
UNIVERSIDADE DA CORUÑA

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR
DE NÁUTICA Y MÁQUINAS**

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

ENERGÍA Y PROPULSIÓN

TRABAJO FIN DE GRADO

TFG/GTM/E-24-17

QUE LLEVA POR TÍTULO

**“COMPARATIVA ENERGÉTICA ENTRE
PLANTAS DE RELICUEFACCIÓN EN
BUQUES LEG”**

DEFENDIDO ANTE TRIBUNAL EN LA SESIÓN DE

JUNIO-2017

DAVID GONZÁLEZ NOVO

DIRECTOR: JAVIER ROMERO GOMEZ

INDICE GENERAL:

1 MEMORIA	15
2 ANEXO 1	120
3 ANEXO 2	138
4. PLIEGO DE CONDICIONES	144
5. DOCUMENTACIÓN TÉCNICA	152

INDICE TABLAS:

Tabla 1 1.6.2.4.1 - Datos de los puntos en el ciclo de la instalación de partida28

Tabla 2 1.6.2.4.2.1 – Resultados del ciclo de la instalación de partida análisis teórico29

Tabla 3 1.6.2.5.1.1 – Datos en cada punto instalacion de partida análisis realizado30

Tabla 4 1.6.2.5.2.1 - Resultados del análisis realizado de la instalacion de partida travesia 90 h.....32

Tabla 5 1.6.2.5.3.1 - Resultados del análisis realizado de la instalacion de partida travesia 90 h.....33

Tabla 6 1.6.2.6.1 – Comparación de resultados entre el ciclo analizado y el teórico.34

Tabla 7 1.7.1.1.1 - Variación parámetros con la presión en el tanque.....36

Tabla 8 1.7.1.1.2 - Variación parámetros con la presión en el tanque.37

Tabla 9 1.7.1.2.1 – Variación de parametros respecto a T_w40

Tabla 10 1.7.1.2.2 - Variación de parametros respecto a T_w41

Tabla 11 1.7.2.1.1- Variación de parámetros respecto a $P_{18 \frac{1}{2}}$ 44

Tabla 12 1.7.2.1.2- Variación de parámetros respecto a $P_{18 \frac{2}{2}}$ 44

Tabla 13 1.7.2.2.1 Variacion de paramtros respecto a $P_7 \frac{1}{2}$ 47

Tabla 14 1.7.2.2.2 – Variaicion de parametros respecto a $P_7 \frac{2}{2}$47

Tabla 15 1.7.2.3.1 – Variación de parametros respecto a $T_{13 \frac{1}{2}}$ 51

Tabla 16 1.7.2.3.2. – Variación de parametros respecto a $T_{13 \frac{2}{2}}$ 51

Tabla 17 1.7.2.4.1 – Variación de parametros respecto a $T_{25} 1/2$	54
Tabla 18 1.7.2.4.2 – Variación de parametros respecto a $T_{25} 2/2$	54
Tabla 19 1.7.2.5.1 – Variación de parametros respecto a $T_{23} 1/2$	57
Tabla 20 1.7.2.5.2 – Variación de parametros respecto a $T_{23} 2/2$	57
Tabla 21 1.7.2.6.1 – Variación de parámetros respecto a $P_{23} 1/2$	60
Tabla 22 1.7.2.6.2 – Variación de parámetros respecto a $P_{23} 2/2$	60
Tabla 23 1.7.3.1 – Variación de parámetros para la mejora del ciclo inicial.....	64
Tabla 24 1.7.3.2 – Datos en cada punto del caso mejorado	66
Tabla 25 1.7.3.3 – Resultados del caso mejorado de la instalación de partida.....	67
Tabla 26 1.7.4.1.1.1 - Datos en cada punto usando Propano en la instalación de partida.....	71
Tabla 27 1.7.4.1.1.3 Resultados del caso inicial usando Propano	72
Tabla 28 1.7.4.1.2.1 – Variación de parámetros para la mejora del ciclo.....	73
Tabla 29 1.7.4.1.2.2 – Datos en cada punto del ciclo inicial mejorado usando Propano	75
Tabla 30 1.7.4.1.2.3 – Resultados del caso inicial mejorado usando Propano	76
Tabla 31 1.7.4.2.1.1 – Datos en cada punto para el caso inicial usando Propileno	79
Tabla 32 1.7.4.2.1.2 – Resultados para el caso inicial usando Propileno	80
Tabla 33 1.7.4.1.2.1 – Variación de parámetros para la mejora del ciclo.....	81
Tabla 34 1.7.4.2.2.2 – Datos en cada punto para el ciclo inicial mejorado usando Propano	83

Tabla 35 1.7.4.2.2.3 – Resultados del ciclo inicial mejorado usando Propano	84
Tabla 36 1.7.4.3.1 – Comparativa entre los resultados de los ciclos mejorados de cada refrigerante	85
Tabla 37 1.7.5.2.1 Variación de parámetros para la mejora del ciclo.....	89
Tabla 38 1.7.5.2.2 – Datos en cada punto para el Caso 1 usando Propano.....	91
Tabla 39 1.7.5.2.3 - Resultados del Caso 1 usando Propano.....	92
Tabla 40 1.7.5.3.1 Variación de parámetros para la mejora del ciclo.....	93
Tabla 41 1.7.5.3.2 – Datos en cada punto para el ciclo mejorado del Caso 1 usando Propileno	95
Tabla 42 1.7.5.3.3 – Resultados del Caso 1 usando Propileno	96
Tabla 43 1.7.5.3.4 – Comparativa del Caso 1 entre el uso de Propano y Propileno	97
Tabla 44 1.7.6.2.1 Variación de parámetros para la mejora del ciclo.....	100
Tabla 45 1.7.6.2.1 – Datos en cada punto para el ciclo inicial del caso 2 usando Propileno	102
Tabla 46 1.7.6.2.3 – Resultados para el ciclo mejorado del Caso 2 usando Propileno	103
Tabla 47 1.7.6.3.1 Variación de parámetros para la mejora del ciclo.....	104
Tabla 48 1.7.6.3.2 – Datos en cada punto para el ciclo mejorado del caso 2 usando Propileno	106
Tabla 49 1.7.6.3.3 – Resultados para el ciclo mejorado del caso 2 usando Propileno	107
Tabla 50 1.7.6.3.4 Comparativa entre el uso de Propano y el Propileno en el Caso 2.....	108

Tabla 51 1.7.7.1 Comparación entre la Instalación Propuesta 1 y 2 en el caso de enfriamiento.	109
Tabla 52 1.7.7.2 – Comparativa de resultados entre el el caso inicial y el caso 1 y 2 en el caso de mantener presión.	110
Tabla 53 1.7.7.3 – Comparativa entre las Instalaciones Propuestas 1 y 2 y la instalación inicial.	111
Tabla 54 4.1.4.1 Comparativa entre el calor disipado por los condensadores de cada caso.....	150

INDICE FIGURAS:

Figura 1 1.6.1.1 – Diagrama instalación de partida.....23

Figura 2 1.6.2.5.1.1 Ciclo de R404A Instalación de partida31

Figura 3 1.6.2.5.1.2 Ciclo de BO Instalación de partida31

Figura 4 1.6.2.6.1 – Diagrama compartivo de resultados ciclo teórico y analizado35

Figura 5 1.7.1.1.1 – Variación del COP respecto a la presión en el tanque37

Figura 6 1.7.1.1.2 – Variación de la potencia consumida respecto a P1.....38

Figura 7 1.7.1.1.3 – Variación de la potencia consumida en los compresores de BO respecto a P138

Figura 8 1.7.1.1.4 – Variación de la potencia consumida en los compresores de R404A respecto a P139

Figura 9 1.7.1.1.5 – Variación del caudal másico de BO respecto a P139

Figura 10 1.7.1.2.1 – Variación del COP respecto a T_w 41

Figura 11 1.7.1.2.2 – Variación del trabajo de compresión del refrigerante respecto a T_w 42

Figura 12 1.7.1.2.3 – Variación del trabajo total de compresión respecto a T_w42

Figura 13 1.7.1.2.4 – Variación del caudal de refrigerante respecto a T_w 43

Figura 14 1.7.2.1.1 – Variación del COP respecto a P_{18}45

Figura 15 1.17.2.1.2 – Variación de la potencia consumida en los compresores de REFR45

Figura 16 1.7.2.1.3 – Variación del caudal volumetrico en el COMP346

Figura 17 1.7.2.2.1 Variación del COP respecto a P_7	48
Figura 18 1.7.2.2.2 Variación del trabajo total respecto a P_7	48
Figura 19 1.7.2.2.3 Variación del trabajo en el compresor de BO respecto a P_7 ..	49
Figura 20 1.7.2.2.4 Variación del trabajo en el compresor de R404A respecto a P_7	49
Figura 21 1.7.2.2.5 Variación del caudal másico de refrigerante respecto a P_7	50
Figura 22 1.7.2.3.1 – Variación del COP respecto a T_{13}	52
Figura 23 1.7.2.3.2 – Variación del trabajo en los compresores de refrigerante y el trabajo total respecto a T_{13}	52
Figura 24 1.7.2.3.3 – Variación del caudal másico de refrigerante respecto a T_{13}	53
Figura 25 1.7.2.4.1 – Variación del COP respecto a T_{25}	55
Figura 26 1.7.2.4.2 – Variación de los caudales másicos de refrigerante respecto a T_{25}	55
Figura 27 1.7.2.4.3 – Variación de los trabajos en los compresores de refrigerante y del trabajo total de compresión respecto a T_{25}	56
Figura 28 1.7.2.5.1 – Variación del COP respecto a T_{23}	57
Figura 29 1.7.2.5.2 – Variación del caudal de refrigerante respecto a T_{23}	58
Figura 30 1.7.2.5.3 – Variación de los caudales volumétricos de aspiracion en el COMP3 y en el COMP4 respecto a T_{23}	58
Figura 31 1.7.2.5.4 – Variación de los trabajo en los compresores de refrigerante respecto a T_{23}	59
Figura 32 1.7.2.6.1 – Variación de COP respecto a P_{23}	61

Figura 33 1.7.2.6.2 – Variación de los trabajos en los compresores respecto a P_{23}	61
Figura 34 1.7.3.1 – Diagrama del ciclo de BO en el caso mejorado de la instalación de partida	65
Figura 35 1.7.3.2 – Diagrama del ciclo de R404A en el caso mejorado de la instalación de partida	65
Figura 36 1.7.3.4 – Variación de parámetros entre el ciclo inicial y el ciclo inicial mejorado en el caso de enfriamiento.	68
Figura 37 1.7.4.1.1.1 – Diagrama de BO del caso inicial usando Propano	70
Figura 38 1.7.4.1.1.2 – Diagrama del refrigerante del ciclo inicial usando Propano	70
Figura 39 1.7.4.1.2.1 – Diagrama de BO en el caso inicial mejorado usando Propano	74
Figura 40 1.7.4.1.2.2 – Diagrama del refrigerante en el ciclo inicial mejorado usando Propano	74
Figura 41 1.7.4.2.1.1 Diagrama de BO en el caso inicial usando Propileno	78
Figura 42 1.7.4.2.1.2 Diagrama de refrigerante en el caso inicial usando Propileno	78
Figura 43 1.7.4.2.2.1 – Diagrama de BO en el ciclo inicial mejorado usando Propileno	82
Figura 44 1.7.4.2.2.2 – Diagrama de refrigerante en el ciclo inicial mejorado usando Propileno	82
Figura 45 1.7.4.3.1 – Diagrama comparativo del COP de los ciclos con cada refrigerante.....	86

Figura 46 1.7.4.3.2 – Diagrama comparativo de los caudales y la potencia consumida de los ciclos con cada refrigerante.....	86
Figura 47 1.7.5.1.1 – Diagrama de la instalación propuesta 1	88
Figura 48 1.7.5.2.1 Variación COP respecto a P2.	89
Figura 49 1.7.5.2.2 – Diagrama de BO del Caso 1 usando Propano	90
Figura 50 1.7.5.2.3 - Diagrama de refrigerante del Caso 1 usando Propano	90
Figura 51 1.7.5.3.1 – Diagrama del BO del Caso 1 usando Propileno.....	93
Figura 52 1.7.5.3.2 – Diagrama del refrigerante del Caso 1 usando Propileno.....	94
Figura 53 1.15.1.1 Diagrama de la instalación propuesta 2	99
Figura 54 1.7.6.2.1 – Diagrama de BO del Caso 2 usando Propano	100
Figura 55 1.7.6.2.2 – Diagrama de refrigerante del Caso 2 usando Propano	101
Figura 56 1.7.6.3.1 – Diagrama de BO del Caso 2 usando Propileno.....	104
Figura 57 1.7.6.3.2 – Diagrama del refrigerante del Caso 2 usando Propileno...	105
Figura 58 1.7.7.1 Comparación de los COP finales en el caso de enfriamiento.	112
Figura 59 1.7.7.2 Comparación de la potencia consumida total y de la potencia calorífica extraída	113
Figura 60 1.7.7.3 Comparación de los caudales másico de BO y de REFR	113
Figura 61 4.3.1 - Laby® Compressor imagen registrada de burckhardt.....	147
Figura 62 4.1.3.1. COMPRESORES TIPO K Imagen de catálogo.....	148
Figura 63 4.3.1.2 COMPRESORES TIPO D Imagen de catálogo.....	148

“COMPARATIVA ENERGÉTICA DE PLANTAS DE RELICUEFACCIÓN EN BUQUES LEG”

MEMORIA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

FECHA: JUNIO 2017

AUTOR: DAVID GONZÁLEZ NOVO

Fdo: David González Novo

INDICE DE MEMORIA

1 MEMORIA	15
1.1 OBJETO.....	15
1.2 ALCANCE.....	16
1.3 ANTECEDENTES.....	16
1.3.1 El Etileno.....	16
1.3.2 Transporte de Etileno.....	18
1.3.3 Procesos de relicuefacción.....	18
1.4 NORMAS Y REFERENCIAS.....	19
1.4.1 Normas.....	19
1.4.2 Herramientas utilizadas.....	20
1.4.3 Referencias.....	20
1.5 ABREVIATURAS.....	20
1.5.1 Abreviaturas.....	20
1.6 INSTALACIÓN DE PARTIDA.....	21
1.6.1 Descripción de la instalación.....	21
1.6.2 Análisis del Ciclo Inicial.....	24
1.6.2.1 Modos de trabajo.....	24
1.6.2.2 Datos y consideraciones de partida.....	24
1.6.2.3 Ecuaciones termodinámicas para el análisis del ciclo.....	25
1.6.2.4 Resultados iniciales del análisis de Yajun Li et al.....	28
1.6.2.4.1 Datos en cada punto.....	28

1.6.2.4.2 Parámetros resultantes.	29
1.6.2.5 Resultado del análisis.	29
1.6.2.5.1 Datos en cada punto del ciclo analizado.....	29
1.6.2.5.2 Caso en el que se enfría la carga.....	32
1.6.2.5.3 Caso en el que se mantiene la presión en los tanques.....	33
1.6.2.6 Comparación entre el ciclo teórico y el analizado.....	34
1.7 ANÁLISIS DE SOLUCIONES	36
1.7.1 Factores con influencia en los parámetros de la instalación de partida	36
1.7.1.1 Presión en el tanque (P_1).	36
1.7.1.2 Temperatura de agua de mar. (T_w).....	40
1.7.2 Análisis de parámetros para la mejora del ciclo.....	43
1.7.2.2 Presión de condensación del Etileno (P_7).	46
1.7.2.3 Temperatura a la salida del recalentamiento Etileno (T_{13}).....	51
1.7.2.4 Temperatura a la salida del recalentamiento de R404A (T_{25}).....	54
1.7.2.5 Temperatura de salida del Cond-evap del R404A (T_{23}).	56
1.7.2.6 Presión de baja del R404A (P_{23}).	60
1.7.3 Análisis del ciclo inicial mejorado.....	64
1.7.4 Uso de otros refrigerantes en la instalación de partida	69
1.7.4.1 Uso de Propano en lugar de R404A.....	69
1.7.4.1.1 Comparativa casos inicial usando R404A y Propano.	69
1.7.4.1.2 Comparativa entre el caso inicial mejorado con R404A y con Propano.	73
1.7.4.2 Uso de Propileno en lugar de R404A.....	77

1.7.4.1.2 Comparativa entre el caso inicial con R404A y con Propileno.....	77
1.7.4.2.2 Comparativa entre el caso inicial mejorado con R404A y con Propileno.	81
1.7.4.3 Comparativa entre los tres refrigerantes	85
1.7.5 Instalación propuesta 1 (Caso 1)	87
1.7.5.1 Descripción de la instalación.	87
1.7.5.2 Análisis usando Propano como refrigerante.	89
1.7.5.3 Análisis usando Propileno como refrigerante.	93
1.7.6 INSTALACIÓN PROPUESTA 2 (Caso 2).....	98
1.7.6.1 Descripción de la instalación.	98
1.7.6.2 Análisis usando Propano como refrigerante.	100
1.7.6.3 Análisis usando Propileno como refrigerante.	104
1.7.7 COMPARATIVA INSTALACIÓN DE PARTIDA CON LA INSTALACIÓN PROPUESTA 1 Y 2.	109
1.8 CONCLUSIONES	115

1 MEMORIA

1.1 OBJETO

El consumo eléctrico de las plantas de relicuefacción a bordo de los buques de transporte de etileno licuado (LEG) supone el factor de mayor peso energético a bordo, y juega un papel relevante en la explotación de estos buques. Por ello, este trabajo tiene como objetivo principal el estudio y análisis del diseño termodinámico de las plantas de relicuefacción, operando acorde a ciclos de compresión de vapor en cascada, para proponer un diseño de planta que permita reducir la demanda energética y mejorar el COP. Como sub-objetivos se establece:

-Determinar el consumo energético para la relicuefacción en base al diseño de una instalación de relicuado operando en la actualidad, en un buque con una capacidad de carga de 10.000 m³, y tomando como referencia de partida el trabajo realizado por Yajun Li et al. [1] para dos condiciones de operación de la planta:

- Modo enfriamiento, donde la carga se enfría desde 175 K a 171 K en 90h de travesía.

- Modo manteniendo presión en los tanques.

-A través del modelado termodinámico y análisis de la instalación de partida establecer unos parámetros de funcionamiento que permita mejorar los resultados alcanzados en el trabajo de Yajun Li et al. [1] y aumentar el COP.

- Estudiar el uso de diferentes refrigerantes, tales como R404A, Propano y Propileno, con el fin de evaluar el mejor refrigerante a utilizar en función de las condiciones de operación.

- Analizar diferentes configuraciones y diseños de planta para determinar y evaluar un diseño que permita reducir el consumo energético y mejorar el COP.

1.2 ALCANCE

Este trabajo alcanza el análisis termodinámico de las plantas de relicuefacción de Gas Etileno Licuado (LEG), que trabajan con un ciclo de inyección parcial o total en cascada, con un foco frío de BO a 171 K y un foco caliente de agua a 302 K, y que usan como refrigerante el Propano, Propileno o R404A.

1.3 ANTECEDENTES

1.3.1 El Etileno

El Etileno es una materia prima que está siendo muy demandada en la actualidad, debido a que se usa para producir polietileno, óxidos de etileno, dicloruro de etileno, etanol y glicoles entre otros productos químicos. La capacidad de producción de Etileno es de gran importancia en la industria petroquímica de un país, ya que se usa para producir Etilenglicol y otra gran cantidad de derivados. [1]

Características del Etileno:

Fórmula molecular: C₂H₄

Peso Molecular: 28.05 g/mol

Fase Sólida:

- Punto de fusión: -169.15 °C
- Calor latente de fusión (1,013 bar, en el punto triple) : 119.45 kJ/kg

Fase Líquida:

- Densidad del líquido (1.013 bar en el punto de ebullición): 567.65 kg/m³
- Equivalente Líquido/Gas (1.013 bar y 15 °C (59 °F)): 475.5 vol/vol
- Punto de ebullición (1.013 bar): -103.77 °C
- Calor latente de vaporización (1.013 bar en el punto de ebullición) : 482.41 kJ/kg
- Presión de vapor (a 5 °C o 41 °F) : 45.896 bar

Punto Crítico:

- Temperatura Crítica: 9.2 °C
- Presión Crítica: 50.42 bar
- Densidad Crítica: 214.2 kg/m³

Punto triple:

- Temperatura del punto triple: -169.16 °C
- Presión del punto triple: 0.00122 bar

Fase gaseosa:

- Densidad del gas (1.013 bar en el punto de ebullición): 2.0879 kg/m³
- Densidad del Gas (1.013 bar y 15 °C (59 °F)): 1.1938 kg/m³
- Factor de Compresibilidad (Z) (1.013 bar y 15 °C (59 °F)): 0.99361
- Gravedad específica (aire = 1): 0.975
- Volumen Específico (1.013 bar y 21 °C (70 °F)) : 0.8687 m³/kg
- Capacidad calorífica a presión constante (Cp) (1.013 bar y 25 °C (77 °F)) : 0.0431 kJ/(mol·K)
- Capacidad calorífica a volumen constante (Cv) (1.013 bar y 25 °C (77 °F)) : 0.0346 kJ/(mol·K)
- Razón de calores específicos (Gama:Cp/Cv) (1.013 bar y 25 °C (77 °F)) : 1.2461
- Viscosidad (1.013 bar y 0 °C (32 °F)): 9.4697E-05 Poise
- Conductividad Térmica (1.013 bar y 0 °C (32 °F)) : 17.369 mW/(m·K)

Misceláneos:

- Solubilidad en agua (1.013 bar y 0 °C (32 °F)): 0.226 vol/vol
- Temperatura de Autoignición: 425 °C

Mayores riesgos:

- Peligro mayor : Riesgo de Incendio y producto a Alta Presión

- Toxicity (Am. Conf. Of Gov. Ind. Hygienists ACGIH 2000 Edition) : Asfixiante Simple
- Límites de inflamabilidad en aire (en condiciones Estándar de Temperatura y Presión) : 2.7-34 vol%
- Olor : Dulce
- Código ONU : ONU1962 (gas); ONU1038 (líquido refrigerado)
- Número EINECS : 200-815-3
- DOT Label (USA) : FG
- DOT Hazard class (USA) : Gas Inflamable

1.3.2 Transporte de Etileno

El etileno se transporta como gas licuado, y debido a que su punto de evaporación es de -104°C a 1 bar, se debe transportar refrigerado a una temperatura menor. El Etileno licuado (LEG) es una clase de líquido criogénico ya que vaporiza a 169 K y 0,1 MPa. El volumen del Etileno licuado es de un 1/460 con respecto a su volumen en gas. Por lo tanto, para su transporte más eficiente y económico se debe transportar licuado. [1]

1.3.3 Procesos de relicuefacción

Durante el transporte de la carga se producen ciertas cantidades de vaporización de esta (BOG) ya que es inevitable cierta entrada de calor al interior de los tanques, pese que éstos están aislados térmicamente. El BOG que se genera al día es entorno de un 0,3 %. [1]

La cantidad de BOG generada depende del diseño y las condiciones de operación de los buques. El BOG liberado durante el viaje de un buque LEG puede ocurrir debido a las siguientes razones:

- La entrada de calor en los tanques de carga debido a la diferencia de temperatura entre los tanques de carga y el medio ambiente.
- El enfriamiento de los tanques de un buque durante los viajes de lastre, logrado por rociamiento ocasional de gas de Etileno licuado, en la parte superior del tanque.

- El deslizamiento de la carga en los tanques parcialmente llenos debido a la acción de las ondas, causando fricción en la pared interna del tanque creando así un efecto térmico adicional.

Por lo tanto, la cantidad de BOG durante el viaje de un buque difiere dependiendo de los cambios en la temperatura ambiente, la temperatura del agua de mar, las condiciones del mar y el contenido del tanque de carga. El ingreso de calor es la principal razón para la generación de BOG. [2]

Un inconveniente claro al generarse el BOG es que aumenta la presión en el tanque pudiendo dañar la estructura y provocar graves accidentes de seguridad. Por lo tanto este debe ser exhaustado con la consiguiente pérdida de la carga.

Debido a que siempre va a haber pérdidas de calor en los tanques, una parte de la carga se va a vaporizar, aumentando su presión, por lo que un método muy usado en la actualidad es el de relicuar el gas y devolverlo al tanque, de otro modo se tendría que exhatar a la atmosfera con la consiguiente pérdida de la carga. También se crea BOG durante la carga del LEG debido a la vaporización que se produce, al introducir la carga por los sprays superiores, y por el sloshing [1].

1.4 NORMAS Y REFERENCIAS

1.4.1 Normas

UNE 157001 - Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.

Lloyd's Register reliquefaction plant requirements y otras sociedades de clasificación.

IGC Code LNP reliquefaction.

IACS Interpretation GC 10 – Reliquefaction Plant.

1.4.2 Herramientas utilizadas

Software utilizados:

- EES Engineering Equation Solver - Academic
- AutoCAD 2016

1.4.3 Referencias

[1]. Li Y, Jin G, Zhong Z. Thermodynamic Analysis-Based Improvement for the Boil-off Gas Re-liquefaction Process of Liquefied Ethylene Vessels, Chemical Eng. Technology 2012; 35(10): 1759-1764.

[2]. Romero Gómez J., Romero Gómez M., López Bernal J., et al. Analysis and efficiency enhancement of a boil-off gas re-liquefaction system with cascade cycle on board LNG carriers. Energy Convers Manage 2015; 94:261-274.

[3] <http://www.jmccampbell.com/tip-of-the-month/2015/07/how-to-estimate-compressor-efficiency/> (acceso 10/05/2016)

[4] <https://www.burckhardtcompression.com/> (acceso 18/01/2017)

[5] <http://www.gas-servei.com/es/> (acceso 25/10/2016)

1.5 ABREVIATURAS

1.5.1 Abreviaturas

BOG: Boil Off Gas

BO: Boil Off

Cond-evap: Condensador del Etileno y evaporador del refrigerante

COMP: Compresor.

h.e.: Heat exchanger (Intercambiador)

Cooler: Enfriador mediante un intercambiador a contraflujo por agua de mar

LEG: Liquefaction Ethylene Gas

PRE: Intercambiador de calor a contraflujo para un mismo refrigerante.

REFR: Fluido refrigerante del BOG

P: Presión (kPa)

T: Temperatura (K)

H: Entalpía (kJ/kg)

S: Entropía (kJ/kg·K)

\dot{Q} : Velocidad de transferencia de calor (kW)

\dot{W} : Potencia (kW)

1.6 INSTALACIÓN DE PARTIDA

1.6.1 Descripción de la instalación.

La figura 1.6.1.1 representa la instalación de la que parte este trabajo, que es utilizada en un buque en la actualidad, transportando Etileno a china por una empresa Noruega [1], se trata de un ciclo en cascada en el que se utiliza R404A como refrigerante del BOG. El ciclo trabaja de la siguiente manera:

Se aspira el BOG \dot{m}_{BO} de la parte superior de los tanques a la presión de saturación a la temperatura de 171K, que es de 111,5 kPa (1) y se comprime en la primera etapa del compresor de Etileno hasta una presión de 1720 kPa (4), donde se condensa por medio del Cond-evap, gracias al refrigerante R404A. A la presión intermedia de 520 kPa (2), se mezcla el caudal de descarga de la primera etapa del compresor, con un caudal $\dot{m}_{BO,med}$ proveniente del intercambiador, consiguiendo una temperatura intermedia en el caudal $\dot{m}_{BO,alt}$ resultante, este entra en la aspiración de la segunda etapa del compresor de Etileno (3). A la salida de la compresión de alta se dispone un enfriador por agua de mar que enfría el fluido,

para disminuir la cantidad de refrigerante necesario para su posterior condensación (5).

Después de condensar el caudal $\dot{m}_{BO,alt}$ este se divide en dos caudales (7), un primer caudal $\dot{m}_{BO,med}$ se lamina a la presión intermedia (12) y pasa por el intercambiador aumentando su temperatura (13), el segundo caudal \dot{m}_{BO} pasa por el intercambiador directamente a la presión de alta y se enfría (10) para su posterior laminación a la presión de baja (11) y su entrada en los tanques, consiguiendo un título menor en los tanques gracias a ese enfriamiento, lo que supone una generación de caudal de BOG menor.

En la parte del ciclo de refrigerante (R404A), el caudal de refrigerante $\dot{m}_{REFR,baj}$ se evapora en el Cond-evap que funciona como evaporador en este caso, a la salida de este (23) llega un caudal $\dot{m}_{REFR,baj}$ mezclándose con este, antes de entrar en la compresión (14), la compresión está representada en doble etapa (15), pero realmente no existe a efectos mecánicos, ya que no hay enfriamiento entre las etapas, elevando la presión de 130 kPa de baja a 1670 kPa (16), a la salida de la compresión se condensa mediante un condensador con agua de mar, saliendo subenfriado a una temperatura de 305 K (18). Posteriormente se divide en dos caudales, un caudal $\dot{m}_{REFR,med}$ se lamina a la presión de baja (24) y pasa por un intercambiador que enfría la cantidad de caudal restante $\dot{m}_{REFR,baj}$, con el consiguiente calentamiento de este (25), mezclándose posteriormente con el caudal de salida del Cond-evap, mientras la otra cantidad de caudal se lamina también a presión de baja (22) después de haberse enfriado en el intercambiador, para entrar en el Cond-evap y condensar el BO (23).

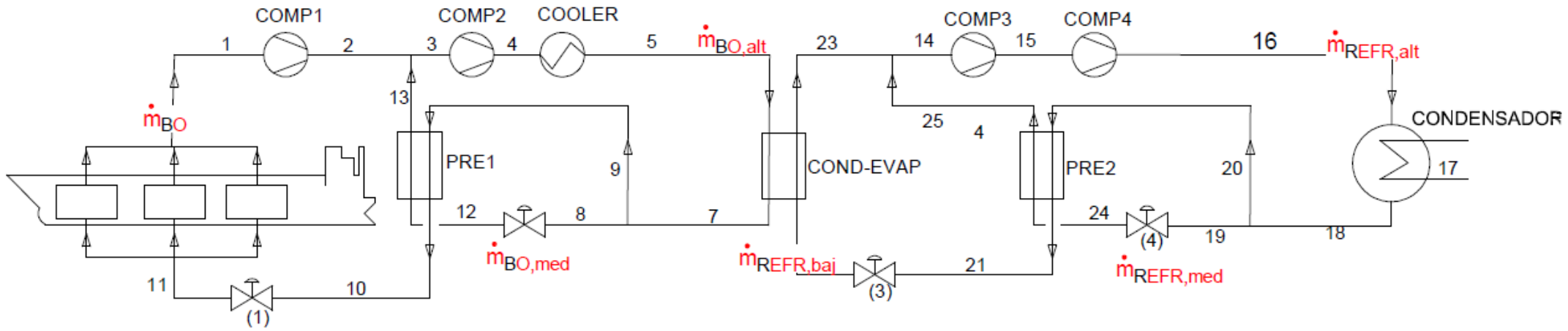


Figura 1 1.6.1.1 – Diagrama instalación de partida.

1.6.2 Análisis del Ciclo Inicial

1.6.2.1 Modos de trabajo

Se consideran dos posibles condiciones de trabajo de la planta:

- Modo enfriamiento. Travesía de 90h en las que se enfría la carga desde 175 a 171 K, ya que el Etileno llega al buque a 175 K por las pérdidas durante el proceso de carga [1]. Se relicua el BO generado de forma natural por entrada de calor desde el ambiente a los tanques y por Cooling-down. En el Cooling-down una parte de la carga se vaporiza, al hacer vacío por la parte superior del tanque, absorbiendo calor en el cambio de estado, enfriado así la carga la carga.
- Modo manteniendo presión en los tanques. Travesía en la que solo se tiene que mantener la temperatura de 171 K y la presión de 110 kPa en el tanque, el BO generado es de forma natural.

En la condición de enfriamiento el ciclo trabaja con un caudal de BO de $2411 \frac{kg}{h}$ (Anexo I 2.1.1. Cálculo del caudal de BO). Por lo que se dimensiona la planta para este caudal. En la condición en la que solo se mantiene la presión en los tanques, se trabaja solo con un caudal de BO de $866,4 \frac{kg}{h}$ (Anexo I 2.1.2. Cálculo del ciclo inicial), la planta se diseña para el caso más desfavorable de manera que no tenga que trabajar a plena capacidad en el modo manteniendo presión. Se realiza el cálculo para los dos casos.

1.6.2.2 Datos y consideraciones de partida

Se toman los siguientes datos y consideraciones de partida para los cálculos termodinámicos del análisis:

- Capacidad de los tanques de 10.000 m³.
- Generación de BOG de 0,3% al día.
- Temperatura de almacenamiento de la carga de 171K.
- Presión de almacenamiento de 111 kPa correspondiente a la presión de saturación de 171K.

- Temperatura de agua de mar de 29°C.
- Presión baja de refrigerante a partir de 110 kPa, mayor que la atmosférica para que no se produzca vacío y entre aire en la instalación, se usa 130 kPa en un primer análisis.
- La temperatura mínima para que se produzca transferencia de calor en los intercambiadores es de 3K.
- Rendimiento isoentrópico del compresor 0,75 [3].
- Compresores adiabáticos sin pérdidas mecánicas.
- No se tienen en cuenta perdidas en las líneas.
- Se deprecia la energía cinética y potencial.
- Se considera régimen permanente en todos los balances.
- Se utiliza la presión intermedia de compresión, como la media geométrica, para repartir el trabajo entre las dos etapas de compresión.

1.6.2.3 Ecuaciones termodinámicas para el análisis del ciclo.

El estudio termodinámico para la obtención de los parámetros de operación, análisis energético, así como la obtención del COP, fue realizado en el entorno del software Engineering Equation Solver (EES), que tiene la ventaja de incluir propiedades de fluidos y utilizar la parametrización y el cálculo de forma sencilla.

La metodología seguida fue la programación en EES de todas las ecuaciones necesarias para describir el comportamiento de cada uno de los componentes, identificando desde el principio qué variables son consideradas datos de partida, y qué variables serán calculadas u optimizadas. Todo ello cumpliendo el modelo desde un punto de vista matemático y físico, es decir, igual número de ecuaciones que de variables a calcular y la satisfacción del Primer y Segundo Principio de la Termodinámica.

Para realizar el análisis energético de los distintos ciclos, suponemos los distintos volúmenes de control en estado estacionario, con lo que el balance másico se realiza:

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (1.6.1)$$

De igual manera se utiliza un balance energético tomando los volúmenes de control como sistemas abiertos en estado estacionario:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{in} \dot{m} * h - \sum_{out} \dot{m} * h \quad (1.6.2)$$

En el caso de cada componente de la instalación se hace el balance energético de cada volumen de control de igual manera:

Compresores.
$$W_{comp} = m_{comp} \times (h_{out} - h_{in}) \quad (1.6.3)$$

Válvulas expansión.
$$h_{in} = h_{out} \quad (1.6.4)$$

Intercambiadores
$$Q_{inter} = m_{inter} \times (h_{in} - h_{out}) \quad (1.6.5)$$

Cond-evap
$$Q_{cond-evap} = m_{BOG} \times (h_{in} - h_{out}) \quad (1.6.6)$$

$$= m_{REFR} \times (h_{in} - h_{out})$$

Cámaras flash
$$Q_{c.f.} = \dot{m}_a \times (h_{in} - h_{out}) + \dot{m}_b \times (h_{in} - h_{out}) \quad (1.6.7)$$

Tanque
$$Q_e = \dot{m}_{BOG} \times (h_{in} - h_{out}) \quad (1.6.8)$$

La eficiencia isoentrópica de los compresores se calcula de la siguiente manera:

$$\eta_{iso} = (h_{(out,s)} - h_{in}) / (h_{out} - h_{in}) \quad (1.6.11)$$

Se toman la diferencia de temperatura mínima (Approach temperature) en cada volumen de control de los intercambiadores, de la siguiente manera:

Para el caso del Cond-evap:

$$\Delta T_{COND-EVAP} = T_{sal,BO} - T_{evap,REFR} \quad (1.6.10)$$

Para el caso de los coolers:

$$\Delta T_{COOLER} = T_{sal} - T_w \quad (1.6.10)$$

El coeficiente de operación se realiza en relación con el trabajo y el calor:

$$COP = Q_e / W_{tot} \quad (1.6.10)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{BO,nat} + \dot{Q}_{enfriamiento} \quad (1.6.11)$$

$$W_{tot} = \sum_n \dot{W}_{Compresor} \quad (1.6.12)$$

El caudal másico de BOG se calcula en función del porcentaje por día de formación de BOG, la capacidad de los tanques de carga y la densidad de la carga.

$$m_{BO,nat} = (BOR \times V_{tanque} \times d) \quad (1.6.13)$$

Como resultado de la condición en la que se devuelve el gas relicuado a los tanques, el caudal real de BOG a procesar en la planta se calcula teniendo en cuenta el título con el que se devuelve el etileno relicuado.

$$m_{BO} = m_{BO,nat} / (1 - X_{16}) \quad (1.6.14)$$

1.6.2.4 Resultados iniciales del análisis de Yajun Li et al.

El análisis del artículo de Yajun Li et al. proporciona los siguientes datos y resultados. [1]

1.6.2.4.1 Datos en cada punto.

La Tabla 1.6.2.4.1.1 muestra la temperatura y presión en cada punto del ciclo analizado por Yajun Li et al. [1]

ESTADOS	Presión P (kPa)	Temperatura T (K)
1	111	171
2	520	270
3	520	254,8
4	1720	352
5	1720	305
6	1720	235
7	1720	235
8	1720	235
9	1720	235
10	1720	207
11	111	171
12	520	203,1
13	520	203,2
14	130	232,3
15	490	286
16	1670	342
17	1670	305
18	1670	305
19	1670	305
20	1670	305
21	1670	235
22	130	231,5
23	130	232,3
24	130	231,8
25	130	232,3

Tabla 1 1.6.2.4.1 - Datos de los puntos en el ciclo de la instalación de partida

1.6.2.4.2 Parámetros resultantes.

La tabla 1.6.2.4.2.1 muestra los resultados de los parámetros proporcionados en el análisis de Yajun Li et al.

COP	0,508
Q_e (kW)	319,3
W_{tot} (kW)	629
W_{comp1} (kW)	103,7
W_{comp2} (kW)	140,5
W_{comp3} (kW)	189,1
W_{comp4} (kW)	195,7
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.955
$\dot{m}_{REFR,baj} \left(\frac{kg}{h}\right)$	8.986

Tabla 2 1.6.2.4.2.1 – Resultados del ciclo de la instalación de partida análisis teórico

1.6.2.5 Resultado del análisis.

Se realiza un análisis del ciclo de la planta de partida, con las premisas del análisis de Yajun Li et al. Una vez aplicados los balances y realizado los cálculos termodinámicos, se llega a los siguientes resultados del análisis.

1.6.2.5.1 Datos en cada punto del ciclo analizado

La tabla 1.6.2.5.1.1 muestra los datos en cada punto del ciclo analizado, en cuanto a presión, temperatura, entalpía y entropía, que son los parámetros más importantes para la resolución del ciclo.

ESTADOS	P (kPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	111,5	171	-177	-0,7923
2	520	266,7	-56,63	-0,675
3	520	254,8	-74,32	-0,7428
4	1720	345,3	54,41	-0,6471
5	1720	305	-17,08	-0,8672
6	1720	238,9	-138	-1,316
7	1720	235,3	-489,8	-2,789
8	1720	235,3	-489,8	-2,789
9	1720	235,3	-489,8	-2,789
10	1720	206,3	-568,5	-3,145
11	111,5	171	-568,5	-3,082
12	520	203,3	-489,8	-2,746
13	520	203,3	-150,6	-1,077
14	130	233	343,4	1,637
15	465,9	281,5	377	1,667
16	1670	337,5	414,2	1,695
17	1670	309,7	379,8	1,588
18	1670	305	247	1,159
19	1670	305	247	1,159
20	1670	305	247	1,159
21	1670	235,6	150,8	0,803
22	130	232,3	150,8	0,8082
23	130	233	343,4	1,637
24	130	232,6	247	1,222
25	130	233	343,4	1,637

Tabla 3 1.6.2.5.1.1 – Datos en cada punto instalacion de partida análisis realizado

Las Figuras 1.6.2.5.1.1 y 1.6.2.5.1.2 muestran el diagrama ph del ciclo que corresponde a los datos de la tabla 1.6.2.5.1.1.

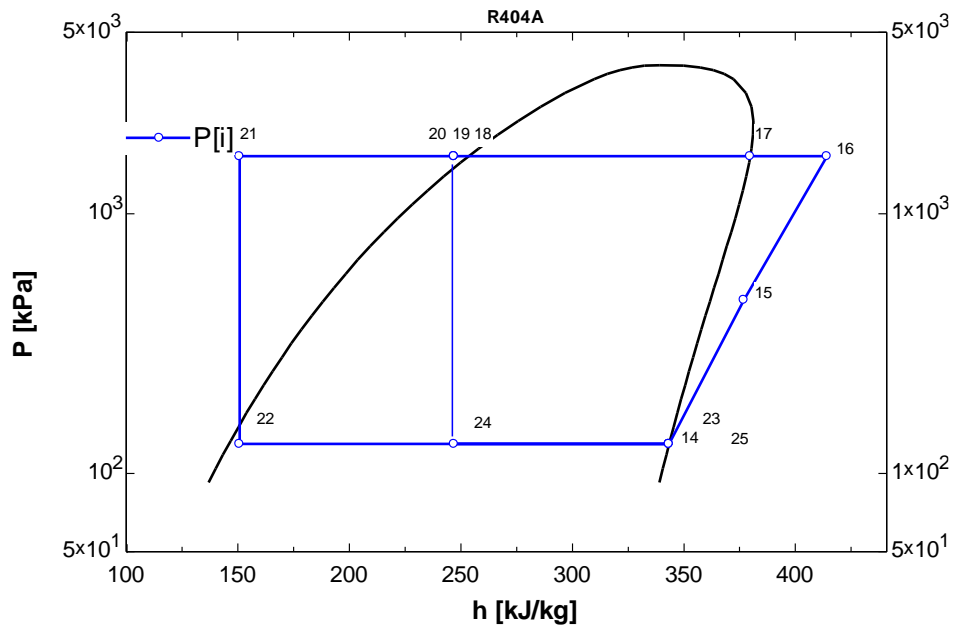


Figura 2 1.6.2.5.1.1 Ciclo de R404A Instalación de partida

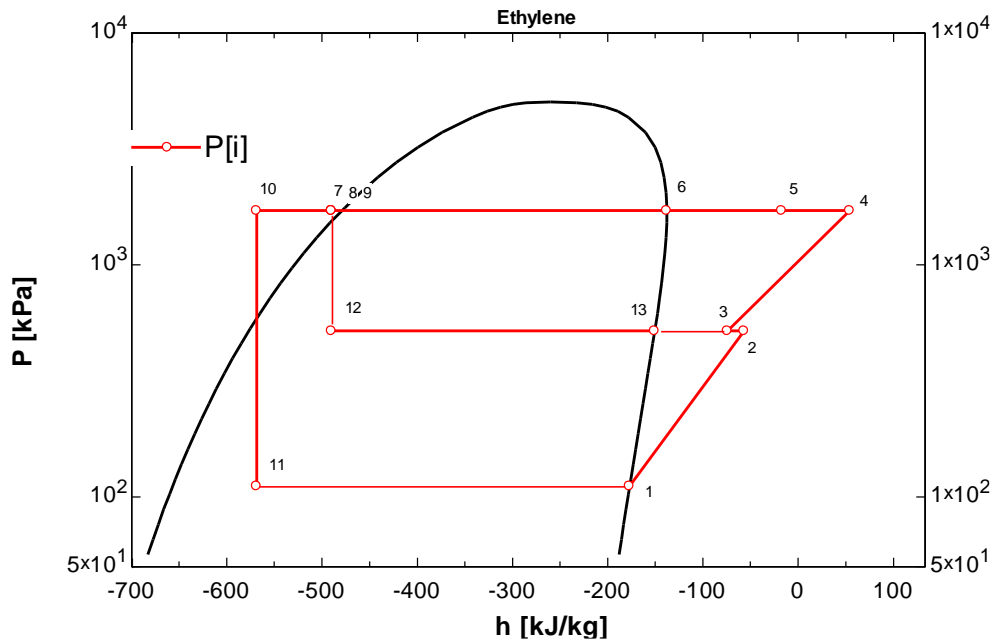


Figura 3 1.6.2.5.1.2 Ciclo de BO Instalación de partida

1.6.2.5.2 Caso en el que se enfría la carga

Teniendo en cuenta el modo de trabajo de enfriamiento, donde la planta trabaja para enfriar la carga, se obtienen los resultados de los parámetros más importantes, que se muestran en la tabla 1.6.2.5.2.1.

COP	0,5507
Q_e (kW)	260,6
W_{tot} (kW)	473,1
W_{comp1} (kW)	80,57
W_{comp2} (kW)	106,2
W_{comp3} (kW)	135,8
W_{comp4} (kW)	150,6
$\dot{V}_{comp1} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	1.057
$\dot{V}_{comp2} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	410,1
$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	2.101
$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	673,5
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.411
$\dot{m}_{REFR,baj} \left(\frac{kg}{h}\right)$	7.289
$\dot{m}_{BO,alt} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.970
$\dot{m}_{REFRalt} \left(\frac{kg}{h}\right)$	14.565

Tabla 4 1.6.2.5.2.1 - Resultados del análisis realizado de la instalacion de partida travesia 90 h

1.6.2.5.3 Caso en el que se mantiene la presión en los tanques

Teniendo en cuenta el modo de trabajo donde la planta trabaja para mantener la presión en los tanques, se obtienen los resultados de los parámetros más importantes, que se muestran en la Tabla 1.6.2.5.3.1.:

COP	0,5541
Q_e (kW)	94,24
W_{tot} (kW)	170,1
W_{comp1} (kW)	28,96
W_{comp2} (kW)	38,17
W_{comp3} (kW)	48,82
W_{comp4} (kW)	54,12
$\dot{V}_{comp1} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	379,8
$\dot{V}_{comp2} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	147,4
$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	755
$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	242,1
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	886,4
$\dot{m}_{REFR,baj} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2620
$\dot{m}_{BO,alt} \left(\frac{kg}{h}\right)$	1.067
$\dot{m}_{REFRalt} \left(\frac{kg}{h}\right)$	5.235

Tabla 5 1.6.2.5.3.1 - Resultados del análisis realizado de la instalación de partida
travesía 90 h

1.6.2.6 Comparación entre el ciclo teórico y el analizado.

Si comparamos los resultados de análisis teórico de Yajun Li et al. con los obtenidos en el análisis de este trabajo, en el modo de trabajo de enfriamiento, ya que este modo de trabajo es el analizado en el artículo de Yajun Li et al. se puede observar las siguientes diferencias recogidas en la Tabla 1.6.2.6.1:

	CASO TEORICO ENFRIAMIENTO	CASO ANALIZADO ENFRIAMIENTO
COP	0,508	0,5507
Q_e (kW)	319,3	260,6
W_{tot} (kW)	629	473,1
W_{comp1} (kW)	103,7	80,57
W_{comp2} (kW)	140,5	106,2
W_{comp3} (kW)	189,1	135,8
W_{comp4} (kW)	195,7	150,6
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.955	2.411
$\dot{m}_{REFR,baj} \left(\frac{kg}{h}\right)$	8.986	7.289

Tabla 6 1.6.2.6.1 – Comparación de resultados entre el ciclo analizado y el teórico.

