

# UNIVERSIDADE DA CORUÑA

## ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS



# “APROVECHAMIENTO ENÉRGICO MEDIANTE CICLO ORGÁNICO DE RANKINE”

## TRABAJO FIN DE MASTER

AUTOR: José Antonio Veloso Freire

TUTOR: Manuel Romero Gómez

## RESUMEN

En el presente trabajo va destinado al aprovechamiento energético en motores de baja potencia mediante un ciclo orgánico de Rankine, ya que el uso de un circuito de vapor resultaría inviable en buques de pequeña potencia debido al espacio reducido.

Un ciclo ORC sería más factible para el aprovechamiento energético en este tipo de buques, ya que su espacio es más reducido. Este tipo de buques, según la OMI; son los que más CO<sub>2</sub> emiten a la atmósfera, pero por su reducido tamaño no es viable un aprovechamiento energético. A diferencia de buques de gran tonelaje donde el espacio no es un problema. Los únicos equipos factibles para el aprovechamiento en este tipo de buques sería un ciclo orgánico.

Además de instalar un ORC, se va a diseñar un sistema compacto, es decir; un único ciclo. Los existentes actualmente se usan para el aprovechamiento de calor residual de forma aislada, es decir; uno para el agua de camisas y otro para los gases de escape. Se va a diseñar un ciclo único que aproveche todo el calor residual posible de un motor de combustión.

## Contenido

1	Índice de figuras.....	6
2	Índice de tablas.....	12
3	Índice de ecuaciones.....	14
4	Abreviaciones.....	15
5	Introducción.....	17
5.1	Antecedentes.....	17
5.2	Historia ciclos ORC.....	22
6	Objetivo del trabajo.....	28
7	Alcance.....	30
8	Descripción básica de un ORC.....	31
9	Revisión de los ORC existentes en la industria.....	34
9.1	Estimación del potencial calorífico.....	35
9.1.1	Sectores de uso de gran energía.....	36
9.1.2	Potencial en el sector industrial.....	37
9.1.3	Investigación en las industrias para la aplicación de ORC's.....	37
10	Elección de fluidos de trabajo.....	42
10.1	Clasificación.....	42
10.2	Impacto en la salud y medioambiental.....	43
10.3	Fluidos de trabajo típicos y rango operativo.....	43
10.4	Metodología para la selección de un fluido de trabajo.....	44
11	Tipos de fluidos orgánicos.....	45
12	Ejemplos de ciclos orgánicos.....	47
12.1	Diseño de intercambiadores.....	49
12.2	Condiciones de diseño para aplicaciones marinas.....	49
12.3	ORC actualmente existentes en buques.....	49

12.3.1	ORC Powerbox de OPCON MARINE para buques de tamaño medio y grande.	49
12.3.2	Turboden – Wärtsilä .....	53
12.3.3	Turboden – Purecycle.....	55
12.3.4	Combinaciones posibles de ORC(s).....	57
13	Ciclo ORC aplicado a un TES. ....	59
13.1	Concepto de TES. ....	59
13.2	Circuito vapor en un T.E.S.....	60
13.2.1	Estudio de un circuito de vapor para un T.E.S .....	62
13.2.2	Aplicación de un ORC en un TES.....	67
13.2.3	Comparación T.E.S vapor y O.R.C.....	70
14	Aprovechamiento energético con un fluido orgánico.....	72
14.1	Motor elegido, el Wärtsilä 6L26A.....	74
14.2	Características Wärtsilä 6L26A. ....	76
14.3	Elección del fluido de trabajo.....	78
14.4	Esquema del cálculo termodinámico. ....	83
14.5	Valores obtenidos.....	85
14.6	Ecuaciones empleadas.....	86
14.6.1	Bomba, puntos 2 y 1.....	86
14.6.2	Salida enfriador de agua, punto 3.....	86
14.6.3	Salida enfriador de barrido, punto 4.....	87
14.6.4	Salida del enfriador de barrido, punto 5.....	88
14.6.5	Salida del enfriador de aire, punto 6.....	88
14.6.6	Entrada recuperador de gases, punto 7. ....	88
14.6.7	Salida de la caldera y entrada en la turbina, punto 8.....	89
14.6.8	Salida de la turbina, punto 9. ....	89
14.6.9	Salida del condensador, punto 10. ....	90

14.7	Diagramas del circuito ORC para el R600a.....	91
14.7.1	Diagrama T-S del circuito ORC. ....	91
14.7.2	Diagrama P – H del circuito ORC. ....	92
15	Conclusiones.....	93
16	Referencias.....	94
17	Anexos.....	96
17.1	TES agua con EES.....	96
17.2	TES ORC con R600 con EES. ....	98
17.3	Instalación ORC con R600a en un Wärtsilä 6L26A con EES. ....	101
17.4	Ficha Internacional de Seguridad Química del R600a. ....	104

## 1 Índice de figuras.

Figura 1. Previsión del incremento del tráfico marítimo, economía y población mundial. Traducción al español. "Shipping, World Trade and the Reduction of CO2 Emissions, COP 20 LIMA." .....	19
Figura 2. Comparación de emisiones entre diferentes medios de transporte. Traducida del inglés. "Shipping, World Trade and the Reduction of CO2, International Chamber of Shipping, COP 18 DOHA." .....	20
Figura 3. Comparación de emisiones entre diferentes medios de transporte. Traducida al español. "Shipping, world trade and the reduction CO2 emissions international Chamber Shipping, COP 20 LIMA." .....	20
Figura 4. Mejoras en la eficiencia energética de los buques en consumo específico (gramos/kw/hora) "Shipping, world trade and the reduction CO2 emissions international Chamber Shipping, COP 20 LIMA." .....	21
Figura 5. Primeros motores ORC. Motor de Nafta de Ofeldt, 1897 9. "New concepts for organic Rankine cycle power systems, Emiliano I.M. CASATI". El combustible es bombeado desde el tanque (A) mediante presión de aire, generado por una bomba de mano para el arranque; y pasa a través de una caldera a carbón (B). Parte de los vapores evaporados en la caldera alimentan el quemador que calienta la caldera misma, y los restantes vapores mueven el motor de tres cilindros (C) mediante su expansión. El tubo largo en U (D) al fondo es el condensador.....	22

Figura 6. Planta solar de Shuman para bombeo instalada en Filadelfia, USA. La superficie de los paneles solares es visible (A). También llamados Caja Caliente (The hot box), donde están situados las tuberías que calientan el agua a 120 °C. ....	24
Figura 7. Wärtsilä 6L26A. “ <a href="https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/diesel-engines/wartsila-26">https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/diesel-engines/wartsila-26</a> ” .....	28
Figura 8. Izquierda y centro. Diagrama T-S correspondiente al esquema a un ciclo convencional de Rankine. “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”. ....	31
Figura 9. Eficiencia de Carnot y eléctrica de un ciclo Rankine con varios fluidos de trabajo. “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”. ....	32
Figura 10. Aplicación de baja temperatura. Izquierda, ciclo convencional de vapor con expansión en la zona de vapor húmedo y potencial riesgo de erosión. Derecha: ORC sin riesgo de erosión. “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”. ....	33
Figura 11. Porcentaje de la potencia total producida por sistemas ORC para cada tipo de aplicación. “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”. ....	34
Figura 12. Numero de sistemas ORC por rango de temperaturas y potencia. “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”. ....	35
Figura 13. Flujo mundial de la energía en 2007 (~490'000 PJ). “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”. ....	36

Figura 14. Consumo energético de la industria mundial en 2010. “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”.	37
Figura 15. Diagrama de un precalentador común de 4 etapas antes del horno (kiln). “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”.	38
Figura 16. Balance térmico del kiln. (3.200 kJ/kg cli). “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”.	38
Figura 17. Planta ORC en una planta de cemento. “Organic Rankine Cycle technology products and applications. Pratt & Whitney power systems. April 2013”	39
Figura 18. Planta ORC en una planta metalúrgica. “Organic Rankine Cycle technology products and applications. Pratt & Whitney power systems. April 2013”	41
Figura 19. Fluidos de trabajo húmedos, isentrópicos y secos; con fluidos de trabajo secos y isentrópicos la condensación dentro de la turbina se evita. “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 September”	42
Figura 20. Grafica de la operación de un expansor de tornillo para fluidos de trabajo comunes. “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”.	44
Figura 21. Grafica de la operación de una turbina radial para fluidos de trabajo comunes. “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”.	44
Figura 22. Ejemplo del aprovechamiento del calor residual con unidades ORC. “Waste heat recovery in Marine Propulsion Systems, SNAME”	47



Figura 23. Imagen del ORC OPCON. “Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems, Athens/Greece, February 2014, Dr. Ioannis Vlaskos, Peter Feulner, Dr. Constantine Michos” .....	50
Figura 24. Foto de la instalación del ORC OPCON en el buque Figaro. <a href="https://www.greencarcongress.com/2012/08/opcon-20120826.html">https://www.greencarcongress.com/2012/08/opcon-20120826.html</a> .....	50
Figura 25. Vista del ORC OPCON durante su carga en el buque M/V Figaro. “ <a href="http://articles.maritimepropulsion.com/article/Marine-Diesel-Engine-Waste-Heat-Recovery-System-on-Car-Carrier-Trial27226.aspx">http://articles.maritimepropulsion.com/article/Marine-Diesel-Engine-Waste-Heat-Recovery-System-on-Car-Carrier-Trial27226.aspx</a> ” .....	51
Figura 26. Compresor Lysholm, equivalente a un compresor de lóbulos. <a href="http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm">http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm</a> .....	51
Figura 27. Imagen de los rotores del compresor Lysholm.” <a href="http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm">http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm</a> ” .....	52
Figura 28. Esquema de funcionamiento de un compresor Lysholm. “ <a href="http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm">http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm</a> ” .....	52
Figura 29. Imagen del ORC Turboden – Wärtsilä. “Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems, Athens/Greece, February 2014. ....	53
Figura 30. Imagen del ORC Turboden – Purecycle. “Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems, Athens/Greece, February 2014.” .....	56
Figura 31. Imagen de la combinación de ORC según Turboden – Wärtsilä. “Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems, Athens/Greece, February 2014.” .....	57

Figura 32. Concepto de T.E.S. “Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO2 Emission, MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark.”.....	59
Figura 33. Diseño del TES según Peter Brotherhood Ltd. “Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO2 Emission, MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark.” .....	60
Figura 34. Circuito para el T.E.S. de 1 etapa de presión. “Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO2 Emission, MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark.”) .....	61
Figura 35. Vista del motor Wärtsilä 8L46C. <a href="https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/diesel-engines/wartsila-46f">https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/diesel-engines/wartsila-46f</a> .....	62
Figura 36. Dimensiones laterales del motor Wärtsilä 8L46C. “Wärtsilä, Marine Project Guide W46 - 1/2001” .....	63
Figura 37. Dimensiones frontales del motor Wärtsilä 8L46C. “Wärtsilä, Marine Project Guide W46 - 1/2001” .....	63
Figura 38. Cálculos realizados para un TES de simple etapa con agua con el EES para un motor Wärtsilä 8L46C (8400 kW).....	65
Figura 39. Diagrama T-S del T.E.S con circuito de agua. Elaboración propia con el E.E.S. ....	66
Figura 40. Diagrama P-H del T.E.S con circuito de agua. Elaboración propia con el E.E.S. ....	67

Figura 41. Cálculos realizados para un TES de simple etapa con R600 con el EES para un motor Wärtsilä 8L46C (8400 kW).....	68
Figura 42. Diagrama T-S del T.E.S con circuito ORC. Elaboración propia con el E.E.S. ....	69
Figura 43. Diagrama P-H del T.E.S con circuito ORC. Elaboración propia con el E.E.S.....	69
Figura 44. Esquema del ciclo ORC para el aprovechamiento del calor residual de un motor de combustión. Elaboración propia. ....	72
Figura 45. Imagen del motor Wärtsilä 6L26A. “ <a href="https://cdn.wartsila.com/images/default-source/products/engines-generating-sets/medium-speed-engines">https://cdn.wartsila.com/images/default-source/products/engines-generating-sets/medium-speed-engines</a> ” .....	74
Figura 46. Dimensiones de vista lateral del motor Wärtsilä 6L26A. “Wärtsilä Marine Project Guide W26A 1/2003” .....	75
Figura 47. Dimensiones de vista frontal del motor Wärtsilä 6L26A. Se considera cárter seco. “Wärtsilä Marine Project Guide W26A 1/2003” .....	75
Figura 48. Esquema del balance térmico del ciclo ORC con R600a para el aprovechamiento del calor residual en un motor Wärtsilä 6L26A.....	83
Figura 49. Diagrama T-S del circuito ORC con R600a en el Wärtsilä 6L26A. ....	91
Figura 50. Diagrama P-H del circuito ORC con R600a en el Wärtsilä 6L26A. Elaboración propia con el E.E.S .....	92

## 2 Índice de tablas.

Tabla 1. Requisitos de la OMI para la reducción de las emisiones. MARPOL Anexo VI, Capitulo 4 adoptado Julio 2011. Traducido al español. “Shipping, World Trade and the Reduction of CO <sub>2</sub> , International Chamber of Shipping, COP 18 DOHA.” .....	19
Tabla 2. Fuentes calor residual en la industria metalúrgica. “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”. .....	40
Tabla 3. Comparación de ORC con presiones hasta 20 bar sin economizador (-IHE) y con economizador (+IHE); “Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, ScienceDirect.” .....	45
Tabla 4. Especificaciones del ORC Turboden HRS 12. Traducida al español. “ <a href="http://www.inmis-energy.com/5-0-heat-recovery/turboden-orc-for-hr">http://www.inmis-energy.com/5-0-heat-recovery/turboden-orc-for-hr</a> ” .....	54
Tabla 5. Módulos ORC Turboden de recuperación residual de calor instalados. “Organic Rankine Cycle technology. Heat recovery applications. Pratt & Whitney power systems” .....	55
Tabla 6. Características del motor Wärtsilä 8L46. Traducida al español. “Wärtsilä Marine Project Guide W46 - 1/2001”. .....	64
Tabla 7. Valores de los puntos en el cálculo del TES con agua. Nota: La fila “volumen” es el producto del volumen específico por el flujo másico del ciclo. ....	66
Tabla 8. Valores de los puntos en el cálculo del TES ORC. Nota: La fila “volumen” es el producto del volumen específico por el flujo másico del ciclo.....	68

Tabla 9. Características técnicas Wärtsilä 6L26A. Traducida al español. “Wärtsilä Marine Project Guide W26A 1/2003” .....	76
Tabla 10. Características técnicas Wärtsilä 6L26A. Traducida al español. “Wärtsilä Marine Project Guide W26A 1/2003” .....	77
Tabla 11. Grupos de seguridad y su determinación en función de la inflamabilidad y toxicidad. “BOLETÍN OFICIAL DEL ESTADO del 8 de marzo de 2011. Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas.” .....	79
Tabla 12. PCA y PAO del R600a y R601a según el BOLETÍN OFICIAL DEL ESTADO del 8 de marzo de 2011. Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas. ....	80
Tabla 13. Puntos del ciclo TES con el R600a como fluido de trabajo. Elaboración propia con el E.E.S. ....	81
Tabla 14. Puntos del ciclo TES con el R601a como fluido de trabajo. Elaboración propia con el E.E.S. ....	81
Tabla 15. Comparación de rendimientos entre el R600a y el R601a. Elaboración propia con el E.E.S. ....	81
Tabla 16. Comparación de caudales entre el R600a y el R601a. Elaboración propia con el E.E.S. ....	82
Tabla 17. Valores de los puntos en el cálculo del ORC. ....	85
Tabla 18. Caudal necesario para la instalación ORC para el R600a. ....	85

### 3 Índice de ecuaciones.

Ecuación 1. Rendimiento isentrópico de la bomba.....	86
Ecuación 2. Trabajo específico de la bomba de alimentación.....	86
Ecuación 3. Potencia de la bomba.....	86
Ecuación 4. Calor específico a presión constante del R600.....	86
Ecuación 5. Calor específico a presión constante del agua.....	86
Ecuación 6. Cálculo de la masa del agua del circuito de agua de camisas.....	87
Ecuación 7. Cálculo de la $T^a$ de salida del enfriador de agua del ciclo ORC.....	87
Ecuación 8. Calor específico a presión constante del R600.....	87
Ecuación 9. Cálculo de la $T^a$ de salida del aire de sobrealimentación del punto 4.....	88
Ecuación 10. Masa de aceite del circuito.....	88
Ecuación 11. Temperatura de salida del aceite después del paso del R600.....	88
Ecuación 12. Temperatura de salida del aire de sobrealimentación después del punto 5.....	88
Ecuación 13. Balance de energía para determinar la entalpía en el punto 7.....	89
Ecuación 14. Calor específico de los gases de escape.....	89
Ecuación 15. Calor total suministrado de los gases de escape.....	89
Ecuación 16. Rendimiento isentrópico de la turbina.....	89
Ecuación 17. Potencia turbina.....	90
Ecuación 18. Potencia de enfriamiento para el ciclo ORC.....	90
Ecuación 19. Potencia adicional ganada con el ciclo ORC.....	90

#### 4 Abreviaciones.

C.H.P = Combined Heat and Power. Potencia y calor combinados.

