.9%/año anterior), debido al progreso más lento en la mayoría de industrias e incluso ninguna mejora en otras (por ejemplo, en la del acero, cemento y maquinaria). De media, la eficiencia energética se ha visto incrementada en un 1.4% anual en la UE desde el año 2000.

El progreso más lento en la eficiencia energética descrito fue debido a la recesión, ya que, el consumo no siguió a la reducción de actividad, porque, por un lado, los grandes equipos no operan a su máxima capacidad y, por tanto, son menos eficientes, y, por otro lado, parte del consumo no está unido al nivel de producción.

La industria química es la rama con el principal consumo de energía con el 19% del consumo industrial total en 2013, seguido de la del acero con un 18% (Figura 3.1.; mientras que la cuota de la industria química está progresando (+1.5 puntos en la UE desde el 2000), la cuota de la industria del acero está decreciendo (-2 puntos).

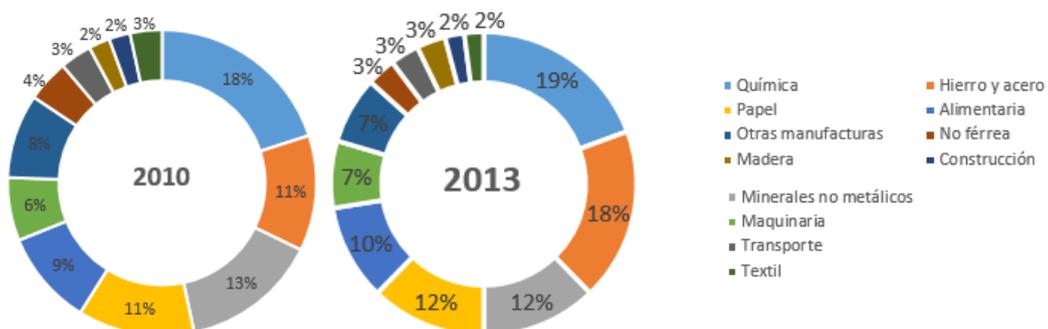
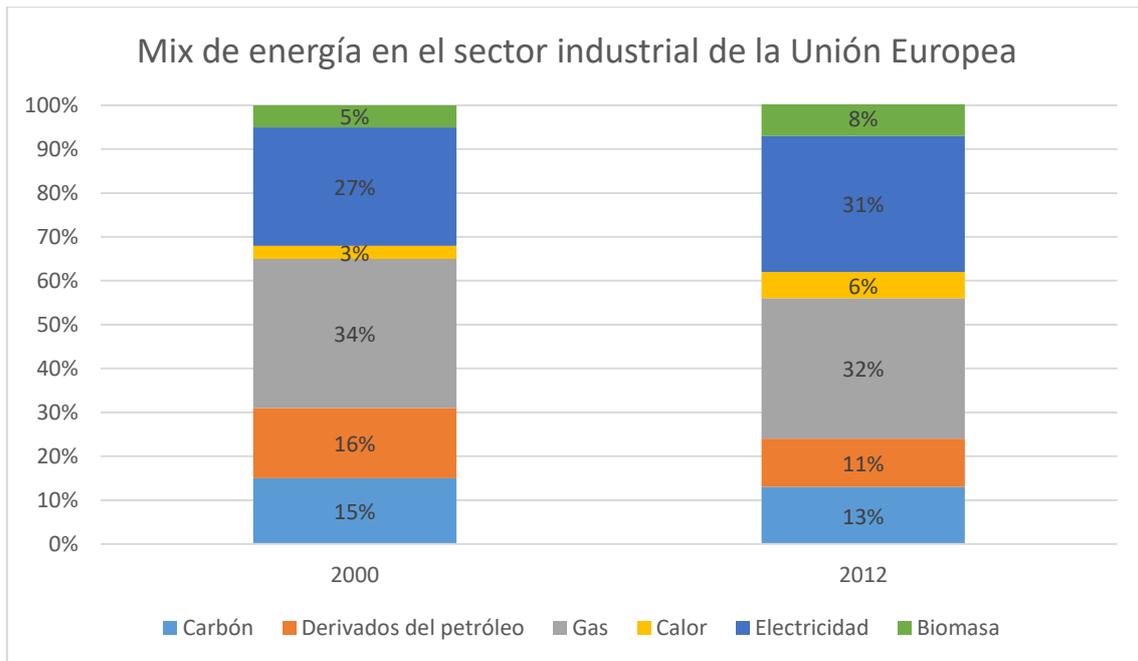


Figura 3.1. Cuota de las distintas ramas industriales respecto al consumo total industrial en los años 2010 y 2013. Fuente: (Intelligent Energy Europe Programme of the European Union, 2015)

3. Importancia de la eficiencia energética

Con respecto a las energías primarias utilizadas, el gas natural y la electricidad son las fuentes de energía dominantes para la industria con respectivamente el 32% y el 31% del mercado en 2012 (Gráfica 3.1.). La electricidad ha experimentado un rápido crecimiento entre el año 2000 y el 2012 (4 puntos), al igual que la biomasa y el calor (3 puntos cada uno).

La contribución de todos los combustibles fósiles ha decrecido: -2 puntos para el gas natural y el carbón (incluyendo el lignito) y -5 puntos para los derivados del petróleo (Intelligent Energy Europe Programme of the European Union, 2015).



Gráfica 3.1. Mix de energía en el sector industrial de la Unión Europea. Fuente: (Intelligent Energy Europe Programme of the European Union, 2015)

Con lo descrito anteriormente, vemos que la industria química posee un alto consumo de energía y, por tanto, un gran porcentaje de sus costes de producción están relacionados con ésta.

Además, vemos que las fuentes primarias más utilizadas son el gas natural y la electricidad. Con la creciente subida del precio de la electricidad en España debido a, entre otras cosas, los problemas de suministro de gas natural procedente de Argelia, principal proveedor de gas a España con una cuota del 59% (hipertextual, 2017), la eficiencia energética se vuelve un aspecto fundamental a considerar dentro de cualquier compañía para reducir costes y permanecer competitivas en un mercado internacional.

4. MEDIDAS DE AHORRO DE VAPOR

4. Medidas de ahorro de vapor.

Los sistemas de vapor representan alrededor del 30% de la energía total utilizada en aplicaciones industriales de fabricación de productos. Estos sistemas son indispensables para transportar la energía necesaria para procesos de calentamiento, control de presión, separación de componentes, y producción de agua caliente para reacciones de proceso.

Debido a que el coste de la energía sigue subiendo, las plantas industriales necesitan medidas efectivas para reducir la cantidad de energía consumida por sus sistemas de vapor. Para ayudar a conocer esta necesidad, el Programa de Tecnologías Industriales del Departamento de Energía de Estados Unidos (U.S. Department of Energy's (DOE) Industrial Technologies Program) trabaja con las plantas más consumidoras de energía de Estados Unidos para descubrir oportunidades para reducir tanto los costes como el uso de la energía mientras mantienen, o incluso aumentan, su productividad.

Los sistemas de vapor industriales pueden incluir generación, distribución, uso final, y componentes de recuperación, tal como muestra el diagrama inferior. Los equipos de uso final incluyen intercambiadores de calor, turbinas, columnas de fraccionamiento, etc.

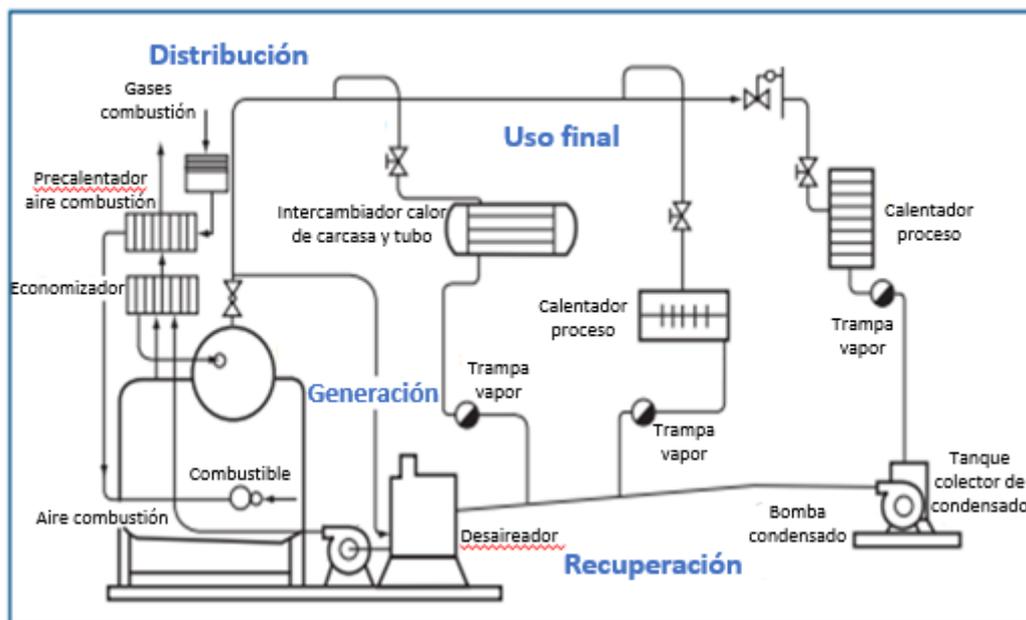


Figura 4.1. Esquema general de un sistema de vapor.

Conseguir un sistema de vapor más eficiente podría reducir los costes anuales de energía de la planta en miles de millones de euros y las emisiones medioambientales en millones de toneladas cúbicas. Alrededor del 80% de la energía utilizada en la industria de la celulosa y el papel es dedicada a la generación de vapor, y los sistemas de vapor consumen aproximadamente la mitad de la energía usada en las industrias químicas y en refinerías del petróleo. Típicamente, las plantas que realizan una valoración de sus sistemas de vapor y, además aplican las oportunidades identificadas, pueden conseguir ahorros entre un 10 y un 15% por año.

Un ejemplo de una planta grande podemos encontrarlo en J.R. Simplot Company. Esta empresa en Caldwell, Idaho, mejoró el sistema de vapor en su planta de procesamiento alimenticio en los siguientes aspectos: mejora de sus quemadores y sus controles, instalación de sistemas de ajuste de oxígeno en las chimeneas de sus calderas, y

recuperar más condensado para reducir el número de calderas para alcanzar la carga de vapor. Estas medidas permitieron un ahorro de 15239696 kWh de gas natural y 526000 kWh de electricidad anualmente. En el verano de 2005, los costes de energía de la planta eran inferiores a casi \$300000 por año.

Las plantas pequeñas también tienen potencial de ahorro. En 2001, se evaluaron en EE.UU. 18 sistemas de pequeñas y medianas empresas. Se identificaron 89 mejoras en el sistema con una media de retorno de la inversión (payback) de solo 7 meses. En ese momento, los ahorros anuales acumulados estimados eran de casi \$3 millones.

Las medidas más comunes para incrementar la eficiencia del sistema de vapor se pueden resumir en la siguiente tabla:

MEDIDAS DE AHORRO DE VAPOR

Generación

- Minimizar el exceso de aire de combustión.
- Limpiar las superficies de transferencia de calor de las calderas.
- Considerar calderas de alta presión con turbinas de contrapresión.
- Mejorar el tratamiento de agua para minimizar la purga de la caldera.
- Optimizar la tasa de venteo del desaireador

Distribución

- Reparar las fugas de vapor.
- Minimizar el vapor venteado.
- Asegurar un buen aislamiento en tuberías, válvulas, accesorios y tanques.
- Implementar un programa de mantenimiento de trampas de vapor.
- Aislar el vapor de las líneas en desuso.
- Usar turbinas de contrapresión en vez de válvulas de reducción de presión.

Recuperación

- Optimizar la recuperación de condensado.
- Usar condensado de alta presión para producir vapor de baja presión.
- Instalar equipos de recuperación de calor como economizadores.
- Recuperar energía de la purga de la caldera.
- Recuperar energía térmica de corrientes residuales.

*Figura 4.2. Medidas de ahorro de vapor en las diferentes zonas del sistema de vapor.
Fuente: (U.S.Department of Energy, 2006)*

Otro ejemplo práctico real de la implementación de algunas de estas medidas se dieron en la planta petroquímica Dow Chemical en su sede de Hahnville, Louisiana. La evaluación la llevó a cabo el Departamento de Energía de los Estados Unidos y encontró varias oportunidades de ahorro tanto a corto como a medio plazo con necesidad de poca inversión. Las acciones llevadas a cabo les han permitido ahorrar alrededor de 1,9 millones de dólares anualmente consiguiendo ahorros de gas natural equivalentes a 79715 MWh, con sólo 1,5 meses de retorno de la inversión.

En el siguiente link se puede encontrar la información completa sobre la evaluación de este caso en concreto y en la *Figura 4.3.* ver una foto del emplazamiento estudiado:

<https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f16/dowassessmentsavings.pdf>



Figura 4.3. Vista aérea del emplazamiento de Dow Chemical en Louisiana. Fuente: (U.S.Department of Energy, 2007)

En este TFM, se van a aplicar técnicas de ahorro en las zonas de distribución y recuperación en una industria simulada, por lo que, vamos a explicar en esta sección algunos ejemplos cualitativamente de medidas de ahorro en la zona de generación de los mencionados en la *Figura 4.2*. Puede resultar interesante mencionar y explicar cómo aplicar estas medidas para aquellas compañías responsables de la generación de vapor, ya sea como actividad de negocio principal o para su autoabastecimiento.

4.1. Minimizar el exceso de aire en la combustión

Problema:

Para llevar a cabo la combustión, debe haber tres elementos en el mismo espacio y tiempo. A la unión de éstos, se le denomina el triángulo de combustión o de fuego:

- Combustible.
- Comburente.
- Fuente de ignición.

La combustión debe ser completa para evitar desperdicio de combustible y que se produzcan inquemados que escapen por los gases de la chimenea. Por ello, la cantidad de comburente, normalmente se utiliza aire, debe ser al menos la relación estequiométrica para quemar todo el combustible. Debido a las impurezas del aire o a variaciones en los quemadores, la carga o cualquier otra condición que afecte a la combustión, se trabaja con un porcentaje de exceso de aire para nunca estar en defecto de oxígeno.

La cantidad de exceso de aire requerida depende de:

- Tipo de combustible.
- Diseño del quemador.
- Características del combustible y preparación.
- Diseño del horno.
- Carga como porcentaje de la carga máxima.
- Velocidad de infiltración de aire.
- Condiciones ambientales.
- Otros factores menos relevantes.

Para determinar el exceso de aire apropiado para cada instalación, habría que realizar pruebas para poder establecerlo y ajustarlo.

En la siguiente figura, *Figura 4.4.*, se muestran valores típicos de excesos de oxígeno y aire según el combustible utilizado a carga máxima.

Combustible	%O ₂ en los gases de combustión	% mínimo de exceso de aire
Gas natural	0,6 a 3	3 - 15
Fuel-oil	1,5 a 3	7 - 15
Carbón	4,0 a 6,5	25 - 40

Figura 4.4. Porcentaje de aire en exceso según el tipo de combustible.

El rendimiento de la caldera se define como la razón entre el calor transferido al fluido de trabajo o proceso deseado y el contenido energético del combustible.

El rendimiento se puede ver afectado por el diseño de la caldera, la carga, el exceso de aire, la temperatura del gas de combustión, su mantenimiento... Por ejemplo, una pérdida del 1% de rendimiento se puede deber a un aumento del 2% en el exceso de oxígeno o un incremento de 23 °C en la temperatura del gas de combustión.

Considerando un combustible fijo y una carga fija en la caldera, en la *Figura 4.5.* se pueden ver las pérdidas en función del aire:

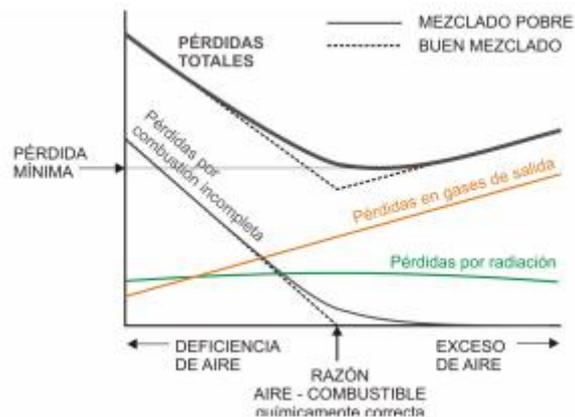


Figura 4.5. Tipos de pérdidas según la cantidad de aire aportada a la caldera.

Solución:

El aire para la combustión, como se ha indicado anteriormente, se aporta en cantidad superior a la teórica para garantizar que no se produzcan inquemados, ya que, éstos implican pérdida de rendimiento y emisiones nocivas, por lo que, es necesario mantener un margen de seguridad para compensar oscilaciones de magnitudes ambientales y del combustible.

La instalación de un analizador de oxígeno para monitorizar el exceso de éste en los gases de escape de la caldera permitirá trabajar con un margen de seguridad más estrecho, dado que el exceso (o la falta) real de oxígeno está vigilado de forma permanente.

Un ejemplo del controlador del actuador del aire sería el siguiente:

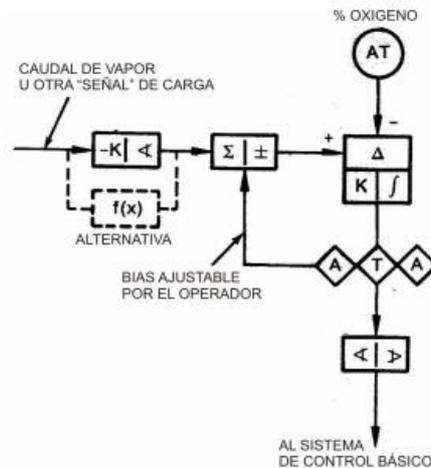


Figura 4.6. Lógica de un controlador del actuador del aire a la caldera.

La función genera una consigna que es función de la carga de la caldera o de otro índice de la velocidad de fuego. Tiene que estar basada en pruebas con la caldera realizadas a 3 o más cargas y el operador tiene la opción de añadir un bypass a la consigna generada.

El controlador está ajustado con baja ganancia e integral lenta.

Se colocan unos límites en la salida para evitar que fallos en el analizador hagan que la salida se vaya a un extremo.

Ahorro:

El ahorro producido con el control continuo del oxígeno se puede evaluar con la siguiente gráfica, *Figura 4.7.* Para mostrar cómo se aplica, hemos utilizado el siguiente ejemplo:

- Antes del ajuste mediante el analizador de oxígeno se registraba un exceso en la salida de gases de un 7,1% y con una temperatura de los gases de 222 °C.
- Después del ajuste, el exceso de oxígeno pasó a ser un 2,9% y la temperatura, 198 °C.

En el eje de la izquierda, se fija el porcentaje de oxígeno registrado en la salida de gases y se traza una línea hasta la escala oblicua con diferentes temperaturas en la salida de la chimenea. En el punto de corte, se traza una línea horizontal hasta la intersección el eje de la derecha, el cual representa al porcentaje de eficiencia en la combustión.

4. Medidas de ahorro de vapor

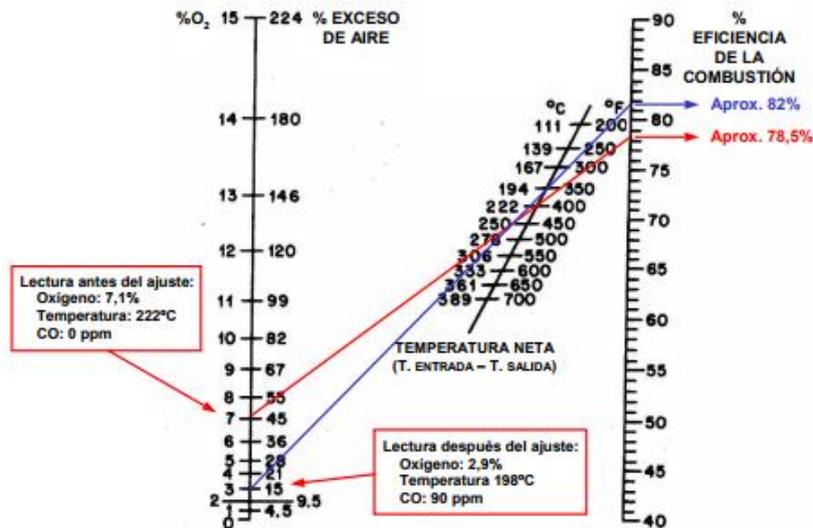


Figura 4.7. Gráfica para estimar el rendimiento de la combustión el porcentaje y temperatura de los humos de la chimenea. Fuente: (Tiempo Real, 2010)

En este caso, vemos que pasamos de un 78,5% de rendimiento a un 82%, un incremento del 3,5%.

Una estimación aproximada del ahorro producido sería el resultado de la siguiente tabla:

Ahorro por cada 100 euros de costo de combustible, por incremento de la eficiencia de la combustión									
Se consideran constantes las pérdidas por radiación									
Eficiencia original	Eficiencia mejorada								
	55%	60%	65%	70%	75%	80%	85%	90%	95%
50%	9,10	16,70	23,10	28,60	33,30	37,50	41,20	44,40	47,40
55%		8,30	15,40	21,50	26,70	31,20	35,30	38,90	42,10
60%			7,70	14,30	20,00	25,00	29,40	33,30	37,80
65%				7,10	13,30	18,80	23,50	27,80	31,60
70%					6,70	12,50	17,60	22,20	26,30
75%						6,30	11,80	16,70	21,10
80%							5,90	11,10	15,80
85%								5,60	10,50
90%									5,30

Figura 4.8. Tabla de estimación de ahorro en combustible por mejorar la eficiencia de la caldera. Fuente: (Tiempo Real, 2010)

Si continuamos aplicando nuestro ejemplo, en el cual pasamos de un rendimiento del 78,5% al 82%:

- Primer tramo del 75% de eficiencia original al 80% de eficiencia mejorada: 6,30€. Como en nuestro caso pasamos del 78,5 al 80%, realizando una regla de tres resulta 1,89€.
- Segundo tramo del 80% de eficiencia original al 85% de eficiencia mejorada: 5,90€. Como en nuestro caso pasamos del 80 al 82%, realizando una regla de tres resulta 2,36€.

La suma de ambos da como resultado un ahorro de 4,25€ por cada 100€ de gasto de combustible (Tiempo Real, 2010) (FENERCOM, 2013).

Ésta es una aproximación para una instalación genérica. En una industria concreta, si se tienen caudalímetros de combustible, se puede cuantificar exactamente comparando la situación anterior y posterior a la monitorización continua de oxígeno.

4.2. Limpiar las superficies de transferencia de calor de las calderas.

Problema:

El ensuciamiento de los tubos por los que pasa el condensado que vaporiza en las calderas acuatubulares provoca ineficiencia en la caldera. Un tubo sucio transfiere menos cantidad de calor por unidad de superficie. Como consecuencia se reduce la cantidad de vapor producido y se incrementa la temperatura de los gases de escape. Esto se traduce en una pérdida de eficiencia y en un aumento del consumo de combustible en la caldera.

Los tubos se pueden ensuciar por diversos motivos:

- Formación de sales en el lado de agua que se acumulan al evaporar el agua y precipitan formando incrustaciones. Este fenómeno depende de la calidad del agua y es más severo cuando mayor sea la presión del vapor que se produce.



Figura 4.9. Ejemplo de tubo con las paredes llenas de precipitado de sales.

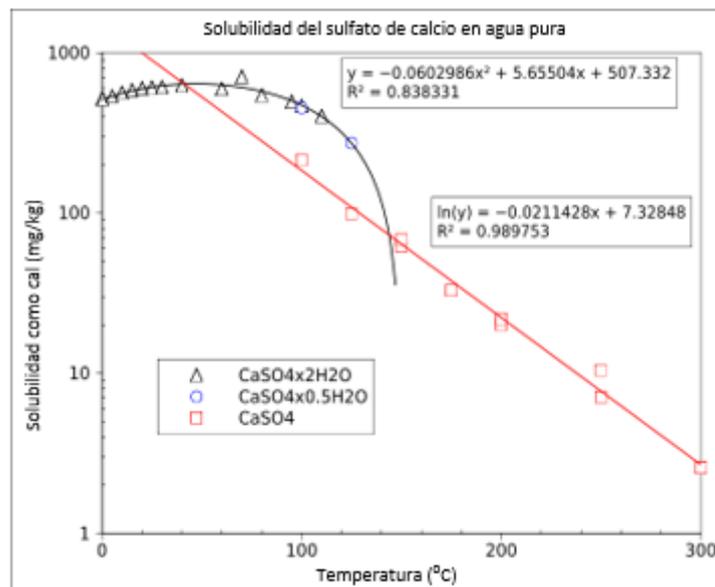


Figura 4.10. Gráfica de solubilidad del sulfato de calcio según la temperatura. Fuente: (Chemical Engineering Blog, 2011)

- Formación de hollín y depósitos en el lado del horno. Principalmente causados en hornos de carbón y fueles pesados que acumulan compuestos incombustibles.



Figura 4.11. Tubo con hollín en las paredes.

Solución:

Se puede reducir el ensuciamiento con distintas medidas:

- Mejorar la calidad del agua de aporte: reduce el aporte de sales disueltas, reduciendo la formación y acumulación de sales en los tubos, en el lado de agua.
- Tratar el condensado recuperado que pueda estar contaminado. Si se produce una fuga en algunos de los equipos que consumen vapor, el condensado que se retorne a la caldera va a estar contaminando y provocará ensuciamiento de los tubos.
- Reducir la presión de operación. Reduce la temperatura en la caldera y se ralentiza la velocidad de los fenómenos que ocasionan la precipitación de sales y ensuciamiento.
- Instalar sistemas de limpieza de hollín. Necesario en calderas que utilizan combustibles pesados o que generen sólidos durante la combustión (Tiempo Real, 2016).



Figura 4.12. Ejemplo de sistema de limpieza mecánica manual. Fuente: (Optimise Heat & Steam, 2017)

La limpieza con ácido está limitada a una vez por año y el empleo de ciertos productos en base cloro se está eliminando en muchos países por problemas medioambientales. Las limpiezas mecánicas incluyen las limpiezas periódicas con adaptadores, cepillos, pasadores y herramientas especiales (Sanz, 2014).

Ahorro:

Estimar el ahorro conseguido como consecuencia de tomar medidas para la reducción del fouling es una tarea difícil, ya que, depende de muchas condiciones de proceso, la severidad de la cantidad de fouling en las superficies, etc. Por tanto, podemos mencionar en las partidas en las que se puede conseguir ahorro:

- **Inversión.** Para disminuir el impacto del fouling en el proceso, usualmente se sobredimensiona la superficie de transferencia del intercambiador en la base de diseño. El sobredimensionamiento ronda el 10-15%, con una media en torno al 35%. Esto aumenta la inversión inicial, requiere más espacio, e incrementa los costes de transporte y la instalación. Si reducimos la aparición de fouling con medidas de prevención evitaríamos incurrir en este sobrecoste.
- **Energía.** Este es un gasto directo si se produce fouling. Cuanto más fouling, más se reduce la transferencia de calor y más cantidad de combustible es necesario quemar para alcanzar nuestros requerimientos de temperatura. Reduciendo el fouling y con limpiezas preventivas reducimos estos costes directos.
- **Paradas de planta.** Si el fouling se convierte en un problema severo y no conseguimos que funcione correctamente el proceso, habrá que realizar paradas programadas para poder limpiar el intercambiador de calor. En cualquier industria, parar la producción también significa dinero, por lo que, indirectamente se perderán beneficios debidos a la suciedad.
- **Mantenimiento.** Según Pritchard y Thackery, alrededor del 15% de los costes de mantenimiento están relacionados con calderas e intercambiadores de calor y, la mitad de éstos, están relacionados con el fouling.

En conclusión, el fouling puede resultar muy caro en refinerías y petroquímicas, ya que, aumenta el consumo de combustible, produce una operación discontinua y pérdidas de producción, y aumentará los costes de mantenimiento. Panchal (Laboratorio Nacional de Argonne), basado en el estudio de Van Nostrand, recalculó las pérdidas de calor y las económicas asociadas al fouling de los intercambiadores de calor de las refinerías de EE.UU. y alcanzaban más de 2 mil millones de dólares al año. Los costes de mantenimiento en EE.UU. se han visto incrementados abruptamente debido a las recientes leyes medioambientales (Chemical Engineering Blog, 2011).

Otra manera de ahorrar es utilizar vapor de baja presión para la limpieza del hollín de los tubos en vez de vapor de alta.

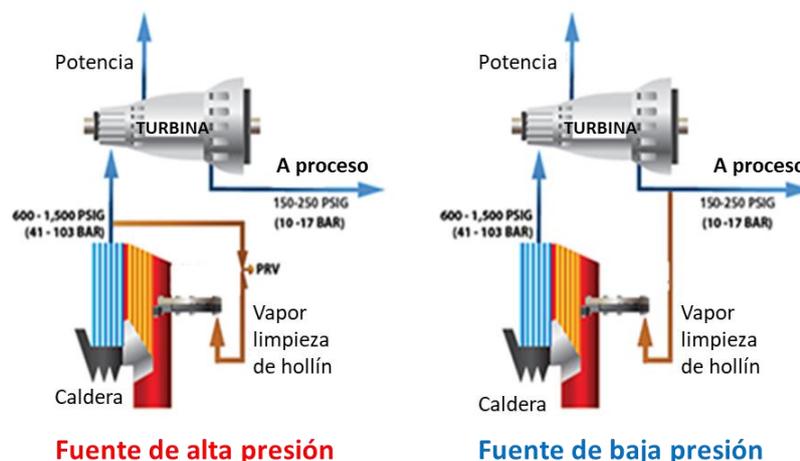


Figura 4.13. Esquemas de limpieza de hollín con vapor de alta y baja presión.

4. Medidas de ahorro de vapor

Como vemos en la *Figura 4.13.*, en el primer esquema toma el vapor a la presión de operación de la caldera y con una válvula de control de presión, se reduce ésta y se utiliza para la limpieza. En el segundo esquema, el vapor producido por la caldera pasa por la turbina que genera electricidad y es de este vapor ya a baja presión donde se toma para la limpieza. Con esta alternativa se podría ahorrar la mitad de dinero en el vapor utilizado, ya que, el de baja presión es más barato que el de alta y hemos podido aprovechar parte de su energía en beneficio de electricidad.

***5. INTRODUCCIÓN
DE NUESTRA
INDUSTRIA***

5. Introducción de nuestra industria.

Nuestra industria simulada cuenta con todos los equipos básicos de operaciones unitarias típicas en cualquier industria química.

Es importante recordar que no es ninguna empresa real y que todos los datos aquí descritos son inventados pero en los órdenes de magnitud típicos de cualquier industria real, para que los escenarios propuestos en el siguiente capítulo sean los más verosímiles posible.

Una de las principales materias primas es el fenol pero no es relevante el proceso químico empleado, sino el sistema de vapor empleado.

En la *Figura 5.1.*, podemos ver el sistema de diseño de nuestra industria. La zona de generación consta de una caldera y un tanque de alimentación de agua, la cual llevará asociada su tratamiento correspondiente para darle al agua la calidad necesaria para introducirla en la caldera. Como vemos en el esquema, la generación de vapor está operada por una empresa externa, por lo que, no tenemos capacidad de decisión directa en esa zona. Sin embargo, decisiones operativas o de diseño en los usuarios de nuestra planta produce mejoras indirectamente en la zona de generación, generándonos beneficios de la misma manera.

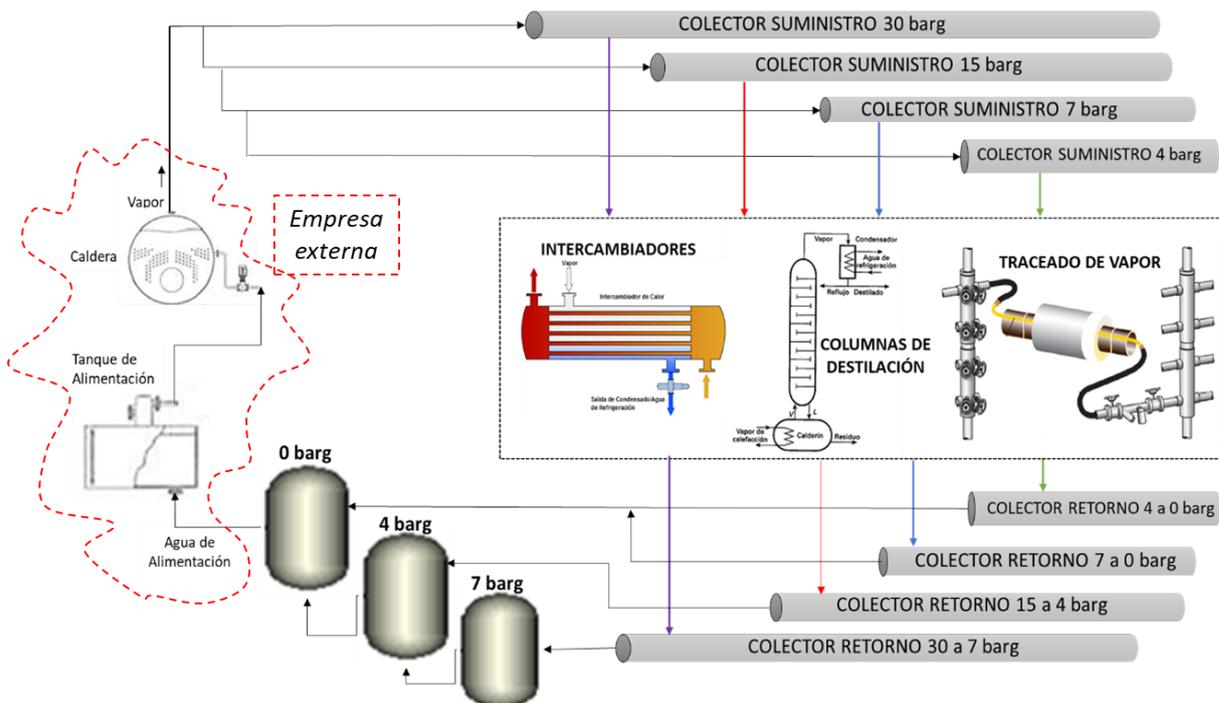


Figura 5.1. Sistema de vapor de nuestra industria simulada.

Centrándonos en el sistema de vapor, nuestra industria consta de:

- 4 colectores de suministro de vapor.
- 4 colectores de retorno de condensado.
- Intercambiadores de calor.
- Columnas de destilación (vapor en rehedidores).
- Trazado de vapor.
- 3 recipientes de recuperación flash.

Los colectores de suministro de vapor se dividen de la siguiente manera, *Tabla 5.1.*:

Tabla 5.1. Características de los distintos servicios de vapor.

Colector	Presión	Temperatura	Consumo	Servicios
Vapor alta	30 barg	250 °C	50 t/h	Columnas
Vapor media	15 barg	210 °C	70 t/h	Columnas e intercambiadores
Vapor baja	7 barg	180 °C	30 t/h	Intercambiadores y traceado
Vapor muy baja	4 barg	160 °C	10 t/h	Traceado y encamisado

Un traceado es una línea de diámetro reducido de un metal muy conductor, normalmente cobre, que se coloca pegado a la tubería de proceso que se quiere mantener caliente (*Figura 5.2.*). El vapor cede su calor latente hacia el interior de la tubería de proceso, calentando el fluido que hay en su interior, supliendo así las pérdidas de calor que se producen hacia el exterior aunque exista aislamiento. Las necesidades de vapor en el traceado serán tanto mayores cuantos menores sea las eficiencias del aislamiento utilizado. Por otro lado, el encamisado consiste en un tipo de tubería paralela que se pone alrededor de la tubería de proceso que se quiere calentar. Tiene una entrada de vapor en un extremo y una salida de condensado con una trampa de vapor al final de recorrido.

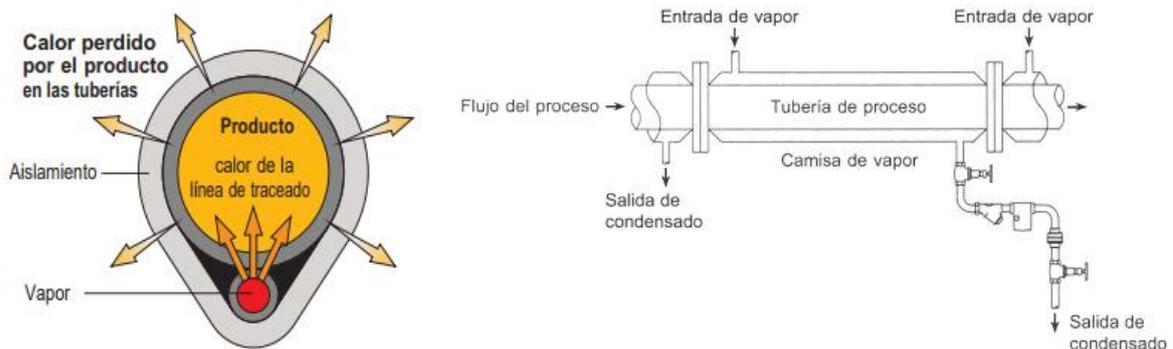


Figura 5.2. Esquema de una tubería traceada con aislamiento y una tubería encamisada con vapor.

Los colectores principales de suministro de vapor se distribuyen en colectores más pequeños que dan servicio a los consumidores finales. Uno de éstos puede ser un “árbol de suministro”, también denominado *manifold* de suministro de su nombre inglés o “SM”, de sus siglas (supply manifold). El vapor llega al SM, el cual se compone de varias tomas de las que parten los diferentes traceadores hacia el servicio asociado a cada uno de ellos. Conforme ceden el calor al fluido, se empieza condensar y finalmente el traceado finaliza su recorrido en un “árbol de retorno”, también denominado *manifold* de retorno o “RM”, por sus siglas en inglés (return manifold). Cada RM está compuesto, como un SM, de tomas en las que desembocan los traceadores tras finalizar su recorrido.

La diferencia entre ambos manifolds es que en las tomas de los SMs sólo hay una válvula de corte para poder alinear el suministro de vapor al traceado mientras que en cada toma de los RMs existe una trampa de vapor que permite la evacuación del condensado producido sin dejar escapar el vapor que aún no ha condensado. Las trampas de vapor tienen dos válvulas de bloqueo para poder intervenir en ellas para realizarles mantenimiento y un drenaje para despresurizar el tramo bloqueado en caso de que tengan que cambiar la trampa de vapor. Ambos manifolds tienen una válvula de bloqueo que engloba a todas las tomas para aislar el manifold completo y un drenaje que permite despresurizarlos.

En la *Figura 5.3.* se muestra el circuito completo desde el colector de suministro de vapor hasta el de retorno mientras que en la *Figura 5.4.* se puede ver en detalle un manifold de retorno con doce tomas con trampas de vapor instaladas del fabricante Armstrong.

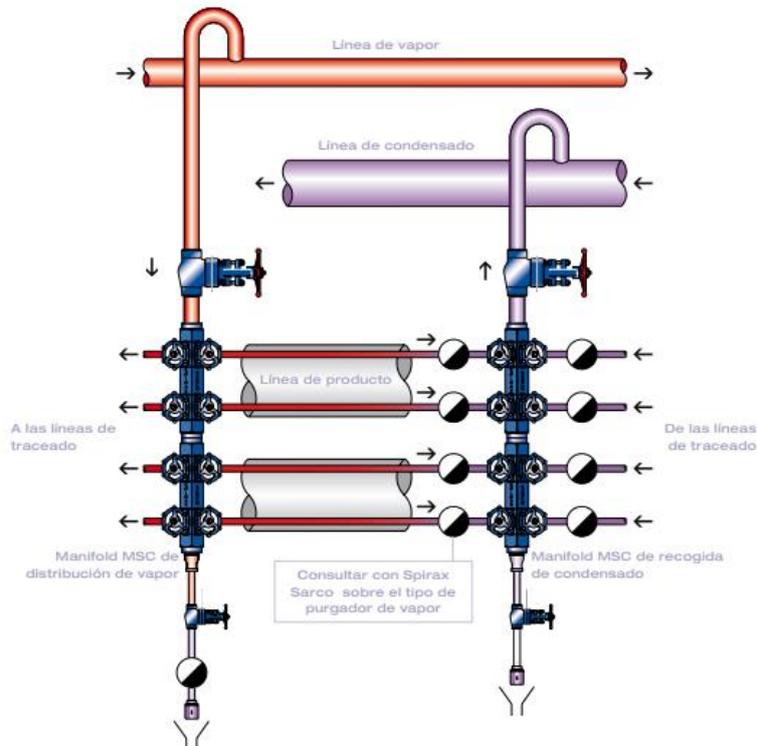


Figura 5.3. Esquema de recorrido completo de sistema de traseado. Fuente: Spirax Sarco.



Figura 5.4. Imagen de un árbol de retorno real con 12 tomas. Fuente: Armstrong.

Los cuatro colectores de retorno de condensado transportan el vapor condensado tras ceder su calor al proceso a los recipientes de recuperación de condensado para producir vapor flash. Dependiendo de la presión del vapor de suministro, el condensado desemboca en un recipiente presurizado a una presión distinta a la cual se puede recuperar vapor flash a una presión inferior.

En la *Tabla 5.2.* se muestra la presión del tanque flash al que desemboca cada colector de retorno:

Tabla 5.2. Presión de los tanques de recuperación flash en los que desembocan los colectores de retorno.

Colector	Presión suministro	Presión tanque flash
Alta presión	30 barg	7 barg
Media presión	15 barg	4 barg
Baja presión	7 barg	0 barg
Muy baja presión	4 barg	0 barg

Los caudales en estos colectores los hemos estimado en los mismos que en los colectores de suministro aunque sabemos que la recuperación de condensado no es del 100%, ya que, se producen pérdidas a lo largo de todo los circuitos. Los tanques flash están conectados entre sí, de manera que el condensado remanente del tanque de mayor presión pasa al de presión inferior. El vapor flash producido en el tanque a presión atmosférica se dirige a un intercambiador de calor aéreo, se condensa y se devuelve de nuevo al tanque. Desde éste, es bombeado todo el condensado al tanque de alimentación de agua a la caldera, en el cual se aportará la cantidad de agua que falte para producir nuestra demanda de vapor y se realizará el oportuno tratamiento. Cuando el vapor producido en el tanque atmosférico es mucha cantidad, el intercambiador no es capaz de condensarlo todo y se tiene que ventear parte a la atmósfera.