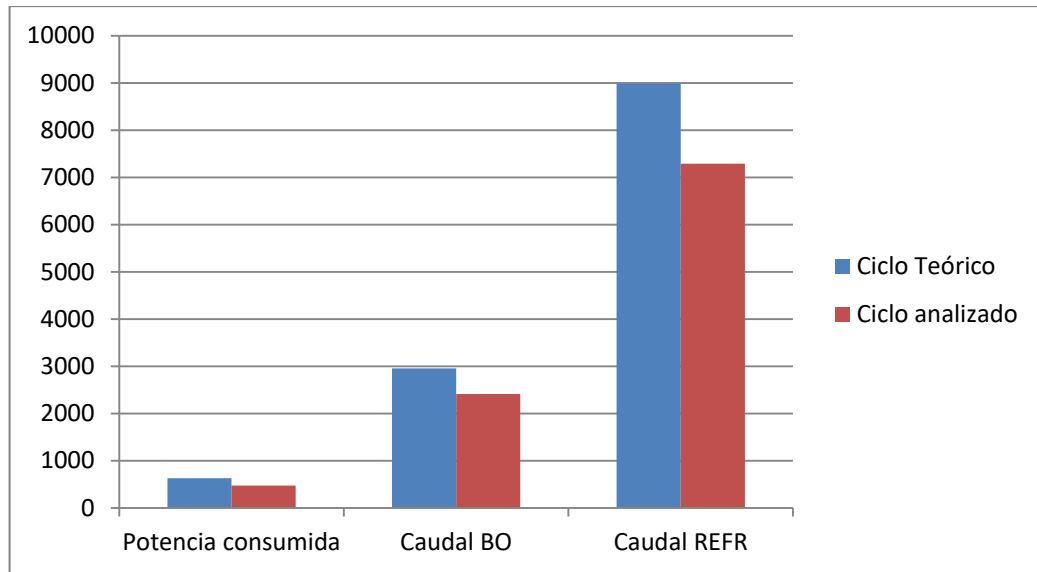


Figura 4 1.6.2.6.1 – Diagrama compartivo de resultados ciclo teórico y analizado

En la Figura 1.6.2.6.1 se muestra una comparación entre la potencia consumida en la compresión, el caudal másico de BO y el caudal másico de refrigerante. Esta diferencia se debe a diversas razones:

- El Q_e es diferente y por tanto el COP. Yajun Li utiliza el caudal de BO total para el cálculo del COP, y en este análisis se realiza el cálculo del COP teniendo en cuenta únicamente el caudal del BO necesario para extraer el calor. El caudal generado por el título a la entrada del tanque no se debe de considerar para el COP.

- Yajun Li et al. no utilizan 3 K de diferencia a la salida de todos los intercambiadores.

- No se facilita el rendimiento isoentrópico del compresor.

Además de lo anterior, se puede observar como difiere el caudal de BO, aun cuando la diferencia de entalpías entre la entrada del tanque y la salida es similar a las obtenidas en este trabajo.

1.7 ANÁLISIS DE SOLUCIONES

1.7.1 Factores con influencia en los parámetros de la instalación de partida

Se realiza un estudio de la influencia de ciertos parámetros sobre el ciclo inicial de la instalación de partida operando en modo de enfriamiento. Se estudia en este apartado, la influencia al variar la presión del tanque y la temperatura del agua de mar.

1.7.1.1 Presión en el tanque (P_1).

Se realiza una tabla paramétrica con los distintos parámetros que tienen influencia con la variación de la presión en el tanque, representada en la tabla 1.7.1.1.1 y 1.7.1.1.2. La presión del tanque debe estar entre 110 y 120 kPa por motivos de seguridad [1], ya que estos tanques no están preparados para transportar carga presurizada. Por lo cual se varía la presión desde 110 a 120 kPa.

P_1	COP	$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{s}\right)$	X_{11}	$\dot{m}_{REFR,baj} \left(\frac{kg}{s}\right)$
111,5	0,5507	2411	0,184	7289
112,4	0,5518	2409	0,1834	7283
113,4	0,553	2407	0,1827	7278
114,3	0,5542	2405	0,1821	7272
115,3	0,5553	2403	0,1814	7266
116,2	0,5564	2401	0,1808	7260
117,2	0,5576	2399	0,1801	7255
118,1	0,5587	2397	0,1795	7249
119,1	0,5598	2396	0,1789	7244
120	0,5609	2394	0,1783	7238

Tabla 7 1.7.1.1.1 - Variación parámetros con la presión en el tanque.

P_1	W_{comp1} kW	W_{comp2} kW	W_{comp3} kW	W_{comp4} kW	W_{tot}
111,5	80,6	106,2	135,8	150,6	473,2
112,4	80,06	106	135,7	150,5	472,2
113,4	79,52	105,8	135,6	150,3	471,2
114,3	78,99	105,5	135,5	150,2	470,2
115,3	78,47	105,3	135,4	150,1	469,3
116,2	77,95	105,1	135,3	150	468,3
117,2	77,44	104,9	135,2	149,9	467,3
118,1	76,93	104,6	135,1	149,7	466,4
119,1	76,43	104,4	135	149,6	465,5
120	75,94	104,2	134,9	149,5	464,5

Tabla 8 1.7.1.1.2 - Variación parámetros con la presión en el tanque.

En la tabla 1.7.1.1.1 se observa como varia el COP respecto a la presión en el tanque, esto está representado en la Figura 1.7.1.1.1.

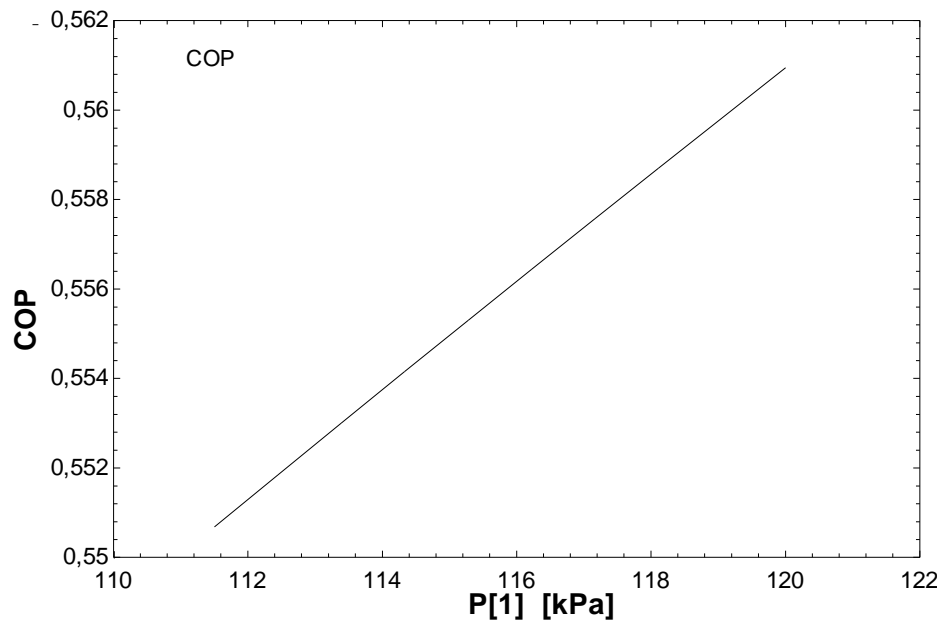


Figura 5 1.7.1.1.1 – Variación del COP respecto a la presión en el tanque

Se observa por tanto, que cuanto mayor es la presión en el tanque mayor es el COP debido al descenso del trabajo en el COMP1 y por lo tanto el descenso del trabajo total, como se observa en las Figuras 1.7.1.1.3 y 1.7.1.1.4.

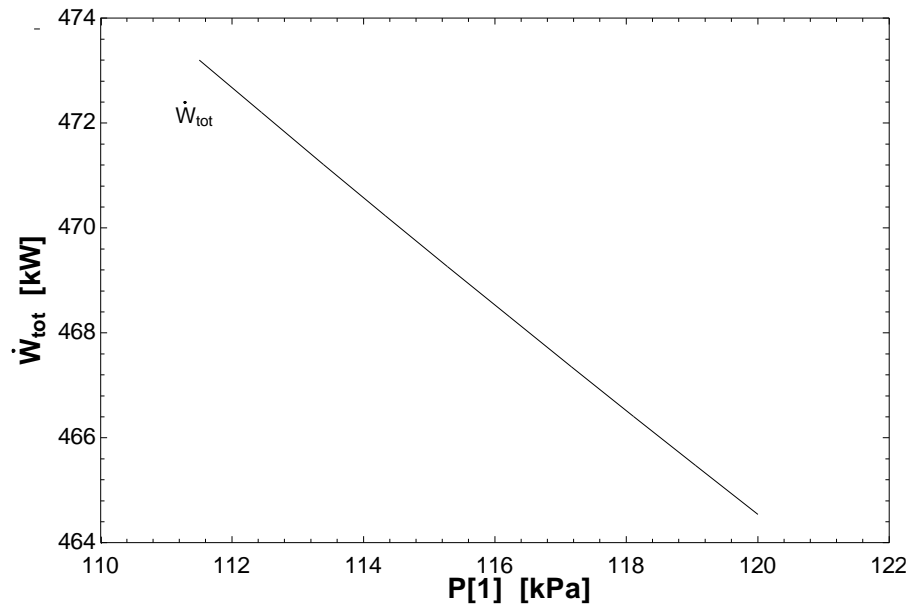


Figura 6 1.7.1.1.2 – Variación de la potencia consumida respecto a P1.

En la figura 1.7.1.1.2 se observa como el trabajo total desciende, esto se debe a que el trabajo es menor en todos los compresores, como se ve en las figuras 1.7.1.1.3 y 1.7.1.1.4.

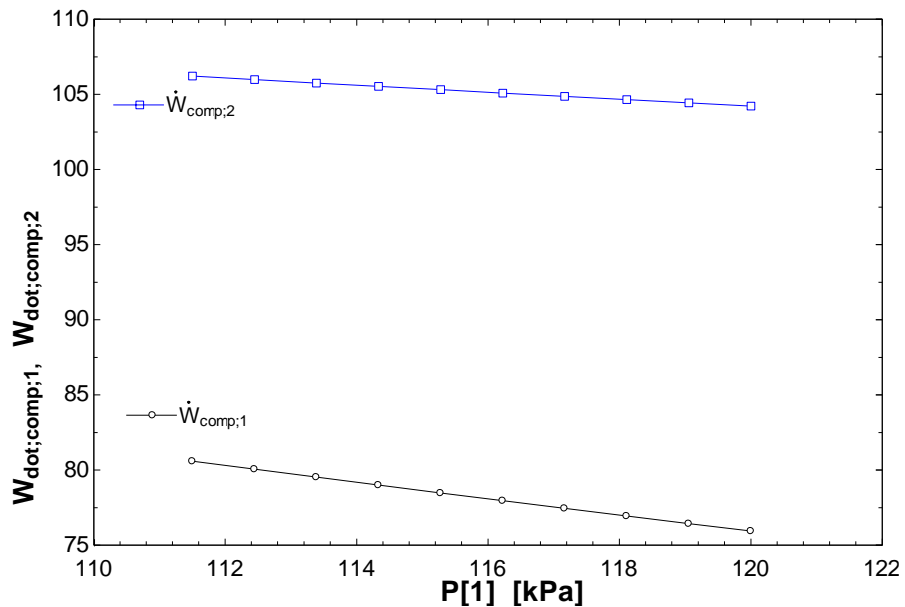


Figura 7 1.7.1.1.3 – Variación de la potencia consumida en los compresores de BO respecto a P1

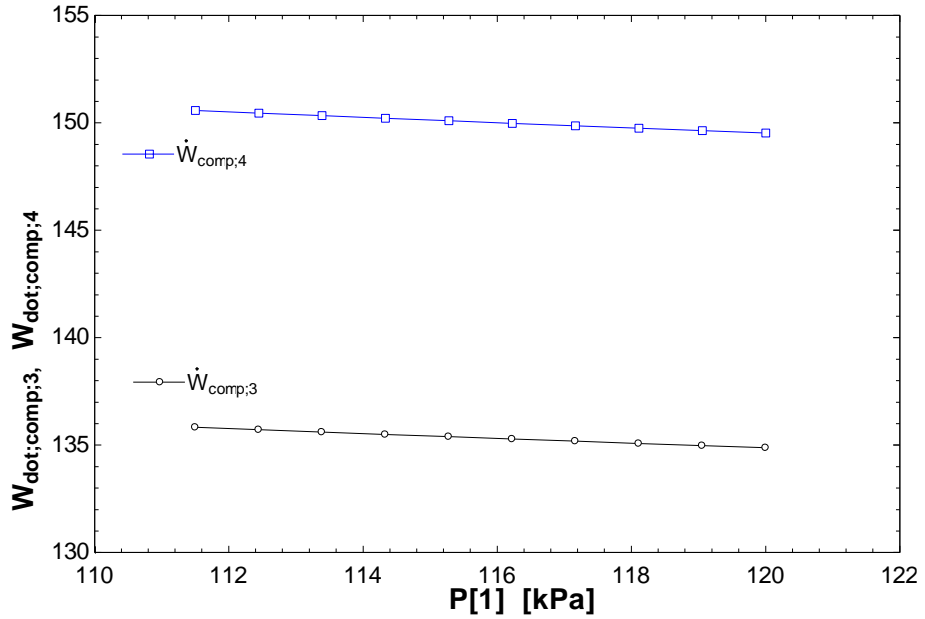


Figura 8 1.7.1.1.4 – Variación de la potencia consumida en los compresores de R404A respecto a P1

El trabajo en el COMP1 disminuye debido a que no tienen que elevar tanta presión al descender la relación de compresión, y a que se produce un descenso del caudal másico de BO. Este descenso se observa en la figura 1.7.1.1.5. En los demás compresores disminuye el trabajo por el descenso de los caudales másicos.

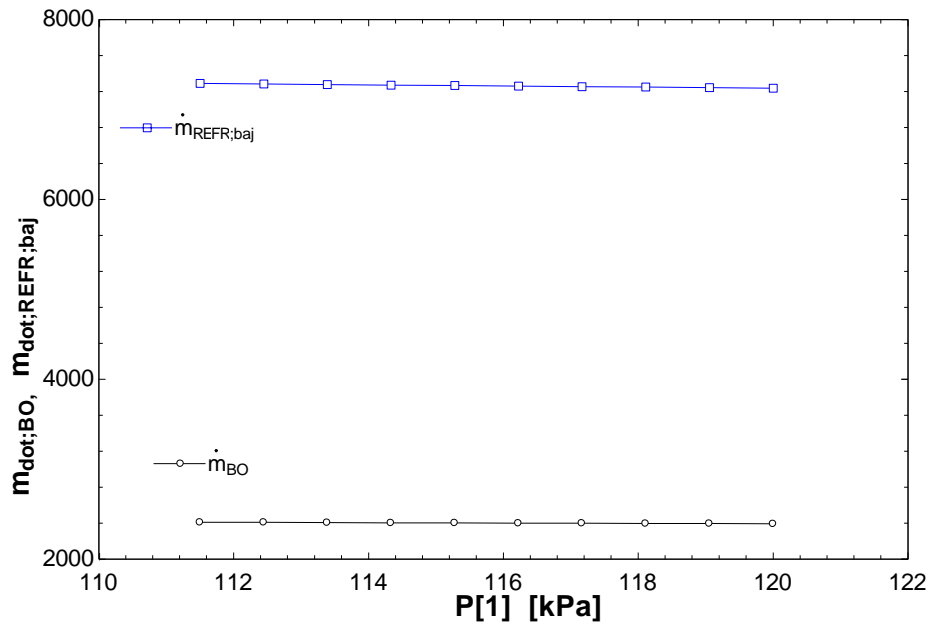


Figura 9 1.7.1.1.5 – Variación del caudal másico de BO respecto a P1

Como se observa en la figura 1.7.1.1.5. El caudal de BO desciende porque el BO vuelve al tanque relicuado, lo hace con menor título, ya que cuanto mayor es la presión más cerca de la curva de saturación va a caer. El caudal de R404A desciende también al hacerlo el caudal de BO de alta, con lo que se necesita menos refrigerante para condensar el caudal de BO.

Aun teniendo en cuenta estas mejoras, se mantiene la presión en el tanque entorno a los 110 kPa con el fin de tener un margen de seguridad.

1.7.1.2 Temperatura de agua de mar. (T_w)

La temperatura de agua de mar, que sirve como sumidero para la condensación del refrigerante en la instalación de partida, tiene una gran influencia en el rendimiento. Se realizan las tablas paramétricas 1.7.1.2.1 y 1.7.1.2.2, donde se varía la temperatura de agua de mar para comprobar la influencia sobre diferentes parámetros.

T_w	COP	\dot{m}_{BO}	X_{11}	$\dot{m}_{REFR,baja}$
280	0,681	2411	0,184	6692
282,8	0,6663	2411	0,184	6768
285,6	0,6511	2411	0,184	6843
288,3	0,6355	2411	0,184	6918
291,1	0,6194	2411	0,184	6994
293,9	0,6028	2411	0,184	7069
296,7	0,5855	2411	0,184	7144
299,4	0,5676	2411	0,184	7219
302,2	0,5492	2411	0,184	7295
305	0,5302	2411	0,184	7371

Tabla 9 1.7.1.2.1 – Variación de parametros respecto a T_w

T_w	W_{comp1}	W_{comp2}	W_{comp3}	W_{comp4}	W_{tot}
280	80,57	106,2	92,89	103	382,6
282,8	80,57	106,2	96,91	107,4	391,1
285,6	80,57	106,2	101,2	112,2	400,2
288,3	80,57	106,2	105,9	117,4	410
291,1	80,57	106,2	110,9	123	420,7
293,9	80,57	106,2	116,4	129,1	432,3
296,7	80,57	106,2	122,5	135,8	445
299,4	80,57	106,2	129,2	143,2	459,1
302,2	80,57	106,2	136,4	151,2	474,4
305	80,57	106,2	144,5	160,2	491,4

Tabla 10 1.7.1.2.2 - Variación de parametros respecto a T_w

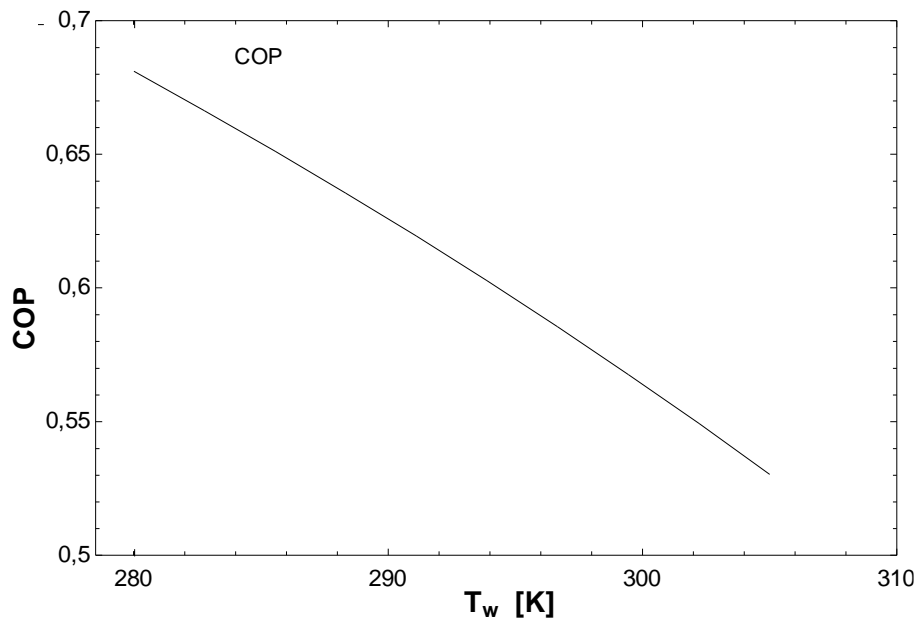


Figura 10 1.7.1.2.1 – Variación del COP respecto a T_w

En la figura 1.7.1.2.1 se observa como el COP disminuye a la medida que aumenta la temperatura del mar, debido a que la temperatura de condensación de R404A también sube y por lo tanto hay un aumento del trabajo en los compresores de refrigerante como se ve en la figura 1.7.1.2.2.

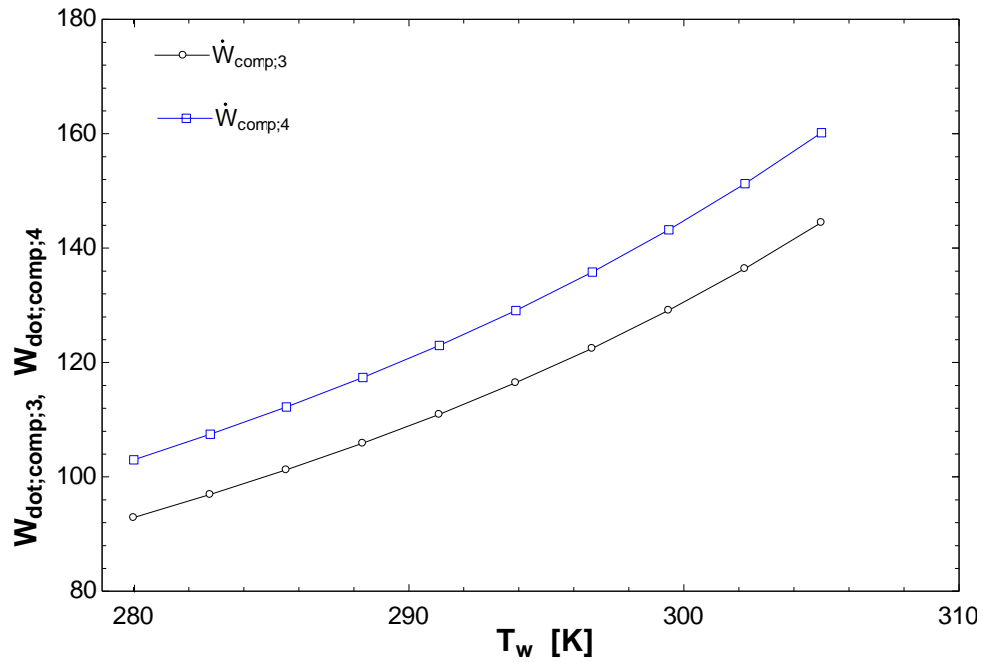


Figura 11 1.7.1.2.2 – Variación del trabajo de compresión del refrigerante respecto a T_w

Como se ve en la figura 1.7.1.2.3. Debido al aumento en el trabajo de compresión del refrigerante, se aumenta el trabajo total. Este trabajo también aumenta debido al aumento del caudal másico de refrigerante. Este aumento de caudal se ve en la figura 1.7.1.2.4.

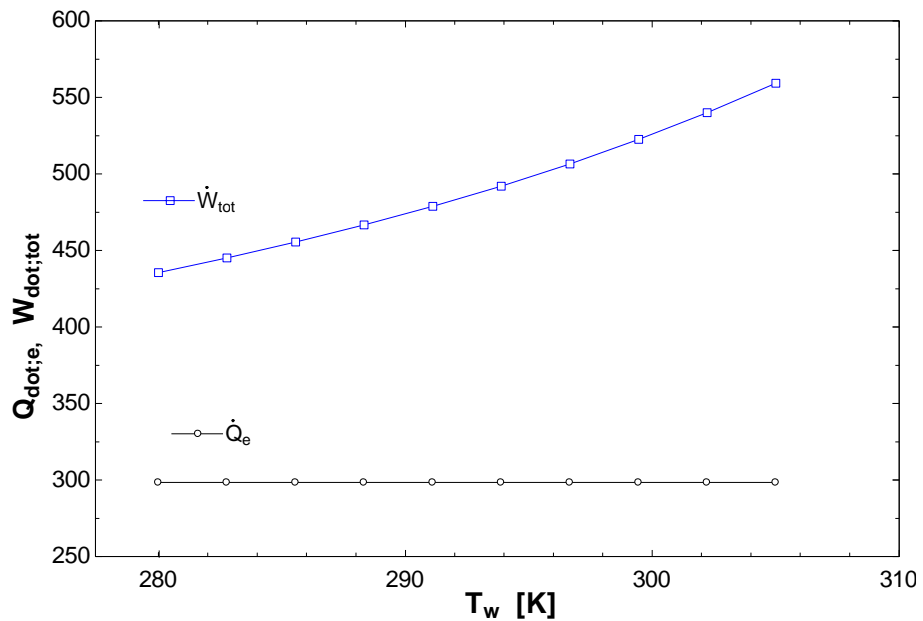


Figura 12 1.7.1.2.3 – Variación del trabajo total de compresión respecto a T_w .

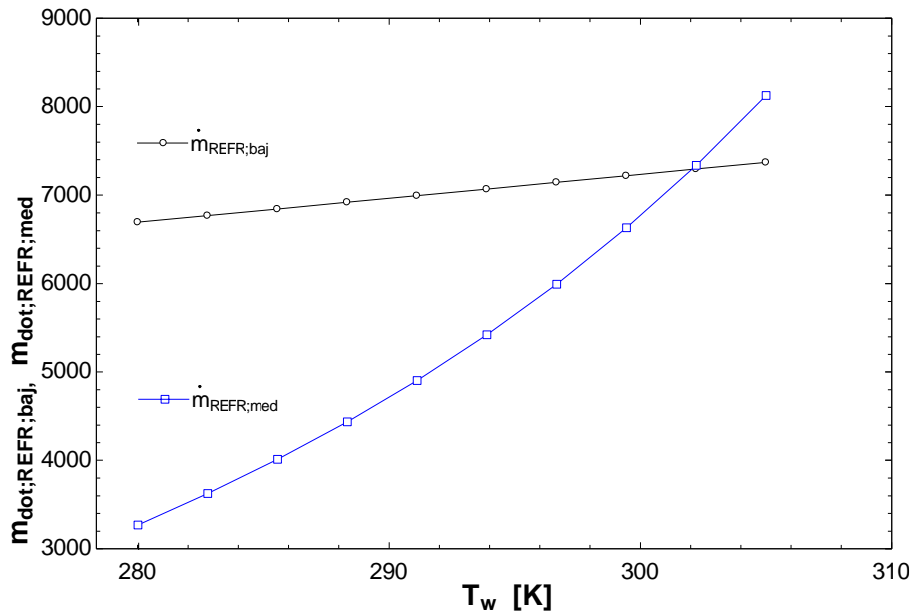


Figura 13 1.7.1.2.4 – Variación del caudal de refrigerante respecto a T_w

1.7.2 Análisis de parámetros para la mejora del ciclo

Se realiza un análisis del ciclo inicial operando en modo de enfriamiento, para estudiar la influencia de la variación de diferentes parámetros, con el fin de mejorar el COP de la instalación.

1.7.2.1 Presión de condensación del R404A (P_{18}).

Analizamos la influencia de la presión de condensación en el refrigerante (P_{18}), mediante la tabla paramétrica representada en la tabla 1.7.2.1.1 y en la tabla 1.7.2.1.2. En el caso inicial el punto de salida del condensador (18) es de 1670 kPa a una temperatura de 305 K, lo que significa que ese punto se encuentra subenfriado. Se varía entonces la presión de condensación del R404A desde la presión de saturación a la temperatura en ese punto (1497 kPa), hasta la presión que tenemos de partida (1670 kPa).

P_{18}	COP	W_{comp3}	W_{comp4}	W_{tot}	$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$
1497	0,5664	129,6	143,6	460	2098	707,4
1516	0,5642	130,5	144,6	461,9	2101	704,1
1535	0,5624	131,2	145,4	463,3	2101	700
1555	0,5606	131,9	146,1	464,8	2101	696,1
1574	0,5589	132,5	146,9	466,2	2101	692,1
1593	0,5572	133,2	147,7	467,7	2101	688,3
1612	0,5555	133,9	148,4	469,1	2101	684,5
1632	0,5539	134,5	149,1	470,5	2101	680,8
1651	0,5523	135,2	149,9	471,8	2101	677,2
1670	0,5507	135,8	150,6	473,2	2101	673,6

Tabla 11 1.7.2.1.1- Variación de parámetros respecto a $P_{18} \frac{1}{2}$

P_{18}	$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	X_{11}	$\dot{m}_{REFR,baja}$
1497	2346	0,1615	7287
1516	2346	0,1615	7287
1535	2346	0,1615	7288
1555	2346	0,1615	7288
1574	2346	0,1615	7288
1593	2346	0,1615	7288
1612	2346	0,1615	7289
1632	2346	0,184	8295
1651	2346	0,184	8295
1670	2743	0,184	8295

Tabla 12 1.7.2.1.2- Variación de parámetros respecto a $P_{18} \frac{2}{2}$

En la figura 1.7.2.1.1 que toma los datos de la tabla 1.7.2.1.1 se muestra la variación del COP respecto a la P_{18} , este disminuye a medida que la presión aumenta y se aleja de la presión de saturación.

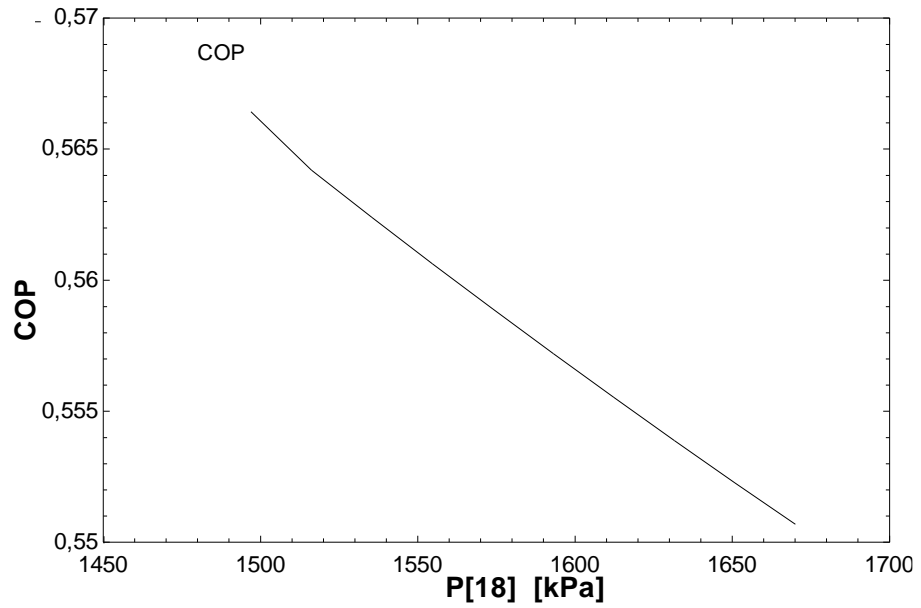


Figura 14 1.7.2.1.1 – Variación del COP respecto a P_{18}

Esta variación de COP se debe a que hay una disminución en el trabajo de compresión del compresor de refrigerante y por tanto del trabajo total. Tal y como se muestra en la Figura 1.7.2.1.2. Este aumento se debe a que aumenta la relación de compresión.

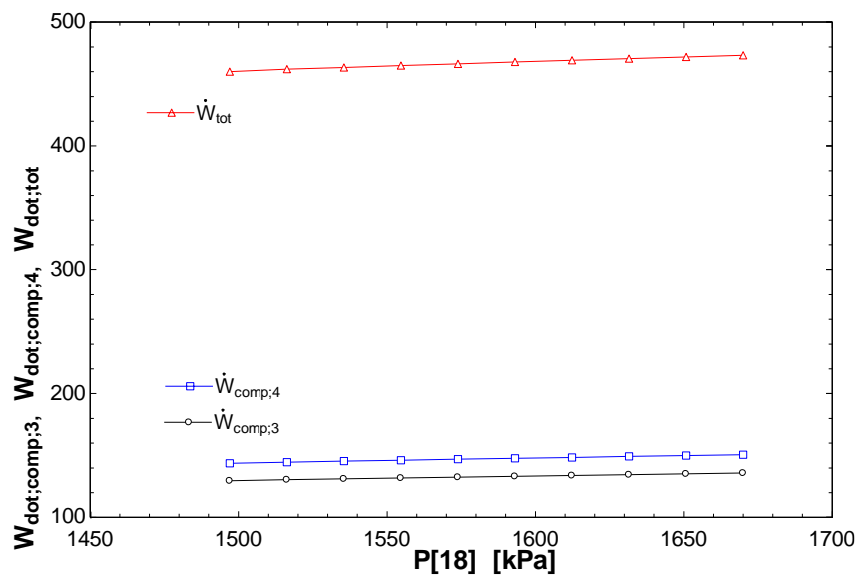


Figura 15 1.17.2.1.2 – Variación de la potencia consumida en los compresores de REFR

En la Figura 1.7.2.1.3 se observa un descenso del caudal volumétrico en la aspiración de la segunda etapa del compresor de R404A, este descenso no compensa al aumento del trabajo total de compresión.

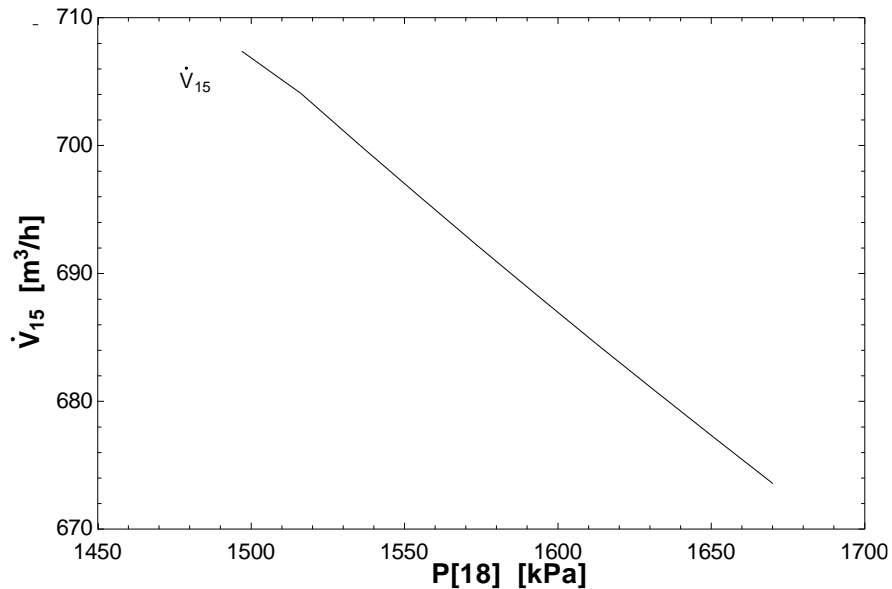


Figura 16 1.7.2.1.3 – Variación del caudal volumetrico en el COMP3

El ciclo mejora el COP, descendiendo el trabajo total de compresión, con el inconveniente de un aumento del caudal volumétrico en la aspiración de la segunda etapa de compresión del refrigerante, por lo que se mantiene la presión mínima posible, que corresponde a la de saturación a la temperatura de alta 1548 kPa. Tomando este nuevo dato continuamos con el análisis de los siguientes parámetros.

1.7.2.2 Presión de condensación del Etileno (P7).

Se realiza las tablas paramétricas 1.7.2.2.1 y 1.7.2.2.2 donde se varía la presión de condensación del Etileno, desde la presión de saturación a la temperatura en (7) (1497 kPa), hasta la presión que se tiene de partida (1720 kPa), ya que como en el caso anterior, se encuentra en subenfriado.

P_7	COP	$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	X_{11}	$\dot{m}_{BO,med} \left(\frac{kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{REFR,baj} \left(\frac{kg}{h}\right)$	$\dot{m}_{REFR,med} \left(\frac{kg}{h}\right)$
1548	0,5775	2327	0,1546	644	7334	7281
1567	0,5763	2329	0,1554	641,7	7329	7276
1586	0,575	2331	0,1562	639,4	7324	7271
1605	0,5739	2333	0,157	637,2	7319	7266
1624	0,5727	2336	0,1578	634,9	7313	7261
1644	0,5715	2338	0,1585	632,7	7308	7255
1663	0,5704	2340	0,1593	630,5	7303	7250
1682	0,5693	2342	0,1601	628,3	7298	7245
1701	0,5681	2344	0,1608	626,1	7292	7240
1720	0,5671	2346	0,1615	623,9	7287	7234

Tabla 13 1.7.2.2.1 Variacion de paramtros respecto a P_7 1/2

P_7	W_{comp2}	W_{comp3}	W_{comp4}	W_{tot}	$\dot{V}_{comp2} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$
1548	112	130,2	144,3	451,2	484,4	2108	710,6
1567	112,7	130,1	144,2	452,2	482,2	2106	710,1
1586	113,5	130	144,1	453,1	480	2105	709,6
1605	114,2	129,9	144	454,1	477,9	2103	709,1
1624	114,9	129,9	143,9	455	475,7	2102	708,6
1644	115,7	129,8	143,8	455,9	473,7	2100	708,1
1663	116,4	129,7	143,7	456,9	471,6	2099	707,6
1682	117,1	129,6	143,6	457,8	469,6	2097	707,1
1701	117,8	129,5	143,5	458,7	467,7	2096	706,6
1720	118,5	129,4	143,4	459,5	465,7	2094	706,1

Tabla 14 1.7.2.2.2 – Variacion de parametros respecto a P_7 2/2

En la figura 1.7.2.2.1 se observa una disminuci3n del COP al alejarse de la presi3n de saturaci3n.

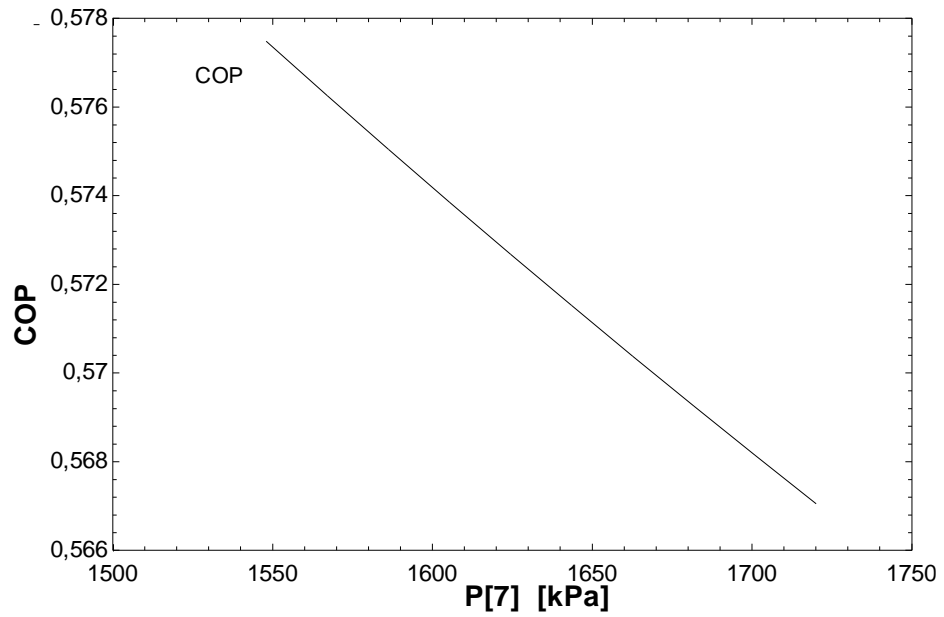


Figura 17 1.7.2.2.1 Variación del COP respecto a P₇

El COP disminuye debido al aumento del trabajo de compresión total, como se muestra en la Figura 1.7.2.2.2.

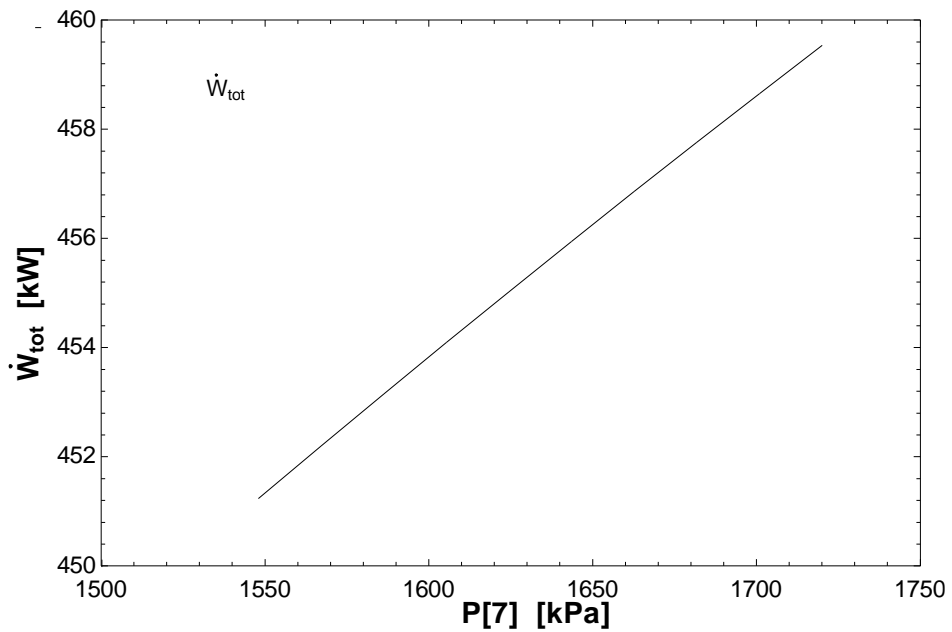


Figura 18 1.7.2.2.2 Variación del trabajo total respecto a P₇

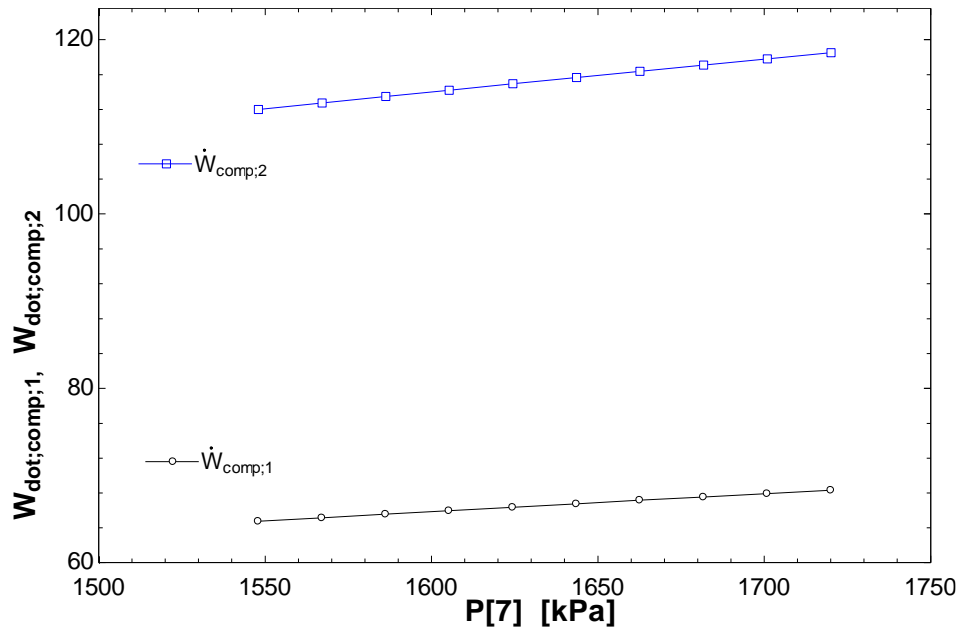


Figura 19 1.7.2.2.3 Variación del trabajo en el compresor de BO respecto a P7.

Se puede observar en la Figura 1.7.2.2.3 como aumenta el trabajo de compresión en el ciclo de BO, sin embargo, como se observa en la Figura 1.7.2.2.4, el trabajo de compresión en el ciclo de refrigerante desciende. Sin embargo tiene mayor influencia el aumento del trabajo en el ciclo de BO, con lo que el trabajo total aumenta al hacerlo la presión P7.

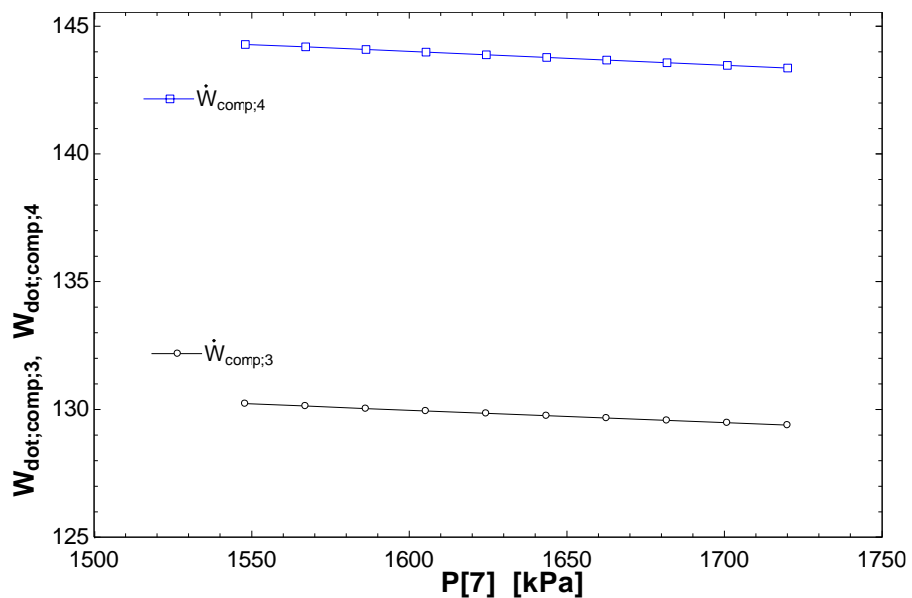


Figura 20 1.7.2.2.4 Variación del trabajo en el compresor de R404A respecto a P7.