C.P.P = Controllable Pitch Propeller. Hélice de paso variable.

COP = Conference of the Parties.

D.W.T = Deadweight tonnage. Tonelaje del peso muerto.

E.E.D.I = Energy Efficiency Design Indexing. Índice de diseño de eficiencia energética.

$$EEDI\left(\frac{gr_{CO^2}}{Tn.Nm}\right) = \frac{Emisiones\_CO^2}{Trabajo\_Transporte}$$

Éter = grupo funcional del tipo R-O-R', en donde R y R' son grupos alquilo, iguales o distintos, estando el átomo de oxígeno unido a estos.

GDP = Gross Domestic Product. Producto interno bruto.

GWP = Global Warming Potential. El índice GWP es una medida de cuánto calor puede ser atrapado por un gas de efecto invernadero, en comparación con un gas de referencia que suele ser el dióxido de carbono (GWP igual a 1). El GWP para otros gases suele ser calculado para periodos de 20, 100 o 500 años, siendo 100 años el valor más frecuente. Como ejemplo se va a citar el metano (CH<sub>4</sub>). El GWP del CH<sub>4</sub> para 100 años es 25. Es decir, la emisión de 1 millón de toneladas de CH<sub>4</sub> es equivalente a emitir 25 millones de toneladas de CO<sub>2</sub>.

HFO = Heavy Fuel Oil. Fuel residual o fuel pesado.

HT = High Temperature. Alta temperatura.

I.M.O = International Maritime Organization.

J.P.L = Jet Propulsion Laboratory. Laboratorio de investigación de propulsión a chorro.

kW = Kilo Watt, 1.000 watts.

LFO = Light Fuel Oil. Diesel marino.

LO = Lubrication Oil. Aceite de lubricación.

LT = Low Temperature. Baja temperatura.

MARPOL = Maritime Pollution. Abreviación adoptada en 1973 que proviene de "International convention for the prevention of pollution from ships", que significa Convenio Internacional para prevenir la contaminación por los Buques.

MW = Mega Watt, 1.000.000 de watts.

O.M.I = Organización Marítima Internacional.

O.R.C = Organic Rankine Cycle. Ciclo orgánico de Rankine.

OMTS = Octamethyltrisiloxano. Fluido orgánico de la familia de los siloxanos.

P.A.O = Potencial de Agotamiento del Ozono. El PAO viene dado por un número que se refiere a la cantidad de destrucción de ozono causado por una determinada sustancia. Es una comparación que tiene el impacto en el ozono una sustancia determinada y el impacto causado por una sustancia de referencia con PAO igual a 1 de masa similar. Esta sustancia suele ser el CFC-11.

P.P = Pinch Point

PJ = Peta es un prefijo del Sistema Internacional que indica un factor de  $10^{15}$ , equivalente a 1 000 000 000 000 000 (mil billones). J es el Joule, unidad derivada del Sistema Internacional utilizada para medir energía, trabajo y calor.  $1J = 1N \times 1s$ , siendo N y S; Newton y segundo; respectivamente.

S.E.E.M.P = Ship Energy Efficiency Management Plan.

Sandia National Laboratories = Laboratorios nacionales SANDIA.

T.E.S = Thermo Efficiency System. Sistema de eficiencia térmica.

U.S.S.R = Union of Soviets Socialist Republic.

V.L.C.S.: Very Large Container Ship.

W = Watt, unidad de medida de potencia el Sistema Internacional de unidades.

WHR = Waste Heat Recovery. Recuperación de calor residual.

$\eta_{sT}$  = Rendimiento isentrópico.



## 5 Introducción.

### 5.1 Antecedentes.

La industria marítima internacional tiene el objetivo de reducir las emisiones de CO<sub>2</sub> al 20% para el 2020. Adicionalmente, posteriores reducciones después de ese año serán aplicadas [1].

En Julio del 2011, la Organización Marítima Internacional (O.M.I. /I.M.O.) desarrolló una serie de medidas de regulaciones técnicas para la reducción de las emisiones del CO<sub>2</sub> que entraron en vigor en enero del 2013. Los anexos a la convención de MARPOL (Anexo VI) incluyen:

- Un sistema de energía eficiente para nuevas construcciones de buques. Esperando reducir, sistemáticamente; entre un 25% y 30% para el 2030 en comparación con la actual [1] [2].
- Un plan de eficiencia energética del buque, el S.E.E.M.P; para el uso en buques. Esto permitirá a las navieras y a los buques monitorear y mejorar el rendimiento para reducir las emisiones de CO<sub>2</sub>. Esto incluye:
  - Mejora del plan de viaje.
  - Control de velocidad.
  - Previsiones meteorológicas en ruta.
  - Optimización potencia.
  - Uso de timones y hélices.
  - Mantenimiento del casco.
  - Uso de diferentes tipos de fuel.

La industria marítima es la responsable del transporte de casi el 90 % de comercio mundial y es vital para el funcionamiento de la economía global. Y solo produce el 2.2 % de las emisiones globales en 2012, en comparación con el 2.8 % en 2007. Las emisiones de los buques se redujeron un 10% durante el mismo período (Shipping, World Trade and the Reduction of CO<sub>2</sub> Emissions, COP 20 LIMA) [2].

El comercio internacional, el transporte de materias primas y la importación /exportación de alimentación y bienes no sería posible sin la navegación marítima.

La navegación marítima es una industria indiscutiblemente internacional que depende de una regulación global para poder operar eficientemente. Si un buque navega desde Singapur a Londres, las mismas reglas deben aplicarse (en construcción, navegación y emisiones atmosféricas) desde el principio al fin del viaje. De otro modo, sería un caos e ineficiencia.

Durante 50 años esta regulación global fue llevada a cabo por la Organización Marítima Internacional (O.M.I.)[1]

La OMI está totalmente decidida a realizar su parte en la reducción de CO<sub>2</sub> y gases de efecto invernadero.

La navegación internacional es el medio de transporte más eficiente, un 2.7 % de la contaminación a nivel global. A pesar de esto, la industria marítima acepta que los buques tienen que reducir aún más sus emisiones de CO<sub>2</sub> bajo las regulaciones de la convención del cambio climático de las naciones unidas [1][2]

A pesar de ser la industria que menos emisiones emite, es un sector que continuamente crece. Ya que está ligado al comercio internacional.

Lo que conlleva a que si el comercio internacional aumenta, las emisiones aumentarían también. En la siguiente figura se prevé el crecimiento del comercio, la economía y la población hasta el 2030.

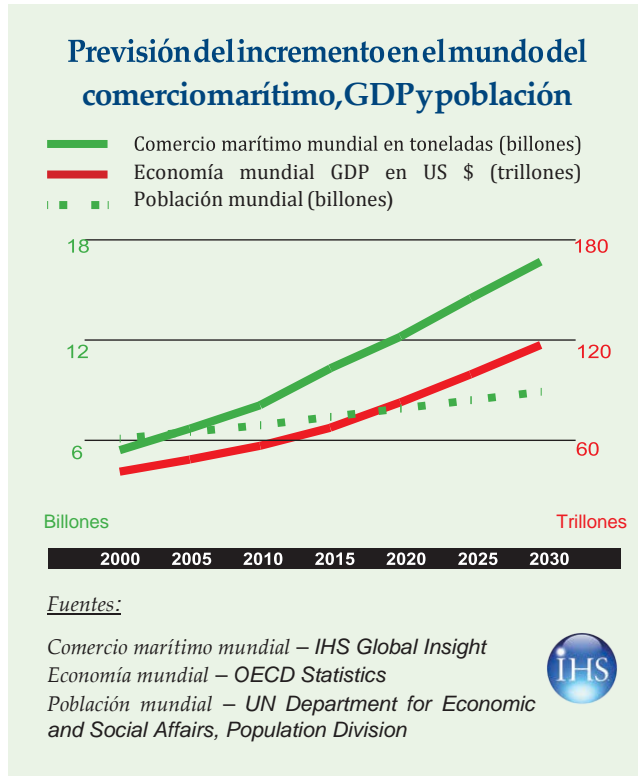


Figura 1. Previsión del incremento del tráfico marítimo, economía y población mundial. Traducción al español. "Shipping, World Trade and the Reduction of CO2 Emissions, COP 20 LIMA."

La siguiente tabla muestra los requisitos de la OMI para la reducción de CO<sub>2</sub> de los buques desde el 2013 al 2050 en el anexo al MARPOL.

Regulaciones entran en vigor para el 90 % de la flota mundial	EEDI exige que los nuevos buques cumplan los objetivos de eficiencia	Nuevos buques deben mejorar su eficiencia un 10%	Nuevos buques deben mejorar su eficiencia un 20%	Nuevos buques deben mejorar su eficiencia un 30%	
S.E.E.M.P. obligatorio en todos los buques		20% CO <sub>2</sub> Reducción tonelada / km (objetivo industrial)			50% CO <sub>2</sub> Reducción tonelada / km (objetivo industrial)
2013 →	2015 →	2020 →	2025 →	2030 →	2050

Tabla 1. Requisitos de la OMI para la reducción de las emisiones. MARPOL Anexo VI, Capítulo 4 adoptado Julio 2011. Traducido al español. "Shipping, World Trade and the Reduction of CO<sub>2</sub>, International Chamber of Shipping, COP 18 DOHA."

Según los diferentes medios de transporte, el que menos emisiones emite es el marítimo, y dentro de este, los buques pequeños (inferiores a 8.000 D.W.T.) son los que más contaminan, como puede verse en la Figura 2 y Figura 3.

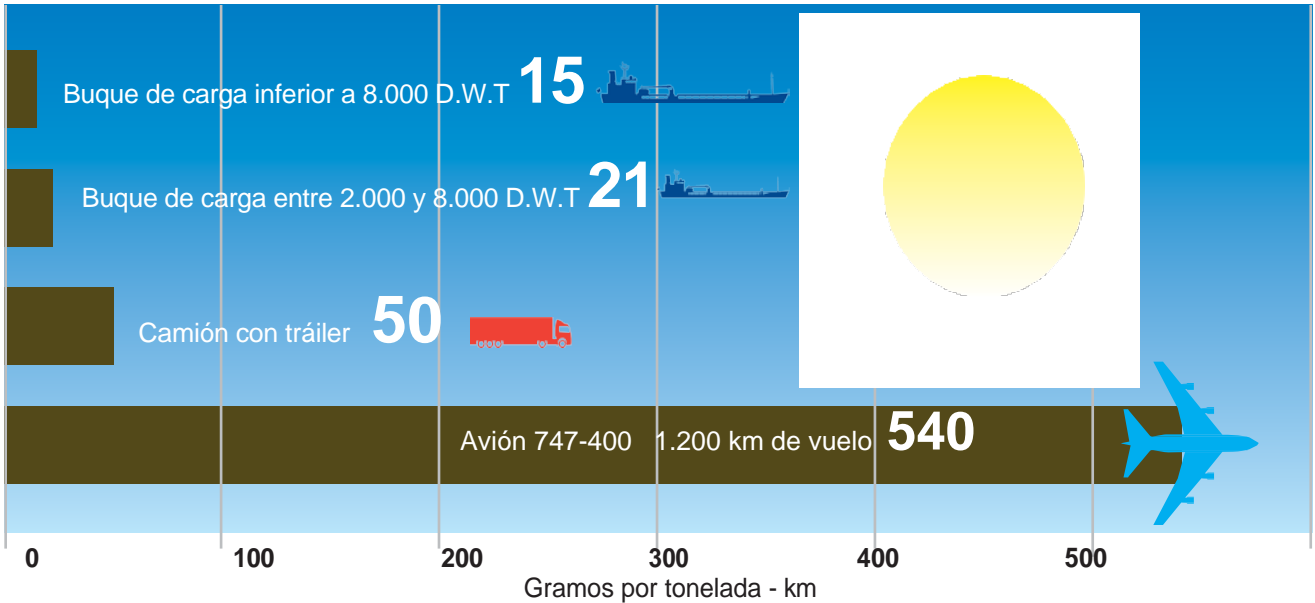


Figura 2. Comparación de emisiones entre diferentes medios de transporte. Traducida del inglés. “Shipping, World Trade and the Reduction of CO2, International Chamber of Shipping, COP 18 DOHA.”

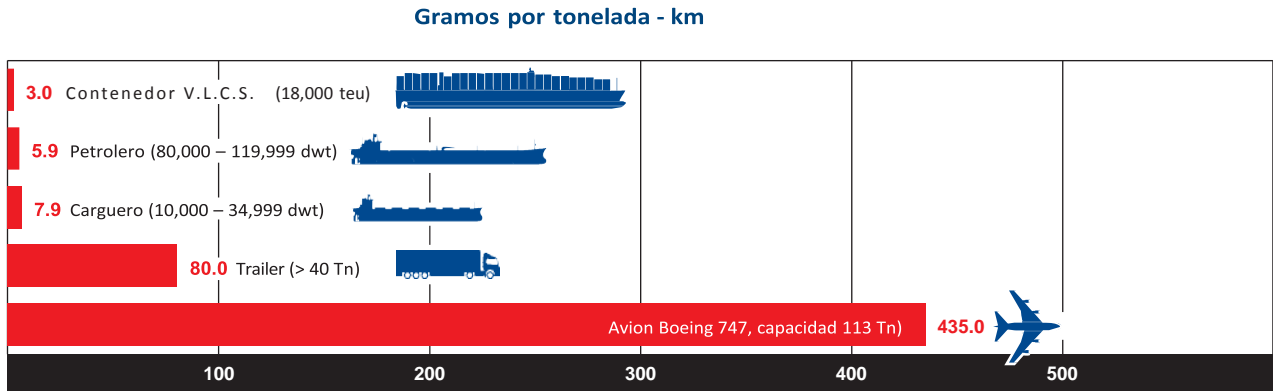


Figura 3. Comparación de emisiones entre diferentes medios de transporte. Traducida al español. “Shipping, world trade and the reduction CO2 emissions international Chamber Shipping, COP 20 LIMA.”

Según un informe de la OMI ("Shipping, world trade and the reduction CO2 emissions international Chamber Shipping), la eficiencia energética mejoró notablemente desde 1970, según muestra la siguiente figura.

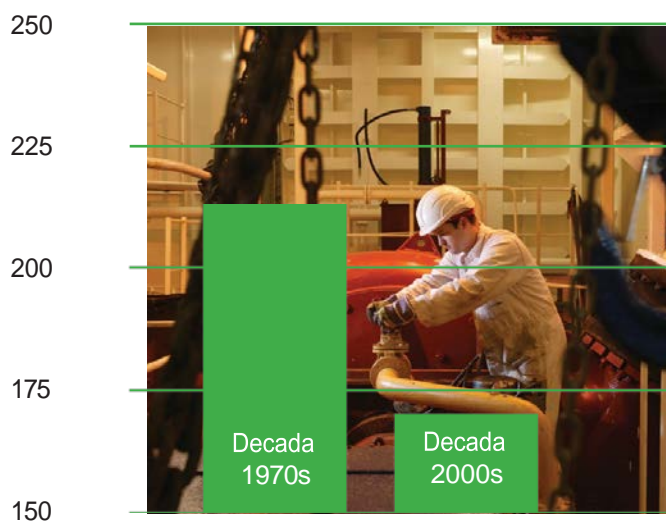


Figura 4. Mejoras en la eficiencia energética de los buques en consumo específico (gramos/kw/hora) "Shipping, world trade and the reduction CO2 emissions international Chamber Shipping, COP 20 LIMA."

Para la reducción del CO<sub>2</sub> en el año 2020 al 20 % existe un consenso en el uso de medios operacionales y combinaciones tecnológicas, como el uso de buques nuevos y más grandes diseñados según el índice de diseño de eficiencia energética (E.E.D.I) de la OMI. Esto ha sido un desafío significativo que ha llevado a cabo mejoras sustanciales en la eficiencia de los buques [1][2].