6. ESCENARIOS PRÁCTICOS

6. Escenarios prácticos.

La evaluación práctica en la que se basa este proyecto se realizará sobre un caso particular, de una industria simulada, la cual dividiremos en varios escenarios para realizar el estudio en detalle.

Antes de comenzar con los escenarios prácticos, vamos a calcular el precio de la energía de nuestra planta basándola en la cantidad de gas natural requerida para producir 1000 kg/h de vapor en nuestra caldera.

El rendimiento de una caldera de vapor (η) es:

$$\eta = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_v - h_l)}{\dot{m}_F \cdot PCI}$$

El caudal de vapor producido, \dot{m}_v , lo definimos en 1000 kg/h como base para el cálculo.

Si denominamos al denominador F_{PCI} para hacer referencia a la energía que se requiere aportar a la caldera para formar una tonelada/hora de nuestro vapor sabiendo que el rendimiento de nuestra caldera es del 90%, podríamos calcularlo de la siguiente manera:

$$F_{PCI} = \frac{m_v \cdot (h_v - h_l)}{\eta}$$

Nuestra caldera produce vapor a 30 barg sobrecalentado a 250 °C a partir de agua de alimentación a presión atmosférica a 90 °C. La entalpía de ese vapor es 2851,34 kJ/kg mientras que la del agua es de 376,96 kJ/kg.

$$F_{PCI} = \frac{1000 \frac{kg}{h} \cdot (2851,34 - 376,96) \frac{kJ}{kg}}{0,90} = 2749311,11 \frac{kJ}{h} = 763,70 kW$$

Sin embargo, el coste del gas natural se suele referenciar a su poder calorífico superior (PCS). Por tanto, hay que calcular el F_{PCS} :

$$F_{PCS} = F_{PCI} \cdot \frac{PCS}{PCI} = 2749311,11 \frac{kJ}{h} \cdot \frac{11,98 \frac{kWh}{Nm^3}}{10,83 \frac{kWh}{Nm^3}} = 3041250,89 \frac{kJ}{h} = 844,79 kW$$

El precio medio de 2016 del gas natural en España fue de 7,66 €/GJ para industrias (Eurostat, 2016).

$$\text{Precio vapor} = F_{PCS} \cdot \text{Precio gas natural}$$

$$\text{Precio vapor} = 3041250,89 \frac{kJ}{h} \cdot \frac{1 GJ}{10^6 kJ} \cdot 7,66 \frac{\text{€}}{GJ} = 23,30 \frac{\text{€}}{h}$$

El precio de vapor obtenido se ha conseguido fijando la cantidad de 1 t/h de vapor a producir, por lo que, podemos considerar que el precio para cualquier tipo de vapor consumido en la planta será de **23,30 €/tonelada de vapor**.

ESCENARIO 6.1. Mejorar aislamiento

Según el estudio ECOFYS de EiiF (Fundación Europea del Aislamiento Industrial) realizado en mayo de 2014, comprobaciones en plantas industriales realizadas por expertos, muestran que al menos un 10% de las instalaciones o no están aisladas, o lo están, pero tienen el aislamiento en malas condiciones. Además, el aislamiento aplicado habitualmente se basa en una decisión de inversión mínima, teniendo en cuenta sólo la temperatura superficial para evitar daños personales, las necesidades mínimas del proceso industrial o los promedios genéricos de pérdidas de calor.

Según el estudio ECOFYS, se estima que el potencial ahorro en la Industria equivale a 15 plantas de generación de energía alimentadas por carbón (500 MW) o el consumo energético de 10 millones de viviendas. De esta manera, el potencial anual de reducción de emisiones de CO₂ sería el equivalente a las emisiones de CO₂ de 18 millones de coches. A nivel de toda Europa, aislar superficies a niveles rentables y reparar aislamientos estropeados en instalaciones industriales, implica una inversión inicial de unos 900 millones de euros. Esta inversión inicial ahorraría a la industria unos 3,5 miles de millones de euros cada año.

A menudo, los requisitos relacionados con la rentabilidad económica o la máxima eficiencia energética del sistema de aislamiento no están considerados. En el pasado, con los precios del petróleo más bajos, la eficiencia energética de la instalación no representaría una diferencia tan grande. Hoy día, el precio de la energía es mucho más alto e incluso se espera que continúe incrementándose. Por esta razón, la brecha entre el aislamiento actual y el aislamiento económicamente rentable se está incrementando. Los costes adicionales para emisiones de CO₂ aceleran este potencial de ahorro.

A continuación, las razones por las que es imprescindible el aislamiento en la industria:

- Por **ahorro energético**. El objetivo es reducir la cantidad de energía necesaria para mantener el equilibrio del proceso y evitar el flujo de calor a través del material. El aislamiento reduce las pérdidas energéticas, de tal modo que estas pueden llegar a ser un 2-3% de las pérdidas energéticas sin aislamiento. En la *Figura 31*, vemos las zonas de una válvula por las que se pierde energía al no estar aisladas debidamente.

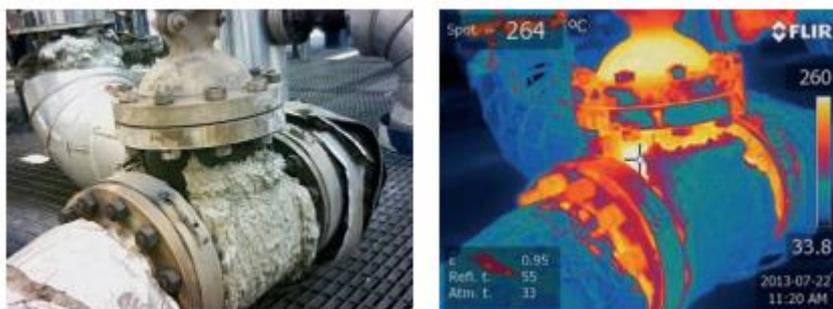


Figura 6.1. Captura termográfica de una válvula mal aislada

- Por **temperatura superficial – protección personal**. Si no existe aislamiento térmico suficiente, las temperaturas superficiales externas pueden ser elevadas y provocar lesiones y accidentes en las personas. En el límite, producir efectos de combustión e incendio en materiales combustibles próximos a estas superficies.

- Por **proceso**. En todo proceso deben evitarse transferencias térmicas que disfuncionen el proceso por diferencias de temperaturas no admisibles. Esta estabilidad térmica se consigue con el aislamiento.
- Por **impacto medioambiental**.
 - ✓ Reducción de CO₂. El aislamiento disminuye la cantidad de energía necesaria y, por tanto, se reducen las emisiones de CO₂ dado que la mayor parte de la energía que se utiliza en los procesos térmicos procede de la transformación de un combustible por reacción exotérmica del mismo con el oxígeno ambiental.
 - ✓ Reducción del nivel de ruido. El aislamiento acústico en la industria tiene dos objetivos principales: proteger los oídos del personal que trabaja cerca o en las instalaciones y reducir el sonido ambiente en el entorno local, particularmente cuando está situado en áreas urbanas (AFELMA y ANDIMAI, 2017).

Es recomendable que se utilice material aislante suministrado directamente por el fabricante. Las propiedades deseadas en un aislante son (Z.K. Morvay, 2017):

- Baja conductividad térmica.
- Resistencia al agua y las altas temperaturas.
- Estabilidad mecánica y química.

En la *Tabla 6.1.* podemos ver algunos datos generales sobre diferentes tipos de aislamiento:

Tabla 6.1. Conductividad térmica de algunos materiales aislantes. Fuente: (Z.K. Morvay, 2017)

Material	Densidad (kg/m ³)	Conductividad térmica [W/(m K)]		
		50 °C	100 °C	300 °C
Silicato cálcico	210	0,055	0,058	0,083
Goma de nitrilo expandida	65-90	0,039		
Lana mineral (Vidrio)	16	0,047	0,065	
	48	0,035	0,044	
Lana mineral (Roca)	100	0,037	0,043	0,088

Problemática

En las zonas más antiguas de nuestra planta, los racks de tuberías tienen el aislamiento de bajo espesor, además de en mal estado. Esto provoca que se produzcan muchas pérdidas de calor a través de éstas y que aumenten, por tanto, nuestros costes relativos a la energía necesaria para la operación de la planta.

Solución

En vez de restaurar el aislamiento existente por uno en buenas condiciones, vamos a estudiar primero cuál sería el espesor óptimo con el criterio económico, siempre y cuando, se cumplan unos criterios de pérdidas máximas.

Según la “Guía de buenas prácticas en el aislamiento industrial” de Fenercom (AFELMA y ANDIMAI, 2017), para procesos industriales se recomiendan unas **pérdidas máximas de 90 W/m²**.

En la *Figura 6.2.*, vemos un esquema de la tubería con aislamiento con la denominación de cada uno de los diámetros que intervienen en el cálculo de pérdidas de calor.

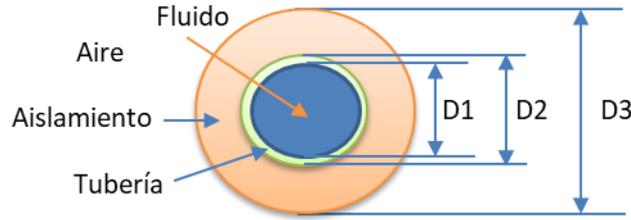


Figura 6.2. Esquema de una tubería con aislante.

Para calcular el **coeficiente de transmitancia térmica (U)** utilizaremos la siguiente fórmula:

$$U = \frac{1}{\frac{D_3}{D_1 \cdot h_{\text{fluido}}} + \frac{D_3 \cdot \ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}{2 \cdot k_{\text{tubería}}} + \frac{D_3 \cdot \ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)}{2 \cdot k_{\text{aislamiento}}} + \frac{1}{h_{\text{aire}}}}$$

Los diámetros son los identificados en el esquema; h_{fluido} es el debido al fluido que circula por la tubería; $k_{\text{tubería}}$ es referida al material de la tubería; $k_{\text{aislamiento}}$ es referida al aislamiento elegido; y h_{aire} es el debido al aire que circula por el exterior de la tubería. Los dos primeros términos del denominador son generalmente más pequeños comparados con el resto y se podrían despreciar. Para nuestros cálculos solo se ha despreciado el primer término relativo al fluido en la tubería.

$$U = \frac{1}{R_{\text{tubería}} + R_{\text{aislamiento}} + \frac{1}{h_{\text{aire}}}}$$

Para calcular h_{aire} se tienen que evaluar las siguientes propiedades termodinámicas del aire: conductividad térmica (k), viscosidad (μ), coeficiente de expansión ($\beta=1/T$), densidad aire (ρ), viscosidad cinemática (ν), calor específico (C_p) y difusividad térmica (α) a la temperatura media de película de aire.

$$T_{\text{media}} = \frac{T_{\text{superficie}} + T_{\text{ambiente}}}{2}$$

El coeficiente h_{aire} tiene en cuenta la combinación de los fenómenos de convección (libre o forzada) y la radiación.

$$h_{\text{aire}} = h_{\text{radiación}} + h_{\text{convección combinada}}$$

La *radiación* se calcula con la siguiente fórmula:

$$h_{\text{radiación}} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot \frac{T_{\text{superficie}}^4 - T_{\text{ambiente}}^4}{T_{\text{superficie}} - T_{\text{ambiente}}}$$

La *convección forzada* se modela mediante la correlación de Churchill y Bernstein para flujo externo a cilindros:

$$h_{\text{convección forzada}} = \frac{Nu \cdot k_{\text{aire}}}{D_3}$$

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left(1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right)^{4/5}$$

La *convección natural* se modela mediante la correlación de Churchill y Chu:

$$h_{convección\ natural} = \frac{Nu \cdot k_{aire}}{D_3}$$

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

La *convección mixta* se calcula de la siguiente manera:

$$h_{convección\ mixta} = \frac{Nu_{combinado} \cdot k_{aire}}{D_3}$$

$$Nu_{combinado} = (Nu_{forzada}^4 + Nu_{natural}^4)^{0.25}$$

Una vez que tenemos el coeficiente U, el calor que fluye a través del aislamiento se estima como:

$$Q'' = U \cdot (T_{operación} - T_{ambiente})$$

Mientras que las pérdidas de calor por unidad de longitud se calculan como:

$$\text{Pérdidas de calor por metro lineal } (Q/L) = \pi \cdot D_3 \cdot Q''$$

Las temperaturas de la superficie exterior (T_3) y de la superficie de contacto entre el aislante y el tubo (T_2) normalmente no se conocen, por lo que, se comienza suponiendo una para cada una y realizamos todos los cálculos anteriores con las temperaturas supuestas. Una vez tenemos el valor de Q'' , recalculamos dichas temperaturas (en la *Figura 6.3*. tenemos un esquema con las diferentes temperaturas que intervienen en los cálculos):

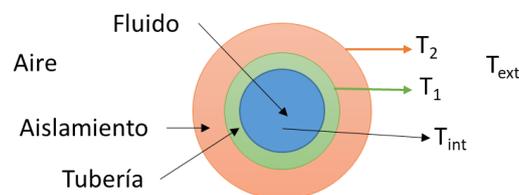


Figura 6.3. Diagrama con las diferentes temperaturas que intervienen en los cálculos.

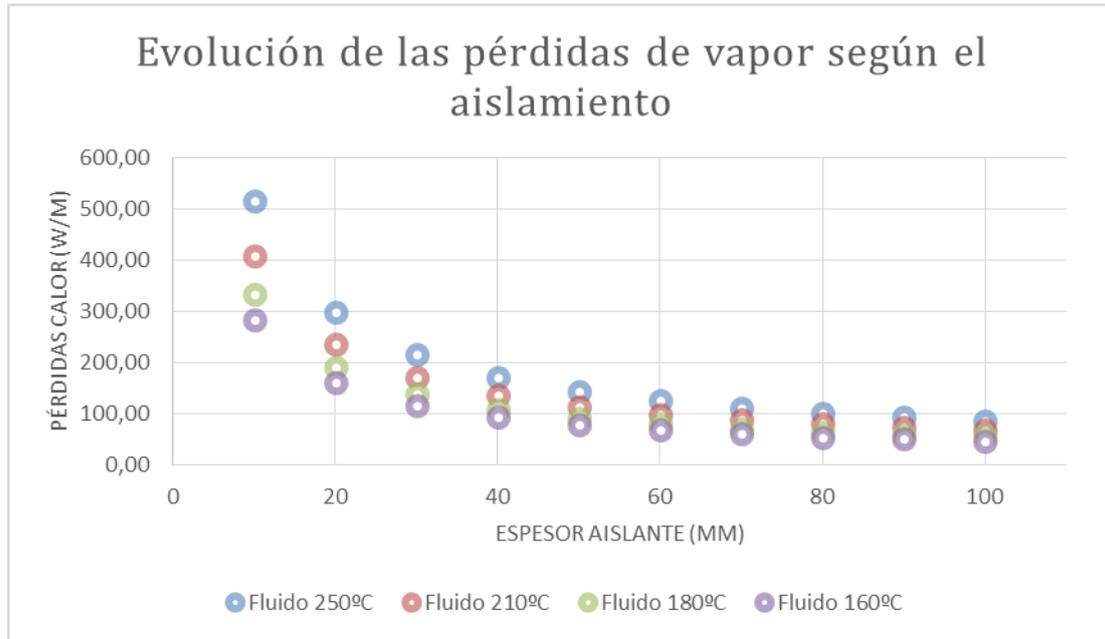
$$T_1 = T_{int} - Q'' \cdot R_{tubería}$$

$$T_2 = T_1 - Q'' \cdot R_{aislamiento}$$

Se producen varias iteraciones tomando siempre en la iteración siguiente las temperaturas calculadas con las fórmulas anteriores hasta que las temperaturas supuestas y las calculadas al final de los cálculos apenas tengan diferencia.

Los cálculos para las pérdidas de calor de las tuberías sin aislamiento son los mismos pero sin el término relativo a la resistencia del aislamiento (Chemical Engineer's Guide, 2015).

Un ejemplo de cómo evolucionan las pérdidas de vapor en una tubería de 6" con aislamiento de lana mineral de roca con un recubrimiento de aluminio oxidado con un factor de emisividad de 0,13 y con una temperatura ambiente media de 20 °C, se muestra en la *Gráfica 6.1.* para varias temperaturas del fluido que circula por su interior:



Gráfica 6.1. Pérdidas energéticas a través de una tubería de 6" para distintos espesores de lana mineral de roca expuesta a una temperatura ambiente de 20 °C y a diferentes temperaturas de fluido.

Para la evaluación de nuestro caso, tenemos los siguientes parámetros iniciales:

- La temperatura ambiente media anual de la Región de Murcia es de aproximadamente 20 °C según la CARM:

Datos climatológicos de Murcia. Decenio 2007-2016											
	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	Decenio
Presión Media (mm.)	758,2	757,4	757,0	755,6	758,2	757,9	757,5	756,8	759,0	757,7	757,5
Temperaturas Medias (°C):											
Media Anual	18,8	18,9	19,4	18,4	19,6	19,3	19,2	20,2	20,0	20,1	19,4

Figura 6.4. Temperaturas medias de Murcia en el decenio 2007-2016. Fuente: CARM.

- El acabado de las tuberías es de aluminio oxidado que tiene un factor de emisividad de 0,13.



Superficie	ε
aluminio brillante	0,05
aluminio oxidado	0,13
chapa de metal galvanizado, limpio	0,26
chapa de metal galvanizado, sucio	0,44
acero austenítico	0,15
plancha de aluminio-zinc	0,18
superficies no metálicas	0,94

Figura 6.5. Imagen de un recubrimiento de aluminio y tabla con valores de emisividad para diferentes recubrimientos. Fuente: (ISOVER, 2017)

- La velocidad media del aire la suponemos en 3,5 m/s.

- Las condiciones de proceso para los casos que vamos a evaluar son los siguientes:

Tabla 6.2. Condiciones de proceso de los diferentes racks de tuberías de nuestra planta.

Colector suministro	Temperatura	Tubería
30 barg	250 °C	10"
15 barg	210 °C	12"
7 barg	180 °C	10"
4 barg	160 °C	8"

Con cada uno de los colectores seguiremos el mismo procedimiento:

1. Calcular las pérdidas térmicas por metro lineal (Q/L) en W/m.
2. Calcular las pérdidas económicas asociadas a éstas (€/m·año).

$$Pérdidas (P) = Q/L \left(\frac{W}{m} \right) \cdot Precio_{energía} \left(\frac{€}{Wh} \right) \cdot Horas funcionamiento año (h)$$

Para sacar el precio de la energía en €/kWh, tenemos que hacer la conversión a partir del precio que ya conocemos en términos máxicos de 23,30 €/t vapor:

$$Precio_{energía} = 0,0233 \frac{€}{kg vapor} \times \frac{1}{2851,34} \frac{kg}{kJ} \times \frac{1}{2,78 \cdot 10^{-4}} \frac{kJ}{kWh} = 2,93 \cdot 10^{-5} \frac{€}{kWh}$$

3. Calcular las pérdidas que supondrán durante todo el periodo que consideramos como horizonte de la inversión (10 años).

$$Pérdidas periodo (Pp) = Pérdidas (P) \times VAN$$

$$VAN = \frac{\left(\frac{1+i}{1+d} \right)^N - 1}{\left(\frac{1+i}{1+d} \right) - 1} = \frac{\left(\frac{1+0,03}{1+0,08} \right)^{10} - 1}{\left(\frac{1+0,03}{1+0,08} \right) - 1} = 8,15$$

El VAN (Valor Actualizado Neto) es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. Siendo i , la inflación esperada del combustible (3%); y d , la tasa de actualización o de descuento del dinero (8%).

4. Calcular el incremento del ahorro energético entre dos espesores consecutivos:
Incremento ahorro = Pérdidas periodo esp_{i-1} – Pérdidas periodo esp_i
5. Incremento en la inversión correspondiente por aumentar el espesor del aislante:
Incremento inversión = Valor aislamiento esp_i – Valor aislamiento esp_{i-1}
6. Diferencia entre el ahorro producido por reducir las pérdidas de calor y la inversión necesaria para aumentar el espesor del aislamiento.

$$Diferencia = Incremento ahorro - Incremento inversión$$

Cuando esta diferencia se hace mínima, se ha encontrado el espesor óptimo para nuestro servicio.

Los pasos anteriores se muestran en el siguiente flujograma de decisión:

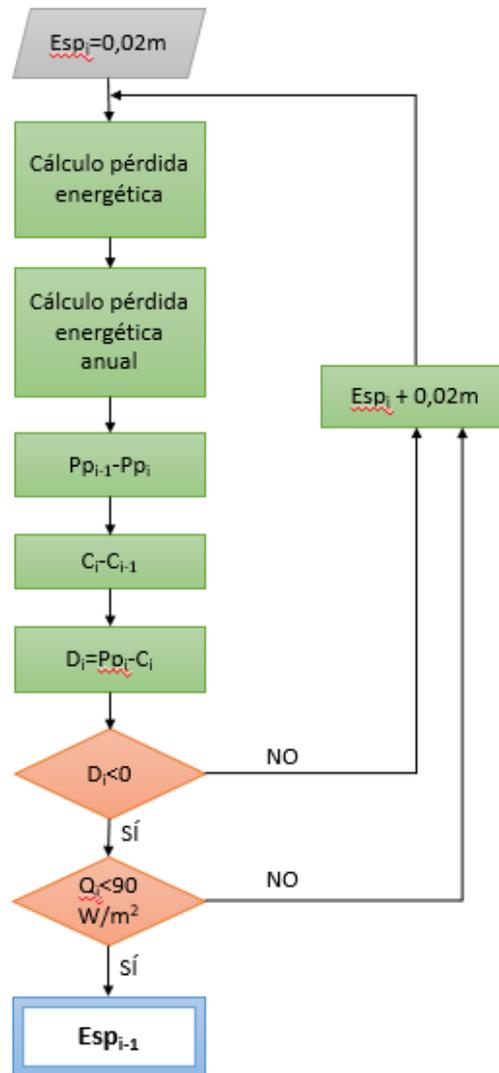


Figura 6.6. Flujo de decisión del proceso iterativo para determinar el espesor óptimo de aislante por el criterio económico.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Colector alta presión 30 barg

Tabla 6.3. Análisis para encontrar espesor óptimo para el colector de alta presión

Espesor mm	Pérdidas W/m	Coste pérdidas (€/m·año)	Coste periodo (€/m)	Δahorro	Coste inversión (€/m)	Δinversión (€/m)	Diferencia
20	457,50	107,65	877,80		40		
40	257,78	60,66	494,59	383,21	60	20	363,21
60	185,36	43,62	355,65	138,94	80	20	118,94
80	147,82	34,78	283,62	72,03	100	20	52,03
100	124,77	29,36	239,39	44,23	120	20	24,23
120	109,12	25,68	209,37	30,02	140	20	10,02
140	97,78	23,01	187,60	21,77	160	20	1,77
150	93,19	21,93	178,80	8,80	170	10	-1,20

El espesor mínimo con el criterio económico es de 140 mm. Con este espesor, se obtienen unas pérdidas de calor de 56,28 W/m² < 90 W/m², por lo que, lo damos válido como el óptimo. Todas las pérdidas están referidas a la superficie exterior.

Colector media presión 15 barg

Tabla 6.4. Análisis para encontrar espesor óptimo para el colector de media presión.

Espesor mm	Pérdidas W/m	Coste pérdidas (€/m·año)	Coste periodo (€/m)	Δahorro	Coste inversión (€/m)	Δinversión (€/m)	Diferencia
20	422,16	99,33	809,98		42,5		
40	236,20	55,58	453,19	356,79	62,5	20	336,79
60	168,72	39,70	323,71	129,48	82,5	20	109,48
80	133,76	31,47	256,65	67,07	102,5	20	47,07
100	112,32	26,43	215,51	41,13	122,5	20	21,13
120	97,80	23,01	187,64	27,87	142,5	20	7,87
140	87,28	20,54	167,46	20,18	162,5	20	0,18
150	83,03	19,54	159,31	8,15	172,5	10	-1,85

El espesor mínimo con el criterio económico es de 140 mm. Con este espesor, se obtiene un flujo de calor de $46,01 \text{ W/m}^2 < 90 \text{ W/m}^2$, por lo que, lo damos válido como el óptimo.

Colector baja presión 7 barg

Tabla 6.5. Análisis para encontrar espesor óptimo para el colector de baja presión.

Espesor mm	Pérdidas W/m	Coste pérdidas (€/m·año)	Coste periodo (€/m)	Δahorro	Coste inversión (€/m)	Δinversión (€/m)	Diferencia
20	293,60	69,08	563,32		40		
40	164,73	38,76	316,06	247,26	60	20	227,26
60	118,27	27,83	226,91	89,14	80	20	69,14
80	94,24	22,17	180,81	46,10	100	20	26,10
100	79,50	18,71	152,54	28,27	120	20	8,27
120	69,51	16,36	133,37	19,17	140	20	-0,83

El espesor mínimo con el criterio económico es de 100mm. Con este espesor, se obtiene un flujo de calor de $53,5 \text{ W/m}^2 < 90 \text{ W/m}^2$, por lo que, lo damos válido como el óptimo.

Colector muy baja presión 4 barg

Tabla 6.6. Análisis para encontrar espesor óptimo para el colector de muy baja presión.

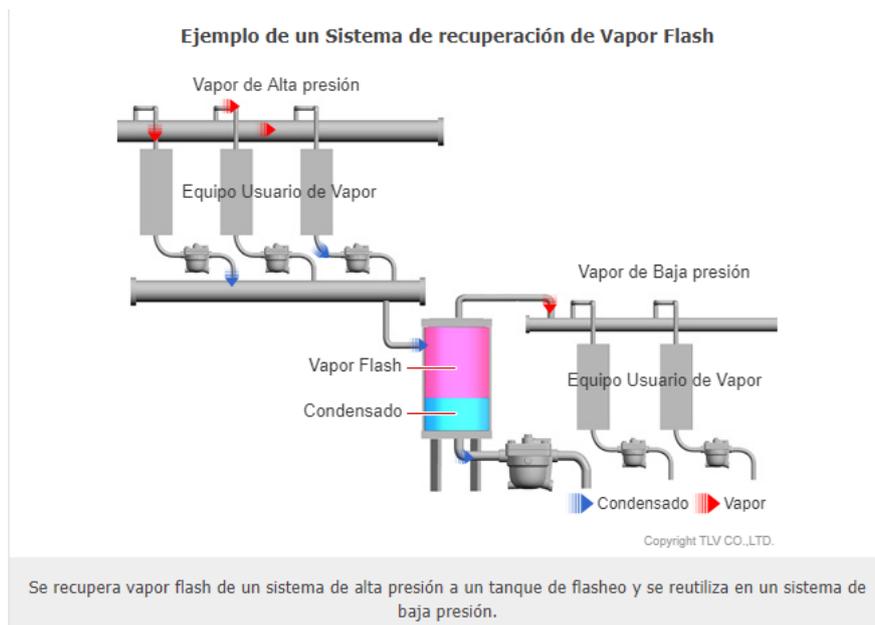
Espesor mm	Pérdidas W/m	Coste pérdidas (€/m·año)	Coste periodo (€/m)	Δahorro	Coste inversión (€/m)	Δinversión (€/m)	Diferencia
20	204,79	48,19	392,93		37,5		
40	115,67	27,22	221,93	171,00	57,5	20	151,00
60	83,73	19,70	160,65	61,28	77,5	20	41,28
80	67,22	15,82	128,98	31,68	97,5	20	11,68
100	57,09	13,43	109,53	19,44	117,5	20	-0,56

El espesor mínimo con el criterio económico es de 100mm. Con este espesor, se obtiene un flujo de calor de $56,4 \text{ W/m}^2 < 90 \text{ W/m}^2$, por lo que, lo damos válido como el óptimo.

ESCENARIO 6.2. Tanques de recuperación flash

Tal y como hemos comentado con anterioridad, cuando el vapor cede su calor al proceso para cumplir su función, se condensa. El condensado resultante se debe recuperar en la máxima proporción que sea posible para no tener pérdidas a lo largo del circuito; de esta forma, nos ahorramos agua de aporte a añadir a la caldera y la energía para calentarla.

Para las industrias en las que se utilizan varios servicios de vapor a presiones diferentes, como la evaluada en este TFM, existe una práctica de eficiencia energética para recuperar el condensado a la misma vez que se aprovecha la energía que contiene para producir vapor a menos presión y ahorrarlo así de la zona de generación.



*Figura 6.7. Ejemplo de sistema de recuperación de vapor flash a partir de condensado a mayor presión.
Fuente: (TLV, 2017)*

El vapor flash se genera debido a que el punto de saturación del agua varía de acuerdo a la presión. Por ejemplo, el punto de saturación del agua a presión atmosférica es de 100 °C, pero a 10 bares es de 179,9 °C.

Cuando el condensado, que está a 10 bares, se libera a la atmósfera, éste contiene demasiada energía (entalpía) para permanecer solamente como líquido, por lo que una porción de condensado se evapora, ocasionando que la temperatura del condensado restante se reduzca a la de su presión de saturación. Este fenómeno es lo que se conoce como evaporación flash (TLV, 2017).

En la *Figura 6.8.* podemos ver el diagrama de Mollier del agua, en el cual partimos de vapor saturado a 10 bares que condensa hasta quedar saturado a la misma presión (línea roja). En este punto, si disminuimos la presión, el condensado ya no está saturado, sino que un 16% del caudal másico se convierte en vapor.

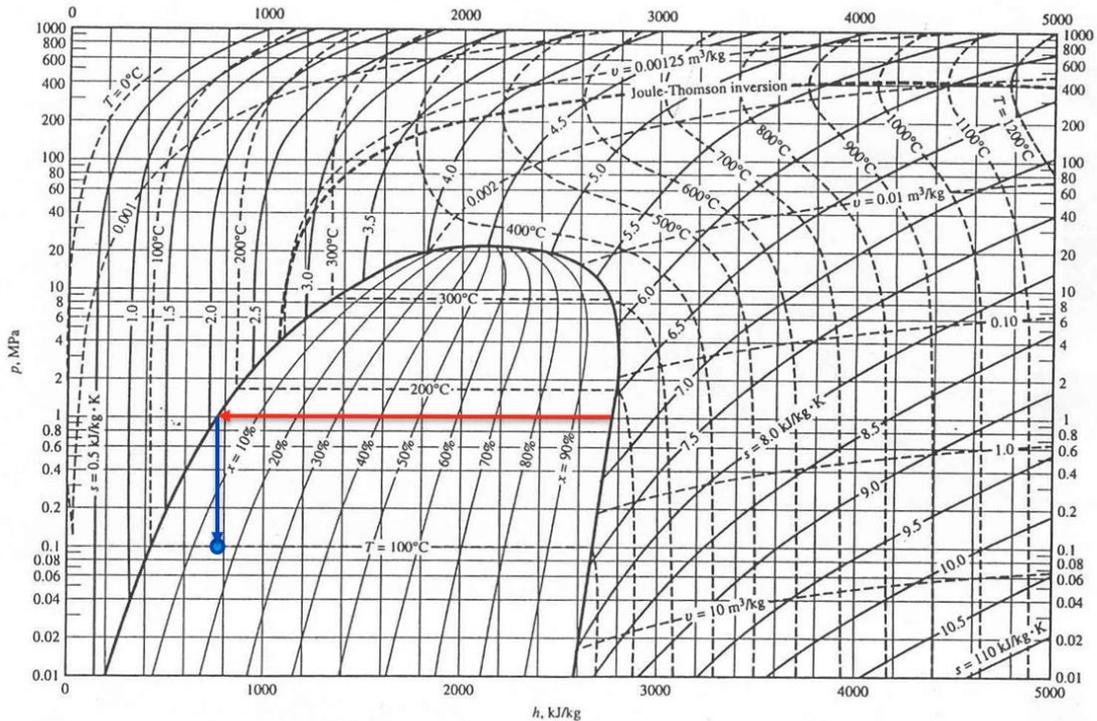


Figura 6.8. Diagrama de Mollier del agua con la representación del fenómeno de flasheo.

En nuestra industria existe actualmente un sistema compuesto por varios tanques de flasheo o revaporizado (Figura 6.9.) a distintas presiones para recuperar parte de la energía del condensado caliente.

El sistema está compuesto por tres botellones:

- Tanque flasheo 1: recibe el condensado de alta presión y su presión de operación es de 7 barg.
- Tanque flasheo 2: recibe el condensado de media presión y su presión de operación es de 4 barg.
- Tanque flasheo 3: recoge el condensado de baja y muy baja presión y este botellón se encuentra a presión atmosférica. El vapor flash que se produce se condensa en un intercambiador de calor aéreo y se devuelve al tanque. El contenido resultante se bombea hasta el desaireador.

Los tanques de revaporizado 1 y 2 presentan en su diseño válvulas de alivio de presión (PSV, pressure safety valve), las cuales están taradas a 2 bares por encima de la presión de operación, ya que los circuitos de distribución a los que están conectados no pueden soportar presiones mayores.

Además de las válvulas de alivio de seguridad, los tanques de revaporizado 1 y 2 tienen válvulas de control en la parte superior para poder aliviar presión al siguiente tanque de flasheo con menos presión en los casos en los que se produzca demasiada cantidad de vapor flash que el circuito no pueda asumir y suba la presión. Estas válvulas de regulación de presión controlan la presión a 0.2 barg por encima de la presión de operación, es decir, a 7.2 barg la válvula de control del tanque 1 empieza a abrir para aliviar vapor hacia el tanque 2 y a 4.2 barg, la válvula del tanque 2 abre hacia el tanque 3. Esto permite que, en caso de exceso de producción de vapor, las PSVs no salten y además no se pierda el vapor, recuperándose en un nivel inferior.

Escenario 6.2. Tanques de recuperación flash

Por otro lado, en el fondo de los tanques de flasheo se encuentran válvulas de control de nivel (LV) que mantienen un determinado nivel de condensado en los recipientes. Las LVs controlan a partir de los valores obtenidos de los medidores de nivel instalados en cada uno de los botellones.

En la *Figura 6.9.* vemos la simulación del sistema original:

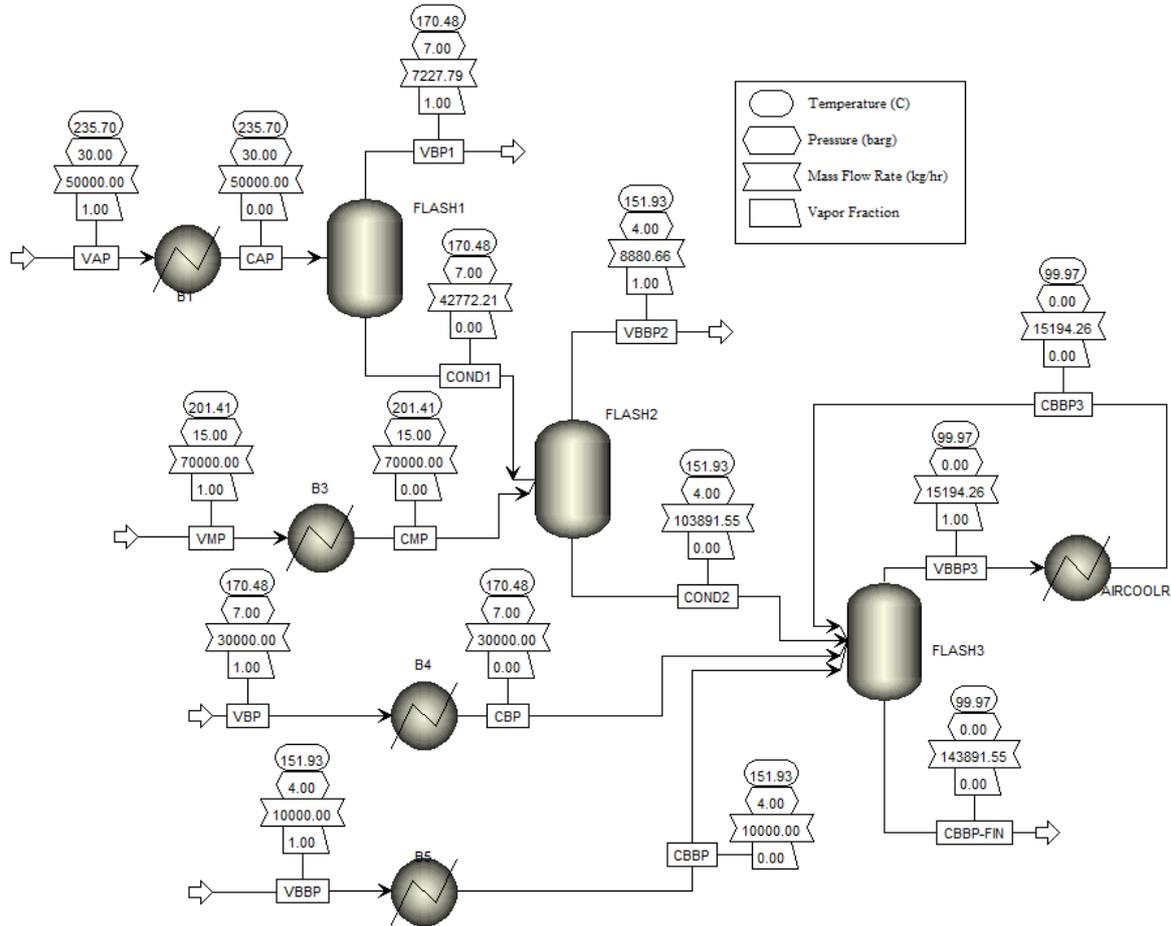


Figura 6.9. Simulación red de condensado original.

En la *Tabla 6.7.* recopilamos todos los datos relevantes a la operación (caudales, presiones, vapor flash...):

Tabla 6.7. Principales datos de proceso de las corrientes de condensado.

Botellón	Caudal condensado	Presión condensado barg	Presión tanque flash barg	% Evaporación flash	Caudal vapor flash t/h
1	50 t/h	30	7	14,5	7,2
2	70 t/h	15	4	10,4	7,3
3	30 t/h	7	0	13,4	4,0
	10 t/h	4	0	9,8	1,0

El vapor flash se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$\% \text{ vapor flash} = \frac{h_{\text{líquido saturado a } P_1 \text{ (condensado)}} - h_{\text{líquido saturado a } P_2 \text{ (tanque flash)}}}{h_{\text{vaporización a } P_2 \text{ (tanque flash)}}$$

Los caudales de vapor flash de la tabla son los producidos únicamente por los caudales de condensado de cada uno de los servicios de vapor, sin tener en cuenta el condensado procedente de los tanques de niveles superiores. En la *Figura 6.9* se muestran los caudales totales teniendo en cuenta todas las corrientes que intervienen en el proceso.

A pesar de que, con esta manera, estamos aprovechando parte de la energía del condensado gracias a la evaporación flash, no es la secuencia de botellones más eficiente.

En primer lugar, el condensado de 7 barg se recoge en el botellón atmosférico, por lo que, el vapor producido gracias a esa energía no se reaprovecha en el circuito de muy baja presión, sino que se condensa y se devuelve al desaireador.

6.2.1. *Alternativa 1*

Con el objetivo de aprovechar la máxima energía posible con el vapor flash, el principal cambio sería cambiar la corriente de condensado de 7 barg del tanque de revaporizado 3 al 2.

Por tanto, el sistema quedaría compuesto de la siguiente manera:

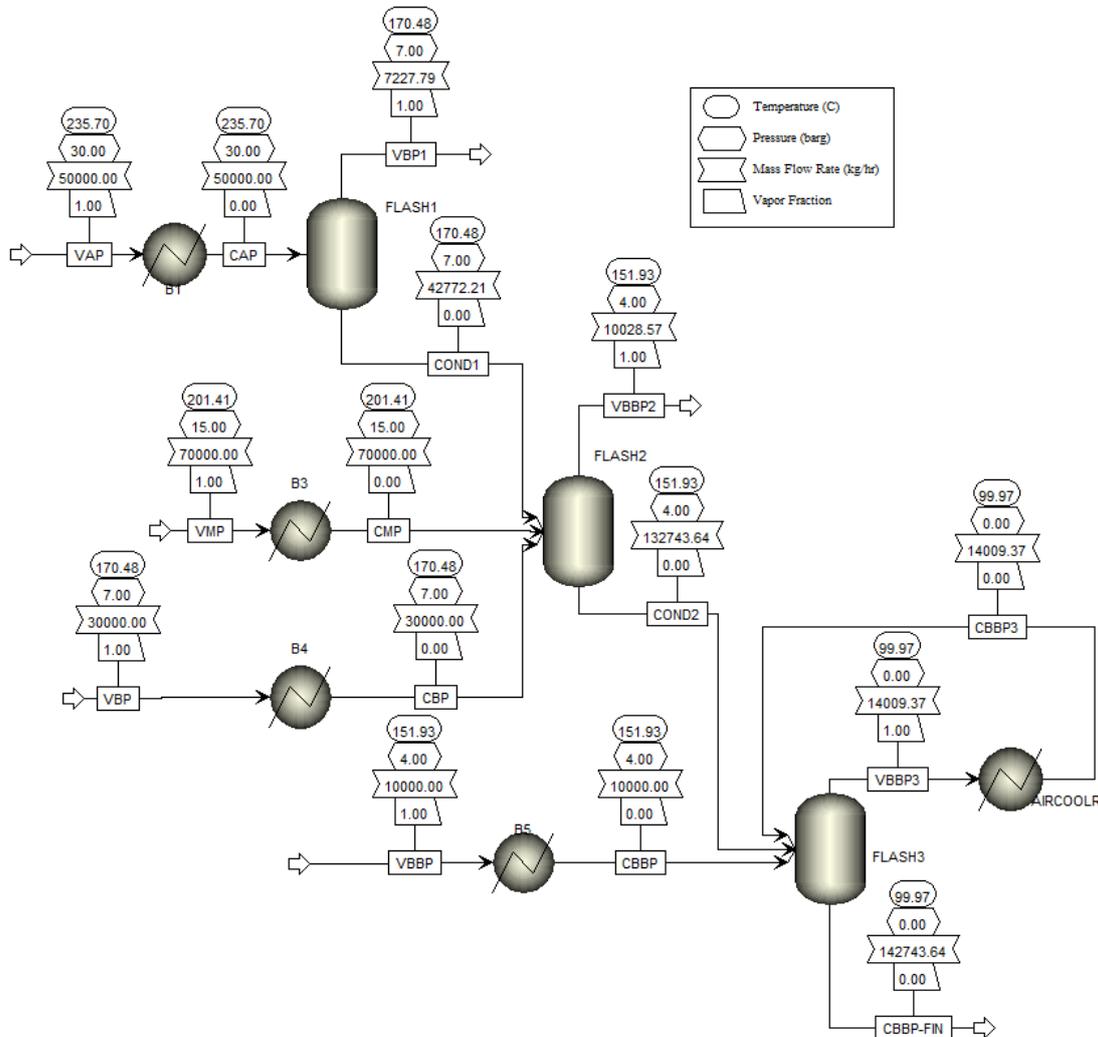


Figura 6.10. Simulación red de condensado mejorado.