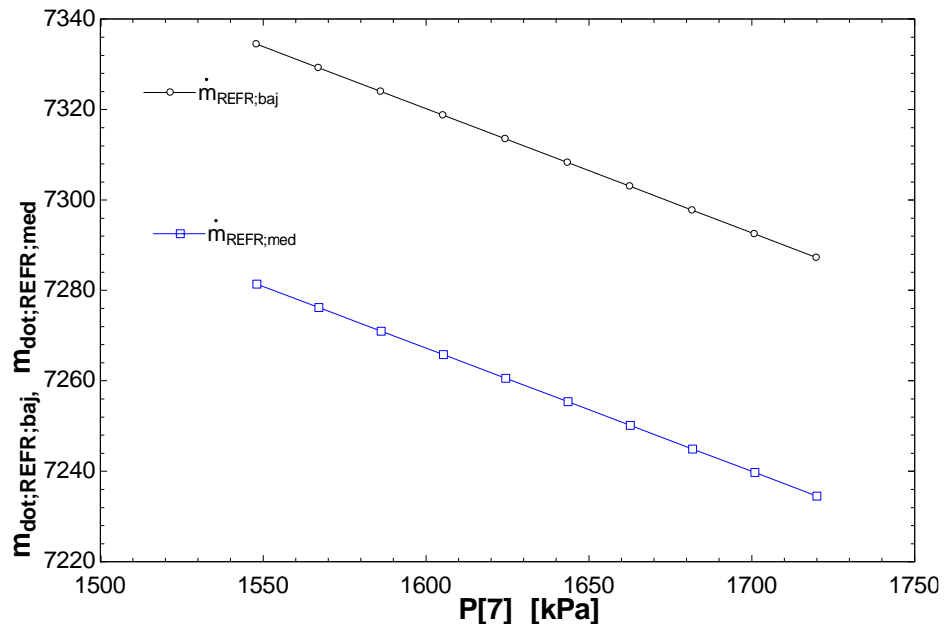


Figura 21 1.7.2.2.5 Variación del caudal másico de refrigerante respecto a P_7

En la figura 1.7.2.2.5 se muestra una disminución en el caudal másico de refrigerante, este es el motivo de que descienda el trabajo en los compresores de refrigerante.

Por lo tanto se observa que la presión más aconsejable es la más cercana posible a la presión de condensación a esa temperatura. Se toma este nuevo dato para continuar con el análisis.

1.7.2.3 Temperatura a la salida del recalentamiento Etileno (T_{13}).

Se realizan las tablas paramétricas 1.7.2.3.1 y 1.7.2.3.2, variando T_7 . Esta temperatura puede ir desde 204,6 hasta 252,5 K, ya que se aumenta la temperatura como máximo hasta una temperatura de 3 K menos que T_9 , ya que debe haber un diferencial de temperaturas mínimo, para que se produzca intercambio de calor.

T_{13}	COP	$\dot{m}_{BO,baj}$	$\dot{m}_{BO,med}$	$\dot{m}_{REFR,baj}$	$\dot{m}_{REFR,med}$
203,3	0,5791	2327	628,8	7297	7244
206,5	0,58	2327	620,4	7276	7223
209,7	0,5809	2327	612,2	7256	7203
213	0,5818	2327	604,2	7236	7184
216,2	0,5826	2327	596,5	7217	7165
219,4	0,5834	2327	589	7199	7147
222,6	0,5842	2327	581,7	7181	7129
225,9	0,585	2327	574,6	7163	7111
229,1	0,5857	2327	567,6	7146	7094
232,3	0,5865	2327	560,8	7129	7077

Tabla 15 1.7.2.3.1 – Variación de parámetros respecto a T_{13} 1/2

T_{13}	W_{comp2}	W_{comp3}	W_{comp4}	W_{tot}	\dot{V}_{Comp2}	\dot{V}_{Comp3}	\dot{V}_{Comp4}
203,3	112,1	129,6	143,6	450	485,2	2097	707
206,5	112,2	129,2	143,1	449,3	485,7	2091	705
209,7	112,3	128,8	142,7	448,6	486,1	2085	703
213	112,4	128,5	142,4	447,9	486,5	2080	701,1
216,2	112,4	128,1	142	447,3	486,9	2074	699,3
219,4	112,5	127,8	141,6	446,7	487,3	2069	697,5
222,6	112,6	127,5	141,3	446,1	487,7	2064	695,7
225,9	112,6	127,2	140,9	445,5	488	2059	694
229,1	112,7	126,9	140,6	444,9	488,4	2054	692,4
232,3	112,8	126,6	140,2	444,3	488,7	2049	690,7

Tabla 16 1.7.2.3.2. – Variación de parámetros respecto a T_{13} 2/2

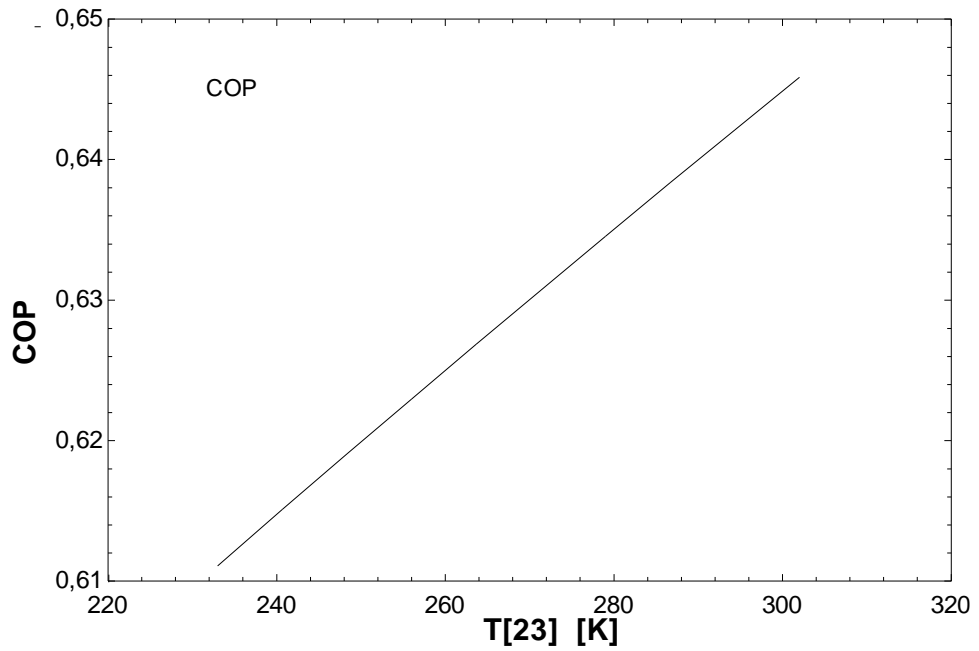


Figura 22 1.7.2.3.1 – Variación del COP respecto a T_{13}

En la Figura 1.7.2.3.1 que toma datos de la Tabla 1.7.2.3.1 se observa como aumenta el COP a medida que aumenta la temperatura T_{13} y esta se aleja más de vapor saturado.

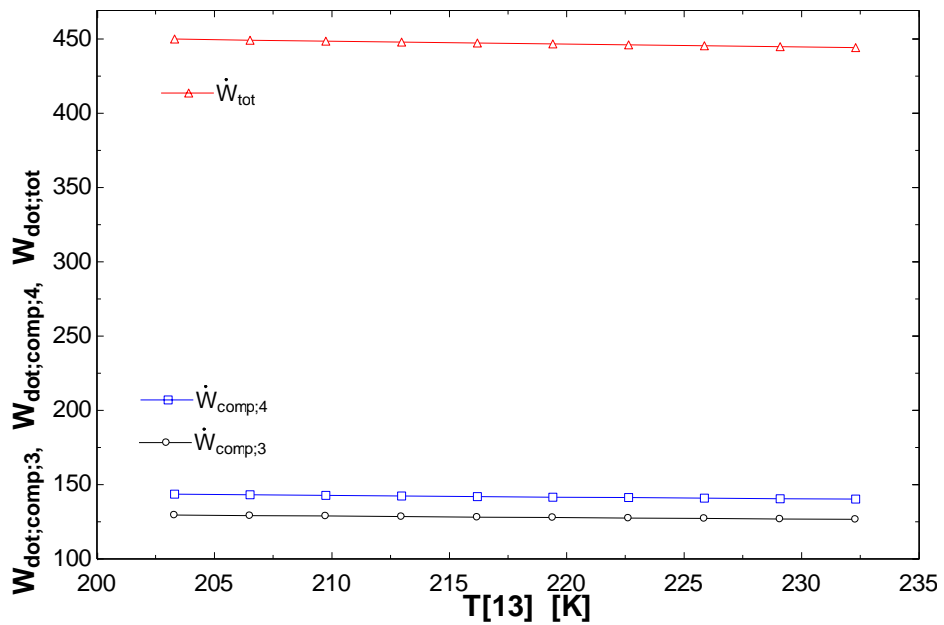


Figura 23 1.7.2.3.2 – Variación del trabajo en los compresores de refrigerante y el trabajo total respecto a T_{13}

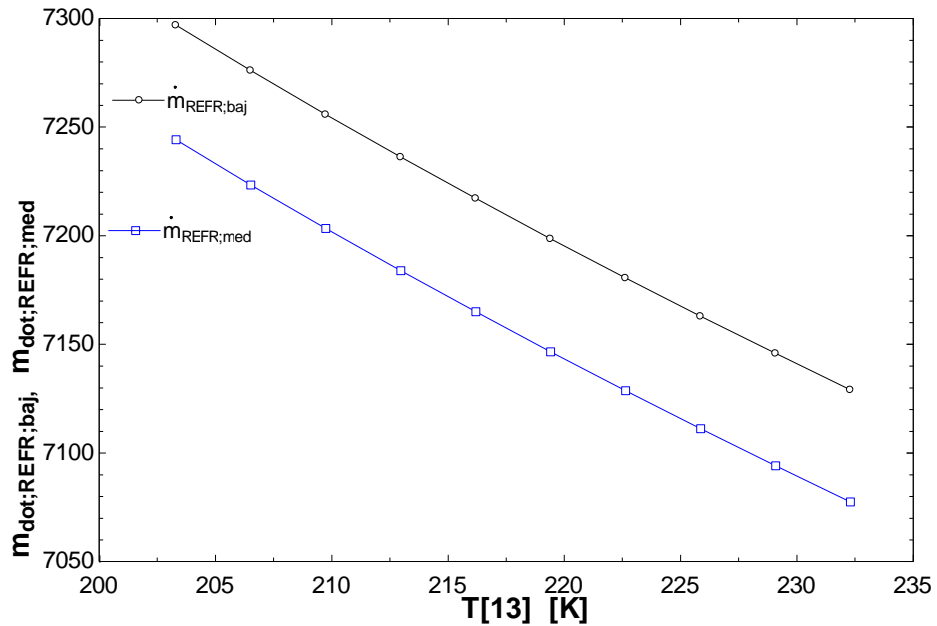


Figura 24 1.7.2.3.3 – Variación del caudal másico de refrigerante respecto a T13

En la figura 1.7.2.3.2 se observa una disminución del trabajo total de compresión debido al descenso del trabajo en los compresores de REFR, ya que hay un descenso del caudal másico de refrigerante como se observa en la figura 1.7.2.3.3. El caudal másico de R404A disminuye al disminuir también el caudal másico de BO de alta.

Hay un descenso del caudal volumétrico en la aspiración del COMP3 debido al descenso del caudal másico de refrigerante, aun cuando hay un aumento del volumen específico.

Curiosamente hay un aumento del trabajo en el COMP2, aun cuando disminuye el caudal másico de BO, ya que al aumentar la temperatura del punto 13 también aumenta la del punto 3 y la diferencia de entalpías entre las aspiración y la descarga del compresor ahora será mayor, ya que las isobaras divergen cada vez más al alejarse de la curva de saturación. Sin embargo este aumento de trabajo es despreciable.

Dadas las mejoras obtenidas con el aumento de T_{13} , se utiliza la temperatura T_{13} de 232,3 K como nuevo dato, para continuar el análisis.

1.7.2.4 Temperatura a la salida del recalentamiento de R404A (T_{25}).

Se realizan las tablas paramétricas 1.7.2.4.1 y 1.7.4.2, donde variamos la temperatura T_{25} desde la temperatura de saturación (233 K) hasta una temperatura de 3 K menos que la temperatura T_{20} .

T_{25}	COP	$\dot{m}_{REFR,baja}$	$\dot{m}_{REFR,med}$	W_{comp3}	W_{comp4}
233	0,5865	7129	7077	126,6	140,2
240,7	0,5899	7129	6651	125,2	139
248,3	0,5931	7129	6271	124	137,9
256	0,5961	7129	5929	122,9	136,8
263,7	0,599	7129	5620	121,8	135,7
271,3	0,6017	7129	5338	120,8	134,8
279	0,6042	7129	5081	119,9	133,9
286,7	0,6066	7129	4844	119,1	133
294,3	0,6089	7129	4625	118,3	132,2
302	0,6111	7129	4423	117,5	131,4

Tabla 17 1.7.2.4.1 – Variación de parametros respecto a T_{25} 1/2

T_{25}	W_{tot}	\dot{V}_{14}	\dot{V}_{15}
233	444,3	2048	690,7
240,7	441,7	2026	683,4
248,3	439,3	2005	676,6
256	437,1	1987	670,4
263,7	435	1969	664,5
271,3	433,1	1953	659,1
279	431,3	1938	654,1
286,7	429,6	1924	649,3
294,3	427,9	1911	644,9
302	426,4	1899	640,7

Tabla 18 1.7.2.4.2 – Variación de parametros respecto a T_{25} 2/2

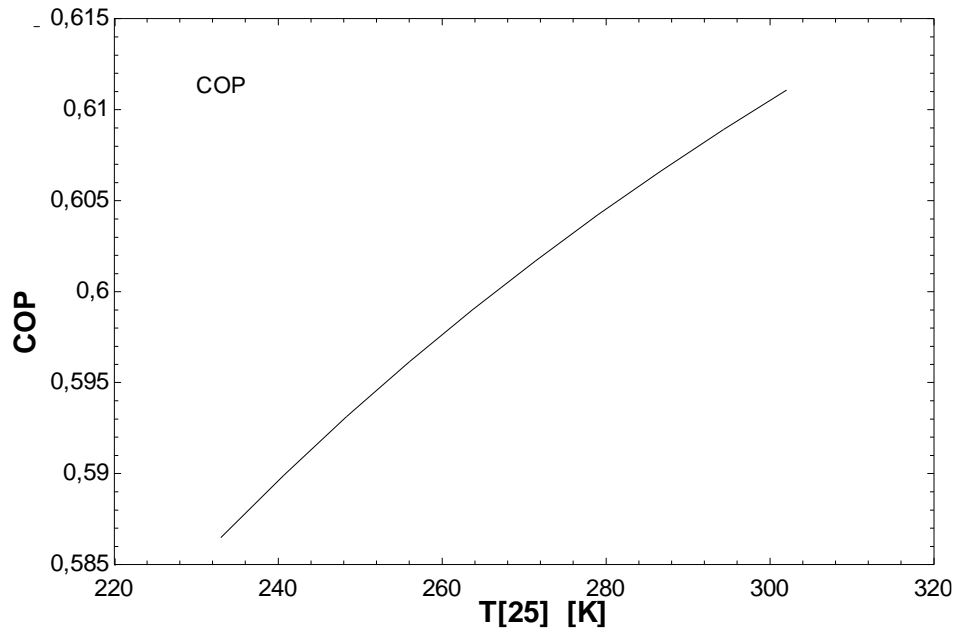


Figura 25 1.7.2.4.1 – Variación del COP respecto a T_{25}

En la figura 1.7.2.4.1 se observa un aumento del COP a medida que aumenta la temperatura T_{25} y se aleja más de vapor saturado.

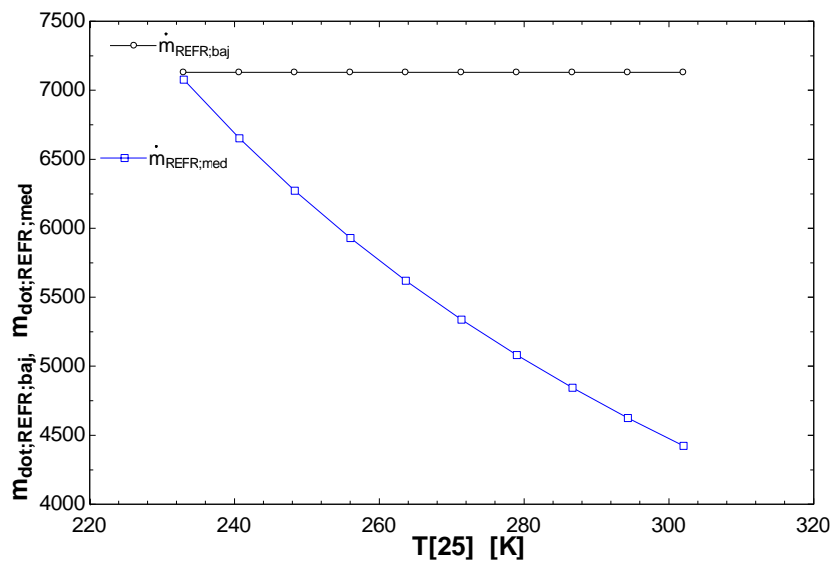


Figura 26 1.7.2.4.2 – Variación de los caudales máxicos de refrigerante respecto a T_{25}

En la figura 1.7.2.4.2 se observa como varia el caudal másico de refrigerante de media mientras el caudal de baja permanece constante. Por lo que hay un

descenso del trabajo en el compresor de refrigerante y por tanto del trabajo total, como se observa en la figura 1.7.2.4.3.

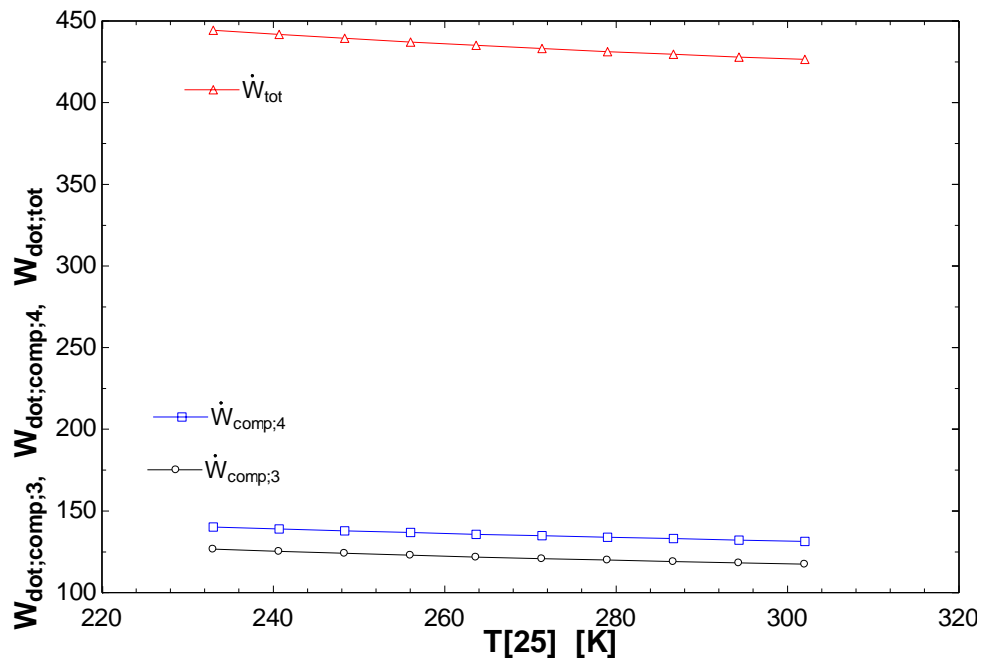


Figura 27 1.7.2.4.3 – Variación de los trabajos en los compresores de refrigerante y del trabajo total de compresión respecto a T_{25}

1.7.2.5 Temperatura de salida del Cond-evap del R404A (T_{23}).

Se realiza una tabla paramétrica (Tabla 1.7.2.5.1 y 1.7.2.5.2) donde se varia la temperatura de T_{23} desde saturación (233 K) a una temperatura 3 K menor que la temperatura en el punto 5.

T_{23}	COP	$\dot{m}_{REFR,baj}$	$\dot{m}_{REFR,med}$	T_{16}	\dot{V}_{comp3}	\dot{V}_{comp4}
233	0,6111	7129	4423	361,4	1899	640,7
240,7	0,6151	6907	4285	366,4	1877	633,1
248,3	0,619	6697	4155	371,3	1856	625,7
256	0,623	6498	4032	376,3	1835	618,5
263,7	0,6269	6308	3914	381,3	1815	611,4
271,3	0,6307	6127	3802	386,4	1795	604,6
279	0,6345	5955	3695	391,4	1776	597,8
286,7	0,6383	5789	3592	396,5	1757	591,3
294,3	0,6421	5631	3494	401,6	1739	584,8
302	0,6459	5479	3400	406,7	1721	578,5

Tabla 19 1.7.2.5.1 – Variación de parámetros respecto a T_{23} 1/2

T_{23}	W_{comp3}	W_{comp4}	W_{tot}
233	117,5	131,4	426,4
240,7	116,1	130	423,6
248,3	114,8	128,6	420,9
256	113,5	127,3	418,3
263,7	112,3	125,9	415,7
271,3	111,1	124,6	413,2
279	109,9	123,3	410,7
286,7	108,7	122	408,2
294,3	107,5	120,8	405,8
302	106,4	119,5	403,5

Tabla 20 1.7.2.5.2 – Variación de parámetros respecto a T_{23} 2/2

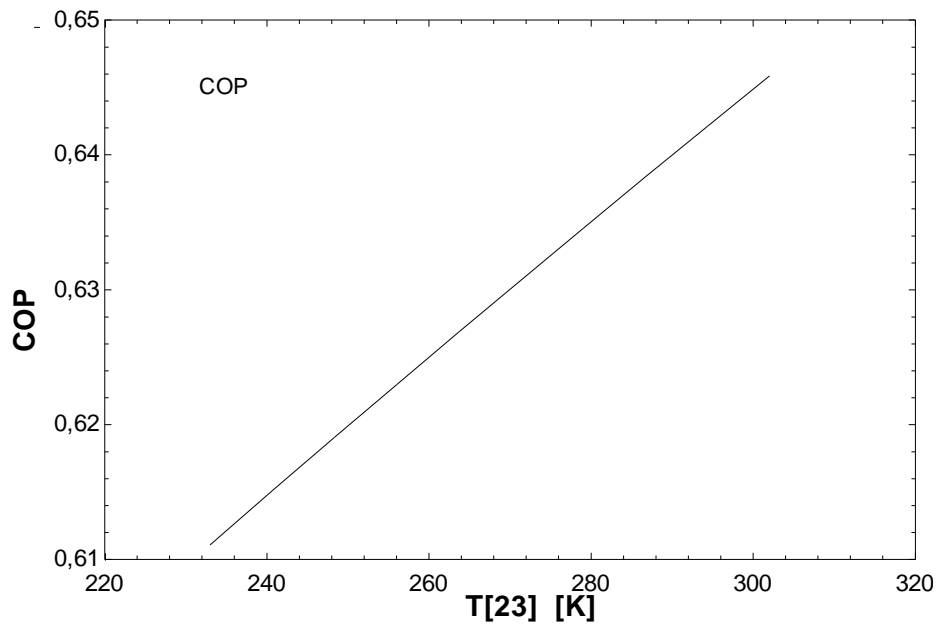


Figura 28 1.7.2.5.1 – Variación del COP respecto a T_{23}

En la Figura 1.7.2.5.1 observamos como varía el COP de manera que aumenta cuanto mayor es la temperatura a la salida del Cond-evap. Esto se debe a que disminuye el caudal másico de refrigerante como se observa en la figura 1.7.2.5.2.

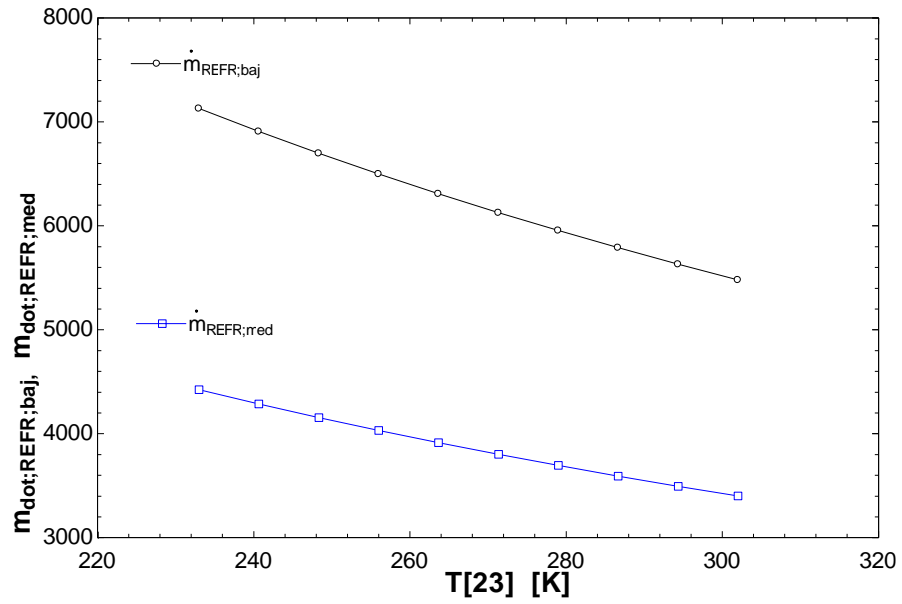


Figura 29 1.7.2.5.2 – Variación del caudal de refrigerante respecto a T₂₃

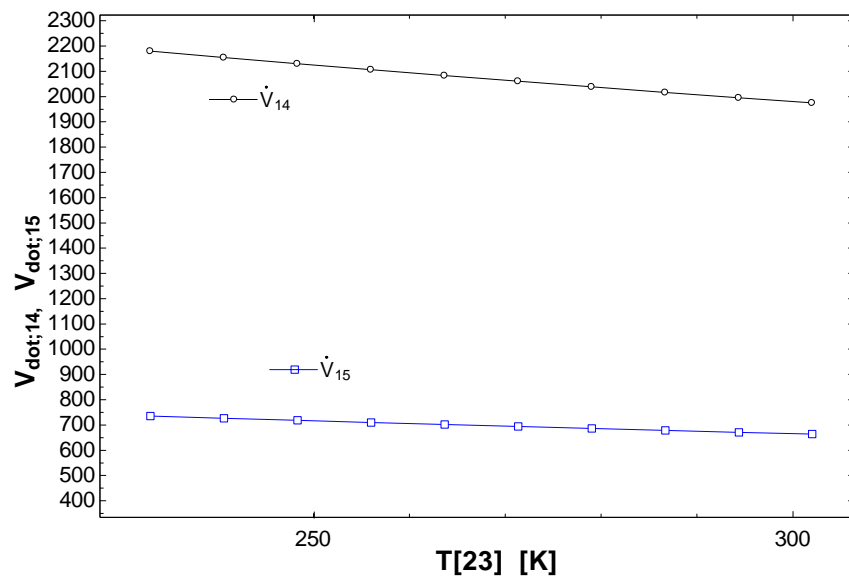


Figura 30 1.7.2.5.3 – Variación de los caudales volumétricos de aspiración en el COMP3 y en el COMP4 respecto a T₂₃

Se observa en la Figura 1.7.2.5.3 un descenso en el caudal de aspiración del compresor de refrigerante, lo que supondrá un beneficio.

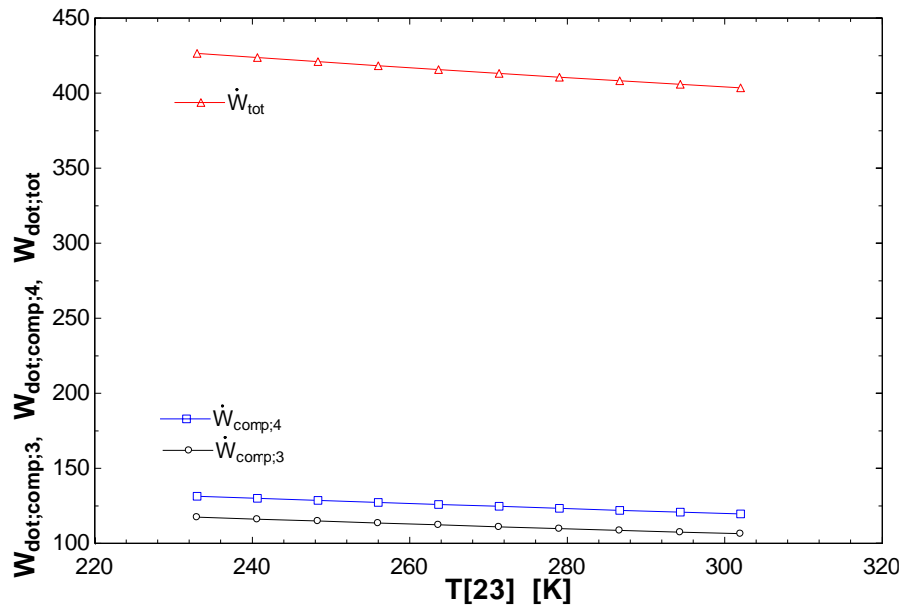


Figura 31 1.7.2.5.4 – Variación de los trabajos en los compresores de refrigerante respecto a T_{23}

Al igual que en el punto 14, al haber una disminución del caudal de refrigerante disminuye también el trabajo en los compresores de R404A como se observa en la Figura 1.7.2.5.4. Esta disminución de caudal de R404A es debido a que al haber mayor salto entálpico, no necesita tanto caudal de refrigerante para condensar el etileno.

Al aumentar la temperatura, el punto al pasar de saturado a sobrecalentado a la misma presión, aumenta el volumen específico. Sin embargo el caudal volumétrico disminuye ya que pesa más el descenso del caudal másico que el aumento de volumen específico.

La ventaja de esto al igual que con el punto 14 es que trabajamos como vapor sobrecalentado a la entrada de los compresores de R404A, y nos aseguramos por lo tanto que no entra líquido en los compresores, trabajando en régimen húmedo.

Se utiliza por lo tanto una T_{23} de 302 K para continuar el análisis.

1.7.2.6 Presión de baja del R404A (P_{23}).

En las tablas 1.7.2.6.1 y 1.7.2.6.2 se varían la presión de baja desde 110 kPa con el fin de tener un mínimo de presión superior a la atmosférica y así evitar que se pueda producir entrada de aire en la instalación por vacío.

P_{23}	P_7	COP	\dot{m}_{B0}	\dot{m}_{B0med}	$\dot{m}_{REFR,baj}$	\dot{V}_{comp3}	\dot{V}_{comp4}
110	1389	0,6367	2308	505,7	5383	2039	637,5
128,9	1539	0,6454	2326	557,9	5474	1736	581,4
147,8	1682	0,6519	2342	607,7	5555	1509	536,5
166,7	1819	0,6565	2357	655,7	5629	1333	499,3
185,6	1952	0,6597	2370	702,4	5695	1193	468
204,4	2081	0,6617	2382	748,1	5756	1078	441
223,3	2206	0,6628	2394	793	5812	981,9	417,4
242,2	2329	0,663	2405	837,5	5863	900,6	396,6
261,1	2448	0,6626	2415	881,6	5910	830,9	377,9
280	2566	0,6615	2425	925,5	5953	770,3	361,1

Tabla 21 1.7.2.6.1 – Variación de parámetros respecto a $P_{23} \frac{1}{2}$

P_{23}	\dot{V}_{comp1}	\dot{V}_{comp2}	W_{comp1}	W_{comp2}	W_{comp3}	W_{comp4}	W_{tot}
110	1012	496,1	61,18	103,6	114,5	130	409,3
128,9	1020	489,1	64,55	112,3	106,8	120,1	403,7
147,8	1027	483,6	67,54	120,4	100,2	111,7	399,8
166,7	1033	479,3	70,25	128	94,31	104,4	396,9
185,6	1039	475,8	72,73	135,3	89,06	97,91	395
204,4	1044	473,1	75,02	142,3	84,32	92,14	393,8
223,3	1049	471	77,15	149,1	79,98	86,93	393,1
242,2	1054	469,3	79,15	155,7	76	82,19	393
261,1	1059	468,1	81,04	162,1	72,31	77,85	393,3
280	1063	467,3	82,83	168,4	68,88	73,84	393,9

Tabla 22 1.7.2.6.2 – Variación de parámetros respecto a $P_{23} \frac{2}{2}$

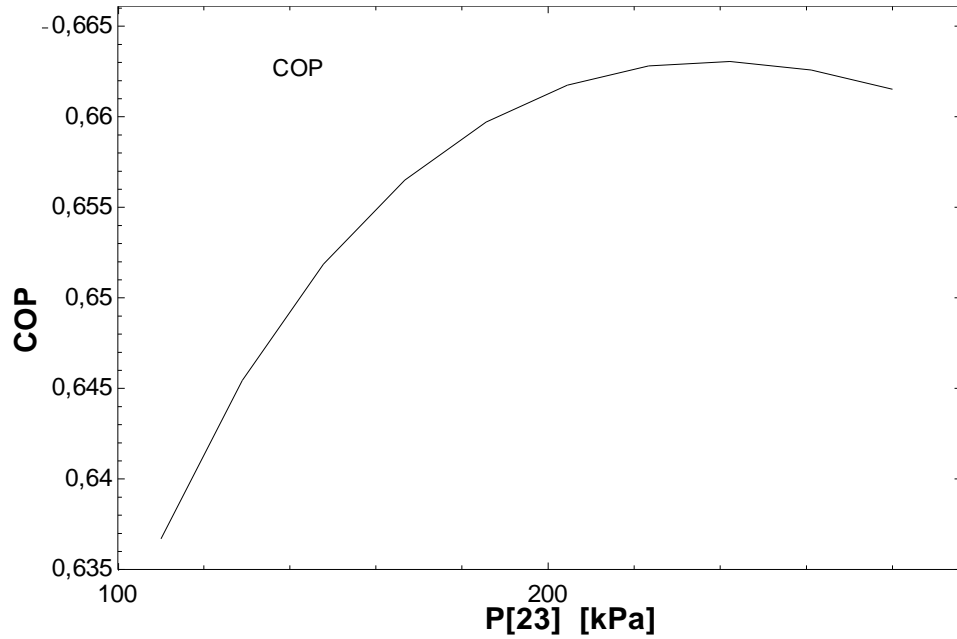


Figura 32 1.7.2.6.1 – Variación de COP respecto a P₂₃

Como se observa en la curva de la Figura 1.7.2.6.1, el COP tiene su máximo a una presión de en torno a 230 kPa.

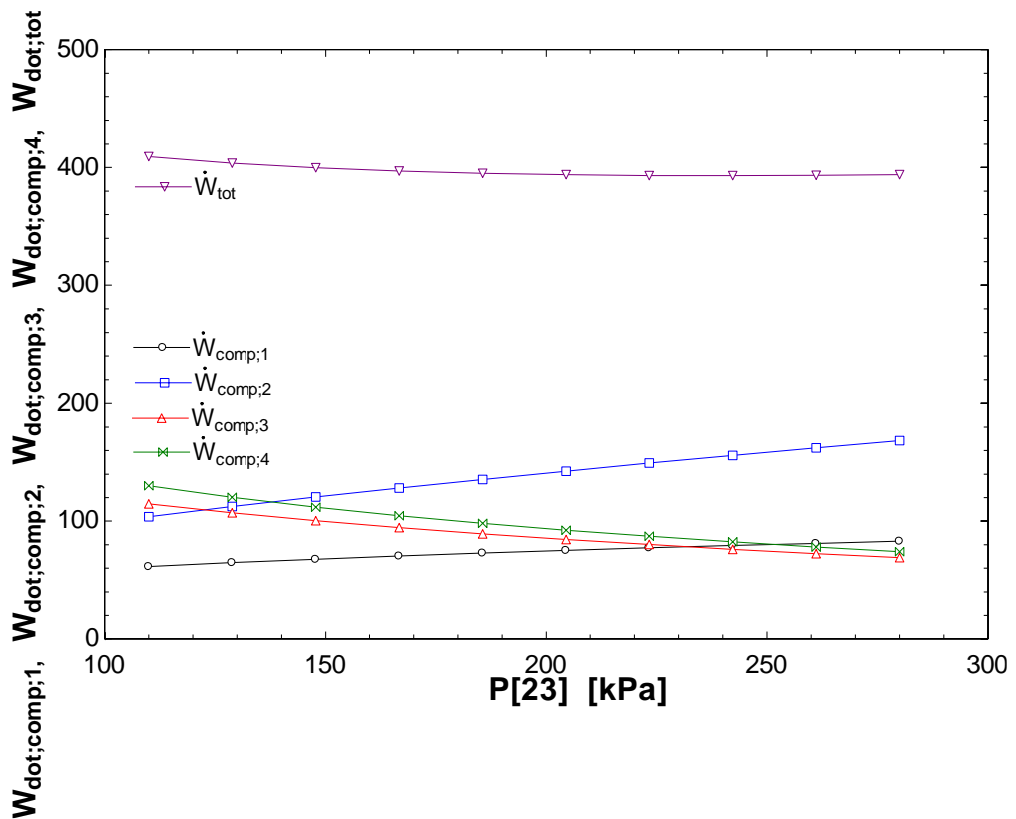


Figura 33 1.7.2.6.2 – Variación de los trabajos en los compresores respecto a P₂₃

El COP disminuye debido a que desciende el trabajo total hasta un punto, como se observa en la figura 1.7.2.6.2. Debido a que disminuye el trabajo en los compresores de refrigerante y este beneficia, pese aumenta el trabajo en los compresores de BO, hasta un punto.

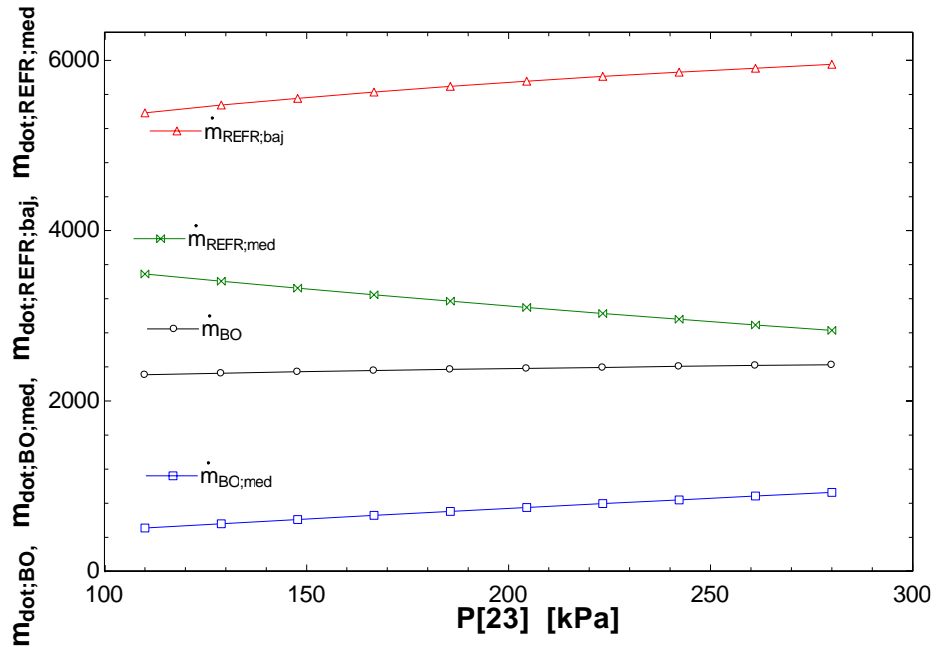


Figura 1.9.4.3 1.7.2.6.3 Variación de los caudales máxicos respecto a P_{23}

En la figura 1.9.4.3. se observa como disminuye el caudal máxico de refrigerante, mientras aumenta el caudal máxico de BO, por lo que es beneficioso el aumento de la presión hasta un punto.

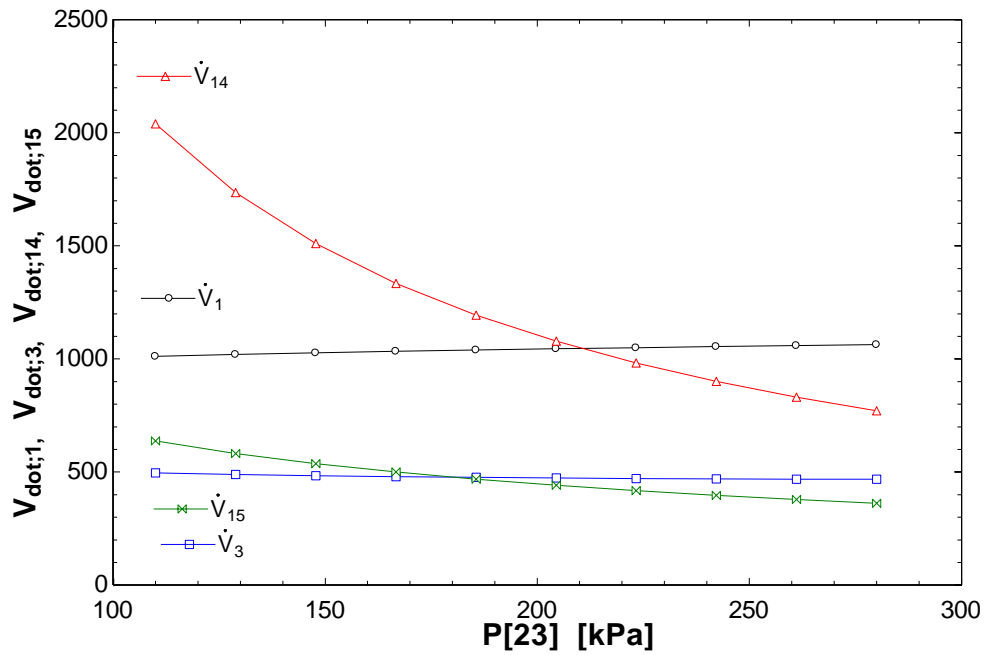


Figura 1.9.4.4 1.7.2.6.4 Variación de los caudales volumétricos en la aspiración de los compresores respecto a P_{23}

En la Figura 1.7.2.6.4 se observa como los caudales volumétricos de los compresores de R404A disminuyen a medida que aumentamos la presión, mientras en el compresor de BO aumenta el caudal volumétrico.

1.7.3 Análisis del ciclo inicial mejorado.

Una vez estudiada la influencia de los parámetros del ciclo, se realiza el análisis del ciclo de la instalación de partida, tomando los datos mejorados de cada parámetro según el estudio anterior. En la tabla 1.7.3.1 se observa los cambios realizados en los parámetros para la mejora del ciclo.

	Caso inicial	Caso mejorado
Presión de condensación del R404A (P_{18})	1670 kPa	1497 kPa
Presión de condensación de Etileno (P_7)	1720 kPa	2250 kPa
Temperatura de la sangría en el Etileno (T_{13})	203,3 K	245,7 K
Temperatura de la sangría del R404A (T_{25})	233 K	302 K
Temperatura de salida del cond-evap del R404A (T_{23})	233 K	302 K
Presión de baja del R404A (P_{23})	130 kPa	230 kPa

Tabla 23 1.7.3.1 – Variación de parámetros para la mejora del ciclo inicial

Para el análisis del ciclo mejorado, se utilizan las consideraciones, datos de partida y ecuaciones termodinámicas del caso inicial, pero tomando los nuevos datos de cada parámetro. En las figuras 1.7.3.1 y 1.7.3.2 se representan los diagramas ph del ciclo mejorado tomando datos de la tabla 1.7.3.2 que muestra los datos de cada punto del ciclo.