A largo plazo, se cree que mejores eficiencias se pueden alcanzar gracias al desarrollo de nuevas tecnologías.

A pesar de que la industria marítima es muy eficiente actualmente, desarrollos adicionales en casco, motor y hélices mejorarán el consumo de fuel. También se contempla el aprovechamiento del calor residual [1][2].

Las industrias navieras tienen un gran incentivo en reducir su consumo de fuel y así reducir sus emisiones ya que el coste del consumo de fuel representa un gasto muy importante en el coste operacional del buque, habiendo incrementado el precio de la tonelada de fuel un 400% desde el año 2000 [2]. Y este coste se espera que aumente. Adicionalmente, el uso obligatorio de fueles con bajo porcentaje de sulfuro

incrementará un 50% el precio del bunker debido a la nueva normativa OMI (MARPOL Anexo VI) que entró en vigor en 2015 [2].

## 5.2 Historia ciclos ORC.

La idea de usar un fluido diferente del agua en un ciclo Rankine es bastante antigua.

En 1826, Thomas Howard patentó el concepto de un motor usando éter como fluido de trabajo. [4]

Entre los fluidos de baja presión, varias sustancias inorgánicas fueron consideradas y revisadas a través de los años, con limitado éxito. Probablemente el primer fluido orgánico usado comercialmente en un ciclo de Rankine fue nafta. Una patente de Franck W. Ofeldt emplea nafta vaporizada que se expande en un motor alternativo (ver figura). La Nafta es empleada como combustible, fluido de trabajo y lubricante. La compañía Gas Engine & Power Company de New York anunció en 1890 haber vendido 500 motores basados en el diseño de Ofeldt [3]

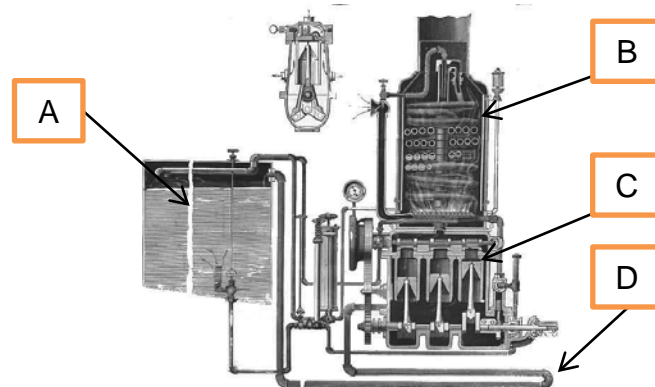


Figura 5. Primeros motores ORC. Motor de Nafta de Ofeldt, 1897 9. "New concepts for organic Rankine cycle power systems, Emiliano I.M. CASATI". El combustible es bombeado desde el tanque (A) mediante presión de aire, generado por una bomba de mano para el arranque; y pasa a través de una caldera a carbón (B). Parte de los vapores evaporados en la caldera alimentan el quemador que calienta la caldera misma, y los restantes vapores mueven el motor de tres cilindros (C) mediante su expansión. El tubo largo en U (D) al fondo es el condensador.

En 1850, Du Tremblay, un ingeniero de Londres, desarrolló un motor binario, es decir; en cascada. Este motor empleaba vapor en la parte de alta temperatura y éter (probablemente dietiléter ((C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>)<sub>2</sub>O, mucho más volátil que el agua) en la parte de baja

temperatura. Después de la evaporación en la caldera y la expansión en los cilindros, el vapor liberaba su energía de condensación al segundo motor, causando la evaporación del éter el cual, se expandía en otro cilindro; produciendo trabajo adicional. Este tipo de motor fue instalado en varios buques de pasaje, pero en 1856; después de una explosión causada por el éter en el puerto de Bahía, la comercialización de este motor fue abandonada [4].

El 9 de enero de 1885, la revista británica "The Engineer" publicó un artículo que describía los resultados llevados a cabo por una comisión de ingenieros de la armada sobre el motor de una lancha motora. El motor usaba como fluido de trabajo una solución de agua y metil alcohol (Methanol ( $\text{CH}_3\text{OH}$ )) mezclados entre el 5% y el 15%. La comisión realizó una rigurosa comparación del mismo motor pero con un ciclo puramente de agua. Los resultados demostraron que el consumo específico del motor era de 5.07 lb de carbón por hora y caballo de potencia si la mezcla era un fluido orgánico, mientras el consumo específico era de 5.76 lb en el caso de emplear solo agua. Debido al precio del metil alcohol y las excesivas fugas del fluido, los resultados económicos fueron desfavorables. Un siguiente desarrollo de más potencia (150 Hp, en comparación con los 10 Hp del prototipo) no llegó a trabajar; debido a la destilación del metil alcohol en la caldera y a las incontrolables fugas de vapores nauseabundos [4].

En Europa por esa década, (1888), un inventor Británico con el nombre de Alfred Yarow también desarrolló un motor basado en un ciclo ORC. Uno de estos motores, construidos por la compañía suiza Esher Wyss AG (posteriormente Sulzer), alcanzó cierta fama en la propulsión del buque Mignon, un buque que Alfred Nobel bautizó en 1891. Incluso la caldera operando a presiones inferiores a una caldera a vapor, los inicios de los motores ORC estuvieron afectados por varios accidentes [3].

En el campo de la conversión termodinámica de energía solar, entre 1902 y 1908; el dióxido de azufre ( $\text{SO}_2$ ), éter y amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) fueron usados por Willsie y Boyle como fluidos de trabajo en ciclos Rankine [4].

Frank Shumman, en 1907, fue el primero en aplicar un motor ORC una planta solar. El usó unos paneles solares de unos 110 m<sup>2</sup> para calentar éter a una temperatura de unos 120 °C y con ello producir 2.6 kW [3].

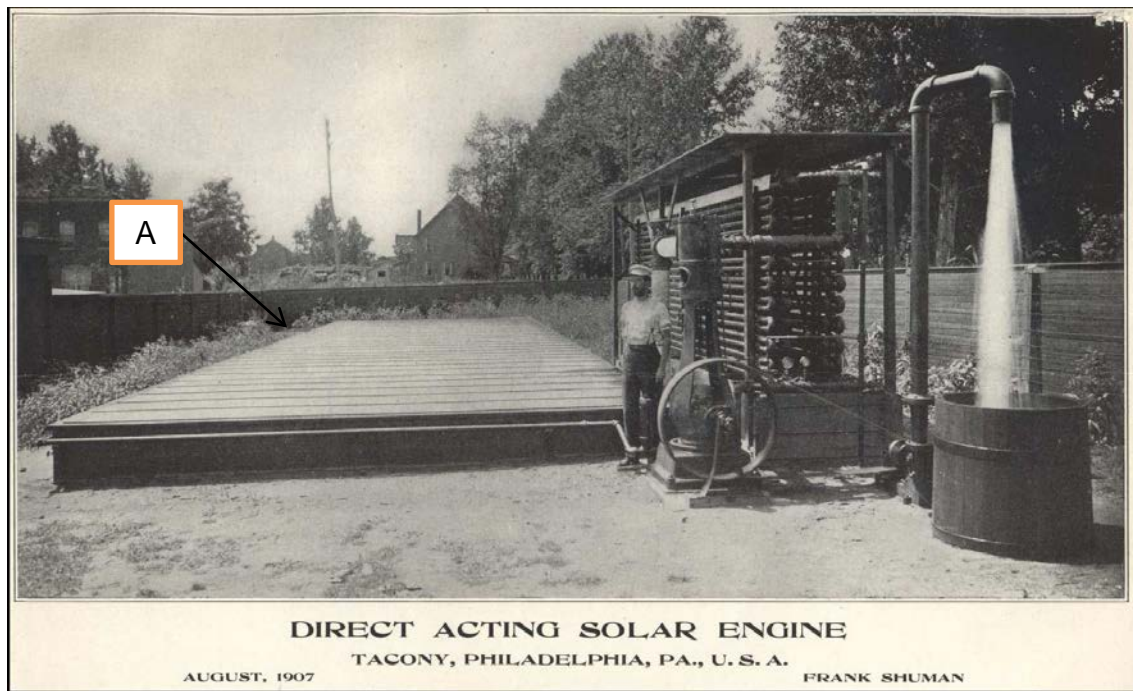


Figura 6. Planta solar de Shuman para bombeo instalada en Filadelfia, USA. La superficie de los paneles solares es visible (A). También llamados Caja Caliente (The hot box), donde están situados las tuberías que calientan el agua a 120 °C.

El profesor Luigi D'Amelio (1893 – 1967), catedrático de Termodinámica y maquinaria hidráulica en la Universidad de Nápoles, es muy posiblemente el padre de la moderna tecnología de máquinas ORC. En 1936, su trabajo en una planta solar para irrigación estaba basado en un motor ORC que usaba Monocloroetano ( $C_2H_5Cl$ ) como fluido de trabajo, el cual no es inflamable. Esto le valió para el recibimiento de un premio de 10.000 Liras. Este motor, con una potencia de 4kW y una superficie solar de 270 m<sup>2</sup> bombeó agua en las áridas tierras del Norte de África. En 1939, esta idea de motor ORC fue empleada para producir 2.6 kW con el uso de energía geotérmica como foco caliente. Con la experiencia obtenida con esta tecnología, en 1940 se fabricó una planta de energía de 11 kW en la isla de Ischia. En 1943, una segunda planta de 250 kW se inauguró usando la misma tecnología [3].

La primera planta geotérmica ORC comercial fue construida en Kiabukwa, en la República Democrática del Congo, en 1952. Conseguía una potencia de 200 kW utilizando agua a 91 °C como fuente de calor suministrando potencia a una industria minera [3].



La segunda planta geotérmica ORC fue fabricada en Paratunka in la península de Kamchatka en 1967. Fue una planta experimental que usaba agua a 85 °C y desarrollaba 670 kW de potencia. Empleaba R12 como fluido de trabajo. Se usó para la generación de electricidad para un pueblo pequeño [3].

El Dr. Lucien Bronicki y el Profesor D'Amelio en la década de los 50 empezaron a estudiar la aplicación de un ciclo ORC a pequeñas plantas solares. Hicieron importantes aportaciones entre el fluido de trabajo y los medios de expansión del fluido [3].

En la década de los 60 se estudiaron perfluorocarbonos (PFC's,  $C_nF_{2n+2}$ ) como fluido de trabajo para mini turbinas ORC. Se desarrollaron ciclos ORC con un foco caliente de unos 100 °C. Durante esta época, ciclos de este tipo se emplearon para el bombeo de agua y desalinización [3].

En estos años, un equipo dirigido por el Dr. Bronicki diseñó, construyó y revisó varias plantas solares mediante ciclos ORC de una potencia entre 2 y 10 kW con monoclorobenceno ( $C_6H_5Cl$ ) como fluido de trabajo. Estos ciclos incluyeron temperaturas del foco caliente de 150 °C. Existen reportes de que estas plantas estuvieron funcionando durante 12 años sin ningún tipo de reparación [3].

Este grupo tuvo mucho éxito en el diseño de las primeras aplicaciones de mini turbogeneradores ORC con aplicaciones varias. Por ejemplo, estaciones remotas de telecomunicaciones y estaciones de bombeo de gas. La eficiencia no era muy elevada (sobre 5 %), pero la fiabilidad compensaba sobradamente este defecto, no se requería de servicio de mantenimiento. Las primeras unidades de este tipo (3 kW), con monoclorobenceno como fluido de trabajo; fueron operacionales en 1961. Entre 1961 y 1988, miles de estos turbogeneradores ORC fueron instalados. El rango de la potencia era desde 0.2 a 6 kW, los fluidos de trabajo podían ser monoclorobenceno, diclorobenceno ( $C_6H_4Cl_2$ ) o triclorobenceno ( $C_6H_3Cl_3$ ). Aunque el más empleado fuera el diclorobenceno. El fluido de trabajo era calentado directamente por los gases de combustión. Estos sistemas fueron los primeros en usar un turbogenerador de alta velocidad hermético [3].

En 1975, Prigmore y Barber presentaron los primeros resultados de una investigación sobre un ciclo ORC de 1 kW usando R113 como fluido refrigerante. La posibilidad de

alcanzar los 300 °C en el ciclo se investigó en la década de los 70 por Sandia National Laboratories en Nuevo Méjico consiguiendo desarrollos de 32 kW [3].

También en los Estados Unidos, desde 1976 a 1984, el J.P.L desarrolló una planta solar acoplada a un ciclo ORC. Este ciclo empleaba tolueno como fluido de trabajo a 400 °C y 42 Bar [3].

La primera planta geotérmica empleando un ciclo ORC en cascada fue la llamada Magmamax, y está localizada en East Mesa, Imperial Valley, California. Está basada en dos ciclos ORC interconectados. El ciclo de alta temperatura usa isobutano como fluido de trabajo y el ciclo de baja temperatura propano. La planta fue inaugurada en 1979 y desarrolló 12.5 MW. Después de unos problemas operacionales y modificaciones con la planta Magmamax. En 1984, la compañía fundada por el Dr. Bronicki inauguró su primera planta geotérmica ORC en Wabuska, Nevada, dando una potencia de 700 kW [3].

Como consecuencia de la crisis del petróleo de la década de los 70, aparecieron plantas geotérmicas construidas por varias compañías que llegaban al rango del millar de MW. Los fluidos de trabajo fueron principalmente hidrocarburos, clorobencenos ( $C_6H_5Cl$ ) y clorofluorocarbonos (CFC). En este periodo algunas plantas ORC se usaron para la recuperación de energía residual y gases de escape. La más grande de estas plantas fue construida en Japón por "Mitsui Engineering & Shipbuilding", llegando a los 15 Mw [3].

Como resultado de la polución y del aumento de precio de los carburantes durante la crisis del petróleo, aparecieron investigaciones del uso de ciclos de Rankine para automóviles. Ambos, vapor y compuestos orgánicos fueron considerados como fluidos de trabajo en combinación con una turbina o un motor alternativo para su expansión. Un prototipo de 30 kW fue probado en un camión. A pesar del éxito, nunca llegó a comercializarse [3].

En los 80, hubo mucha investigación en Alemania del Este, Finlandia, Francia, Japón, Israel, Italia, USSR en tema de los ORC. En EE.UU cinco unidades de recuperación de calor llegaron a los 600 kW cada una. Y apareció un prototipo de generación eléctrica para la estación espacial internacional [3].

Los estudios más relevantes fueron los llevados a cabo por el Profesor Gianfranco Angelino en Italia durante los años 60 y 70 junto con sus compañeros en el Politécnico de Milano, el Profesor Mario Gaia y el Profesor Ennio Macchi. Un ejemplo en la aplicación de estos estudios es un ciclo ORC que emplea perfluorocarbono ( $C_nF_{2n+2}$ ) con un rendimiento del 19 % llegando a usar un foco caliente a 300 °C. Un prototipo de este ciclo alcanzó un rendimiento del 17 % y una temperatura de entrada a la turbina de 270 °C. Un ejemplo de este tipo de ciclo es el empleado en la planta Borj Cedria de 12 kW en Tunez, inaugurada en 1983 [3].

En Finlandia, el Profesor J. Larjola desarrolló turbogeneradores herméticos de alta velocidad para llegar al centenar de kW, en los cuales la turbina, el generador y la bomba están en el mismo eje. Este tipo de ingenio se usó para la carga de baterías de un submarino de altas profundidades. La configuración de turbogeneradores herméticos fue similar a las primeras unidades mini – ORC para aplicaciones de energía remotas. El conocimiento adquirido por estas unidades llevó al desarrollo de las unidades comerciales que empezaron en el año 2000 [3].

## 6 Objetivo del trabajo.

Este trabajo de fin de master tiene el objetivo de calcular una instalación ORC para el aprovechamiento de calor residual de un motor Wärtsilä 6L26A de 1860 kW. Este tipo de motor es el empleado en buques por debajo de 8.000 D.W.T., es decir; buques pequeños, que según la OMI son los que más contaminan, ver Figura 2y Figura 3.



Figura 7. Wärtsilä 6L26A. "<https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/diesel-engines/wartsila-26>"

Al ser los buques de dimensiones reducidas, es complicado la instalación de equipos para el aprovechamiento energético, como puede ser un T.E.S, caldereta, turbina vapor e incluso el uso de ORC(s) del mercado.

Los ORC(s) del mercado son equipos modulares que aprovechan el calor residual de los gases de escape, agua de camisas o enfriadores de barrido por separado, es decir; equipos que funcionan de manera aislada.