Con esta nueva configuración, obtenemos la siguiente *Tabla 6.8.* de condiciones de operación:

Tabla 6.8. Principales datos de proceso de las corrientes de condensado con sistema mejorado.

Tanque flash	Caudal condensado	Presión condensado	Presión botellón	% Evaporación flash	Caudal vapor flash
1	50 t/h	30	7	14,5	7,3
2	70 t/h	15	4	10,4	7,3
	30 t/h	7	4	3,8	1,1
3	10 t/h	4	0	9,8	1,0

Con este simple cambio, hemos pasado de recuperar 12372,9 kW, correspondientes a 16.2 t/h de vapor a las distintas presiones, a reutilizar **13243,1 kW**, equivalentes a **17.3 t/h de vapor** distribuidas en la proporción indicada en el diagrama. La conversión de t/h de vapor a kW se realiza con la siguiente fórmula:

$$kW \text{ recuperados} = \frac{t}{h} \text{ de vapor} \times \text{entalpía cada presión de vapor} \frac{kJ}{t} \times \frac{1 h}{3600 s}$$

6.2.2. Alternativa 2

Otra alternativa sería realizar la cascada entre tanques de revaporizado lo más completa posible, lo que quiere decir, que cada corriente de condensado tiene que ser recolectada en un tanque que produzca vapor flash a la presión del siguiente servicio inferior más inmediato.

En la *Tabla 6.9.* se muestra la relación entre condensado y vapor flash:

Tabla 6.9. Relación entre presión del condensado y presión del vapor flash generado en cada tanque.

Presión condensado	Presión vapor flash	Recipiente flash
30 barg	15 barg	NUEVO
15 barg	7 barg	1
7 barg	4 barg	2
4 barg	0 barg	3

Como se puede deducir de la *Tabla 6.9.*, para realizar la correlación entre condensado y vapor flash propuesta, serían necesarios 4 tanques de vaporizado. Para una modificación más sencilla, los tanques de flasheo ya instalados se mantendrían a las presiones originales, ya que, instrumentos como las PSVs, las válvulas de control, medidores de nivel, etc. están diseñados para esas condiciones de presión. Por tanto, sería necesaria la instalación de un tanque completamente nuevo con toda la instrumentación necesaria. La denominación de los botellones existentes se mantiene igual y al que habría que instalar nos referiremos a él como “nuevo”.

ESCENARIO 6.3. Trampas de vapor

El vapor, al ceder su calor latente al proceso, condensa y pasa a llamarse condensado. Es muy importante retirar el condensado rápidamente tanto de equipos como intercambiadores de calor como de tuberías porque si no el condensado se acumula en todo el circuito, el vapor no circularía y dejaría de ceder su calor latente, provocando congelaciones en todos aquellos servicios y pudiendo provocar roturas si llegasen gotas de condensado a válvulas de control o turbinas.

Una trampa de vapor es un dispositivo cuyo objetivo es extraer el condensado del proceso y gases incondensables, como el aire, sin permitir que se desperdicie vapor.

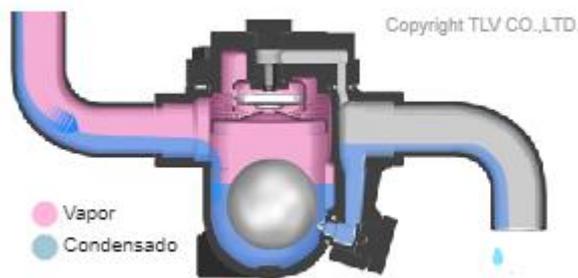


Figura 6.12. Representación de una trampa de boya desalojando condensado. Fuente: TLV.

Como se puede observar en la *Figura 6.12.*, a la trampa de vapor llega una mezcla de vapor y condensado como resultado del proceso de calentamiento de cualquier servicio de la planta. Sin embargo, sólo deja pasar al otro lado el condensado formado. De esta forma, no se producen pérdidas de vapor que, además de pérdidas económicas en algunos casos, supondrían grandes problemas para las tuberías del sistema de retorno de condensado, las cuales no están dimensionadas para transportar vapor vivo a través de ellas.

Existen varios tipos de trampas de vapor según el principio en el que se basa su funcionamiento:

- Mecánicas.
- Termodinámicas.
- Termoestáticas.

Trampas de vapor mecánicas

Las trampas mecánicas se basan en el principio de la flotabilidad debido al condensado. Hay dos tipos de trampas mecánicas: de flotador o de cubeta invertida.

Las trampas de flotador consisten en una cavidad que contienen una bola, que es el que hace la función de flotador. Éste está conectado a un conjunto de mecanismo con una válvula (como una palanca) que regula la salida del condensado de la cavidad.

Cuando se está poniendo en marcha el proceso, el sistema se llena de condensado frío y llena la cavidad de la trampa, haciendo que el flotador se eleve de forma que el mecanismo con la válvula se desprege del orificio de salida, manteniéndose en la posición abierta. A la misma vez, un venteo situado en la parte superior del orificio de salida, tiene un dispositivo termostático cuya posición es abierta cuando la temperatura es baja (*Figura 6.13.*, 1).

Una vez que el proceso ya está en operación normal, el condensado va alcanzando mayor temperatura hasta la de saturación del vapor. En este caso, el venteo se cierra al ser la temperatura alta pero el condensado sigue saliendo porque el flotador sigue en la zona superior. La descarga de condensado es de forma continua, ya que, según la carga de éste, el nivel dentro de la cavidad va regulando la altura del flotador, con el cual se regula la parte de orificio que queda libre para permitir la salida (*Figura 6.13., 2*).

Cuando la carga de condensado es muy baja, el nivel de éste en la cavidad de la trampa de vapor es muy bajo, haciendo que el flotador baje y, con él, baje el mecanismo de la válvula cerrando la salida. En ese momento, la trampa permanecerá cerrada con un pequeño sello de condensado en la parte inferior y con vapor en la zona superior. Hasta que no haya el nivel suficiente de condensado para que el flotador se eleve y la válvula libere el orificio, no saldrá condensado (*Figura 6.13., 3*).



Figura 6.13. Esquema de funcionamiento de una trampa de vapor de tipo flotador. Fuente: Miyawaki

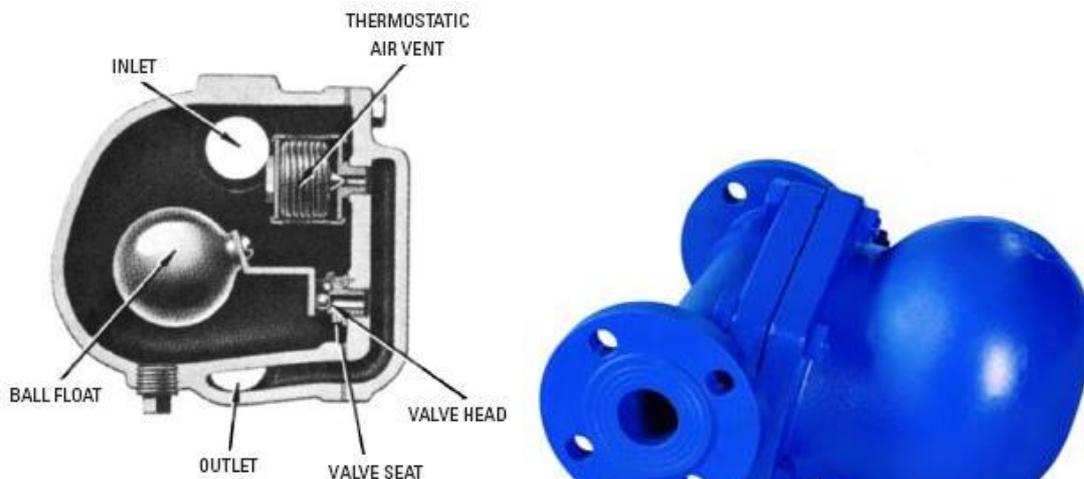


Figure 10-23 Float and thermostatic steam trap.
(Courtesy Spirax Sarco Co.)

Figura 6.14. Ejemplo de una trampa de boyas reales (derecha) y una representación de su interior (izquierda) del fabricante Spirax Sarco.

El otro tipo de trampa de vapor mecánica contiene en su interior una cubeta que hace la función del flotador en la trampa anterior, de ahí su nombre, trampa de vapor de cubeta invertida. La cubeta está conectada a un mecanismo con un obturador que abre o cierra el orificio de salida según la posición de la misma.

En la puesta en marcha, la cubeta se encuentra en la parte inferior y el obturador se encuentra abierto. La trampa comienza a llenarse de condensado frío y aire y, posteriormente, de condensado caliente. En este caso, la cavidad de la trampa se llena completamente y la cubeta permanece sumergida en el fondo, permitiendo la salida del condensado (*Figura 6.15., 1&2*).

El vapor ingresa en la trampa por la parte inferior, quedándose “encerrado” en el interior de la cubeta. Cuando más vapor se acumula en la parte superior de la cubeta, más aumenta la flotabilidad de la cubeta haciendo que ésta se eleve. En el momento que la cubeta llega a la zona superior del cuerpo de la trampa, el obturador se apoya completamente sobre su asiento, cerrando el orificio de salida (*Figura 6.15., 3&4*).

En la parte superior de la cubeta hay un orificio por el que escapan tanto aire y gases como el vapor acumulado en su interior. Conforme el vapor va atravesando dicho orificio va condensando y, junto con el condensado que sigue llegando, provoca que la cubeta empiece a perder flotabilidad y comience a descender. De esta forma el obturador se aleja de su asiento y el condensado puede ser descargado nuevamente (*Figura 6.15., 5&6*).



Figura 6.15. Representación del funcionamiento de una trampa de cubeta invertida. Fuente: Miyawaki

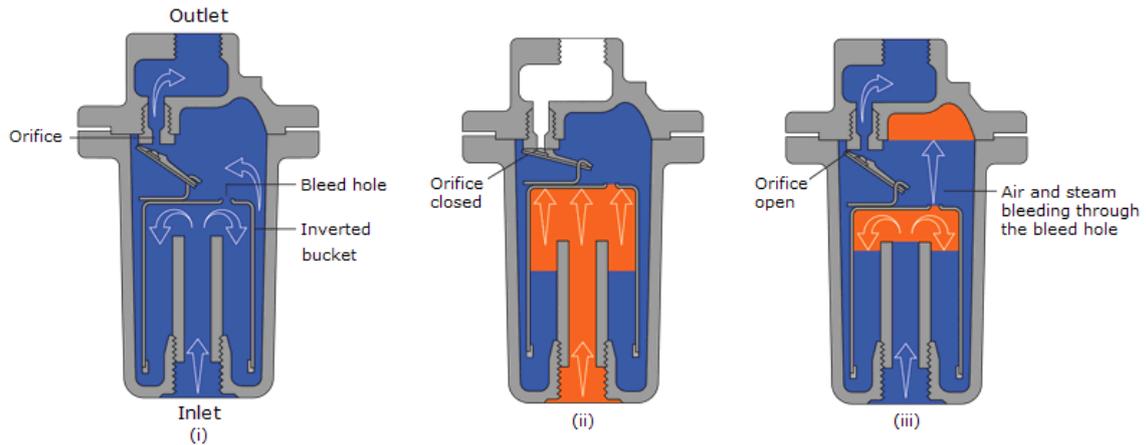


Figura 6.16. Explicación de funcionamiento de una trampa de cubeta invertida. Fuente: Spirax Sarco.



Figura 6.17. Ejemplos de trampas de cubeta invertida reales y su interior. Fuente: Spirax Sarco.

Trampas de vapor termodinámicas

Las trampas de vapor termodinámicas de disco funcionan bajo el principio de Bernoulli, haciendo uso de la relación existente entre la velocidad y la presión ejercida por el condensado y el vapor dentro de la trampa. En el interior de la trampa, existe un disco que es el que permite su correcto funcionamiento.

Estas trampas se utilizan ampliamente en aplicaciones donde el condensado debe ser removido inmediatamente. Descargan el condensado a una temperatura cercana a la temperatura de saturación del vapor y libera éste de forma intermitente.

Estas trampas pueden operar con una contrapresión de hasta un 80% de la presión de entrada. Sin embargo, para una óptima operación, se recomienda que ésta no exceda del 50%.

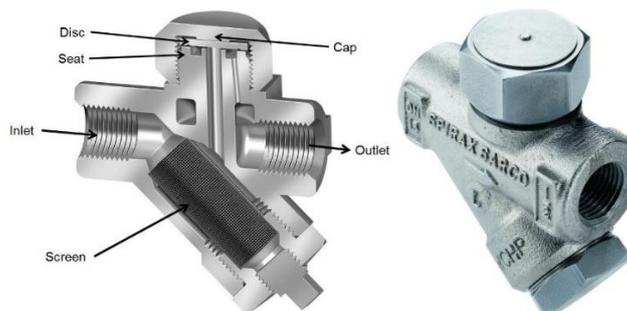


Figura 6.18. Esquema de una trampa termodinámica real de Spirax Sarco.

En la puesta en marcha, tanto el condensado frío como el aire, entran en la trampa y ejercen presión sobre el disco, elevándolo. Mientras el disco está en la zona superior, el condensado y el aire se evacúan libremente (*Figura 6.19., i*).

Esta situación se mantiene igual cuando comienza a llegar el condensado caliente (*Figura 6.19., ii*).

Cuando empieza a llegar vapor, debido a su mayor velocidad, la presión se reduce y hace que el disco se pegue a su asiento, cerrando la trampa. Además, en la zona superior de la trampa existe una cámara que, al llenarse de vapor, ejerce presión para mantener el disco abajo (*Figura 6.19., iii*).

Conforme el condensado caliente llega de nuevo, el vapor que hay encerrado en la cámara va condensado debido a pérdidas térmicas hacia el exterior como debido a la diferencia de temperatura con el condensado. Una vez que ha condensado completamente, la presión del condensado fuerza al disco a desplazarse a la zona superior, permitiendo de nuevo su evacuación (*Figura 6.19., iv*).

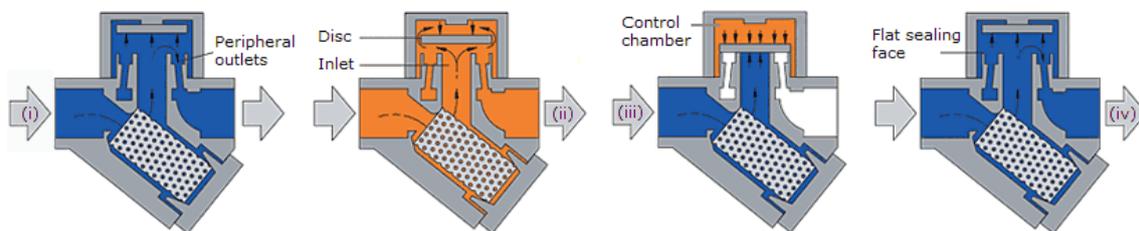


Figura 6.19. Representación del funcionamiento de una trampa termodinámica. Fuente: Spirax Sarco.

Trampas de vapor termostáticas

Dentro de las trampas termostáticas, las más usadas ampliamente son las trampas de vapor bimetálicas.

El funcionamiento de las trampas bimetálicas se basa principalmente en la temperatura. Estas trampas están compuestas con unos discos bimetálicos, que consisten en dos láminas de metales diferentes unidos que poseen diferente coeficiente de dilatación.

En el correcto funcionamiento interviene también la presión del condensado, coexistiendo dos fuerzas en el interior de la trampa, la presión y la fuerza que ejercen los bimetálicos al curvarse por el efecto de la temperatura. De esta forma, la temperatura de descarga del condensado va haciendo una curva parecida a la de saturación del vapor pero con cierto grado de subenfriamiento que puede establecerse con cada fabricante.

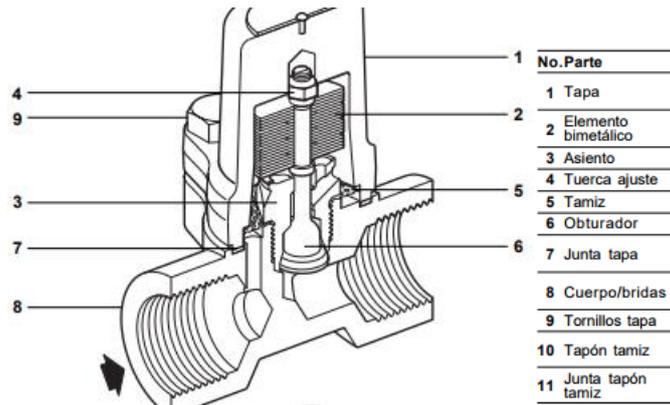


Figura 6.20. Esquema de una trampa de vapor bimetálica de Spirax Sarco (modelo SMC32).

En la puesta en marcha, con la llegada de condensado frío y aire, los bimetales se encuentran plegados y, por tanto, el obturador está despegado de su asiento, permitiendo así el desalojo continuo del condensado.

Una vez en operación normal, la temperatura del condensado que empieza a llegar caliente, provoca que los bimetales empiecen a curvarse, acercando el obturador a su asiento pero sin cerrarlo completamente. De esta forma, el condensado caliente, siempre que esté por debajo de la temperatura de saturación del vapor menos el subenfriamiento de la trampa, puede seguir siendo evacuado.

Cuando llega vapor a la trampa, los bimetales se curvan completamente, el obturador se queda encajado totalmente en su asiento, cerrando herméticamente la salida. Esto será así hasta que el vapor que hay en la trampa condense y se enfríe lo suficiente para relajar la curvatura de los bimetales y se separe el obturador del asiento.

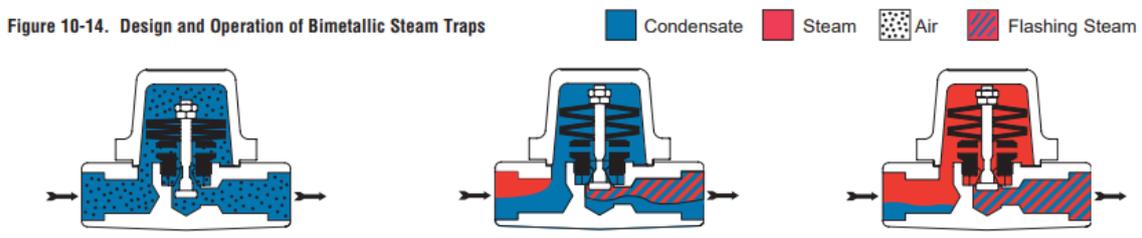


Figura 6.21. Representación de funcionamiento de una trampa de vapor bimetálica. Fuente: (Armstrong).

Se pueden visualizar animaciones de todos los tipos de trampas descritos en los siguientes enlaces:

- Trampas mecánicas: <http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/mechanical-steam-traps.html>
- Trampas termodinámicas de disco: <http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/how-disc-traps-work.html>
- Trampas bimetálicas: https://www.youtube.com/watch?v=Bnh_Ov_m-Q

Problemática

En nuestro supuesto emplazamiento hay instaladas trampas de vapor de flotador, cubeta invertida y de disco. Los dos primeros tipos se utilizan en aplicaciones de proceso como intercambiadores de calor, camisas de equipos, etc. Las trampas de disco se utilizan para los pozos de goteo y los traceados.

De este último tipo, trampas de vapor de disco, hay instaladas alrededor de 5000 unidades en toda la planta, y éstas son las que presentan mayor oportunidad de ahorro, distribuidas de la siguiente manera:

- 3000 trampas en el sistema de baja presión de 7 barg.
- 2000 trampas en el sistema de muy baja presión de 4 barg.

La tasa de fallo de las trampas termodinámicas de disco se encuentra alrededor de un 15% anual. El gran inconveniente que presentan estas trampas es su sensibilidad a la contrapresión. Una buena práctica es que todo el condensado producido en cualquier sistema de calentamiento con vapor sea retornado a la caldera, por lo que, todas las trampas de vapor descargan sobre colectores de retorno de condensado. Estos colectores están presionados, por tanto, todas las trampas tienen que trabajar con una cierta contrapresión.

En el momento que una trampa de disco falla, empieza a pasar vapor a través de la misma, presionando ligeramente el colector de retorno de condensado. Esto puede provocar que otras trampas de su alrededor comiencen a fugar también por no poder soportar la creciente contrapresión y los discos sean incapaces de bajar. Si se tarda mucho tiempo en reemplazar estas trampas, esto se convierte en un efecto dominó que provocará un fallo exponencial de todas las trampas con el tiempo. Si pasa demasiado tiempo y el colector de retorno está muy presionado puede presentar varios inconvenientes:

- Puede llegar a tal presión que impida que algunas trampas incluso descarguen en el colector, lo que provocaría una inundación de condensado en el proceso.
- Que las trampas, al ser reemplazadas individualmente, no consigan solucionar el problema. Habría que parar el sistema, despresurizar el colector de retorno y así permitir que las trampas empiecen a trabajar de nuevo desde su posición "inicial". Si se reemplazan individualmente con el sistema de retorno sobrepresionado, en el mismo momento que alineas la nueva trampa que ha sustituido a la antigua, se levanta el disco y es incapaz de bajarse, por lo que, es como si no nunca hubiese sido reemplazada.

Esto obliga a realizar un mantenimiento más intenso en este tipo de trampas para evitar que transcurra el suficiente tiempo que desemboque en problemas que tendrían consecuencias muy negativas para la producción de la planta.

Oportunidad de ahorro

Realizando un estudio de referencias en la industria sobre las tasas de fallo de purgadores, descubrimos que la tasa de fallo anual de las trampas de vapor de disco varía entre un 12% y un 20%, por lo que, nos encontramos dentro del margen de una industria con similares características. Por el contrario, obtuvimos referencias de las trampas de vapor bimetálicas, de las que no teníamos referencias propias, que indicaban que la tasa de rotura oscilaba entre un 3,5-5%.

Simplemente por la diferencia entre tasas de fallo ya existe un ahorro en repuestos de mantenimiento, que anualmente tienen que cambiar menor número de trampas de vapor. Pero, además de este ahorro directo, posee muchas más ventajas.

En el caso de las trampas bimetálicas, la contrapresión no les afecta en el mismo sentido que a las termodinámicas de disco. Cuando existe contrapresión, las trampas bimetálicas descargan a más subenfriamiento, es decir, si de fábrica vienen con 15 °C de subenfriamiento, con 1 bar de contrapresión quizá descarguen a 18 °C por debajo de la temperatura de saturación, todo depende de cada fabricante y los bares de contrapresión existentes en el sistema. Por esta razón, nos aseguramos que ante casos de colectores de retorno de condensado presionados, no se van a producir pérdidas de vapor por nuevas fugas a través de las trampas. El único inconveniente sería que la contrapresión fuese tal que el subenfriamiento fuese muy grande, la trampa tardase mucho en abrirse y se anegase la línea de condensado hasta inundar parte del proceso, pudiendo llegar a congelar las líneas cuyos traceados desembocan en esas trampas. Sin embargo, en un sistema con bimetálicas es muy improbable que se dé sobrepresión en los colectores de retorno, ya que, al ser la tasa de fallo muy baja y que no se produce el efecto dominó que ocurre con las trampas de disco, no hay suficientes fugas de vapor como para que sea representativo el aumento de presión producido en el colector de retorno.

Otro ahorro directo derivado de la tasa de fallo es la cantidad de vapor fugado promedio a lo largo de un año. Como explicamos en el Escenario 2, las líneas de los colectores de retorno de condensado desembocan en recipientes flash que generan vapor a presiones inferiores para aprovechar parte de la energía que poseía el condensado. Por esto, si se producen fugas de vapor a través de las trampas, dependiendo del sistema de condensado que sea, éstas acaban en uno de esos tanques y se utilizan en el sistema de vapor de presión inferior. Debido a esto, no todas las fugas de vapor son pérdidas económicas, ya que, como he dicho, se aprovechan en niveles inferiores de presión; sino que sólo son pérdidas económicas aquellas fugas que desemboquen en el último recipiente de recuperación, donde el vapor producido no es reaprovechado, sólo se condensa y ya se devuelve a la caldera. Como situación especial, también podrían ser pérdidas económicas las que desemboquen en otro botellón que no sea último, si en el nivel al que desemboca el vapor producido tiene ya exceso y, por tanto, tiene que ventearse una cierta cantidad de vapor para mantener la presión del sistema.

Una vez tomada la decisión de la migración a trampas de vapor bimetálicas, tenemos dos alternativas sobre cómo ejecutar dicho cambio:

- Alternativa 1: ir cambiando progresivamente las trampas de disco que se detecten fugando por bimetálicas.
- Alternativa 2: hacer la migración completa cambiando todas las trampas termodinámicas de disco por bimetálicas.

A continuación, evaluamos el ahorro en ambas opciones:

6.3.1. Alternativa 1

En el caso de una migración progresiva, hay que saber qué población de trampas de vapor se tiene cada año para poder realizar una estimación de las trampas que fallarán y, por tanto, de la inversión necesaria cada año para su reemplazo.

Para el ahorro en esta alternativa hay que comparar en cada año el ahorro producido estrictamente en mantenimiento por la necesidad de cambiar menor número de trampas, y el ahorro producido en vapor al convivir con menor número de fugas de vapor. Por esta razón, el coste de la inversión va implícita en el cálculo de los beneficios. Para simplificar el cálculo del ahorro, suponemos que todos los cambios se realizan “en el último momento” del año que aplique, así podemos considerar que la situación es la misma durante todo el año.

Si permaneciésemos con termodinámicas tendríamos un coste fijo anual, siempre y cuando se siguieran realizando las rondas de cambio anualmente sin dejar transcurrir más tiempo:

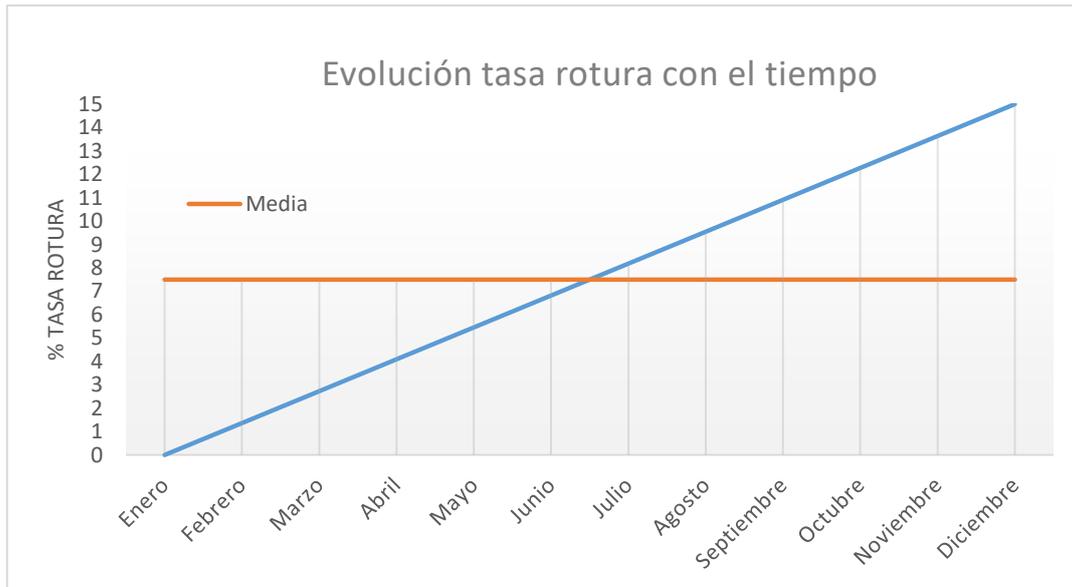
Tabla 6.10. Coste fijo de mantenimiento asociado a trampas de vapor.

Población	Tasa fallo	Fallarán	Coste trampa TD	Coste anual
3000 TD	15%	450 uds	145 €/unidad	65250 €/año
2000 TD	15%	300 uds		43500 €/año

Al igual que el coste de mantenimiento, el coste asociado a las pérdidas de vapor producidas por el fallo de las trampas termodinámicas también es fijo. Para calcular la cantidad de vapor perdido a lo largo de todo el año se utiliza la siguiente fórmula:

$$Fuga\ vapor = \frac{(Trampas\ rotas\ al\ final\ del\ año)}{2} \cdot Fuga\ unitaria \cdot Horas\ año$$

El primer término se refiere a la suposición de que las trampas de vapor fallan de manera lineal a lo largo del año. Como se puede ver en la *Gráfica 6.2.*, el primer mes del año suponemos que no existen fugas porque todas las trampas detectadas en la inspección han sido reemplazadas justo al final del año anterior. Cada mes se incrementa la tasa de rotura en un porcentaje fijo para acabar en un 15% en diciembre. Gracias a esta suposición, podemos establecer que se convive a lo largo de todo el año con una fuga de vapor correspondiente a la media de la tasa de rotura anual, es decir, un 7,5% de fuga sostenida desde enero a diciembre.



Gráfica 6.2. Evolución de la tasa de rotura a lo largo de un año completo.

Si el precio del vapor es cambiante mes a mes y se quiere hacer una estimación más precisa, se puede utilizar el porcentaje de cada mes y el precio de cada mes, en vez de un precio fijo anual y la tasa de rotura media.

Respecto a la cantidad de fuga por cada trampa (segundo término de la ecuación), como dijimos anteriormente, sólo dan ahorro las trampas de vapor del servicio que desembocan en el último botellón, es decir, las de 7 y 4 barg. Cuando las trampas de estas presiones fallan y dejan pasar vapor a su través descargando a un colector a presión atmosférica, la cantidad estimada de dicha fuga es de 6 kg/h para del sistema de 7 barg y de 4 kg/h por cada trampa para el sistema de 4 barg. Dicha cantidad cambia en función de la presión diferencial de la trampa que fuga vapor.

Por último, el tercer término de la ecuación, las horas anuales consideradas pueden ser el año natural completo, que serían 8760 horas. En cualquier industria química, se realizan paradas programadas cada cierto número de años y paradas imprevistas por cualquier problema que surja en su operación normal, por lo que, se suele considerar que el año tiene 8000 horas para tener en cuenta esos tiempos no invertidos en la operación normal de la planta.

Como la cantidad de fuga es diferente según el servicio de vapor del que proceda la trampa, las pérdidas de vapor también son diferente. Por tanto, las ecuaciones quedarían así:

$$Fuga\ vapor = \frac{450}{2} trampas \cdot 6 \frac{kg}{h} \cdot 8000\ horas = 10800\ toneladas\ vapor/año$$

$$Fuga\ vapor = \frac{300}{2} trampas \cdot 4 \frac{kg}{h} \cdot 8000\ horas = 4800\ toneladas\ vapor/año$$

Con un precio del vapor a 23,30 €/t, las pérdidas económicas anuales de vapor debido al fallo de trampas sería:

$$Fuga\ vapor = 15600 \frac{t}{año} \cdot 23,30 \frac{€}{t} = 363480\ €/año$$

A continuación, analizamos los mismos dos conceptos, ahorro de mantenimiento y vapor, considerando la migración progresiva cada año de trampas de vapor termodinámicas por bimetálicas.

Para este estudio se ha considerado la tasa de fallo de las termodinámicas en 15%, ya que es el dato que tenemos experimental, y para las bimetálicas en 4%, la media del rango de las referencias obtenidas en nuestra investigación.

El horizonte temporal típico para un proyecto es de 5 años. Por tanto, tenemos que hacer la comparación en un margen de 5 años de cómo sería seguir cambiando las trampas por termodinámicas o comenzar a migrar a bimetálicas.

En la *Figura 6.22.*, vemos dos tablas con los costes asociados anualmente a las trampas termodinámicas tanto por pérdidas de vapor como por mantenimiento (inversión) para los dos sistemas de recuperación de condensado:

PROYECTO 1: continuar invirtiendo en TD nuevas con 15% fallo

Colector baja presión 7 barg				
	Población trampas	Fallarán	Costes vapor €/año	Inversión €/año
2018	3000	450	251640	65250
2019	3000	450	251640	65250
2020	3000	450	251640	65250
2021	3000	450	251640	65250
2022	3000	450	251640	65250

Colector baja presión 4 barg				
	Población trampas	Fallarán	Costes vapor €/año	Inversión €/año
2018	2000	300	111840	43500
2019	2000	300	111840	43500
2020	2000	300	111840	43500
2021	2000	300	111840	43500
2022	2000	300	111840	43500

Figura 6.22. Costes asociados a la utilización de trampas de vapor termodinámicas.

En la *Figura 6.23.*, vemos la misma tabla que la anterior pero migrando a bimetálicas las trampas de vapor que se han detectado fugando en la ronda de inspección. Para calcular las pérdidas de vapor de las trampas bimetálicas se utiliza la fórmula:

$$Fuga\ vapor = \frac{(Trampas\ rotas\ al\ final\ del\ año)}{2} \cdot Fuga\ unitaria \cdot Horas\ año$$

El coste de mantenimiento, que es lo mismo que la inversión, de las bimetálicas se calcula como la suma del número de trampas termodinámicas que se romperán cada año a razón del 15% (y que migrarán a bimetálicas) y las trampas bimetálicas ya instaladas que fallen a razón del 4% anual. Este número se multiplica por su coste, 150 €/unidad.

PROYECTO 2: migrar las trampas TD con fallo al 15% por BiM nuevas con tasa del 4% de fallo

Colector baja presión 7 barg						
	Población trampas		Fallarán		Costes vapor	Inversión
	TD	BIM	TD	BIM	€/año	€/año
2018	3000	0	450	0	251640	67500
2019	2550	450	383	18	223960	60075
2020	2168	833	325	33	200431	53764
2021	1842	1158	276	46	180432	48399
2022	1566	1434	235	57	163433	43839

Colector baja presión 4 barg						
	Población trampas		Fallarán		Costes vapor	Inversión
	TD	BIM	TD	BIM	€/año	€/año
2018	2000	0	300	0	111840	45000
2019	1700	300	255	12	99538	40050
2020	1445	555	217	22	89081	35843
2021	1228	772	184	31	80192	32266
2022	1044	956	157	38	72637	29226

Figura 6.23. Costes asociados a la migración de trampas TD por bimetálicas.

El ahorro de mantenimiento se calcula como:

$$\text{Ahorro mantenimiento} = \text{Coste fijo termodinámicas} - \text{Coste instalación bimetálicas}$$

$$\text{Ahorro mantenimiento} = 108750 \frac{\text{€}}{\text{año}} - \text{Coste instalación bimetálicas cada año}$$

El ahorro en fugas de vapor se calcula igual que el de mantenimiento pero referido a las pérdidas económicas de vapor:

$$\text{Ahorro vapor} = \text{Pérdidas fijas termodinámicas} - \text{Pérdidas bimetálicas}$$

$$\text{Ahorro vapor} = 363480 \frac{\text{€}}{\text{año}} - \text{Pérdidas bimetálicas cada año}$$

El ahorro total es la suma del ahorro derivado del mantenimiento y del vapor.

En la Figura 6.24., vemos el resumen de todos los gastos y el ahorro obtenido de un proyecto respecto a otro:

CUADRO RESUMEN DIFERENCIAS ENTRE ESCENARIOS 1 (TD) Y 2 (BIM)							
	Costes vapor		Inversión		Ahorro € (Proy1-Proy2)		
	P1 (TD)	P2 (BiM)	P1 (TD)	P2 (BiM)	Vapor	Inversión	TOTAL
2018	363480	363480	108750	112500	0	-3750	-3750
2019	363480	323497	108750	100125	39983	8625	48608
2020	363480	289512	108750	89606	73968	19144	93112
2021	363480	260624	108750	80665	102856	28085	130940
2022	363480	236070	108750	73066	127410	35684	163095
TOTAL €	1817400	1473183	543750	455962	344217	87788	432005

Figura 6.24. Ahorro obtenido al comparar seguir utilizando trampas TD o migrar progresivamente a bimetálicas.

Con un horizonte temporal de 5 años, habríamos migrado aproximadamente un 48%. Con esta alternativa se sigue perdiendo oportunidad de ahorro por no hacer la migración completa y se sigue teniendo riesgo de tener mucha presión en los colectores de retorno de condensado, provocando fugas en las tuberías por erosión y pudiendo originar algunos problemas en las trampas bimetálicas hasta que no se hubiese migrado un porcentaje significativo. Sin embargo, la ventaja que tiene esta alternativa es que apenas supone nueva inversión respecto a la situación original, ya que, el primer año se cambia el mismo número de trampas que se hubiesen cambiado habitualmente, simplemente con un pequeño sobrecoste por el cambio de modelo. De ahí a los sucesivos años, se cambiarán incluso menos por lo que no impacta considerablemente en los presupuestos generales de la planta.

6.3.2. Alternativa 2

La segunda opción sería realizar toda la migración completa de una sola vez, incurriendo en un gasto inicial mayor.

El alcance de esta alternativa es cambiar 5000 trampas termodinámicas por bimetálicas.

Para calcular el ahorro nos basamos en los mismos costes asociados a las trampas de vapor termodinámicas que en la Alternativa 1:

- Costes mantenimiento: 108750 €/año.
- Costes fugas de vapor: 363480 €/año.

En este caso, a partir del siguiente año al de la migración, se consiguen todos los ahorros posibles directamente tanto de mantenimiento como de vapor. En la siguiente *Figura 6.25.*, se puede ver el detalle para calcular todos los costes y el ahorro conseguido.

PROYECTO 3: migrar trampas TD a bimetálicas de golpe						
Colector baja presión 7 barg						
	Población trampas		Fallarán		Costes vapor €/año	Inversión €/año
	TD	BIM	TD	BIM		
2018	3000	0	450	0	251640	450000
2019	0	3000	0	120	67104	18000
2020	0	3000	0	120	67104	18000
2021	0	3000	0	120	67104	18000
2022	0	3000	0	120	67104	18000

Colector baja presión 4 barg						
	Población trampas		Fallarán		Costes vapor €/año	Inversión €/año
	TD	BIM	TD	BIM		
2018	2000	0	300	0	111840	300000
2019	0	2000	0	80	29824	12000
2020	0	2000	0	80	29824	12000
2021	0	2000	0	80	29824	12000
2022	0	2000	0	80	29824	12000

Figura 6.25. Costes asociados teniendo toda la población de trampas bimetálicas.

Parámetros considerados iguales a los de la Alternativa 1:

- Coste trampa bimetálica: 150 €/unidad.
- Coste vapor: 23,30 €/tonelada

De la misma forma que en la Alternativa 1, se calculan los ahorros respecto al caso de seguir utilizando termodinámicas:

CUADRO RESUMEN DIFERENCIAS ENTRE ESCENARIOS 1 (TD) Y 3 (BiM)							
	Costes vapor		Inversión		Ahorro € (Proy1-Proy3)		
	P1 (TD)	P3 (BiM)	P1 (TD)	P3 (BiM)	Vapor	Inversión	TOTAL
2018	363480	363480	108750	750000	0	-641250	-641250
2019	363480	96928	108750	30000	266552	78750	345302
2020	363480	96928	108750	30000	266552	78750	345302
2021	363480	96928	108750	30000	266552	78750	345302
2022	363480	96928	108750	30000	266552	78750	345302
TOTAL €	1817400	751192	543750	870000	1066208	-326250	739958

Figura 6.26. Ahorro obtenido al comparar seguir utilizando trampas TD o migrar directamente a bimetálicas.

Además del ahorro conseguido tiene las siguientes ventajas:

- Se produce menos vapor flash, lo cual reduce la velocidad de vapor a través de los colectores de retorno de condensado, evitando fugas por erosión.
- Evitamos el efecto dominó producido por las fugas de las trampas de vapor termodinámicas, el cual produce un aumento progresivo de la contrapresión del colector y podría originar problemas en las trampas bimetálicas.

6.3.3. Caso especial: sólo trampas de 4 barg

Como situación especial, en el caso de que el colector de retorno de 7 barg desembocase en el recipiente flash que genera vapor a 4 barg, sus trampas dejarían de producir pérdidas económicas de vapor y, por tanto, no entrarían en este análisis.

Para calcular los ahorros que se producirían en este caso, se harían exactamente los mismo cálculos pero sólo con las tablas del colector de 4 barg. Los ahorros quedarían así para la migración progresiva como para la completa:

CUADRO RESUMEN DIFERENCIAS ENTRE ESCENARIOS 1 (TD) Y 2 (BiM) (SÓLO 4 BARG)							
	Costes vapor		Inversión		Ahorro € (Proy1-Proy2)		
	P1 (TD)	P2 (BiM)	P1 (TD)	P2 (BiM)	Vapor	Inversión	TOTAL
2018	111840	111840	43500	45000	0	-1500	-1500
2019	111840	99538	43500	40050	12302	3450	15752
2020	111840	89081	43500	35843	22759	7658	30417
2021	111840	80192	43500	32266	31648	11234	42882
2022	111840	72637	43500	29226	39203	14274	53477
TOTAL €	559200	453287	217500	182385	105913	35115	141028

Figura 6.27. Ahorro obtenido de utilizar trampas TD (4 barg) o migrar progresivamente a bimetálicas.

CUADRO RESUMEN DIFERENCIAS ENTRE ESCENARIOS 1 (TD) Y 3 (BiM) (SÓLO 4 BARG)							
	Costes vapor		Inversión		Ahorro € (Proy1-Proy2)		
	P1 (TD)	P3 (BiM)	P1 (TD)	P3 (BiM)	Vapor	Inversión	TOTAL
2018	111840	111840	43500	300000	0	-256500	-256500
2019	111840	29824	43500	12000	82016	31500	113516
2020	111840	29824	43500	12000	82016	31500	113516
2021	111840	29824	43500	12000	82016	31500	113516
2022	111840	29824	43500	12000	82016	31500	113516
TOTAL €	559200	231136	217500	348000	328064	-130500	197564

Figura 6.28. Ahorro obtenido de utilizar trampas TD (4 barg) o migrar directamente a bimetálicas.