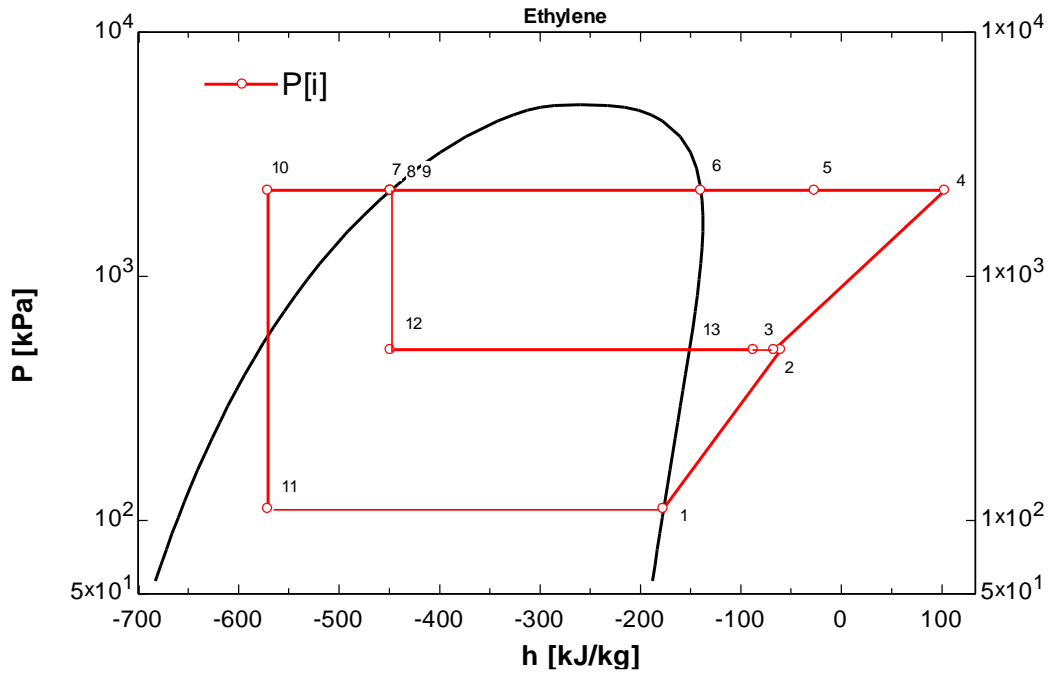


Figura 34 1.7.3.1 – Diagrama del ciclo de BO en el caso mejorado de la instalación de partida

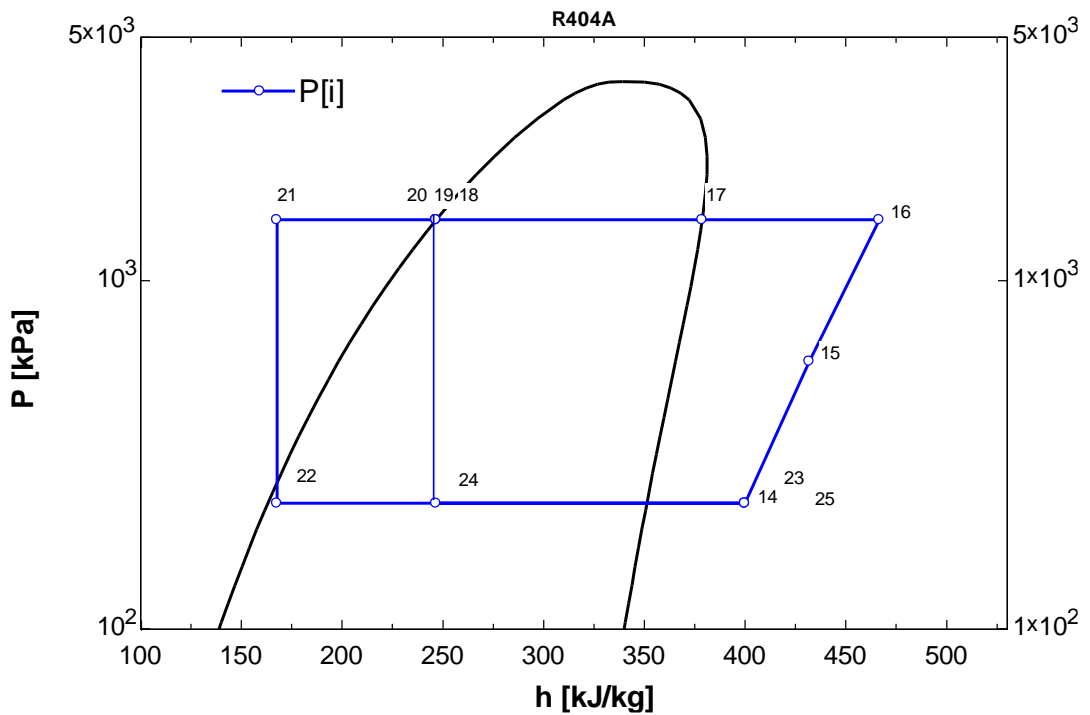


Figura 35 1.7.3.2 – Diagrama del ciclo de R404A en el caso mejorado de la instalación de partida

ESTADOS	P (kPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	111,5	171	-177	-0,7923
2	501	264,2	-60,05	-0,6773
3	501	259,5	-66,94	-0,7036
4	2250	374,7	103	-0,5867
5	2250	305	-26,63	-0,9693
6	2250	248,7	-139,8	-1,382
7	2250	248,7	-448,7	-2,624
8	2250	248,7	-448,7	-2,624
9	2250	248,7	-448,7	-2,624
10	2250	205,3	-570,5	-3,16
11	111,5	171	-570,5	-3,094
12	501	202,3	-448,7	-2,541
13	501	245,7	-87,36	-0,7845
14	230	302	399,9	1,802
15	586,8	340,7	431,9	1,826
16	1497	382,8	466,6	1,849
17	1497	305,4	378,8	1,592
18	1497	305	246,7	1,159
19	1497	305	246,7	1,159
20	1497	305	246,7	1,159
21	1497	248,9	167,8	0,8737
22	230	245,7	167,8	0,8779
23	230	302	399,9	1,802
24	230	245,9	246,7	1,199
25	230	302	399,9	1,802

Tabla 24 1.7.3.2 – Datos en cada punto del caso mejorado

	Caso inicial Enfriar R404A	Caso inicial mejorado Enfriar R404A	Caso inicial mantener presión R404A	Caso inicial mejorado mantener presión R404A
COP	0,5507	0,663	0,5541	0,667
Q_e (kW)	260,6	260,6	94,24	94,24
W_{tot} (kW)	473,1	393	170,1	141,3
W_{comp1} (kW)	80,57	77,87	28,96	27,99
W_{comp2} (kW)	106,2	151,4	38,17	54,43
W_{comp3} (kW)	135,8	78,54	48,82	28,23
W_{comp4} (kW)	150,6	85,21	54,12	30,63
\dot{V}_{comp1} ($\frac{m^3}{h}$)	1.057	1.051	379,8	377,8
\dot{V}_{comp2} ($\frac{m^3}{h}$)	410,1	470,3	147,4	169,1
\dot{V}_{comp3} ($\frac{m^3}{h}$)	2.101	951,7	755	342,1
\dot{V}_{comp4} ($\frac{m^3}{h}$)	673,5	409,8	242,1	147,3
\dot{m}_{BO} ($\frac{kg}{h}$)	2.411	2.398	886,4	861,9
\dot{m}_{REFR} ($\frac{kg}{h}$)	7.289	5.830	2.620	2.096
$\dot{m}_{BO,alt}$ ($\frac{kg}{h}$)	2.970	3.207	1.067	1.153
$\dot{m}_{REFR,alt}$ ($\frac{kg}{h}$)	14.565	8.834	5.235	3.175

Tabla 25 1.7.3.3 – Resultados del caso mejorado de la instalación de partida

En la tabla 1.7.3.3 se muestran los resultados de los parámetros más influyentes del ciclo, y se hace una comparativa con el caso inicial. En cuanto al caso de enfriamiento, se observa como variando parámetros respecto al ciclo inicial se consigue un aumento del 20% en el COP, reduciendo el trabajo de compresión en 80 kW. Se consigue también una reducción del caudal másico de refrigerante de 1.497 kg/h y del caudal másico de BO de 13 kg/h. También hay que tener en cuenta que el caudal volumétrico en la aspiración de los compresores de refrigerante descendió abruptamente, también disminuye en la aspiración el compresor de BO, pero ligeramente. Y por último tener en cuenta que se elevó la presión de condensación del BO, por lo que es necesario utilizar otro tipo de compresor de BO que admita mayor presión de descarga, (ver Pliego de condiciones 4.2.3 Elección de los compresores), pero con la ventaja de poder sustituir también los compresores de refrigerante por otros de menor capacidad.

En la Figura 1.7.3.4 se representa en un diagrama, las diferencias de algunos parámetros, entre el ciclo inicial y el inicial mejorado en el caso de enfriamiento.

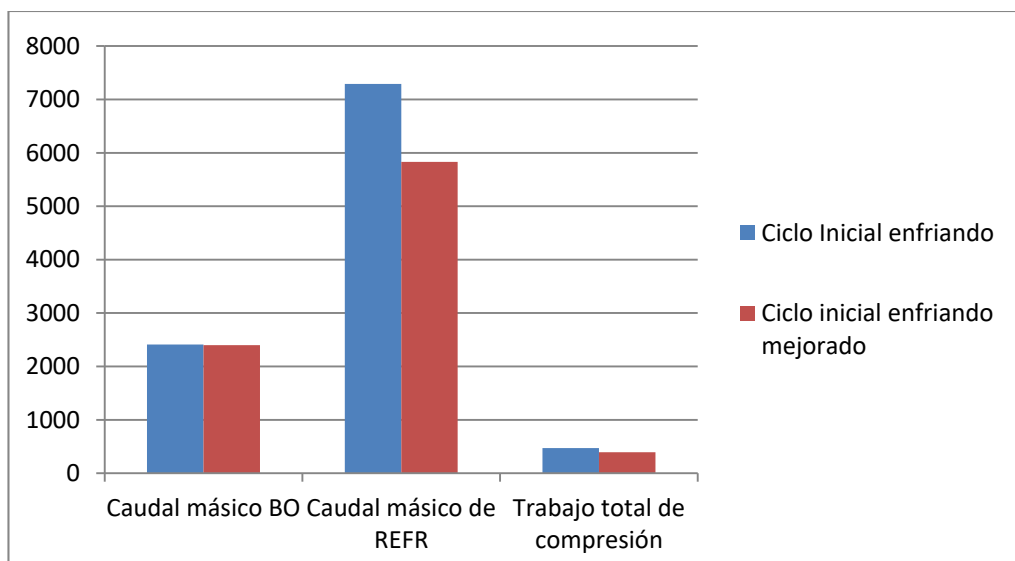


Figura 36 1.7.3.4 – Variación de parámetros entre el ciclo inicial y el ciclo inicial mejorado en el caso de enfriamiento.

1.7.4 Uso de otros refrigerantes en la instalación de partida

Debido a la variación de las presiones de condensación y evaporización a la misma temperatura, de los distintos refrigerantes, y a las distintas capacidades frigoríficas. Se producen diferencias en los parámetros en el ciclo a tener en cuenta.

Para comprobar la capacidad de los distintos refrigerantes, se hace un cálculo de la diferencia de entalpías entre vapor saturado y líquido saturado a la temperatura, y las distintas presiones de condensación, a la temperatura de 305 K (Temperatura de condensación), dando los siguientes resultados:

- R404A: 132 kJ/kg a 1497 kPa y 305 K.
- Propano: 322,7 kJ/kg a 1129 kPa y 305 K.
- Propileno: 321,1 kJ/kg a 1367 kPa y 305 K.

1.7.4.1 Uso de Propano en lugar de R404A.

Se realiza el análisis del ciclo de la instalación de partida usando como refrigerante Propano, se hace un primer análisis con los parámetros iniciales a excepción de P_7 , que se toma como saturada, ya que a la presión de 1720 kPa y a la T_7 el punto cae en sobrecalentado y no se produce la condensación, y se hace otro análisis variando parámetros con el fin de mejorar el ciclo. Teniendo en cuenta las consideraciones y ecuaciones termodinámicas del análisis del ciclo inicial.

1.7.4.1.1 Comparativa casos inicial usando R404A y Propano.

Se realiza una comparativa entre caso inicial usando R404A y el mismo usando Propano. En las figuras 1.7.4.1.1.1 y 1.7.4.1.1.2 se representan los diagramas ph del ciclo inicial usando Propano, tomando los datos de la tabla 1.7.4.1.1.1 que representa los datos de cada punto del ciclo.

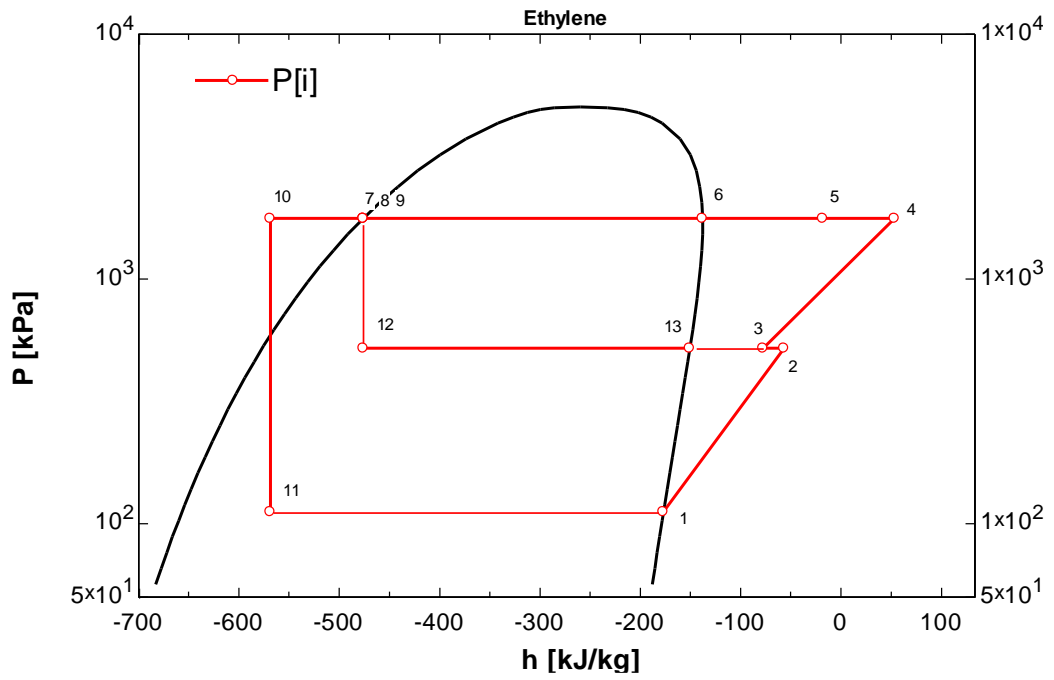


Figura 37 1.7.4.1.1.1 – Diagrama de BO del caso inicial usando Propano

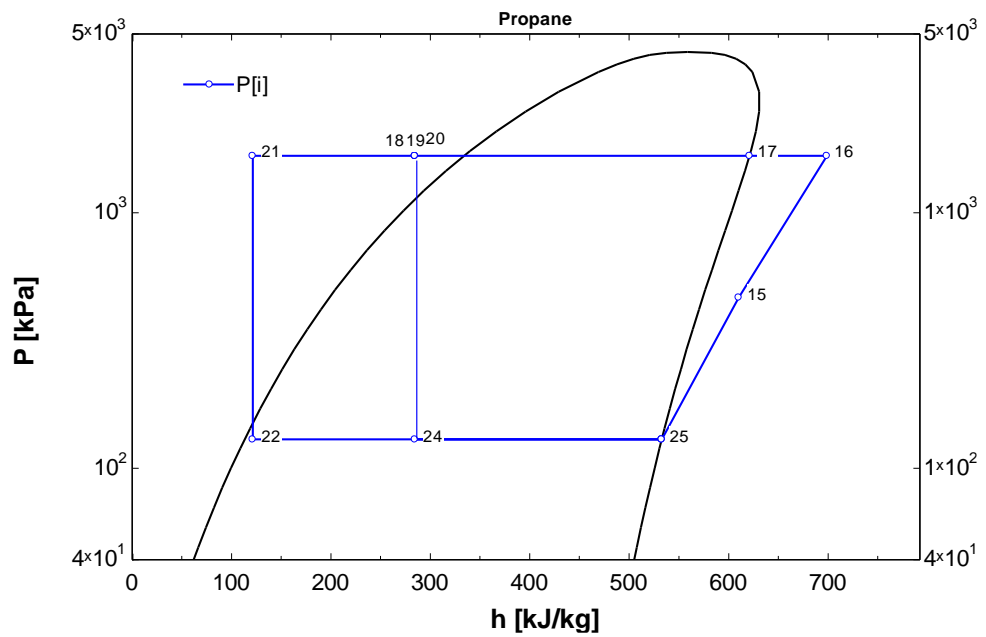


Figura 38 1.7.4.1.1.2 – Diagrama del refrigerante del ciclo inicial usando Propano

ESTADOS	P (kPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	111,5	171	-177	-0,7923
2	520	266,7	-56,63	-0,675
3	520	252,8	-77,39	-0,7549
4	1766	345	53,35	-0,6576
5*	1766	305	-17,89	-0,877
6	1766	239,9	-138	-1,322
7	1766	239,9	-476,1	-2,732
8	1766	239,9	-476,1	-2,732
9	1766	239,9	-476,1	-2,732
10	1766	206,3	-568,5	-3,145
11	111,5	171	-568,5	-3,082
12	520	203,3	-476,1	-2,679
13	520	203,3	-150,6	-1,077
14	130	236,9	532,8	2,433
15	465,9	293	610,3	2,501
16	1670	355,5	698,9	2,564
17	1670	322	621,1	2,334
18	1670	305	284,4	1,284
19	1670	305	284,4	1,284
20	1670	305	284,4	1,284
21	1670	239,9	121,4	0,6849
22	130	236,9	121,4	0,6964
23	130	236,9	532,8	2,433
24	130	236,9	284,4	1,385
25	130	236,9	532,8	2,433

Tabla 26 1.7.4.1.1.1 - Datos en cada punto usando Propano en la instalación de partida

	Caso inicial R404A enfriar	Caso inicial Propano enfriar
COP	0,5507	0,5708
Q_e (kW)	260,6	260,6
W_{tot} (kW)	473,1	456,5
W_{comp1} (kW)	80,57	80,57
W_{comp2} (kW)	106,2	112,4
W_{comp3} (kW)	135,8	122,9
W_{comp4} (kW)	150,6	140,6
\dot{V}_{comp1} ($\frac{m^3}{h}$)	1.057	1057
\dot{V}_{comp2} ($\frac{m^3}{h}$)	410,1	423,3
\dot{V}_{comp3} ($\frac{m^3}{h}$)	2.101	1.873
\dot{V}_{comp4} ($\frac{m^3}{h}$)	673,5	620,3
\dot{m}_{BO} ($\frac{kg}{h}$)	2.411	2.411
\dot{m}_{REFR} ($\frac{kg}{h}$)	7.289	3.447
$\dot{m}_{BO,alt}$ ($\frac{kg}{h}$)	2.970	
$\dot{m}_{REFR,alt}$ ($\frac{kg}{h}$)	14.565	

Tabla 27 1.7.4.1.1.3 Resultados del caso inicial usando Propano

En la tabla 1.7.4.1.1.3 se muestran los resultados de los parámetros más influyentes del ciclo inicial usando Propano y se comparan con el ciclo inicial usando R404A. Se consigue de esta manera una mejora del COP de un 3,5% respecto al caso inicial usando R404A, consiguiendo una reducción del trabajo de compresión de 16.6 kW.

1.7.4.1.2 Comparativa entre el caso inicial mejorado con R404A y con Propano.

Se realiza un análisis del ciclo de la instalación de partida usando Propano como refrigerante y variando parámetros para la mejora del ciclo como se observa en la tabla 1.7.4.1.2. Y se compara con el ciclo inicial mejorado usando R404A como refrigerante.

	Caso inicial	Caso mejorado
Presión de condensación del Propano (P_{18})	1670 kPa	1129 kPa
Presión de condensación de Etileno (P_7)	1766 kPa	2207 kPa
Temperatura de la sangría en el Etileno (T_{13})	203,3 K	245 K
Temperatura de la sangría del Propano (T_{25})	236,9 K	302 K
Temperatura de salida del cond-evap del Propano (T_{23})	236,9 K	302 K
Presión de baja del Propano (P_{23})	130 kPa	180 kPa

Tabla 28 1.7.4.1.2.1 – Variación de parámetros para la mejora del ciclo

En las figuras 1.7.4.1.2.1 y 1.7.4.1.2.2 se representa los diagramas ph del ciclo tomando datos de la tabla 1.7.4.1.2.2.

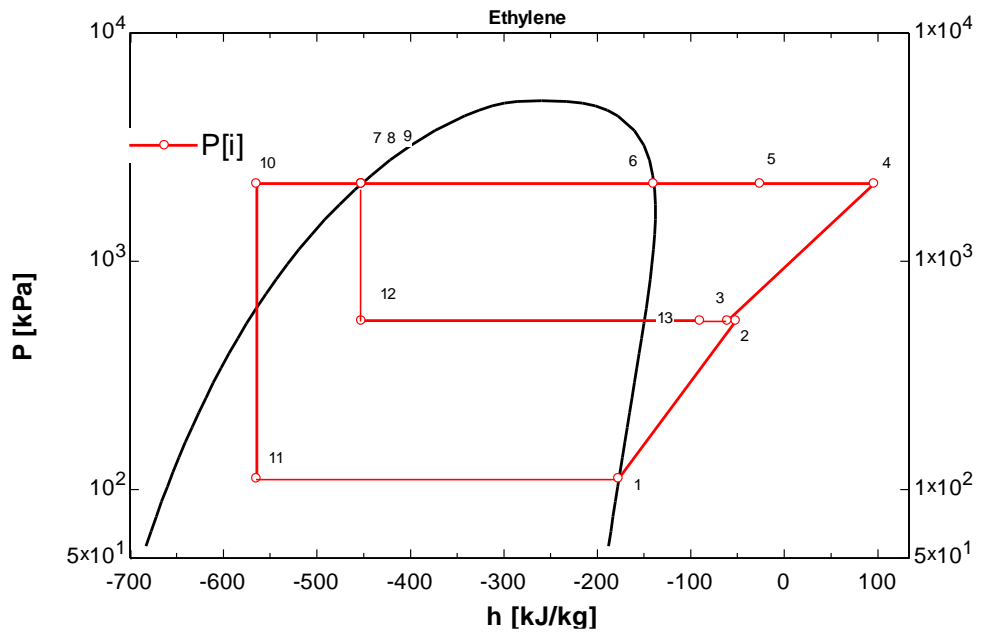


Figura 39 1.7.4.1.2.1 – Diagrama de BO en el caso inicial mejorado usando Propano

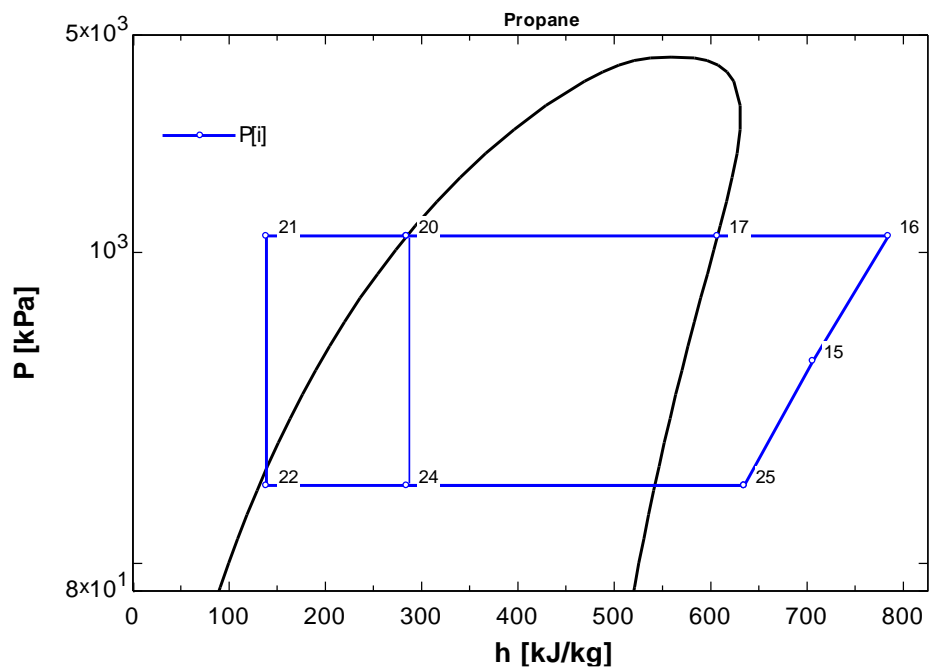


Figura 40 1.7.4.1.2.2 – Diagrama del refrigerante en el ciclo inicial mejorado usando Propano

ESTADOS	P (kPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	111,5	171	-177	-0,7923
2	496,1	263,5	-60,93	-0,6779
3	496,1	258,9	-67,74	-0,704
4	2207	373,2	100,7	-0,5877
5	2207	305	-25,83	-0,9616
6	2207	248	-139,6	-1,377
7	2207	248	-451	-2,633
8	2207	248	-451	-2,633
9	2207	248	-451	-2,633
10	2207	205,1	-571,2	-3,163
11	111,5	171	-571,2	-3,098
12	496,1	202,1	-451	-2,552
13	496,1	245	-88,31	-0,7856
14	180	302	635,1	2,754
15	450,8	344,2	705,7	2,806
16	1129	388,6	783,7	2,857
17	1129	305	607,2	2,346
18	1129	305	284,5	1,288
19	1129	305	284,5	1,288
20	1129	305	284,5	1,288
21	1129	248	139,6	0,7635
22	180	245	139,6	0,7705
23	180	302	635,1	2,754
24	180	245	284,5	1,362
25	180	302	635,1	2,754

Tabla 29 1.7.4.1.2.2 – Datos en cada punto del ciclo inicial mejorado usando Propano

	Caso inicial mejorado R404A.	Caso inicial mejorado Propano.
COP	0,663	0,6752
W_{tot} (kW)	393	385,9
W_{comp1} (kW)	77,87	77,16
W_{comp2} (kW)	151,4	149,1
W_{comp3} (kW)	78,54	75,89
W_{comp4} (kW)	85,21	83,79
$\dot{V}_{comp1} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	1.051	1.047
$\dot{V}_{comp2} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	470,3	471
$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	951,7	1.189
$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	409,8	530,7
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.398	2.394
$\dot{m}_{REFR} \left(\frac{kg}{h}\right)$	5.830	2.735

Tabla 30 1.7.4.1.2.3 – Resultados del caso inicial mejorado usando Propano

En la tabla 1.7.4.1.2.3 se muestran los resultados de los parámetros más influyentes en el ciclo, se observa por tanto un aumento del COP del 1,8% del caso mejorado usando Propano respecto al uso de R404A. La mayor diferencia se observa en que es necesario un caudal másico de refrigerante mucho menor. Esta diferencia se debe a que en el cambio de estado (Calor latente) del R404A se produce una diferencia de entalpías mucho menor que en el caso del Propano.

1.7.4.2 Uso de Propileno en lugar de R404A.

Se realiza el análisis del ciclo de la instalación de partida usando como refrigerante Propano, se hace un primer análisis con los parámetros iniciales, y se hace otro análisis variando parámetros con el fin de mejorar el ciclo. Teniendo en cuenta las consideraciones y ecuaciones del análisis del ciclo.

1.7.4.1.2 Comparativa entre el caso inicial con R404A y con Propileno.

Analizamos el caso inicial con los parámetros de partida y usando Propileno como refrigerante. En las figuras 1.7.4.2.1.1 y 1.7.4.2.1.2 se representan los diagramas ph del ciclo analizado tomando datos de la tabla 1.7.4.2.1.1.

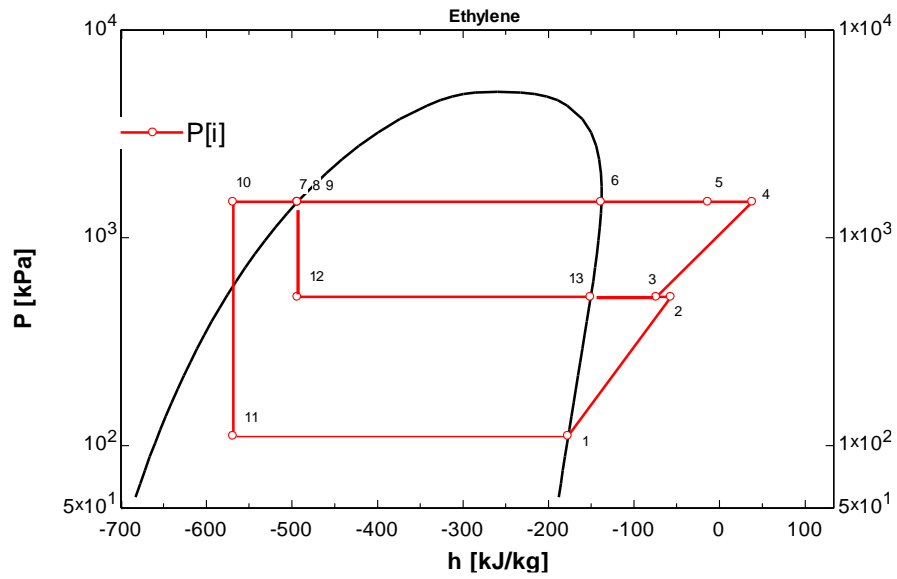


Figura 41 1.7.4.2.1.1 Diagrama de BO en el caso inicial usando Propileno

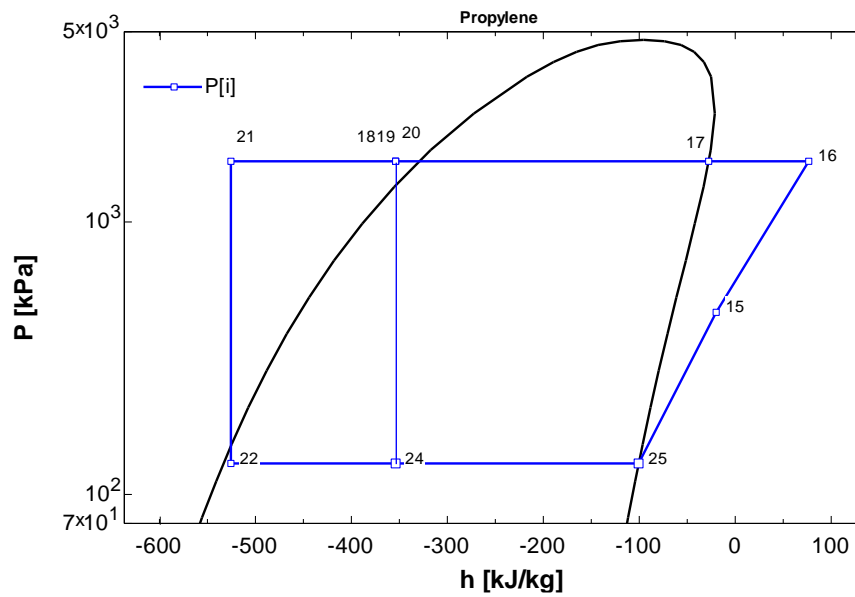


Figura 42 1.7.4.2.1.2 Diagrama de refrigerante en el caso inicial usando Propileno

ESTADOS	P (kPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	111,5	171	-177	-0,7923
2	520	266,7	-56,63	-0,675
3	520	255,3	-73,56	-0,7399
4	1493	334,8	38,69	-0,654
5	1493	305	-13,16	-0,8162
6	1493	234,1	-138,2	-1,284
7	1493	234,1	-493,3	-2,801
8	1493	234,1	-493,3	-2,801
9	1493	234,1	-493,3	-2,801
10	1493	206,3	-568,6	-3,144
11	111,5	171	-568,6	-3,083
12	520	203,3	-493,3	-2,763
13	520	203,3	-150,6	-1,077
14	130	231,1	-100,5	-0,425
15	465,9	294	-19,78	-0,3548
16	1670	364	76,7	-0,2874
17	1670	313,6	-27,44	-0,5957
18	1670	305	-353,8	-1,637
19	1670	305	-353,8	-1,637
20	1670	305	-353,8	-1,637
21	1670	234,1	-525,5	-2,275
22	130	231,1	-525,5	-2,264
23	130	231,1	-100,5	-0,425
24	130	231,1	-353,8	-1,521
25	130	231,1	-100,5	-0,425

Tabla 31 1.7.4.2.1.1 – Datos en cada punto para el caso inicial usando Propileno

	Caso inicial R404A	Caso inicial Propileno
COP	0,5507	0,5835
W_{tot} (kW)	473,1	446,6
W_{comp1} (kW)	80,57	80,54
W_{comp2} (kW)	106,2	91,66
W_{comp3} (kW)	135,8	125
W_{comp4} (kW)	150,6	149,4
\dot{V}_{comp1} ($\frac{m^3}{h}$)	1.057	1.056
\dot{V}_{comp2} ($\frac{m^3}{h}$)	410,1	406,9
\dot{V}_{comp3} ($\frac{m^3}{h}$)	2.101	1.875
\dot{V}_{comp4} ($\frac{m^3}{h}$)	673,5	644,6
\dot{m}_{BO} ($\frac{kg}{h}$)	2.411	2.410
\dot{m}_{REFR} ($\frac{kg}{h}$)	7.289	3.321

Tabla 32 1.7.4.2.1.2 – Resultados para el caso inicial usando Propileno

En la tabla 1.7.4.2.1.2 se muestra los parámetros más influyentes y se hace una comparativa con el uso de Propano y del R404A. Se observa cómo se consigue un aumento del COP de entorno al 6% respecto al caso inicial usando R404A y una disminución del trabajo de compresión total de 26,5 kW.

1.7.4.2.2 Comparativa entre el caso inicial mejorado con R404A y con Propileno.

Se realiza un análisis del ciclo de la instalación de partida usando Propileno como refrigerante y variando parámetros para la mejora del ciclo como se observa en la tabla 1.7.4.2.2.1 Y se compara con el ciclo inicial mejorado usando R404A como refrigerante. En las figuras 1.7.4.2.2.1 y 1.7.4.2.2.2 se representa los diagramas ph del ciclo tomando datos de la tabla 1.7.4.2.2.2.

	Caso inicial	Caso mejorado
Presión de condensación del R404A (P_{18})	1670 kPa	1367 kPa
Presión de condensación de Etileno (P_7)	1493 kPa	2224 kPa
Temperatura de la sangría en el Etileno (T_{13})	203,3 K	245,2 K
Temperatura de la sangría del Propileno (T_{25})	231,1 K	302 K
Temperatura de salida del cond-evap del Propileno (T_{23})	231,1 K	302 K
Presión de baja del Propileno (P_{23})	130 kPa	230 kPa

Tabla 33 1.7.4.1.2.1 – Variación de parámetros para la mejora del ciclo

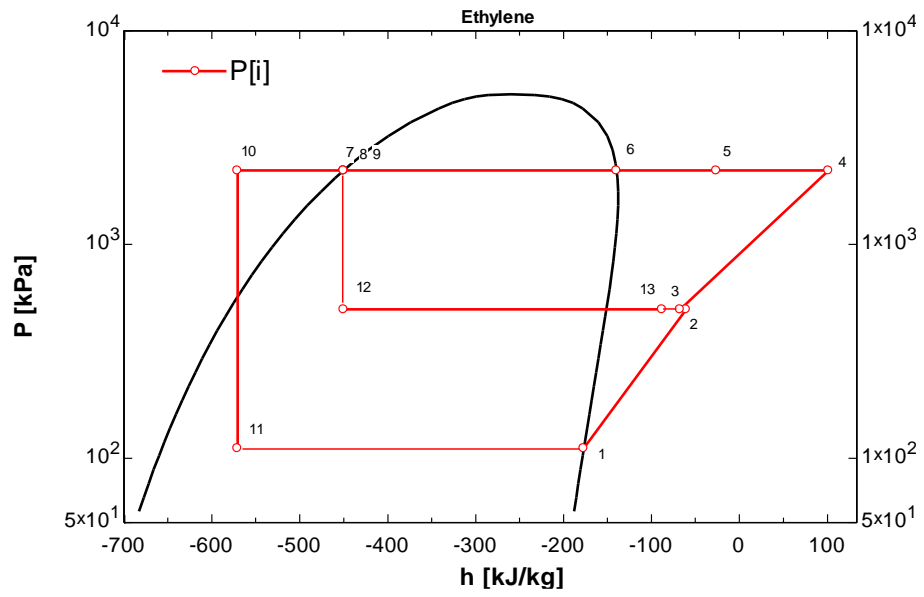


Figura 43 1.7.4.2.2.1 – Diagrama de BO en el ciclo inicial mejorado usando Propileno

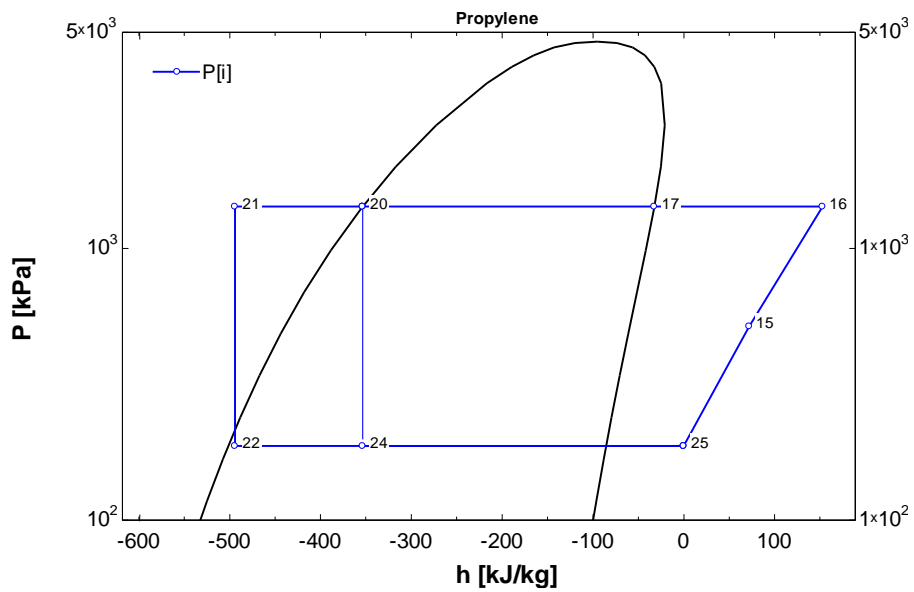


Figura 44 1.7.4.2.2.2 – Diagrama de refrigerante en el ciclo inicial mejorado usando Propileno

ESTADOS	P (kPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	111,5	171	-177	-0,7923
2	498,1	263,8	-60,58	-0,6777
3	498,1	259,2	-67,43	-0,7038
4	2224	373,8	101,6	-0,5873
5	2224	305	-26,14	-0,9646
6	2224	248,2	-139,7	-1,379
7	2224	248,2	-450,1	-2,629
8	2224	248,2	-450,1	-2,629
9	2224	248,2	-450,1	-2,629
10	2224	205,2	-570,9	-3,162
11	111,5	171	-570,9	-3,096
12	498,1	202,2	-450,1	-2,547
13	498,1	245,2	-87,93	-0,7852
14	230	302	-0,05653	-0,1559
15	560,7	349,1	71,98	-0,1036
16	1367	398,8	152,8	-0,05226
17	1367	305	-32,54	-0,582
18	1367	305	-353,6	-1,635
19	1367	305	-353,6	-1,635
20	1367	305	-353,6	-1,635
21	1367	248,2	-494	-2,142
22	230	245,2	-494	-2,134
23	230	302	-0,05653	-0,1559
24	230	245,2	-353,6	-1,562
25	230	302	-0,05653	-0,1559

Tabla 34 1.7.4.2.2.2 – Datos en cada punto para el ciclo inicial mejorado usando Propano

	Caso inicial R404A mejorado	Caso mejorado Propileno.
COP	0,663	0,6679
W_{tot} (kW)	393	390,1
W_{comp1} (kW)	77,87	77,44
W_{comp2} (kW)	151,4	150
W_{comp3} (kW)	78,54	76,66
W_{comp4} (kW)	85,21	86,01
$\dot{V}_{comp1} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	1.051	1.050
$\dot{V}_{comp2} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	470,3	470,7
$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	951,7	962,7
$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	409,8	448,3
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.398	2.396
$\dot{m}_{REFR} \left(\frac{kg}{h}\right)$	5.830	2.742

Tabla 35 1.7.4.2.2.3 – Resultados del ciclo inicial mejorado usando Propano

En la tabla 1.7.4.2.2.3 se observa un aumento del COP de entrono al 1% respecto al caso inicial mejorado con R404A.

1.7.4.3 Comparativa entre los tres refrigerantes

En la tabla 1.7.4.3.1 se comparan los datos con los parámetros más significativos.

	Caso inicial mejorado R404A	Caso mejorado Propano.	Caso mejorado Propileno.
COP	0,663	0,6752	0,6679
W_{tot} (kW)	393	385,9	390,1
W_{comp1} (kW)	77,87	77,16	77,44
W_{comp2} (kW)	151,4	149,1	150
W_{comp3} (kW)	78,54	75,89	76,66
W_{comp4} (kW)	85,21	83,79	86,01
$\dot{V}_{comp1} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	1.051	1.047	1.050
$\dot{V}_{comp2} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	470,3	471	470,7
$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	951,7	1.189	962,7
$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	409,8	530,7	448,3
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.398	2.394	2.396
$\dot{m}_{REFR} \left(\frac{kg}{h}\right)$	5.830	2.735	2.742

Tabla 36 1.7.4.3.1 – Comparativa entre los resultados de los ciclos mejorados de cada refrigerante

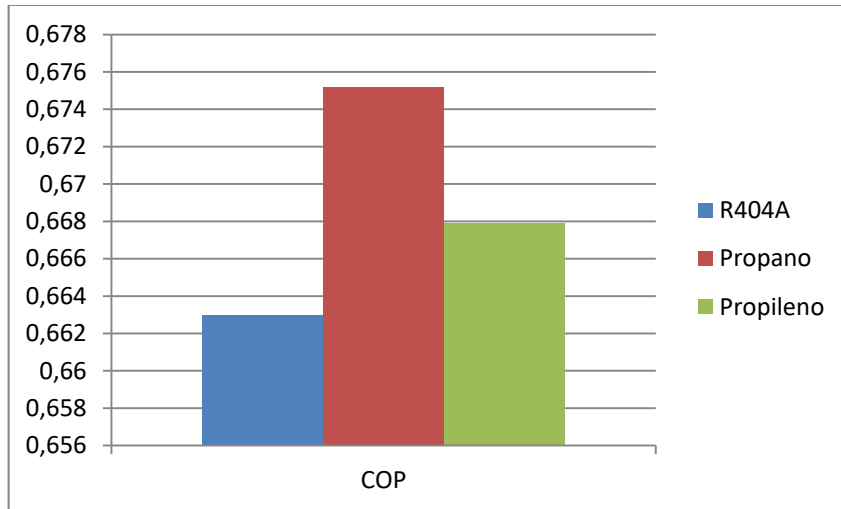


Figura 45 1.7.4.3.1 – Diagrama comparativo del COP de los ciclos con cada refrigerante

En la figura 1.7.4.3.1 que toma datos de la tabla 1.7.4.3.1, se hace una comparativa entre los resultados de los parámetros del ciclo inicial mejorado, usando los distintos refrigerantes y se comprueba como el Propano es el mejor refrigerante para instalación de partida ya que tienen el mayor COP (0,6797). Además se observa en la Figura 1.7.4.3.2. ser el que menos refrigerante necesita para la instalación, de todas formas el Propileno tiene unos resultados muy parecidos, por lo que es una alternativa de refrigerante a tener en cuenta.

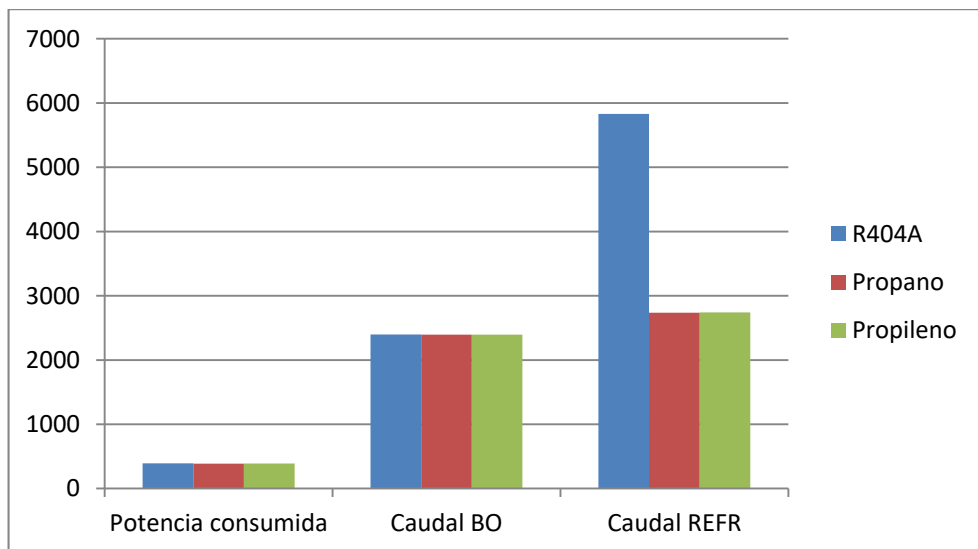


Figura 46 1.7.4.3.2 – Diagrama comparativo de los caudales y la potencia consumida de los ciclos con cada refrigerante

1.7.5 Instalación propuesta 1 (Caso 1)

Después del estudio de varias alternativas con diferentes ciclos de cascada con inyección parcial en alta y en baja, se llega a la siguiente propuesta de instalación.

1.7.5.1 Descripción de la instalación.

En la figura 1.7.5.1.1 se representa la instalación propuesta. Esta instalación se trabaja según un ciclo en cascada con dos inyecciones parciales, a diferencia de la instalación de partida que solo utiliza inyección parcial en el ciclo de BOG. La mejora principal de esta instalación frente a las demás alternativas estudiadas, es que en este caso se utiliza un intercambiador entre la salida de BO del tanque (13) y la entrada a los tanques del mismo (11), consiguiendo que el Etileno relicuado entre en el tanque (12) con un título mucho menor, lo que consigue una menor generación de BOG. Respecto a la instalación de partida, esta instalación utiliza un enfriador (cooler 2) a mayores, después de la compresión de BOG (4) consiguiendo así una reducción del caudal másico de refrigerante necesario para condensar el BO.

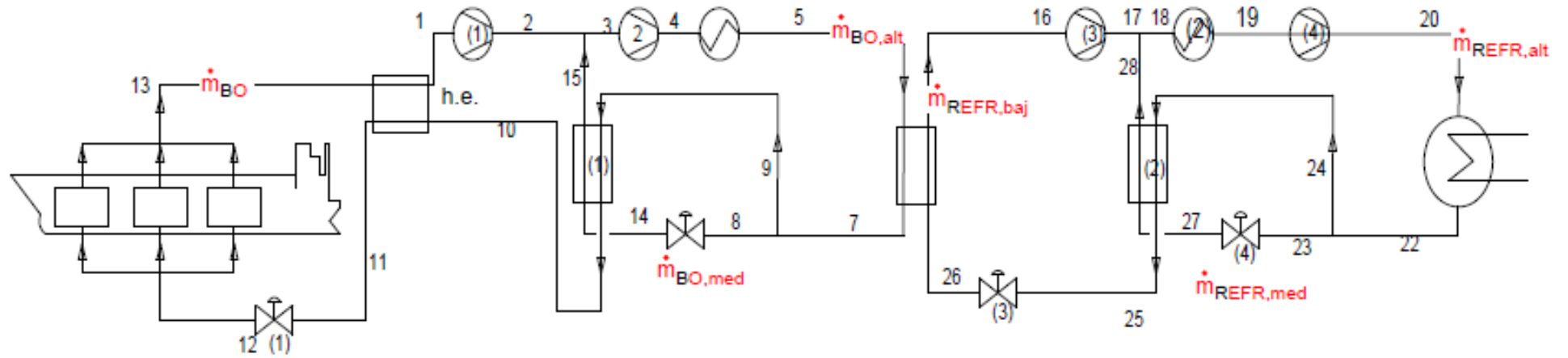


Figura 47 1.7.5.1.1 – Diagrama de la instalación propuesta 1

1.7.5.2 Análisis usando Propano como refrigerante.

Analizamos primeramente el ciclo con el uso de Propano, el uso de R404A queda descartado ya que se vio como es una mala opción. Este análisis se realiza variando parámetros con el fin de conseguir el mejor COP posible, como se observa en la Tabla 1.7.5.2.1. Se utilizan las consideraciones y ecuaciones termodinámicas del análisis de la instalación de partida.

	Caso 1 inicial	Caso 1 mejorado
Temperatura de la sangría en el Etileno (T_{15})	198 K	232,9 K
Temperatura de la sangría del Propano (T_{28})	263,8 K	302 K
Temperatura de salida del cond-evap del Propano (T_{16})	232,9 K	302 K

Tabla 37 1.7.5.2.1 Variación de parámetros para la mejora del ciclo

Hay que tener en cuenta, que cuanto mayor es la P_2 mayor COP se obtiene como se observa en la figura 1.7.5.2.1, teniendo en cuenta como parámetro limitante la T_4 , ya que esta no debe ser mayor de unos 160 °C, debido a los parámetros límites del compresor. En la práctica no se puede variar este dato, ya que la presión debe ser la media geométrica para repartir la carga correctamente entre las dos etapas de los compresores. Por lo que la presión intermedia de BO se realiza por media geométrica.