En el presente trabajo se va a diseñar un ciclo ORC que aproveche todo el calor residual posible aplicado a un motor de baja potencia. Típico de buques de pequeño tonelaje.

## **7 Alcance.**

El aprovechamiento energético es necesario hoy en día para una reducción de consumo de combustible. Esto, adicionalmente conlleva una reducción de CO<sub>2</sub> a la atmósfera y al mismo tiempo un desempeño más económico del buque.

Para medias y bajas temperaturas, es decir; desde 100 ° C hasta los 350 °C. Una opción interesante serían los ciclos orgánicos de Rankine. A diferencia de los ciclos con agua, los ciclos orgánicos tienen más rendimiento, aunque sea marginal, pero lo más atractivo es que trabajan con menos temperatura y la relación ratio-volumen es más pequeña, es decir; se usan turbinas más pequeñas y por lo tanto más económicas.

En el presente trabajo se va a comparar el ciclo de agua con un ciclo ORC (Organic Rankine Cycle) donde se demostrará que además de proporcionar más rendimiento ocupa menos espacio. Ideal en buques de pequeñas dimensiones donde las salas de máquinas son reducidas además de ser estos buques los que más contaminan.

## 8 Descripción básica de un ORC.

Los Ciclos Orgánicos de Rankine (ORC) es una tecnología que puede convertir energía térmica a entre 80 y 350 °C en electricidad y pueden jugar un importante papel para mejorar la eficiencia energética de nuevas o existentes aplicaciones. A pesar de poder usar el calor residual como fuente de calor también puede ser aplicada a la energía solar, geotérmica y de biomasa [5].

Para comprender el ORC, el proceso de un ciclo de vapor simple se presenta como ejemplo, ver Figura 8; en la planta de vapor la energía térmica es convertida en electricidad a medida de que el agua pasa a través de diferentes estados. Para efectuar estos cambios de estado se necesita una turbina con generador, un condensador, una bomba de alimentación y una caldera.

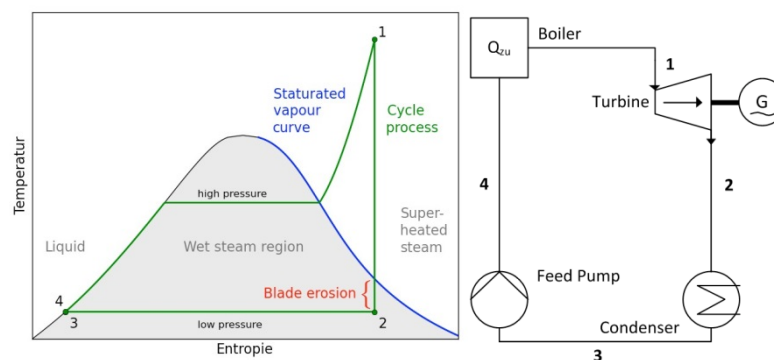


Figura 8. Izquierda y centro. Diagrama T-S correspondiente al esquema a un ciclo convencional de Rankine. "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre".

El vapor sobrecalentado entra a la turbina a alta temperatura y presión (Punto 1). La turbina convierte la energía térmica en energía mecánica, la cual es convertida en electricidad en el generador. Mientras la turbina extrae energía del vapor, la presión y la temperatura de este disminuye. Si la expansión entra dentro de la curva de vapor saturado el vapor húmedo aparece y puede erosionar los álabes de la turbina debido al impacto de las gotas de agua. El vapor a baja presión de salida de la turbina (Punto 2) es condensado en agua líquida (Punto 3) y presurizado (Punto 4) por la bomba de alimentación. Añadiendo calor al agua, se genera vapor y es sobrecalentado en la caldera. Ahora, la condición antes de la turbina (Punto 1) es restablecida y el ciclo termodinámico es cerrado.

El ciclo de agua es más adecuado para la entrada a turbinas de más de 350 °C. A bajas temperaturas la eficiencia disminuye significativamente y el peligro de erosión debido a las gotas incrementa porque la expansión cae dentro de la zona de vapor húmedo, ver Figura 8 (“Blade erosion”) [5]. Los ciclos orgánicos eliminan estos problemas usando un fluido orgánico en vez de agua. Estos tienen temperaturas de ebullición más bajas que el agua lo que los hace ideales para la explotación de fuentes de calor con temperaturas por debajo de los 350 °C. Añadiendo un ciclo orgánico a una fuente de calor residual altas eficiencias pueden ser alcanzadas. La Figura 9 muestra la eficiencia eléctrica en función de la temperatura de entrada en la turbina de diferentes fluidos de trabajo (incluyendo el agua) en comparación con la eficiencia de Carnot (eficiencia máxima). Puede observarse que los fluidos orgánicos tienen más rendimiento que el agua [5].

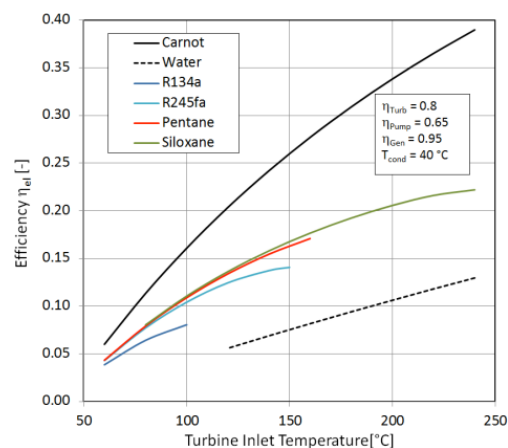


Figura 9. Eficiencia de Carnot y eléctrica de un ciclo Rankine con varios fluidos de trabajo. “Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre”.

Muchos fluidos de trabajo orgánicos han “adelantado” la curva saturada de vapor con la ventaja de que al final de la expansión en las turbinas siempre termina en vapor sobrecalentado y por tanto en vapor seco, Figura 10 (Derecha). De esta forma, el peligro de la erosión de alabes es excluido y un bajo mantenimiento es asegurado. En general, los ciclos ORC están caracterizados por su robustez, diseño compacto, alto nivel de automatización y alta eficiencia [5].



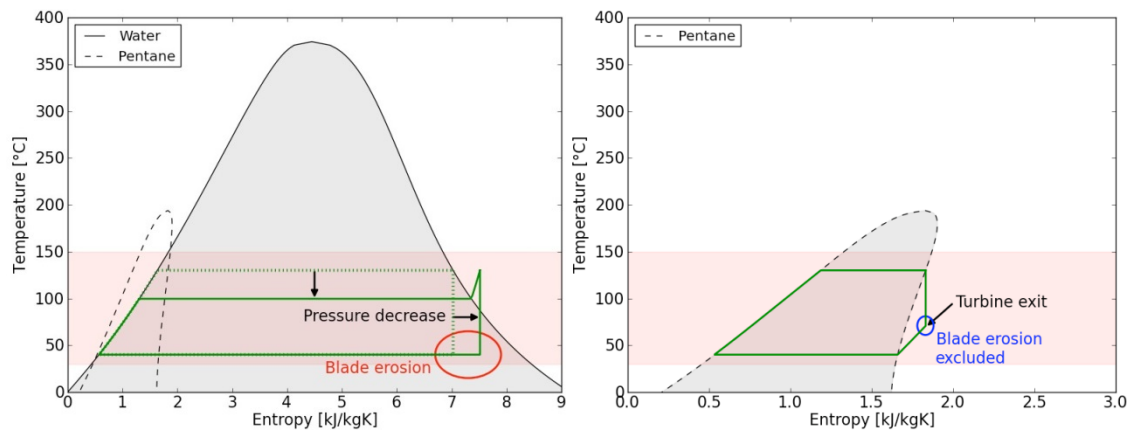


Figura 10. Aplicación de baja temperatura. Izquierda, ciclo convencional de vapor con expansión en la zona de vapor húmedo y potencial riesgo de erosión. Derecha: ORC sin riesgo de erosión. "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre".

## 9 Revisión de los ORC existentes en la industria.

La estimación de potencia producida por los ORC's es de 1.3 GW. Aplicaciones geotérmicas son las que más potencia producen, seguidas por biomasa y recuperación de calor residual. El porcentaje en energía solar y unidades de potencia remotas es despreciable, ver Figura 11. Comparando todas las plantas ORC según temperaturas y potencias resulta que muy pocas plantas están en el rango de 1 a 100 kW, ver Figura 12. A temperaturas por debajo de 250 °C no existe ninguna aplicación encontrada, excepto las geotérmicas. Esto se puede explicar por la baja eficiencia térmica a esas temperaturas y la alta inversión para unidades de potencia de baja temperatura. Si el potencial calorífico a baja temperatura y potencia es alto, esto puede justificar el uso de unidades ORC pequeñas con incentivos especiales [5]

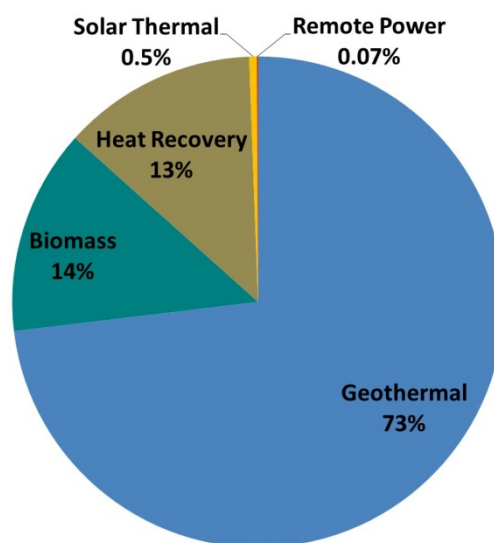


Figura 11. Porcentaje de la potencia total producida por sistemas ORC para cada tipo de aplicación. "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre".

Leyenda de la Figura 11:

- Biomass: Biomasa.
- Geothermal: Geotérmica.
- Heat recovery: Recuperación de calor residual.

- Solar thermal: Térmica solar.
- Remote power: Potencia remota.

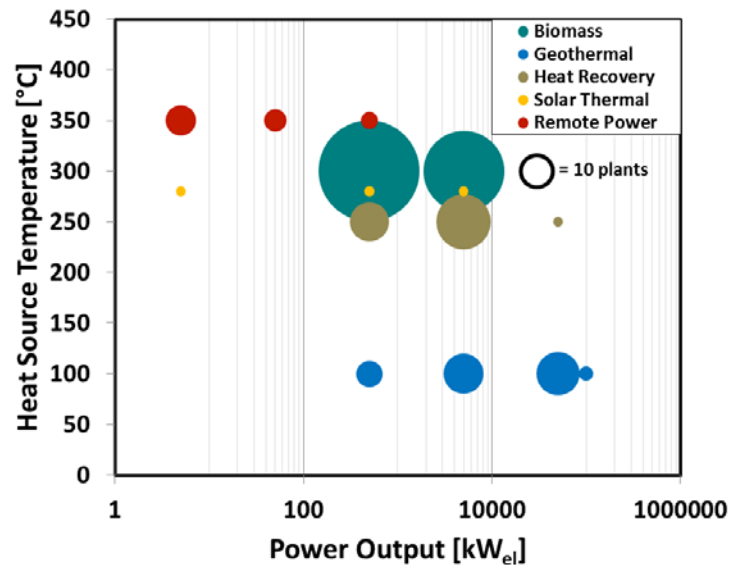


Figura 12. Numero de sistemas ORC por rango de temperaturas y potencia. "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre".

En la Figura 12 se pueden ver el número de plantas ORC según la temperatura de la fuente de calor (Heat source temperature [°C]) y la potencia entregada (Power Output [kW]). Se puede apreciar que las plantas ORC con menos temperatura en la fuente de calor son las de uso geotérmico (geotermal) y las que más potencia producen, seguidas por las de recuperación residual (heat recovery) y luego las plantas ORC solares (solar thermal). Las plantas ORC de biomasa (Biomass) y las instalaciones remotas (Remote power) son la que más temperatura tiene la fuente de calor.

### 9.1 Estimación del potencial calorífico.

Para una aplicación exitosa de un sistema ORC, la disponibilidad de una adecuada fuente de calor es crucial. En principio cada proceso generador de calor, como la combustión de combustibles fósiles, puede ser tomado como fuente de calor. Sin embargo, la idea es mejorar la eficiencia energética y sostenibilidad de nuevas o existentes aplicaciones centrándose en calor residual y fuentes renovables.

Dentro sectores industriales todo calor residual relevante deber ser buscado y analizado para su uso en un ORC. Como ejemplo, se van a citar la industria del cemento y metalúrgica.

### 9.1.1 Sectores de uso de gran energía.

Los sectores de gran energía han sido identificados usando bases de datos online y datos disponibles de uso de energía primaria por sector, ver Figura 13. La energía primaria en forma de combustibles fósiles y recursos renovables puede ser usada directamente por los consumidores finales (transporte, vivienda, comercio y sectores industriales) o primero convertirse en energía secundaria (electricidad o combustibles refinados) para posteriormente ser usada por los consumidores finales [5].

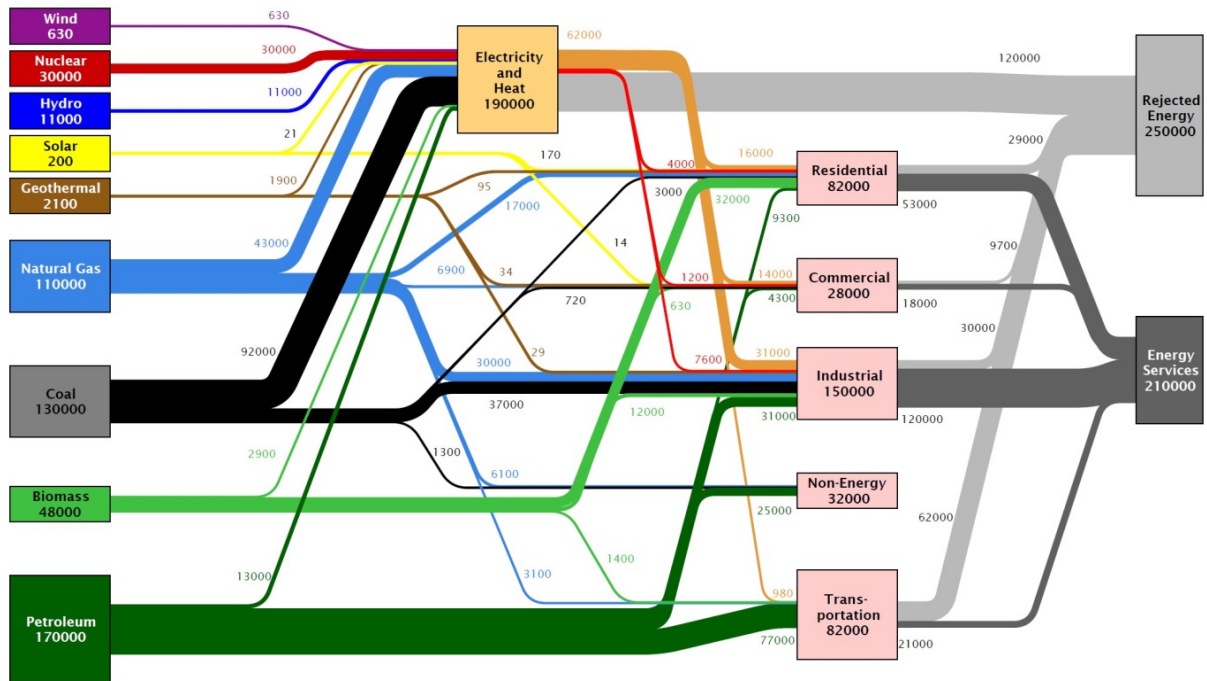


Figura 13. Flujo mundial de la energía en 2007 (~490'000 PJ). "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre".

Tres sectores han sido identificados como fuentes potenciales para la aplicación de los ORC.

El sector de la generación de electricidad y calor es el consumidor más grande de energía primaria (38 % del consumo mundial global) y también el que más energía residual emite (casi el 50 % del calor mundial es desaprovechado) [5].

El sector industrial sigue cerca (30 %), teniendo el segundo lugar en consumo energético. Sin embargo el uso de la energía en la industria es más eficiente que en otros sectores, lo cual limita el calor residual [5].

El sector transporte, a pesar de ser el tercer consumidor de energía, es el segundo en la emisor de calor residual. Esto es explicado por la baja eficiencia energética y la baja carga usada en los vehículos [5].