ESCENARIO 6.4. Soluciones para vapor residual

El sistema de vapor de más baja presión de nuestra planta (4 barg) tiene la siguiente distribución:

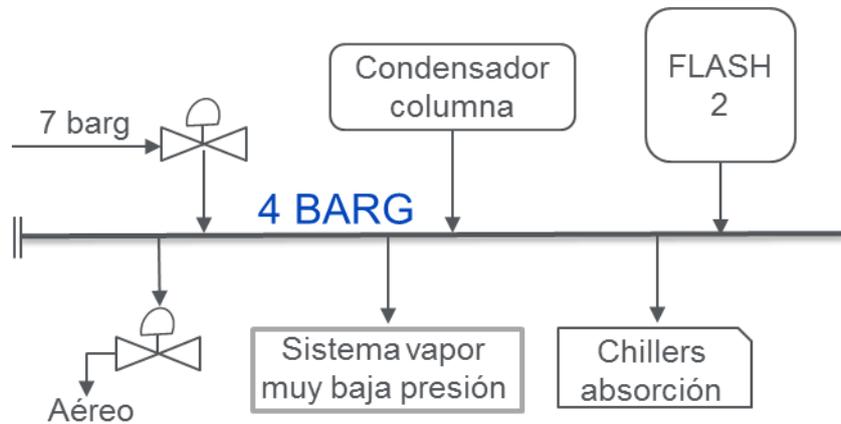


Figura 6.29. Distribución del sistema de muy baja presión

El circuito tiene los siguientes aportes de vapor:

- Vapor procedente del tanque de revaporizado 2.
- Vapor producido por laminación de vapor de 7 barg.
- Vapor generado en el condensador de una columna.

Y, por otro lado, tiene los siguientes consumidores:

- 2000 trampas de vapor que conforman las 10 t/h que llegan al tanque de flasheo 3.
- Enfriadora de líquido por absorción (chiller de absorción).
- Además, tiene una salida a través de una válvula de control para liberar vapor y mantener la presión a 4 barg en el caso de que el consumo sea inferior al vapor producido.

En el diseño original de la planta, el agua de refrigeración se producía por compresión mecánica.

Tras la instalación de un generador de vapor a partir del condensador de una columna de destilación, existía excedente de vapor de muy baja presión. Para reutilizar parte de esta energía se instaló una chiller de absorción de bromuro de litio-agua de una sola etapa, la cual se utiliza para mantener el circuito de agua de refrigeración del emplazamiento. El inconveniente de este sistema que utiliza vapor residual es su baja eficiencia, ya que, su COP (Coefficient Of Performance) es de aproximadamente 0,60, que se define como el cociente entre el calor extraído en el proceso de refrigeración del agua y el calor de activación del sistema (Chávez Bernuy, 2012).

Aunque en este caso no vamos a evaluar técnicamente la refrigeración por absorción porque es un servicio instalado con anterioridad, es una buena idea en caso de tener vapor residual de baja presión que no se reutiliza. Por tanto, en el Anexo I se explica brevemente en qué consiste el proceso de absorción.

Problemática

En operación normal, tenemos de aporte: 9 t/h de vapor de muy baja presión procedentes del tanque de revaporizado; 8 t/h procedentes del condensador de una columna; y 1 t/h aproximadamente, que es necesaria laminar desde vapor a 7 barg para cubrir las necesidades del sistema de vapor y del de absorción.

Sin embargo, en los periodos en los que la planta funciona a baja carga, se produce una cantidad inferior de vapor en el tanque de revaporizado y en el condensador y, aunque el sistema de vapor de baja presión también demanda menos, para cubrir ambos sistemas es necesario laminar más cantidad de vapor de 7 barg.

Este inconveniente, junto con la baja eficiencia que tiene el sistema de absorción, ha provocado que se empiecen a buscar soluciones alternativas para aprovechar el vapor residual y poner en servicio de nuevo la refrigeración por compresión mecánica. Si pusiésemos en servicio la compresión mecánica, sobrarían 7 t/h de vapor residual, ya que, de las 8 procedentes del condensador, 1 t/h iría destinada a terminar de cubrir las 10 t/h que consume el sistema de traceado de muy baja presión.

Solución

6.4.1. Alternativa 1: termocompresor con vapor.

Un termocompresor de vapor es como un tipo de eyector. Se utiliza un chorro de vapor a alta presión (llamado vapor motriz) para arrastrar vapor a baja presión (llamado vapor de succión). Los dos medios se mezclan profundamente y posteriormente se descargan a una presión que se encuentra entre la presión motriz y la de succión.

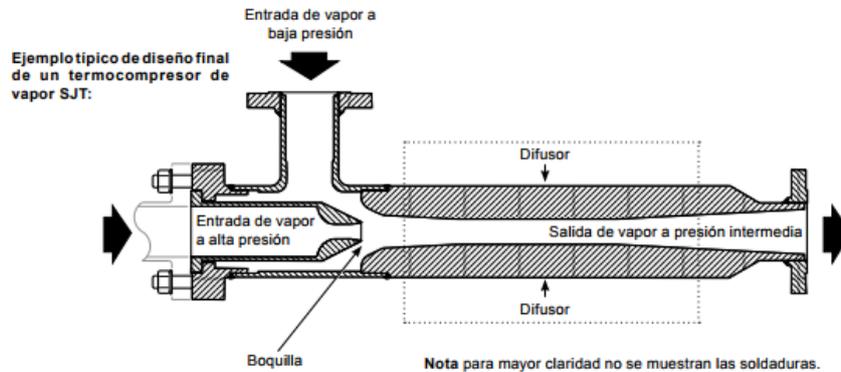


Figura 6.30. Esquema de un termocompresor de vapor. Fuente: (Spirax Sarco, 2017)



Figura 6.31. Ejemplo de un termocompresor real. Fuente: (Equirepsa, 2017)

El principio operativo básico de un eyector es convertir la presión en velocidad (efecto Venturi). El vapor motriz a alta presión entra en el termocompresor de vapor y pasa a través de una boquilla donde se produce una expansión adiabática del vapor desde la presión motriz hasta la presión de aspiración. Al salir de la boquilla a alta velocidad, el vapor entra en una cámara de succión donde se crea una depresión que introduce la corriente de baja presión en el eyector. El vapor motriz a alta velocidad se mezcla con el caudal aspirado. La sección convergente del difusor reduce la velocidad, en la garganta (zona más estrecha del difusor) se produce el choque de presión y en la sección divergente del difusor se aumenta el área transversal al flujo la velocidad va convirtiéndose en energía de presión (Equirepsa, 2017). Se puede representar como en la *Figura 59*:

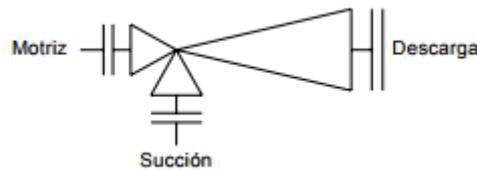


Figura 6.32. Representación simple de un termocompresor. Fuente: (Spirax Sarco, 2017)

Hay dos tipos de termocompresor: sónico y subsónico. Aunque parezcan similares, se comportan de manera diferente y deben ser controlados de manera diferente.

Para determinar qué tipo de diseño tendrá el termocompresor, tenemos que calcular la “ratio de compresión” (en unidades absolutas).

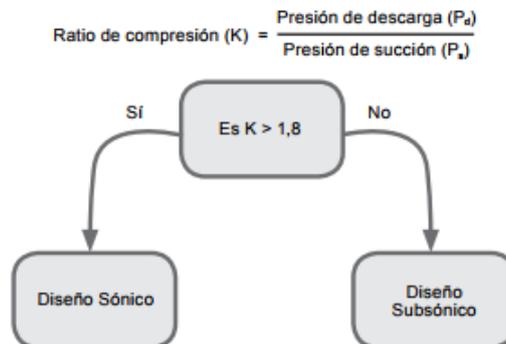
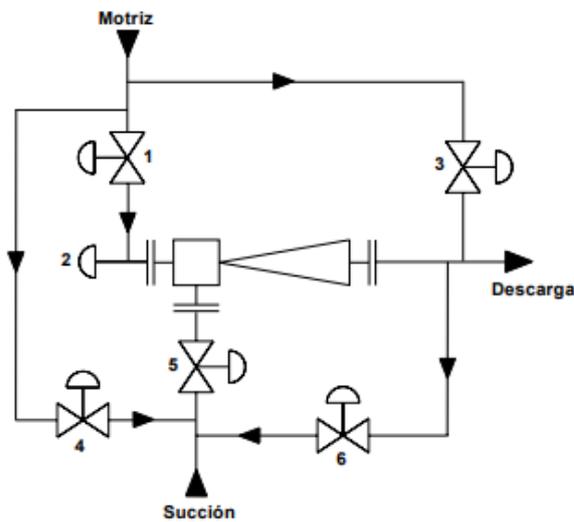


Figura 6.33. Ecuación Ratio de compresión y flujograma de decisión para tipo de termocompresor. Fuente: (Spirax Sarco, 2017)

Tabla 6.11. Diferencias entre los tipos de termocompresores de vapor.

Diseño sónico	Diseño subsónico
Ratio de compresión (K) mayor que 1.8	Ratio de compresión (K) inferior a 1.8
El caudal de vapor motriz es “fijo”	El caudal de vapor motriz puede variar para “ahorrar” vapor cuando las condiciones del proceso se hacen más favorables
El caudal de vapor de succión puede funcionar con el rango completo (100% a 0%)	El caudal de vapor de succión puede funcionar con el rango completo (100% a 0%)

Por lo tanto, el diseño subsónico proporcionará un rendimiento y eficacia óptima para la aplicación. El siguiente esquema (Figura 6.34.) muestra todas las opciones de control posible que se podrían utilizar para controlar un termocompresor de vapor (SpiraxSarco, 2015):



Diseños Sónico:

Opción 6	se utiliza generalmente para mantener la presión de succión (LP) (si fuese necesario)
Opciones 4 o 5 se utilizan ocasionalmente	
Opción 3	se puede utilizar para añadir vapor adicional a la descarga
Hay que tener en cuenta que no se puede elegir las opciones 1 o 2 si el termocompresor de vapor SJT es 'Sónico'	

Diseño Subónico

Opción 2	se puede utilizar para controlar el vapor motriz (HP) desde el 100% al 35%
Opción 1	se puede utilizar para controlar el vapor motriz (HP) desde el 100% al 80%
Opción 3	se puede utilizar para añadir vapor adicional a la descarga. Las opciones 4, 5 o 6 se pueden utilizar ocasionalmente para mantener la presión de succión (LP).

Figura 6.34. Tipos de control según el tipo de diseño del termocompresor. Fuente: (Spirax Sarco, 2017)

En nuestro caso, la presión del vapor motriz es de 30 barg (31 bar), la presión del vapor de succión es de 4 barg (5 bar) y la presión de descarga es de 7 barg (8 bar). Por tanto, la ratio de compresión es:

$$Ratio\ compresión\ (K) = \frac{8}{5} = 1.6$$

Como la ratio de compresión es inferior a 1.8, el diseño de nuestro termocompresor será subsónico. Para tener un buen control en un amplio rango de carga de la planta, utilizaremos la opción 2 de control y quedaría de la siguiente manera (Figura 6.35.):

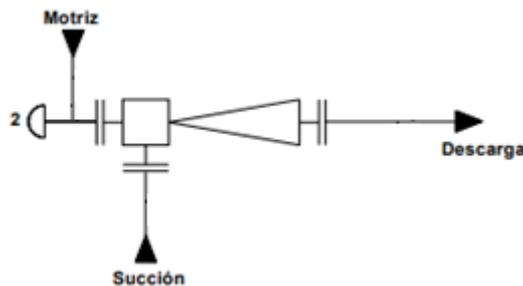


Figura 6.35. Diseño esquematizado de nuestro termocompresor. Fuente: (Spirax Sarco, 2017)

Los termocompresores tienen muchas aplicaciones. La nuestra es la de aumentar la presión del vapor de succión hasta la presión del siguiente nivel que tenemos. En nuestro caso, es un sistema de vapor de 7 barg. De forma esquemática, nuestra aplicación sería la siguiente (Spirax Sarco, 2017) (Figura 6.36.):

Escenario 6.4. Soluciones para vapor residual

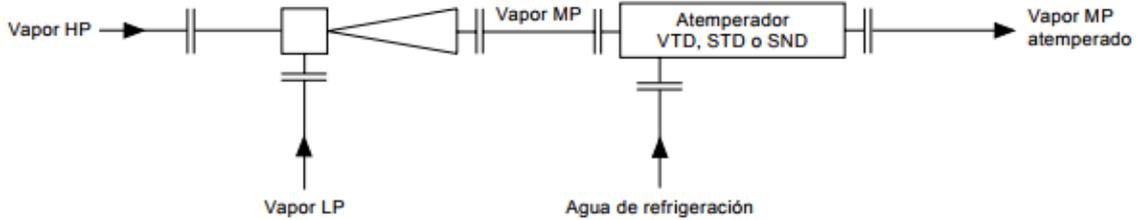


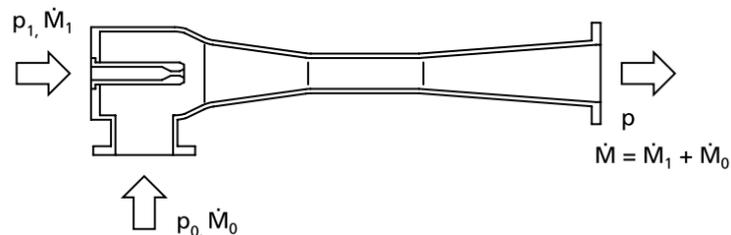
Figura 6.36. Esquema de la aplicación utilizada en nuestra industria para reutilizar vapor de baja presión.
Fuente: (Spirax Sarco, 2017)

El uso de atemperadora depende de la temperatura con la que salga el vapor tras el termostator y si ésta afectaría negativamente al mezclarse aguas abajo con el vapor de baja presión original.

Para poder simular la temperatura y saber cómo funcionaría esta opción, es necesario determinar la ratio entre vapor succionado y vapor motriz necesario. Dicha relación varía dependiendo del fabricante del termostator. Éstos ofrecen una serie de gráficas con diferentes curvas dependiendo de la ratio de compresión o diversos parámetros que cada uno de ellos específica.

Vamos a evaluar nuestro caso a partir de la información obtenida de dos fabricantes distintos:

- **GEA.** Este fabricante esquematiza el termostator de la siguiente manera:



p_1	Presión motriz en bar	\dot{M}_1	Caudal motriz en kg/h
p_0	Presión succión en bar	\dot{M}_0	Caudal succión en kg/h
p	Presión descarga en bar	\dot{M}	Caudal descarga en kg/h

Figura 6.37. Esquema y nomenclatura de un termostator de GEA.

El consumo de vapor del termostator depende de la ratio de compresión (K) y de la ratio de expansión (E). La ratio de compresión ya lo hemos calculado anteriormente (1,8) mientras que la ratio de expansión es:

$$\text{Ratio expansión (E)} = \frac{p_1}{p_0} = \frac{\text{Presión motriz}}{\text{Presión succión}} = \frac{31}{5} = 6,2$$

En la Figura 6.38., marcamos con una raya azul el factor de compresión en 1,8. Con una raya roja indicamos aproximadamente por dónde pasaría la curva correspondiente a una ratio de expansión de 6,2. En su intersección, trazamos una línea hacia la izquierda hasta que corta con el eje vertical en aproximadamente 1,15.

Escenario 6.4. Soluciones para vapor residual

Esto indica que son necesarios 1,15 kg/h de vapor motriz por cada kg/h de vapor succionado. Como tendríamos en exceso 7 t/h de vapor residual de 4 barg, tendríamos que consumir:

$$\text{Consumo vapor motriz} = 1,15 \frac{\frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ vapor motriz}}{\frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ vapor succionado}} \times 7000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ vapor succión}$$

$$\text{Consumo vapor motriz} = 8,05 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

Como al pasar por el termocompresor, ambas corrientes se mezclan, la producción total de vapor de baja presión sería:

$$\text{Vapor baja presión (7 barg)} = 8,05 + 7 = 15,05 \text{ t/h}$$

Para poder aprovechar todo el vapor residual, habría que comprobar que se puede consumir todo el vapor de 7 barg que se produce. El servicio completo de 7 barg es de 30 t/h, por lo que, con la producción del tanque de revaporizado 1 (7,2 t/h) más lo producido por el termocompresor (15 t/h) sumarían 22,2 t/h. Por tanto, sí se consumiría todo el vapor producido y habría que seguir añadiendo 7,8 t/h.

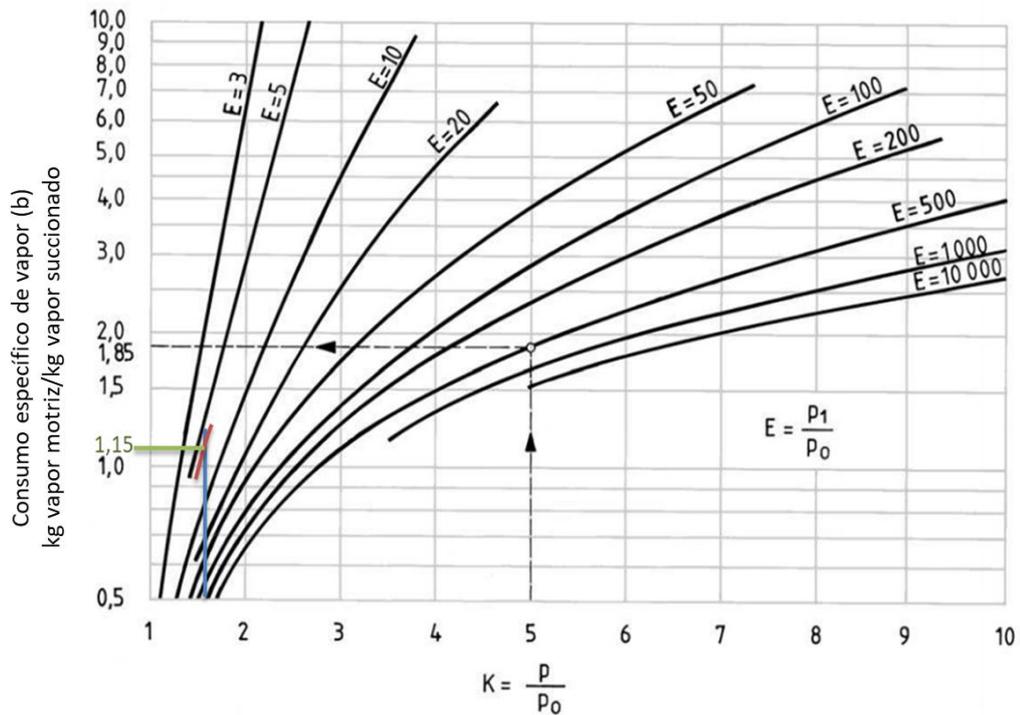


Figura 6.38. Curvas tipo del rendimiento de un termocompresor. Fuente: Adaptada de (GEA, 2017).

- **Kadant.** En la documentación de este vendedor, las ratios los calculan a partir de presiones en psi. Hacemos la conversión de nuestras unidades a psi y tenemos:

$$\text{Ratio de compresión} = \frac{130,73 \text{ psi}}{87,22 \text{ psi}} = 1,50$$

$$\text{Ratio de expansión} = \frac{464,32 \text{ psi}}{87,22 \text{ psi}} = 5,32$$

En la *Figura 6.39.*, marcamos con una línea negra vertical la ratio de compresión y con una azul oscura colocamos dónde estaría la curva aproximadamente correspondiente a una ratio de expansión de 5,3. En su intersección, trazamos una línea horizontal hasta su corte en el eje de coordenadas en 1,0.

Esto significa que se aprovecha 1 kg/h de vapor de succión por cada kg/h de vapor motriz utilizado. Con nuestro exceso de vapor residual de 7 t/h, necesitaríamos otras 7 t/h de vapor a 30 barg para comprimirlas a 7 barg. El total de caudal producido por el termostercompresor sería de 14 t/h, las cuales, como hemos visto en el fabricante anterior, son consumidas sin problemas por el servicio de baja presión.

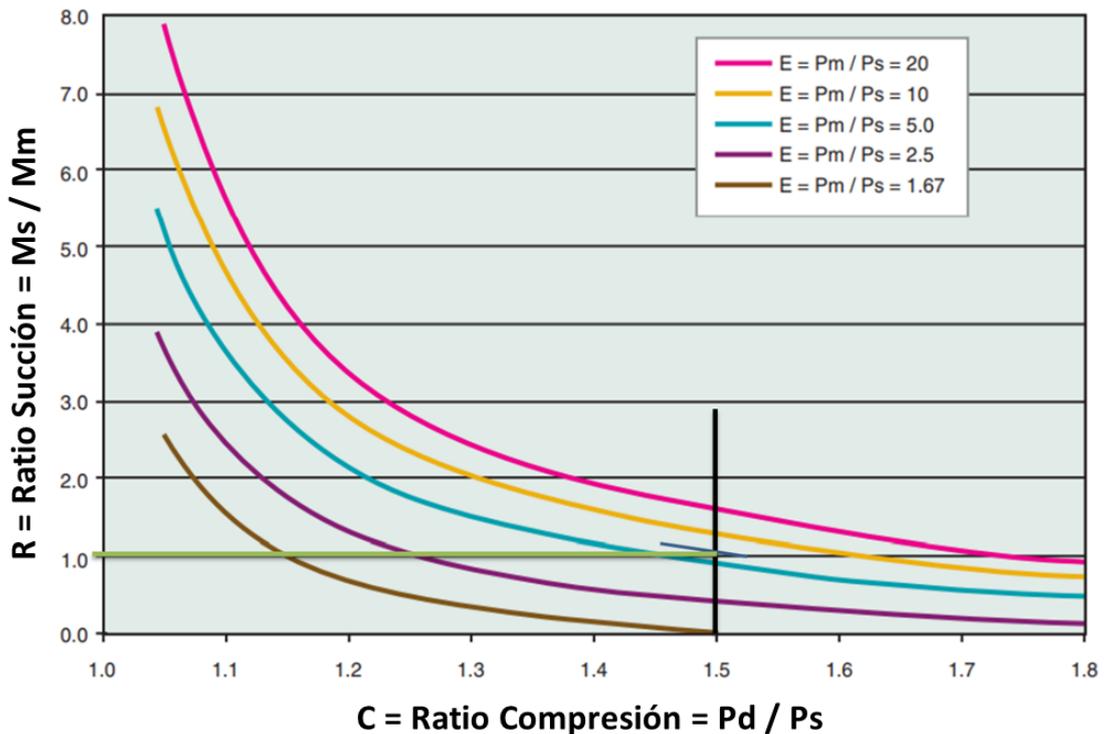


Figura 6.39. Curvas tipo del rendimiento de un termostercompresor. Fuente: Adaptada de (Kadant, 2017).

Ambas opciones son similares, pero para hacer nuestro estudio nos quedaremos con el ejemplo de GEA, ya que, en este caso, sale algo más desfavorable para nuestra planta y podremos comprobar si igualmente sigue saliendo rentable la inversión.

Por tanto, una vez sabiendo la mezcla de caudales de vapor que se va a producir, podemos realizar la simulación para saber si sería necesario atemperar la mezcla producida por tener demasiada temperatura para el circuito de vapor de baja presión.

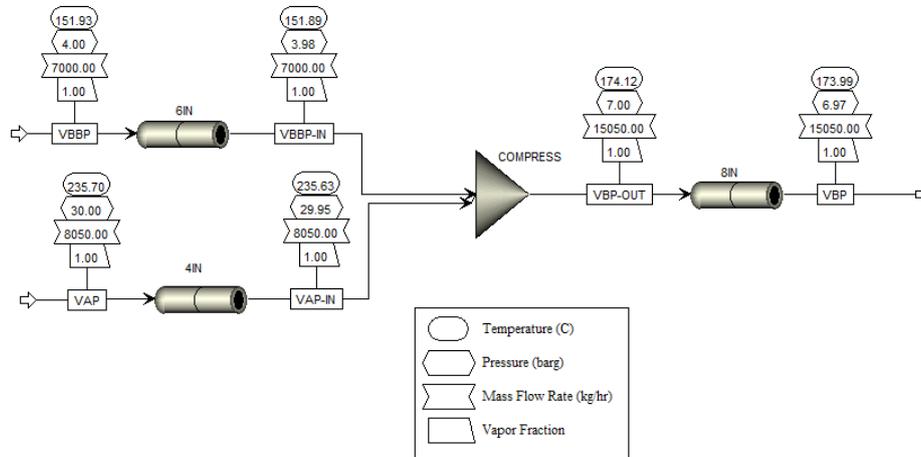


Figura 6.40. Simulación de corrientes de entrada y salida al termocompresor.

La temperatura de salida de la mezcla hasta llegar al colector principal de suministro del sistema de baja presión es de 174 °C. El suministro de vapor de baja presión desde la zona de generación es de 180 °C, por lo que, no supone ningún problema si parte del consumo total se abastece desde el termocompresor.

Para establecer los diámetros de las tuberías a añadir para las entradas y salidas del termocompresor, nos hemos basado en que la velocidad del vapor no exceda de 40 m/s y la pérdida de presión no superara los 100 mbar.

Finalmente, las características de las tuberías y las corrientes quedaron así:

Los parámetros de configuración de la tubería son:

- Flujo: Fluid flow
- Longitud: 13 meter
- Diámetro: Use pipe schedules (Inner diameter: 0.157759 meter)
- Material: CARBON-STEEL
- Schedule: 20
- Nom diameter: 6-IN
- Elevación: Pipe rise: -10 meter
- Roughness: 4.572e-05 meter
- Erosional velocity coefficient: 100

Resumen de características de la corriente (Streams):

	Inlet	Outlet	
Pressure:	4	3.97879	barg
Temperature:	151.931	151.89	C
Mixture velocity:	37.1911	37.353	m/sec
Erosional velocity:	74.5911	74.7533	m/sec
Reynolds number:	1.11862e+06	1.11866e+06	
Liquid volume fraction:	0	0	
Vapor volume fraction:	1	1	
Flow regime:	All vapor	All vapor	

Figura 6.41. Tubería de vapor de muy baja presión (succión) al termocompresor y características de la corriente.

Escenario 6.4. Soluciones para vapor residual

Pipe Parameters
 Thermal Specification
 Fittings1 Fittings2 Flash Options Solids Conveying

Fluid flow
 Solids conveying

Length
 Pipe length:

Diameter
 Inner diameter:
 Use pipe schedules
 Compute using user subroutine

Pipe schedules
 Material:
 Schedule:
 Nom diameter:

Elevation
 Pipe rise:
 Pipe angle:

Options
 Roughness:
 Erosional velocity coefficient:

Summary **Streams** Balance Profiles Properties Property Grid Status

	Inlet	Outlet	
Pressure:	30	29.9499	barg
Temperature:	235.703	235.633	C
Mixture velocity:	17.5546	17.5847	m/sec
Erosional velocity:	30.9761	31.0026	m/sec
Reynolds number:	1.64652e+06	1.64673e+06	
Liquid volume fraction:	0	0	
Vapor volume fraction:	1	1	
Flow regime:	All vapor	All vapor	

Figura 6.42. Tubería de vapor de alta presión (motriz) al termocompresor y características de la corriente.

Pipe Parameters
 Thermal Specification
 Fittings1 Fittings2 Flash Options Solids Conveying Information

Fluid flow
 Solids conveying

Length
 Pipe length:

Diameter
 Inner diameter:
 Use pipe schedules
 Compute using user subroutine

Pipe schedules
 Material:
 Schedule:
 Nom diameter:

Elevation
 Pipe rise:
 Pipe angle:

Options
 Roughness:
 Erosional velocity coefficient:

Summary **Streams** Balance Profiles Properties Property Grid Status

	Inlet	Outlet	
Pressure:	7	6.96945	barg
Temperature:	174.116	173.987	C
Mixture velocity:	30.3187	30.4314	m/sec
Erosional velocity:	60.085	60.1965	m/sec
Reynolds number:	1.74005e+06	1.74054e+06	
Liquid volume fraction:	0	0	
Vapor volume fraction:	1	1	
Flow regime:	All vapor	All vapor	

Figura 6.43. Tubería de vapor de baja presión (descarga) desde el termocompresor y características de la corriente.

6.4.2. Alternativa 2: intercambiador de calor (precalentador)

Otra opción para aprovechar el vapor residual de muy baja presión que tenemos en exceso sería instalar un intercambiador de calor para precalentar una corriente que vaya a un intercambiador de calor posterior.

Analizando las posibles corrientes donde aplicar un precalentador, hemos seleccionado una corriente de 100 t/h de fenol que calentamos en un intercambiador de carcasa y tubos desde 60 °C hasta 160 °C utilizando vapor de media presión a 15 barg.

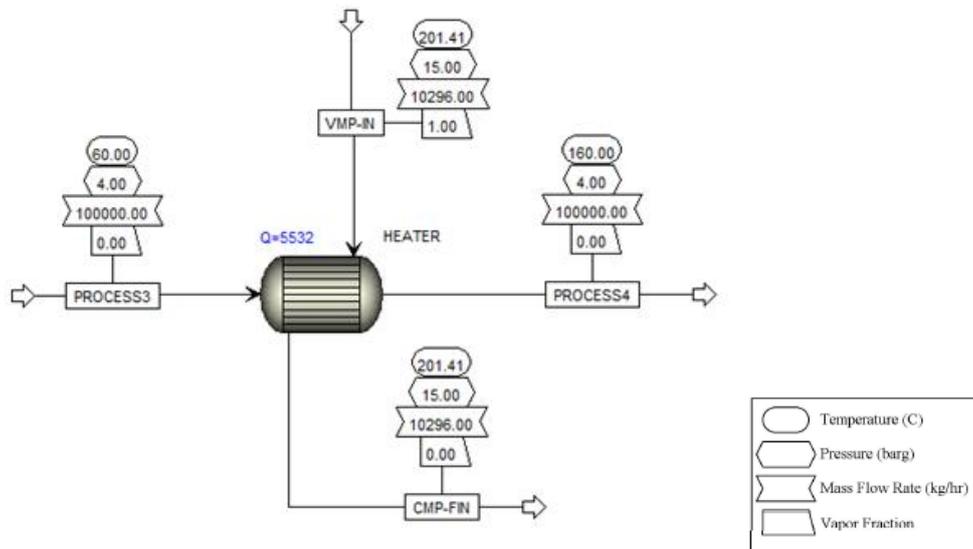


Figura 6.44. Simulación calentamiento corriente de 100 t/h de fenol de 60 °C a 160 °C

En la simulación (Figura 6.44.) vemos que la potencia del intercambiador es de 5532 kW utilizando 10296 kg/h de vapor.

Para reducir la cantidad de vapor de 15 barg necesaria para alcanzar los 160 °C en la corriente de fenol, vamos a instalar un intercambiador de calor de carcasa y tubos antes de éste para calentar lo máximo posible esta corriente con las 7 t/h de vapor residual.

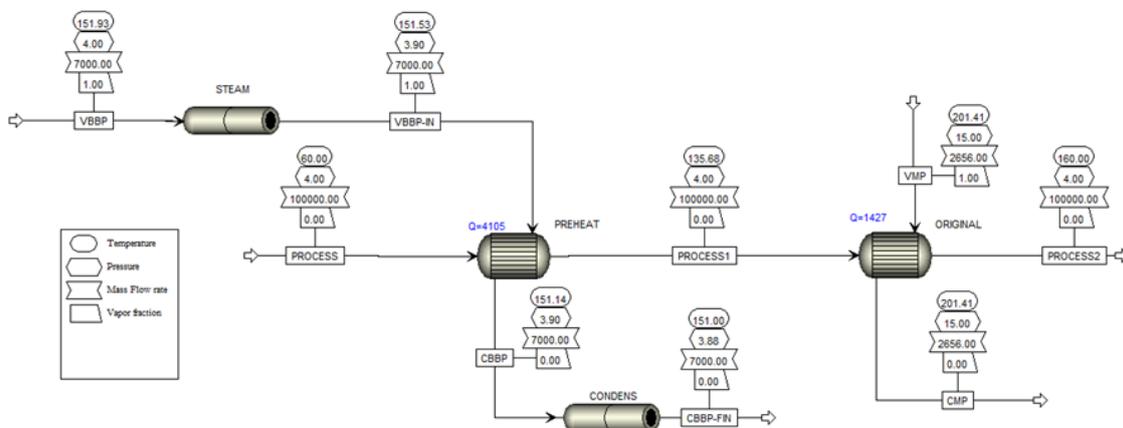


Figura 6.45. Simulación calentamiento corriente fenol con precalentador anterior.

Como vemos en la simulación (Figura 6.45. podemos emplear las 7 t/h de vapor a 4 barg para calentar la corriente de fenol hasta 135,7 °C, dando el nuevo intercambiador

una potencia de 4105 kW. Con este calentamiento inicial, en el intercambiador original sólo faltan 1427 kW que implican 2656 kg/h de vapor de 15 barg. Por tanto, se ahorran $10296 - 2656 = 7640$ kg/h de vapor de media presión.

Las tuberías nuevas se definieron de la siguiente manera:

- Línea de vapor: 50 metros de longitud de 6" de diámetro nominal con Schedule 40; 3 codos de 90° y 1 válvula de compuerta.
- Línea de condensado: 55 metros de longitud de 3" de diámetro nominal con Schedule 40; 4 codos de 90° y 1 válvula de compuerta.

Para saber las características del nuevo intercambiador vamos a usar la aplicación de Aspen para el diseño de intercambiadores de calor (EDR, Exchangers Design and Rating).

En esta aplicación, hay que indicar los caudales de cada corriente, temperaturas y presiones de operación, temperaturas y presiones de diseño, y material para carcasa y tubos.

La carcasa se ha definido en acero al carbono y los tubos, al pasar fenol por su interior, tienen que ser de acero inoxidable 316L.

Las condiciones de operación ya eran conocidas, por lo que, había que decidir las condiciones de diseño. La temperatura de diseño (171,1 °C) se estableció por el estándar de nuestra planta para esa presión (4 barg) tanto para el lado carcasa como para tubos.

En las siguientes páginas (*Figuras 6.46.-6.52.*) mostraremos parte de los resultados que arroja la simulación, la cual hace un estudio térmico y un diseño mecánico completo.

Escenario 6.4. Soluciones para vapor residual

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:							
2	Location:							
3	Service of Unit:			Our Reference:				
4	Item No.:			Your Reference:				
5	Date:		Rev No.:		Job No.:			
6	Size	584.2--5486.4	mm	Type	NEN Hor	Connected in 1 parallel 1 series		
7	Surf/unit(eff.)	136.4	m ²	Shells/unit	1	Surf/shell (eff.) 136.4 m ²		
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT							
9	Fluid allocation		Shell Side		Tube Side			
10	Fluid name		STEAM		PHENOL			
11	Fluid quantity, Total		kg/h		7000			
12	Vapor (In/Out)		kg/h		7000 0			
13	Liquid		kg/h		0 7000			
14	Noncondensable		kg/h		0 0			
15								
16	Temperature (In/Out)		°C		151.83 151.83 60 135.68			
17	Dew / Bubble point		°C		151.83 151.83			
18	Density Vapor/Liquid		kg/m ³		2.61 / / 915.38 / 1049.44 / 979.19			
19	Viscosity		cp		0.014 / / 0.1803 / 2.7096 / 0.4326			
20	Molecular wt, Vap				18.02			
21	Molecular wt, NC							
22	Specific heat		kJ/(kg K)		2.41 / / 4.312 / 1.833 / 2.073			
23	Thermal conductivity		W/(m K)		0.0306 / / 0.6806 / 0.155 / 0.1474			
24	Latent heat		kcal/kg		503.5 503.5			
25	Pressure (abs)		bar		4.9 4.86447 5 4.64012			
26	Velocity		m/s		12.91 1.46			
27	Pressure drop, allow./calc.		bar		0.15 0.03553 0.49987 0.35988			
28	Fouling resistance (min)		m ² h C/kcal		0.00021 0.00041 0.00049 Ao based			
29	Heat exchanged		3527090 kcal/h		MTD corrected 42.82 °C			
30	Transfer rate, Service		603.9 Dirty 618.3 Clean 1092.1		kcal/(h m ² C)			
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch			
32			Shell Side		Tube Side			
33	Design/vac/test pressure:g		bar		6.7/ -1 / 7.5 10/ -1 / 7.5			
34	Design temperature		°C		171.11 171.11			
35	Number passes per shell				1 4			
36	Corrosion allowance		mm		3.18 0			
37	Connections		In mm		1 203.2/ - 1 152.4/ -			
38	Size/rating		Out		1 50.8/ - 1 152.4/ -			
39	Nominal		Intermediate		/ - / -			
40	Tube No.	422	OD	19.05	Tks-Avg	1.65 mm		
41	Tube type	Plain	#/m	Material	SS 316L	Tube pattern	30	
42	Shell	Carbon Steel	ID	590.55	OD	609.6 mm	Shell cover	-
43	Channel or bonnet	Carbon Steel					Channel cover	Carbon Steel
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel					Tubesheet-floating	-
45	Floating head cover	-					Impingement protection	None
46	Baffle-cross	Carbon Steel	Type	Single segmental	Cut(%d)	40.06	V Spacing: c/c	666.75 mm
47	Baffle-long	-	Seal type			Inlet	700.09	mm
48	Supports-tube	U-bend		0	Type			
49	Bypass seal	Tube-tubesheet joint			Exp. 2 grv			
50	Expansion joint	Type			None			
51	RhoV2-Inlet nozzle	1388	Bundle entrance		198	Bundle exit		3 kg/(m s ²)
52	Gaskets - Shell side	-			Tube Side		Flat Metal Jacket Fibe	
53	Floating head	-						
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class R - refinery service			
55	Weight/Shell	3218.2	Filled with water		4894.4	Bundle	1860.6	kg
56	Remarks							
57								

Figura 6.46. Hoja de datos TEMA del intercambiador de calor diseñado.

Escenario 6.4. Soluciones para vapor residual

1	Size	590.55 x 5486.4	mm	Type	NEN	Hor	Connected in	1 parallel	1 series		
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	138.6 / 136.4 /					Shells/unit	1			
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	138.6 / 136.4 /							m ²		
4											
5	Design (Sizing)		PERFORMANCE OF ONE UNIT								
6			Shell Side		Tube Side		Heat Transfer Parameters				
7	Process Data		In	Out	In	Out	Total heat load	kcal/h	3527090		
8	Total flow	kg/h	7000		100000		Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	42.82 / 42.81		
9	Vapor	kg/h	7000	0	0	0	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1.02 / 1.81		
10	Liquid	kg/h	0	7000	100000	100000					
11	Noncondensable	kg/h		0		0	Coef./Resist.	kcal/(h m ² C)	m ² h C/kcal	%	
12	Cond./Evap.		7000			0	Overall fouled	618.3	0.00162		
13	Temperature	°C	151.83	151.83	60	135.68	Overall clean	1092.1	0.00092		
14	Dew / Bubble point	°C	151.83	151.83			Tube side film	1465.8	0.00068	42.18	
15	Quality		1	0	0	0	Tube side fouling	2030.9	0.00049	30.44	
16	Pressure (abs)	bar	4.9	4.86447	5	4.64012	Tube wall	7262.8	0.00014	8.51	
17	DeltaP allow/cal	bar	0.15	0.03553	0.49987	0.35988	Outside fouling	4776.9	0.00021	12.94	
18	Velocity	m/s	6.71	0.02	1.17	1.46	Outside film	10447.5	0.0001	5.92	
19											
20	Liquid Properties						Shell Side Pressure Drop			bar	%
21	Density	kg/m ³		915.38	1049.44	979.19	Inlet nozzle		0.01241	34.16	
22	Viscosity	cp		0.1803	2.7096	0.4326	Inlet space Xflow		0.00568	15.64	
23	Specific heat	kJ/(kg K)		4.312	1.833	2.073	Baffle Xflow		0.00851	23.44	
24	Therm. cond.	W/(m K)		0.6806	0.155	0.1474	Baffle window		0.00507	13.96	
25	Surface tension	dynes/cm					Outlet space Xflow		0.00037	1.02	
26	Molecular weight			18.02	94.11	94.11	Outlet nozzle		0.00428	11.78	
27	Vapor Properties						Intermediate nozzle				
28	Density	kg/m ³	2.61				Tube Side Pressure Drop	bar		%	
29	Viscosity	cp	0.014				Inlet nozzle		0.00983	2.74	
30	Specific heat	kJ/(kg K)	2.41				Entering tubes		0.01865	5.2	
31	Therm. cond.	W/(m K)	0.0306				Inside tubes		0.29704	82.82	
32	Molecular weight		18.02				Exiting tubes		0.02712	7.56	
33	Two-Phase Properties						Outlet nozzle			0.00603	1.68
34	Latent heat	kcal/kg	503.5	503.5			Intermediate nozzle				
35											
36	Heat Transfer Parameters						Velocity / Rho ^{0.5} V ²			m/s	kg/(m s ²)
37	Reynolds No. vapor		23778.58				Shell nozzle inlet		23.04	1388	
38	Reynolds No. liquid			1850.02	7145.36	44758.32	Shell bundle Xflow		6.71	0.02	
39	Prandtl No. vapor		1.11				Shell baffle window		12.91	0.04	
40	Prandtl No. liquid			1.14	32.04	6.08	Shell nozzle outlet		0.98	881	
41	Heat Load	kcal/h					Shell nozzle interm				
42	Vapor only		0						m/s	kg/(m s ²)	
43	2-Phase vapor		0				Tube nozzle inlet		1.42	2116	
44	Latent heat		-3524507				Tubes		1.17	1.46	
45	2-Phase liquid		0				Tube nozzle outlet		1.52	2268	
46	Liquid only		0				Tube nozzle interm				
47											
48	Tubes		Baffles		Nozzles: (No./OD)						
49	Type		Plain	Type	Single segmental			Shell Side	Tube Side		
50	ID/OD	mm	15.75 / 19.05	Number	7	Inlet	mm	1 / 219.08	1 / 168.28		
51	Length act/eff	m	5.4864 / 5.4007	Cut(%d)	40.06	Outlet		1 / 60.32	1 / 168.28		
52	Tube passes		4	Cut orientation	V	Other	/	/	/		
53	Tube No.		422	Spacing: c/c	mm	666.75	Impingement protection		None		
54	Tube pattern		30	Spacing at inlet	mm	700.09					
55	Tube pitch	mm	23.81	Spacing at outlet	mm	700.09					
56	Insert		None								
57	Vibration problem		Possible / No			RhoV2 violation			No		

Figura 6.47. Hoja de especificaciones del intercambiador de calor diseñado.