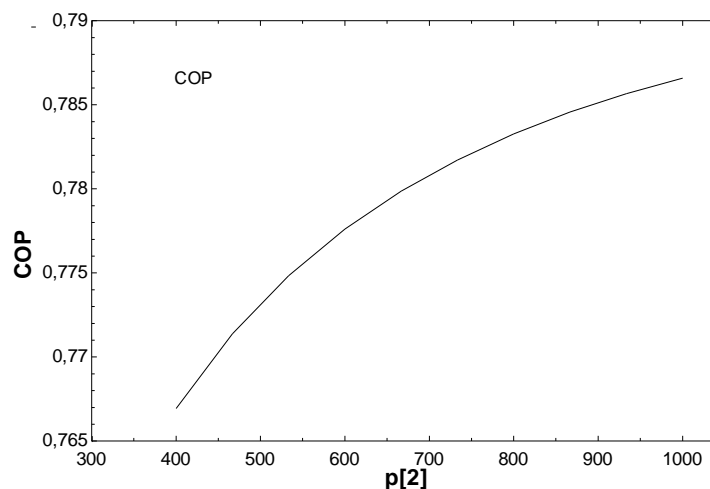


Figura 48 1.7.5.2.1 Variación COP respecto a P_2 .

En las figuras 1.7.5.2.2 y 1.7.5.2.3 se representan los diagramas ph del ciclo de la Instalación Propuesta usando Propano como refrigerante, tomando datos de la Tabla 1.7.5.2.2.

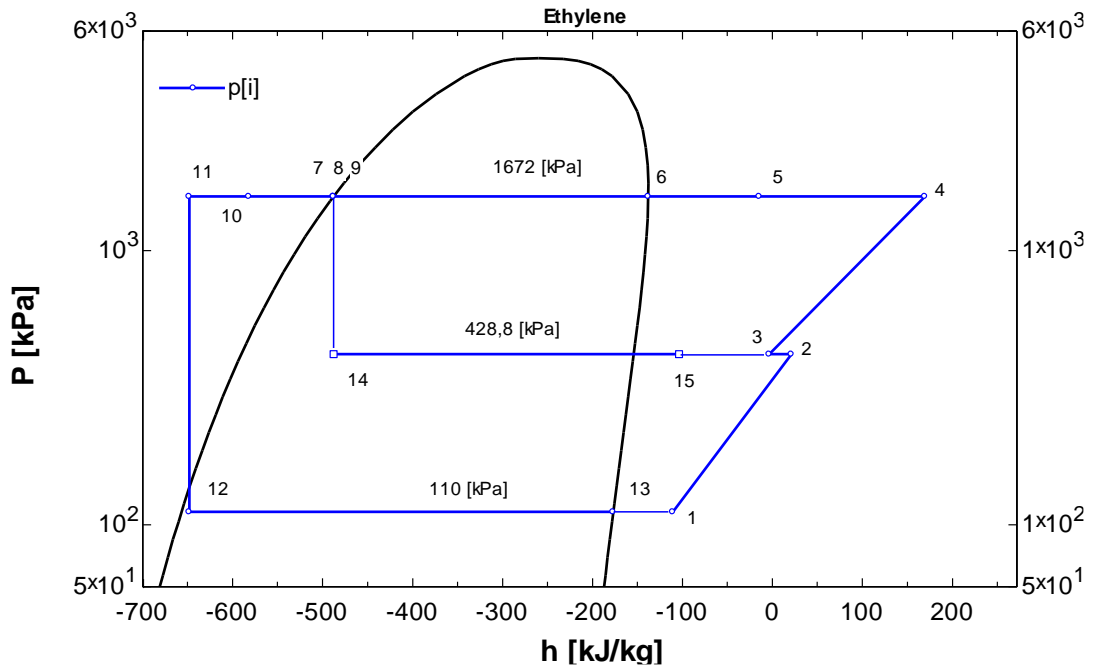


Figura 49 1.7.5.2.2 – Diagrama de BO del Caso 1 usando Propano

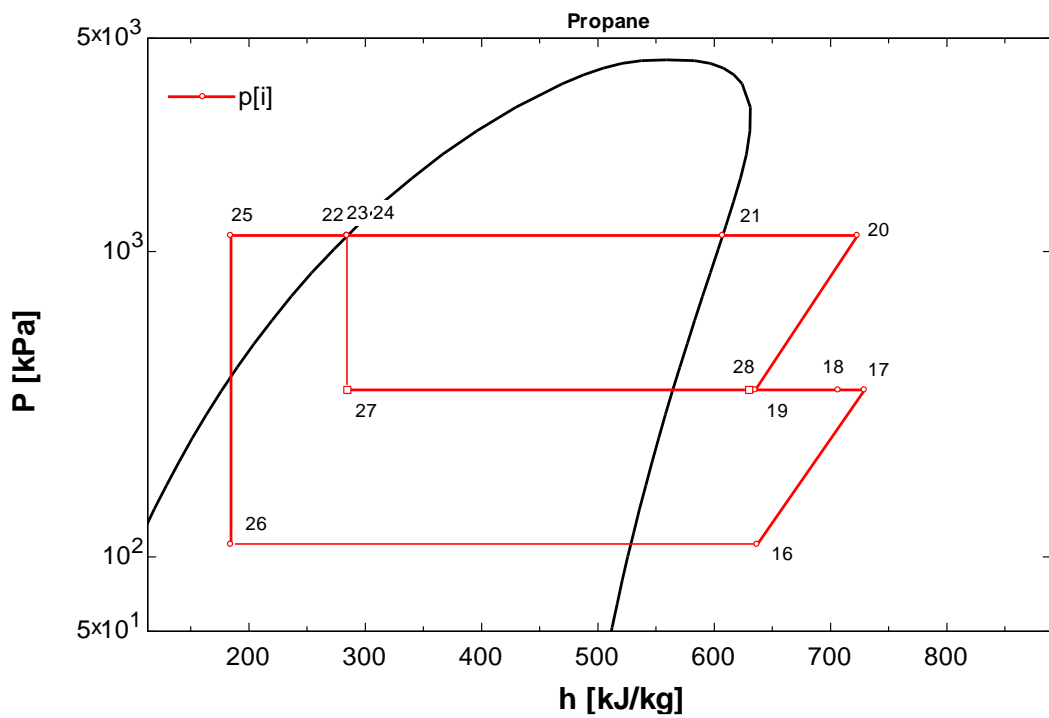


Figura 50 1.7.5.2.3 - Diagrama de refrigerante del Caso 1 usando Propano

ESTADOS	P (kPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	419,5	315,6	21,19	-0,3455
2	419,5	300,2	-3,399	-0,4254
3	1578	405,3	169,5	-0,3158
4	1578	305	-14,61	-0,8358
5	1578	235,9	-138	-1,296
6	1578	235,9	-487,8	-2,779
7	1578	235,9	-487,8	-2,779
8	1578	235,9	-487,8	-2,779
9	1578	201	-582	-3,21
10	1578	174	-648,1	-3,563
11	111,5	171	-648,1	-3,548
12	111,5	171	-177	-0,7923
13	419,5	198	-487,8	-2,723
14	419,5	232,9	-103,7	-0,803
15	110	302	637	2,852
16	352,4	355,1	729	2,918
17	352,4	343,7	706,8	2,854
18	352,4	305	635,3	2,633
19	1129	360,4	723,1	2,695
20	1129	305	607,2	2,346
21	1129	305	284,5	1,288
22	1129	305	284,5	1,288
23	1129	305	284,5	1,288
24	1129	266,8	184,5	0,9382
25	110	232,9	184,5	0,9686
26	352,4	263,8	284,5	1,323
27	352,4	302	630	2,616
28	419,5	315,6	21,19	-0,3455

Tabla 38 1.7.5.2.2 – Datos en cada punto para el Caso 1 usando Propano

	Caso inicial mejorado Propano.	Caso 1 mejorado Propano
COP	0,6752	0,762
Q_e (kW)	260,6	260,6
W_{tot} (kW)	385,9	341,9
W_{comp1} (kW)	77,16	73,45
W_{comp2} (kW)	149,1	119,8
W_{comp3} (kW)	75,89	66,64
W_{comp4} (kW)	83,79	82,07
$\dot{V}_{comp1} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	1.047	1.161
$\dot{V}_{comp2} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	471	516,5
$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	1.189	1.328
$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	530,7	519,2
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.394	2.003
$\dot{m}_{REFR} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.735	2.608
$\dot{m}_{BO,alt} \left(\frac{kg}{h}\right)$	3.187	2.494
$\dot{m}_{REFR,alt} \left(\frac{kg}{h}\right)$	3.866	3.363

Tabla 39 1.7.5.2.3 - Resultados del Caso 1 usando Propano

Se observa por tanto en la tabla 1.7.5.2.3. como hay una mejora de un 13% del COP respecto al caso inicial de la instalación de partida, usando Propano como refrigerante, analizando ambos ciclos con los datos mejorados para cada parámetro.

1.7.5.3 Análisis usando Propileno como refrigerante.

Se analiza ahora el ciclo de la instalación propuesta usando Propileno como refrigerante y una vez más variando parámetros con el fin de conseguir una mejora del ciclo, como se muestra en la tabla 1.7.5.3.1.

	Caso 1 inicial	Caso 1 mejorado
Temperatura de la sangría en el Etileno (T₁₅)	198 K	227,3 K
Temperatura de la sangría del Propileno (T₂₈)	263,8 K	302 K
Temperatura de salida del cond-evap del Propileno (T₁₆)	232,9 K	302 K

Tabla 40 1.7.5.3.1 Variación de parámetros para la mejora del ciclo

En las figuras 1.7.5.3.1 y 1.7.5.3.2 se representan los diagramas ph del ciclo de la Instalación Propuesta 1 usando Propileno como refrigerante, tomando datos de la Tabla 1.7.5.3.2.

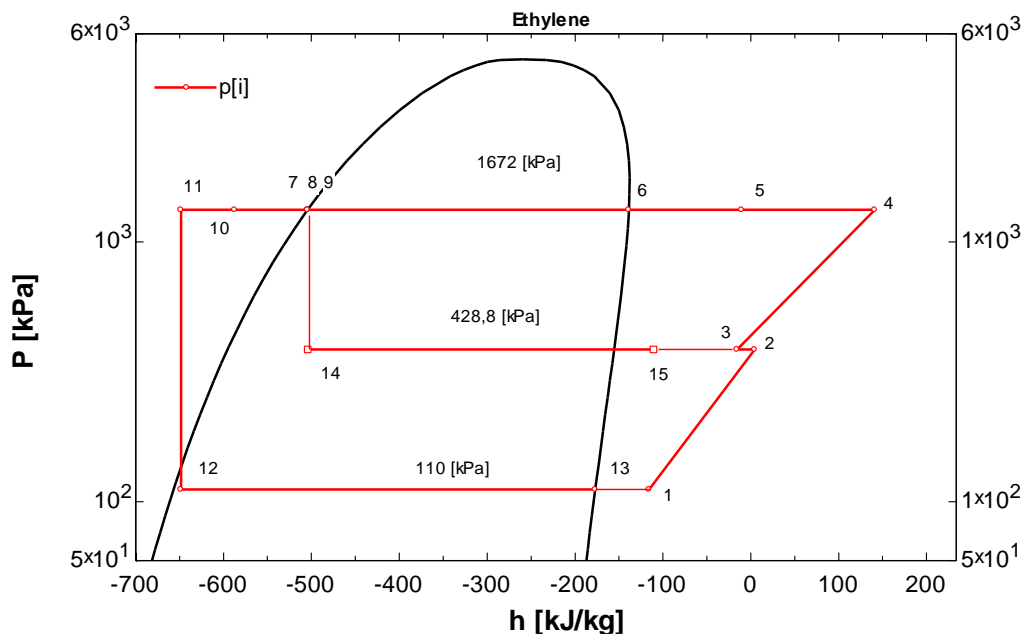


Figura 51 1.7.5.3.1 – Diagrama del BO del Caso 1 usando Propileno

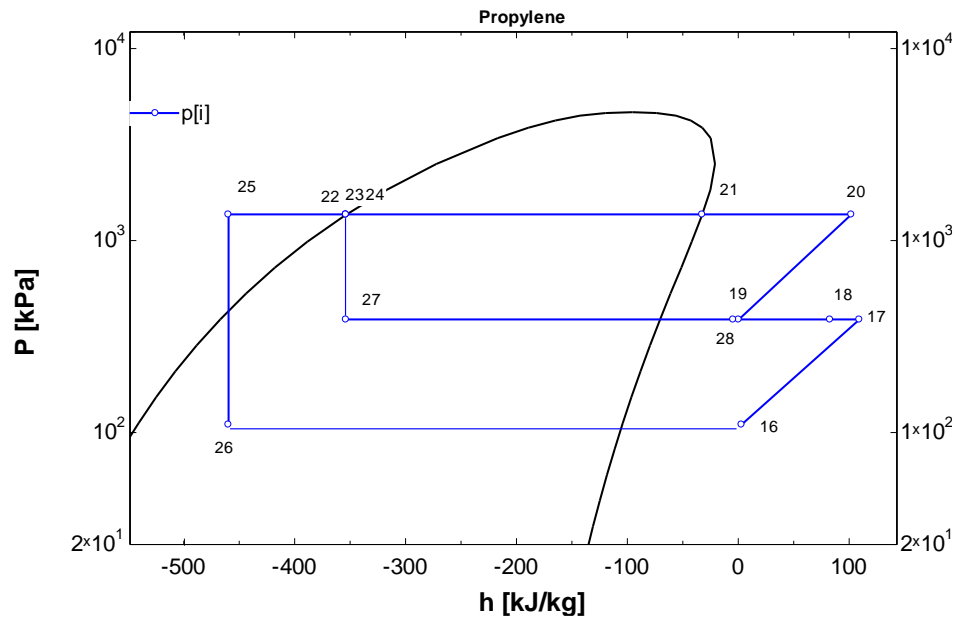


Figura 52 1.7.5.3.2 – Diagrama del refrigerante del Caso 1 usando Propileno

	P (kPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	385,3	304,9	4,558	-0,3744
2	385,3	292,1	-15,54	-0,4418
3	1331	389,5	141	-0,3385
4	1331	305	-10,41	-0,7757
5	1331	230,3	-138,7	-1,26
6	1331	230,3	-504,3	-2,847
7	1331	230,3	-504,3	-2,847
8	1331	230,3	-504,3	-2,847
9	1331	199	-587,2	-3,234
10	1331	174	-648,4	-3,562
11	111,5	171	-648,4	-3,549
12	111,5	171	-177	-0,7923
13	385,3	196	-504,3	-2,801
14	385,3	227,3	-110,9	-0,8101
15	110	302	3,112	-0,002902
16	387,7	367,9	109,3	0,07074
17	387,7	353,2	82,8	-0,002779
18	387,7	305	0,4852	-0,2531
19	1367	373,5	102	-0,184
20	1367	305	-32,54	-0,582
21	1367	305	-353,6	-1,635
22	1367	305	-353,6	-1,635
23	1367	305	-353,6	-1,635
24	1367	263	-459,8	-2,008
25	110	227,3	-459,8	-1,974
26	387,7	260	-353,6	-1,593
27	387,7	302	-4,405	-0,2692
28	385,3	304,9	4,558	-0,3744

Tabla 41 1.7.5.3.2 – Datos en cada punto para el ciclo mejorado del Caso 1 usando Propileno

	Caso Inicial mejorado Propileno.	Caso 1 mejorado Propileno
COP	0,6679	0,7581
Q_e (kW)	260,6	260,6
W_{tot} (kW)	390,1	343,7
W_{comp1} (kW)	77,44	66,94
W_{comp2} (kW)	150	105,4
W_{comp3} (kW)	76,66	76,3
W_{comp4} (kW)	86,01	95,07
\dot{V}_{comp1} ($\frac{m^3}{h}$)	1.050	1.140
\dot{V}_{comp2} ($\frac{m^3}{h}$)	470,7	531,8
\dot{V}_{comp3} ($\frac{m^3}{h}$)	962,7	1.382
\dot{V}_{comp4} ($\frac{m^3}{h}$)	448,3	496,8
\dot{m}_{BO} ($\frac{kg}{h}$)	2.396	2.002
\dot{m}_{REFR} ($\frac{kg}{h}$)	2.742	2.587
$\dot{m}_{BO,alt}$ ($\frac{kg}{h}$)	3.195	2.424
$\dot{m}_{REFR,alt}$ ($\frac{kg}{h}$)	3.831	2.587

Tabla 42 1.7.5.3.3 – Resultados del Caso 1 usando Propileno

En la tabla 1.7.5.3.3 se realiza una comparación entre los parámetros más influyentes del ciclo usando Propano y usando Propileno. Se observa como hay un aumento del COP del 0,09.

	Caso 1 mejorado Propano	Caso 1 mejorado Propileno
COP	0,762	0,7581
Qe (kW)	260,6	260,6
Wtot (kW)	341,9	343,7
W_{comp1} (kW)	73,45	66,94
W_{comp2} (kW)	119,8	105,4
W_{comp3} (kW)	66,64	76,3
W_{comp4} (kW)	82,07	95,07
$\dot{V}_{comp1} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	1.161	1.140
$\dot{V}_{comp2} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	516,5	531,8
$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	1.328	1.382
$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	519,2	496,8
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.003	2.002
$\dot{m}_{REFR} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.608	2.587
$\dot{m}_{BO,alt} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.494	2.494
$\dot{m}_{REFR,alt} \left(\frac{kg}{h}\right)$	3.363	3.373

Tabla 43 1.7.5.3.4 – Comparativa del Caso 1 entre el uso de Propano y Propileno

Como se observa en la tabla 1.7.5.3.3, el uso de Propano da un mayor COP, aunque el Propileno tienen unos resultados semejantes por lo cual es también una buena alternativa.

1.7.6 INSTALACIÓN PROPUESTA 2 (Caso 2)

Una vez analizadas diferentes posibles plantas con ciclos en cascada y dos inyecciones totales, se llega a la siguiente instalación propuesta.

1.7.6.1 Descripción de la instalación.

La figura 1.7.6.1.1 representa la Instalación Propuesta 2. Esta instalación al contrario que la instalación de partida utiliza dos inyecciones totales en un ciclo en cascada, a través de cámaras flash, en donde se separa el líquido de vapor, saliendo por (7) vapor saturado, y por (8) líquido saturado. Lo mismo ocurre en el caso del refrigerante.

Al igual que el caso anterior se usara doble compresión con enfriamiento intermedio, ya que el vapor sobrecalentado (1) se junta con otro caudal que sale de la cámara flash (7) como vapor saturado y sale a una temperatura intermedia entre éstos flujos. Al tratarse de una inyección total no van a haber pérdidas por intercambio de calor.

En este caso el vapor saturado que se separa en la cámara flash (7), se une al BO que sale del primer compresor, reduciendo así su temperatura, y pasa a la segunda etapa de compresión, acabando está en la cámara flash de nuevo, por lo que el líquido saturado será extraído para llegar al tanque, después de subenfriarse (9) y expandirse en una válvula de expansión (10).

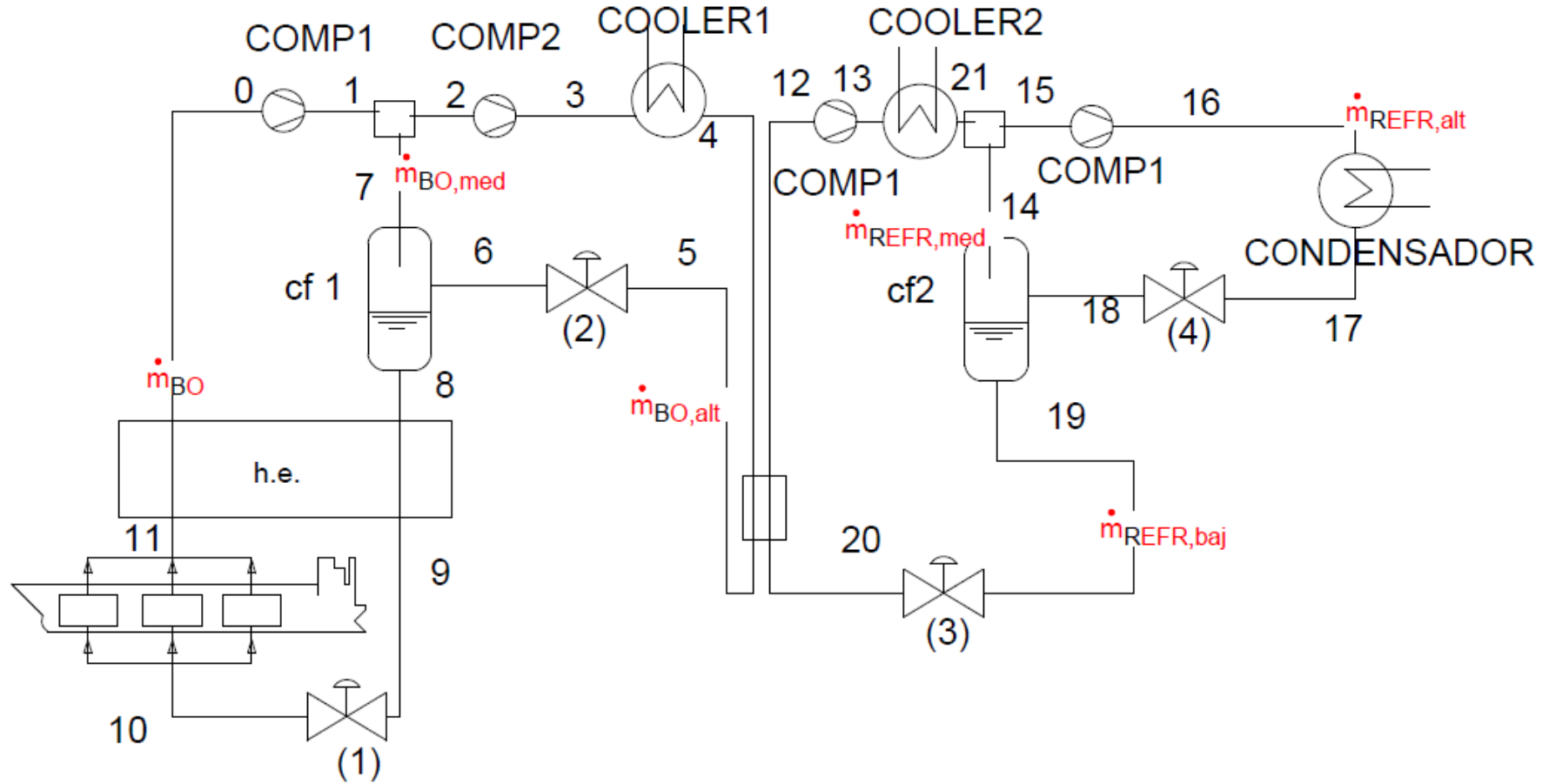


Figura 53 1.15.1.1 Diagrama de la instalación propuesta 2

1.7.6.2 Análisis usando Propano como refrigerante.

Se analiza el ciclo usando Propano y variando parámetros con el fin de mejorar el ciclo, como se observa en la figura 1.7.6.2.1, consiguiendo los siguientes resultados. En las figuras 1.7.6.2.1 y 1.7.6.2.2 se representan los diagramas ph del ciclo analizado.

	Caso 1 inicial	Caso 1 mejorado
Temperatura de salida del cond-evap del Propano (T_{12})	232,9 K	302 K

Tabla 44 1.7.6.2.1 Variación de parámetros para la mejora del ciclo

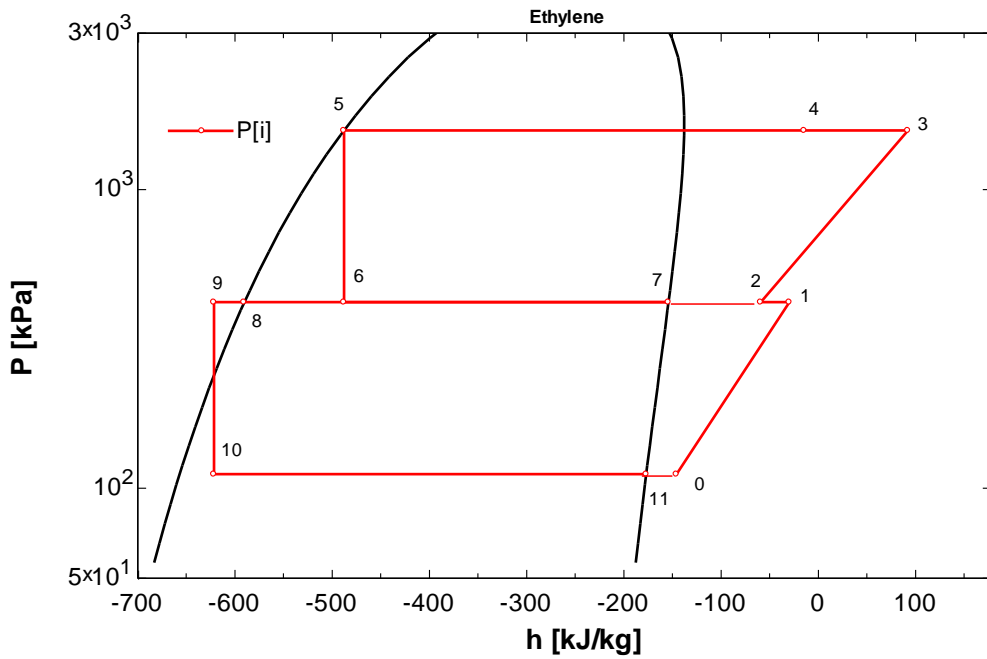


Figura 54 1.7.6.2.1 – Diagrama de BO del Caso 2 usando Propano

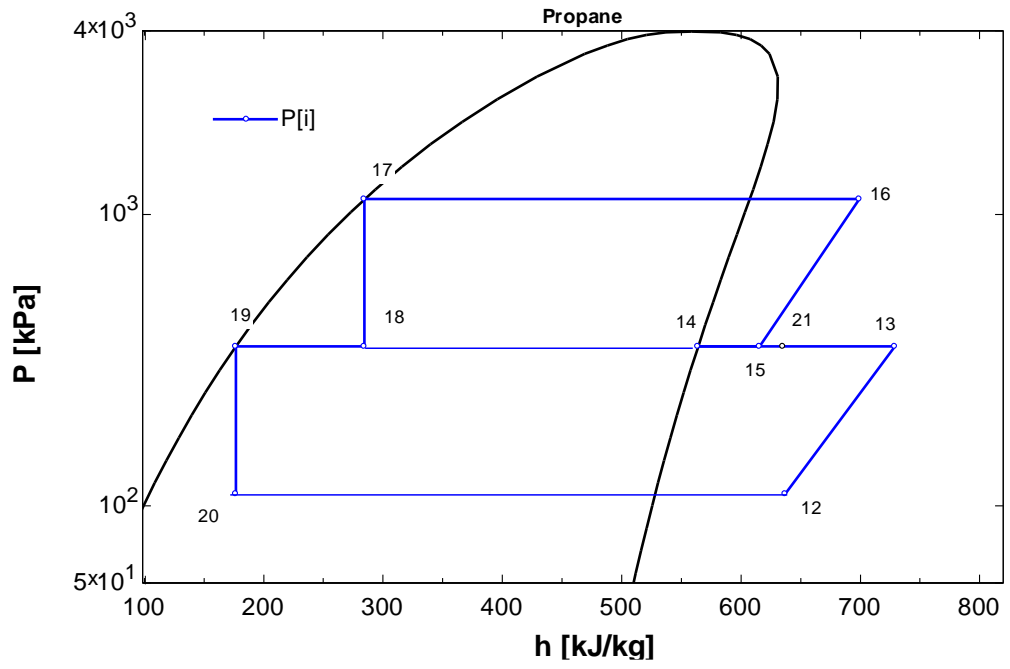


Figura 55 1.7.6.2.2 – Diagrama de refrigerante del Caso 2 usando Propano

	P (kPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
0	111,5	195	-145,8	-0,6219
1	419,5	283,2	-29,78	-0,5158
2	419,5	263,7	-59,01	-0,6228
3	1578	365	92,34	-0,5161
4	1578	305	-14,61	-0,8358
5	1578	235,9	-487,8	-2,779
6	419,5	198	-487,8	-2,723
7	419,5	198	-154,1	-1,038
8	419,5	198	-590,4	-3,241
9	419,5	185,4	-621,5	-3,403
10	111,5	171	-621,5	-3,392
11	111,5	171	-177	-0,7923
12	110	302	637	2,852
13	352,4	355,1	729	2,918
14	352,4	263,8	564,1	2,383
15	352,4	293,8	615,5	2,567
16	1129	349,1	699,4	2,628
17	1129	305	284,5	1,288
18	352,4	263,8	284,5	1,323
19	352,4	263,8	176,7	0,9141
20	110	232,9	176,7	0,935
21	352,4	305	635,3	2,633

Tabla 45 1.7.6.2.1 – Datos en cada punto para el ciclo inicial del caso 2 usando Propileno

	Caso inicial mejorado Propano.	Caso 2 Propano
COP	0,6752	0,7442
Q_e (kW)	260,6	260,6
W_{tot} (kW)	385,9	350,1
W_{comp1} (kW)	77,16	68,44
W_{comp2} (kW)	149,1	116,7
W_{comp3} (kW)	75,89	72,9
W_{comp4} (kW)	83,79	92,11
\dot{V}_{comp1} ($\frac{m^3}{h}$)	1.047	1.075
\dot{V}_{comp2} ($\frac{m^3}{h}$)	471	498,9
\dot{V}_{comp3} ($\frac{m^3}{h}$)	1.189	1.452
\dot{V}_{comp4} ($\frac{m^3}{h}$)	530,7	583,2
\dot{m}_{BO} ($\frac{kg}{h}$)	2.394	2.123
\dot{m}_{REFR} ($\frac{kg}{h}$)	2.735	2.853
$\dot{m}_{BO,alt}$ ($\frac{kg}{h}$)	3.187	2.776
$\dot{m}_{REFR,alt}$ ($\frac{kg}{h}$)	3.866	3.954

Tabla 46 1.7.6.2.3 – Resultados para el ciclo mejorado del Caso 2 usando Propileno

En la Tabla 1.7.6.2.3 se observa una mejora de entorno al 10% del COP, respecto al caso inicial mejorado, usando en ambos casos Propano como refrigerante.

1.7.6.3 Análisis usando Propileno como refrigerante.

Se realiza el análisis con Propileno y una vez más variando parámetros para buscar una mejora del COP, como se observa en la Tabla 1.7.6.3.1. En las Figuras 1.7.6.3.1 y 1.7.6.3.2 se representan los diagramas ph del ciclo usando Propileno como refrigerante, tomando datos de la tabla 1.7.6.3.2.

	Caso 1 inicial	Caso 1 mejorado
Temperatura de salida del cond-evap del Propileno (T₁₂)	232,9 K	302 K

Tabla 47 1.7.6.3.1 Variación de parámetros para la mejora del ciclo

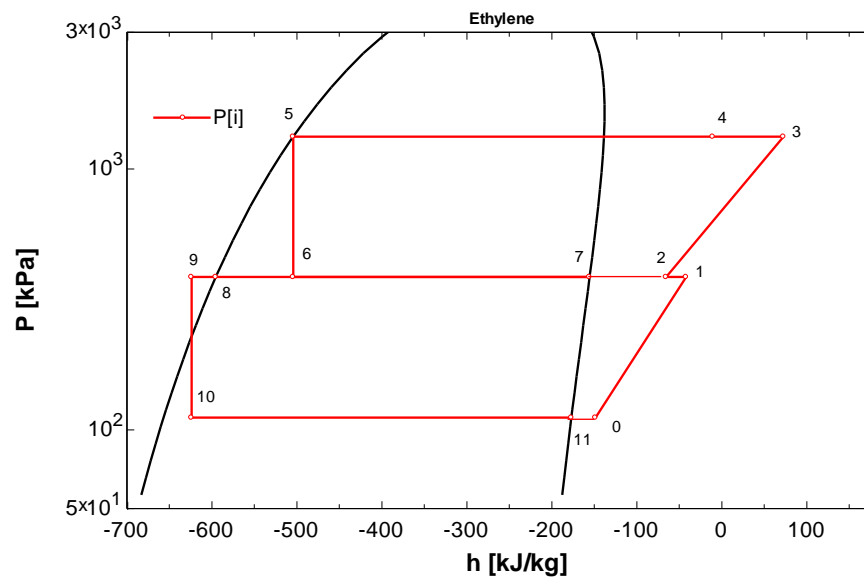


Figura 56 1.7.6.3.1 – Diagrama de BO del Caso 2 usando Propileno

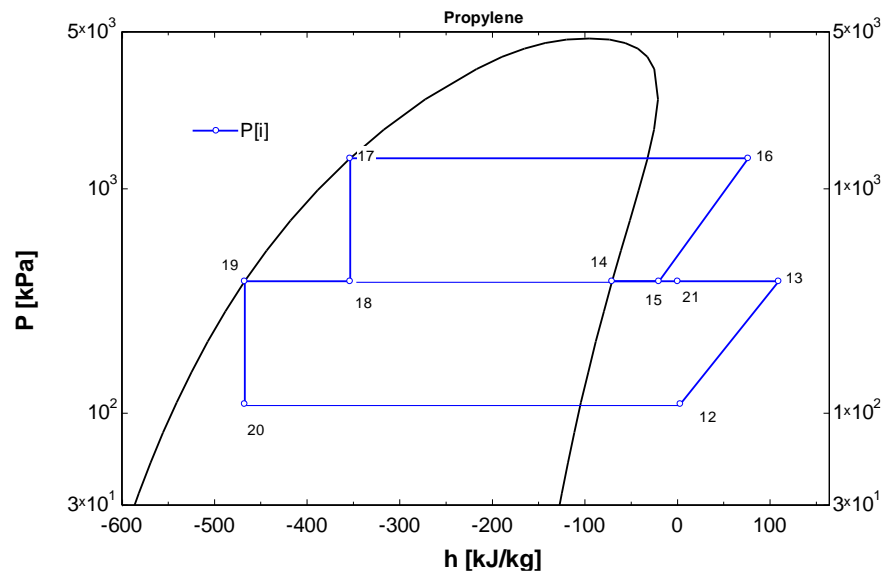


Figura 57 1.7.6.3.2 – Diagrama del refrigerante del Caso 2 usando Propileno

	P (kPa)	T (K)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
0	111,5	193	-148,4	-0,6354
1	385,3	274,7	-42,01	-0,5352
2	385,3	258,8	-65,56	-0,6235
3	1331	352,7	72,69	-0,5227
4	1331	305	-10,41	-0,7757
5	1331	230,3	-504,3	-2,847
6	385,3	196	-504,3	-2,801
7	385,3	196	-155,6	-1,022
8	385,3	196	-595,5	-3,266
9	385,3	184,5	-624	-3,416
10	111,5	171	-624	-3,406
11	111,5	171	-177	-0,7923
12	110	302	3,112	-0,002902
13	387,7	367,9	109,3	0,07074
14	387,7	260	-70,56	-0,5049
15	387,7	292,4	-19,89	-0,3213
16	1367	360,5	76,53	-0,2533
17	1367	305	-353,6	-1,635
18	387,7	260	-353,6	-1,593
19	387,7	260	-467,4	-2,031
20	110	227,3	-467,4	-2,007
21	387,7	305	0,4852	-0,2531

Tabla 48 1.7.6.3.2 – Datos en cada punto para el ciclo mejorado del caso 2 usando Propileno

En la Tabla 1.7.6.3.3 se puede observar como aumenta el COP en un 10% respecto al ciclo inicial, usando en ambos Propileno como refrigerante.

	Caso inicial mejorado Propileno.	Caso 2 Propileno
COP	0,6679	0,74
Q_e (kW)	260,6	260,6
W_{tot} (kW)	390,1	352,2
W_{comp1} (kW)	77,44	62,42
W_{comp2} (kW)	150	102,3
W_{comp3} (kW)	76,66	82,44
W_{comp4} (kW)	86,01	105
\dot{V}_{comp1} ($\frac{m^3}{h}$)	1.050	1.057
\dot{V}_{comp2} ($\frac{m^3}{h}$)	470,7	512
\dot{V}_{comp3} ($\frac{m^3}{h}$)	962,7	1.494
\dot{V}_{comp4} ($\frac{m^3}{h}$)	448,3	548,7
\dot{m}_{BO} ($\frac{kg}{h}$)	2.396	2.111
\dot{m}_{REFR} ($\frac{kg}{h}$)	2.742	2.796
$\dot{m}_{BO,alt}$ ($\frac{kg}{h}$)	3.195	2.664
$\dot{m}_{REFR,alt}$ ($\frac{kg}{h}$)	3.831	3.920

Tabla 49 1.7.6.3.3 – Resultados para el ciclo mejorado del caso 2 usando Propileno

En la tabla 1.7.6.3.4 se puede observar la comparación entre los parámetros más significativos, por el uso de Propano y el de Propileno:

	Caso 2 Propano	Caso 2 Propileno
COP	0,7442	0,74
Q_e (kW)	260,6	260,6
W_{tot} (kW)	350,1	352,2
W_{comp1} (kW)	68,44	62,42
W_{comp2} (kW)	116,7	102,3
W_{comp3} (kW)	72,9	82,44
W_{comp4} (kW)	92,11	105
$\dot{V}_{comp1} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	1.075	1.057
$\dot{V}_{comp2} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	498,9	512
$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	1.452	1.494
$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	583,2	548,7
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.123	2.111
$\dot{m}_{REFR} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.823	2.796
$\dot{m}_{BO,alt} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.776	2.664
$\dot{m}_{REFR,alt} \left(\frac{kg}{h}\right)$	3.954	3.920

Tabla 50 1.7.6.3.4 Comparativa entre el uso de Propano y el Propileno en el Caso 2.

Se puede observar como el Propano consigue un mayor COP, sin embargo el Propileno consigue una reducción en el caudal másico del BO y de refrigerante. Sin embargo el trabajo total es mayor debido a que los compresores trabajan con un salto entálpico mayor.

1.7.7 COMPARATIVA INSTALACIÓN DE PARTIDA CON LA INSTALACIÓN PROPUESTA 1 Y 2.

En las Tablas 1.7.7.1 y 1.7.7.2 se hace una comparativa con los parámetros significativos de las Instalaciones Propuestas 1 y 2 usando Propano y Propileno correspondientemente.

	Caso 1 Propano Mantener Presión	Caso 2 Propano Mantener Presión	Caso 1 Propano Enfriar	Caso 2 Propano Enfriar
COP	0,7667	0,7488	0,762	0,7442
W_{tot} (kW)	122,9	125,9	341,9	350,1
W_{comp1} (kW)	26,4	24,6	73,45	68,44
W_{comp2} (kW)	43,05	41,94	119,8	116,7
W_{comp3} (kW)	23,95	26,2	66,64	72,9
W_{comp4} (kW)	29,5	33,11	82,07	92,11
$\dot{V}_{comp1} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	417,4	386,2	1.161	1.075
$\dot{V}_{comp2} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	185,7	179,3	516,5	498,9
$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	477,2	522	1.328	1.452
$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	186,6	209,6	519,2	583,2
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	720	763,1	2.003	2.123
$\dot{m}_{REFR_{baja}} \left(\frac{kg}{h}\right)$	937,6	1.026	2.608	2.853
P_{baja} (BO/REFR)	111,5/110	111,5/110	111,5/110	111,5/110
P_{media}(BO/REFR)	419,5/352,4	419,5/352,4	419,5/352,4	419,5/352,4
P_{alta} (BO/REFR)	1578/1129	1578/1129	1578/1129	1578/1129

Tabla 51 1.7.7.1 Comparación entre la Instalación Propuesta 1 y 2 en el caso de enfriamiento.

	Caso 1 Propileno Mantener Presión	Caso 2 Propileno Mantener Presión	Caso 1 Propileno Enfriar	Caso 2 Propileno Enfriar
COP	0,7627	0,7445	0,7581	0,74
Q_e (kW)	94,24	94,24	260,6	260,6
W_{tot} (kW)	123,6	126,6	343,7	352,2
W_{comp1} (kW)	24,06	22,44	66,94	62,42
W_{comp2} (kW)	37,9	36,77	105,4	102,3
W_{comp3} (kW)	27,43	29,64	76,3	82,44
W_{comp4} (kW)	34,17	37,73	95,07	105
\dot{V}_{comp1} ($\frac{m^3}{h}$)	409,8	379,8	1.140	1.057
\dot{V}_{comp2} ($\frac{m^3}{h}$)	191,2	184	531,8	512
\dot{V}_{comp3} ($\frac{m^3}{h}$)	496,9	537	1.382	1.494
\dot{V}_{comp4} ($\frac{m^3}{h}$)	178,6	197,2	496,8	548,7
\dot{m}_{BO} ($\frac{kg}{h}$)	719,6	758,9	2.002	2.111
$\dot{m}_{REFR_{baja}}$ ($\frac{kg}{h}$)	929,7	1.005	2.587	2.796
P_{baja} (BO/REFR)	111,5/110	111,5/110	111,5/110	111,5/110
P_{media} (BO/REFR)	419,5/352,4	385,3/387,7	385,3/387,7	385,3/387,7
P_{alta} (BO/REFR)	1578/1129	1331/1367	1331/1367	1331/1367

Tabla 52 1.7.7.2 – Comparativa de resultados entre el el caso inicial y el caso 1 y 2 en el caso de mantener presión.

Se observa por tanto, en las Tablas 1.7.7.1 y 1.7.7.1 que el ciclo de la Instalación Propuesta 1 ofrece el mayor COP en ambos casos, además, utiliza un caudal másico de refrigerante y BO menor que la Instalación Propuesta 2, y opera con un menor caudal volumétrico en la aspiración el compresor de refrigerante.

En la Tabla 1.7.7.3 se hace una comparativa entre el caso 1, el caso 2, y el caso inicial. Se puede observar cómo se mejora el COP en un 38% en la Instalación Propuesta 1 y en un 35% en la Instalación Propuesta 2, usando Propano como refrigerante, respecto al caso inicial de la Instalación Inicial.

	Caso Inicial enfriar R404A	Caso inicial Enfriar mejorado Propano	Caso 1 Propano Enfriar	Caso 2 Propano Enfriar
COP	0,5507	0,6752	0,762	0,7442
W_{tot} (kW)	473,1	260,6	341,9	350,1
W_{comp1} (kW)	80,57	385,9	73,45	68,44
W_{comp2} (kW)	106,2	77,16	119,8	116,7
W_{comp3} (kW)	135,8	149,1	66,64	72,9
W_{comp4} (kW)	150,6	75,89	82,07	92,11
$\dot{V}_{comp1} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	1.057	83,79	1.161	1.075
$\dot{V}_{comp2} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	410,1	1.047	516,5	498,9
$\dot{V}_{comp3} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	2.101	471	1.328	1.452
$\dot{V}_{comp4} \left(\frac{m^3}{h}\right)$	673,5	1.189	519,2	583,2
$\dot{m}_{BO} \left(\frac{kg}{h}\right)$	2.411	530,7	2.003	2.123
$\dot{m}_{REFR_{baja}} \left(\frac{kg}{h}\right)$	7.289	2.394	2.608	2.853
P_{baja} (BO/REFR)	110/130	111,5/180	111,5/110	111,5/110
P_{media} (BO/REFR)	520/465,9	496,1/450,8	419,5/352,4	419,5/352,4
P_{alta} (BO/REFR)	1720/1670	2.207/1.129	1578/1129	1578/1129

Tabla 53 1.7.7.3 – Comparativa entre las Instalaciones Propuestas 1 y 2 y la instalación inicial.

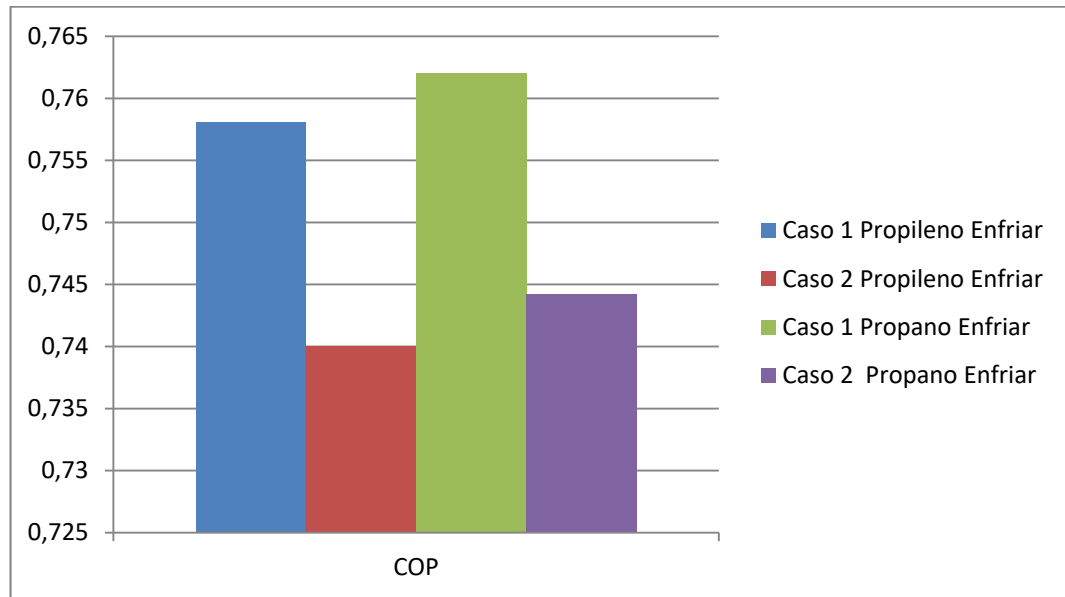


Figura 58 1.7.7.1 Comparación de los COP finales en el caso de enfriamiento.

En la Figura 1.7.7.1 se observa la diferencia entre el COP de cada caso, siendo la Instalación Propuesta 1 usando Propano como refrigerante, la que mayor COP consigue.

En la figura 1.7.7.2 se puede observar como varia la potencia consumida en la compresión de las distintas plantas. De modo que la Instalación Propuesta 1 es la que menor potencia de compresión consume, siendo también menor el trabajo de compresión al utilizar Propano en lugar de Propileno.