El sector comercial y residencial no serán tenidos en cuenta ya que la energía rechazada no tiene la temperatura necesaria para los ORC.

### 9.1.2 Potencial en el sector industrial.

La Figura 14 muestra el consumo de energía de la industria mundial, donde destaca que las mayores consumidoras de energía son la industria metalúrgica, la química y la de minerales no metálicos (Ej., el cemento). Estas tres industrias citadas tienen un consumo mayoritario del carbón y/o lignito (Coal and Lignite).

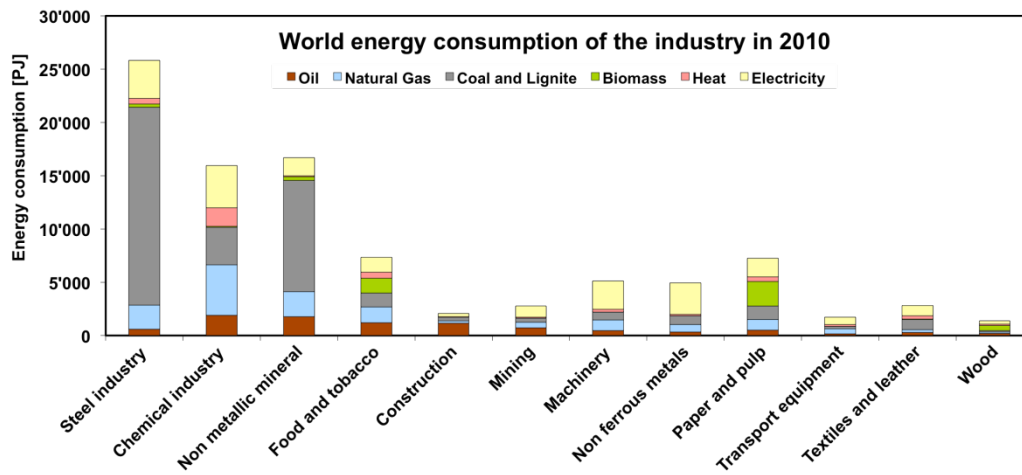


Figura 14. Consumo energético de la industria mundial en 2010. "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre".

### 9.1.3 Investigación en las industrias para la aplicación de ORC's.

Debido a la infinidad de industrias, se van a usar como ejemplo las que se consideran que más energía residual desprenden.

**Industria del cemento:** la producción del cemento es una de las industrias más consumidoras de energía. El Clinker se forma tras calcinar caliza y arcilla a una temperatura que está entre 1350 y 1450 °C. El Clinker es el producto del horno que se muele para fabricar el cemento. La reacción química principal requiere 1.700 MJ para producir 1 T de material Clinker, pero en realidad los incrementos de energía son de 3.000 a 6.000 MJ por T de Clinker, dependiendo de la tecnología empleada. Toda esta cantidad de energía abre la puerta a un gran potencial de recuperación de calor [5].

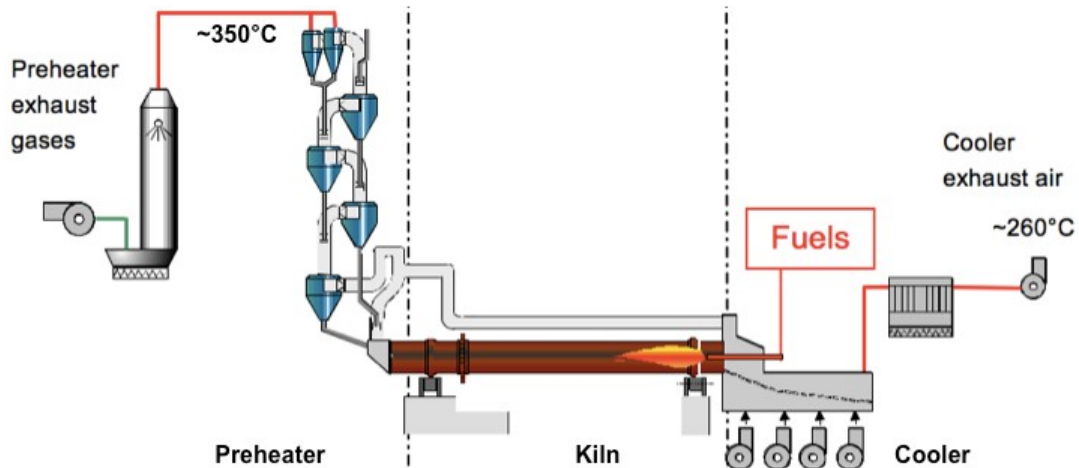


Figura 15. Diagrama de un precalentador común de 4 etapas antes del horno (kiln). "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre".

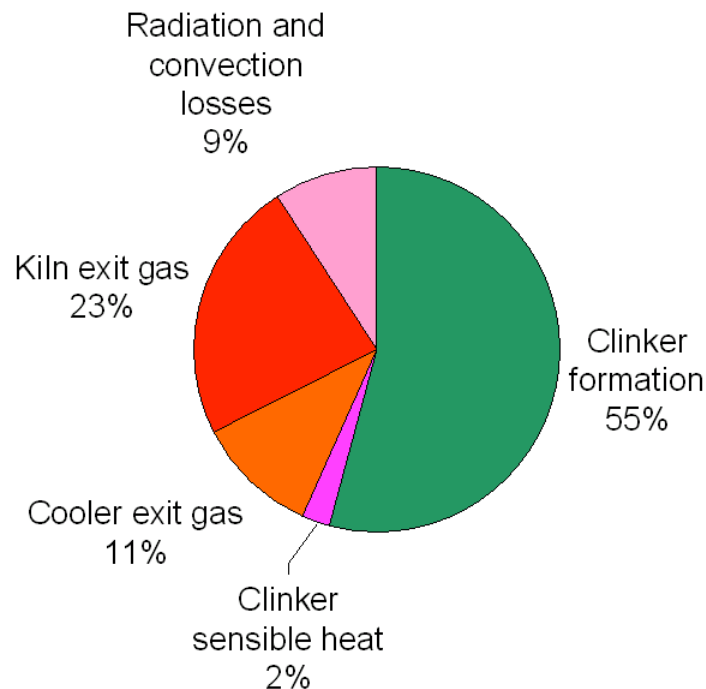


Figura 16. Balance térmico del kiln. (3.200 kJ/kg cli). "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre".

Las plantas modernas de cemento tienen una eficiencia entre el 50 y 60 %. Muchas de las pérdidas de energía son en forma de calor de la alta temperatura de los gases de salida del precalentador y el aire caliente del enfriador con el 34 % del calor total de entrada, ver Figura 16. El calor residual restante deja el sistema a través de la radiación y convección de las superficies del equipo y temperatura del Clinker. Usando el calor residual del precalentador y el enfriador de gases para secar y calentar el mineral y combustible antes de entrar al horno el sistema incrementaría la eficiencia. Según un cálculo teórico, la eficiencia se incrementara entre un 70 y 80 % [12]. Y la instalación, con una unidad Turboden, resultaría como en la Figura 17. Se aprovecharía el calor de los gases de salida del horno (kiln) con intercambiador de calor (“kiln heat recovery exchanger”, 1) y el aire que enfría el kiln (“Clinker color heat recovery exchanger”, 2) [6].

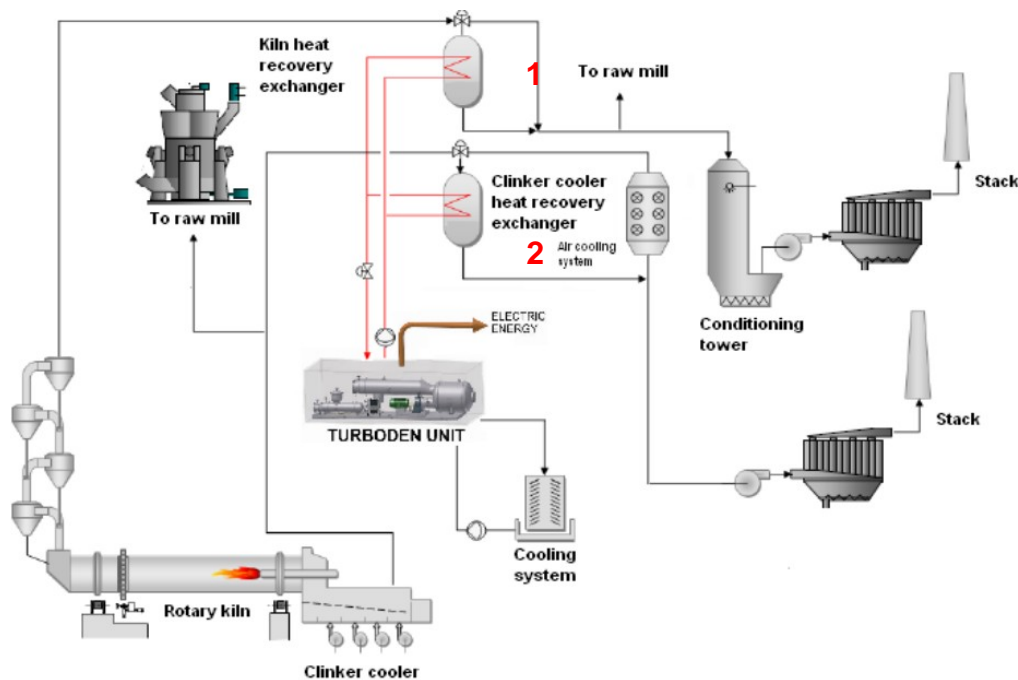


Figura 17. Planta ORC en una planta de cemento. “Organic Rankine Cycle technology products and applications. Pratt & Whitney power systems. April 2013”

La generación eléctrica con un ORC es una buena opción. Incluso para una pequeña planta de cemento una potencia de 1 a 2 MW es factible [5].

**Industria metalúrgica:** Una industria metalúrgica media produce 4.000 T de piezas al año. Para una producción de este tipo, la planta necesita una media de 43.200 GJ de gas y 9.8 GWH de electricidad [5].

En la siguiente tabla se muestra el calor residual de una industria metalúrgica.

Proceso	Fuente calor residual	Potencia calor residual [kW]	Temperatura [°C]
Fundición	Gases combustión	290	200
Enfriamiento metal	Agua	120	40-80
Enfriamiento hidráulico	Agua	1200	50
Enfriamiento pieza	Agua	55	70

Tabla 2. Fuentes calor residual en la industria metalúrgica. "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre".

El metal es normalmente fundido en hornos a gas. Sobre el 32% (en este caso 290 kW) de la energía de entrada es pérdida en forma de gases de escape a 200 °C, lo cual lo hace interesante para un ORC. Con un ORC se puede lograr una eficiencia de un 12%, es decir; unos 35 kW [5].

En la siguiente figura puede verse la disposición que tendría una instalación ORC para una planta metalúrgica con horno por arco eléctrico. La energía del horno se pierde en un 30 % en los gases de salida, con una instalación ORC se puede aprovechar un 70 % de este calor residual. Lo que se traduce en un 5% del consumo eléctrico de la planta [6].



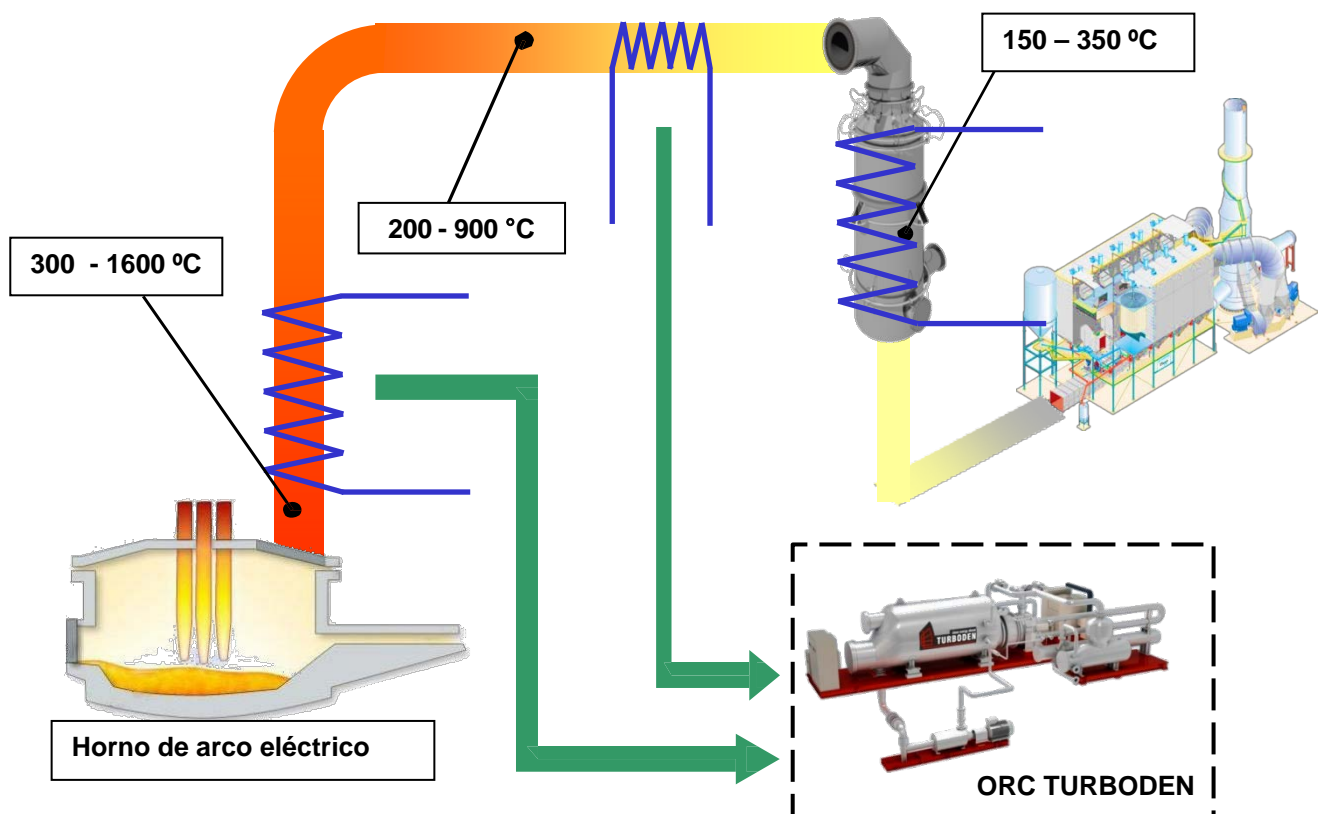


Figura 18. Planta ORC en una planta metalúrgica. "Organic Rankine Cycle technology products and applications. Pratt & Whitney power systems. April 2013"

A pesar de que hay una cantidad de energía rechazada por el enfriamiento del metal, hidráulico y de la pieza, la temperatura de esta energía es demasiado baja para una aplicación ORC [5].

## 10 Elección de fluidos de trabajo.

La selección de un fluido de trabajo depende de muchos criterios como la naturaleza de la fuente de calor, coste de las bombas y turbinas y también las propiedades del fluido [5].

Parámetros a tener en cuenta en la selección:

- Clasificación en términos de fluidos húmedos, isentrópicos y secos.
- Impacto en la salud y medioambiental.
- Fluidos típicos y rango operativo.
- Metodología aproximada para la sección del fluido.

### 10.1 Clasificación.

La clasificación según húmedo, isentrópico y seco puede visualizarse usando el diagrama T-S, ver Figura 19. Fluidos húmedos, como el agua y el R22, tienen una curva de saturación con una pendiente negativa, fluidos isentrópicos tienen una curva de saturación vertical con pendiente negativa y los fluidos secos tienen una pendiente positiva [5].

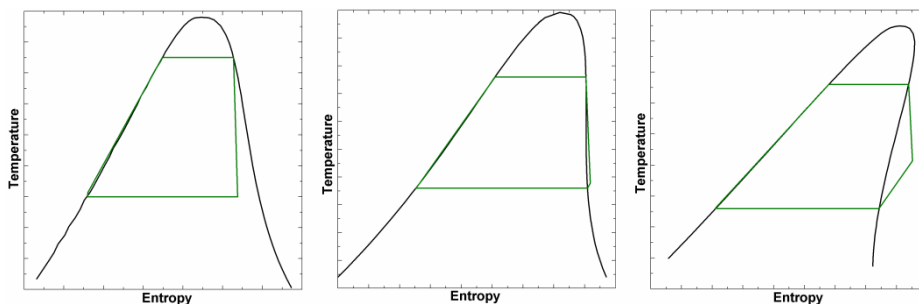


Figura 19. Fluidos de trabajo húmedos, isentrópicos y secos; con fluidos de trabajo secos e isentrópicos la condensación dentro de la turbina se evita. "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 September".