Escenario 6.4. Soluciones para vapor residual

Performance

Design (Sizing)		Shell Side		Tube Side	
Total mass flow rate	kg/h	7000		100000	
Vapor mass flow rate (In/Out)	kg/h	7000	0	0	0
Liquid mass flow rate	kg/h	0	7000	100000	100000
Vapor mass quality		1	0	0	0
Temperatures	°C	151.83	151.83	60	135.68
Dew / Bubble point	°C	151.83	151.83		
Operating pressures	bar	4.9	4.86447	5	4.64012
Film coefficient (mean)	kcal/(h m ² C)	10447.5		1465.8	
Fouling resistance (OD based)	m ² h C/kcal	0.00021		0.00049	
Velocity (highest)	m/s	12.91		1.46	
Pressure drop (allow./calc.)	bar	0.15 / 0.03553		0.49987 / 0.35988	
Total heat exchanged	kcal/h	3527090		Unit NEN 4 pass 1 ser 1 par	
Overall clean coef (plain/finned)	kcal/(h m ² C)	1092.1/		Shell size 584.2— 5486.4 mm Hor	
Overall dirty coef (plain/finned)	kcal/(h m ² C)	618.3/		Tubes Plain	
Effective area (plain/finned)	m ²	136.4/		Insert None	
Effective MTD	°C	42.82		No. 422 OD 19.05 Tks 1.65 mm	
Actual/required area ratio(dirty/clean)		1.02 / 1.81		Pattern 30 Pitch 23.81 mm	
Vibration problem		Possible		Baffles Single segmental Cut(%d) 40.06	
RhoV2 problem		No		Total cost 45969 Dollar(US)	

Figura 6.48. Datos más representativos del desempeño del intercambiador y su coste.

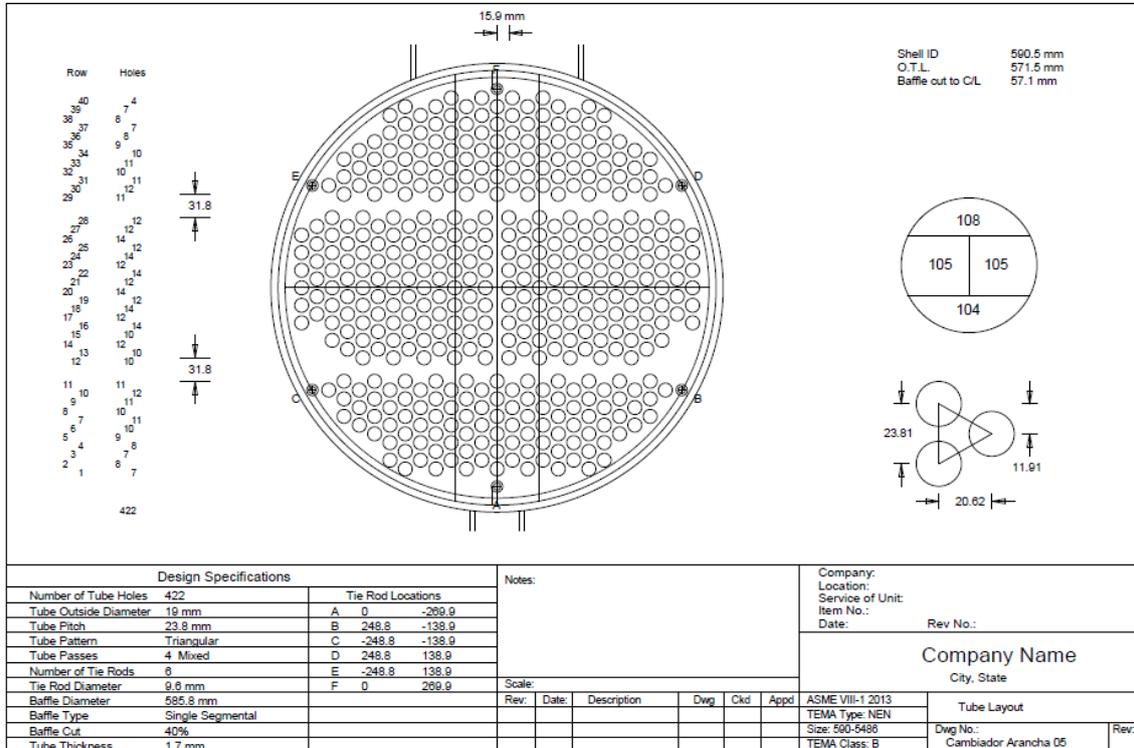


Figura 6.49. Plano de la placa tubular, con sus particiones y distribución de tubos.

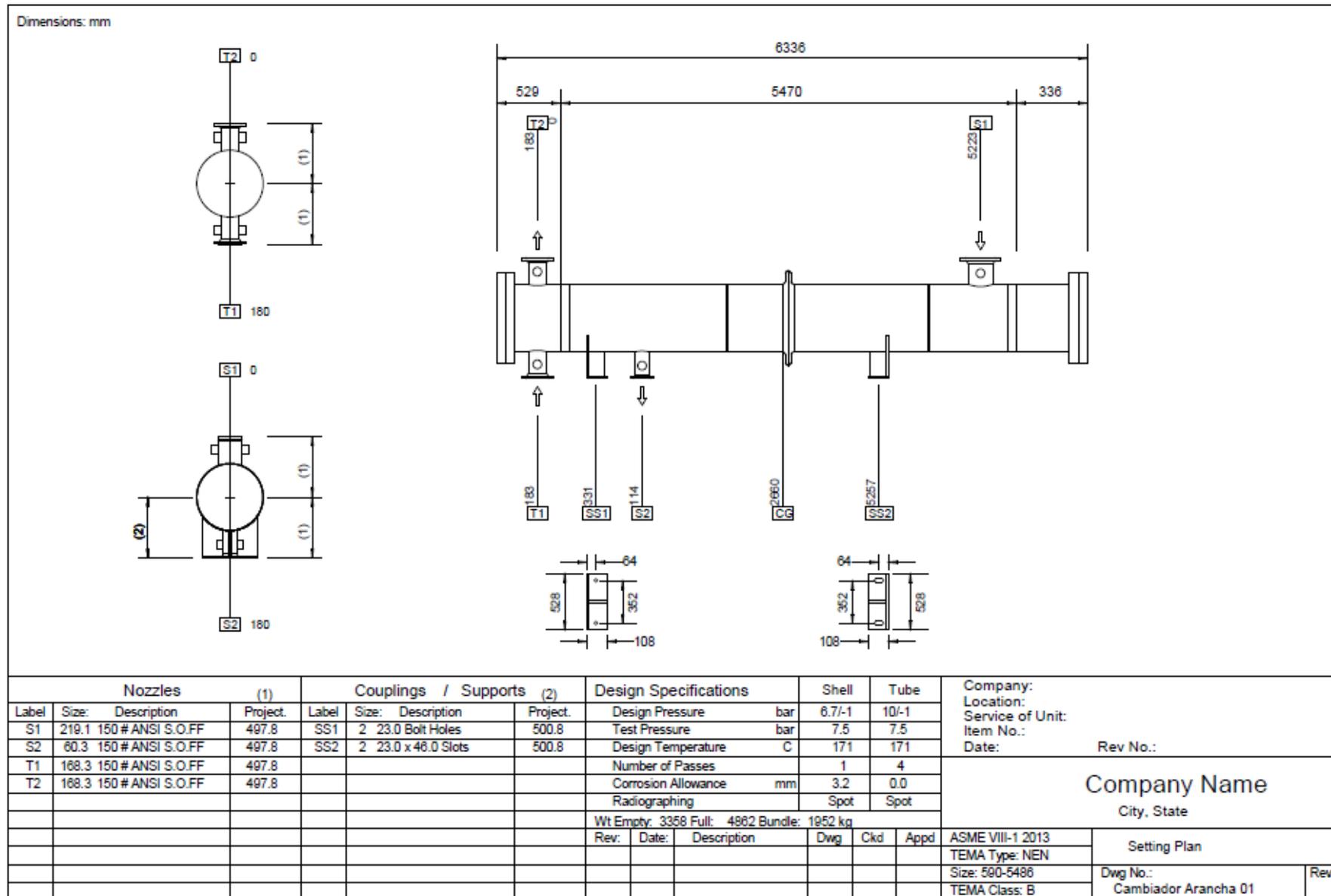


Figura 6.50. Plano mecánico general del intercambiador con las cotas principales.

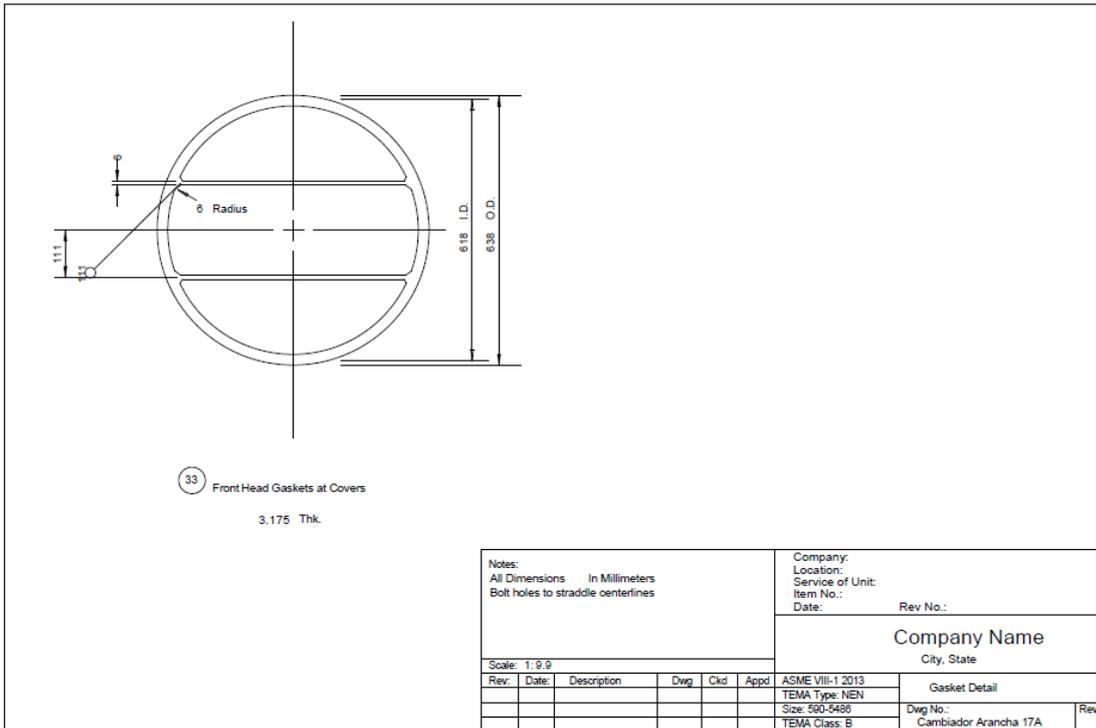


Figura 6.51. Diseño del cabezal frontal con sus divisiones.

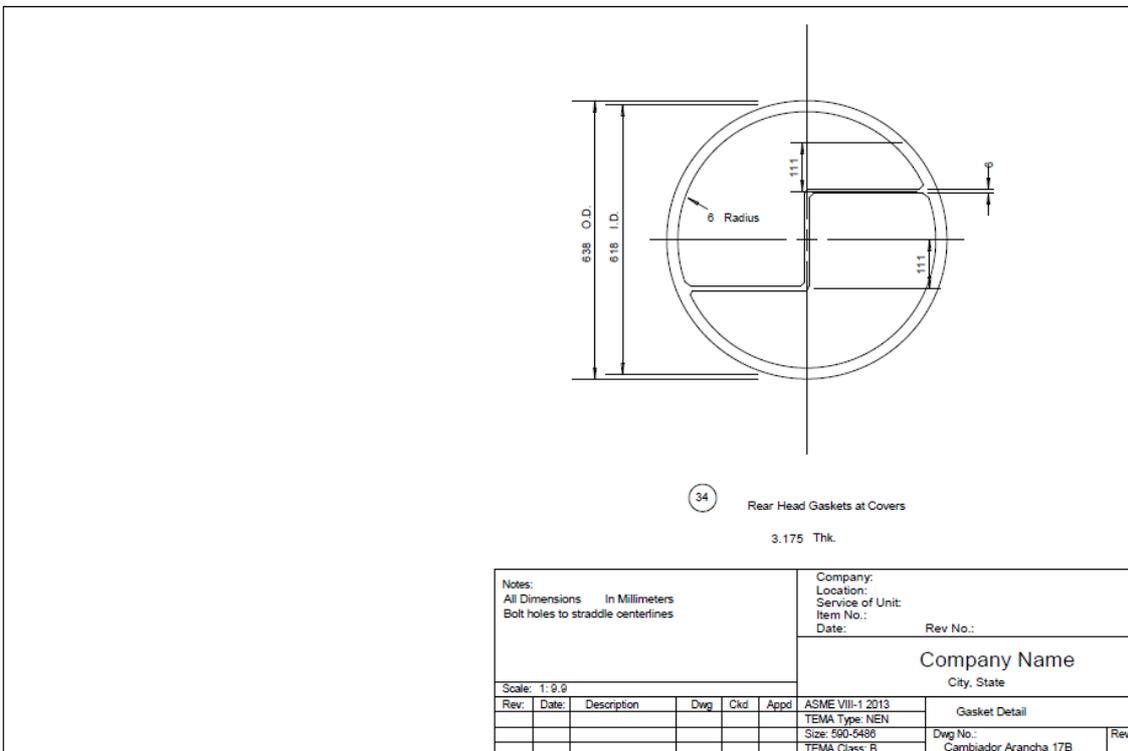


Figura 6.52. Diseño del cabezal traseño con sus particiones.

ESCENARIO 6.5. Fugas en colectores por erosión

Cualquier industria está formada por kilómetros de tubería que transportan en su interior sustancias de lo más diversas y, por tanto, dichas tuberías deben ser adecuadas para esos servicios.

En el caso que nos atañe, estudiamos la idoneidad de las tuberías instaladas para el circuito de retorno de condensado. El circuito está compuesto por colectores de retorno principales, los cuales desembocan en sus correspondientes recipientes de recuperación. En dichos colectores principales descargan multitud de subcolectores de retorno de todos los servicios de la planta, ya sean de intercambiadores de calor como de traceadores.

En la bibliografía de dimensionamiento de colectores de retorno se considera que el fluido que transportarán consta de dos fases: líquido y vapor debido a la evaporación flash. El diámetro interno del colector se calcula en base a la proporción de volumen que ocupa el vapor respecto al líquido según las condiciones de presión y temperatura, de tal manera que la velocidad del vapor no exceda de 15-20 m/s.

Un punto muy importante a tener en cuenta, y que generalmente no se cita de forma específica, es la cantidad de vapor adicional que tiene que soportar el colector debido a las fugas de las trampas de vapor. Muchas empresas ofrecen tablas para estimar el diámetro y quizá en esas tablas esté considerado este concepto, pero ni la cantidad de fugas consideradas ni nada al respecto es mencionado explícitamente. En los casos en los que los cálculos se hacen de forma tradicional, el error más común es obviar este hecho, ya que, por muy fiable que sea el sistema de trampas de vapor instalado, es utópico considerar que no va a fallar ninguna de ellas.

Problemática

En nuestra industria, tenemos colectores de retorno de condensado que transportan la carga de cientos de trampas de vapor y, en algunos casos, de miles de ellas.

Tal y como explicamos en el Escenario 6.3., las 5000 trampas de vapor instaladas en nuestra planta son de tipo termodinámico, de las cuales registramos una tasa de fallo del 15%, lo que equivale a 750 unidades, 375 sostenidas a lo largo del año en los colectores que desembocan en el último tanque flash.

Las 5000 trampas termodinámicas se dividen en:

- 2000 trampas en el colector de muy baja presión, 4 barg.
- 3000 trampas en el colector de baja presión, 7 barg.

Además de esas, hay instaladas aproximadamente unas 500 trampas en el colector de media presión, 15 barg, y de alta presión, 30 barg, como pozos de goteo, pero éstas no las tendremos en cuenta en estos casos.

Debido a la configuración de los colectores, el tramo más crítico es el final, antes de llegar al tanque de revaporizado, ya que en éste se unifican todos los subcolectores y la presión ya es muy próxima a la de operación del tanque. Por tanto, el último tramo soporta la carga total de todo el sistema de cada presión y la mayor cantidad de vapor porque es el tramo de tubería donde más vapor flash se produce antes de llegar completamente al tanque.

Los problemas de fugas constantes en nuestra planta se han detectado en estas zonas, por lo que, vamos a hacer una evaluación de la velocidad que se alcance al final de ambos colectores para saber si se debe a un problema del diseño original o a falta de fiabilidad del sistema.

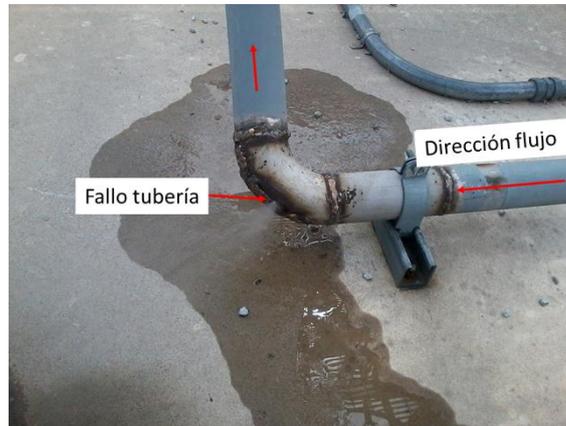


Figura 6.53. Ejemplo de fuga en una tubería por el codo. Fuente: (Keyword Suggest Encyclopedia, 2017)

Otro punto en el cual tenemos varios problemas de fiabilidad de la línea es en un colector en concreto que solamente transporta el condensado generado por un intercambiador de calor, por lo que, en este caso sabemos que es éste el origen del problema. Por tanto, también evaluaremos la velocidad en ese tramo.

El cálculo de las velocidades los vamos a realizar de varias formas para comprobar las diferencias que se obtienen por métodos distintos (la del intercambiador sólo lo haremos a través de Aspen).

6.5.1. Cálculo de velocidades

Los métodos son:

6.5.1.1. Cálculo de la velocidad a partir de propiedades termodinámicas.

Para saber a qué velocidad circula el condensado por el último tramo de colector, hay que saber qué cantidad de vapor y agua coexisten en él. El porcentaje de vapor que se produce debido a la evaporación flash se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$\text{Proporción flash} = \frac{h_L \text{ a } P1 - h_L \text{ a } P2}{h_{fg} \text{ a } P2}$$

Donde h_L es la entalpía del líquido a la presión del servicio del vapor y a la presión del retorno de condensado, y h_{fg} es la entalpía específica de evaporación a la presión del colector de condensado.

Tabla 6.12. Propiedades termodinámicas corrientes de condensado de baja y muy baja presión.

Presión 1 (barg)	h_L (kJ/kg)	Presión 2 (barg)	h_L (kJ/kg)	h_{fg} (kJ/kg)	% flash
7	721,56	0	419,10	2256,66	13,4%
4	640,85	0	419,10	2256,66	9,8%

Escenario 6.5. Fugas en colectores por erosión

Tal y como hemos descrito en el Escenario 6.1., sabemos los caudales de condensado que circulan por cada colector. Con esa información y la que acabamos de calcular, podemos obtener la cantidad de agua y vapor resultante una vez que se ha producido la reducción de presión y, por tanto, la evaporación de parte de ese condensado caliente:

Tabla 6.13. Caudales másico de agua y vapor debidos a la evaporación flash de los condensados.

P1 (barg)	Caudal (kg/h)	P2 (barg)	% flash	Caudal vapor (kg/h)	Caudal agua (kg/h)
7	30000	0	13,4%	4020,9	25979,1
4	10000	0	9,8%	982,6	9017,4

El siguiente paso es calcular la proporción de volumen que ocupa el vapor en la tubería y, para ello, necesitamos saber el volumen específico del vapor a la presión 2 (0 barg) y la densidad del agua saturada a esa misma presión.

Con estos datos, obtenemos los caudales volumétricos de ambos fluidos:

- ✓ Volumen específico del vapor (m^3/kg): 1,67359
- ✓ Densidad del agua saturada (kg/m^3): 958,392
- ✓ La proporción de vapor se calcula como:

$$\text{Proporción vapor} = \frac{\text{Caudal vapor } \left(\frac{m^3}{h}\right)}{\text{Caudal vapor } \left(\frac{m^3}{h}\right) + \text{Caudal agua } \left(\frac{m^3}{h}\right)}$$

Tabla 6.14. Caudales másico y proporción de vapor en cada colector de condensado.

Caudal vapor (kg/h)	Caudal agua (kg/h)	Caudal vapor (m^3/h)	Caudal agua (m^3/h)	Proporción vapor
4020,9	25979,1	6729,3	27,1	0,996
982,6	9017,4	1644,5	9,4	0,994

Los diámetros de ambos colectores son:

- ✓ Colector de baja presión (7 barg): diámetro nominal igual a 12 pulgadas Schedule 20, lo que equivale a un diámetro interior de 317,5 mm.

Tabla espesores tubería Acero al Carbono según ASME B36.10M
Diámetros Nominales 8in a 24in (DN200 a DN600)

Tamaño		Diam. exter.	SCH 5	SCH 10	SCH 20	SCH 30	STD	SCH 40	XS
NPS	DN	in	in	in	in	in	in	in	in
in	mm	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
12	300	12.75 (323.85)	0.156 (3.96)	0.156 (3.96)	0.25 (6.35)	0.33 (8.38)	0.375 (9.53)	0.406 (10.31)	0.5 (12.7)

Figura 6.54. Espesores según Schedule para tubería de acero al carbono de 12".

Fuente: (DNBrida, 2017)

Escenario 6.5. Fugas en colectores por erosión

- ✓ Colector de muy baja presión (4 barg): diámetro nominal igual a 6 pulgadas schedule 40, lo que equivale a un diámetro interior de 142,89 mm.

Tabla espesores tubería Acero al Carbono según ASME B36.10M
Diámetros Nominales 1/8 in a 6in (DN6 a DN150)

Tamaño	Diam. exter.	SCH 5	SCH 10	SCH 30	SCH 40 STD	SCH 80 XS	SCH 120	SCH 160	XXS	
NPS in	DN mm	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	mm (in)	
6	150	6.625 (168.28)	0.109 (2.77)	0.134 (3.4)	... (7.11)	0.28 (7.11)	0.432 (10.97)	0.562 (14.27)	0.719 (18.26)	0.864 (21.95)

Figura 6.55. Espesores según Schedule para tubería de acero al carbono de 6". Fuente: (DNBrida, 2017)

Conociendo los diámetros interiores de las tuberías, calculamos la velocidad que alcanza el vapor a partir de la siguiente fórmula:

$$Velocidad \left(\frac{m}{s} \right) = \frac{Caudal \text{ vapor} \left(\frac{m^3}{h} \right) \cdot \frac{1 h}{3600 s}}{\pi \cdot \frac{Diámetro \text{ interior}^2}{4} \cdot Proporción \text{ vapor}}$$

Tabla 6.15. Velocidades de vapor de los colectores de baja y muy baja presión

Colector	Velocidad vapor (m/s)
Baja presión (7 barg)	23.70
Muy baja presión (4 barg)	28.65

En la *Tabla 6.15.* podemos observar que las velocidades que alcanza el vapor en el último tramo de los colectores supera el límite superior del rango permisible que es, como recordamos, de 15 a 20 m/s.

En el colector de baja presión se supera dicho rango en un 18,5% mientras que en el de muy baja presión, lo supera en un 43%, lo que justifica que sea en este colector donde más problemas de fiabilidad se producen en las tuberías.

Además, estas velocidades calculadas no contemplan las fugas que se originan por el mal funcionamiento de las trampas de vapor, por lo que, estos valores son los más conservadores y, con seguridad, serían más altos según la tasa de fallo que encontrásemos en el momento de inspeccionar el sistema.

Como el cálculo de velocidad con la suposición de "fugas cero" ya muestra que los colectores están infradimensionados para las condiciones de proceso del condensado que viaja por ellos, no es necesario calcular con exactitud la velocidad que se alcanza según el grado de fugas. Tomaremos en cuenta esta consideración para el dimensionamiento de los colectores apropiados para estos servicios.

6.5.1.2. Simulación de Aspen.

Realizamos el mismo ejercicio en el simulador de Aspen, comprobamos la repetitividad de los resultados obtenidos y si difieren mucho entre ambos métodos para el caso de los colectores de retorno.

✓ **Colector de baja presión:**

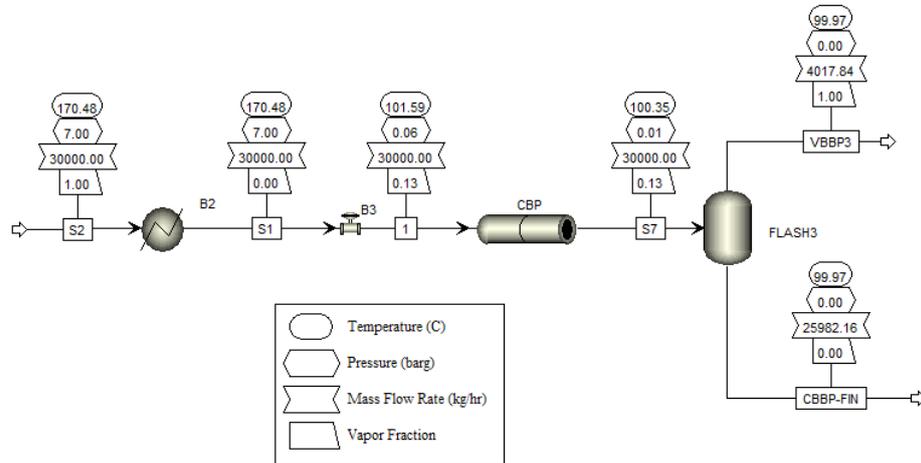


Figura 6.56. Simulación colector original de baja presión

The screenshot shows the 'Pipe Parameters' tab with the following settings:

- Fluid flow: Fluid flow, Solids conveying
- Length: Pipe length: 50 meter
- Diameter: Inner diameter: 0.31115 meter, Use pipe schedules (selected), Material: CARBON-STEEL, Schedule: 20, Nom diameter: 12-IN
- Elevation: Pipe rise: -10 meter, Pipe angle: rad
- Options: Roughness: 4.572e-05 meter, Erosional velocity coefficient: 100

The 'Results' tab shows the following data:

	Inlet	Outlet	
Pressure:	0.06	0.0135261	barg
Temperature:	101.594	100.346	C
Mixture velocity:	22.8813	24.2399	m/sec
Reynolds number:	2.53729e+06	2.55566e+06	
Liquid volume fraction:	0.00434784	0.00408998	
Vapor volume fraction:	0.995652	0.99591	
Flow regime:	Wave	Wave	

Figura 6.57. Datos colector 7 barg y características de la corriente.

El punto que debemos comparar es el final de la tubería y, como vemos en última tabla, la velocidad es 24,24 m/s. La velocidad calculada con el método anterior era 23,70 m/s, difieren en 0,54 m/s, lo que supone un 2,23 %.

✓ **Colector de muy baja presión:**

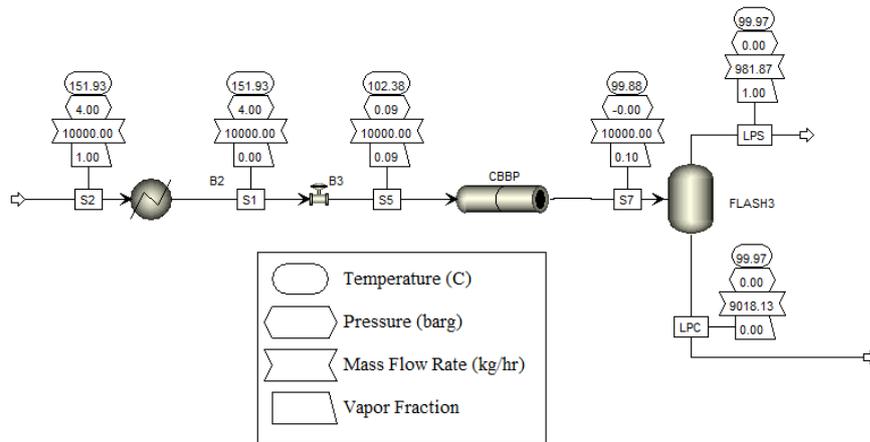


Figura 6.58. Simulación colector original de muy baja presión

CBBP (Pipe) | CBBP (Pipe) - Results | B3 (Valve) | S2 (MATERIAL) - Input | Main Flowsheet | B4 (F)

Pipe Parameters
 Thermal Specification
 Fittings1
 Fittings2
 Flash Options
 Solids Conveying

Fluid flow
 Solids conveying

Length

Pipe length: 30 meter

Diameter

Inner diameter: 0.154051 meter
 Use pipe schedules
 Compute using user subroutine

Pipe schedules

Material: CARBON-STEEL
 Schedule: 40
 Nom diameter: 6-IN

Elevation

Pipe rise: -10 meter
 Pipe angle: rad

Options

Roughness: 4.572e-05 meter
 Erosional velocity coefficient: 100

CBBP (Pipe) | CBBP (Pipe) - Results | B3 (Valve) | S2 (MATERIAL) - Input | Ma

	Inlet	Outlet	
Pressure:	0.09	-0.00350718	barg
Temperature:	102.376	99.8772	C
Mixture velocity:	21.7686	24.7463	m/sec
Reynolds number:	1.63781e+06	1.6688e+06	
Liquid volume fraction:	0.00648444	0.00566552	
Vapor volume fraction:	0.993516	0.994334	
Flow regime:	Wave	Wave	

Figura 6.59. Datos colector 4 barg y características de la corriente

El punto que debemos comparar es el final de la tubería y, como vemos en última tabla, la velocidad es 24,75 m/s. La velocidad calculada con el método anterior era 28,65 m/s, difieren en 3,9 m/s, lo que supone un 15,76%.

✓ **Intercambiador de calor**

Nuestro intercambiador se encuentra situado en el sistema de vapor de alta presión, 30 barg. Éste tiene un consumo medio de 7 t/h y en su tramo de colector de condensado hasta su descarga en el colector general del sistema se ha tenido que intervenir en varias ocasiones en un mismo año.

Escenario 6.5. Fugas en colectores por erosión

En este caso, se tiene que estudiar el sistema completo porque la velocidad en ese tramo está vinculada a la presión que exista en ese punto, la cual está condicionada por el sistema completo.

En la *Figura 6.62*, tenemos la simulación del sistema de retorno de condensado de alta presión al completo. El equipo que estamos evaluando en este apartado es el intercambiador denominado "INTERC4", y su colector, "LINE4".

Ese colector tiene un diámetro nominal de 2" con un Schedule de 40. Además, en la simulación también hemos definido más información como su longitud, 17,5 metros, y su diferencia de altura, que es un descenso de 5,155 metros.

The screenshot shows the 'LINE4 (Pipe) - Results' window with the 'Pipe Parameters' tab selected. The 'Fluid flow' radio button is checked. The 'Pipe length' is set to 17.5 meters. Under 'Diameter', 'Use pipe schedules' is selected, with 'Material' set to CARBON-STEEL, 'Schedule' to 40, and 'Nom diameter' to 2-IN. Under 'Elevation', 'Pipe rise' is set to -5.155 meters. Under 'Options', 'Roughness' is 4.572e-05 meters and 'Erosional velocity coefficient' is 100.

Figura 6.60. Definición de los parámetros del colector "LINE4"

The screenshot shows the 'LINE4 (Pipe) - Results' window with the 'Status' tab selected. The 'Summary' tab is active, displaying a table of inlet and outlet characteristics.

	Inlet	Outlet	
Pressure:	9.2	7.58502	barg
Temperature:	180.797	173.419	C
Mixture velocity:	22.1977	28.8749	m/sec
Erosional velocity:	19.1779	21.8729	m/sec
Reynolds number:	2.3118e+06	2.48083e+06	
Liquid volume fraction:	0.0399735	0.0299611	
Vapor volume fraction:	0.960026	0.970039	
Flow regime:	Mist	Mist	

Figura 6.61. Resultados de las características de la corriente de condensado del "INTERC4"

Como vemos en el resultado de la simulación, la velocidad alcanza 21,87 m/s, excediendo el margen recomendable.

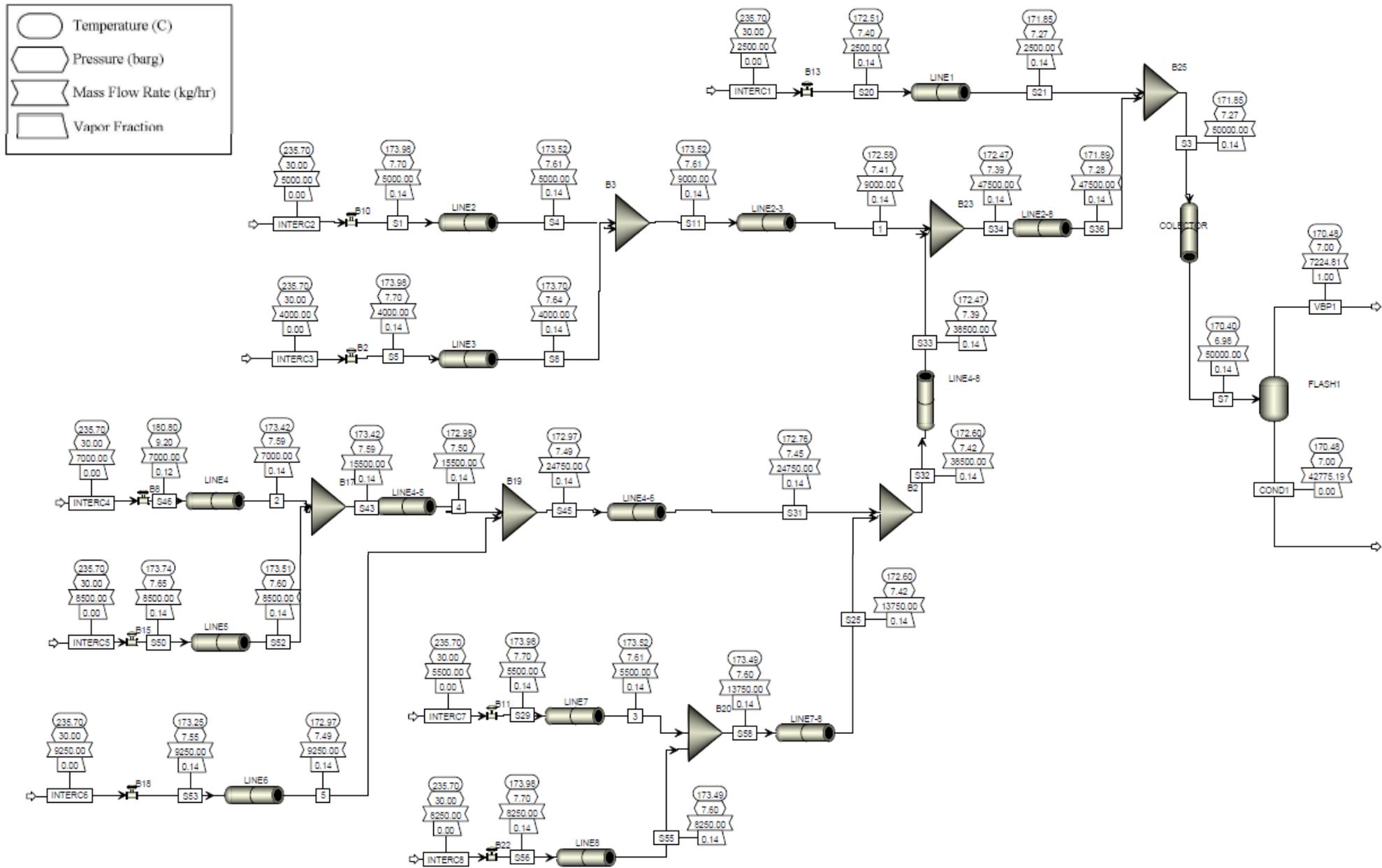
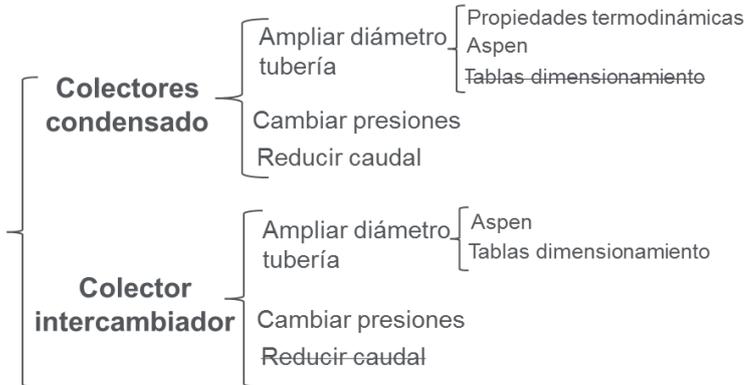


Figura 6.62. Simulación completa del sistema original de retorno de condensado de alta presión, 30 barg

Soluciones

Cuando nos encontramos con esta situación, que la velocidad del vapor en una tubería excede los límites recomendados, hay tres opciones para intentar solucionarlo:

1. Ampliar el diámetro de la tubería.
2. Cambiar las condiciones del proceso (en este caso, las presiones).
3. Disminuir el caudal de condensado.



Vamos a evaluar las soluciones arriba mencionadas tanto en el final de los colectores como en el subcolector del intercambiador de calor. Comenzamos con el final de los colectores:

6.5.2. Solución colectores de baja y muy baja presión.

6.5.2.1. Ampliar el diámetro de la tubería.

La solución más fácil de evaluar es ampliar el diámetro de la tubería. Al igual que la velocidad, el diámetro lo vamos a calcular a partir de tres métodos distintos:

6.5.2.1.1. Propiedades termodinámicas.

Este método es exactamente el mismo llevado a cabo para calcular la velocidad, con la diferencia de que esta vez la incógnita es el diámetro interior de la tubería y establecemos que la velocidad sea de 15 m/s.

Todos los datos los tenemos, sólo hay que aplicar la siguiente fórmula:

$$Diámetro interior (m) = \sqrt{\frac{Caudal vapor \left(\frac{m^3}{h}\right) \cdot \frac{1 h}{3600 s} \cdot 4}{\pi \cdot Velocidad \left(\frac{m}{s}\right) \cdot Proporción vapor}}$$

Tabla 6.16. Diámetro de colector adecuado para los colectores de baja y muy baja presión considerando 0 fugas

Colector	Caudal vapor (m³/h)	Proporción vapor	Diámetro interior (m)	Schedule	DN más próximo
Baja presión	6729,33	0,996	0,39913	20	16"
Muy baja presión	1644,53	0,994	0,19748	40	8"

Esos serían los diámetros de las tuberías que deberían estar instaladas para no llegar al rango de velocidades máximas recomendadas. Sin embargo, estos son los valores considerando el caso original, donde no se suponían fugas de las trampas de vapor.

Para un cálculo correcto del diámetro, tenemos que incluir el hecho de que un 15% de las trampas termodinámicas fugan, dejando pasar vapor vivo a su través.

Escenario 6.5. Fugas en colectores por erosión

Lo primero, hay que saber los caudales que se manejan dependiendo de si la trampa trabaja correctamente y, por tanto, desaloja condensado caliente, o está fugando vapor vivo. Con datos experimentales obtenidos en nuestras rondas de inspección con una máquina específica para ello, tenemos los siguientes datos:

Tabla 6.17. Diferencias de caudales según si funciona bien o mal y la diferencia de presión en la trampa.

Presión 1	Presión 2	Condensado operación normal	Fuga vapor en fallo
7 barg	0 barg	7,5 kg/h	6 kg/h
4 barg	0 barg	5 kg/h	4 kg/h

Con el número de trampas que indicamos anteriormente que había en cada colector y sabiendo la tasa de fugas, podemos estimar el caudal de vapor de cada colector:

- ✓ **Colector de baja presión:** en este colector desembocan tanto trampas de vapor termodinámicas como de flotador o recipientes de condensado de intercambiadores de calor. Por tanto, el condensado del colector proviene de ambos tipos de servicios. Para estimar el caudal de vapor que circula por él, consideramos que un 15% de las trampas de vapor termodinámicas dejan pasar vapor vivo a través de ellas mientras que los demás usuarios (resto de trampas e intercambiadores de calor) descargan condensado caliente como en operación normal.

Caudal intercambiadores de calor: 7,5 t/h

Caudal trampas de vapor (3000 unidades): 22,5 t/h si operan todas en condición normal. Si el 15% fuga, es decir, 450 unidades, y dejan pasar 6 kg/h de vapor cada una de ellas, lo que equivale a 2,7 t/h de vapor vivo al colector. El resto de trampas, 2550 unidades, aporta al colector 19,1 t/h.

Tabla 6.18. Caudales másico de vapor y agua en el colector de baja presión considerando 15% fugas trampas TD

Caudal (t/h)	Flash	Vapor (t/h)	Agua (t/h)
2,7	No hay	2,7	0
19,1+7,5	13.4%	3,6	23,1

Tabla 6.19. Diámetro adecuado para el colector de baja presión (15% fugas trampas TD)

Vapor (m ³ /h)	Agua (m ³ /h)	Proporción	Diámetro interior	Diámetro nominal
10491,0	24,1	0,998	0,49792 m	20"

Hemos pasado de una estimación de diámetro nominal de 16" a 20", lo que evidencia la importancia de considerar las fugas ya que desemboca en diferencias representativas en el diseño de colectores.

Escenario 6.5. Fugas en colectores por erosión

- ✓ **Colector de muy baja presión:** en este colector sólo descargan trampas de vapor termodinámicas, en concreto, un total de 2000 unidades. Al igual que el caso anterior, el 15% de éstas fugan, es decir, 300 trampas a 4 kg/h de vapor cada una equivale a 1,2 t/h de vapor vivo al colector. El resto de trampas descargan 8.5 t/h de condensado caliente.

Tabla 6.20. Caudales másico de vapor y agua en el colector de muy baja presión considerando 15% fugas TD.

Caudal (t/h)	Flash	Vapor (t/h)	Agua (t/h)
1,2	No hay	1,2	0
8,5	9,8%	0,8	7,7

Tabla 6.21. Diámetro adecuado para el colector de muy baja presión (15% fugas TD)

Vapor (m ³ /h)	Agua (m ³ /h)	Proporción	Diámetro interior	Diámetro nominal
3406,2	8,0	0,998	0,28373 m	12"

En este caso, el diámetro ha pasado de 6 a 12". El efecto de las fugas aquí es más notorio, ya que, la carga del colector proviene totalmente de trampas de vapor.

6.5.2.1.2. Simulación de Aspen

Los caudales son los mismos que se han calculado en el apartado anterior. En el colector de baja presión, 26625 kg/h de condensado saturado a 7 barg pasan a un colector a presión atmosférica, lo que produce vapor flash. Para tener en consideración las posibles fugas, introducimos un mezclador donde entran 2,7 t/h de vapor vivo a 7 barg.