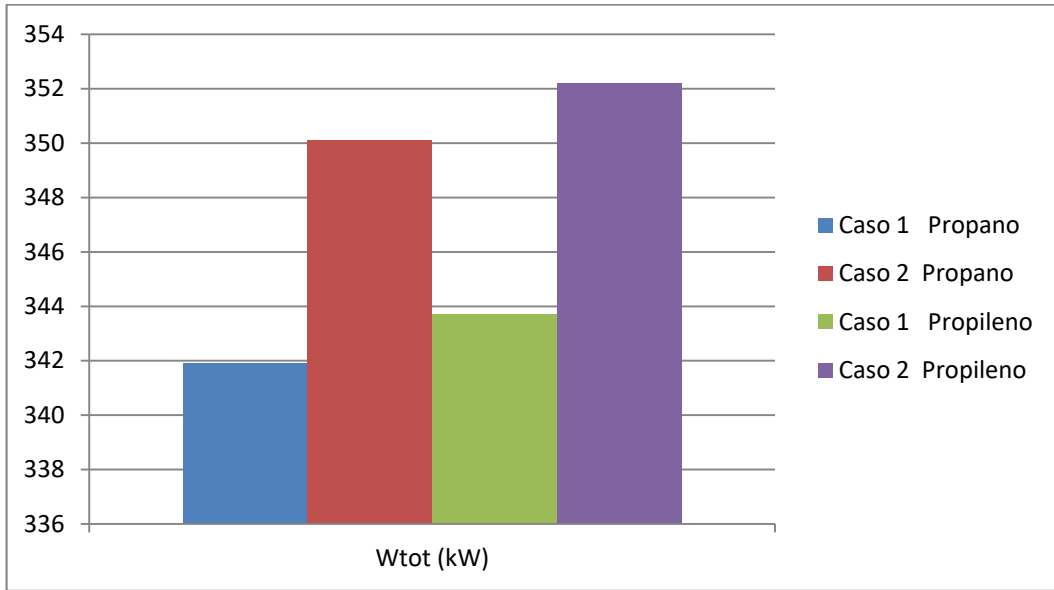


Figura 59 1.7.7.2 Comparación de la potencia consumida total y de la potencia calorífica extraída

En la Figura 1.7.7.3 se observa la variación de caudal másico de BO y de refrigerante en las distintas plantas. Se observa por lo tanto que la instalación que menor cantidad de refrigerante utiliza y menor BO genera, es la Instalación Propuesta 1 usando Propano como refrigerante.

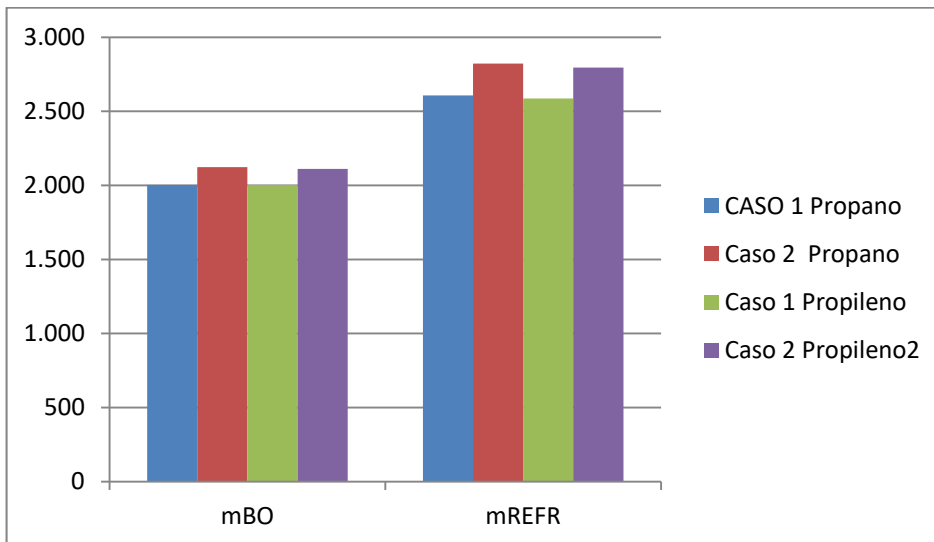


Figura 60 1.7.7.3 Comparación de los caudales másico de BO y de REFR

Se puede concluir, viendo como la Instalación Propuesta 1 tiene un mayor COP que la Instalación Propuesta 2, cuando en un principio con los parámetros iniciales, el ciclo con el que opera la Instalación Propuesta 2, ciclo de inyección total en alta y en baja, tiene un mayor rendimiento. Con la desventaja de que en el ciclo de inyección total, no se puede elevar la temperatura de salida de la cámara flash por encima de vapor saturado, en cambio en el ciclo de inyección parcial en alta y en baja, se puede aumentar la salida del precalentador a un punto de vapor sobrecalentado, aumentando con esto el rendimiento, al conseguir un menor trabajo en los compresores debido a que trabaja con un salto entálpico menor y con unos caudales de BO y de refrigerante menores.

1.8 CONCLUSIONES

En este trabajo se ha estudiado y analizado la tecnología de relicuefacción a bordo de buques LEG con el objetivo de mejorar el COP de una instalación de relicuado de un buque LEG que está operando en la actualidad. Como diseño de partida para el análisis se ha tomado el estudio realizado por Yajun Li et al. [1] para un buque de 10.000 m³ de capacidad de carga, donde la planta de relicuado opera bajo un ciclo inyección parcial en cascada utilizando R404A como refrigerante

Se han realizado estudios para dos condiciones de operación de la planta:

- Modo enfriamiento, donde la carga se enfría desde 175 K a 171 K en 90h de travesía
- Modo manteniendo presión en los tanques.

Al mismo tiempo se han realizado diferentes estudios para las dos condiciones de operación con el fin de conseguir un aumento del COP.

Analizando el ciclo inicial y variando parámetros, se mejora el COP de la instalación inicial en un 20%, consiguiendo una reducción del trabajo de compresión en 80 kW. Se disminuye caudal de BO en 13 kg/h, y se consigue un descenso del caudal de refrigerante de 1.459 kg/h. Se produce una reducción en gran medida en la aspiración de las etapas de compresión de REFR. Se observa también un aumento de la presión de alta en el ciclo de BO, con lo que se tendrán que usar unos compresores tipo D, en lugar de los tipo K que tienen un límite más alto en la presión de descarga (Ver Pliego de condiciones 4.2.3 Elección de los compresores). Hay que tener en cuenta que es más importante el descenso del caudal de aspiración que el aumento de la relación de compresión.

Se analiza el uso de distintos refrigerantes, tales como el R404A, Propano y Propileno, con el fin de evaluar el mejor refrigerante a utilizar. Se realiza una comparativa y se observa que el mejor refrigerante a utilizar en la instalación de partida es el Propano, aunque el Propileno tiene unos resultados muy parecidos, mejorando el COP de la instalación inicial en casi un 2%, con el uso de Propano respecto al mismo caso usando R404A. Se observa cómo se consigue una gran reducción del caudal másico de refrigerante al usar tanto Propano o Propileno, consiguiendo una reducción

del caudal másico de 3.095 kg/h al usar Propano el lugar de R404A. Esto es debido principalmente a la diferencia de energía que se necesita para producirse el cambio de estado de un refrigerante.

Por último se hacen dos propuestas de instalación:

- Propuesta de una instalación basada en un ciclo de inyección parcial en cascada en la que se utiliza un intercambiador para aprovechar la energía criogénica del BO y enfriar el retorno a los tanques, consiguiendo un menor título.
- Propuesta de una instalación de inyección total en cascada en la que se sustituyen los intercambiadores cerrados por cámaras flash con el fin de conseguir disminuir las pérdidas debido al intercambio de calor.

Analizando las dos instalaciones propuestas, se puede observar como varia el COP entre las distintas instalaciones, siendo la Instalación Propuesta 1 usando Propano como refrigerante, la que mayor aumento del COP ofrece sobre la el caso inicial, con un 38%, aunque la Instalación Propuesta 2, usando Propano como refrigerante, aumenta en un 35% el COP respecto al caso inicial, con lo que sería una opción a tener en cuenta. Se observa también un descenso en el caudal másico de BO y de refrigerante, además de un descenso del caudal volumétrico en las aspiración del compresor de refrigerante, siendo en el la Instalación propuesta 1 en la que mayor descenso se produce.

El descenso del trabajo de compresión supondrá un menor gasto de combustible y por tanto un beneficio económico. Sin embargo si se elige la Instalación Propuesta 1, se tiene que añadir un intercambiador y un enfriador de agua de mar a mayores. Y en el caso de seleccionar la Instalación Propuesta 2 se tiene que añadir un enfriador de agua de mar, y se tiene que sustituir los intercambiadores cerrados por cámaras fash. En cuanto a los compresores, el compresor de Propano de la Instalación Propuesta 2 tiene mayores dimensiones que el de la Instalación Propuesta 1 pero el compresor de Propileno es de dimensiones menores, con lo que se podría sustituir uno por el otro. Por último se observa también un descenso en el calor a disipar por el condensador de las Instalaciones Propuestas respecto a la instalación inicial, ya que el trabajo de compresión disminuye, y hay un menor

caudal de refrigerante. Siendo la Instalación Propuesta 1 la que menor calor tiene que disipar en el condensador, con lo que el condensador tendrá menores dimensiones.

“COMPARATIVA ENERGÉTICA DE PLANTAS DE RELICUEFACCIÓN EN BUQUES LEG”

ANEXOS



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

FECHA: JUNIO 2017

AUTOR: DAVID GONZÁLEZ NOVO

Fdo: David González Novo

2 ANEXO 1	120
2.1 CÁLCULOS.....	120
2.1.1. Cálculo del caudal de BO	120
2.1.2 Cálculos del ciclo inicial.	123
2.1.3 Cálculos de la instalación propuesta 1	129
2.1.4 Cálculos de la instalación propuesta 2	133
3 ANEXO 2	138
3.1 Plano instalación de partida.....	138
3.2 Plano instalación Propuesta 1.....	138
3.3 Plano instalación Propuesta 2.....	138

2 ANEXO 1

2.1 CÁLCULOS

2.1.1. Cálculo del caudal de BO

Cálculo en el modo de trabajo de enfriamiento:

Primeramente se calcula el BO que se genera de manera natural por la entrada de calor al tanque.

Se sabe que se genera un porcentaje de BOG del 0,3% al día, que los tanques tienen un volumen de 10.000 m³, y podemos calcular la densidad del Etileno a la presión del tanque y en estado de líquido saturado. Por lo tanto el BO generado de forma natural por hora:

$$\dot{m}_{BO,nat} = \frac{BOR \times V_{tank} \times d}{24}$$

Dónde:

BOR= 0,003 (Porcentaje de BOG generado al día)

$V_{tank} = 10.000[m^3]$ (Volumen de los tanques en total)

$d = \text{density}(\text{Ethylene}; P=P_3; x=0)$ (Densidad del Etileno en la condiciones del tanque)

$P_3 = (P_1 + P_2)/2$ (Presión intermedia, entre el momento inicial y el momento final de enfriamiento)

$P_1 = p_{sat}(\text{Ethylene}; T=175)$

$P_2 = p_{sat}(\text{Ethylene}; T=171)$

Una vez calculado el caudal de BOG, hay que tener en cuenta que vuelve relicuado al tanque con un cierto título, con lo que el caudal de BOG por hora es mayor:

$$\dot{m}_{BO,1} = \frac{\dot{m}_{BO,nat}}{1 - X_{11}}$$

Dónde:

$X_{11} = \text{quality}(\text{Ethylene}; P=P[11]; h=h[11])$ (Título del BO a la entrada al tanque)

Para terminar vamos a suponer que pasa de un estado en el que el tanque se encuentra a 175 K en líquido saturado, a un caso en el que se encuentra a 171 K también como líquido saturado.

Por lo tanto hay dos puntos:

$$P_1 = p_{\text{sat}}(\text{Ethylene}; T=175)$$

$$P_2 = p_{\text{sat}}(\text{Ethylene}; T=171)$$

$$P_3 = (P_1 + P_2) / 2$$

$$h_1 = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=P_1; x=0)$$

$$h_2 = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=P_2; x=0)$$

$$h_3 = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=P_3; x=0)$$

$$h_4 = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=P_1; x=1)$$

$$h_5 = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=P_2; x=1)$$

Se hace un cálculo del calor específico que se necesita para enfriar el tanque.

$$Q_{\text{enfri}} = m_{\text{enfri}} * (h_1 - h_2)$$

$$Q_{\text{dot_enfri}} = Q_{\text{enfri}} / (90 * 3600)$$

El caudal a enfriar en los tanques por hora será:

$$\dot{m}_{enfri} = \frac{V_{tank}}{v_{111}}$$

El calor que la planta tiene que extraer, es:

$$\dot{Q}_{enfri} = \dot{m}_{enfri} \times (h_1 - h_2)$$

El caudal de BO necesario para disipar ese calor:

$$\dot{Q}_{enfri} = \dot{m}_{BOG} \times (h_1 - h_{11})$$

El caudal que llega al tanque tiene un cierto título, por lo tanto el caudal real es:

$$\dot{m}_{BO,2} = \frac{\dot{m}_{BOG}}{1 - X_{11}}$$

Con lo que el caudal con el que trabaja el ciclo es:

$$\dot{m}_{BO} = \dot{m}_{BO,1} + \dot{m}_{BO,2}$$

Cálculo en el modo de trabajo de mantener presión:

Se calcula el caudal másico de BO que se genera de forma natural, que en este caso será el caudal másico de BO total generado.

Se realiza de la misma forma que el caso anterior pero teniendo en cuenta la densidad a la temperatura de 171K. Por lo tanto el BO generado de forma natural por hora:

$$\dot{m}_{BO,nat} = \frac{BOR \times V_{tank} \times d}{24}$$

Dónde:

BOR= 0,003 (Porcentaje de BOG generado al día)

$V_{tank} = 10.000[m^3]$ (Volumen de los tanques en total)

$d = \text{density}(\text{Ethylene}; P=P_1; x=0)$ (Densidad del Etileno en la condiciones del tanque)

$$P_1 = p_{\text{sat}}(\text{Ethylene}; T=171)$$

Se calcula por último el caudal másico total, teniendo en cuenta el título con el que se devuelve al tanque una vez relicuado.

$$\dot{m}_{BO,1} = \frac{\dot{m}_{BO,nat}}{1 - X_{11}}$$

Dónde:

$$X_{11} = \text{quality}(\text{Ethylene}; P=P[11]; h=h[11]) \text{ (Título del BO a la entrada al tanque)}$$

2.1.2 Cálculos del ciclo inicial.

Se parte de las consideraciones que se utilizan en el análisis del artículo de Yajum Lee et al. [1]:

Este ciclo trabaja en la parte de R404A entre 130 y 1720 kPa, la presión intermedia es la media geométrica entre la presión de alta y la de baja, este punto no es de importancia porque se puede considerar que no hay compresión en doble etapa. En la parte de Etileno el ciclo trabaja entre la presión 1,5 y 1670 esos 111,5 se deben a que corresponde a la presión de vapor saturado a la temperatura de 171 K que era una premisa del ciclo, ya que el BOG sale siempre como vapor saturado, la presión intermedia es de 520 kPa.

Se puede observar como a la salida del condensador vamos a tener líquido subenfriado, lo mismo ocurre a la salida del Cond-evap. Ya que están a presiones mayores de las de saturación a las temperaturas dadas.

El caudal de BO se calcula tal y como se indica en el apartado anterior.

El caudal de refrigerante se calcula con un balance de energía en el Cond-evap, ya que se tienen los cuatro puntos necesario. EL punto (22) se toma con la presión

de baja y la entalpia que es la misma del punto (21). El punto (23) lo se toma como vapor saturado a la presión de baja. El punto (5) vienen dado por la Presión de alta y la entalpia con la que saldría del compresor al tener el rendimiento de 0,75. El punto (7) se toma a la presión de alta y a una temperatura 3 K mayor que la temperatura de (22), ya que tiene que debe haber una temperatura mínima para que se produzca intercambio, y es el BO el que tiene que estar a mayor temperatura para que se produzca intercambio de calor y se condense.

Las sangrías se calculan en ambos casos con un balance de energía en los intercambiadores, sabiendo todos los valores, por ejemplo en el BO el punto (9) ya se conoce, el (12) tienen la misma entalpia que el (8) pero a la presión intermedia, el (10) tienen 3 K más que el (12) y el punto (13) se toma como vapor saturado a la presión intermedia. En el caso del R404A se realizan las mismas suposiciones.

Tendremos también el punto (5) ya que tendrá una temperatura de 3 K mayor que el agua de mar, lo mismo que ocurre con el punto (18).

Los puntos (3) y (14) se toman como un balance en el que $m_{baj} \cdot h + m_{med} \cdot h$ es igual a la $m_{alta} \cdot h$.

Los puntos (18), (19) y (20) se suponen iguales, lo mismo ocurre con los puntos (7), (8) y (9).

El punto (16) es en el que llega a vapor saturado, lo mismo con el punto (6).

Los caudales volumétricos se calculan a partir del volumen específico en ese punto.

Cálculos en el EES:**"Datos:"**

R\$='R404A'
 T_w=302[K]
 R_iso_c=0,75
 BOR=0,003
 V_tank=10000[m^3]

"Cálculo caudal de BOG natural:"

d=density(Ethylene;P=P_3;x=0) "Tomamos la presión en un punto intermedio entre 175 y 171 K"
 m_dot_BO nat=(BOR*V_tank*d)/(24)

"Cálculo del caudal másico de BOG natural real:"

X_11=quality(Ethylene;P=P[11];h=h[11])
 m_dot_BO_1=(m_dot_BO nat/(1-X_11))
 Q_dot_nat=m_dot_BO nat*((h_4-h_1)+(h_5-h_2))/2/3600

"Partimos del caso de que se quiere enfriar el tanque de 175 a 171 K en 90h)"

P_1=p_sat(Ethylene;T=175)
 P_2=p_sat(Ethylene;T=171)
 P_3=(P_1+P_2)/2
 h_1=enthalpy(Ethylene;P=P_1;x=0)
 h_2=enthalpy(Ethylene;P=P_2;x=0)
 h_3=enthalpy(Ethylene;P=P_3;x=0)
 h_4=enthalpy(Ethylene;P=P_1;x=1)
 h_5=enthalpy(Ethylene;P=P_2;x=1)
 v_111=volume(Ethylene;P=P_3;h=h_3)
 m_enfri=(V_tank/v_111)
 Q_enfri=m_enfri*(h_1-h_2)
 Q_dot_enfri=Q_enfri/(90*3600)
 Q_dot_enfri*3600=m_dot_BOG*((h_4-h_1)+(h_5-h_2))/2
 m_dot_BO_2=(m_dot_BOG/(1-X_11))

"Por lo tanto:"

m_dot_BO=m_dot_BO_2+m_dot_BO_1

"Etileno:"**"Presiones:"**

P[1]=pressure(Ethylene;T=T[1];x=1)
 P[2]=520[kPa]
 P[3]=P[2]
 P[4]=P[7]
 P[5]=P[7]
 P[6]=P[7]
 P[7]=1720[kPa]
 P[8]=P[7]
 P[9]=P[7]
 P[10]=P[7]
 P[11]=P[1]
 P[12]=P[2]
 P[13]=P[2]

"Temperaturas:"

T[1]=171[K]

T[2]=temperature(Ethylene;P=P[2];h=h[2])
 T[3]=temperature(Ethylene;P=P[3];h=h[3])
 T[4]=temperature(Ethylene;P=P[4];h=h[4])
 T[5]=T_w+3
 T[6]=temperature(Ethylene;P=P[6];h=h[6])
 T[7]=T[22]+3
 T[8]=temperature(Ethylene;P=P[8];h=h[8])
 T[9]=temperature(Ethylene;P=P[9];h=h[9])
 T[10]=T[12]+3
 T[11]=temperature(Ethylene;P=P[11];h=h[11])
 T[12]=temperature(Ethylene;P=P[12];h=h[12])
 T[13]=temperature(Ethylene;P=P[13];h=h[13])

"Entalpías:"

h[1]=enthalpy(Ethylene;P=P[1];x=1)
 R_iso_c=(h_200-h[1])/(h[2]-h[1])
 m_dot_BO_alt*h[3]=m_dot_BO*h[2]+m_dot_BO_med*h[13]
 R_iso_c=(h_400-h[3])/(h[4]-h[3])
 h[5]=enthalpy(Ethylene;P=P[5];T=T[5])
 h[6]=enthalpy(Ethylene;P=P[6];x=1)
 h[7]=enthalpy(Ethylene;P=P[7];T=T[7])
 h[8]=h[7]
 h[9]=h[7]
 h[10]=enthalpy(Ethylene;P=P[10];T=T[10])
 h[11]=h[10]
 h[12]=h[8]
 h[13]=enthalpy(Ethylene;P=P[13];x=1)

"Entropías:"

s[1]=entropy(Ethylene;P=P[1];h=h[1])
 s[2]=entropy(Ethylene;P=P[2];h=h[2])
 s[3]=entropy(Ethylene;P=P[3];h=h[3])
 s[4]=entropy(Ethylene;P=P[4];h=h[4])
 s[5]=entropy(Ethylene;P=P[5];h=h[5])
 s[6]=entropy(Ethylene;P=P[6];h=h[6])
 s[7]=entropy(Ethylene;P=P[7];h=h[7])
 s[8]=entropy(Ethylene;P=P[8];h=h[8])
 s[9]=entropy(Ethylene;P=P[9];h=h[9])
 s[10]=entropy(Ethylene;P=P[10];h=h[10])
 s[11]=entropy(Ethylene;P=P[11];h=h[11])
 s[12]=entropy(Ethylene;P=P[12];h=h[12])
 s[13]=entropy(Ethylene;P=P[13];h=h[13])
 s[1]=s_200
 h_200=enthalpy(Ethylene;P=P[2];s=s_200)
 s[3]=s_400
 h_400=enthalpy(Ethylene;P=P[4];s=s_400)

"Volumenes:"

v[1]=volume(Ethylene;P=P[1];h=h[1])
 v[3]=volume(Ethylene;P=P[3];h=h[3])
 v[2]=volume(Ethylene;P=P[2];h=h[2])
 v[4]=volume(Ethylene;P=P[4];h=h[4])
 v[5]=volume(Ethylene;P=P[5];h=h[5])
 v[6]=volume(Ethylene;P=P[6];h=h[6])
 v[7]=volume(Ethylene;P=P[7];h=h[7])
 v[8]=volume(Ethylene;P=P[8];h=h[8])
 v[9]=volume(Ethylene;P=P[9];h=h[9])
 v[10]=volume(Ethylene;P=P[10];h=h[10])
 v[11]=volume(Ethylene;P=P[11];h=h[11])
 v[12]=volume(Ethylene;P=P[12];h=h[12])

$v[13]=\text{volume}(\text{Ethylene};P=P[13];h=h[13])$

"Caudales Volumétricos"

$V_{\dot{1}}=m_{\dot{BO}}*v[1]$

$V_{\dot{3}}=m_{\dot{BO_alt}}*v[3]$

"R404A:"

"Presiones:"

$P[14]=P[23]$

$P[15]=\text{sqrt}(P[23]*P[18])$

"P[15]=490"

$P[16]=P[18]$

$P[17]=P[18]$

$P[18]=1670$

$P[19]=P[18]$

$P[20]=P[18]$

$P[21]=P[18]$

$P[22]=P[23]$

$P[23]=130[\text{kPa}]$

$P[25]=P[23]$

$P[24]=P[23]$

"Temperaturas:"

$T[14]=\text{temperature}(R\$;P=P[14];h=h[14])$

$T[15]=\text{temperature}(R\$;P=P[15];h=h[15])$

$T[16]=\text{temperature}(R\$;P=P[16];h=h[16])$

$T[17]=\text{temperature}(R\$;P=P[17];h=h[17])$

$T[18]=T_w+3$

$T[19]=T[18]$

$T[20]=T[18]$

$T[21]=T[24]+3$

$T[22]=\text{temperature}(R\$;P=P[22];h=h[22])$

$T[23]=\text{temperature}(R\$;P=P[23];h=h[23])$

$T[24]=\text{temperature}(R\$;P=P[24];h=h[24])$

$T[25]=\text{temperature}(R\$;P=P[25];h=h[25])$

"Entalpías:"

$m_{\dot{REFR_baj}}*h[23]=m_{\dot{REFR_alt}}*h[14]-m_{\dot{REFR_med}}*h[25]$

$R_{\text{iso_c}}=(h_{150}-h[14])/(h[15]-h[14])$

$R_{\text{iso_c}}=(h_{160}-h[15])/(h[16]-h[15])$

$h[17]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[17];x=1)$

$h[18]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[18];T=T[18])$

$h[19]=h[18]$

$h[20]=h[18]$

$h[21]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[21];T=T[21])$

$h[22]=h[21]$

$h[23]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[23];x=1)$

$h[24]=h[19]$

$h[25]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[25];x=1)$

"Entropías:"

$s[14]=\text{entropy}(R\$;P=P[14];h=h[14])$

$s[15]=\text{entropy}(R\$;P=P[15];h=h[15])$

$s[16]=\text{entropy}(R\$;P=P[16];h=h[16])$

$s[17]=\text{entropy}(R\$;P=P[17];h=h[17])$
 $s[18]=\text{entropy}(R\$;P=P[18];h=h[18])$
 $s[19]=\text{entropy}(R\$;P=P[19];h=h[19])$
 $s[20]=\text{entropy}(R\$;P=P[20];h=h[20])$
 $s[21]=\text{entropy}(R\$;P=P[21];h=h[21])$
 $s[22]=\text{entropy}(R\$;P=P[22];h=h[22])$
 $s[23]=\text{entropy}(R\$;P=P[23];h=h[23])$
 $s[24]=\text{entropy}(R\$;P=P[24];h=h[24])$
 $s[25]=\text{entropy}(R\$;P=P[25];h=h[25])$
 $s[14]=s_{150}$
 $h_{150}=\text{enthalpy}(R\$;P=P[15];s=s_{150})$
 $s[15]=s_{160}$
 $h_{160}=\text{enthalpy}(R\$;P=P[16];s=s_{160})$

"Volumenes:"

$v[14]=\text{volume}(R\$;P=P[14];h=h[14])$
 $v[15]=\text{volume}(R\$;P=P[15];h=h[15])$
 $v[16]=\text{volume}(R\$;P=P[16];h=h[16])$
 $v[17]=\text{volume}(R\$;P=P[17];h=h[17])$
 $v[18]=\text{volume}(R\$;P=P[18];h=h[18])$
 $v[19]=\text{volume}(R\$;P=P[19];h=h[19])$
 $v[20]=\text{volume}(R\$;P=P[20];h=h[20])$
 $v[21]=\text{volume}(R\$;P=P[21];h=h[21])$
 $v[22]=\text{volume}(R\$;P=P[22];h=h[22])$
 $v[23]=\text{volume}(R\$;P=P[23];h=h[23])$
 $v[24]=\text{volume}(R\$;P=P[24];h=h[24])$
 $v[25]=\text{volume}(R\$;P=P[25];h=h[25])$

"Caudal volumétrico"

$V_{dot_{14}}=m_{dot_{REFR_alt}}*v[14]$
 $V_{dot_{15}}=m_{dot_{REFR_alt}}*v[15]$

"Caudales:"

$m_{dot_{BO}}+m_{dot_{BO_med}}=m_{dot_{BO_alt}}$
 $m_{dot_{REFR_baj}}+m_{dot_{REFR_med}}=m_{dot_{REFR_alt}}$

"Cálculo de Flujos"

$m_{dot_{BO}}*(h[9]-h[10])=m_{dot_{BO_med}}*(h[13]-h[12])$
 $m_{dot_{REFR_baj}}*(h[20]-h[21])=m_{dot_{REFR_med}}*(h[25]-h[24])$
 $m_{dot_{BO_alt}}*(h[5]-h[7])=m_{dot_{REFR_baj}}*(h[23]-h[22])$

"Cálculos:"

$W_{dot_{comp_1}}=M_{dot_{COMP1}}*(h[2]-h[1])/3600$
 $W_{dot_{comp_2}}=M_{dot_{COMP2}}*(h[4]-h[3])/3600$
 $W_{dot_{comp_3}}=M_{dot_{COMP3}}*(h[15]-h[14])/3600$
 $W_{dot_{comp_4}}=M_{dot_{COMP4}}*(h[16]-h[15])/3600$
 $W_{dot_{tot}}=(W_{dot_{comp_1}}+W_{dot_{comp_2}}+W_{dot_{comp_3}}+W_{dot_{comp_4}})$

"Caudales caudal máxicos de los compresores:"

$M_{dot_{COMP1}}=m_{dot_{BO}}$
 $M_{dot_{COMP2}}=m_{dot_{BO_alt}}$
 $M_{dot_{COMP3}}=m_{dot_{REFR_alt}}$
 $M_{dot_{COMP4}}=m_{dot_{REFR_alt}}$

"Calculo COP:"

$Q_{dot_e}=Q_{dot_{enfri}}+Q_{dot_{nat}}$
 $COP=Q_{dot_e}/W_{dot_{tot}}$
 $Q_{dot_{cond}}=m_{dot_{REFR_alt}}*(h[16]-h[18])/3600$
 $Q_{dot_{cond}}=m_{dot_w_{cond}}*(h_{w2}-h_{w1})/3600$


```
h_w1=enthalpy(Water;P=101,3;T=T_w)
h_w2=enthalpy(Water;P=101,3;T=T[16]-3)
```

2.1.3 Cálculos de la instalación propuesta 1

Se parte de las consideraciones iniciales pero esta vez no se usa R404A como refrigerante, por lo que se analizara el ciclo con Propano y Propileno.

Cálculos EES del ciclo mejorado, usando Propano como refrigerante:

"Datos:"

```
R$='Propane'
T_w=302[K]
R_iso_c=0,75
BOR=0,003
V_tank=10000[m^3]
```

"Cálculo caudal de BOG natural:"

```
d=density(Ethylene;P=P_3;x=0) "Tomamos la presión en un punto intermedio entre 175 y 171 K"
m_dot_BOat=(BOR*V_tank*d)/(24)
```

"Cálculo del caudal másico de BOG natural real:"

```
X_12=quality(Ethylene;P=P[12];h=h[12])
m_dot_BO_1=(m_dot_BOat/(1-X_12))
Q_dot_nat=m_dot_BOat*(((h_4-h_1)+(h_5-h_2))/2)/3600
```

"Partimos del caso de que se quiere enfriar el tanque de 175 a 171 K en 90h)"

```
P_1=p_sat(Ethylene;T=175)
P_2=p_sat(Ethylene;T=171)
P_3=(P_1+P_2)/2
h_1=enthalpy(Ethylene;P=P_1;x=0)
h_2=enthalpy(Ethylene;P=P_2;x=0)
h_3=enthalpy(Ethylene;P=P_3;x=0)
h_4=enthalpy(Ethylene;P=P_1;x=1)
h_5=enthalpy(Ethylene;P=P_2;x=1)
v_111=volume(Ethylene;P=P_3;h=h_3)
m_enfri=(V_tank/v_111)
Q_enfri=m_enfri*(h_1-h_2)
Q_dot_enfri=Q_enfri/(90*3600)
Q_dot_enfri*3600=m_dot_BOG*(((h_4-h_1)+(h_5-h_2))/2)
m_dot_BO_2=(m_dot_BOG/(1-X_12))
```

"Por lo tanto:"

```
m_dot_BO=m_dot_BO_2+m_dot_BO_1
```

"ETHYLENE 12-23 OR R1150"

"Presiones:"

```
p[1]=P[13]
p[2]=sqrt(P[13]*P[7])
```

```

p[3]=p[2]
p[4]=p[7]
p[5]=p[7]
P[6]=P[7]
"P[7]=1720"
p[7]=p_sat(Ethylene;T=T[7])
p[8]=p[7]
p[9]=p[7]
p[10]=p[7]
p[11]=P[7]
p[12]=P[13]
p[13]=p_sat(Ethylene;T=T[13])
P[14]=P[2]
P[15]=P[2]

```

"Temperaturas:"

```

T[1]=temperature(Ethylene;P=p[1];h=h[1])
File:CASO 4 Enfriar Propano Mejorado.EES 26/05/2017 13:30:06 Page 3
EES Ver. 10.093: #2363: Depart. de Enerxía e Propulsión Mariña Universidad de La Coruña, La Coruña, España
T[2]=temperature(Ethylene;P=p[2];h=h[2])
T[3]=temperature(Ethylene;P=p[3];h=h[3])
T[4]=temperature(Ethylene;P=p[4];h=h[4])
T[5]=T_w+3
T[6]=temperature(Ethylene;P=p[6];h=h[6])
T[7]=T[26]+3
T[8]=temperature(Ethylene;P=p[8];h=h[8])
T[9]=temperature(Ethylene;P=p[9];h=h[9])
T[10]=T[14]+3"Utilizamos el dato de temperature approach"
T[11]=T[13]+3
T[12]=temperature(Ethylene;P=p[12];h=h[12])
T[13]=171[K]
T[14]=temperature(Ethylene;P=p[14];h=h[14])
T[15]=T[9]-3
"T[15]=temperature(Ethylene;P=p[15];x=0)"

```

"Entalpías"

```

(h[1]-h[13])=(h[10]-h[11])
(h_2000-h[1])=R_iso_C*(h[2]-h[1])
m_dot_BO_alt*h[3]=m_dot_BO*h[2]+m_dot_BO_med*h[15]
(h_4000-h[3])=R_iso_C*(h[4]-h[3])
h[5]=enthalpy(Ethylene;P=p[5];T=T[5])
h[6]=enthalpy(Ethylene;P=p[6];x=1)
h[7]=enthalpy(Ethylene;P=p[7];x=0)
h[8]=h[7]
h[9]=h[7]
h[10]=enthalpy(Ethylene;P=p[10];T=T[10])
h[11]=enthalpy(Ethylene;P=p[11];T=T[11])
h[12]=h[11]
h[13]=enthalpy(Ethylene;P=p[13];x=1)
h[14]=h[8]
h[15]=enthalpy(Ethylene;P=P[15];T=T[15])

```

"Para calcular los puntos de compresión isoentropicos:"

```

s[1]=s_2000
h_2000=enthalpy(Ethylene;P=p[2];s=s_2000)
s[3]=s_4000
h_4000=enthalpy(Ethylene;P=p[4];s=s_4000)

```

"Volumenes:"

```

v_3=volume(Ethylene;h=h[3];P=p[3])

```

V_dot_3=v_3*m_dot_BO_alt
v_1=**volume**(*Ethylene*;h=h[1];P=p[1])
V_dot_1=v_1*m_dot_BO

"Entropías:"

s[1]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[1];h=h[1])
s[2]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[2];h=h[2])
s[3]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[3];h=h[3])
s[4]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[4];h=h[4])
s[5]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[5];h=h[5])
s[6]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[6];h=h[6])
s[7]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[7];h=h[7])
s[8]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[8];h=h[8])
s[9]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[9];h=h[9])
s[10]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[10];h=h[10])
s[11]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[11];h=h[11])
s[12]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[12];h=h[12])
s[13]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[13];h=h[13])
s[14]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[14];h=h[14])
s[15]=**entropy**(*Ethylene*;P=p[15];h=h[15])

"R404A 0-11 or R290"

"Presiones:"

P[16]=110[kPa]
P[17]=**sqrt**(P[16]*P[22])
p[18]=p[17]
p[19]=p[17]
p[20]=p[22]
P[21]=P[22]
p[22]=**pressure**(R\$;T=T[22];x=0)
p[23]=p[22]
p[24]=p[22]
p[25]=p[22]
p[26]=p[16]
p[27]=p[17]
p[28]=p[17]

"Temperaturas:"

T[16]=**temperature**(R\$;P=p[16];h=h[16])
T[16]=T[5]-3
T[17]=**temperature**(R\$;h=h[17];P=p[17])
T[18]=**temperature**(R\$;h=h[18];P=p[18])
T[19]=t_w+3
T[20]=**temperature**(R\$;h=h[20];P=p[20])
T[21]=**temperature**(R\$;h=h[21];P=p[21])
T[22]=T_w+3
T[23]=t[22]
T[24]=t[22]
T[25]=T[27]+3"Utilizamos el dato de temperature approach"
T[26]=**temperature**(R\$;h=h[26];P=P[26])
T[27]=**temperature**(R\$;h=h[27];P=p[27])
T[28]=T[24]-3
T[28]=**temperature**(R\$;P=P[28];x=1)"

"Volumenes:"

$v_{16} = \text{volume}(R\$; h=h[16]; P=p[16])$
 $V_{\text{dot}_{16}} = v_{16} * m_{\text{dot}_{REFR_baj}}$
 $v_{19} = \text{volume}(R\$; h=h[19]; P=p[19])$
 $V_{\text{dot}_{19}} = v_{19} * m_{\text{dot}_{REFR_alt}}$

"Entalpías:"

$h[16] = \text{enthalpy}(R\$; P=P[16]; T=T[16])$
 $(h_{170} - h[16]) = R_{\text{iso_C}} * (h[17] - h[16])$
 $m_{\text{dot}_{REFR_alt}} * h[18] = m_{\text{dot}_{REFR_baj}} * h[17] + m_{\text{dot}_{REFR_med}} * h[28]$
 $h[19] = \text{enthalpy}(R\$; P=p[19]; T=t[19])$
 $(h_{200} - h[19]) = R_{\text{iso_C}} * (h[20] - h[19])$
 $h[21] = \text{enthalpy}(R\$; P=P[21]; x=1)$
 $h[22] = \text{enthalpy}(R\$; P=p[22]; x=0)$
 $h[23] = h[22]$
 $h[24] = h[22]$
 $h[25] = \text{enthalpy}(R\$; P=P[25]; T=T[25])$
 $h[26] = h[25]$
 $h[27] = h[22]$
 $h[28] = \text{enthalpy}(R\$; P=P[28]; T=T[28])$

"Para calcular los puntos de compresión isoentropicos:"

$s[16] = s_{170}$
 $h_{170} = \text{enthalpy}(R\$; P=p[17]; s=s_{170})$
 $s[19] = s_{200}$
 $h_{200} = \text{enthalpy}(R\$; P=p[20]; s=s_{200})$

"Entropias:"

$s[16] = \text{entropy}(R\$; P=p[16]; h=h[16])$
 $s[17] = \text{entropy}(R\$; P=p[17]; h=h[17])$
 $s[18] = \text{entropy}(R\$; P=p[18]; h=h[18])$
 $s[19] = \text{entropy}(R\$; P=p[19]; h=h[19])$
 $s[20] = \text{entropy}(R\$; P=p[20]; h=h[20])$
 $s[21] = \text{entropy}(R\$; P=p[21]; h=h[21])$
 $s[22] = \text{entropy}(R\$; P=p[22]; h=h[22])$
 $s[23] = \text{entropy}(R\$; P=p[23]; h=h[23])$
 $s[24] = \text{entropy}(R\$; P=p[24]; h=h[24])$
 $s[25] = \text{entropy}(R\$; P=p[25]; h=h[25])$
 $s[26] = \text{entropy}(R\$; P=p[26]; h=h[26])$
 $s[27] = \text{entropy}(R\$; P=p[27]; h=h[27])$
 $s[28] = \text{entropy}(R\$; P=p[28]; h=h[28])$

"CALCULOS:"

$m_{\text{dot}_{BO}} + m_{\text{dot}_{BO_med}} = m_{\text{dot}_{BO_alt}}$
 $m_{\text{dot}_{REFR_baj}} + m_{\text{dot}_{REFR_med}} = m_{\text{dot}_{REFR_alt}}$

"Calculo de extracciones:"

$m_{\text{dot}_{REFR_baj}} * (h[24] - h[25]) = m_{\text{dot}_{REFR_med}} * (h[28] - h[27])$
 $m_{\text{dot}_{BO}} * (h[9] - h[10]) = m_{\text{dot}_{BO_med}} * (h[15] - h[14])$

"Cálculo caudal masico refrigerante propano:"

$(h[26] - h[16]) * m_{\text{dot}_{REFR_baj}} = (h[7] - h[5]) * m_{\text{dot}_{BO_alt}}$

"Cálculos de trabajo compresores:"

$W_{\text{dot}_{comp1}} = m_{\text{dot}_{COMP1}} * (h[2] - h[1]) / 3600$
 $W_{\text{dot}_{comp2}} = m_{\text{dot}_{COMP2}} * (h[4] - h[3]) / 3600$
 $W_{\text{dot}_{comp3}} = m_{\text{dot}_{COMP3}} * (h[17] - h[16]) / 3600$
 $W_{\text{dot}_{comp4}} = m_{\text{dot}_{COMP4}} * (h[20] - h[19]) / 3600$
 $W_{\text{dot}_{tot}} = W_{\text{dot}_{comp1}} + W_{\text{dot}_{comp2}} + W_{\text{dot}_{comp3}} + W_{\text{dot}_{comp4}}$

"Caudales caudal máxicos de los compresores:"

M_dot_COMP1=m_dot_BO
M_dot_COMP2=m_dot_BO_alt
M_dot_COMP3=m_dot_REFR_baj
M_dot_COMP4=m_dot_REFR_alt

"Calculo COP y Rendimientos:"

Q_dot_e=Q_dot_enfri+Q_dot_nat
COP=Q_dot_e/W_dot_tot
Q_dot_cond=m_dot_REFR_alt*(h[20]-h[22])/3600
Q_dot_cond=m_dot_w_cond*(h_w2-h_w1)/3600
h_w1=enthalpy(Water,P=101,3;T=T_w)
h_w2=enthalpy(Water,P=101,3;T=T[16]-3)

2.1.4 Cálculos de la instalación propuesta 2

Se realizan las mismas consideraciones que en los casos anteriores.