Fluidos de trabajo secos e isentrópicos son los más apropiados para un ORC ya que no se condensan después de expandirse en la turbina. Además se puede notar que fluidos secos (R113, R123, R245ca, R245fa, isobutano) muestran mejor rendimiento que los fluidos húmedos como el R134 y el propano. Sin embargo, si la pendiente es muy positiva el vapor sale muy sobrecalentado, el cual es desperdiciado en el

condensador. Un recuperador minimiza este efecto precalentando el líquido antes de la entrada en la caldera con el vapor sobrecalentado a la salida de la turbina [5].

Un fluido isentrópico después de la expansión en la turbina sale seco pero sin mucho sobrecalentamiento, resultando un incremento en la eficiencia sin necesidad de un recuperador.

### **10.2 Impacto en la salud y medioambiental.**

Muchos de los fluidos disponibles para uso en un ORC pueden ser dañinos para el medio ambiente o el ser humano. Clorofluorocarbonos (CFC's) tienen buenas propiedades termodinámicas, son térmicamente estables y no tóxicos. Desafortunadamente, los CFC's dañan la capa de ozono [5].

Hidrofluorocarbonos (HFC's) tienen propiedades similares a los CFC's y no dañan la capa de ozono. Hidrocarbonos como el pentano o el tolueno tienen buenas propiedades termodinámicas pero son tóxicos y extremadamente inflamables. Sin embargo con precauciones apropiadas los alcanos han sido muy usados con éxito en ORC's sin dañar el medio ambiente y la salud humana. Los siloxanos (aceites de silicona) son inflamables pero tienen baja toxicidad y bajo impacto medioambiental [5].

### **10.3 Fluidos de trabajo típicos y rango operativo.**

Muchos investigadores se centran en la optimización de la eficiencia del ciclo y/o la potencia de salida con respecto a la configuración del ciclo y los fluidos de trabajo disponibles. Otros criterios como la disponibilidad del tipo de expansión para las condiciones seleccionadas y el fluido, o tamaño de los componentes raramente se han tenido en cuenta. En la Figura 20 y Figura 21 muestran gráficas de operación para expansores de tornillo y turbinas radiales en función de la temperatura de condensación ( $T_{cd}$ ) y evaporación ( $T_{ev}$ ). También contiene cinco aplicaciones típicas [5]:

- Alta y baja temperatura solar.
- Biomasa.
- Alta y baja temperatura de calor residual.
- Geotérmica.

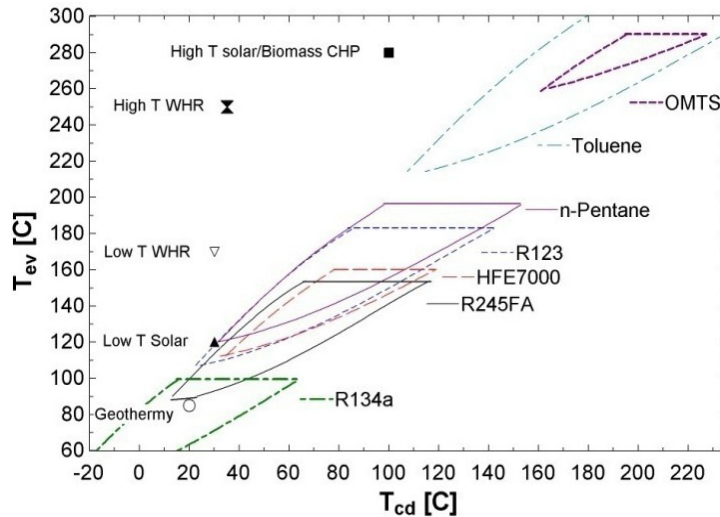


Figura 20. Gráfica de la operación de un expansor de tornillo para fluidos de trabajo comunes. "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre".

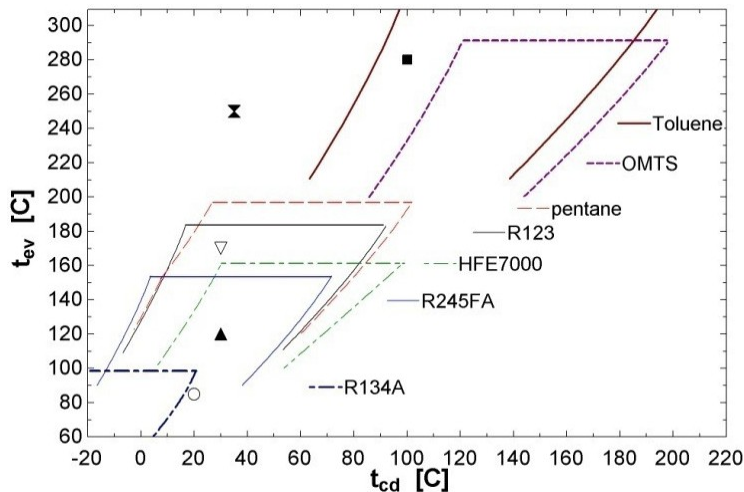


Figura 21. Gráfica de la operación de una turbina radial para fluidos de trabajo comunes. "Application of Organic Rankine Cycles (ORC). 2011 Genova, 4-9 Septiembre".

#### 10.4 Metodología para la selección de un fluido de trabajo.

Básicamente, este es el procedimiento a seguir en la selección de un fluido de trabajo [5]:

- 1) Tomar en cuenta la temperatura de trabajo. Fuente de calor y temperatura de disipación del calor.
- 2) Enfocarse en la seguridad y el medioambiente.
- 3) Comparación de las propiedades termodinámicas y determinar las eficiencias del ciclo.
- 4) Revisar la disponibilidad del tipo de expansión en términos del rango operativo.

## 11 Tipos de fluidos orgánicos.

Existen multitud de fluidos orgánicos para el funcionamiento en un ORC. La elección de un fluido para un ORC es esencial para un buen rendimiento.

Según las características del foco caliente, tipo de expansión y rendimiento se puede escoger un fluido u otro según se ha comentado en el capítulo 10. En la siguiente tabla está elección se simplifica considerablemente. Se puede observar una lista de diferentes tipos de fluidos orgánicos (columna “Substancia”) con sus respectivas propiedades para la generación de una potencia de 1 MW a partir de una fuente geotérmica [7].

Substancia	$T_c$ (°C)	$p_c$ (bar)	$T_3$ (°C)	$T_4$ (°C)	$p_{min}$ (bar)	$p_{max}$ (bar)	$\dot{m}$ (kg/s)	$V$ (m <sup>3</sup> /s)	$V_4 / V_3$	$\eta_{th}$ , % -IHE	$\eta_{th}$ , % +IHE	$x$
R125	66.18	36.30	40.06	30.0	15.64	20.0	400.37	2.878	1.27	2.32	—	0.99
R125	66.18	36.30	100.0	91.92	15.64	20.0	246.30	2.729	1.29	2.36	3.36	—
R218	71.89	26.80	58.99	33.68	10.04	20.0	238.23	0.935	2.62	5.22	—	—
R218	71.89	26.80	100.0	82.86	10.04	20.0	151.55	0.968	2.15	5.15	7.50	—
R143a	72.73	37.64	43.59	30.0	14.40	20.0	197.92	2.084	1.18	3.14	—	0.98
R143a	72.73	37.64	100.0	87.37	14.40	20.0	127.89	2.013	1.39	3.31	4.36	—
R32	78.11	57.83	31.36	30.0	19.31	20.0	1062.6	18.683	0.961	0.36	—	0.99
R32	78.11	57.83	100.0	97.75	19.31	20.0	682.78	18.003	1.03	0.42	0.53	—
RE125	81.34	33.51	57.67	31.50	10.11	20.0	145.17	0.946	2.249	5.67	—	—
RE125	81.34	33.51	100.0	79.04	10.11	20.0	103.11	0.955	2.046	5.77	7.34	—
R1270	92.42	46.65	48.54	30.0	13.09	20.0	69.334	1.580	1.173	4.28	—	0.98
R1270	92.42	46.65	100.0	81.28	13.09	20.0	49.109	1.547	1.511	4.53	5.51	—
R290	96.65	42.50	57.14	30.0	10.79	20.0	48.776	1.063	1.667	5.91	—	0.99
R290	96.65	42.50	100.0	76.02	10.79	20.0	36.100	1.056	1.860	6.11	7.32	—
R134a	101.03	40.56	67.75	30.0	7.722	20.0	68.55	0.656	2.357	7.74	—	0.99
R227ea	101.74	29.29	83.88	44.19	5.331	20.0	81.523	0.423	4.93	9.20	—	—
R152a	113.5	44.95	72.59	30.0	6.888	20.0	38.503	0.588	3.01	8.82	—	0.96
R152a	113.5	44.95	100.0	53.84	6.888	20.0	31.987	0.599	2.86	9.22	9.71	—
RC318	115.23	27.78	98.93	54.72	3.68	20.0	66.828	0.290	7.79	10.97	12.09	—
RC318	115.23	27.78	100.0	56.38	3.68	20.0	68.694	0.305	7.67	10.55	11.75	—
CF <sub>3</sub> I	123.29	39.53	85.24	30.0	5.652	20.0	97.043	0.501	1.577	10.63	—	0.96
CF <sub>3</sub> I	123.29	39.53	100.0	39.60	5.652	20.0	86.917	0.512	3.537	10.93	—	—
RC270	124.65	54.90	100.0	41.63	8.227	20.0	24.713	0.761	2.18	8.86	—	—
R236fa	125.55	32.00	100.0	48.61	3.240	19.35	47.313	0.315	7.54	11.63	12.14	—
RE170	126.85	52.40	75.10	30.00	6.733	20.0	63.068	0.580	1.578	9.38	—	0.98
RE170	126.85	52.40	100.0	53.03	6.733	20.0	54.488	0.587	2.896	9.68	10.13	—
RE245mc	133.68	28.87	100.0	54.50	2.416	14.88	42.549	0.411	7.314	11.84	12.72	—
R600a	135.05	36.50	100.0	45.33	4.038	19.98	20.423	0.359	5.854	12.12	12.43	—
R236ea	139.22	34.12	100.0	53.92	2.438	15.74	41.361	0.384	7.47	12.02	12.83	—
RE134	147.1	42.28	100.0	41.04	2.501	16.66	32.149	0.374	7.173	12.56	—	—
C <sub>3</sub> F <sub>12</sub>	148.85	20.40	100.0	72.76	1.037	7.66	67.15	0.701	8.89	10.49	13.10	—
R600	152.05	38.00	100.0	48.43	2.850	15.29	17.746	0.454	5.899	12.58	13.04	—
R245fa	154.05	36.40	100.0	50.70	1.801	12.67	33.424	0.468	7.61	12.52	13.07	—
R338mccq	158.8	27.26	100.0	63.08	1.117	8.428	46.486	0.659	8.436	11.84	13.30	—
neo-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	160.65	32.00	100.0	58.92	2.001	11.16	20.426	0.598	6.204	12.20	13.37	—
RE347mcc	164.55	24.76	100.0	66.98	0.959	7.103	45.263	0.799	8.104	11.72	13.49	—
RE245	170.88	30.48	100.0	58.47	1.040	8.198	42.549	0.411	8.208	12.59	13.59	—
R245ca	174.42	39.25	100.0	53.75	1.230	9.343	30.548	0.619	7.88	12.79	13.47	—
R601a	187.75	33.86	100.0	58.47	1.098	7.223	17.439	0.865	6.793	12.75	13.76	—
R601	196.5	33.70	100.0	57.74	0.828	5.963	16.331	1.007	7.274	12.91	13.84	—
n-hexane	234.67	30.10	100.0	61.89	0.250	2.481	15.853	2.113	9.605	13.00	14.14	—

Tabla 3. Comparación de ORC con presiones hasta 20 bar sin economizador (-IHE) y con economizador (+IHE); “Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, ScienceDirect.”

Conviene señalar que este estudio fue realizado para plantas geotérmicas.

La presión máxima en este estudio es de 20 Bar (Columna  $p_{\max}$ ) para una temperatura máxima del fluido orgánico de 100 °C a la entrada de la turbina (Columna  $T_3$ ).

Hay unos valores que son comunes. La temperatura de condensación  $T_1 = 30$  °C, la temperatura del economizador a la salida del vapor  $T_{4a} = 40$  °C, el rendimiento isentrópico de la turbina  $\eta_{sT} = 0.85$ , y el rendimiento isentrópico de la bomba  $\eta_{sP} = 0.65$ .

La masa y el caudal son los necesarios para una potencia de  $W = 1$  MW.

La descripción de cada columna de la Tabla 3 es la siguiente:

- $T_c$  = Temperatura crítica.
- $p_c$  = Presión crítica.
- $T_3$  = Temperatura de entrada en la turbina.
- $T_4$  = Temperatura de salida de la turbina.
- $p_{\min}$  = presión de salida de la turbina.
- $p_{\max}$  = presión a la entrada de la turbina.
- $V_3$  = caudal de entrada a la turbina para 1 MW.
- $V_3/V_4$  = relación de volumen entrada/salida de la turbina.
- $\eta_{th}$  = rendimiento, con economizador (+IHE) o sin el (- IHE).
- $x$  = título del vapor a la salida de la turbina.
- $\dot{m}$  = caudal másico a la entrada de la turbina.

## 12 Ejemplos de ciclos orgánicos.

Los ORC se pueden usar para aprovechar el calor del calor de refrigeración de camisas, aceite o del aire de barrido. Como se puede ver en la siguiente figura.

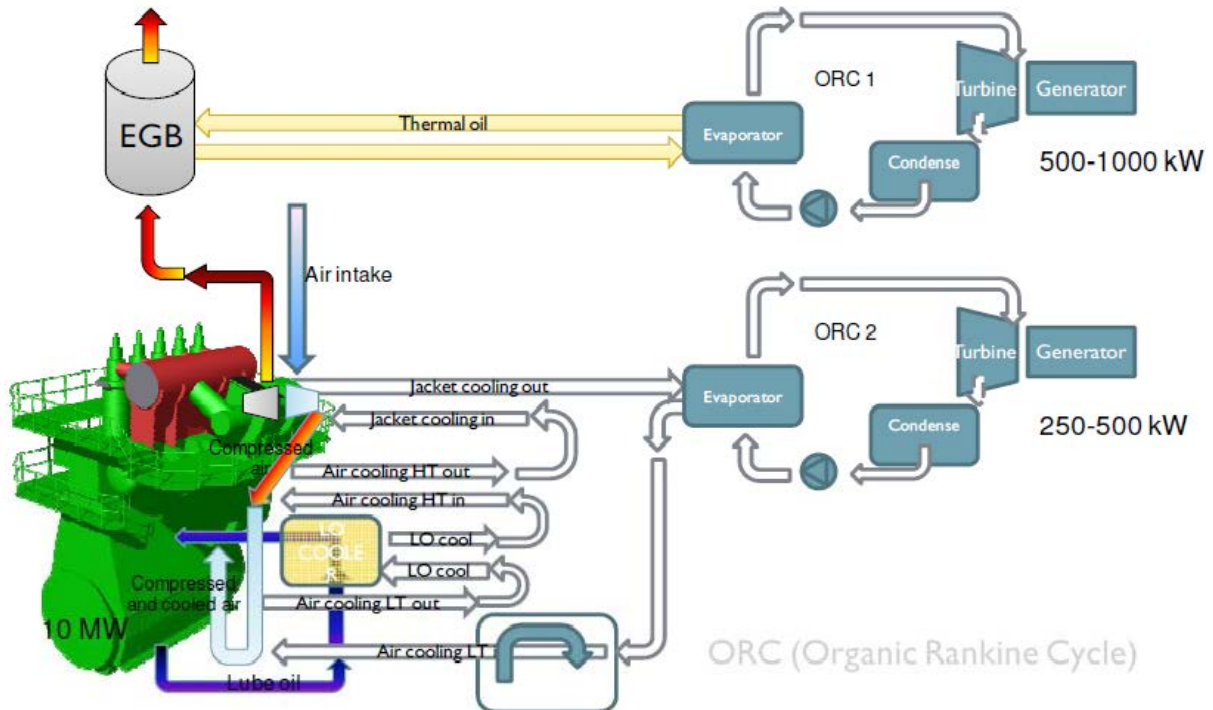


Figura 22. Ejemplo del aprovechamiento del calor residual con unidades ORC. "Waste heat recovery in Marine Propulsion Systems, SNAME"

En la Figura 22 se puede apreciar que se usan dos ORC para un solo motor, uno para los gases de salida y otro para el agua de camisas, aceite y aire de barrido. Se puede apreciar que en este ciclo se usa aceite térmico para la transmisión de calor al ORC [8].