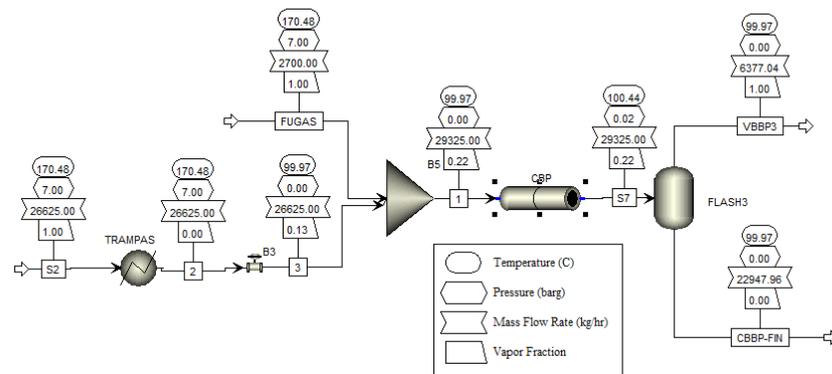


Figura 6.63. Simulación colector de baja presión con 15% fugas TD y DN ampliado

Si definimos la tubería de un diámetro de 24" con un Schedule de 20, la velocidad pasa a 10.64 m/s en la peor de las situaciones, con el 15% de trampas de vapor fugando al mismo tiempo.

Escenario 6.5. Fugas en colectores por erosión

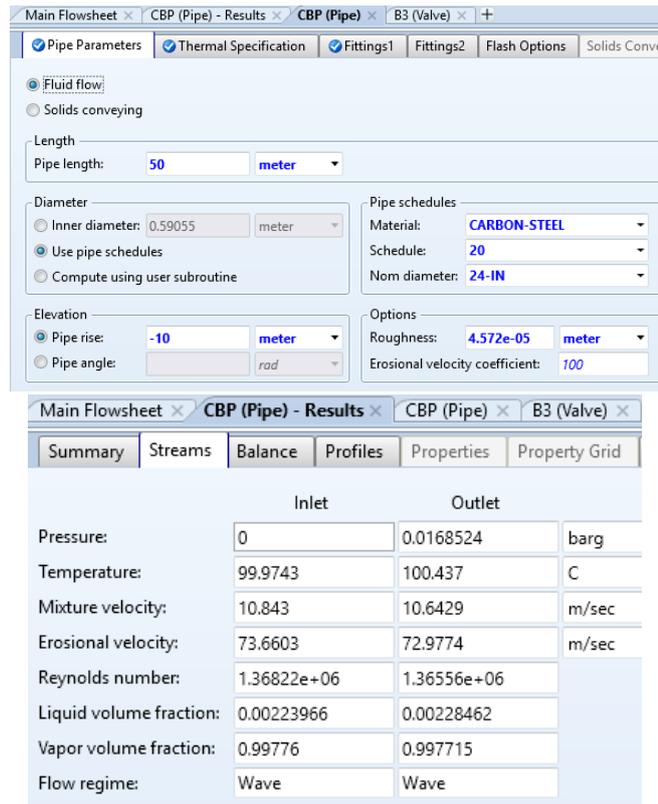


Figura 6.64. Características del colector de baja presión nuevo y de la corriente resultante

Por otro lado, tenemos el colector de muy baja presión, donde 8,5 t/h de condensado saturado a 4 barg pasa a presión atmosférica, desprendiendo el correspondiente vapor flash. Las fugas consideradas son 1,2 t/h de vapor vivo a 4 barg que se mezclan con la mezcla anterior de agua y vapor.

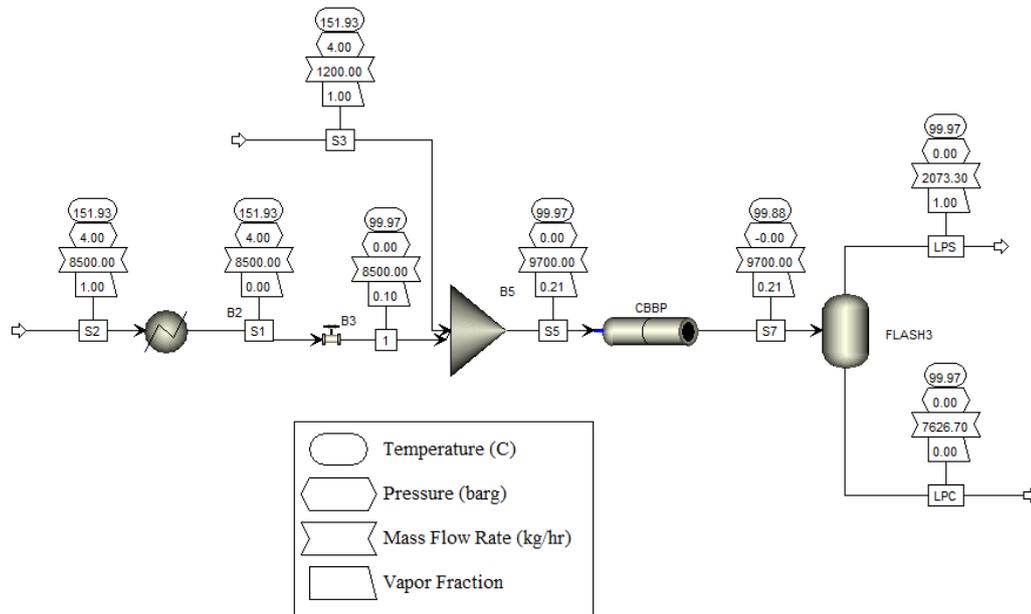


Figura 6.65. Simulación colector de muy baja presión con 15% fugas TD y DN ampliado

Con una tubería de 12 pulgadas de Schedule 40, la velocidad es la situación más crítica sería de 13,4 m/s.

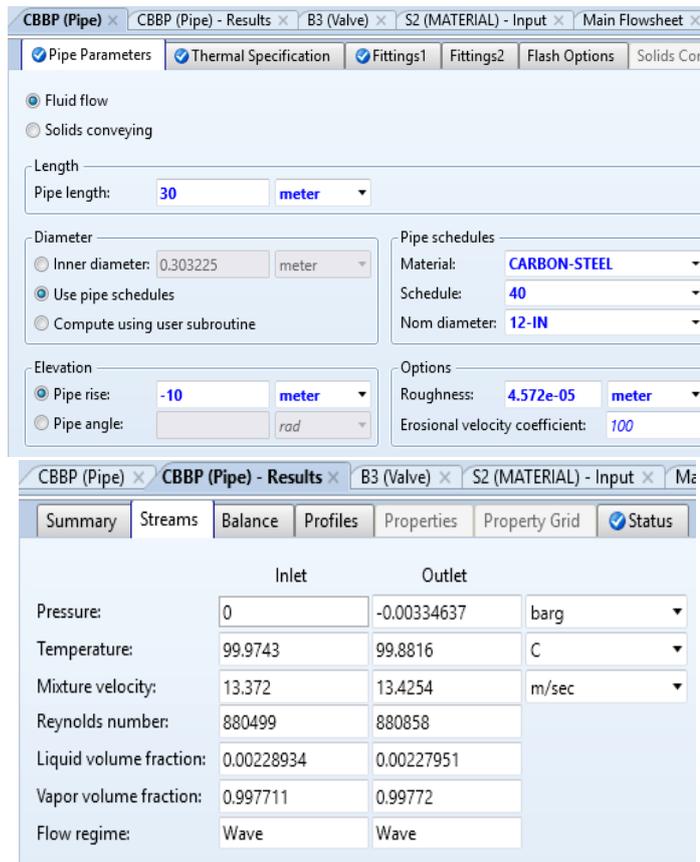


Figura 6.66. Características del colector de muy baja presión nuevo y de la corriente resultante.

Aunque las velocidades iniciales vimos que no eran exactamente iguales calculadas por los dos métodos, los errores no eran tan significativos como para cambiar los diámetros requeridos para que las velocidades estuviesen por debajo de 15 m/s. Queda corroborado entonces que los diámetros deberían ser:

Tabla 6.22. Diámetros adecuados para los colectores de baja y muy presión con 15% fugas TD

Colector	Diámetro nominal	Schedule
Baja presión	24"	20
Muy baja presión	12"	40

6.5.2.1.3. Tablas de dimensionamiento

Las tablas de dimensionamiento son gráficas, en las cuales se siguen una serie de pasos dependiendo de las condiciones del proceso y da como resultado un diámetro nominal de tubería.

Estas gráficas requieren que “introduzcas” la cantidad de condensado que tiene que soportar la tubería pero no contemplan fugas de vapor vivo, por lo que, no servirían para nuestro propósito.

Éstas pueden servir para usuarios en los que no se contemplan fugas como el condensado de un intercambiador de calor, que lo haremos más adelante.

6.5.2.2. Cambiar las presiones.

La presión del vapor se estableció en el diseño de la planta para una serie de requerimientos de calentamiento. En estos colectores, la mayor parte del consumo es en traceados, por lo que, si disminuyésemos la presión de suministro sería difícil de simular si pudiese ocurrir algún problema.

Por otro lado, la presión del colector de retorno podría aumentar si aumentásemos la presión del botellón al que desemboca. Como hemos visto en el Escenario 6.2., esta posibilidad solamente la tendríamos en el colector de baja presión, el cual, en vez de desembocar en un botellón a presión atmosférica, podría hacerlo a 4 barg.

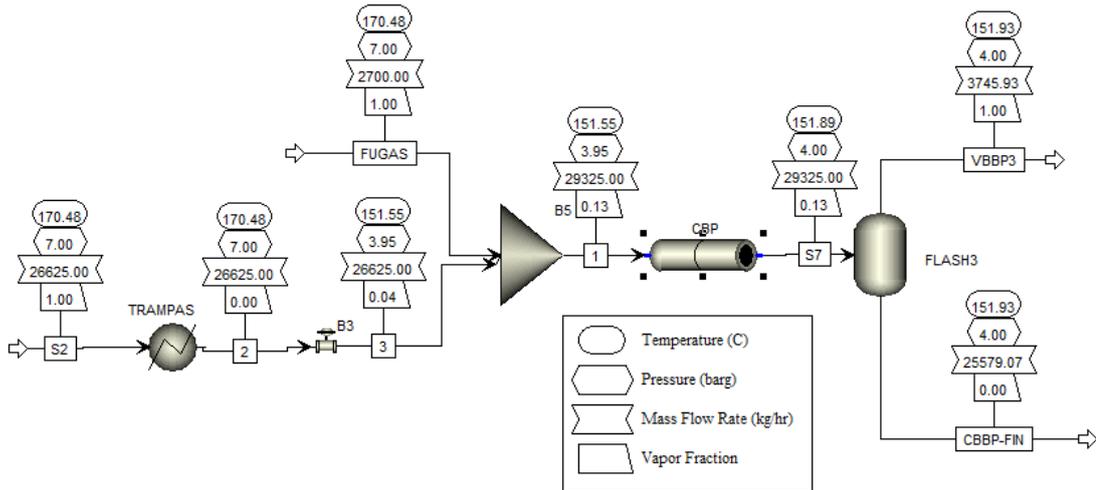


Figura 6.67. Simulación colector original de baja presión con tanque flash a 4 barg en vez de 0 barg

Main Flowsheet		CBP (Pipe) - Results		CBP (Pipe)	B3 (Valve)	FLASH3 (Flas
Summary	Streams	Balance	Profiles	Properties	Property Grid	Status
		Inlet	Outlet			
Pressure:		3.95	3.99502	barg		
Temperature:		151.553	151.893	C		
Mixture velocity:		5.29326	5.22593	m/sec		
Erosional velocity:		27.1165	26.9435	m/sec		
Reynolds number:		1.93503e+06	1.92969e+06			
Liquid volume fraction:		0.0192673	0.0195354			
Vapor volume fraction:		0.980733	0.980465			
Flow regime:		Wave	Wave			

Figura 6.68. Características corriente colector 7 barg desembocando en tanque a 4 barg

Como vemos, la velocidad sería 5,23 m/s, la cual estaría muy por debajo del límite inferior del rango comentado, 15 m/s, por lo que, no sería necesario ampliar el diámetro de la tubería del colector de baja presión si optásemos por esta opción.

6.5.2.3. Reducir caudal.

El vapor, debido a su volumen específico, es el fluido determinante en la velocidad que adquiere el condensado cuando se produce la doble fase y, por tanto, en el dimensionamiento de la tubería.

Para reducir el caudal de vapor, hay varias opciones:

- *Reducir la cantidad de condensado total:* para esta opción habría que hacer un estudio específico de la viabilidad para comprobar cómo sería posible reducir netamente la necesidad de vapor.
- *Cambiar las presiones:* opción ya contemplada en el punto anterior.

Escenario 6.5. Fugas en colectores por erosión

- *Variar la cantidad de vapor flash a partir de subenfriamiento:* esta opción sería cambiar las trampas termodinámicas por trampas bimetálicas con cierto grado de subenfriamiento.

Además del subenfriamiento, al cambiar por bimetálicas, tampoco tendríamos que considerar un 15% de fugas de vapor vivo sino un 4%.

Lo único que cambia respecto a los cálculos realizados anteriormente es la entalpía aguas arriba de la trampa de vapor. Si son trampas termodinámicas, la entalpía es la del líquido saturado a la presión del vapor de suministro, pero al ser bimetálicas con 15 °C de subenfriamiento, la entalpía del condensado pasa a ser la correspondiente a la temperatura de saturación del vapor menos 15 grados. Como al disminuir la temperatura del vapor, disminuye la entalpía del mismo, aplicando la fórmula del porcentaje flash, éste disminuye.

El colector de baja presión quedaría de la siguiente manera:

- 21,6 t/h de condensado procedente de trampas de vapor que están afectadas por el subenfriamiento de 15 °C.
- 7,5 t/h procedentes de intercambiadores de calor que descargan condensado saturado sin subenfriamiento.
- 720 kg/h de vapor vivo correspondiente al 4% de trampas bimetálicas fugando.

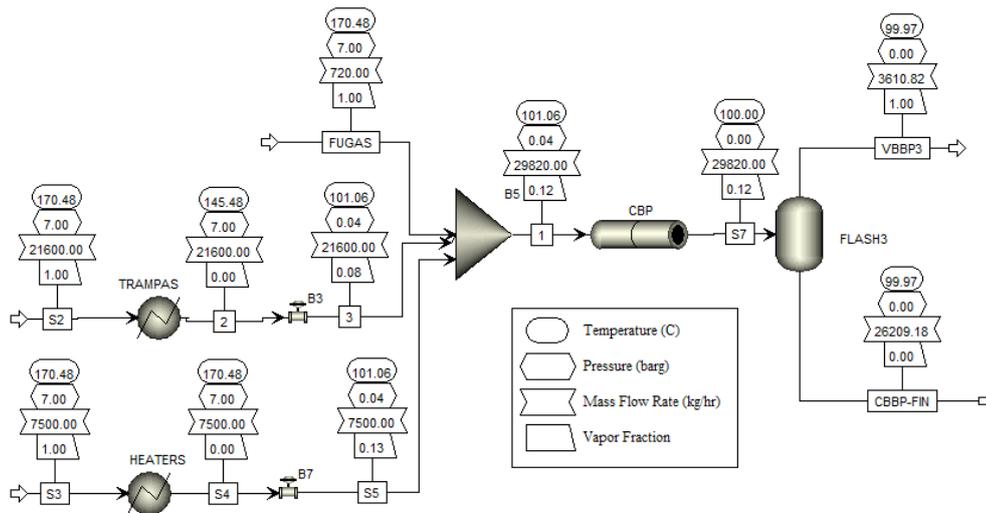


Figura 6.69. Simulación colector original baja presión con trampa bimetálicas al 4% de fallo

Main Flowsheet x B3 (Valve) x CBP (Pipe) - Results x S2 (MATERIAL) x S3 (MAT)			
Summary Streams Balance Profiles Properties Property Grid Status			
	Inlet		Outlet
Pressure:	0.04	0.0010231	barg
Temperature:	101.063	100.003	C
Mixture velocity:	21.0476	22.1412	m/sec
Erosional velocity:	53.6215	54.9968	m/sec
Reynolds number:	2.50376e+06	2.52029e+06	
Liquid volume fraction:	0.00476094	0.00451255	
Vapor volume fraction:	0.995239	0.995487	
Flow regime:	Wave	Wave	

Figura 6.70. Características corriente colector 7 barg con trampas bimetálicas

Solo con el subenfriamiento de las trampas, la velocidad se queda todavía en 22,14 m/s, por lo que, no sería opción hacer simplemente este cambio.

Por tanto, habría que seguir ampliando el colector:

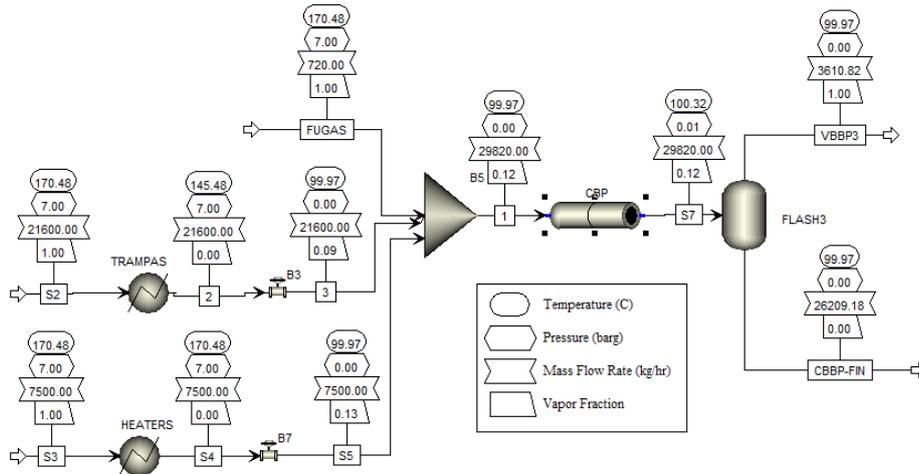


Figura 6.71. Simulación colector de baja presión ampliado con trampa bimetálicas al 4% de fallo

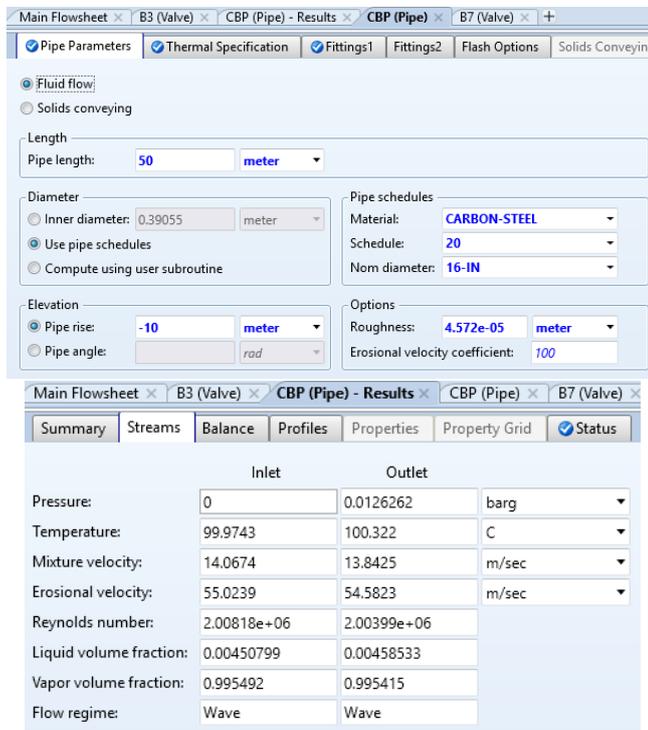


Figura 6.72. Características del colector de baja presión nuevo y de la corriente resultante con bimetálicas 4% fallo

Tendríamos que ampliar el colector a 16" para reducir la velocidad hasta 13,84 m/s. Como hemos visto en el caso de reducir la presión enviándolo al botellón de 4 barg, la velocidad ya era muy inferior al límite, por lo que, si combinásemos los dos (tanque flash a 4 barg y subenfriamiento en las trampas de vapor), la velocidad bajaría aún más.

Escenario 6.5. Fugas en colectores por erosión

	Inlet	Outlet	
Pressure:	3.9	4.00301	barg
Temperature:	151.173	151.953	C
Mixture velocity:	1.19674	1.1141	m/sec
Erosional velocity:	12.7861	12.3367	m/sec
Reynolds number:	1.12316e+06	1.08155e+06	
Liquid volume fraction:	0.0967973	0.104224	
Vapor volume fraction:	0.903203	0.895776	
Flow regime:	Wave	Wave	

Figura 6.73. Corriente en el colector de 7 barg original descargando en tanque de 4 barg y con trampas bimetalicas.

Por otro lado, el colector de muy baja presión presentaría las siguientes características:

- 9,6 t/h de condensado procedente de trampas de vapor afectadas por el subenfriamiento.
- 320 kg/h de vapor vivo a 4 barg debidos a las fugas de las trampas de vapor.

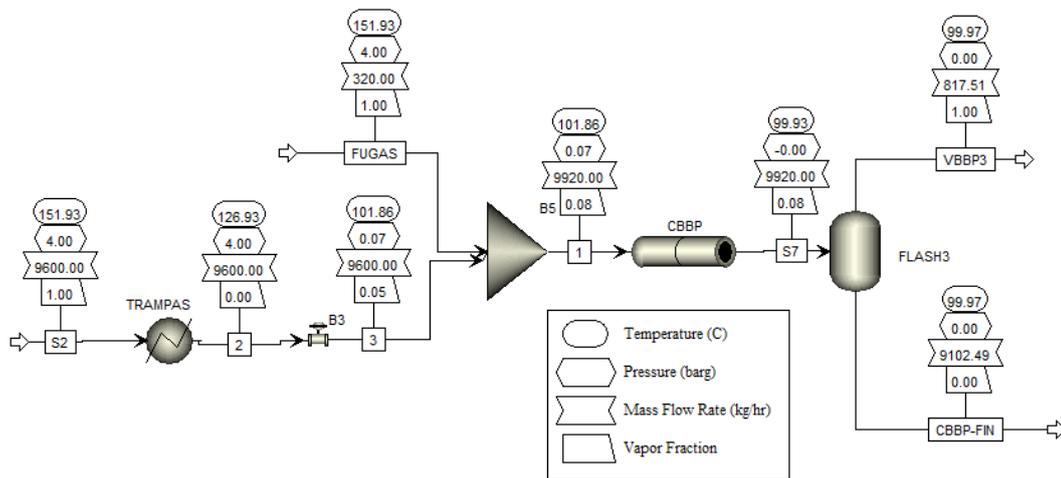


Figura 6.74. Simulación colector original de 4 barg con trampas bimetalicas con 4% fallo.

	Inlet	Outlet	
Pressure:	0.07	-0.00173448	barg
Temperature:	101.857	99.9263	C
Mixture velocity:	18.5054	20.5806	m/sec
Erosional velocity:	43.1598	45.5155	m/sec
Reynolds number:	1.58963e+06	1.61696e+06	
Liquid volume fraction:	0.00768823	0.00687689	
Vapor volume fraction:	0.992312	0.993123	
Flow regime:	Wave	Wave	

Figura 6.75. Características corriente colector 4 barg original con trampas bimetalicas.

Al igual que en el colector de baja presión, sólo con esta medida la velocidad se queda por encima del rango, concretamente en 20,58 m/s, por lo que, habría que seguir optando por ampliar el colector.

Escenario 6.5. Fugas en colectores por erosión

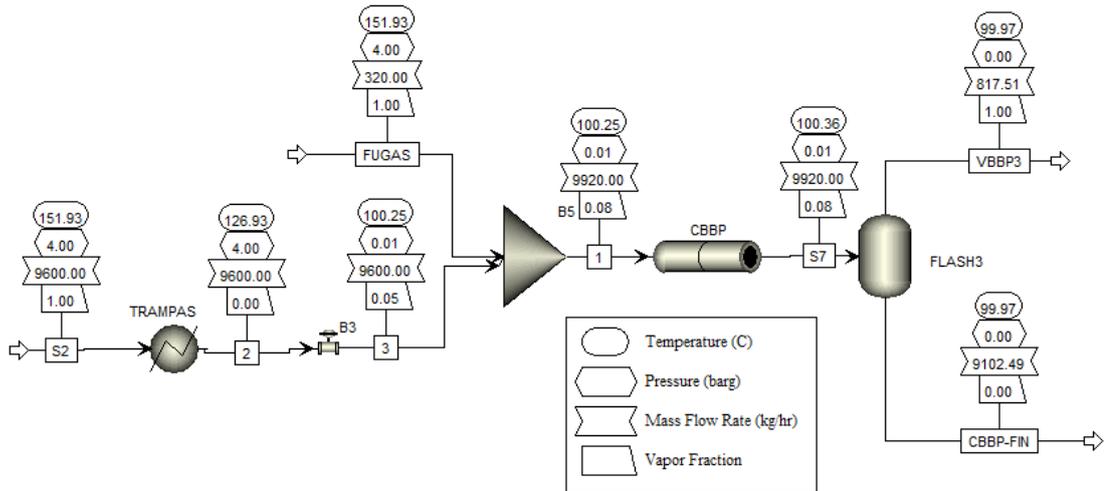


Figura 6.76. Simulación colector 4 barg ampliado con trampas bimetalicas con 4% fugas.

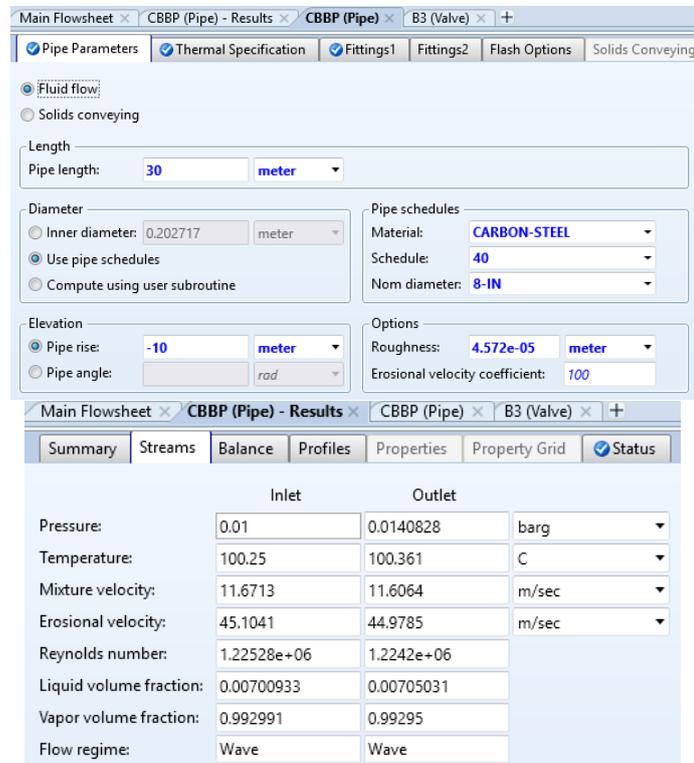


Figura 6.77. Características del colector de 4 barg nuevo y de la corriente resultante con bimetalicas 4% fallo

Con un colector de 8" sería suficiente para reducir la velocidad al final de éste a 11,61 m/s.

6.5.3. Solución intercambiador de calor.

Al igual que hemos hecho con los colectores de condensado de baja y muy baja presión, vamos a evaluar las distintas soluciones para el colector de condensado de un intercambiador de calor, denominado "INTERC4" en todas las simulaciones.

6.5.3.1. Ampliar diámetro de la tubería.

Para calcular qué diámetro debería tener el colector para que la velocidad de condensado sea inferior a 15 m/s, vamos a usar la simulación de Aspen y las tablas de dimensionamiento.

6.5.3.1.1. Simulación Aspen

En la simulación, tenemos que identificar el sistema entero, ya que, la cantidad de vapor flash que se produce en ese tramo depende de la presión que exista ahí, la cual, a su vez depende de los colectores del resto de intercambiadores.



Figura 6.78. Características del colector nuevo del intercambiador y de la corriente resultante.

En esta ocasión, utilizando una tubería de 3" la velocidad pasaría a ser de 13,1 m/s.

También podemos observar cómo se reduce la presión justo aguas debajo de la trampa de vapor, que en la simulación se representa como una válvula de control, pasando de 9,2 barg cuando la tubería es de 2" a 7,8 barg cuando es de 3".

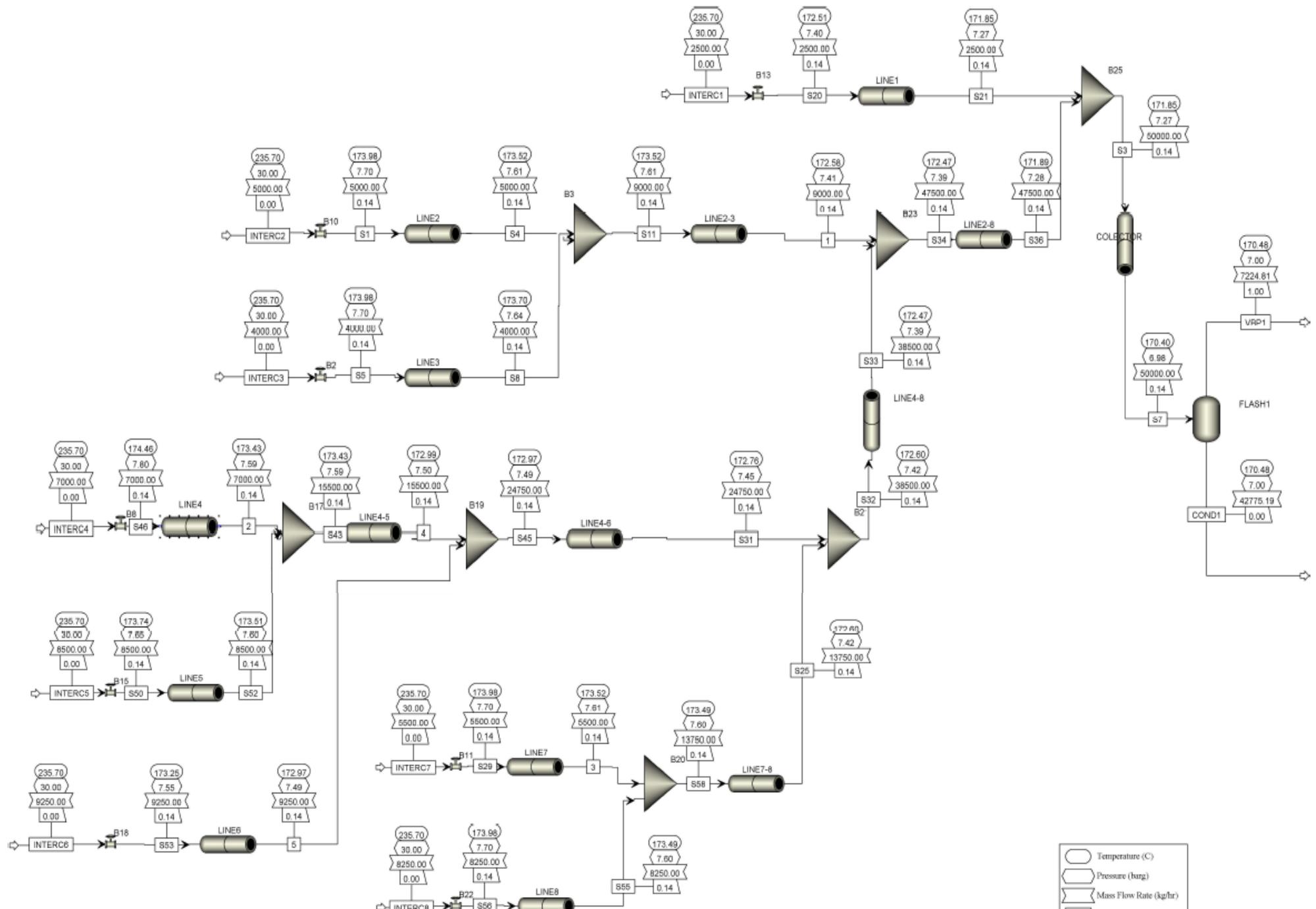


Figura 6.79. Simulación sistema de condensado completo de alta presión con el colector del "INTERC4" ampliado.

6.5.3.1.2. *Tablas de dimensionamiento.*

Con las tablas hay tres datos que debemos saber: presión o temperatura del vapor, presión del sistema de retorno y el caudal.

Los pasos a seguir en las tablas son:

- ✓ Primero, localizar en la parte izquierda de la tabla inferior la presión o la temperatura del vapor.
- ✓ Se traza una línea horizontal hasta que corte con la línea curva correspondiente a la presión del sistema de condensado.
- ✓ Se tira una línea vertical hasta la intersección con la línea horizontal correspondiente al caudal de condensado.
- ✓ Si la tubería descarga en una posición más elevada, se elige el diámetro de la línea superior al punto final. Si descarga en un punto más bajo, se escoge la línea inferior.

En nuestro caso, la tubería descarga en un colector que está a unos 10 metros positivos por encima de ésta. Por tanto, siguiendo la gráfica, correspondería una tubería de 65 mm de diámetro nominal, que es equivalente a 2,5”.

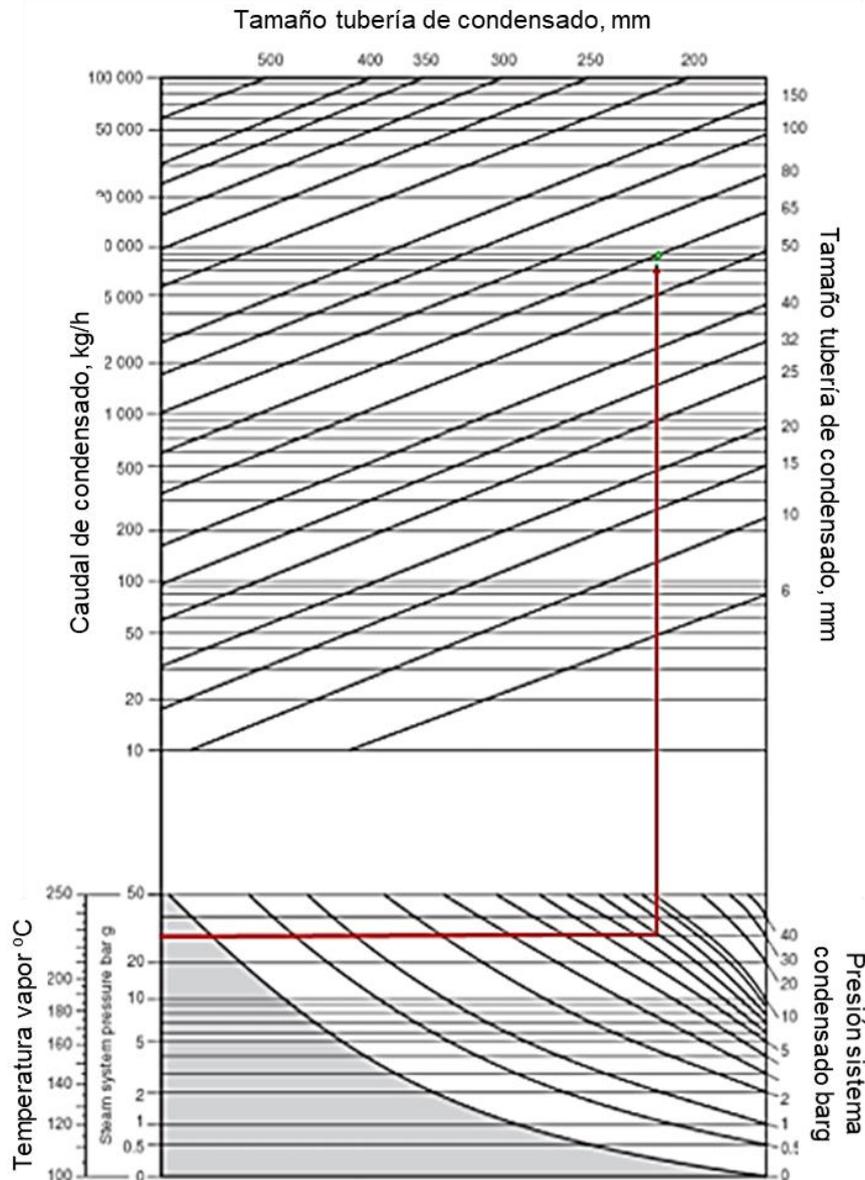


Figura 6.80. Tabla de dimensionamiento del nuevo colector del intercambiador 4.

6.5.3.2. *Cambiar presiones.*

Tenemos la opción de cambiar la presión del sistema de retorno de condensados si añadiésemos un botellón de recuperación de condensado nuevo con el que recuperásemos vapor a 15 barg. En la *Figura 6.82.* se puede ver la simulación completa y en la *Figura 6.81,* los resultados de la corriente.

	Inlet	Outlet	
Pressure:	15.85	15.38	barg
Temperature:	203.913	202.542	C
Mixture velocity:	9.04069	9.58885	m/sec
Erosional velocity:	12.239	12.6046	m/sec
Reynolds number:	1.67301e+06	1.71666e+06	
Liquid volume fraction:	0.106681	0.100063	
Vapor volume fraction:	0.893319	0.899937	
Flow regime:	Mist	Mist	

Figura 6.81. Características corriente del intercambiador con descarga de condensado a tanque a 15 barg

Con el diseño original del colector de 2”, vemos que si el tanque de revaporizado al que descarga el sistema de retorno de condensado de alta presión estuviese presurizado a 15 barg, la velocidad en el tramo problemático del intercambiador 4 pasaría a ser de 9,59 m/s, solucionando así el problema debido a la erosión. Esto encajaría con la “Alternativa 6.2.2.” del Escenario 6.2. pero, como ya vimos entonces, es una opción que requiere demasiado coste para los ahorros conseguidos.

6.5.3.3. *Reducir el caudal.*

En este caso, el vapor, una vez condensado, va hacia un recipiente con una válvula de control que controla el nivel de condensado dentro de éste. Para poder reducir el caudal de vapor generado habría que hacer un estudio específico para ver qué posibilidades habría pero eso iría más allá del objeto de este proyecto.

6.5.4. *Resumen opciones para solucionar la erosión*

En la siguiente tabla vamos a recopilar todas las opciones calculadas. En los casos en los que se haya calculado por varios métodos el diámetro del colector, nos quedamos con los resultados obtenidos de la simulación de Aspen. En la *Tabla 6.23.* podemos ver el diámetro final del colector que debe tener para obtener una velocidad por debajo de 15 m/s y, además, se especifica la velocidad del vapor final:

Tabla 6.23. Recopilación de opciones de cada colector para evitar su erosión

Trampas bimetalicas				
	Ampliar tubería	Cambiar presiones	Tanque flash presionada	Tanque flash original
Colector 7 barg	24” Sch20 10.64 m/s	$P_{flash} = 7$ barg 12” Sch20 (original) 5.23 m/s	$P_{flash} = 7$ barg 12” Sch20 (original) 1.11 m/s	16” Sch20 13.84 m/s
Colector 4 barg	12” Sch40 13.4 m/s	No aplica	No aplica	8” Sch40 11.61 m/s
Intercambiador	3” Sch40 13.10 m/s	$P_{flash} = 15$ barg 2” Sch20 (original) 9.59 m/s	No aplica	No aplica

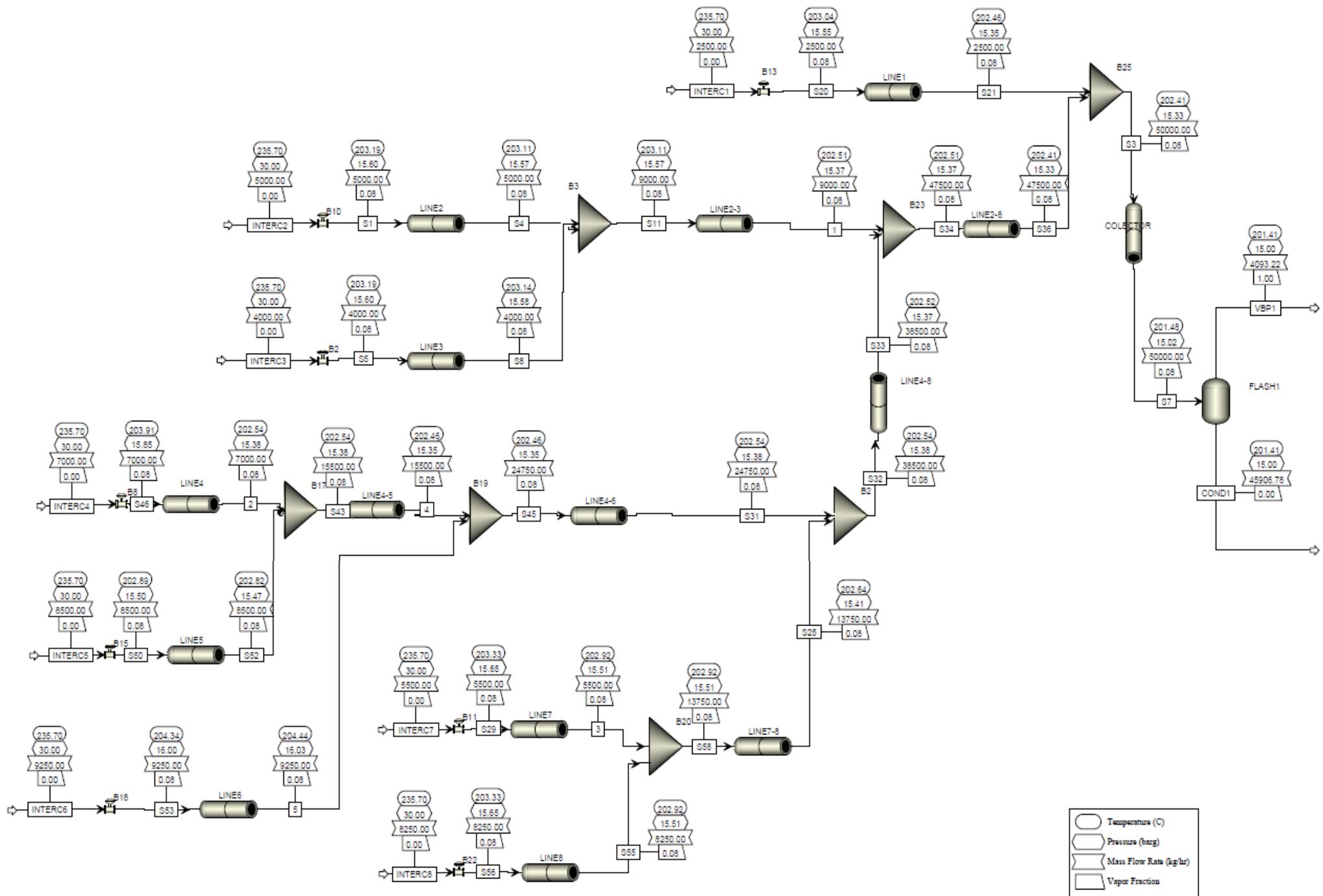


Figura 6.82. Simulación sistema de alta presión con colector del intercambiador 4 original pero con tanque de revaporizado a 15 barg

7. ANÁLISIS RENTABILIDAD

7. Análisis de rentabilidad.

En este Capítulo, vamos a evaluar la rentabilidad de todas las soluciones propuestas a los Escenarios del Capítulo 6, así como para poder decidir entre diferentes alternativas en los que casos en que más de una se haya propuesto.