Cálculos EES del ciclo mejorado, usando Propano como refrigerante:

"Datos:"

"Se parte de las presiones de alta de saturación"

R\$='Propane'
T_w=302[K]
R_iso_c=0,75
BOR=0,003
V_tank=10000[m^3]

"Cálculo caudal de BOG natural:"

d=density(Ethylene,P=P_3;x=0) "Tomamos la presión en un punto intermedio entre 175 y 171 K)"
m_dot_BOnat=(BOR*V_tank*d)/(24)

"Cálculo del caudal máxico de BOG natural real:"

X_10=quality(Ethylene,P=P[10];h=h[10])
m_dot_BO_1=(m_dot_BOnat/(1-X_10))
Q_dot_nat=m_dot_BO_1*(((h_4-h_1)+(h_5-h_2))/2)/3600

"Partimos del caso de que se quiere enfriar el tanque de 175 a 171 K en 90h)"

P_1=p_sat(Ethylene;T=175)
P_2=p_sat(Ethylene;T=171)
P_3=(P_1+P_2)/2
h_1=enthalpy(Ethylene;P=P_1;x=0)
h_2=enthalpy(Ethylene;P=P_2;x=0)
h_3=enthalpy(Ethylene;P=P_3;x=0)
h_4=enthalpy(Ethylene;P=P_1;x=1)
h_5=enthalpy(Ethylene;P=P_2;x=1)
v_111=volume(Ethylene;P=P_3;h=h_3)
m_enfri=(V_tank/v_111)
Q_enfri=m_enfri*(h_1-h_2)
Q_dot_enfri=Q_enfri/(90*3600)
Q_dot_enfri*3600=m_dot_BOG*(((h_4-h_1)+(h_5-h_2))/2)
m_dot_BO_2=(m_dot_BOG/(1-X_10))

"Por lo tanto:"

$$m_{\text{dot_BO}} = m_{\text{dot_BO_2}} + m_{\text{dot_BO_1}}$$

"ETHYLENE 0-9"

$$P[0] = P[11]$$

$$P[1] = P[2]$$

$$P[2] = \sqrt{P[11] \cdot P[5]}$$

$$P[3] = P[5]$$

$$P[4] = p[5]$$

$$P[5] = p_{\text{sat}}(\text{Ethylene}; T=T[5])$$

$$P[6] = p[2]$$

$$P[7] = p[2]$$

$$P[8] = P[2]$$

$$p[9] = P[2]$$

$$P[10] = P[11]$$

$$P[11] = p_{\text{sat}}(\text{Ethylene}; T=T[11])$$

"Temperaturas:"

$$T[0] = T[8] - 3$$

$$T[1] = \text{temperature}(\text{Ethylene}; h=h[1]; P=p[1])$$

$$T[2] = \text{temperature}(\text{Ethylene}; h=h[2]; P=p[2])$$

$$T[3] = \text{temperature}(\text{Ethylene}; h=h[3]; P=p[3])$$

$$T[4] = T_w + 3$$

$$T[5] = T[20] + 3$$

$$T[6] = \text{temperature}(\text{Ethylene}; h=h[6]; P=p[6])$$

$$T[7] = \text{temperature}(\text{Ethylene}; h=h[7]; P=p[7])$$

$$T[8] = \text{temperature}(\text{Ethylene}; h=h[8]; x=0)$$

$$T[9] = \text{temperature}(\text{Ethylene}; h=h[9]; P=p[9])$$

$$T[10] = \text{temperature}(\text{Ethylene}; h=h[10]; P=p[10])$$

$$T[11] = 171[\text{k}]$$

"Entalpías:"

$$h[0] = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=P[0]; T=T[0])$$

$$(h_{100} - h[0]) = R_{\text{iso_C}} \cdot (h[1] - h[0])$$

$$m_{\text{dot_BO}} \cdot h[1] + m_{\text{dot_BO_med}} \cdot h[7] = m_{\text{dot_BO_alt}} \cdot h[2]$$

$$(h_{300} - h[2]) = R_{\text{iso_C}} \cdot (h[3] - h[2])$$

$$h[4] = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=P[4]; T=T[4])$$

$$h[5] = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=P[5]; x=0)$$

$$h[6] = h[5]$$

$$h[7] = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=P[7]; x=1)$$

$$h[8] = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=p[8]; x=0)$$

$$h[9] - h[8] = h[11] - h[0]$$

$$h[10] = h[9]$$

$$h[11] = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=P[11]; x=1)$$

$$s[0] = s_{100}$$

$$h_{100} = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=p[1]; s=s_{100})$$

$$s[2] = s_{300}$$

$$h_{300} = \text{enthalpy}(\text{Ethylene}; P=p[3]; s=s_{300})$$

"Volumenes:"

$$v[0] = \text{volume}(\text{Ethylene}; h=h[0]; P=p[0])$$

$$v[1] = \text{volume}(\text{Ethylene}; h=h[1]; P=p[1])$$

$$v[2] = \text{volume}(\text{Ethylene}; h=h[2]; P=p[2])$$

$$v[3] = \text{volume}(\text{Ethylene}; h=h[3]; P=p[3])$$

$$v[4] = \text{volume}(\text{Ethylene}; h=h[4]; P=p[4])$$

$$v[5] = \text{volume}(\text{Ethylene}; h=h[5]; P=p[5])$$

$v[6]=\text{volume}(\text{Ethylene};h=h[6];P=p[6])$
 $v[7]=\text{volume}(\text{Ethylene};h=h[7];P=p[7])$
 $v[8]=\text{volume}(\text{Ethylene};h=h[8];P=p[8])$
 $v[9]=\text{volume}(\text{Ethylene};h=h[9];P=p[9])$
 $v[10]=\text{volume}(\text{Ethylene};h=h[10];P=p[10])$
 $v[11]=\text{volume}(\text{Ethylene};h=h[11];P=p[11])$

"Caudales volumétricos:"

$V_{\text{dot}_0}=v[0]*m_{\text{dot}_{BO}}$
 $V_{\text{dot}_2}=v[2]*m_{\text{dot}_{BO_alt}}$

"Entropías:"

$s[0]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[0];h=h[0])$
 $s[1]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[1];h=h[1])$
 $s[2]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[2];h=h[2])$
 $s[3]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[3];h=h[3])$
 $s[4]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[4];h=h[4])$
 $s[5]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[5];h=h[5])$
 $s[6]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[6];h=h[6])$
 $s[7]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[7];h=h[7])$
 $s[8]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[8];h=h[8])$
 $s[9]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[9];h=h[9])$
 $s[10]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[10];h=h[10])$
 $s[11]=\text{entropy}(\text{Ethylene};P=p[11];h=h[11])$

"Propylene 12-23 OR R1150"

"Presiones:"

$P[12]=110[\text{kPa}]$
 $P[13]=\text{sqrt}(P[12]*P[17])$
 $P[14]=P[13]$
 $P[15]=P[13]$
 $P[16]=P[17]$
 $P[17]=\text{p_sat}(R\$;T=T[17])$
 $P[18]=P[13]$
 $P[19]=P[13]$
 $P[20]=P[12]$
 $P[21]=P[13]$

"Temperaturas:"

$T[12]=\text{temperature}(R\$;h=h[12];P=p[12])$

$T[12]=T[4]-3$

"Si T[12] se toma como saturada, la primera etapa del compresor sale con una temperatura menor que la de agua de mar, por lo que el cooler es contraproducente"

$T[13]=\text{temperature}(R\$;h=h[13];P=p[13])$

$T[14]=\text{temperature}(R\$;h=h[14];P=p[14])$

$T[15]=\text{temperature}(R\$;h=h[15];P=p[15])$

$T[16]=\text{temperature}(R\$;h=h[16];P=p[16])$

$T[17]=T_w+3$

$T[18]=\text{temperature}(R\$;h=h[18];P=p[18])$

$T[19]=\text{temperature}(R\$;h=h[19];P=p[19])$

$T[20]=\text{temperature}(R\$;h=h[20];P=p[20])$

$T[21]=T_w+3$

"Entalpías:"

$h[12]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[12];T=T[12])$

$(h_{130}-h[12])=R_{\text{iso}_C}*(h[13]-h[12])$

$h[14]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[14];x=1)$
 $h[15]*m_dot_REFR_alt=h[21]*m_dot_REFR_baj+h[14]*m_dot_REFR_med$
 $(h_160-h[15])=R_iso_C*(h[16]-h[15])$
 $h[17]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[17];x=0)$
 $h[18]=h[17]$
 $h[19]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[19];x=0)$
 $h[20]=h[19]$
 $h[21]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[21];T=T[21])$
 $s[15]=s_160$
 $h_160=\text{enthalpy}(R\$;P=p[16];s=s_160)$
 $s[12]=s_130$
 $h_130=\text{enthalpy}(R\$;P=p[13];s=s_130)$

"Volumenes:"

$v[12]=\text{volume}(R\$;h=h[12];P=p[12])$
 $v[13]=\text{volume}(R\$;h=h[13];P=p[13])$
 $v[14]=\text{volume}(R\$;h=h[14];P=p[14])$
 $v[15]=\text{volume}(R\$;h=h[15];P=p[15])$
 $v[16]=\text{volume}(R\$;h=h[16];P=p[16])$
 $v[17]=\text{volume}(R\$;h=h[17];P=p[17])$
 $v[18]=\text{volume}(R\$;h=h[18];P=p[18])$
 $v[19]=\text{volume}(R\$;h=h[19];P=p[19])$
 $v[20]=\text{volume}(R\$;h=h[20];P=p[20])$
 $v[21]=\text{volume}(R\$;h=h[21];P=p[21])$

"Caudales volumétricos:"

$V_dot_12=v[12]*m_dot_REFR_baj$
 $V_dot_15=v[15]*m_dot_REFR_alt$

"Entropías:"

$s[12]=\text{entropy}(R\$;P=p[12];h=h[12])$
 $s[13]=\text{entropy}(R\$;P=p[13];h=h[13])$
 $s[14]=\text{entropy}(R\$;P=p[14];h=h[14])$
 $s[15]=\text{entropy}(R\$;P=p[15];h=h[15])$
 $s[16]=\text{entropy}(R\$;P=p[16];h=h[16])$
 $s[17]=\text{entropy}(R\$;P=p[17];h=h[17])$
 $s[18]=\text{entropy}(R\$;P=p[18];h=h[18])$
 $s[19]=\text{entropy}(R\$;P=p[19];h=h[19])$
 $s[20]=\text{entropy}(R\$;P=p[20];h=h[20])$
 $s[21]=\text{entropy}(R\$;P=p[21];h=h[21])$

"CALCULOS:"

"Cálculo de extracciones:"

$m_dot_BO+m_dot_BO_med=m_dot_BO_alt$
 $m_dot_REFR_baj+m_dot_REFR_med=m_dot_REFR_alt$
 $m_dot_BO_alt*h[6]=m_dot_BO_med*h[7]+m_dot_BO*h[8]$
 $m_dot_REFR_baj*h[19]+m_dot_REFR_med*h[14]=m_dot_REFR_alt*h[18]$

"Cálculo caudal masico refrigerante propileno:"

$(h[20]-h[12])*m_dot_REFR_baj=m_dot_BO_alt*(h[5]-h[4])$

"Cálculos de trabajo compresores:"

$W_dot_comp1=m_dot_COMP1*(h[1]-h[0])/3600$
 $W_dot_comp2=m_dot_COMP2*(h[3]-h[2])/3600$
 $W_dot_comp3=m_dot_COMP3*(h[13]-h[12])/3600$
 $W_dot_comp4=m_dot_COMP4*(h[16]-h[15])/3600$
 $W_dot_tot=W_dot_comp1+W_dot_comp2+W_dot_comp3+W_dot_comp4$

"Caudales caudal máxicos de los compresores:"

$M_{\dot{COMP}1} = m_{\dot{BO}}$

$M_{\dot{COMP}2} = m_{\dot{BO}_{alt}}$

$M_{\dot{COMP}3} = m_{\dot{REFR}_{baj}}$

$M_{\dot{COMP}4} = m_{\dot{REFR}_{alt}}$

"Calculo COP:"

$Q_{\dot{e}} = Q_{\dot{enfri}} + Q_{\dot{nat}}$

$COP = Q_{\dot{e}} / W_{\dot{tot}}$

$Q_{\dot{cond}} = m_{\dot{REFR}_{alt}} (h_{16} - h_{17}) / 3600$

$Q_{\dot{cond}} = m_{\dot{w}_{cond}} (h_{w2} - h_{w1}) / 3600$

$h_{w1} = \text{enthalpy}(\text{Water}, P=101,3; T=T_w)$

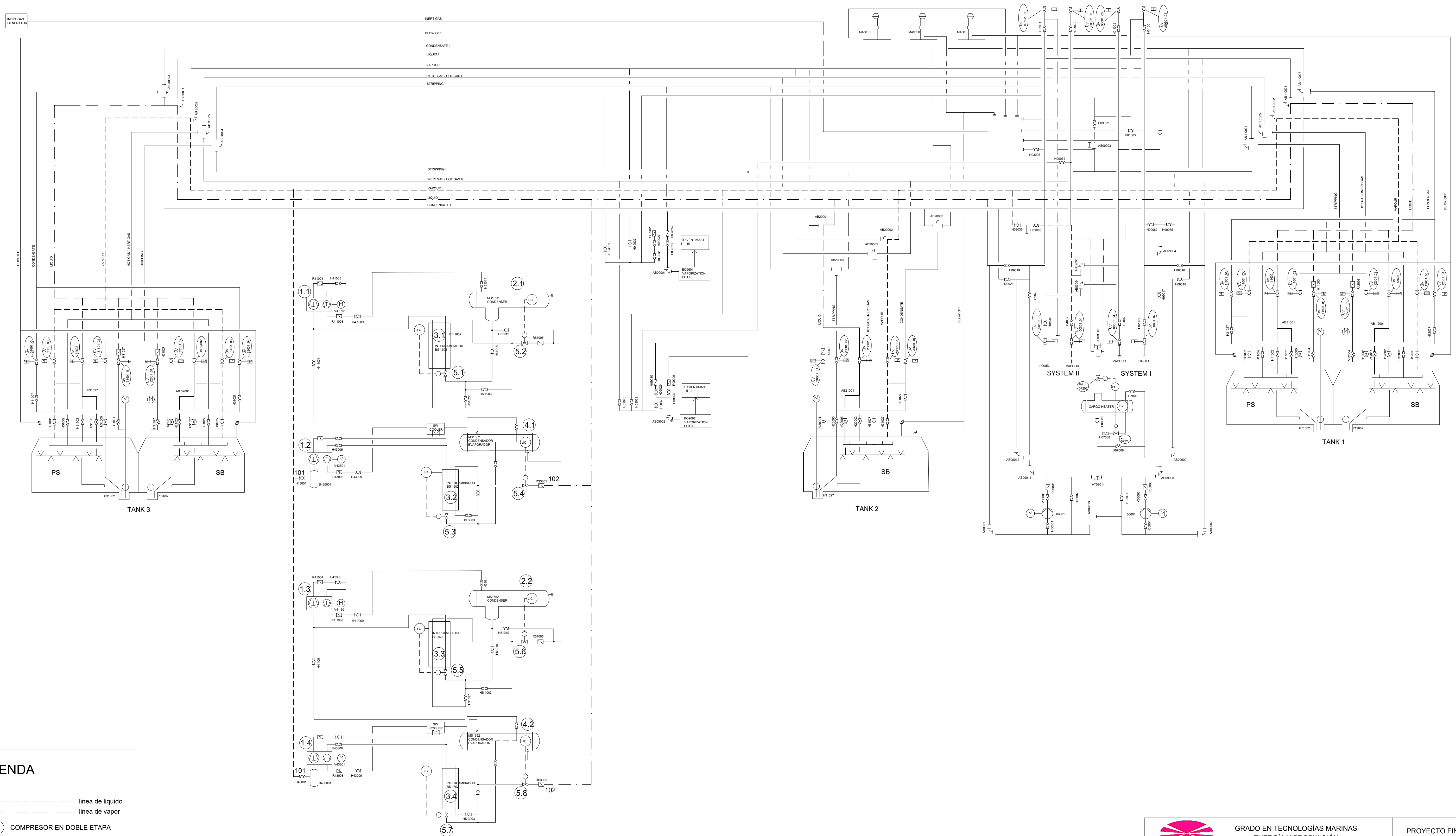
$h_{w2} = \text{enthalpy}(\text{Water}, P=101,3; T=T_{[16]-3})$

3 ANEXO 2


3.1 Plano instalación de partida

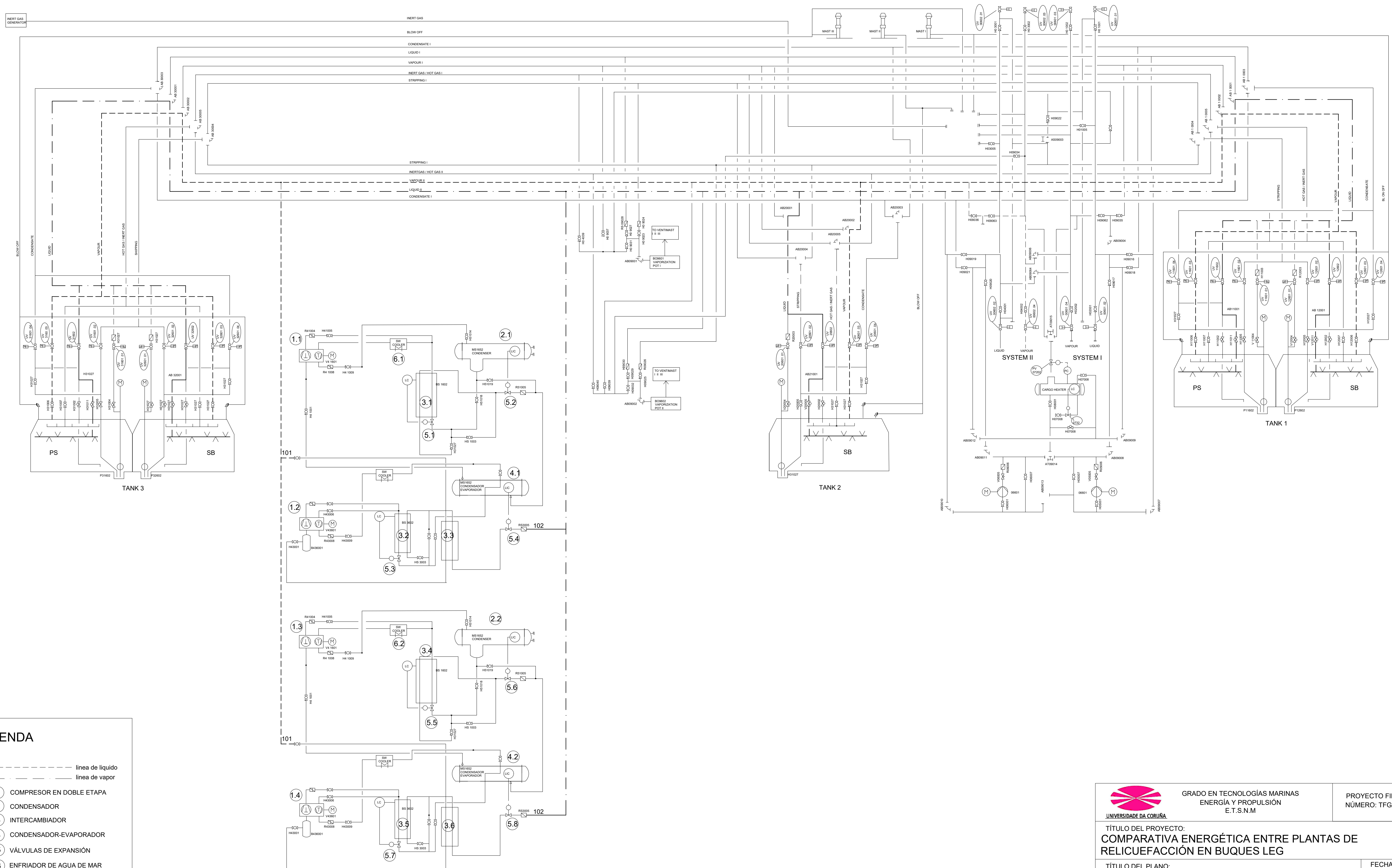
3.2 Plano instalación Propuesta 1

3.3 Plano instalación Propuesta 2



- LEYENDA**
- línea de líquido
 - - - línea de vapor
 - 1 COMPRESOR EN DOBLE ETAPA
 - 2 CONDENSADOR
 - 3 INTERCAMBIADOR
 - 4 CONDENSADOR-EVAPORADOR
 - 5 VÁLVULAS DE EXPANSIÓN
 - 101 ENTRADA DE BOG
 - 102 SALIDA DE BO RELICUADO

 GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS ENERGÍA Y PROPULSIÓN E.T.S.N.M	PROYECTO FIN DE GRADO NÚMERO: TFG/GTM/E-24-17
	TÍTULO DEL PROYECTO: COMPARATIVA ENERGÉTICA ENTRE PLANTAS DE RELICUEFACCIÓN EN BUQUES LEG
TÍTULO DEL PLANO: INSTALACIÓN DE PARTIDA	FECHA: JUN 2017
AUTOR: DAVID GONZÁLEZ NOVO	ESCALA: A1
FIRMA:	PLANO Nº: 1




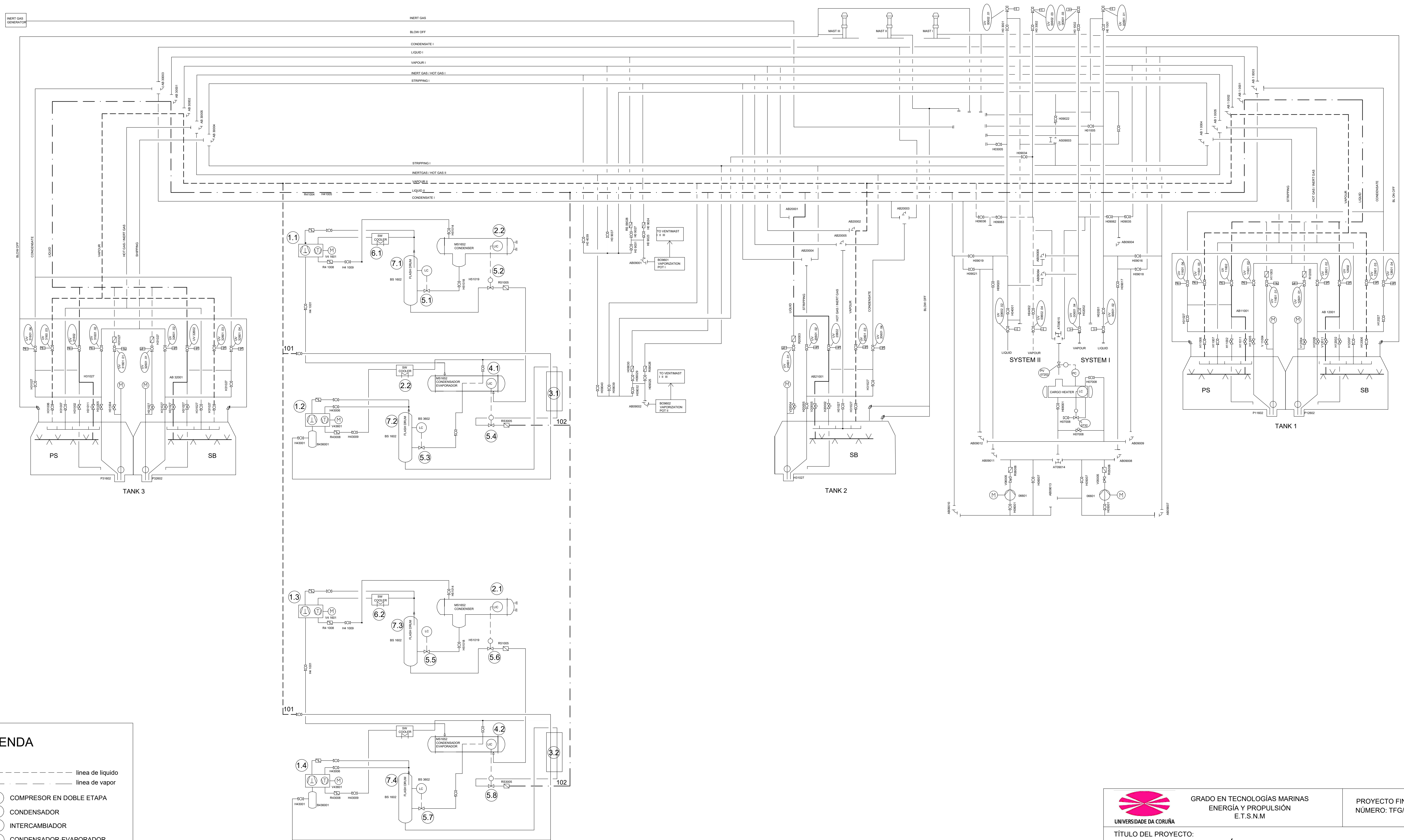
LEYENDA

----- línea de líquido
 - - - - - línea de vapor


- 1 COMPRESOR EN DOBLE ETAPA
- 2 CONDENSADOR
- 3 INTERCAMBIADOR
- 4 CONDENSADOR-EVAPORADOR
- 5 VÁLVULAS DE EXPANSIÓN
- 6 ENFRIADOR DE AGUA DE MAR

101 ENTRADA DE BOG
 102 SALIDA DE BO RELIEVADO

 UNIVERSIDADE DA CORUÑA	GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS ENERGÍA Y PROPULSIÓN E.T.S.N.M	PROYECTO FIN DE GRADO NÚMERO: TFG/GTM/E-24-17
	TÍTULO DEL PROYECTO: COMPARATIVA ENERGÉTICA ENTRE PLANTAS DE RELIEVACIÓN EN BUQUES LEG	
TÍTULO DEL PLANO: INSTALACIÓN PROPUESTA 1		FECHA: JUN 2017
AUTOR: DAVID GONZÁLEZ NOVO		ESCALA: A1
FIRMA:		PLANO Nº: 1



- LEYENDA**
- linea de liquido
 - - - - - linea de vapor
 - 1 COMPRESOR EN DOBLE ETAPA
 - 2 CONDENSADOR
 - 3 INTERCAMBIADOR
 - 4 CONDENSADOR-EVAPORADOR
 - 5 VÁLVULAS DE EXPANSIÓN
 - 6 ENFRIADOR DE AGUA DE MAR
 - 7 CÁMARA FLSH
 - 101 ENTRADA DE BOG
 - 102 SALIDA DE BO RELICUADO

 GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS ENERGÍA Y PROPULSIÓN E.T.S.N.M	PROYECTO FIN DE GRADO NÚMERO: TFG/GTM/E-24-17
	TÍTULO DEL PROYECTO: COMPARATIVA ENERGÉTICA ENTRE PLANTAS DE RELICUEFACCIÓN EN BUQUES LEG
TÍTULO DEL PLANO: INSTALACIÓN POPUESTA 2	FECHA: JUN 2017
AUTOR: DAVID GONZÁLEZ NOVO	ESCALA: A1
FIRMA:	PLANO Nº: 1

“COMPARATIVA ENERGÉTICA DE PLANTAS DE RELICUEFACCIÓN EN BUQUES LEG”

PLIEGO DE CONDICIONES



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

FECHA: FEBRERO 2017

AUTOR: DAVID GONZÁLEZ NOVO

Fdo: David González Novo

INDICE PLIEGO DE CONDICIONES:

4. PLIEGO DE CONDICIONES	144
<i>4.1 CONTENIDO.....</i>	<i>144</i>
4.1.1 Refrigerantes de la instalación	144
4.1.1.1 R404A	144
4.1.1.1 Propano	145
4.1.2 Compresores	146
4.1.3 Elección del compresor	147

4. PLIEGO DE CONDICIONES

4.1 CONTENIDO

4.1.1 Refrigerantes de la instalación

4.1.1.1 R404A

El R-404A es una mezcla de gases refrigerantes HFC casi azeotrópica, con cero agotamiento a la capa de ozono, utilizada en equipos nuevos de refrigeración de medias y bajas temperaturas. También es un sustituto indirecto (retrofit), en equipos que habían trabajado previamente con R-502 y sus sustitutos HCFC como por ejemplo el R-408A, DI-44, HP80.

Su principal aplicación son las instalaciones nuevas para medias y bajas temperaturas de refrigeración. La capacidad frigorífica teórica es un 5% inferior respecto al R-502 a temperaturas de evaporación de -40°C. El coeficiente de rendimiento (COP) es entre un 5 y un 8% inferior al R-502. Aumentando el sobrecalentamiento, el COP del R-404A puede ser mayor que el del R-502. En el caso de los retrofits del R-502 y sus sustitutos HCFC (R-408A, DI-44), hay que eliminar el 95% del aceite mineral o alquilbencénico original, por un aceite polioléster, cambiar el filtro secador, la válvula de expansión, juntas tóricas de goma por plásticas y en ocasiones sobredimensionar el condensador. En el caso de ser utilizado como retrofit del R-22, además habrá que cambiar las válvulas de seguridad y otros elementos que fueran tarados a las presiones del R-22.

Aplicaciones:

- Enfriadoras de agua.
- Almacenes frigoríficos.
- Vitrinas frigoríficas.
- Máquinas de helados/hielo.
- Pistas de hielo.
- Cámaras frigoríficas.
- Transporte frigorífico.
- Dispensador de bebidas frías.

- Túneles de congelados.
- Barcos de pesca.

APLICACIONES

- Temperaturas Medias
- Temperaturas Bajas
- Instalaciones nuevas
- Retrofit

CARACTERISTICAS

- No daña la capa de ozono, ODP = 0.
- Únicamente compatible con aceites sintéticos POE.
- Pueden rellenarse los equipos en caso de fuga.
- Temperaturas de descargas inferiores al R-22, lo que prolonga la vida del compresor.
- Capacidad frigorífica y eficiencia energética ligeramente inferiores al R-502.
- Capacidad frigorífica superior y eficiencia energética similar al R-22.
- Potencial de calentamiento atmosférico PCA (GWP) = 3922
- Punto ebullición a 1,013 bar (°C): -46,45
- Deslizamiento de temperatura o glide (°C): 0,7
- Densidad vapor saturado a 25°C (kg/m³): 63,28
- N° ONU: 3337
- Clasificación seguridad: A1. Baja toxicidad y no inflamable.
- Cargar siempre en fase líquida.

ACEITES COMPATIBLES

- Aceites sintéticos POE

4.1.1.1 Propano

El propano o R290, es un hidrocarburo utilizado como refrigerante en refrigeradores domésticos o en pequeños aparatos de refrigeración comercial y en

máquinas expendedoras. Gracias a su bajo impacto ambiental y sus excelentes propiedades termodinámicas el uso del R290 va en aumento.

APLICACIONES

- Temperaturas Altas
- Temperaturas Medias
- Temperaturas Bajas
- Instalaciones nuevas

CARACTERISTICAS

- No daña la capa de ozono, ODP = 0.
- Pueden rellenarse los equipos en caso de fuga.
- Potencial de calentamiento atmosférico PCA (GWP) = 3
- Punto ebullición a 1,013 bar (°C): -42,10
- Deslizamiento de temperatura o glide (°C): 0
- N° ONU: 1978
- Clasificación seguridad: A3. No tóxico pero extremadamente inflamable.

ACEITES COMPATIBLES

- Aceites sintéticos POE
- Aceites minerales
- Aceite alquibencénico

4.1.2 Compresores

Compresor a utilizar:

Como se observa en la Figura 4.1.3.1 se utilizan compresores lentos con cruceta de la marca Burckhardt, éstos compresores son utilizados para evitar que el aceite lubricante se mezcle con la carga.

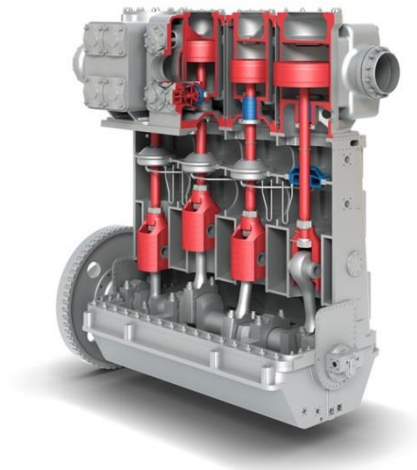


Figura 61 4.3.1 - Laby® Compressor imagen registrada de burckhardt

4.1.3 Elección del compresor

En la Figuras 4.1.3.1. y 4.1.3.2 se muestran los diagramas de elección del compresor, teniendo en cuenta la presión de descarga y el caudal volumétrico de aspiración. A partir de los datos obtenidos de los análisis se realiza una elección de los compresores a utilizar en cada planta, para poder tener un punto de vista a la hora de comparar las diferentes instalaciones propuestas.

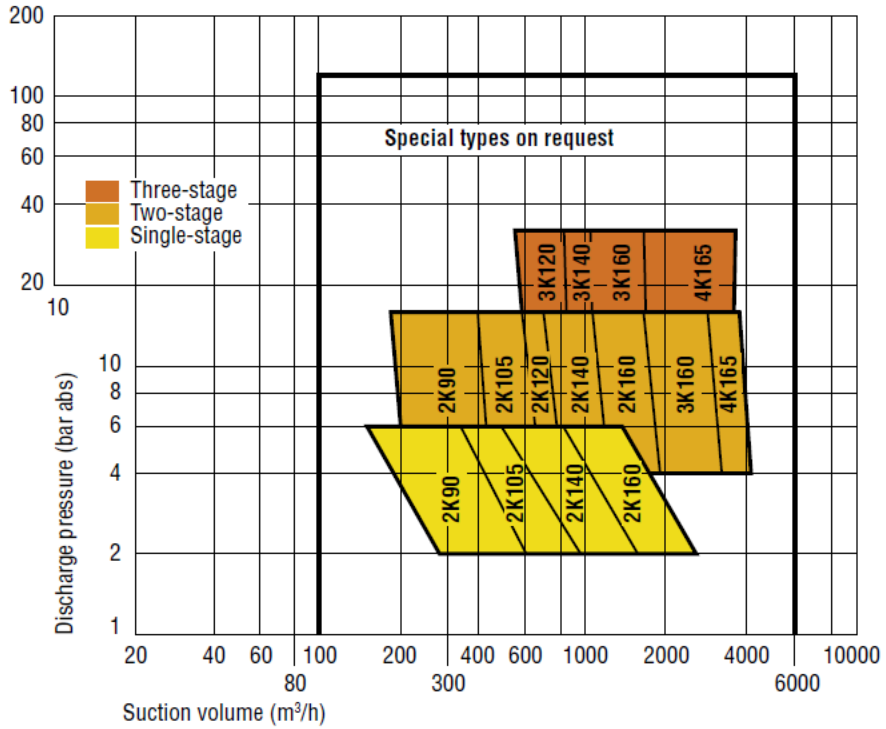


Figura 62 4.1.3.1. COMPRESORES TIPO K Imagen de catálogo

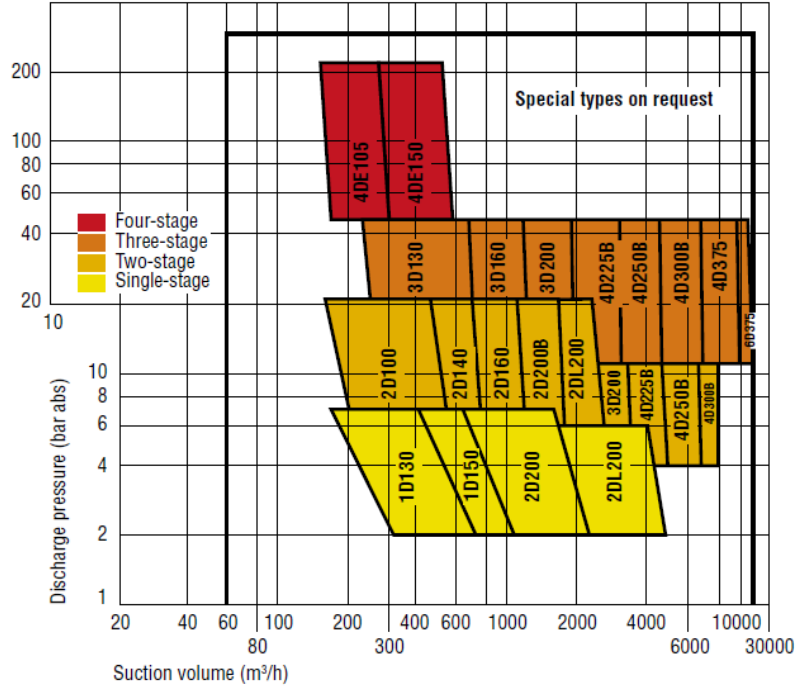


Figura 63 4.3.1.2 COMPRESORES TIPO D Imagen de catálogo

Caso inicial:

En el caso inicial el compresor de Etileno es en doble etapa y eleva la presión del etileno desde 111 a 520 kPa en la primera etapa, y de 520 a 1720 kPa en la segunda etapa, con una entrada de caudal volumétrico en la aspiración de la primera etapa de 1.057 m³/h y en la segunda etapa de 410,1 m³/h. Por lo que se usa un compresor **2K140**.

El compresor de R404A eleva la presión en la primera etapa de 130 a 466 kPa con un caudal de 2.101 m³/h y en la segunda etapa de 466 a 1670 kPa con un caudal de 673,5 m³/h. Con lo que se utilizara un compresor **3K160**.

Caso inicial mejorado:

En el compresor de BO, se aspira en la primera etapa un caudal volumétrico de 1.051 kg/h, y se descarga el BO en la segunda etapa a una presión de 2.250 kPa, lo que supone tener que cambiar de un compresor tipo K usado en el caso inicial, a un tipo D, en este caso se usa un compresor **2D160**.

En el compresor de R404A, se aspira un caudal volumétrico de 951,7kg/h y se descarga a una presión de 1497. Por lo que se puede usar un compresor menos dimensionado tal y como el **2K160**.

Instalación propuesta 1 Propano:

En el compresor de BO, se aspira un caudal volumétrico de 1.161 kg/h y se descarga a una presión de 1.578 kPa. Por lo que se usa un compresor **2K160**.

En el compresor de Propileno, se aspira un caudal volumétrico de 1.328 kg/h y se descarga a una presión de 1.129 kPa. Por lo que se usa un compresor **2K140**.

Instalación propuesta 2 Propano:

En el compresor de BO, se aspira un caudal volumétrico de 1.075 kg/h y se descarga a una presión de 1.452kPa. Por lo que se usa un compresor **2K140**.

En el compresor de Propileno, se aspira un caudal volumétrico de 1.452 kg/h y se descarga a una presión de 1.129 kPa. Por lo que se usa un compresor **2K160**, ya que el 2K140 se queda escaso en cuanto al caudal de aspiración.

4.1.4 CONDENSADORES

En la Tabla 4.1.4.1 se realiza una comparativa entre el calor disipado en el condensador de cada instalación, observándose que las instalaciones propuestas necesitan un condensador de menores dimensiones, en concreto el caso 1 es el que menor calor tiene que disipar en el condensador.

	Caso inicial R404A	Caso inicial mejorado	Caso 1 Propano	Caso 2 Propano
Potencia disipada en el condensador	676,4 kW	539,7 kW	409,8 kW	455,6 kW

Tabla 54 4.1.4.1 Comparativa entre el calor disipado por los condensadores de cada caso.

“COMPARATIVA ENERGÉTICA DE PLANTAS DE RELICUEFACCIÓN EN BUQUES LEG”

DOCUMENTACIÓN TÉCNICA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

FECHA: FEBRERO 2017

AUTOR: DAVID GONZÁLEZ NOVO

Fdo: David González Novo

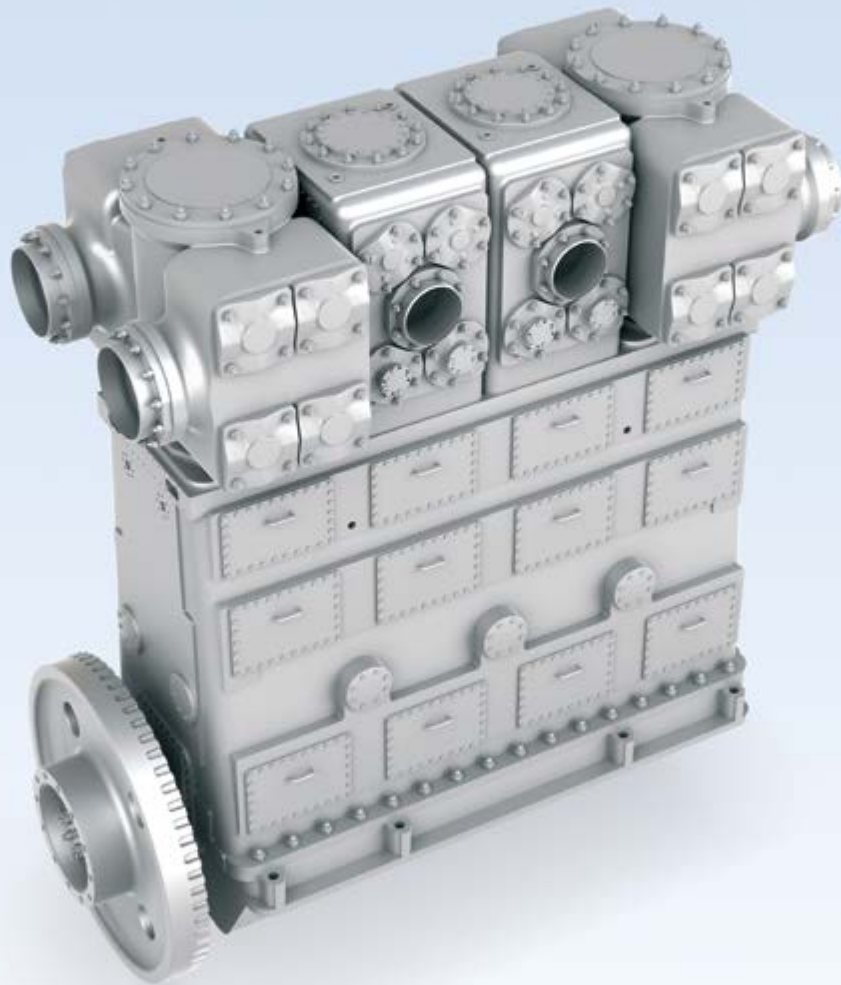
INDICE DE DOCUMENTACIÓN TÉCNICA:

5. DOCUMENTACIÓN TÉCNICA

5.1 COMPRESORES LABY

LABY[®] COMPRESSORS

CONTACTLESS LABYRINTH SEALING
FOR HIGHEST AVAILABILITY



MARKETS AND APPLICATIONS

FROM NATURAL GAS PROCESSING TO POLYOLEFIN PRODUCTION AND INDUSTRIAL GAS APPLICATIONS

GAS TRANSPORT & STORAGE

C_nH_m boil-off gas (BOG) handling

Liquefied natural gas (LNG)

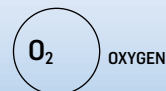
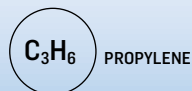
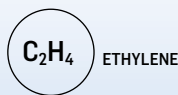
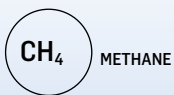
Liquefied petroleum gas (LPG)

Liquefied ethylene gas (LEG)

Natural gas handling and reliquefaction



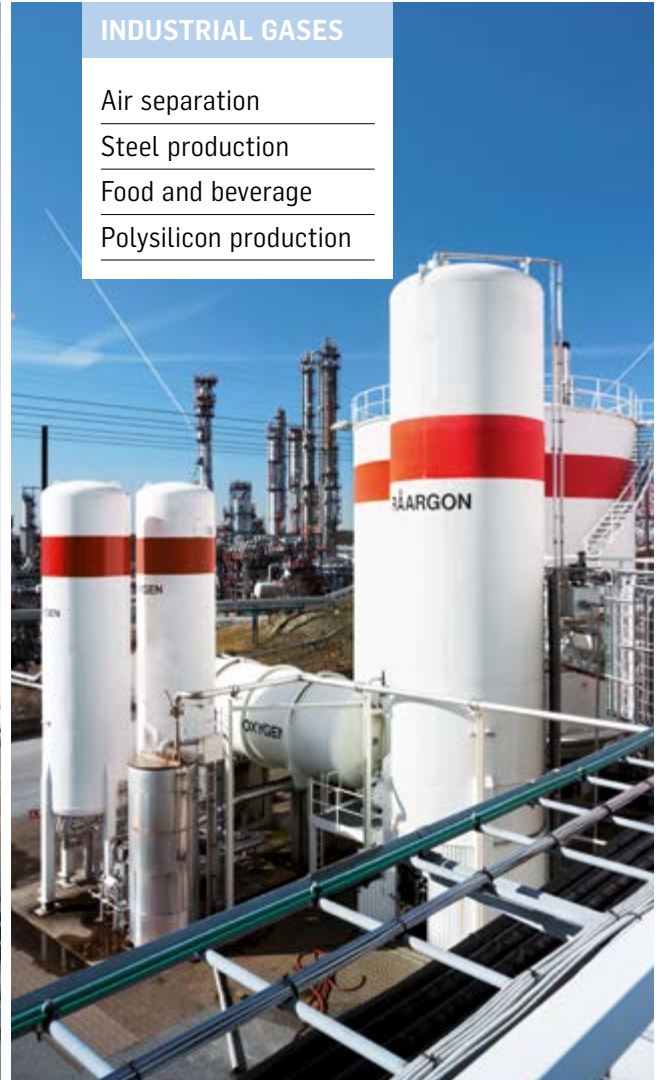
GASES HANDLED (INCLUDING CRYOGENIC, CONTAMINATED, CORROSIVE, EXPLOSIVE AND TOXIC GASES)





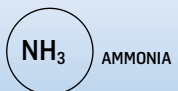
**PETROCHEMICAL/
CHEMICAL INDUSTRY**

- _____
Polypropylene production
- _____
Polyethylene production
- _____
Ethylene oxide
- _____
Ethylene glycol
- _____
Fertilizer production
- _____
Acetic acid production



INDUSTRIAL GASES

- _____
Air separation
- _____
Steel production
- _____
Food and beverage
- _____
Polysilicon production



BURCKHARDT COMPRESSION

INVENTOR OF THE LABY® COMPRESSOR

AND MARKET LEADER

Burckhardt Compression is recognized as the global technology leader in the reciprocating compressor world. As an OEM with over 160 years of in-house experience in developing, engineering and manufacturing compressors, we are committed to highest reliability and best quality.

75 YEARS OF CONTINUOUS DEVELOPMENT – A SUCCESS STORY

Since Burckhardt Compression first introduced the Laby® Compressor in 1935 we have been able to increase our application know-how. In close cooperation with our customers we have transferred this know-how into a second to none compressor solution with outstanding performance. Originally designed for the safe compression of ammonia, continuous improvements and further developments have made the Laby® today one of the most reliable compressor solutions for numerous applications handling complex gases:

- Bone-dry gases
- Humid gases
- Cryogenic gases
- Dirty, dust laden, contaminated gases in fouling services
- Clean gases where no pollution of the gas is allowed
- Reactive, explosive, corrosive or toxic gases

All major industrial gas suppliers, global players in the polyolefin production, renowned process licensees, international partners for gas liquefaction systems and many producers of chemicals trust Burckhardt Compression and depend on the unsurpassed reliability of Laby® Compressors. Thousands of installations underscore this long success story.

WHAT'S THE SECRET BEHIND?

The Laby® is a vertical in-line reciprocating compressor with a simple and rugged compressor design including two features which make the Laby® unique.

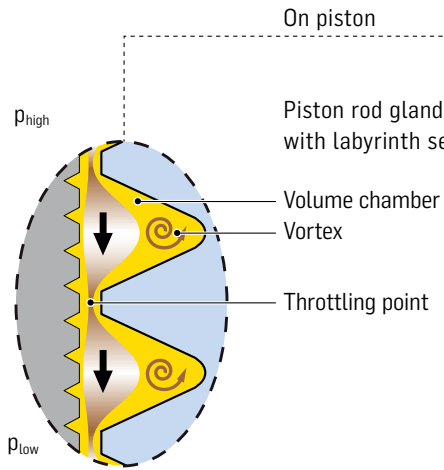
LABYRINTH SEALING – FOR CONTACTLESS, OIL-FREE COMPRESSION

The unique technology is applied between the piston and cylinder wall and between the piston rod gland and the piston rod. The labyrinth sealing effect is created by numerous tiny throttling points. At each of these throttling points, pressure energy is transformed into kinetic energy as a result of the flow restriction. The process continues at each throttling point/volume chamber combination along the piston and piston rod gland until the required reduction in pressure is attained. A small clearance volume is maintained between the adjoining surfaces. The low level amount of gas passing through the sealing system is recovered internally.

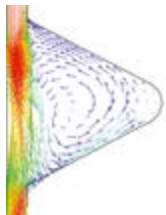
SEPARATION OF SEALING AND GUIDING ELEMENTS – FOR LOWEST WEAR AND LOWEST MAINTENANCE

The strict separation of the lubricated guiding elements in the crankgear from the contactless sealing elements of the piston and piston rod is essential for the functionality and efficiency of the compressor. The oil scraper rings, located close to the guide bearing, ensure the most efficient removal of oil from the piston rod. Lubricating oil is prevented from entering the compression room.

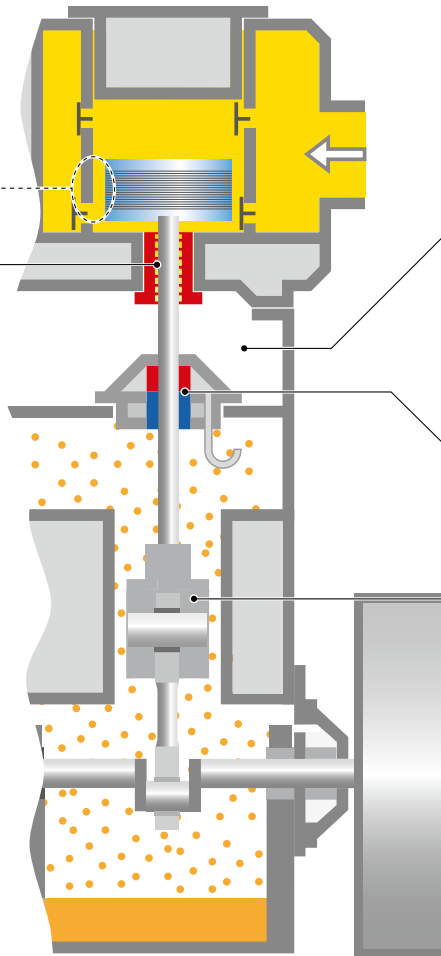
Contactless labyrinth sealings for highest reliability:



Enlarged view of the labyrinth sealing surface



Computer simulated velocity distribution



Cross section of a Laby® Compressor

- oil-free gas compression
- lubricated area

YOUR BENEFITS

HIGHEST AVAILABILITY AND RELIABILITY

- No permanent mechanical friction in the compression area – no wear
- Minimum quantity of wear parts
- Longest MTBO
- Lowest maintenance costs

MOST ECONOMIC OPERATION

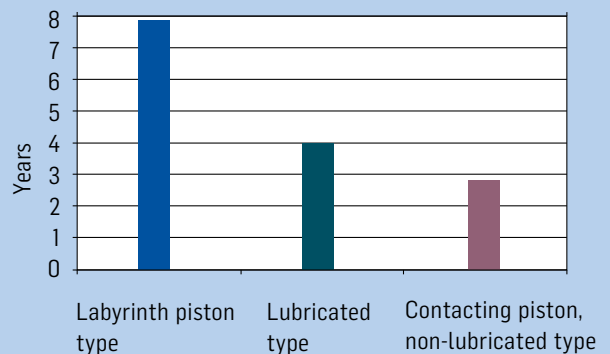
- No contamination of highly pure gases with oil or abrasives from piston rings or rider rings
- No loss of valuable product
- Lowest operating costs

HIGHEST SAFETY

- Safest compressor for oxygen service
- No friction – no hot spots in the cylinder

INDEPENDENT RESEARCH HAS REVEALED

MTBF (MEAN TIME BETWEEN FAILURE) OF RECIPROCATING COMPRESSORS



UP TO 2.5 TIMES HIGHER RELIABILITY!