El ORC 1 es el ORC que más potencia genera (500-1000 kW frente a 250-500 kW), esto debido a que emplea una fuente de calor de más temperatura, la de los gases de escape (E.G.B.). Pero los gases de escape no entran directamente en el evaporador (Evaporator), se usa un aceite térmico como medio de transporte del calor (Thermal Oil), el cual es bombeado desde el evaporador hacia el recuperador de gases en el E.G.B para regresar al evaporador como fuente de calor para el ORC 1.

En esta figura se está usando como fuente de calor para el ORC 2 el calor residual del enfriador de aire, el enfriador de aceite y el enfriador de agua de camisas. Como se puede ver en la Figura 22, la sustancia (puede ser agua) empleada como fuente de calor para el ORC 2 sale del evaporador (Evaporator), se enfría mediante un enfriador

de agua salada para posteriormente empezar a calentarse enfriando el aire de barrido, hasta ahora se considera baja temperatura (Air cooling LT). Luego sigue calentándose enfriando el aceite (LO cool) del motor pasando por el enfriador de aceite (LO Cooler), después enfría nuevamente el aire de barrido pero esta vez el agua entra a mayor temperatura al haber pasado ya por dos enfriadores (Aceite y baja temperatura de aire) y ya se considera alta temperatura (Air cooling HT). Sale del enfriador de aire (Air cooling HT out) para calentarse aún más con el agua de camisas en el enfriador de agua de camisas (Jacket cooling out) y finalmente regresa al evaporador del ORC 2 como fuente de calor.

Leyenda de la Figura 22:

- E.G.B. : Exhaust Gas Boil - off
- Thermal Oil: Aceite térmico.
- Evaporator: Evaporador.
- Turbine: Turbina.
- Condenser: Condensador.
- Generator: Generador.
- Air intake: Aire de entrada.
- Compressed air: Aire comprimido.
- Jacket cooling out: Salida de agua de camisas.
- Jacket cooling in: Entrada de agua de camisas.
- Air cooling HT out: Salida de alta temperatura del enfriador de aire.
- Air cooling HT in: Entrada de alta temperatura del enfriador de aire.
- LO Cooler: Enfriador de aceite.
- LO cool: enfriamiento del aceite.
- Air cooling LT out: Salida de baja temperatura del enfriador de aire.
- Air cooling LT in: Entrada de baja temperatura del enfriador de aire.
- Compressed and cooler air: Aire comprimido y enfriado.
- Compressed air: Aire comprimido.



### **12.1 Diseño de intercambiadores.**

Según la publicación “Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems” [8], el “Pinch Point” mínimo para el diseño de estos intercambiadores son:

- Evaporadores y recuperadores: 10 °C.
- Enfriadores de barrido: 35 °C
- Enfriadores de agua de camisas: 3 °C

### **12.2 Condiciones de diseño para aplicaciones marinas.**

Según la publicación “Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems” [8], las condiciones son:

- Temperatura de gases de entrada:
  - 300 – 250 para motores 2 tiempos.
  - 350 – 300 para motores 4 tiempos.
- Temperatura de gases de salida: Superior a 160 °C para evitar la condensación en los tubos del intercambiador del ácido sulfúrico. Este valor depende del valor de condensación del F.O.
- Temperatura de agua de camisas: 85 ° C
- Temperatura de aceite: 60 °C
- Temperatura de aire de barrido de alta: 100 °C (para motores de 2 tiempos).
- Temperatura de aire de barrido de baja: 40 °C (para motores de 2 tiempos).
- Temperatura de condensación: 30 °C.

### **12.3 ORC actualmente existentes en buques.**

#### **12.3.1 ORC Powerbox de OPCON MARINE para buques de tamaño medio y grande.**

Opcon Compressor Technology AB es una empresa sueca con 100 años de historia dedicada a la investigación de nuevas formas de energía y tecnología medioambiental. En el 2015 el fondo de inversiones Chino, Shanghai XingXueKang; compró Opcon. Este mismo año OPCON se cambió el nombre a Trention [9].

En este ORC se consiguen hasta 500 kW de potencia adicional, está instalado en el buque Ro/Ro M/V Figaro con un motor principal MAN B&W 8S60ME-C8 de 19.040 kW [8]



Figura 23. Imagen del ORC OPCON. "Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems, Athens/Greece, February 2014, Dr. Ioannis Vlaskos, Peter Feulner, Dr. Constantine Michos"



Figura 24. Foto de la instalación del ORC OPCON en el buque Figaro.  
<https://www.greencarcongress.com/2012/08/opcon-20120826.html>



Figura 25. Vista del ORC OPCON durante su carga en el buque M/V Figaro.

["http://articles.maritimpropulsion.com/article/Marine-Diesel-Engine-Waste-Heat-Recovery-System-on-Car-Carrier-Trial27226.aspx"](http://articles.maritimpropulsion.com/article/Marine-Diesel-Engine-Waste-Heat-Recovery-System-on-Car-Carrier-Trial27226.aspx)

Este ORC permite la utilización del agua de refrigeración de las camisas del motor principal como fuente de calor. Este calor evapora el fluido de trabajo a menos temperatura que el agua. El fluido de trabajo en estado gaseoso se expande en el expansor el cual está conectado a un generador que produce electricidad. Después de la expansión el fluido es enfriado y posteriormente una bomba eleva su presión a 30 Bar para enviarlo al nuevamente al evaporador para iniciar nuevamente el ciclo [10].

La unidad está compuesta por un generador síncrono y una turbina Lysholm desarrollada por Opcon's Svenska Rotor Maskiner (SRM) [10].

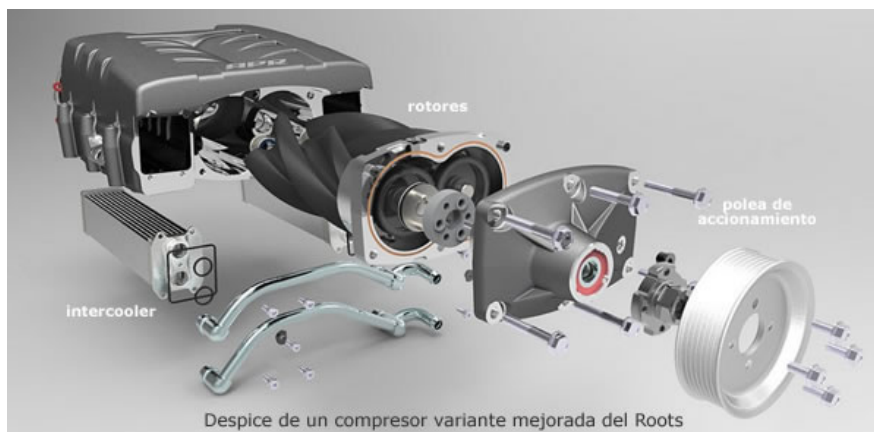


Figura 26. Compresor Lysholm, equivalente a un compresor de lóbulos.  
<http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm>



Figura 27. Imagen de los rotores del compresor Lysholm."http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm"

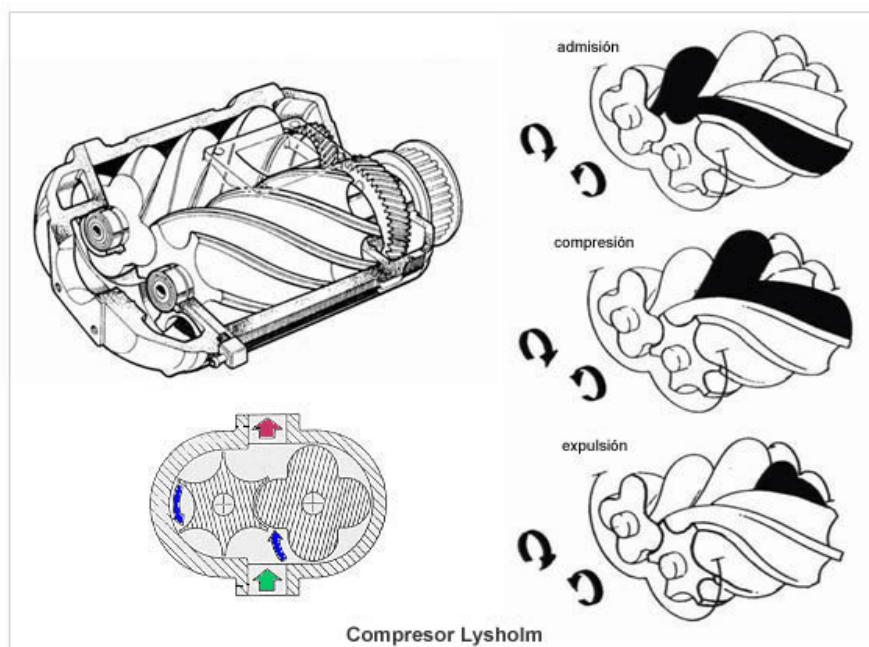


Figura 28. Esquema de funcionamiento de un compresor Lysholm.  
"http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm"

Como puede verse en la Figura 26, Figura 27 y Figura 28, la turbina Lysholm es un compresor de tornillo optimizado, donde la principal diferencia reside en sus lóbulos o tornillos con forma de helicoides. Se muestra su funcionamiento en la Figura 28 para el caso de un compresor de aire. Su rendimiento alcanza el 80 % [11].

El ahorro estimado de combustible se estima entre un 4 – 6 %

### 12.3.2 Turboden – Wärtsilä

Turboden, una compañía perteneciente al grupo Mitsubishi Heavy Industries desde 2013, es una firma italiana y líder global en el diseño, producción y mantenimiento de ORC's. La compañía fue fundada en 1980 en Milán por Mario Gaia, profesor de energía en el Politécnico de Milán y actualmente presidente honorífico de Turboden. Actualmente filial de Pratt & Whitney [12].

Actualmente aún no instalado en buques, solo usa gases de escape. Se consigue un 10 % de potencia adicional [8].

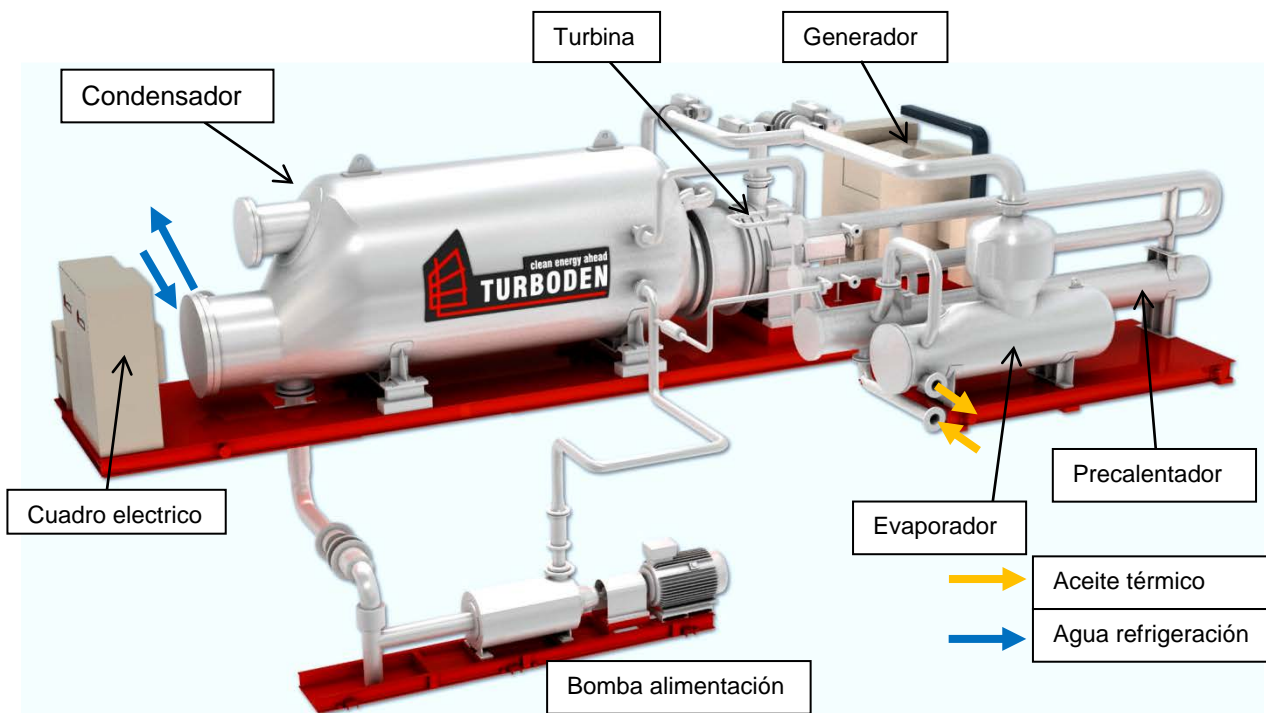


Figura 29. Imagen del ORC Turboden – Wärtsilä. “Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems, Athens/Greece, February 2014.

La Figura 29 muestra una unidad de 1 MW (modelo HRS 12). Según la cantidad de calor residual existente se pueden combinar en paralelo para proporcionar más potencia y poder recuperar más calor residual [13].

Las características de este módulo se pueden apreciar en la siguiente tabla.

		HRS 12
<b>ENTRADA - Aceite térmico</b>		
Temperatura de entrada	°C	305
Temperatura de salida	°C	204
Potencia térmica de entrada	kW	4043
<b>SALIDA - Agua de enfriamiento</b>		
Agua de enfriamiento (ENT/SAL)	°C	25/35
Potencia térmica a condensar	kW	3040
<b>RENDIMIENTO</b>		
Potencia eléctrica bruta	kW	1000
Eficiencia eléctrica bruta		24,70%
Consumo eléctrico	kW	36
Potencia eléctrica neta	kW	964
Eficiencia eléctrica neta		23,80%
Generación eléctrica		50 Hz, 400 V

Tabla 4. Especificaciones del ORC Turboden HRS 12. Traducida al español. "<http://www.inmis-energy.com/5-0-heat-recovery/turboden-orc-for-hr>"

Las temperaturas del agua (o aire) de enfriamiento son seleccionadas considerando los requerimientos específicos del sitio. Por ejemplo, temperatura media del aire, disponibilidad de agua (disipación del calor seca o húmeda), posibilidad del modo CHP (con generación de agua caliente en el condensador del ORC) [13].

Eficiencia eléctrica bruta incluye el bombeo del fluido de trabajo y el consumo auxiliar. Se excluye el sistema de disipación de calor y la recirculación del aceite térmico [13].

La eficiencia eléctrica neta depende de varios factores, primeramente de la temperatura de las fuentes de calor y medio de enfriamiento y el medio térmico. Turboden ayudará a los clientes a optimizar las soluciones, evaluando las características del calor específico de la fuente de calor (aceite térmico, vapor, agua presurizada, gases escape) y dispositivos de enfriamiento (circuitos de agua secos / húmedos, CHP, condensación por aire) [13].

En la siguiente tabla se pueden ver algunas de las instalaciones existentes que aprovechan el calor residual de motores diesel con este tipo de unidades. Figuran potencias de hasta 1.8 MW.

Proyecto	Módulo ORC	Sitio	Motores
Pisticci I	TURBODEN 18 HR SPLIT (1,8 MWe)	Pisticci	3 x 8 MWe Wärtsilä motores diesel
Oxon	TURBODEN 6 HR SPLIT (0,6 MWe)	Pavia	1 x 8 MWe MAN motores diesel
FinPower	TURBODEN 6 HR DIR. EXCH. (0,6 MWe)	Visano	1 x 7 MWe Wärtsilä motores diesel
Pisticci II	TURBODEN 40 HR SPLIT (4,5 MWe)	Pisticci	3 x 17 MWe Wärtsilä motores diesel
Cereal Docks	TURBODEN 6 HR DIR. EXCH. (0,6 MWe)	Portogruaro	1 x 7 MWe Wärtsilä motores diesel
Land & Marine Blue NG	2 x TURBODEN 10 HR (0,8 MWe) (En construcción)	Southall (UK) Beckton (UK)	1 x 14 MWe MAN motores diesel

Tabla 5. Módulos ORC Turboden de recuperación residual de calor instalados. "Organic Rankine Cycle technology. Heat recovery applications. Pratt & Whitney power systems".