Sin embargo, antes que nada, vamos a explicar los diferentes tipos de estimaciones que se pueden hacer de un proyecto y los parámetros de rentabilidad que vamos a utilizar.

7.1. Tipos de estimaciones

Las técnicas de estimación de los costes de capital se pueden clasificar atendiendo a los criterios o información empleados para su realización. Cuanta más información dispongamos de la planta, más precisa será la estimación y, simultáneamente, más complicada de elaborar.

- Estimación en función del orden de magnitud:
 - ✓ Basada en información sobre costes de capital de plantas ya construidas.
 - ✓ Se utilizan factores de cambio de escala apropiados para cada caso.
 - ✓ Debe tenerse en cuenta la inflación.
 - ✓ Requiere simplemente de un diagrama de bloques de la planta.
 - ✓ +40% Coste estimado > Coste real > -20% Coste estimado
- Estimación en función de los equipos o unidades principales de la planta:
 - ✓ Basada en una lista de los equipos o unidades principales del proceso (bombas, compresores, turbinas, columnas, depósitos, reactores, hornos, quemadores e intercambiadores de calor).
 - ✓ Cada equipo se dimensiona de forma somera y se estima su coste.
 - ✓ La suma total de los costes de cada equipo se corrigen para determinar el coste total de la planta.
 - ✓ Requiere los planos de proceso (PFD) de la instalación.
 - ✓ +30% Coste estimado > Coste real > -20% Coste estimado
- Estimaciones preliminares:
 - ✓ Basada en un dimensionamiento más detallado de cada uno de los equipos de la instalación.
 - ✓ Debe realizarse una primera distribución en planta de los equipos para estimar los costes de tuberías, instrumentación y servicios eléctricos.
 - ✓ Debe incluirse una estimación de los costes de los equipos empleados por los servicios auxiliares.
 - ✓ Requiere del PFD de la instalación, junto con los diagramas auxiliares de tuberías (isométrico) y de disposición en planta.
 - ✓ +25% Coste estimado > Coste real > -15% Coste estimado
- Estimaciones definitivas:
 - ✓ Basadas en las especificaciones detalladas de cada equipo o unidad, servicios auxiliares, instrumentación, instalación eléctrica y servicios externos.
 - ✓ Requiere del PFD de la instalación, esquemas de los recipientes, diagramas auxiliares de tuberías (isométrico) y de disposición en planta y los P&ID preliminares.
 - ✓ +15% Coste estimado > Coste real > -7% Coste estimado

- Estimaciones detalladas:
 - ✓ Es necesario disponer de la ingeniería de detalle completa del proceso y todos los servicios auxiliares y externos.
 - ✓ Requiere de información de los suministradores sobre los costes definitivos de cada equipo principal.
 - ✓ Tras esta fase de estimación de costes, se puede pasar a la fase de construcción de la planta.
 - ✓ Son necesarios todos los diagramas realizados.
 - ✓ +6% Coste estimado > Coste real > -4% Coste estimado

Tabla 7.1. Categorías de los diferentes tipos de estimaciones según su precisión. Fuente: (Viguri Fuente, 2017).

Estimación	Basada en	Error (%)	Elaboración	Usada para
Orden de magnitud (ratio estimado)	Método de Hill , 1956. Tasa de producción y PFD con los equipos (compresores, reactores, columnas). Basado en plantas similares	40-50	Muy rápida	Análisis rentabilidad
Estudio	Método de Lang , 1947. Balances de masa y energía y dimensión de los equipos.	25-40	Rápida	Diseño preliminar
Preliminar	Método de Guthrie , 1969, 1974. Balances masa y energía, dimensión de equipos, materiales de construcción y P&ID. Suficientes datos para estimación de presupuesto.	15-25	Medio	Aprobación presupuesto
Definitivo	Todos los datos pero antes de especificaciones y planos.	10-15	Lenta	Control construcción
Detallado	Ingeniería de detalle.	5-10	Muy lenta	Contrato llave en mano

7.2. Parámetros de rentabilidad.

Existen una serie de parámetros que se calculan para evaluar la rentabilidad de un proyecto. En nuestro caso, vamos a definir qué son y cómo se calculan el VAN, la TIR y el payback o periodo de retorno de la inversión.

El VAN y el TIR son dos herramientas financieras procedentes de las matemáticas financieras que nos permiten evaluar la rentabilidad de un proyecto de inversión, entendiéndose por proyecto de inversión no solo como la creación de un nuevo negocio, sino también, como inversiones que podemos hacer en una empresa en marcha, tales como el desarrollo de un nuevo producto, adquisición de nueva maquinaria, modificación de instalaciones existentes, etc.

El VAN (Valor Actual Neto) es un indicador financiero que mide los flujos de los futuros ingresos y gastos que tendrá un proyecto, para determinar si, después de descontar la inversión inicial, nos quedaría alguna ganancia. Si el resultado es positivo, el proyecto es viable.

Basta con hallar el VAN de un proyecto de inversión para saber si dicho proyecto es viable o no. El VAN también nos permite determinar qué proyecto es el más rentable entre varias opciones de inversión. La fórmula del VAN es:

$$\text{VAN} = \text{BNA} - \text{Inversión}$$

Donde el beneficio neto actualizado (BNA) es el valor actual del flujo de caja o beneficio neto proyecto, el cual ha sido actualizado a través de una tasa de descuento.

La tasa de descuento o coste de capital (TD o k) con la que se descuenta el flujo neto proyecto, es la tasa de oportunidad, rendimiento o rentabilidad mínima, que se espera ganar; por lo tanto, cuando la inversión resulta mayor que el BNA (VAN negativo o menor que 0) es porque no se ha satisfecho dicha tasa. Cuando el BNA es igual a la inversión (VAN igual a 0) es porque se ha cumplido con dicha tasa. Y cuando el BNA es mayor que la inversión es porque se ha cumplido con dicha tasa y además, se ha generado una ganancia o beneficio adicional (CreceNegocios, 2014).

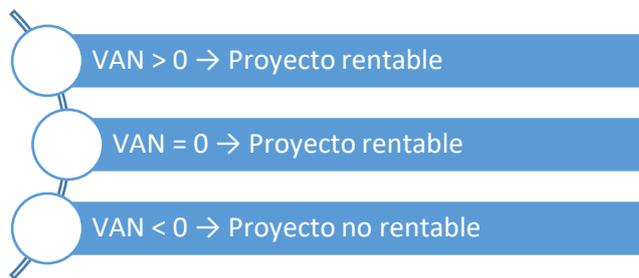


Figura 7.1. Criterios de decisión con el VAN.

Entonces para hallar el VAN se necesitan (CreceNegocios, 2014):

- El coste de la inversión.
- Los flujos de caja netos proyectados.
- La tasa de descuento.

El BNA, que son los flujos de caja netos proyectados, se calculan como:

$$\text{BNA} = \sum_{t=1}^N \frac{\text{BN}_t}{(1+k)^t}$$

Donde BN_t es el beneficio neto en el periodo y N , el número de años de horizonte temporal a evaluar para el proyecto.

Por otro lado, la TIR (Tasa Interna de Retorno) es un indicador de la rentabilidad de un proyecto, que se lee: a mayor TIR, mayor rentabilidad. Es la tasa de descuento de un proyecto de inversión que permite que el BNA sea igual a la inversión (VAN igual a 0). La TIR es la máxima TD que puede tener un proyecto para que siga siendo rentable, pues una mayor tasa ocasionaría que el BNA sea menor que la inversión (VAN menor que 0). Por ello, la TIR se compara con la TD, que será el coste de oportunidad de la inversión ("nvindi", 2016) (CreceNegocios, 2014).

Entonces para hallar la TIR se necesitan (CreceNegocios, 2014):

- El coste de la inversión.
- Los flujos de caja netos proyectados.

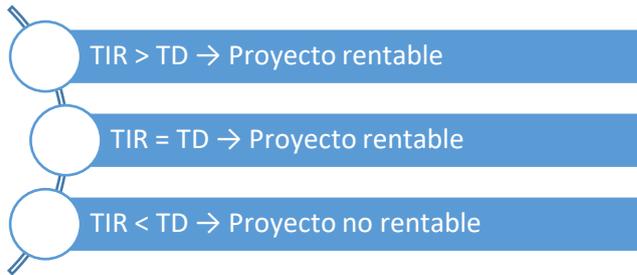


Figura 7.2. Criterios de decisión con la TIR.

Por último, otro parámetro que podemos calcular es el periodo de retorno de la inversión o “payback”. El payback es un criterio estático de valoración de inversiones que permite seleccionar un determinado proyecto sobre la base de cuánto tiempo se tardará en recuperar la inversión inicial mediante los flujos de caja. Cuanto más corto sea el periodo de recuperación, menos riesgoso será el proyecto. Por ello se debe hacer especial mención, cuanto más se vaya hacia el futuro, serán mayores las incertidumbres.

Este parámetro presenta ventajas e inconvenientes:

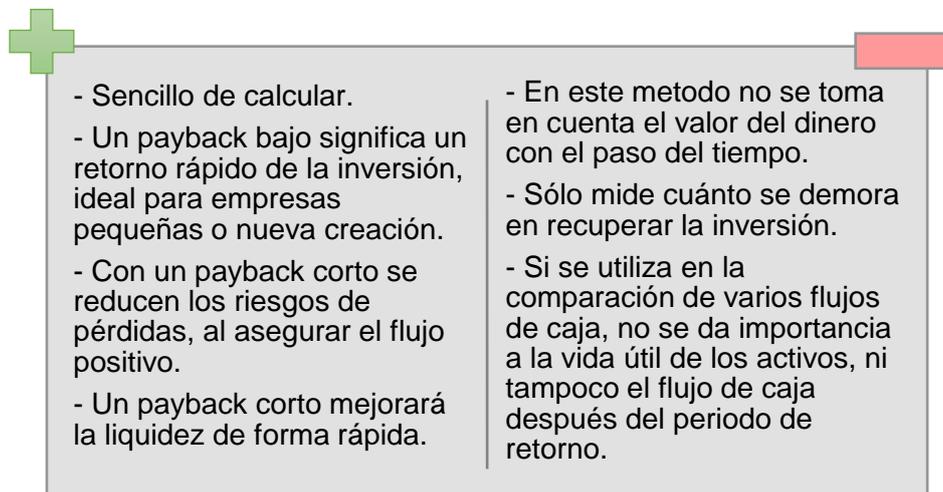


Figura 7.3. Ventajas e inconvenientes del payback.

El payback se calcula como:

$$\text{Payback} = \text{Último periodo con flujo acumulado negativo} + \frac{\text{Valor absoluto del flujo acumulado negativo}}{\text{Valor del flujo de caja en el siguiente periodo}}$$

Para el caso de **proyectos mutuamente excluyentes**, elegiremos aquel que tenga mayor VAN y TIR. En algunos casos se puede dar que el criterio de selección sea contradictorio; en el proyecto A tengo mayor VAN y en el proyecto B tengo mayor TIR. En ese caso se calculan los flujos diferenciales de cada periodo, lo que significa que se restará el flujo de caja del proyecto B menos el del A para cada año del proyecto.

Se calcula la Tasa de Fisher, que es la tasa de descuento que hace que el VAN de los beneficios diferenciales sea 0.

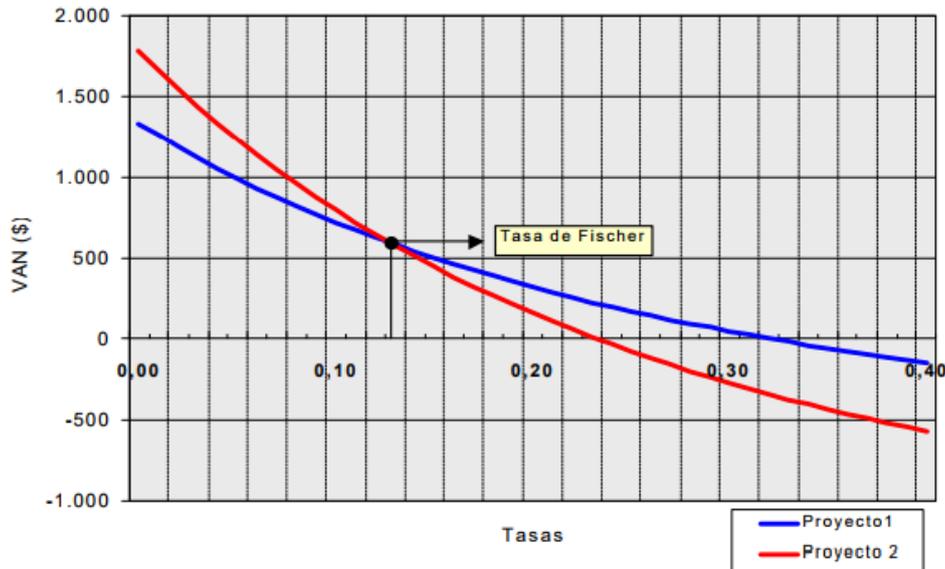


Figura 7.4. Representación de dos proyectos mutuamente excluyentes con diferente VAN y TIR. Fuente: (Kamlofsky, 2017)

En el ejemplo de la *Figura 7.4.*, se observan los proyectos 1 (azul) y 2 (rojo) donde el proyecto 2 tiene más alto el VAN pero el TIR es más bajo que el proyecto 1.

Una vez se restan sus flujos y se saca la Tasa de Fischer, que gráficamente coincide con la intersección entre ambas curvas, se compara ésta con la tasa de descuento. Según sea la TD, siempre se escogerá el proyecto cuya curva esté más arriba en ese valor de descuento. Por tanto con nuestro ejemplo:

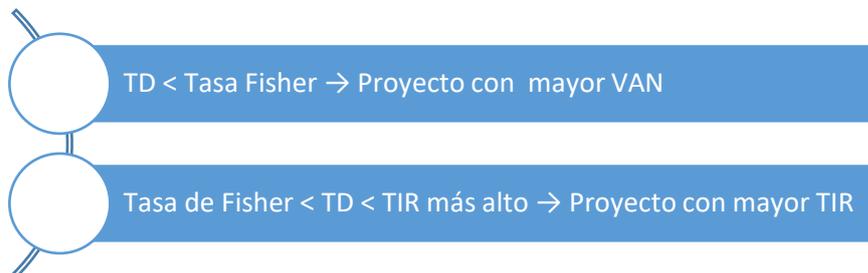


Figura 7.5. Criterios de decisión en proyectos mutuamente excluyentes.

7.3. Rentabilidad del Escenario 6.1.

En el Escenario 6.1., el cual trataba de encontrar el aislamiento óptimo para los colectores principales de suministro de vapor de nuestra planta, se tomaba ya en cuenta la inversión que requería la instalación de lana mineral de roca conforme aumentaba su espesor según los beneficios que iba generando.

Este proyecto no requiere de un gasto anual de mantenimiento diferente al que ya se tenía ni personal adicional, además de no tener costes operacionales, por lo que los flujos de caja que genera son estrictamente los beneficios calculados derivados de evitar pérdidas energéticas.

Vamos a mostrar las tablas con los beneficios y la inversión necesaria para cada colector y calcular su rentabilidad económica.

Tabla 7.2. Detalle del ahorro económico conseguido al aislar el colector de 30 barg.

COLECTOR 30 barg 10''			
Concepto	Valor	Unidades	Comentarios
Esesor inicial	20	mm	
Pérdidas iniciales (1)	457.5	W/m	
Longitud colector (2)	75	Metros	
Pérdidas colector (3)	34312.5	W	=(1)*(2)
Esesor óptimo	140	mm	
Pérdidas óptimas (4)	97.78	W/m	
Pérdidas colector óptimas (5)	7333.5	W	=(4)*(2)
Precio vapor (6)	$2.94 \cdot 10^{-5}$	€/W·h	
Ahorro pérdidas (7)	34214.7	W	=(3)-(5)
Tiempo funcionamiento (8)	8000	Horas/año	
Ahorro económico	8050.8	€/año	=(7)*(8)*(6)

Tabla 7.3. Detalle de la inversión para aislar el colector de 30 barg.

COLECTOR 30 barg 10''			
Concepto	Valor	Unidades	Comentarios
Lana mineral (9)	160	€/m	Incluido montaje
Recubrimiento aluminio (10)	12	€/m	
Andamios (11)	20	%	
Inversión total	15480	€	=[((9)+(10))*(2)]*[1+(11)/100]

Análisis rentabilidad con flujos de caja (Colector 10" 30 barg)						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-15480					
Flujos de caja €:	-15480	8051	8051	8051	8051	8051
· Ahorro vapor €		8051	8051	8051	8051	8051
Flujos acumulados €	-15480	-7429	622	8672	16723	24774

Coste del capital (k) 10%

VAN 13671,7 €

TIR 43%

Tiempo retorno 0,92 años

Figura 7.6. Análisis de rentabilidad de aislar el colector de 30 barg.

Tabla 7.4. Detalle del ahorro económico conseguido al aislar el colector de 15 barg.

COLECTOR 15 barg 12"			
Concepto	Valor	Unidades	Comentarios
Esesor inicial	20	mm	
Pérdidas iniciales (1)	422.16	W/m	
Longitud colector (2)	100	Metros	
Pérdidas colector (3)	42216	W	=(1)*(2)
Esesor óptimo	140	mm	
Pérdidas óptimas (4)	87.28	W/m	
Pérdidas colector óptimas (5)	8728	W	=(4)*(2)
Precio vapor (6)	$2.94 \cdot 10^{-5}$	€/W·h	
Ahorro pérdidas (7)	42128.7	W	=(3)-(5)
Tiempo funcionamiento (8)	8000	Horas/año	
Ahorro económico	9912.9	€/año	=(7)*(8)*(6)

Tabla 7.5. Detalle de la inversión para aislar el colector de 15 barg.

COLECTOR 15 barg 12"			
Concepto	Valor	Unidades	Comentarios
Lana mineral (9)	162.5	€/m	Incluido montaje
Recubrimiento aluminio (10)	14	€/m	
Andamios (11)	20	%	
Inversión total	21180	€	=[{(9)+(10)}*(2)]*[1+(11)/100]

AISLAMIENTO: instalación de lana mineral de roca del espesor óptimo económico

Análisis rentabilidad con flujos de caja (Colector 12" 15 barg)						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-21180					
Flujos de caja €:	-21180	9913	9913	9913	9913	9913
· Ahorro vapor €		9913	9913	9913	9913	9913
Flujos acumulados €	-21180	-11267	-1354	8559	18472	28385

Coste del capital (k) 10%

VAN 14907,0 €
TIR 37%
Tiempo retorno 1,14 años

Figura 7.7. Análisis de rentabilidad de aislar el colector de 15 barg.

Tabla 7.6. Detalle del ahorro económico conseguido al aislar el colector de 7 barg.

COLECTOR 7 barg 10"			
Concepto	Valor	Unidades	Comentarios
Esesor inicial	20	mm	
Pérdidas iniciales (1)	293.6	W/m	
Longitud colector (2)	60	Metros	
Pérdidas colector (3)	17616	W	=(1)*(2)
Esesor óptimo	100	mm	
Pérdidas óptimas (4)	79.5	W/m	
Pérdidas colector óptimas (5)	4770	W	=(4)*(2)
Precio vapor (6)	$2.94 \cdot 10^{-5}$	€/W·h	
Ahorro pérdidas (7)	17536.5	W	=(3)-(5)
Tiempo funcionamiento (8)	8000	Horas/año	
Ahorro económico	4126.4	€/año	=(7)*(8)*(6)

Tabla 7.7. Detalle de la inversión para aislar el colector de 7 barg.

COLECTOR 7 barg 10"			
Concepto	Valor	Unidades	Comentarios
Lana mineral (9)	120	€/m	Incluido montaje
Recubrimiento aluminio (10)	12	€/m	
Andamios (11)	20	%	
Inversión total	9504	€	=[(9)+(10)]*(2)*[1+(11)/100]

AISLAMIENTO: instalación de lana mineral de roca del espesor óptimo económico

Análisis rentabilidad con flujos de caja (Colector 10" 7 barg)						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-9504					
Flujos de caja €:	-9504	4126	4126	4126	4126	4126
- Ahorro vapor €		4126	4126	4126	4126	4126
Flujos acumulados €	-9504	-5378	-1251	2875	7002	11128

Coste del capital (k) 10%

VAN 5580,3 €
TIR 33%
Tiempo retorno 1,30 años

Figura 7.8. Análisis de rentabilidad de aislar el colector de 7 barg.

Tabla 7.8. Detalle del ahorro económico conseguido al aislar el colector de 4 barg.

COLECTOR 4 barg 8"			
Concepto	Valor	Unidades	Comentarios
Esesor inicial	20	mm	
Pérdidas iniciales (1)	204.79	W/m	
Longitud colector (2)	55	Metros	
Pérdidas colector (3)	11263.45	W	=(1)*(2)
Esesor óptimo	80	mm	
Pérdidas óptimas (4)	67.22	W/m	
Pérdidas colector óptimas (5)	3697.1	W	=(4)*(2)
Precio vapor (6)	$2.94 \cdot 10^{-5}$	€/W·h	
Ahorro pérdidas (7)	11196.2	W	=(3)-(5)
Tiempo funcionamiento (8)	8000	Horas/año	
Ahorro económico	2634.5	€/año	=(7)*(8)*(6)

Tabla 7.9. Detalle de la inversión para aislar el colector de 4 barg.

COLECTOR 4 barg 8"			
Concepto	Valor	Unidades	Comentarios
Lana mineral (9)	97.5	€/m	Incluido montaje
Recubrimiento aluminio (10)	10	€/m	
Andamios (11)	20	%	
Inversión total	7095	€	=[(9)+(10)]*(2)*[1+(11)/100]

AISLAMIENTO: instalación de lana mineral de roca del espesor óptimo económico

Análisis rentabilidad con flujos de caja (Colector 8" 4 barg)						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-7095					
Flujos de caja €:	-7095	2635	2635	2635	2635	2635
· Ahorro vapor €		2635	2635	2635	2635	2635
Flujos acumulados €	-7095	-4461	-1826	809	3443	6078

Coste del capital (k) 10%

VAN 2628,9 €
TIR 25%
Tiempo retorno 1,69 años

Figura 7.9. Análisis de rentabilidad de aislar el colector de 4 barg.

7.4. Rentabilidad del Escenario 6.2.

El Escenario 6.2 consistía en rediseñar la estructura de la red de los tanques de recuperación de condensado de tal manera que optimizásemos la cantidad de vapor flash reutilizado.

En el capítulo anterior se plantearon dos alternativas pero la segunda, realizar la cascada de tanques completa, vimos que no resultaría tan rentable porque requeriría de un tanque nuevo con toda su instrumentación asociada y no se recuperaba tanto vapor flash como en la Alternativa 6.2.1; por lo que, directamente se descartaba.

La Alternativa 6.2.1. consiste en cambiar la descarga del colector de baja presión de 7 barg y que, en vez de desembocar en el tanque a presión atmosférica (donde el vapor flash que se genera se envía a un intercambiador aéreo y se condensa, perdiendo así su energía), lo hiciese en el tanque presurizado a 4 barg, recuperando así parte de la energía de ese condensado caliente en forma de vapor de 4 barg para ser reutilizado en el sistema de dicha presión.

Tal y como calculamos en la descripción de dicha alternativa, con el diseño original conseguimos recuperar 12372,9 kW, que representan 16.2 t/h de vapor. Con esta modificación se conseguiríamos ahorrar **13243,1 kW**, equivalentes a **17.3 t/h de vapor**, por lo que el ahorro sería:

Ahorro económico = Cantidad vapor extra recuperado x Precio vapor x Horas/año

$$\text{Ahorro económico} = (17,3 - 16,2) \frac{t}{h} \times 23.30 \frac{\text{€}}{t} \times 8000 \frac{h}{\text{año}} = 205040\text{€}$$

En la siguiente Figura 7.10. se muestra el detalle de todos los conceptos necesarios para llevar a cabo el cambio de la salida del colector. La longitud de la línea es una aproximada del ruteo que tendrá que hacer ésta en la fase de construcción aunque no será definitiva hasta no tener las isométricas (trabajo de la ingeniería de detalle). Se tendrá que realizar un tie-in, que es un picaje en la línea actual de 12", y se pondrán dos válvulas (una tras el picaje y otra pegada al tanque flash) para poder aislar completamente el tramo. Además, se añadirá un drenaje en la tubería para poder despresurizar si es necesario pero su coste no ha sido añadido al detalle porque es insignificante en comparación.

El tanque de revaporización hay que acondicionarlo porque no tenía tubuladuras libres de 12", por lo que se va a realizar un corte en la pared del mismo y soldar una brida para crearla.

En este caso, los andamios solo suponen el 15% porque el tramo no es muy largo y parte de éste (la zona de conexión al tanque) no es muy elevada.

Concepto	Cantidad	Unidades	Precio unitario	Unidades2	Precio total €	Comentarios
Material a granel						
Línea 12" Sch20	20	metros	85 €/m		1700	
Codos 45º 12"	2	uds	90 €/ud		180	
Brida 12" 150#	6	uds	80 €/ud		480	
Válvula 12"	2	uds	2000 €/ud		4000	
Construcción						
Tie-in 12"	1	ud	1500 €/ud		1500	
Tubería 12"	20	metros	450 €/m		9000	
Corte 12"	1	ud	120 €/ud		120	Tabuladura tanque
Soldadura 12"	1	ud	190 €/ud		190	Tabuladura tanque
Suma					17170	
Otros						
Andamios			15%		2576	
Suma					19746	
Gestión						
Ingeniería			3%		592	
Construcción			3%		592	
Contingencias			10%		1975	
Total					42650	

Figura 7.10. Detalle inversión para cambiar el colector de condensado del tanque a 0 barg al de 4 barg.

En la Figura 7.11., se analizan los parámetros de rentabilidad de este escenario:

TANQUE FLASH: modificación del colector de baja presión desde el tanque de revaporizado de 0 barg al de 4 barg.						
Análisis rentabilidad con flujos de caja						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-42650					
Flujos de caja €:	-42650	205040	205040	205040	205040	205040
- Ahorro vapor €		205040	205040	205040	205040	205040
Flujos acumulados €	-42650	162390	367430	572470	777510	982550

Coste del capital (k) 10%

VAN 0,67 MM€

TIR 481%

Tiempo retorno 0,21 años

Figura 7.11. Análisis de rentabilidad de cambiar la descarga del colector de baja presión al tanque de 4 barg.

Vemos que el VAN es positivo y la TIR supera con creces la tasa de descuento del 10%, por lo que el proyecto es muy rentable.

Además, el tiempo de retorno es de 0,21 años, muy por debajo del máximo establecido por los criterios de nuestra empresa.

7.5. Rentabilidad del Escenario 6.3.

El Escenario 6.3. es la migración de trampas termodinámicas a bimetálicas. En la descripción del propio escenario tuvimos que detallar los costes de vapor y de inversión necesarios en cada caso. Este escenario es algo peculiar, ya que cada proyecto es en sí una comparación entre dos proyectos (termodinámicas vs bimetálicas). Es por esto que en las Figuras 6.24, 6.26, 6.27 y 6.28 el “Ahorro total” es sencillamente la diferencia de beneficios entre ambas opciones para ver con claridad que la opción de bimetálicas da beneficios en comparación con continuar instalando termodinámicas.

En las siguientes Figuras 7.12.-7.15. se muestran los análisis de rentabilidad de las diferentes alternativas que se plantearon. Recordemos que el desembolso en las migraciones progresivas corresponde a la diferencia entre el desembolso de termodinámicas o bimetálicas. No es la cantidad total de inversión en el caso de elegir uno u otro, es sólo analizar la rentabilidad de la diferencia entre ambas.

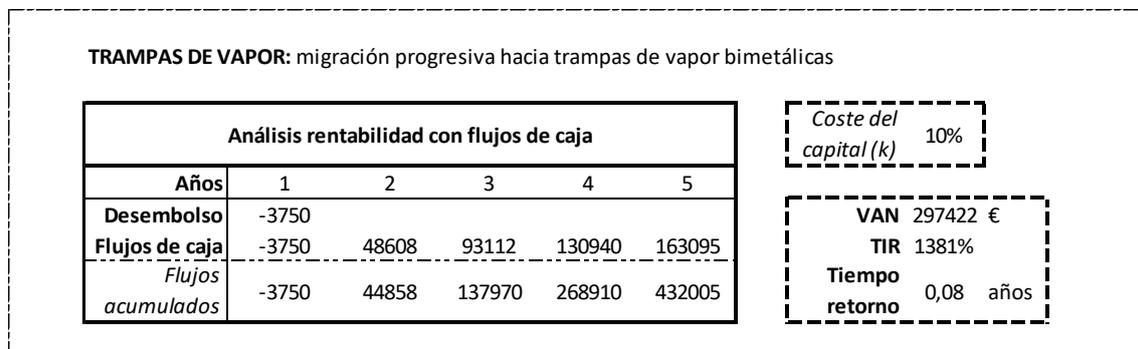


Figura 7.12. Análisis de rentabilidad de migración progresiva de trampas TD por Bimetálicas.

En los análisis de migración completa sí se contempla la cantidad total de inversión necesaria porque ninguna opción es migración completa por termodinámicas para poder hacer la diferencia. Las termodinámicas se irían cambiando poco a poco y con esta opción cambiaría de golpe todas a bimetálicas, reemplazando trampas de vapor que en principio funcionan correctamente, por esta razón se incluye la inversión completa.

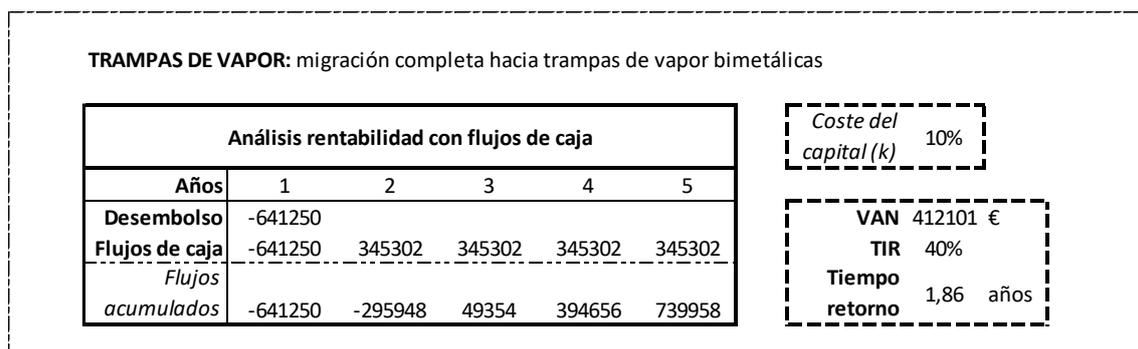


Figura 7.13. Análisis de rentabilidad de migración de golpe de trampas TD por Bimetálicas.

Hemos visto que ambas alternativas cumplen con los criterios de selección de un proyecto rentable. La migración de golpe consigue un VAN superior de 412,1 k€ pero la migración progresiva tiene una TIR del 1381%. En este caso, no podemos utilizar la tasa de Fisher para elegir entre ambos proyectos porque se comparan conceptos muy distintos, ya que el número de trampas a cambiar en una alternativa u otra es muy diferente. La decisión entre estos dos análisis sería decisión de la Dirección teniendo en cuenta otros beneficios no tan tangibles y más subjetivos.

Los siguientes análisis de rentabilidad hacen referencia a las mismas alternativas pero teniendo en cuenta sólo las trampas del colector de muy baja presión, 4 barg, considerando que la descarga del colector de baja presión, 7 barg, se ha llevado al tanque de revaporización 2 y, por tanto, las fugas de sus trampas no son ahorro económico.

TRAMPAS DE VAPOR: migración progresiva hacia trampas de vapor bimetálicas (solo 4 barg)

Análisis rentabilidad con flujos de caja					
Años	1	2	3	4	5
Desembolso	-1500				
Flujos de caja	-1500	15752	30417	42882	53477
Flujos acumulados	-1500	14252	44669	87551	141028

Coste del capital (k)	10%
-----------------------	-----

VAN	97001 €
TIR	1135%
Tiempo retorno	0,10 años

Figura 7.14. Análisis de rentabilidad de migración progresiva de trampas TD por bimetálicas (solo colector de muy baja presión).

TRAMPAS DE VAPOR: migración completa hacia trampas de vapor bimetálicas (solo 4 barg)

Análisis rentabilidad con flujos de caja					
Años	1	2	3	4	5
Desembolso	-256500				
Flujos de caja	-256500	113516	113516	113516	113516
Flujos acumulados	-256500	-142984	-29468	84048	197564

Coste del capital (k)	10%
-----------------------	-----

VAN	93937 €
TIR	28%
Tiempo retorno	2,26 años

Figura 7.15. Análisis de rentabilidad de migración de golpe de trampas TD por bimetálicas (sólo colector de muy baja presión).

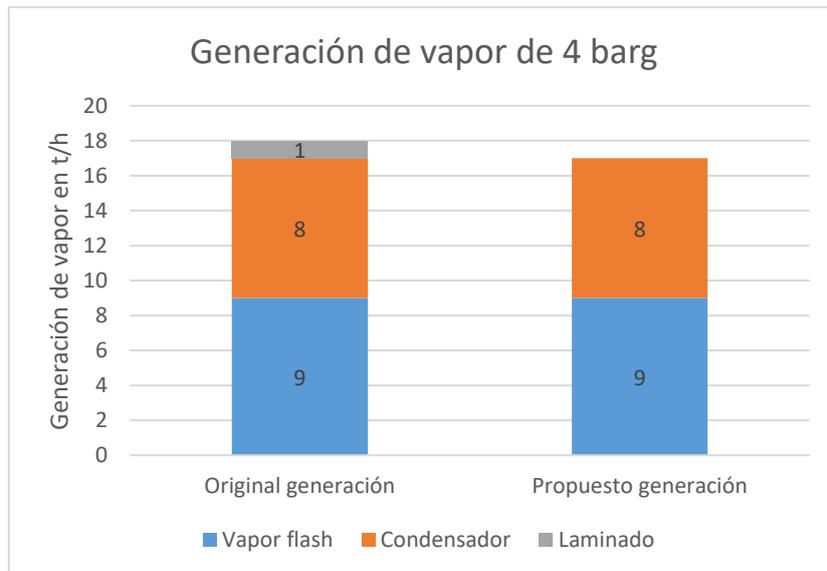
En este caso también vemos que los dos proyectos son rentables porque la TIR es mayor que el 10% en ambos, y el VAN es positivo. Sin embargo, esta vez para el horizonte temporal de 5 años, la alternativa de la migración progresiva arroja mayores VAN y TIR que la migración de golpe, por lo que, siendo coherentes con los criterios de decisión, elegiríamos la alternativa 1.

7.6. Rentabilidad del Escenario 6.4.

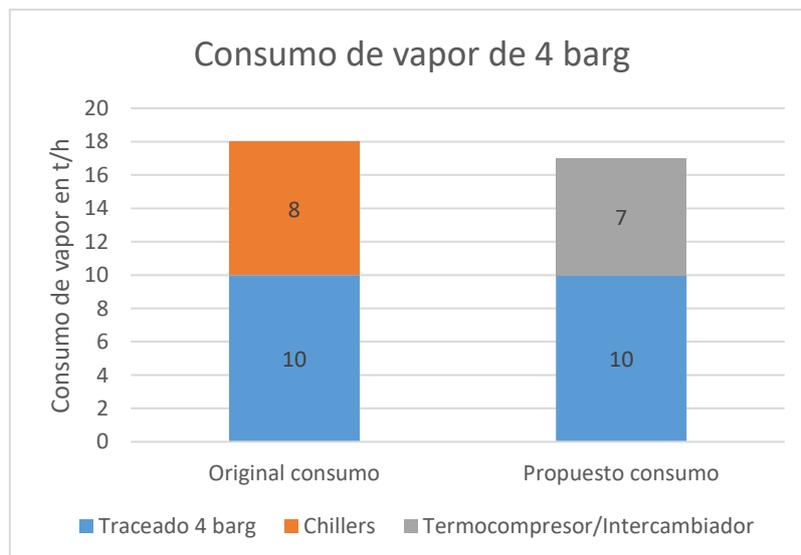
Este escenario pretende dar soluciones al exceso de vapor de muy baja presión (4 barg) que tenemos en nuestra planta a través de dos formas:

- Termocompresor de vapor.
- Intercambiador de calor como precalentador de una corriente de fenol.

Como mencionamos en el apartado 6.4., para tener este exceso de vapor, habría que parar las enfriadoras (chillers) de absorción y arrancar el compresor mecánico para producir el agua de refrigeración. En las *Gráficas 7.1.-7.2.* se muestran los mix de vapor de esta presión tanto en generación como en consumo originales y resultantes tras los proyectos propuestos:



Gráfica 7.1. Mix de generación de vapor de 4 barg original y propuesto.



Gráfica 7.2. Mix de consumo de vapor de 4 barg original y propuesto.

Como podemos ver en las gráficas, la tonelada/hora de vapor que se laminaba para completar la demanda original debido a las enfriadoras (chillers) no se produciría, por lo que sería un ahorro a tener en cuenta.

Ahorro económico = Ahorro de vapor x Precio vapor x Horas/año

$$\text{Ahorro económico} = 1 \frac{t}{h} \times 23,30 \frac{\text{€}}{t} \times 8000 \frac{h}{\text{año}} = 186400 \text{€}$$

Sin embargo, se produce un gasto al tener que arrancar de nuevo el compresor mecánico, el cual consume mucha electricidad.

Para calcular la cantidad de electricidad que consume el compresor, hemos hecho los siguientes cálculos:

- El COP de las enfriadoras (chillers) de absorción es:

$$COP = \frac{Q_F}{Q_{\text{aporte}}} = \frac{\text{Calor extraído del foco frío}}{\text{Calor de activación del proceso}}$$

$$0,60 = \frac{Q_F}{2107,61 \frac{kJ}{kg} \times 8000 \frac{kg}{h} \times \frac{1 h}{3600 s}}$$

Para el calor de activación utilizamos el calor latente del vapor utilizado (2107,61 kJ/kg es la entalpía de vaporización a 4 barg) y la cantidad de vapor (8 t/h).

De la última ecuación despejamos:

$$Q_F = 0,60 \times 4683,6 \text{ kW} = 2810,2 \text{ kW}$$

- El COP del compresor mecánico es:

$$COP = \frac{Q_F}{W} = \frac{\text{Calor extraído del foco frío}}{\text{Potencia consumida por el compresor}}$$

Sabiendo que el COP del compresor instalado en nuestra industria es igual a 3:

$$3 = \frac{2810,2 \text{ kW}}{W}$$

$$W = \frac{2810,2 \text{ kW}}{3} = 936,7 \text{ kW}$$

- El gasto económico que significa esta potencia es:

$$\text{Consumo electricidad} = 936,7 \text{ kW} \times 8000 \frac{h}{\text{año}} \times 0,084 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = 629476 \text{ €/año}$$

El precio de la electricidad hemos considerado el medio de España para la industria de 2016 (Minetad, 2017).

Tanto el ahorro en vapor como el gasto en electricidad es común para las dos alternativas: termocompresor e intercambiador de calor.

En la *Figura 7.16* mostramos el detalle de la inversión necesaria para la instalación del termocompresor de vapor.

Concepto	Cantidad	Unidades	Precio unitario	Unidades2	Precio total €	Comentarios
Equipos						
Termocompresor	1	ud	45000 €/u		45000	
Caudalímetro VAP	1	ud	8700 €/u		12200	Tipo vortex con cableado y conexionado
Caudalímetro VBP	1	ud	10500 €/u		14000	Tipo vortex con cableado y conexionado
Caudalímetro VBPP	1	ud	9800 €/u		13300	Tipo vortex con cableado y conexionado
Material a granel						
Tubería 6" Sch20	13	metros	35 €/m		455	
Tubería 4" Sch40	16	metros	20 €/m		320	
Tubería 8" Sch20	20	metros	50 €/m		1000	
Codos 90º 6"	4	uds	22 €/ud		88	
Codos 90º 4"	4	uds	9 €/ud		36	
Codos 90º 8"	3	uds	35 €/ud		105	
Bridas 8" 150#	7	uds	45 €/ud		315	
Bridas 6" 150#	7	uds	32 €/ud		224	
Bridas 4" 300#	7	uds	20 €/ud		140	
Ampliación 6x8"	1	uds	43 €/ud		43	
Válvula 6" 150#	2	uds	475 €/ud		950	Válvulas de compuerta
Válvula 4" 300#	2	uds	320 €/ud		640	Válvulas de compuerta
Válvula 8" 150#	2	uds	710 €/ud		1420	Válvulas de compuerta
Válvula retención 6"	1	ud	450 €/ud		450	
Construcción						
Montaje línea 6"	13	metros	300 €/m		3900	Incluye prefabricación y montaje de tubería
Montaje línea 8"	16	metros	340 €/m		5440	
Montaje línea 4"	20	metros	220 €/m		4400	
Tie-in línea 8"	1	ud	1250 €/ud		1250	
				Suma	105676	
Otros						
Andamio			10%		10568	
				Suma	221920	
Gestión						
Ingeniería			3%		6658	
Construcción			3%		6658	
Contingencias			10%		22192	
				Total	257427	

Figura 7.16. Detalle inversión para la instalación de un termocompresor de vapor.