Source: H.P. Bloch, Hydrocarbon Processing, January 2002

DESIGN FEATURES

FOR MAXIMUM RELIABILITY, AVAILABILITY AND DURABILITY

IN-HOUSE DESIGNED AND MANUFACTURED MAIN PARTS – FOR RELIABILITY

PISTONS AND CYLINDERS WITH LABYRINTH SEALING

- Contactless – no wear
- Oil-free compression
- No cylinder liner required
- Single or double acting
- Simple and robust 3-piece design
- Contactless sealing and applied materials allow high discharge temperatures if required by the process
- No tribological limitations – material selection according to process requirements

CAPACITY CONTROL OPTIONS

- Adaptation to process requirements
- For highest efficiency in part-load operation
- Valve unloaders
- Variable speed
- Clearance pockets

PISTON RODS

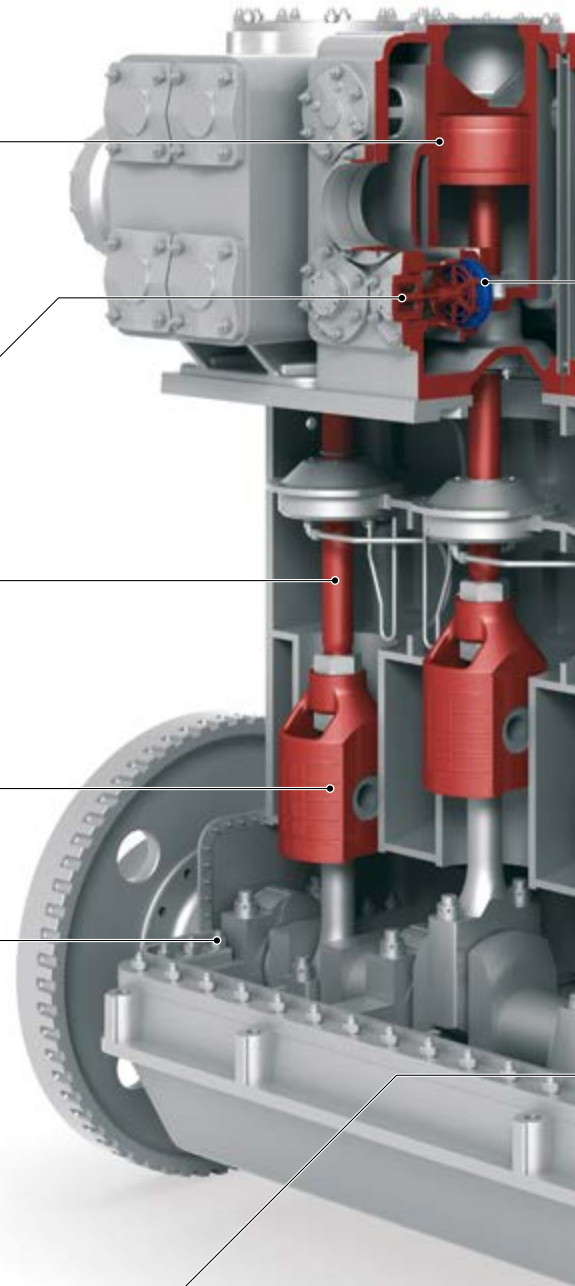
- Nitrated steel for maximum wear resistance against oil scrapers

CROSSHEADS

- Heavy duty single piece design for precise linear movement of the piston
- Forced-feed lubricated
- Water cooled crosshead guide for constant tolerances and precise guiding

MECHANICAL SHAFT SEAL OPTIONS (NOT ILLUSTRATED)

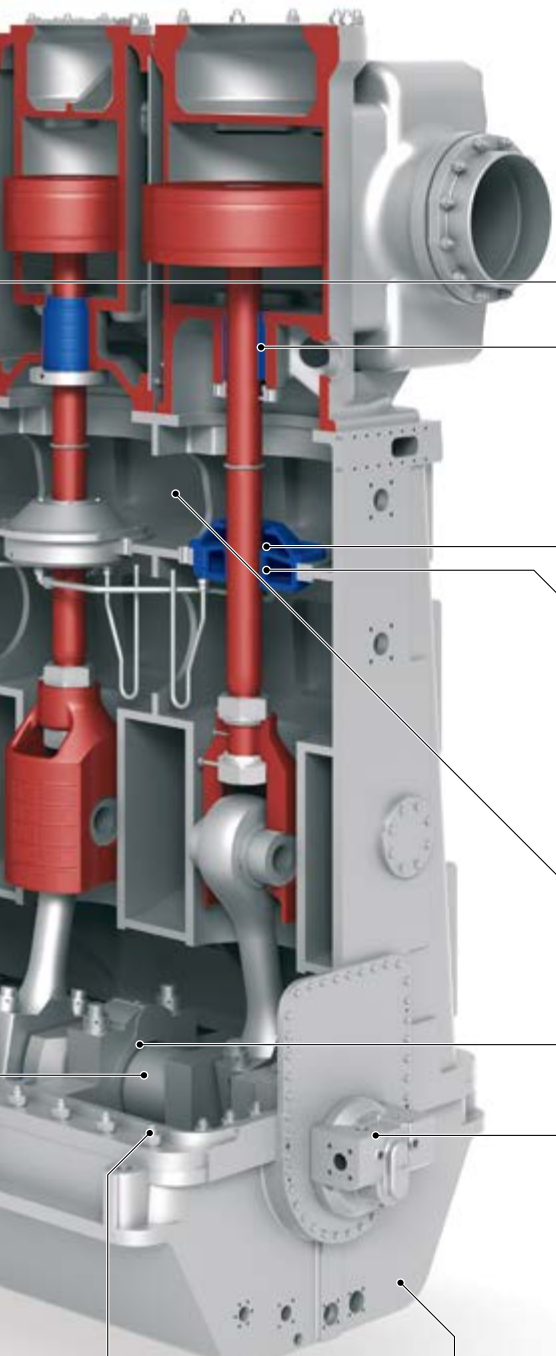
- For gastight crankgear
- No loss of gas to the environment for highest safety and efficiency



RUGGED DESIGN – FOR DURABILITY

CRANKSHAFT

- High strength forged steel



**KEY COMPRESSOR COMPONENTS –
FOR BEST PERFORMANCE AND
LONGEST LIFETIME**

COMPRESSOR VALVES

- Burckhardt Plate Valve™
- Burckhardt Poppet Valve™
- Manley® Valve, licensed by Burckhardt Compression
- Selection and custom engineering according to application requirements
- Maximum durability due to in-house leading valve technology
- Over 120 years of experience in design, manufacturing and service

**PISTON ROD GLANDS WITH
LABYRINTH SEALING**

- Radially floating, self-centering sealing elements
- Various designs and materials for lowest wear

OIL SCRAPERS

- Highly efficient oil removal
- Separation of lubricated from non-lubricated area
- Material selection according to specific application

GUIDE BEARINGS

- For precise linear movement of piston rod and piston
- Easy exchangeable guide bearing bush

MAIN BEARINGS

- Tri-metal, babbitt design
- Interchangeable with big end bearings
- Forced-feed lubricated

CRANKGEAR

- Vertical in-line design
- Small footprint
- Various designs: open, closed or gastight up to 25 barg

OIL SUMP IN BASE PLATE

- No separate oil tank required

GEAR OIL PUMP

- Crankshaft driven
- For forced-feed lubrication

DISTANCE PIECES

- Extra-long, single compartment
- Implementation of purge or vent gas depending on application

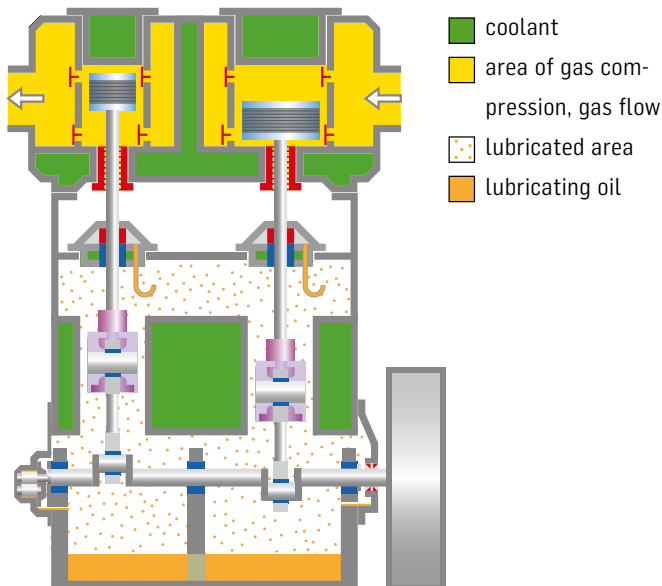
SIMPLE AND RUGGED DESIGNS OF ALL LABY® TYPES

EASY OPERATION AND LONGEST MTBO IN
YOUR APPLICATION

INDUSTRIAL GASES –
HIGHEST PURITY FOR NON-TOXIC GASES

APPLICATION EXAMPLE

Oxygen for steel production



MAIN FEATURES OF LABY® TYPE D “OPEN”

- Crankgear under atmospheric pressure
- Open distance piece (purging as option)

YOUR BENEFITS

- Delivery of pure gas
 - No contamination with oil
 - No contamination with abrasives from piston rings and rider rings
- Highest operational safety
 - No permanent mechanical friction in the cylinder
 - No hot spots

AIR SEPARATION UNIT, SWEDEN

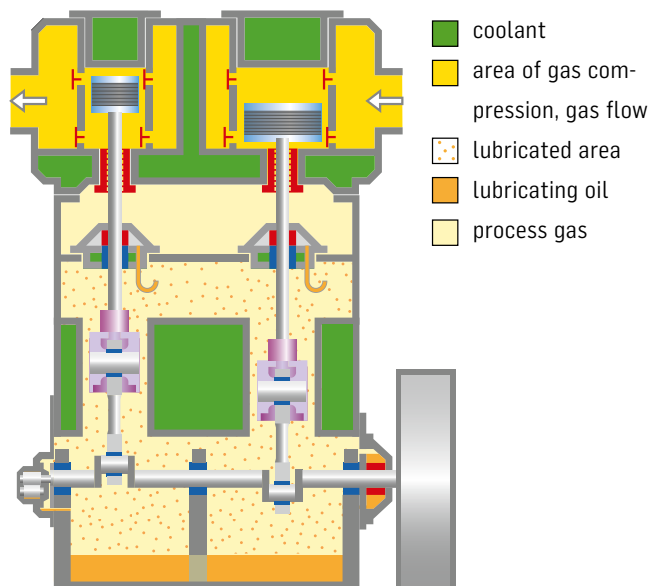


Gas	O ₂
Laby® type	4D300
Suction volume	5'340 m ³ /h / 9'072 scfm
Suction temperature	10 °C / 50 °F
Suction pressure	1.2 bara / 17.4 psia
Discharge pressure	46 bara / 667 psia
Shaft power	1'030 kW / 1'380 hp
Speed	420 rpm

INDUSTRIAL GASES – HIGHEST SAFETY FOR TOXIC, CORROSIVE OR EXPLOSIVE GASES

APPLICATION EXAMPLE

Carbon monoxide for acetic acid production



MAIN FEATURES OF LABY® TYPES D AND K “GASTIGHT”

- Gastight crankgear
- Crankgear under suction pressure
- Mechanical crankshaft seal
- Closed distance piece

YOUR BENEFITS

- Highest operational safety
 - No permanent mechanical friction in the cylinder
 - No hot spots
 - No decomposition of carbon monoxide
 - No leakage of toxic process gas to the atmosphere

PETROCHEMICAL PRODUCTION, MALAYSIA

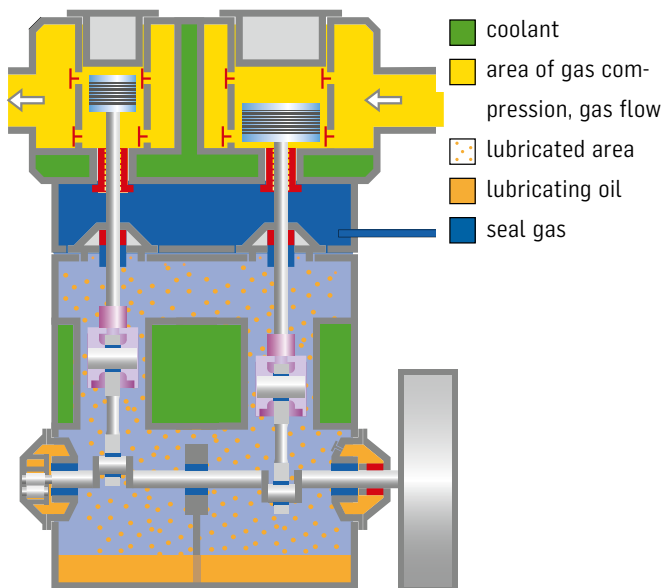


Gas	CO mix
Laby® type	4D250
Suction volume	2'620 m ³ /h / 4'451 scfm
Suction temperature	35 °C / 95 °F
Suction pressure	1.5 bara / 22 psia
Discharge pressure	26 bara / 577 psia
Shaft power	575 kW / 770 hp
Speed	490 rpm

PETROCHEMICAL/CHEMICAL INDUSTRY – HIGHEST RELIABILITY FOR CONTAMINATED GASES

APPLICATION EXAMPLE

Polypropylene/polyethylene, EO/EG production



MAIN FEATURES OF LABY® TYPES D AND K “GASTIGHT”

- Gastight crankgear
- Mechanical crankshaft seal
- Closed distance piece
- Seal gas

YOUR BENEFITS

- Highest reliability
 - Absolutely unaffected by particles in the gas (polymerisation product, catalyst fines, dust, dirt, etc.)
- Highest efficiency
 - No loss of valuable product
- Highest operational safety
 - No leakage of process gas to the atmosphere

POLYPROPYLENE PRODUCTION, BELGIUM



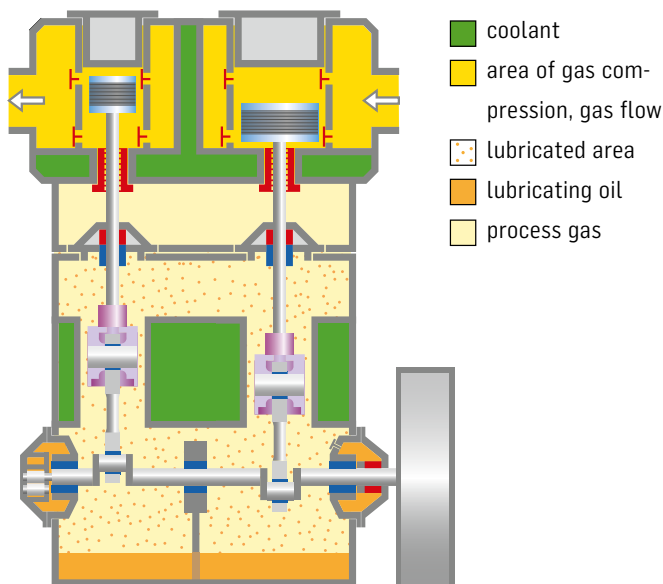
Gas	C ₃ H ₆
Laby® type	3K160
Suction volume	725 m ³ /h / 1'232 scfm
Suction temperature	30 °C / 86 °F
Suction pressure	6.8 bara / 98.6 psia
Discharge pressure	24.9 bara / 361.1 psia
Shaft power	228 kW / 305 hp
Speed	494 rpm

GAS TRANSPORT AND STORAGE –

HIGHEST FLEXIBILITY FOR LNG, LPG, LEG, C_nH_m BOG

APPLICATION EXAMPLE

Boil-off gas handling



LNG BOG, SPAIN



MAIN FEATURES OF LABY® TYPES D AND K “GASTIGHT”

- Gastight crankgear
- Mechanical crankshaft seal
- Closed distance piece

YOUR BENEFITS

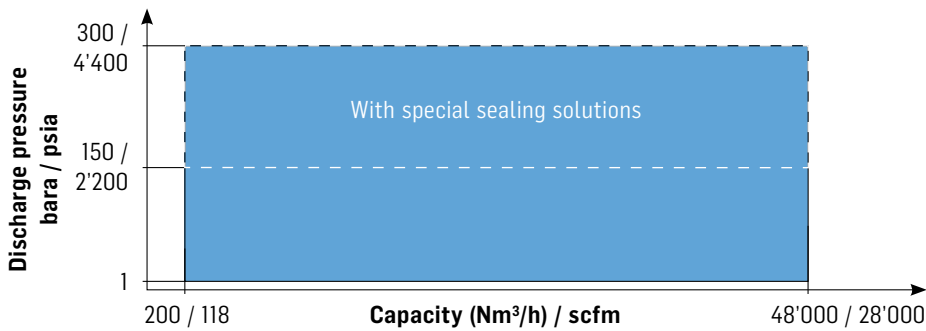
- Highest flexibility
 - Insensitive to fluctuating suction conditions (pressure, temperature, gas composition)
 - No cool down required for cryogenic gases
- Highest efficiency
 - No loss of valuable product
 - No purge gas required
- Highest operational safety
 - No leakage of process gas to the atmosphere

Gas	CH ₄ mix
Laby® type	2D250
Suction volume	3'015 m ³ /h / 5'122 scfm
Suction temperature	–150 °C / –238 °F
Suction pressure	1.17 bara / 17 psia
Discharge pressure	10.3 bara / 149 psia
Shaft power	520 kW / 697 hp
Speed	495 rpm

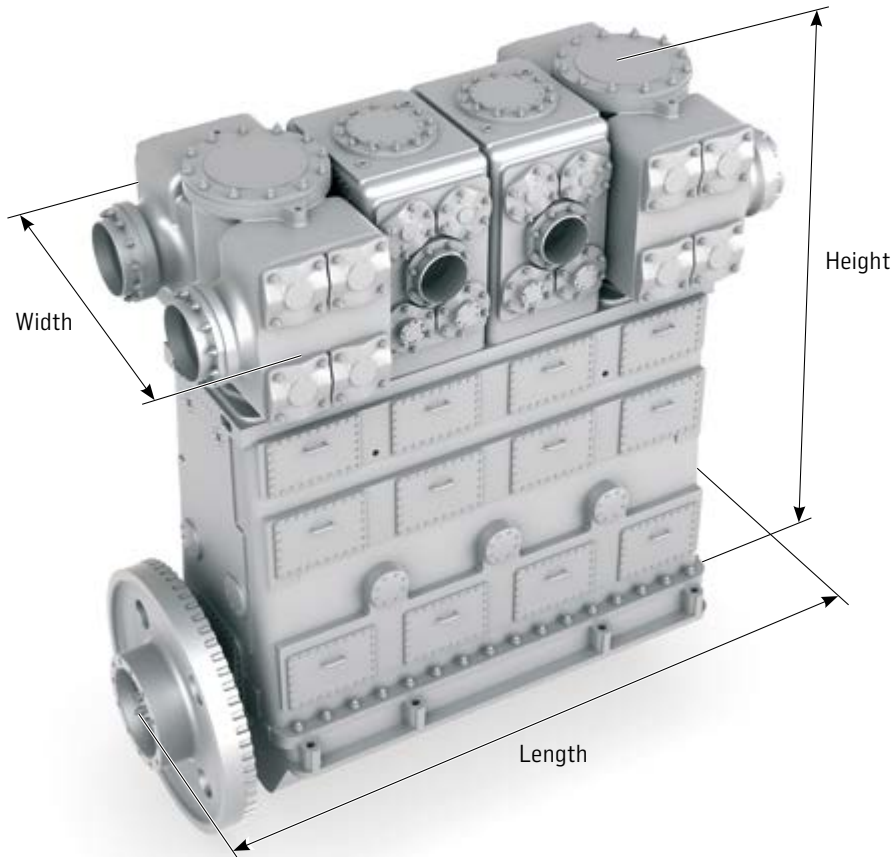
TECHNICAL DATA

LARGE VARIETY OF COMPRESSOR FRAME SIZES FOR A WIDE RANGE OF APPLICATIONS

PERFORMANCE RANGE



TECHNICAL DATA AND DIMENSIONS



K-TYPE COMPRESSORS – GASTIGHT DESIGN

Type	Cranks	Stroke mm / in	Max. Speed rpm	Rated Power ¹⁾ kW / hp	Width mm / in	Height mm / in	Length mm / in	Weight kg / lbs
2K90	2	90 / 3.5	1'000	115 / 154	640 / 25	1'500 / 59	950 / 37	1'900 / 4'100
2K105	2	105 / 4.1	1'000	188 / 252	530 / 21	1'720 / 68	1'150 / 45	2'500 / 5'500
2K120	2	120 / 4.2	880	226 / 303	760 / 30	1'720 / 68	1'150 / 45	2'300 / 5'000
2K140	2	140 / 5.5	850	303 / 406	880 / 35	2'080 / 82	1'330 / 52	4'700 / 10'300
2K158	2	158 / 6.2	750	485 / 665	910 / 36	2'340 / 92	1'600 / 63	5'800 / 12'700
2K160	2	160 / 6.3	750	485 / 665	1'500 / 59	2'280 / 90	1'480 / 58	5'500 / 12'100
2K250	2	250 / 9.8	500	1'660 / 2'226	970 / 38	3'570 / 141	2'310 / 91	18'300 / 40'300
3K120	3	120 / 4.2	750	350 / 469	900 / 35	2'290 / 90	1'750 / 69	6'100 / 13'400
3K140	3	140 / 5.5	750	485 / 665	1'040 / 41	2'280 / 90	2'140 / 84	9'000 / 19'800
3K160	3	160 / 6.3	750	485 / 665	1'010 / 40	2'340 / 92	2'140 / 84	9'000 / 19'800
4K165	4	165 / 6.5	750	1'042 / 1'397	1'110 / 44	2'400 / 94	2'850 / 112	16'000 / 35'200

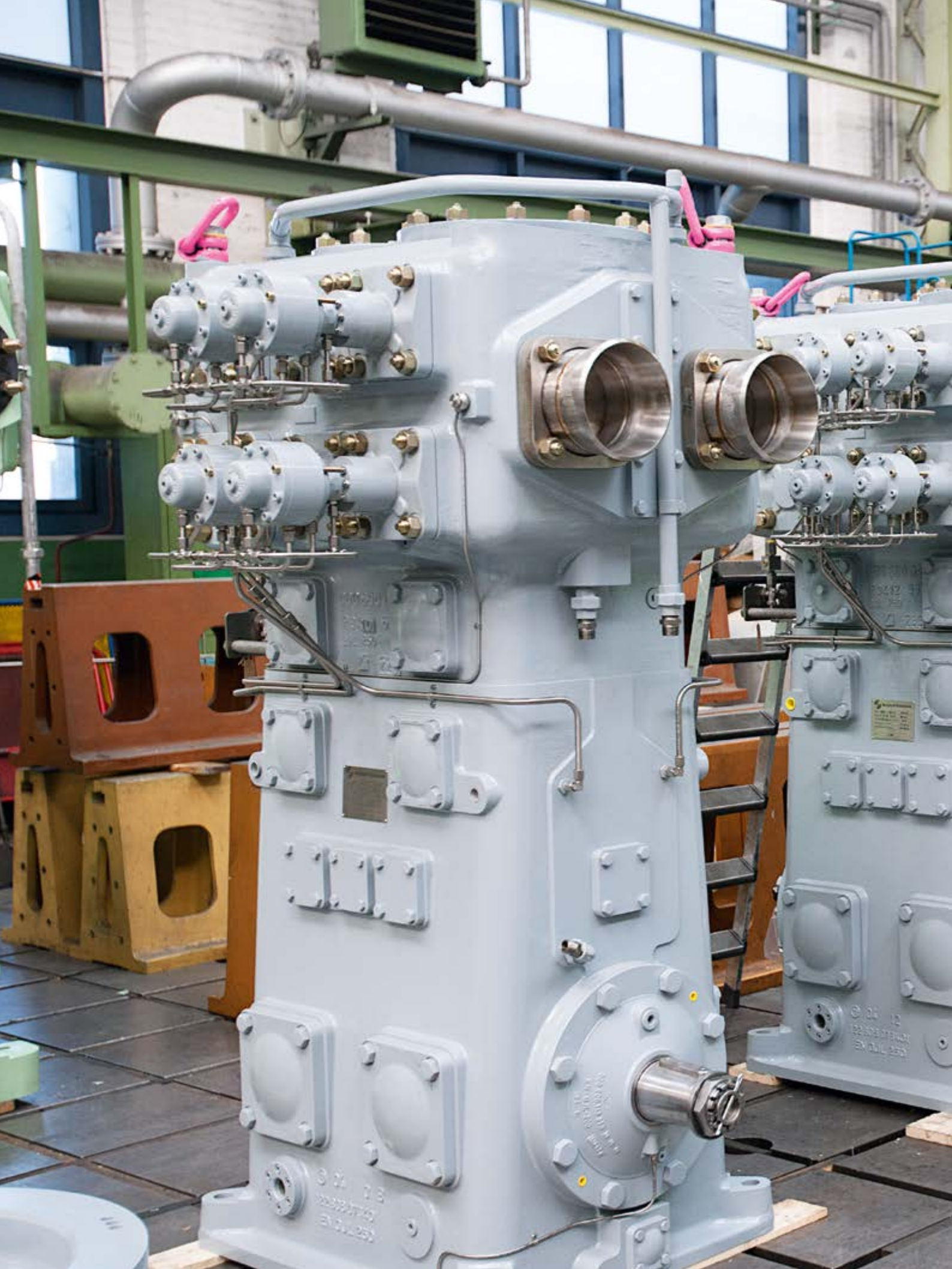
D-TYPE COMPRESSORS

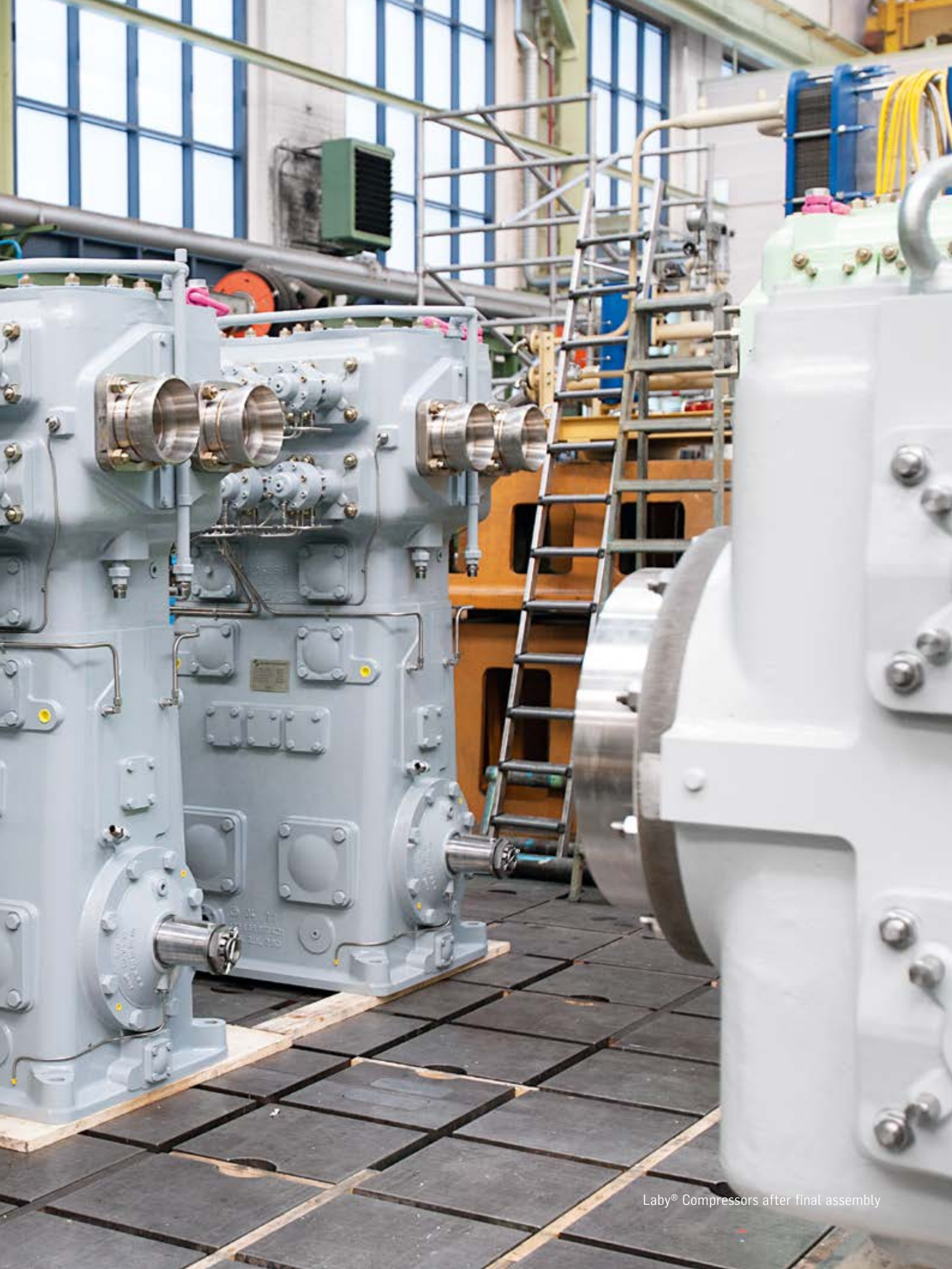
Type	Cranks	Stroke mm / in	Max. Speed rpm	Rated Power ¹⁾ kW / hp	Width mm / in	Height mm / in	Length mm / in	Weight kg / lbs
2D140	2	140 / 5.5	1'000	174 / 233	760 / 30	2'060 / 81	1'160 / 46	2'700 / 5'900
2D160	2	160 / 6.3	750	304 / 407	370 / 26	2'280 / 90	1'250 / 49	3'900 / 8'600
2D200	2	200 / 7.9	600	480 / 643	830 / 33	3'000 / 118	1'480 / 58	5'700 / 12'500
2DL200 ³⁾	2	200 / 7.9	600	480 / 643	1'200 / 47	3'100 / 122	1'300 / 51	8'000 / 17'600
2D205	2	205 / 8.1	600	700 / 938	980 / 39	2'900 / 114	1'650 / 65	7'400 / 16'300
2D250 ³⁾	2	250 / 9.8	520	1'700 / 2'279	1'180 / 46	4'080 / 161	2'140 / 84	6'300 / 13'800
2DL250	2	250 / 9.8	520	1'760 / 2'350	1'980 / 78	3'720 / 146	2'630 / 104	21'000 / 46'200
3D130	3	130 / 5.1	750	185 / 248	730 / 29	2'270 / 89	1'390 / 55	3'900 / 8'500
3D160	3	160 / 6.3	750	304 / 407	850 / 33	2'580 / 102	1'500 / 59	6'300 / 13'800
3D200 ³⁾	3	200 / 7.9	600	490 / 657	1'060 / 42	3'080 / 121	2'110 / 83	9'400 / 20'700
4D150	4	150 / 5.9	750	304 / 407	830 / 33	2'480 / 98	1'900 / 75	10'500 / 23'100
4D200	4	200 / 7.9	600	500 / 670	950 / 37	2'850 / 112	2'290 / 90	12'000 / 26'400
4D225 ³⁾	4	225 / 8.9	600	726 / 973	1'000 / 39	2'970 / 117	2'700 / 106	13'900 / 30'600
4D250 ³⁾	4	250 / 9.8	520	1'025 / 1'374	1'180 / 46	3'290 / 130	3'230 / 127	18'400 / 40'500
4D300 ³⁾	4	300 / 11.8	450	1'533 / 2'055	1'200 / 47	3'300 / 130	3'230 / 127	27'600 / 60'800
4D375 ³⁾	4	375 / 14.8	380	2'055 / 2'755	1'600 / 63	4'380 / 172	4'180 / 165	43'400 / 95'600
6D375 ³⁾	6	375 / 14.8	380	2'055 / 2'755	1'670 / 66	4'380 / 172	5'370 / 211	49'100 / 108'200
6LP190 ²⁾	6	190 / 7.4	750	1'500 / 2'010	1'200 / 47	2'900 / 114	4'700 / 185	20'000 / 44'000
6LP250 ²⁾	6	250 / 9.8	520	4'000 / 5'360	2'200 / 86	4'800 / 189	5'600 / 220	50'000 / 110'000

¹⁾ Higher rated power possible with special crankshaft materials

²⁾ Fully balanced design available

³⁾ Gastight design available





Laby® Compressors after final assembly

KEY COMPRESSOR COMPONENTS

LATEST TECHNOLOGY FOR BEST PERFORMANCE
AND LONGEST LIFETIME



Top quality crossheads, connecting rods, bearings, piston skirts and crankshafts for highest reliability

Always having the best MTBO (mean time between overhaul) and lowest life cycle costs in mind, we develop, design and manufacture a wide range of top quality compressor components. We select the technology and materials and engineer all compressor components according to your application-specific requirements and operating conditions.

We supply our compressor components for all your reciprocating compressors.

COMPRESSOR VALVES

We offer all three types of compressor valve technologies:

- Burckhardt Poppet Valve™
- Burckhardt Plate Valve™
- Manley® valve, licensed by Burckhardt Compression



In-house engineered valve technology

SEALING AND GUIDING TECHNOLOGY



Piston rod gland and single sealing elements with labyrinth sealing

- Piston rod glands: various designs and materials according to application requirements



Oil scraper and guide bush for guide bearing

- Oil scraper ring: single-piece metal or 3-piece plastic design
- Guide bearing bush: tribology research and laboratory tests for highest durability

RESEARCH & DEVELOPMENT

The Laby® design and the unique labyrinth sealing technology are continuously upgraded according to technological developments made in our own R&D department. Constantly, we examine the flow behavior of gases in oscillating sealing labyrinths. Bench tests and computer simulations lead to constant refinements of labyrinth shape and size, labyrinth clearance and other parameters. New materials and different design types are continuously being tested. By selecting the optimum materials and design, the lifetime of compressor components and complete compressor systems will be extended.



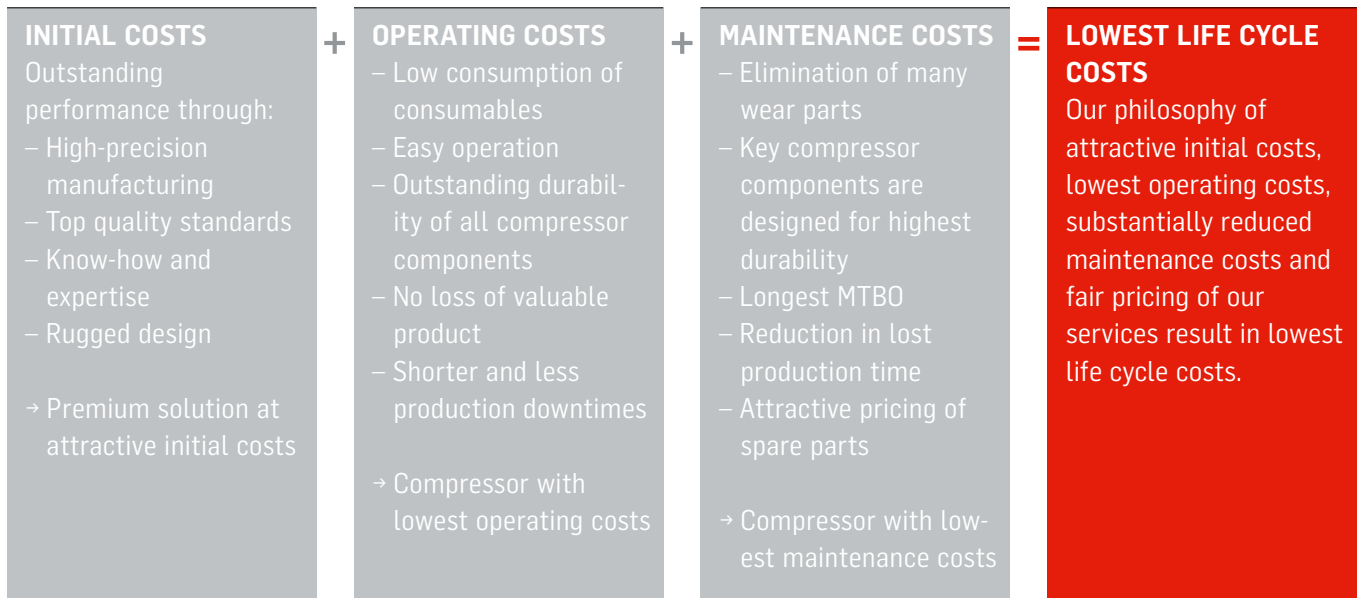
New materials and different design types get developed and in-house long-term tested

BURCKHARDT COMPRESSION'S KEY COMPRESSOR COMPONENTS STAND FOR:

- Longest mean time between overhaul and operation time
- Shortest downtimes
- Less operating costs

LEADING COMPRESSOR TECHNOLOGY FOR LOWEST LIFE CYCLE COSTS

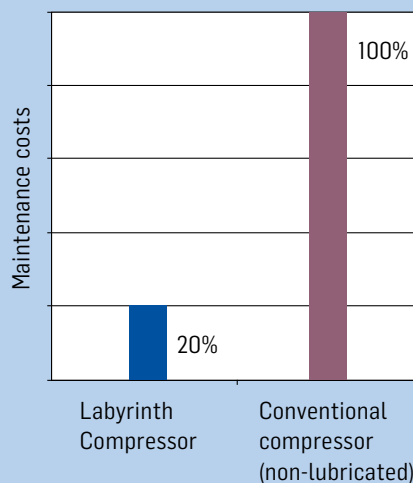
The Laby® Compressors are the great result of the vast experience gained by Burckhardt Compression over many decades. The unique design has been accomplished through close collaboration with our customers throughout the world. Based on their needs, Burckhardt Compression provides a rugged and reliable compressor of Swiss design and manufacture. Certified Swiss manufacturing, quality management and a committed workforce ensure a constant high level of quality.



80% LESS MAINTENANCE COSTS

“The comparison between labyrinth and conventional units (...) involves the exact same service in the same size range; there, the maintenance cost for lube-free conventional machines exceeded that of the labyrinth machines by almost five to one.”

Source: H.P. Bloch,
Chemical Engineering, July 18, 1988



MANUFACTURING

WITH STATE-OF-THE-ART MACHINING TECHNOLOGY



Cutting-edge 3D CNC Measurement Machine for quality inspection



Dörries Scharmann, Heavyspeed CNC Milling Machine
Centric table load: 40'000 kg, spindle stroke: 1'000 mm



Okuma MacTurn550, CNC Multitasking Center.
One of the 10 machining centers



Okuma MacTurn350, Multitasking
Center. Fully automatic parts feeding



Dörries Scharmann, CNC Boring Mill
4 tables, spindle stroke: 600 mm

BURCKHARDT COMPRESSION

THE RECIPROCATING COMPRESSOR COMPANY
WITH THOROUGH IN-HOUSE EXPERTISE ...



... ENSURING COMPREHENSIVE SUPPORT BOTH FOR EPC CONTRACTORS AND PLANT OPERATORS

RESEARCH & DEVELOPMENT

- Tribology incl. test beds
- Finite element analysis
- Mechatronics
- Labyrinth sealing technology
- Material research

SERVICES

- Engineering services
- Spare parts logistics
- Revamps
- Field service
- Valve service
- Component repair
- Technical support
- Monitoring and diagnostics
- Training

COMPRESSOR DESIGN

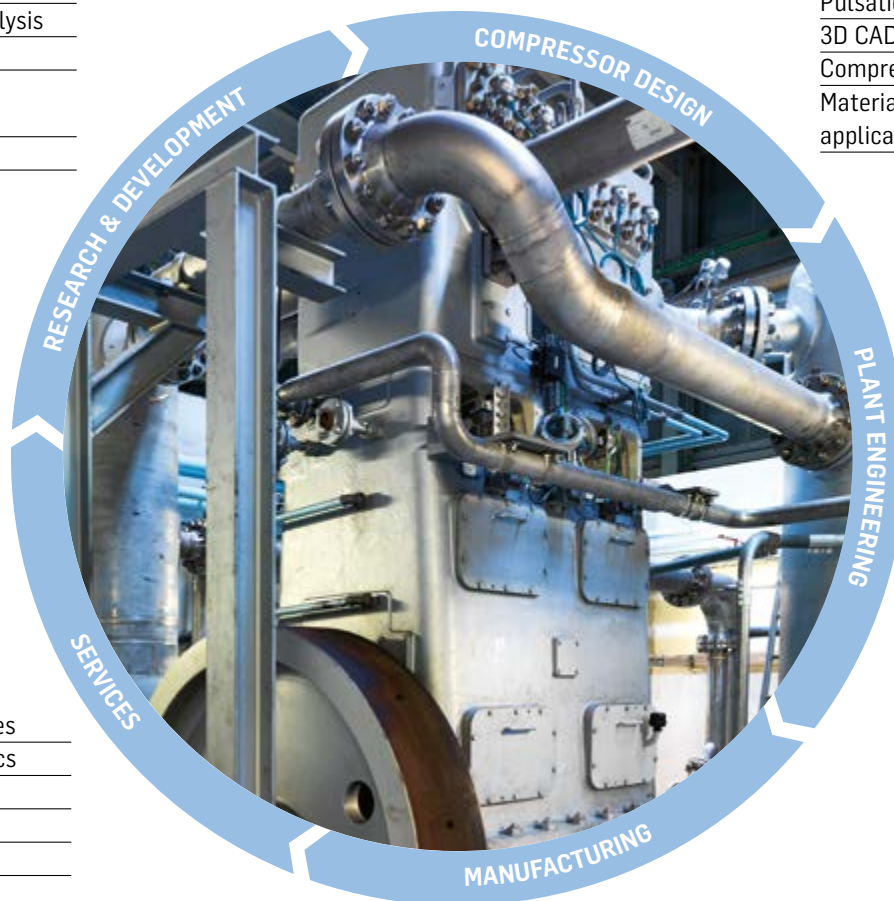
- Instationary fluid dynamics
- Pre-sales support, incl. detailed documentation
- Engineering analysis
- Feasibility study
- Selection and sizing
- Pulsation and vibration studies
- 3D CAD
- Compressor valves
- Material selection according to application requirements

PLANT ENGINEERING

- Contracting
- Customer and standard specifications
- Compressor and auxiliaries on modules
- Cooling water system
- Instrument and control, motors
- PLC programming
- Turn-key projects

MANUFACTURING

- State-of-the-art machining technology
- CAM in-house machining
- Purchasing
- Assembly
- Test beds
- Quality assurance



SERVICES

ENHANCE YOUR MAINTENANCE

BURCKHARDT VALVE SERVICE

FAST VALVE SERVICE WITH EXTENSIVE GUARANTEE

- Analysis of valve condition
- Tracking of valve history
- OEM valve engineering
- Valve cleaning and overhauls
- Complete quality inspection
- State-of-the-art leak test
- Root cause analysis
- Corrosion protection

SPARE PARTS LOGISTICS

OEM GUARANTEE AND BEST LIFE CYCLE COSTS

- Original spare parts with OEM guarantee
- Spare parts frame agreements
- Stock recommendations
- Express service for emergencies
- Over 16'000 parts on stock
- 12 month guarantee
- Save time and money: use the Burckhardt e-Shop™ – the easy spare parts identification and ordering system

FIELD SERVICE

ONSHORE AND OFFSHORE: BENEFIT FROM OUR SKILLED RECIP EXPERTS

- On-site assembly and installation
- Erection/commissioning
- High safety standards – SCC and HUET certified
- Turn-key installations
- Start-up support
- Service contracts/preventive maintenance
- Plant overhaul/revision
- 12 month guarantee

TECHNICAL SUPPORT

PROFESSIONAL SUPPORT FROM OUR WELL TRAINED AND EXPERIENCED SPECIALISTS

- Performance analysis for optimized and efficient compressor operation
- Start-up support
- Troubleshooting
- Root cause analysis
- Emergency availability 24/7
- On-site failure analysis
- Online diagnostic support
- Consulting

COMPONENT REPAIR

SAVE MONEY AND GET "AS NEW" GUARANTEE

- Condition analysis
- Recommendations concerning which parts can be repaired or need to be replaced
- Incorporation of the latest technology where possible
- 12 month guarantee
- Repair of crossheads, piston rods, guide bearings, bearings, pistons

ENGINEERING SERVICES

SOPHISTICATED IN-HOUSE SIZING AND ANALYSIS TOOLS

- State-of-the-art pulsation and vibration analysis
- Finite element analysis
- Unique analysis models for high pressure application up to 3'500 bar
- Reverse engineering and reengineering for own as well as for other brand compressor systems
- Dynamic analysis for any compressor parts

REVAMPSREJUVENATE OR TUNE
YOUR COMPRESSOR

- Modernizing
- Upgrades/retrofits
- Relocation of machines
- Debottlenecking
- Turn-key installations

- Operation mode studies for own as well as for other brand compressor systems
- Conversion from lubricated to non-lubricated conversions

MONITORING AND DIAGNOSTICSEXTEND MEAN TIME
BETWEEN OVERHAUL

- Support for system evaluation
- Comprehensive customized service from diagnostic service to predictive maintenance
- Full-service agreements for maximum availability
- Online diagnostic services

- Broad experience through compressor installations in various processes

Burckhardt Compression
recommends**PROGNOST**

COMPRESSOR TECHNOLOGY TRAININGHAVE YOUR OWN
COMPRESSOR SPECIALISTS

- Theoretical and practical training from our compressor experts
- Training center with full-size equipment (Laby®, Process Gas and Hyper Compressor)

- Standard trainings, customer specific programs on request

SERVICE CENTERS WORLDWIDE

Full range of services and top performing components through global organization and local service centers.

**24 hours emergency:
+41 52 262 53 53**

RECIPROCATING COMPRESSORS

LEADING TECHNOLOGY FOR
LOWEST LIFE CYCLE COSTS

**Laby®
Compressors**
Contactless
and oil-free



**Laby®-GI
Compressors**
Fully balanced



**Process Gas
Compressors**
API 618 – lowest life
cycle costs



Hyper Compressors
Safe and reliable
up to 3'500 bara /
51'000 psia



**Standard
High Pressure
Compressors**
Compact package for
demanding applications



COMPRESSOR COMPONENTS

BEST PERFORMANCE
AND LONGEST LIFETIME

Compressor valves

Redura® rings & packings

Capacity control systems

Capital parts

Labyrinth piston compressor
components

Hyper/secondary compressor
components

SERVICES

THE FULL RANGE

Burckhardt Valve Service

Spare parts logistics

Field service

Technical support

Revamps & upgrades

Component repair

Condition monitoring &
diagnostics

Training

FOR ALL YOUR RECIPROCATING COMPRESSORS

Burckhardt Compression AG

CH-8404 Winterthur

Switzerland

Tel.: +41 52 262 55 00

Fax: +41 52 262 00 51

24-hour emergency tel.: +41 52 262 53 53

info@burckhardtcompression.com

www.burckhardtcompression.com

Your local contact