Respecto a los beneficios del termocompresor, por un lado, al obtener un caudal de 15 t/h en su descarga, ahorramos dicha cantidad en vapor de 7 barg, ya que es el servicio de vapor en el que desemboca la corriente termocomprimida:

$$\text{Ahorro vapor 7 barg} = 15 \frac{t}{h} \times 23,30 \frac{\text{€}}{t} \times 8000 \frac{h}{\text{año}} = 2,796 \text{ MM€}$$

Sin embargo, por otro lado, se produce un gasto adicional al original, que es la cantidad de vapor de 30 barg necesaria para termocomprimir la corriente residual de 4 barg. Esta cantidad era de 8 t/h que económicamente es:

$$\text{Consumo vapor 30 barg} = 8 \frac{t}{h} \times 23,30 \frac{\text{€}}{t} \times 8000 \frac{h}{\text{año}} = 1,5 \text{ MM€}$$

En la Figura 7.17. vemos su análisis de rentabilidad incluyendo todos los conceptos comentados: el ahorro total de vapor de 7 barg y la tonelada/hora que evitamos laminar, y los gastos adicionales que son la electricidad del termocompresor y el vapor de 30 barg necesario para termocomprimir.

Análisis rentabilidad con flujos de caja						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-257427					
Flujos de caja €:	-257427	852404	852404	852404	852404	852404
· Beneficios vapor 7 barg €:		2796000	2796000	2796000	2796000	2796000
· Gastos vapor 30 barg €		-1500520	-1500520	-1500520	-1500520	-1500520
· Beneficio vapor laminado €		186400	186400	186400	186400	186400
· Gasto electricidad €		-629476	-629476	-629476	-629476	-629476
Flujos acumulados €	-257427	594977	1447382	2299786	3152190	4004594

Coste del capital (k) 10%

VAN 2,70 MME
TIR 331%
Tiempo retorno 0,30 años

Figura 7.17. Análisis de rentabilidad de la instalación del termocompresor de 4 barg a 7 barg.

Como vemos, el VAN y la TIR son muy elevados, por lo que, en principio se aceptaría el proyecto.

Por otro lado, la estimación del intercambiador hemos decidido hacerla por el método de Lang, para mostrar un ejemplo de cómo se realizaría.

En la Figura 7.18., se muestra una tabla con los factores típicos que se aplican al utilizar este método de estimación. En nuestro caso, solo vamos a utilizar la primera columna de factores, ya que, en nuestro proceso solo intervienen fluidos.

Item	Process type		
	Fluids (Fluidos)	Fluids— solids	Solids
1. Major equipment, total purchase cost (Coste total de compra de equipos principales)			
f_1 Equipment erection (Montaje)	0.4	0.45	0.50
f_2 Piping (Tuberías)	0.70	0.45	0.20
f_3 Instrumentation (Instrumentación)	0.20	0.15	0.10
f_4 Electrical (Comp. eléctricos)	0.10	0.10	0.10
f_5 Buildings, process (Edificios, proceso)	0.15	0.10	0.05
* f_6 Utilities (Servicios)	0.50	0.45	0.25
* f_7 Storages (Almacenes)	0.15	0.20	0.25
* f_8 Site development (Desarrollo del lugar)	0.05	0.05	0.05
* f_9 Ancillary buildings (Edificios auxiliares)	0.15	0.20	0.30
2. Total physical plant cost (PPC) (Coste físico total de la planta)			
PPC = PCE (1 + f_1 + ... + f_9)			
= PCE ×	3.40	3.15	2.80
f_{10} Design and Engineering (Diseño e Ingeniería)	0.30	0.25	0.20
f_{11} Contractor's fee (Cuota del constructor)	0.05	0.05	0.05
f_{12} Contingency (Contingencias)	0.10	0.10	0.10
Fixed capital = PPC (1 + f_{10} + f_{11} + f_{12})			
= PPC ×	1.45	1.40	1.35

*Omitted for minor extensions or additions to existing sites.
(Omitido para extensiones pequeñas o adiciones a lugares existentes)

Figura 7.18. Tabla con los factores típicos a aplicar en la estimación por el método de Lang.
Fuente: Adatado de (Chemical Engineering Projects, 2014).

De los factores descritos en el punto 1 de la tabla, los factores del 6 al 9 no se van a utilizar, ya que, éstos no se aplican en modificaciones de plantas existentes. El factor 5 (cuyo título es muy ambiguo) hace referencia a las estructuras necesarias para colocar el equipo y todos sus accesorios. En la Tabla 7.10. sacamos el coste final utilizando estos factores y, además, al coste directo del intercambiador hay que sumarle accesorios del proyecto que van independientes del intercambiador como son un caudalímetro en la corriente de entrada de vapor residual y una trampa de vapor de tipo flotador para evacuar el condensado que se forma. Estos dos conceptos sí que forman parte a la hora de calcular los costes indirectos.

Tabla 7.10. Detalle de inversión del intercambiador de calor con método de Lang.

Concepto	Valor	Comentarios
Intercambiador de calor	39154 €	"PCE"
Suma de factores del 1 al 5	1,55	"F _{directos} "
PPC	99843 €	=PCE x (1 + F _{directos})
Caudalímetro vapor 4 barg	13300 €	Tipo vortex con cableado y conexionado
Trampa de vapor	4000 €	De tipo flotador
Costes directos totales	117143 €	= PPC + Caudalímetro + Trampa vapor
Suma factores del 10 al 12	0,45	"F _{indirectos} "
Coste total	169857 €	= Costes totales directos x (1 + F _{indirectos})

El beneficio de vapor obtenido de esta alternativa era e 7,64 t/h de vapor de 15 barg que evitábamos consumir en el intercambiador original. Esto económicamente representa:

$$\text{Ahorro vapor} = 7,64 \frac{t}{h} \times 23,30 \frac{\text{€}}{t} \times 8000 \frac{h}{\text{año}} = 1424096 \text{ €} \approx 1,4 \text{ MME€}$$

En la *Figura 7.19*. vemos el análisis de rentabilidad de esta opción. Comprobamos que también resultaría rentable realizar este proyecto y que, además, tiene valores de VAN y TIR superiores a la alternativa del termocompresor. Por tanto, seleccionaríamos la opción de la instalación del intercambiador como la más rentable.

INTERCAMBIADOR: utilización de vapor residual para precalentar corriente de fenol						
Análisis rentabilidad con flujos de caja						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-169857					
Flujos de caja €:	-169857	981020	981020	981020	981020	981020
· Beneficio vapor laminado €		186400	186400	186400	186400	186400
· Gasto electricidad €		-629476	-629476	-629476	-629476	-629476
· Ahorro vapor €		1424096	1424096	1424096	1424096	1424096
Flujos acumulados €	-169857	811163	1792183	2773204	3754224	4735244

Coste del capital (k) 10%

VAN 3,23 MME
TIR 578%
Tiempo retorno 0,17 años

Figura 7.19. Análisis de rentabilidad de la instalación de un intercambiador de calor como precalentador.

7.7. Rentabilidad del Escenario 6.5.

El Escenario 6.5. trataba sobre la erosión producida en los colectores de retorno de condensado de baja y muy baja presión, y en el tramo de descarga de un intercambiador en el servicio de 30 barg.

Para recordar las opciones posibles, copiamos de nuevo la *Tabla 6.23.* que también aparece en el apartado 6.5.4. como resumen de todo el escenario.

Tabla 7.23. Recopilación de opciones de cada colector para evitar su erosión.

Trampas bimetálicas				
	Ampliar tubería	Cambiar presiones	Tanque flash presionada	Tanque flash original
Colector 7 barg	24" Sch20 10.64 m/s	$P_{flash} = 7$ barg 12" Sch20 (original) 5.23 m/s	$P_{flash} = 7$ barg 12" Sch20 (original) 1.11 m/s	16" Sch20 13.84 m/s
Colector 4 barg	12" Sch40 13.4 m/s	No aplica	No aplica	8" Sch40 11.61 m/s
Intercambiador	3" Sch40 13.10 m/s	$P_{flash} = 15$ barg 2" Sch20 (original) 9.59 m/s	No aplica	No aplica

En la tabla hemos rellenado de amarillo las opciones para analizar su rentabilidad, ya que en las demás se mantienen los colectores originales o no aplican los casos.

Empezamos con el colector de 7 barg:

Los beneficios de este proyecto son los costes que evitamos de mantenimiento de tener que reparar las fugas que se producen en el colector a lo largo del año. Cuando se produce una fuga, se instala temporalmente un zuncho (que es una abrazadera de metal que rodea el punto donde se ha originado la fuga y la contiene) hasta que llegue la parada de la planta para poder repararla definitivamente cambiando el tramo afectado. Los costes de los zunchos son, aparte del propio material, la mano de obra de los técnicos al colocarlo, los andamios necesarios para acceder a la fuga y el coste también depende de las presiones que tenga soportar, siendo más caro a más presión.

Hemos recopilado los datos de roturas en este colector durante los últimos años y los gastos en los que hemos incurrido:

- Se producen una media de 8 fugas al año en los años de operación de normal.
- Un zuncho cuesta de media en este colector 1300 €.
- Los años de parada en los que hay que reemplazar todas las zonas afectadas cuesta aproximadamente 3 veces más que el coste de un año normal.

$$\text{Coste zunchos} = 8 \frac{\text{zunchos}}{\text{año}} \times 1300 \frac{\text{€}}{\text{zuncho}} = 10400 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

$$\text{Coste reparación en parada} = 10400 \times 3 = 31200 \text{ €}$$

Ahora evaluamos las dos opciones:

- Ampliar la tubería a 24".

En la *Figura 7.20.* vemos el detalle de la inversión requerida para ampliar el colector a 24".

Concepto	Cantidad	Unidades	Precio unitario	Unidades ²	Precio total €	Comentarios
Material a granel						
Línea 24" Sch20	50	metros	300 €/m		15000	
Codos 90º 24"	15		610		9150	
Bridas 24" 150#	6	uds	315 €/ud		1890	
Ampliación 12x20"	1		300		300	
Ampliación 20x24"	1		500		500	
Válvula 24" 150#	2	uds	5600 €/ud		11200	
Construcción						
Montaje línea 24"	50	metros	950 €/m		47500	
Desmontaje 12"	50	metros	120 €/m		6000	
Corte 24"	1	ud	300 €/ud		300	Tubuladura tanque
Soldadura 24"	1	ud	430 €/ud		430	Tubuladura tanque
				Suma	92270	
Otros						
Andamio			20%		18454	
				Suma	110724	
Gestión						
Ingeniería			3%		3322	
Construcción			3%		3322	
Contingencias			10%		11072	
				Total	128440	

Figura 7.20. Detalle inversión para ampliar el colector de retorno de 7 barg de 12 a 24".

En la *Figura 7.21.* se encuentra el análisis de rentabilidad de esta opción. El valor del VAN es negativo, al igual que el de la TIR, por tanto, este proyecto no es rentable para los beneficios económicos que genera.

Análisis rentabilidad con flujos de caja						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-128440					
Flujos de caja €:	-128440	10400	10400	31200	10400	10400
· Ahorro Mto €		10400	10400	31200	10400	10400
Flujos acumulados €	-128440	-118040	-107640	-76440	-66040	-55640

Coste del capital (k) 10%

VAN -66717 €

TIR -17%

Tiempo retorno #|REF! años

Figura 7.21. Análisis de rentabilidad de ampliar el colector de 7 barg de 12 a 24".

- Ampliar la tubería a 16".

En la *Figura 7.22.* vemos el detalle de la inversión requerida para ampliar el colector a 24".

Concepto	Cantidad	Unidades	Precio unitario	Unidades2	Precio total €	Comentarios
Material a granel						
Línea 16" Sch20	50	metros	165 €/m		8250	
Codos 90º 16"	15		170		2550	
Bridas 16" 150#	6	uds	130 €/ud		780	
Ampliación 12x16"	1		210		210	
Válvula 16" 150#	2	uds	3600 €/ud		7200	
Construcción						
Montaje línea 16"	50	metros	500 €/m		25000	
Desmontaje 12"	50	metros	120 €/m		6000	
Corte 16"	1	ud	235 €/ud		235	Tubuladura tanque
Soldadura 16"	1	ud	280 €/ud		280	Tubuladura tanque
				Suma	50505	
Otros						
Andamio			20%		10101	
				Suma	60606	
Gestión						
Ingeniería			3%		1818	
Construcción			3%		1818	
Contingencias			10%		6061	
				Total	70303	

Figura 7.22. Detalle inversión para ampliar el colector de retorno de 7 barg de 12 a 24".

En la *Figura 7.23.* se encuentra el análisis de rentabilidad de esta opción. El valor del VAN es negativo y el de la TIR es del 1%, inferior a la tasa de descuento del 10%, por tanto, este proyecto no es rentable para los beneficios económicos que genera.

Análisis rentabilidad con flujos de caja						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-70303					
Flujos de caja €:	-70303	10400	10400	31200	10400	10400
· Ahorro Mto €		10400	10400	31200	10400	10400
Flujos acumulados €	-70303	-59903	-49503	-18303	-7903	2497

Coste del capital (k) 10%

VAN -13865 €
TIR 1%
Tiempo retorno 3,76 años

Figura 7.23. Análisis de rentabilidad de ampliar el colector de 7 barg de 12 a 16".

Seguimos con el colector de 4 barg:

Al igual que con el colector anterior, los beneficios de este proyecto son los costes que evitamos de mantenimiento de tener que reparar las fugas que se producen en el colector a lo largo del año. El procedimiento de contención de fugas es el mismo que el explicado anteriormente.

Hemos recopilado los datos de roturas en este colector durante los últimos años y los gastos en los que hemos incurrido:

- Se producen una media de 10 fugas al año en los años de operación de normal.
- Un zuncho cuesta de media en este colector 1050 €.
- Los años de parada en los que hay que reemplazar todas las zonas afectadas cuesta aproximadamente 3 veces más que el coste de un año normal.

$$\text{Coste zunchos} = 10 \frac{\text{zunchos}}{\text{año}} \times 1050 \frac{\text{€}}{\text{zuncho}} = 10500 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

$$\text{Coste reparación en parada} = 10500 \times 3 = 31500 \text{ €}$$

Ahora evaluamos las dos opciones:

- Ampliar la tubería a 12".

En la *Figura 7.24*. vemos el detalle de la inversión requerida para ampliar el colector a 12".

Concepto	Cantidad	Unidades	Precio unitario	Unidades2	Precio total €	Comentarios
Material a granel						
Línea 12" Sch40	30	metros	110 €/m		3300	
Codos 90º 12"	8		95		760	
Bridas 12" 150#	6	uds	80 €/ud		480	
Ampliación 6x12"	1		80		80	
Válvula 12" 150#	2	uds	2000		4000	
Construcción						
Montaje línea 12"	30	metros	450 €/m		13500	
Desmontaje 6"	30	metros	90 €/m		2700	
Corte 12"	1	ud	120 €/ud		120	Tubuladura tanque
Soldadura 12"	1	ud	190 €/ud		190	Tubuladura tanque
				Suma	25130	
Otros						
Andamio			20%		5026	
				Suma	30156	
Gestión						
Ingeniería			3%		905	
Construcción			3%		905	
Contingencias			10%		3016	
				Total	34981	

Figura 7.24. Detalle inversión para ampliar el colector de retorno de 4 barg de 6 a 12".

En la *Figura 7.25*. se encuentra el análisis de rentabilidad de esta opción. El valor del VAN es positivo, al igual que el de la TIR, que es a su vez superior al 10% del coste de capital. Por tanto, este proyecto sí es rentable.

EROSIÓN: ampliar el diámetro del colector de retorno de muy baja presión de 6 a 12"

Análisis rentabilidad con flujos de caja						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-34981					
Flujos de caja €:	-34981	10500	10500	31500	10500	10500
Ahorro Mto €		10500	10500	31500	10500	10500
Flujos acumulados €	-34981	-24481	-13981	17519	28019	38519

Coste del capital (k) 10%

VAN 18727 €
TIR 30%
Tiempo retorno 1,44 años

Figura 7.25. Análisis de rentabilidad de ampliar el colector de 4 barg de 6 a 12".

- Ampliar la tubería a 8".

En la *Figura 7.26*. vemos el detalle de la inversión requerida para ampliar el colector a 8".

Concepto	Cantidad	Unidades	Precio unitario	Unidades2	Precio total €	Comentarios
Material a granel						
Línea 8" Sch40	30	metros	85 €/m		2550	
Codos 90º 8"	8		40		320	
Bridas 8" 150#	6	uds	50 €/ud		300	
Ampliación 6x8"	1		45		45	
Válvula 8" 150#	2	uds	675		1350	
Construcción						
Montaje línea 8"	30	metros	320 €/m		9600	
Desmontaje 6"	30	metros	90 €/m		2700	
Corte 8"	1	ud	85 €/ud		85	Tubuladura tanque
Soldadura 8"	1	ud	115 €/ud		115	Tubuladura tanque
				Suma	17065	
Otros						
Andamio			20%		3413	
				Suma	20478	
Gestión						
Ingeniería			3%		614	
Construcción			3%		614	
Contingencias			10%		2048	
				Total	23754	

Figura 7.26. Detalle inversión para ampliar el colector de retorno de 4 barg de 6 a 8".

En la *Figura 7.27*. se encuentra el análisis de rentabilidad de esta opción. El VAN es positivo y la TIR es el 52%, superior a la tasa de descuento del 10%. Por tanto, este proyecto también sería rentable.

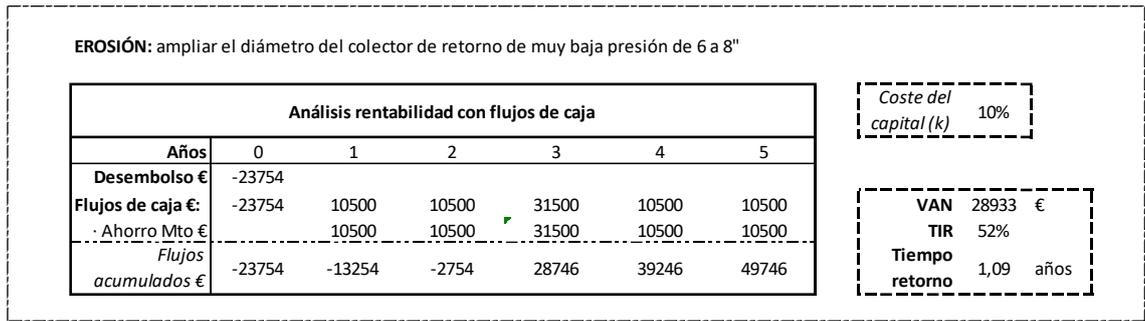


Figura 7.27. Análisis de rentabilidad de ampliar el colector de 4 barg de 6 a 8".

Lógicamente, los beneficios de estas opciones son los mismos y ampliar a un diámetro de 8" requiere menos inversión, por lo que sería mejor opción que ampliarlo a 12". Sin embargo, esta opción sólo es válida en el caso de que se lleven a cabo los proyectos del Escenario 6.2. y 6.3.

Por último, terminamos evaluando el **colector del intercambiador de calor:**

Los datos recopilados de las roturas producidas en este colector durante los últimos años y los gastos en los que hemos incurrido son los siguientes:

- Se producen una media de 4 fugas al año en los años de operación de normal.
- Un zuncho cuesta de media en este colector 1750 €.
- Los años de parada en los que hay que reemplazar todas las zonas afectadas cuesta aproximadamente 3 veces más que el coste de un año normal.

$$\text{Coste zunchos} = 4 \frac{\text{zunchos}}{\text{año}} \times 1750 \frac{\text{€}}{\text{zuncho}} = 7000 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

$$\text{Coste reparación en parada} = 7000 \times 3 = 21000 \text{ €}$$

En la Figura 7.28. tenemos el detalle de la inversión necesaria para ampliar el colector del intercambiador de calor de 2 a 3".

En la Figura 7.29. está el análisis de rentabilidad de esta opción y como vemos el VAN es positivo y la TIR muy superior al 10%. Como consiguiente, este proyecto también es rentable.

Concepto	Cantidad	Unidades	Precio unitario	Unidades2	Precio total €	Comentarios
Material a granel						
Línea 3" Sch40	17,5	metros	15 €/m		263	
Codos 90° 24"	3		4		12	
Bridas 3" 150#	5	uds	10 €/ud		50	
Ampliación 2X3"	1		10		10	
Válvula 3" 150#	2	uds	150 €/ud		300	
Construcción						
Montaje línea 3"	17,5	metros	200 €/m		3500	
Desmontaje 2"	17,5	metros	37,5 €/m		656	
				Suma	4791	
Otros						
Andamio			20%		958	
				Suma	5749	
Gestión						
Ingeniería		1	3%		172	
Construcción		1	3%		172	
Contingencias			10%		575	
				Total	6669	

Figura 7.28. Detalle inversión para ampliar el colector de un intercambiador de 2 a 3".

EROSIÓN: ampliar el diámetro del colector de un intercambiador de calor de 2 a 3"

Análisis rentabilidad con flujos de caja						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-6669					
Flujos de caja €:	-6669	7000	7000	21000	7000	7000
Ahorro Mto €		7000	7000	21000	7000	7000
Flujos acumulados €	-6669	331	7331	28331	35331	42331

Coste del capital (k) 10%

VAN 27623 €
TIR 126%
Tiempo retorno 0,95 años

Figura 7.29. Análisis de rentabilidad de ampliar el colector de un intercambiador de 2 a 3".

8. PROPUESTA

8. Propuesta.

Una vez que ya hemos calculado individualmente todas las viabilidades técnicas y económicas de los proyectos que planteamos a lo largo del Capítulo 6, vamos a hacer una propuesta de la combinación de proyectos óptima a realizar, siempre teniendo en cuenta la compatibilidad entre sí.

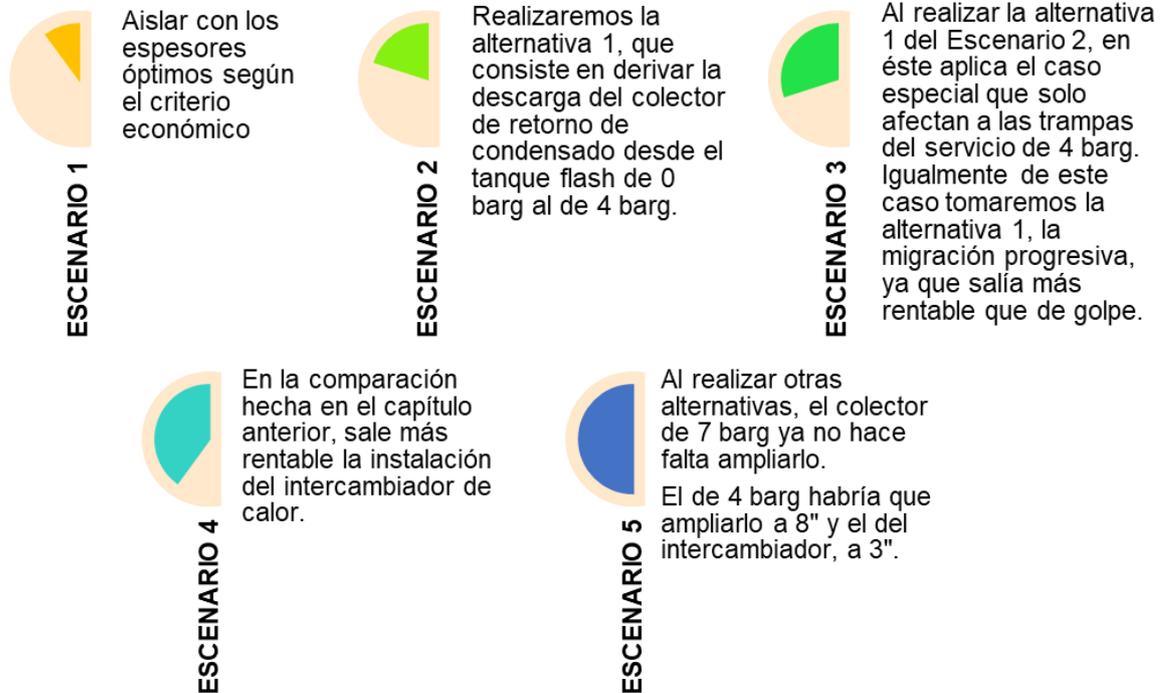


Figura 8.1. Elección del proyecto a realizar en cada uno de los escenarios.

Tabla 8.1. Resumen proyectos a realizar con su inversión y beneficios.

Descripción	Inversión	Beneficios (5 años)
Escenario 1:	53259 €	24725 €
• Colector 30 barg	15480 €	8051 €
• Colector 15 barg	21180 €	9913 €
• Colector 7 barg	9504 €	4126 €
• Colector 4 barg	7095€	2635 €
Escenario 2:	42650	205040
Escenario 3:	182385*	105913
Escenario 4:	169857	981020
Escenario 5:	30423 €	122500 €
• Colector 4 barg	23754 €	73500 €
• Colector intercambiador	6669 €	49000 €

*La inversión de las trampas de vapor está considerada en su totalidad, no como la diferencia con las trampas termodinámicas para que la empresa tenga en cuenta dicho gasto. Los beneficios sí que son el delta respecto a las termodinámicas.

Si cogemos todos los proyectos, sumamos toda la inversión necesaria, los beneficios que se producen anualmente y hacemos un análisis de rentabilidad como si fuese un proyecto individual, tenemos los siguientes resultados:

TOTALIDAD DE PROYECTOS: suma de todas las inversiones y beneficios anualmente

Análisis rentabilidad con flujos de caja						
Años	0	1	2	3	4	5
Desembolso €	-296189					
Flujos de caja €:	-296189	1226785	1244037	1293702	1271167	1281762
- Ahorro vapor €		205040	205040	205040	205040	205040
Flujos acumulados €	-296189	930595	2174632	3468334	4739501	6021262

Coste del capital (k) 10%

VAN 4,08 MME
TIR 416%
Tiempo retorno 0,24 años

Figura 8.2. Análisis de rentabilidad del conjunto de todos los proyectos seleccionados.

Como era de esperar, el VAN es de 4,1 millones de € y la TIR del 416%, resultados muy positivos. A su vez, el tiempo de retorno es de sólo 0,24 años.

9. CONCLUSIONES

9. Resumen y conclusiones.

Para finalizar resumiremos brevemente los puntos más importantes de la problemática planteada en este TFM y a las conclusiones a las que hemos llegado.

Los conceptos explicados y el problema planteado a lo largo del proyecto se resumen en los siguientes siete puntos:

- Un sistema de vapor está compuesto por: la caldera, el sistema de alimentación y tratamiento del agua para la caldera, el sistema de distribución de vapor, y el sistema de retorno de condensados.
- La caldera a su vez tiene los siguientes componentes: el quemador, el hogar, los tubos de intercambio de calor, el separador líquido-vapor, la chimenea y la carcasa.
- La industria utiliza el 32% de la energía consumida mundialmente. Dentro de la industria, la rama química es la que más cuota tiene con un 19%. Respecto a las fuentes utilizadas, el gas natural y la electricidad son las más utilizadas, con un 32% y un 31% respectivamente.
- Para una empresa, los costes de energía suponen del 1 al 10% de sus gastos totales de media e incluso llega del 15 al 40% en industrias como la química o la del acero. Por tanto, son necesarias medidas de eficiencia energética para seguir siendo competitivos en un mercado globalizado.
- Las medidas de eficiencia energética se pueden aplicar a cualquier parte del sistema de vapor: generación, distribución o recuperación de condensado.
- En nuestra industria nos hemos basado sólo en medidas en la distribución y en la recuperación, ya que, la generación está externalizada a otra empresa.
- El VAN (Valor Actual Neto) y la TIR (Tasa Interna de Retorno) son los dos parámetros de rentabilidad en los que basamos si un proyecto es rentable o no. Para tomar dicha decisión, el VAN tiene que ser positivo y la TIR tiene que ser superior a la tasa de descuento o coste de capital.

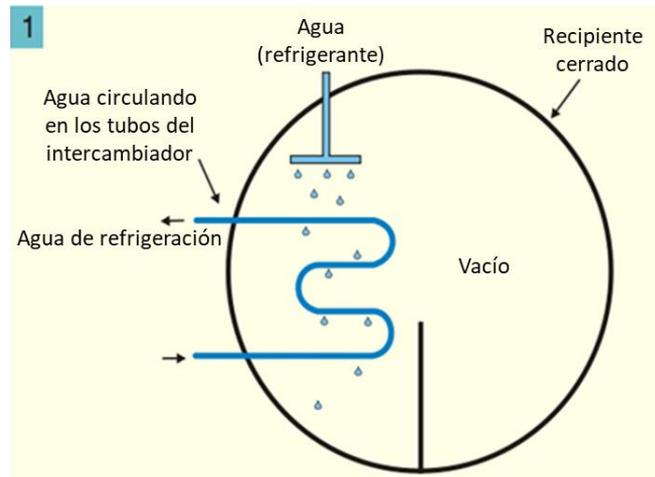
Por último, las conclusiones de los análisis llevados a cabo para solucionar la problemática anteriormente planteada se enumeran en los siguientes puntos:

1. Las medidas que finalmente hemos decidido implantar guiándonos según los resultados arrojados por los análisis de rentabilidad son:
 - 1.1. Mejorar el aislante de todos los colectores de suministro de vapor (30, 15, 7 y 4 barg) instalando el del espesor óptimo obtenido con el criterio económico.
 - 1.2. El colector de retorno de condensado del sistema de vapor de 7 barg desemboca en un tanque de recuperación flash a presión atmosférica. Esto se va a modificar y va a desembocar en el tanque presurizado a 4 barg para recuperar parte de su energía en vapor de esta presión.
 - 1.3. Las trampas de vapor termodinámicas del colector de 4 barg se van a migrar progresivamente a trampas de vapor bimetálicas.
 - 1.4. Para reutilizar el exceso de vapor de muy baja presión que tenemos en nuestra industria vamos a instalar un intercambiador de calor para utilizarlo de precalentador en una corriente de fenol.
 - 1.5. Existe un problema de erosión en los colectores de retorno de condensado de 4 barg y de un intercambiador de calor. Se van a ampliar estos colectores desde 6 a 8" en el caso del colector de 4 barg y desde 2 a 3" en el caso del intercambiador de calor.
2. La inversión necesaria para llevar a cabo todos los proyectos arriba mencionados es de **296,2 mil euros**, y el análisis de rentabilidad de todo su conjunto ofrece los siguientes parámetros:
 - ✓ **VAN = 4,1 millones de euros.**
 - ✓ **TIR = 416%**
 - ✓ **Tiempo de retorno de la inversión = 0,24 años.**

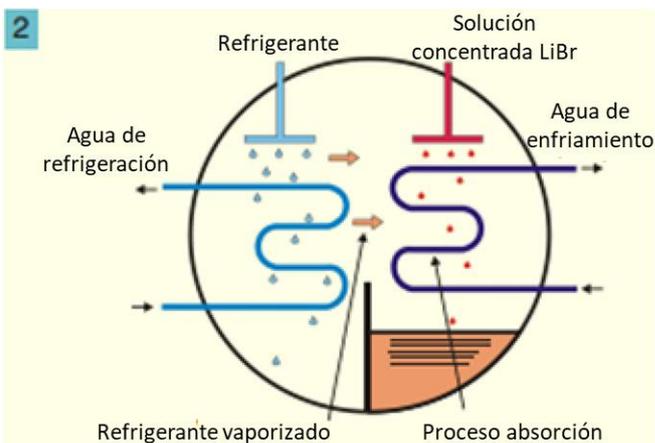
10. ANEXOS

10. Anexos

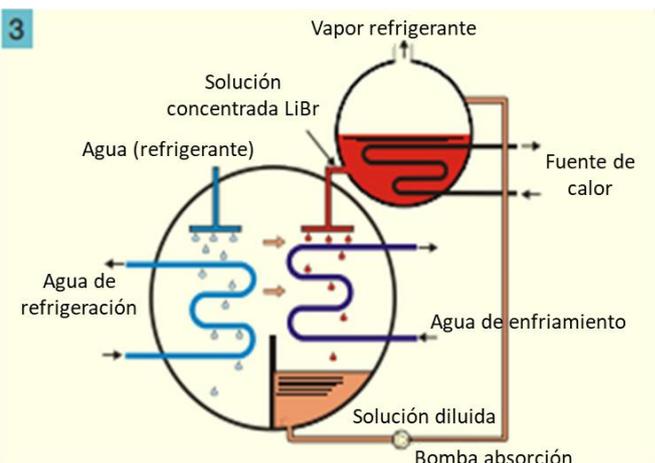
Anexo I: Proceso de absorción en enfriadoras (chillers) de refrigeración



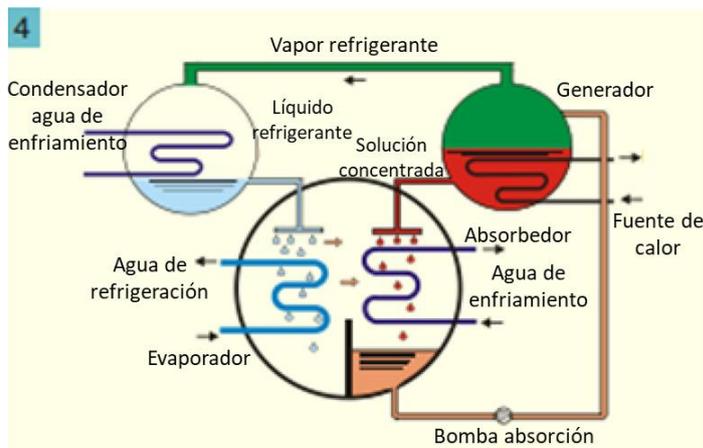
Los sistemas de absorción usan energía térmica para producir el efecto refrigerante. En estos sistemas, el refrigerante, por ejemplo, agua, absorbe calor a baja temperatura (ya que el recipiente está a un alto grado de vacío) durante la evaporación y lo libera a una presión y temperatura mayor durante la condensación.



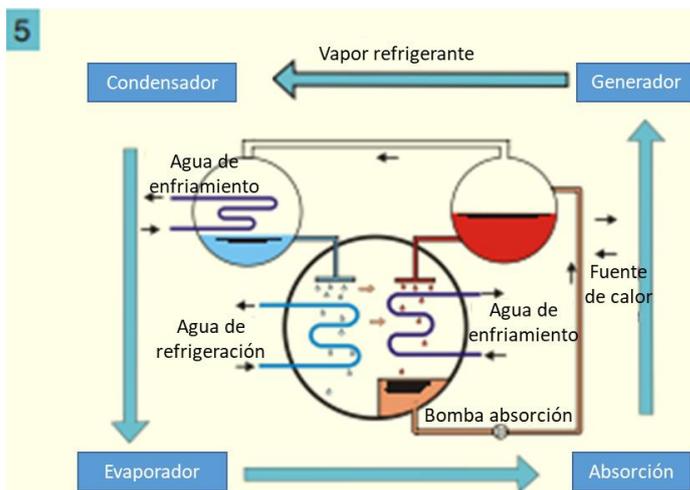
La solución de bromuro de litio concentrada tiene mucha afinidad hacia el agua, por lo tanto, actúa como el absorbente y se usa para absorber el refrigerante vaporizado. La evaporación del refrigerante tiene lugar a baja presión.



Conforme la solución de bromuro de litio absorbe el refrigerante vaporizado, se va diluyendo y pierde su capacidad para seguir absorbiendo. La solución diluida se bombea hacia un tanque donde se calienta con el vapor residual a una presión mayor y se evapora el agua que contenía, concentrando de nuevo la solución de LiBr, la cual pasa al evaporador de nuevo.



El vapor refrigerante producido al calentar la solución diluida pasa a otra cámara donde se enfría con agua y entonces condensa. Este condensado frío es el líquido refrigerante que cae al tanque de vacío de nuevo y enfría el agua del circuito de refrigeración que pasa por unos tubos. El ciclo, a partir de aquí, comienza de nuevo.



En este último gráfico podemos ver el esquema completo con los procesos del ciclo de refrigeración identificados: evaporador, absorción, generador y condensador (Thermax, 2008).

Figura 10.1. Esquema de funcionamiento de un circuito de refrigeración por absorción Li-Agua de una sola etapa. Fuente: (Thermax, 2008)

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

- "nvindi". (Enero de 2016). *Todo Productos Financieros*. Obtenido de <http://todoproductosfinancieros.com/tir-calculo-y-concepto/>
- ABSORSISTEM. (2017). *ABSORSISTEM*. Obtenido de <http://www.absorsistem.com/tecnologia/calderas/descripci%C3%B3n-de-calderas-y-generadores-de-vapor>
- AFELMA y ANDIMAI. (2017). *Guía de buenas prácticas en el Aislamiento Industrial*. Obtenido de http://aislar.com/wp-content/uploads/2017/01/Guia_de_Buenas_Practicas_en_el_Aislamiento_Industrial_fenercom_2017.pdf
- Armstrong. (s.f.). Obtenido de <https://www.armstronginternational.com/files/common/technical/878-EN.pdf>
- Chávez Bernuy, H. R. (2012). Estudio de los sistemas de refrigeración solar por absorción. Sevilla.
- Chemical Engineering Blog. (2011). *Chemical Engineering Blog*. Obtenido de <https://engrnawaz.wordpress.com/fouling/>
- Chemical Engineering Projects . (Mayo de 2014). *Chemical Engineering Projects*. Obtenido de The factorial method of cost estimation: <https://chemicalprojects.wordpress.com/tag/lang-factor/>
- Chemical Engineer's Guide. (Diciembre de 2015). *Heat Loss From Insulated Pipe*. Obtenido de <https://cheguide.com/2015/12/heat-loss-from-insulated-pipe/>
- CONAE. (2002). *Guía de vapor para la industria*.
- CreceNegocios. (Julio de 2014). *CreceNegocios*. Obtenido de <https://www.crecenegocios.com/el-van-y-el-tir/>
- Denner, V. (Octubre de 2013). La importancia de la eficiencia energética. *El Economista*.
- DNBrida. (2017). Obtenido de <http://www.dnbrida.com/espesor-tuberia-acero-al-carbono-sch-asme-b36.10m.php>
- Equirepsa. (2017). *Equirepsa*. Obtenido de <http://www.equirepsa.com/productos/eyectores/eyector-termocompresor/>
- Eurostat. (2016). *Eurostat*. Obtenido de <http://ec.europa.eu/eurostat/tgm/refreshTableAction.do?tab=table&plugin=1&pcode=ten00118&language=en>
- FENERCOM. (2013). *FENERCOM*. Obtenido de <https://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-basica-calderas-industriales-eficientes-fenercom-2013.pdf>
- GasIndustrial. (2016). *Competitividad industrial y precios del gas en España*.
- GEA. (2017). Obtenido de https://www.gea.com/fr/binaries/GEA_Product-Catalogue_brochure_EN_tcm29-22949.pdf

- hipertextual. (2017). *La importancia de aumentar la eficiencia energética en las plantas industriales*.
- IDAE. (2007). *Guía técnica sobre procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas*. Madrid.
- IDAE. (2010). *Guía técnica de diseño de centrales de calor eficientes*.
- Intelligent Energy Europe Programme of the European Union. (2015). *Energy Efficiency Trends and Policies in Industry*.
- ISOVER. (2017). *Ingeniero Ambiental*. Obtenido de <http://www.ingenieroambiental.com/4006/Acustica%20Edificio%20-%20Manual%20Aislamiento%20Industrial%20Isover.pdf>
- Kadant. (2017). Obtenido de <https://cdn.agilitycms.com/kadant/fluid-handling-documents/Thermocompressor-Sizing-1000-US.pdf>
- Kamlofsky, J. (2017). *emagister*. Obtenido de http://www.emagister.com/uploads_courses/Comunidad_Emagister_63443_presentacion_tasa_de_Fisher.PDF
- Keyword Suggest Encyclopedia. (2017). *Keyword Suggest Encyclopedia*. Obtenido de <http://keywordsuggest.org/gallery/1378869.html>
- Minetad. (Junio de 2017). Obtenido de http://www.minetad.gob.es/es-ES/IndicadoresyEstadisticas/DatosEstadisticos/IV.%20Energ%C3%ADa%20y%20emisiones/IV_12.pdf
- Optimise Heat & Steam. (2017). *Optimise heat and steam*. Obtenido de <http://optimiseheatandsteam.com/about-us/boiler-cleaning-and-descale/>
- Orantes, F. (Abril de 2016). *Prezi*. Obtenido de <https://prezi.com/di5nla1lcqbs/caracteristicas-y-calidad-del-vapor/>
- Sanz, M. (2014). Manual práctico del operador de calderas industriales. Ediciones Paraninfo, S.A.
- SOGECAL. (2017). *SOGECAL*. Obtenido de <https://www.sogecal.com/caldera-pirotubular/>
- Spirax Sarco. (2017). *Spirax Sarco*. Obtenido de <http://www.spiraxsarco.com/global/es/Products/Documents/TI/P493-02.pdf>
- SpiraxSarco. (2015). *Spirax Sarco*. Obtenido de <http://www.spiraxsarco.com/global/es/Products/Documents/TI/P493-02.pdf>
- State of Green. (2015). *Energy Efficiency in a Competitive Industry*.
- Thermax. (Diciembre de 2008). *Steam Fired Vapor Absorption Chiller*. Obtenido de [http://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/es/product-systems/comercial/Enfriadoras-de-liquido/por-absorcion/dos-etapas/catalogo/steam%20driven%20absorption%20chillers%20\(ingl%C3%A9s\).pdf](http://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/es/product-systems/comercial/Enfriadoras-de-liquido/por-absorcion/dos-etapas/catalogo/steam%20driven%20absorption%20chillers%20(ingl%C3%A9s).pdf)
- Tiempo Real. (2010). *Tiempo Real*. Obtenido de <http://www.tiemporeal.es/archivos/optimizacioncombustion.pdf>

- Tiempo Real. (2016). *Recursos para empresas sostenibles*. Obtenido de http://empresa.unlugarmejor.com/?ideas_ahorro=reducir-ensuciamiento-de-los-tubos-de-las-calderas
- TLV. (2017). *TLV*. Obtenido de <https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/flash-steam.html>
- U.S.Department of Energy. (Enero de 2006). *Save Energy Now*. Obtenido de <https://energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f15/saveenergyinsteam.pdf>
- U.S.Department of Energy. (Noviembre de 2007). *Save Energy Now*. Obtenido de <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f16/dowassessmentsavings.pdf>
- Viguri Fuente, J. R. (2017). *Universidad de Cantabria*. Obtenido de Chemical Process Design: <http://ocw.unican.es/enseanzas-tecnicas/procesos-quimicos-de-fabricacion/materiales/Subject%207.%20Equipment%20Sizing%20and%20Costing%20OCW.pdf>
- Z.K. Morvay, D. D. (2017). *Wiley*. Obtenido de <http://www.wiley.com/legacy/wileychi/morvayindustrial/supp/toolbox10.pdf>