### 12.3.3 Turboden – Purecycle

El Purecycle es un ORC diseñado por Pratt & Whitney Power Systems para pequeñas potencias (1 MW o menos) [14].

Usa como fuente de calor agua de camisas entre 91 °C y 149 °C. Produce un incremento de un 3% de potencia [14]

Este ORC trabaja con R245fa. Produce una potencia eléctrica neta de 260 kW y tiene una vida de diseño de 20 años [14].

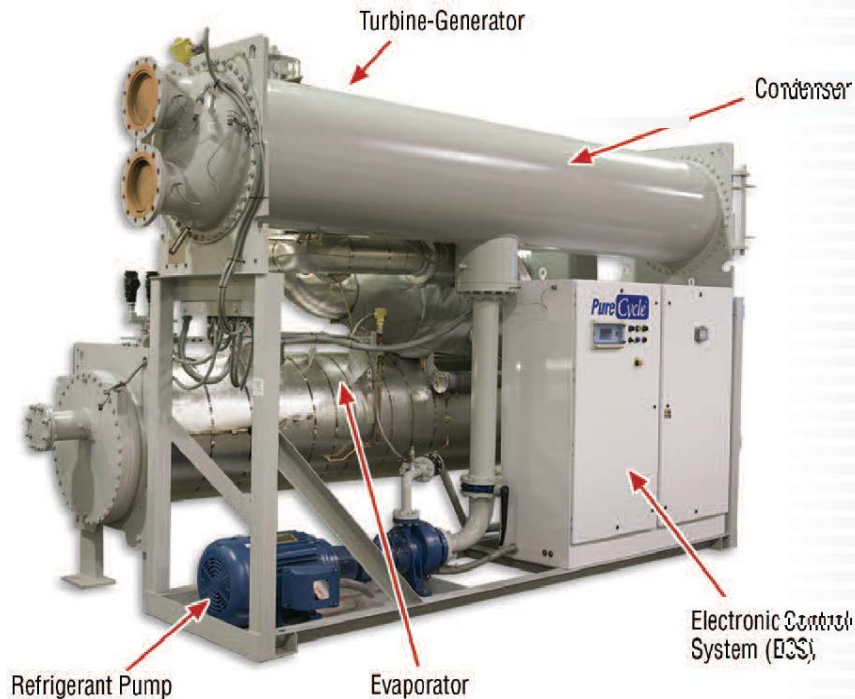


Figura 30. Imagen del ORC Turboden – Purecycle. “Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems, Athens/Greece, February 2014.”

### Algunas características del Purecycle son [14]:

Peso operativo	33,300 lbs (15,104 kg)
Peso transporte	27,600 lbs (12,519 kg)
Dimensiones (L x W x H)	19' x 7'-6" x 11'-3" (5790x2290x3430 mm)
Altura máxima	10'-3" (3200 mm)
<b>Rendimiento</b>	
Potencia Eléctrica (bruta)	280 kW @ 480V/3-
phase/60Hz, 272 kW @ 400V/3-phase/50Hz	Potencia Eléctrica (neta)
252 kW @ 50Hz	260 kW @ 60Hz,
Tª Ambiente permitida	-22°F to 122°F (-30°C to 50°C)
Factor potencia	> 0.95
Distorsión armónica	< 5%
Emisiones	Cero
Ruido	78 dBA a 33 ft (10m)
<b>Diseño</b>	
Tubería	ASME B31.1/PED
Turbina	Radial
Generador	Inducción
Intercambiadores	ASME Sección VIII/PED
Normativa Eléctrica	NEMA 4/IP65
Durabilidad	20 años
Lubricación	Lubricación interna
UL/CE componentes	UL 1995, 984 and 1741



### 12.3.4 Combinaciones posibles de ORC(s).

Actualmente no instalados, se necesitan 2.5 MW para el Turboden ORC [8].

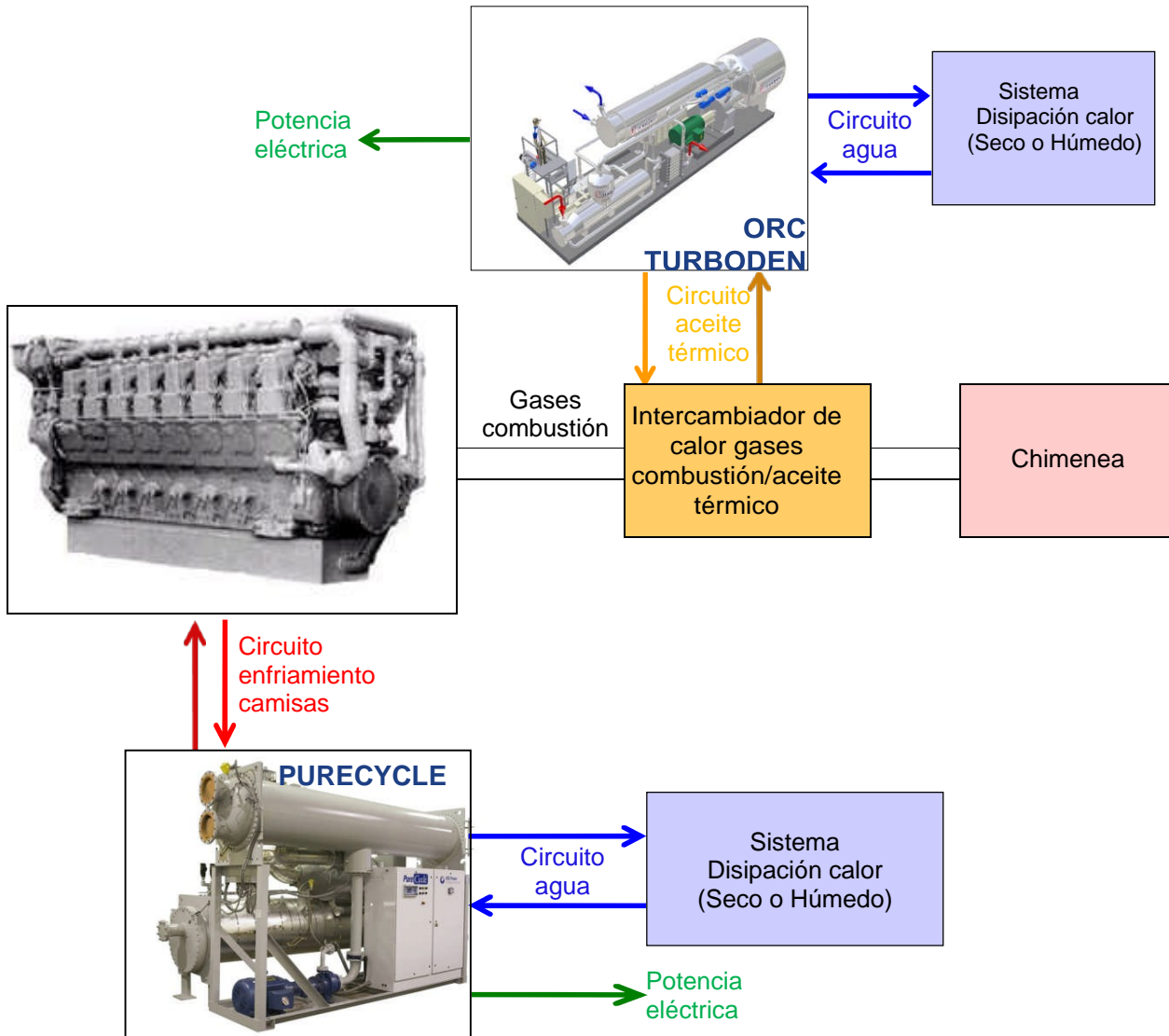


Figura 31. Imagen de la combinación de ORC según Turboden – Wärtsilä. “Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems, Athens/Greece, February 2014.”

Como se puede ver en la Figura 31 los gases de combustión se intercambian parte de su calor con el aceite térmico, y este sirve de fuente de calor al ORC de Turboden, el cual proporciona potencia eléctrica. Este ORC al mismo tiempo también necesita ser enfriado donde se transporta el calor sobrante del ORC mediante un circuito de agua a una estación de enfriamiento seca (por aire) o húmeda (por agua), a elección según las necesidades.

En esta instalación también se aprovecha el calor del agua de camisas, donde el ORC Purecycle es el más adecuado. Para ello se dispone de un circuito de refrigeración de camisas que alimenta directamente a este ORC proporcionando potencia eléctrica adicional. Como el ORC Turboden, el Purecycle también necesita de ser enfriado, y también es necesario instalar un circuito cerrado de agua para transportar el calor sobrante del ORC a una estación de enfriamiento, la cual puede ser también seca o húmeda dependiendo del lugar de instalación.

Con esta instalación se consigue un potencia adicional de un 13 % [8].

### 13 Ciclo ORC aplicado a un TES.

#### 13.1 Concepto de TES.

El término TES (Thermo Efficiency System) es un diseño de MAN para el aprovechamiento de los gases de escape mediante dos turbinas, una de vapor y otra de gases. Ambas turbinas generan conjuntamente energía eléctrica. En la siguiente figura puede verse el concepto de TES [15][16][17].

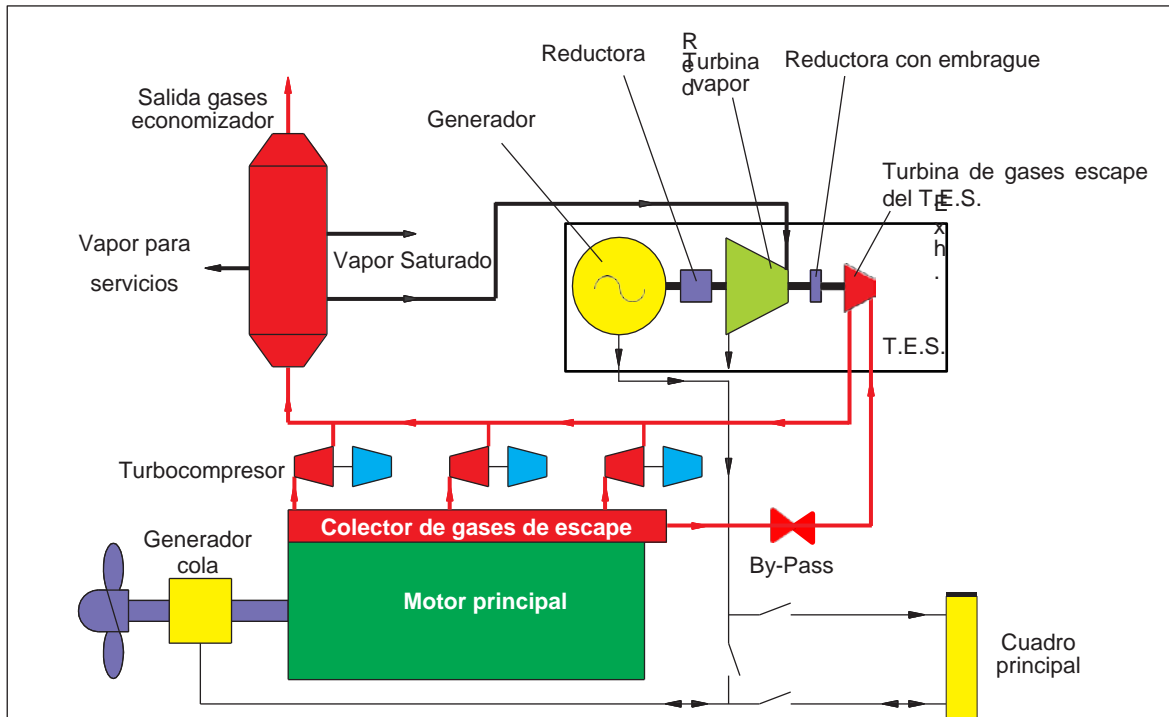


Figura 32. Concepto de T.E.S. "Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO2 Emission, MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark."

Con la válvula "by-pass" ( ) se controla el flujo de gases hacia la turbina del TES y por tanto la temperatura de gases hacia la caldera. Con el motor a bajas cargas (por debajo del 50%) [4] esta válvula permanece cerrada, pero a cargas normales esta válvula abre o cierra según la temperatura de gases de salida hacia la caldera. Al reducir la temperatura de los gases de salida, el by-pass se abre, reduciendo el caudal de gases hacia los turbo-compresores; y por tanto aumentando la temperatura de salida de los gases al reducir el caudal de aire hacia el motor, lo que provoca más producción de vapor y adicionalmente, al estar acoplada a la turbina de vapor; mas generación de energía eléctrica.

Peter Brotherhood Ltd es una empresa de ingeniería británica con más de 150 años de experiencia en el campo de la ingeniería. Sus productos cubren necesidades desde turbinas de vapor a compresores de gas y desde cajas de engranajes hasta sistemas C.H.P. [18]

El sistema T.E.S. tiene esta disposición, según Peter Brotherhood Ltd (Figura 33); donde se puede apreciar la turbina de gases acoplada a una reductora con embrague para acoplarse a otra turbina pero de vapor. Todo esto en el mismo eje para mover un generador a través de otra reductora. Ambas turbinas, tanto la de gases como la de vapor; trabajan conjuntamente para producir energía eléctrica.

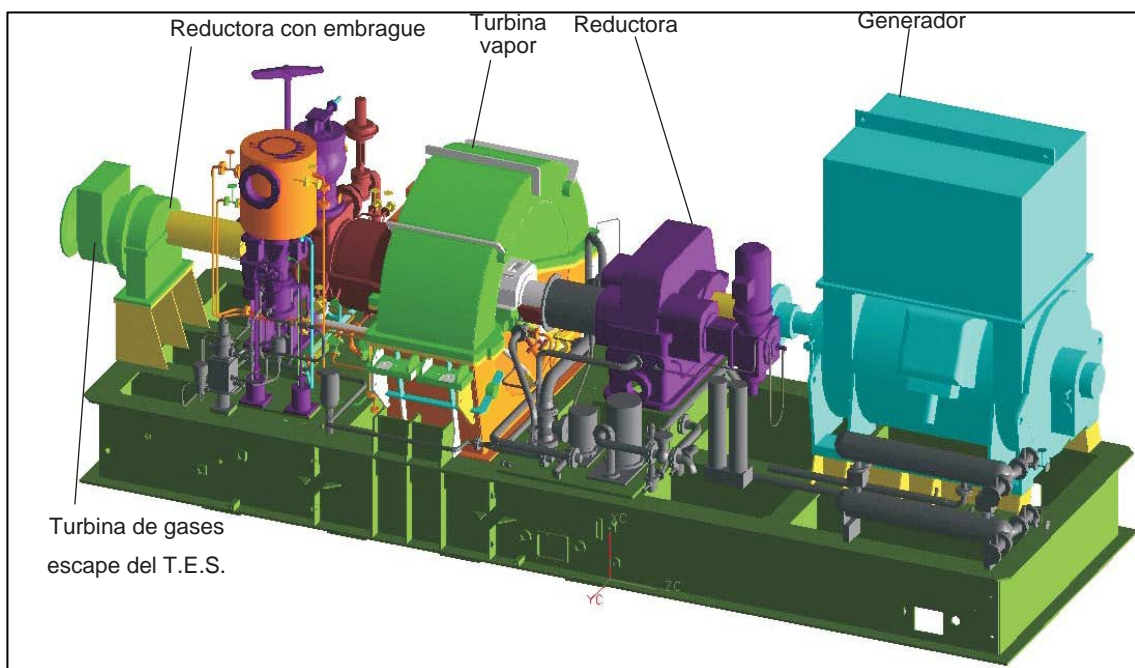


Figura 33. Diseño del TES según Peter Brotherhood Ltd. "Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO2 Emission, MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark."

### 13.2 Circuito vapor en un T.E.S.

El T.E.S. tiene una turbina de vapor, lo que conlleva un circuito de vapor. El circuito dispuesto para un T.E.S. de una sola etapa de presión sería el siguiente, mostrado en la Figura 34. [17]

Es una disposición básica de un circuito de vapor. El condensado (agua) es bombeado a través de la bomba de alimentación, la cual la eleva de presión para enviarlo al economizador. Primero, lo envía a una parte del economizador, el precalentador;

donde se calienta el agua para posteriormente enviarlo a la caldera. En la caldera es donde se produce la evaporación, mediante una bomba de circulación; el agua es bombeada desde a la caldera hasta el evaporador donde el agua se evapora realizándose el cambio de fase, es decir; de estado líquido a estado gaseoso. En la salida del evaporador el agua se encuentra en forma de vapor y entra de esta forma a la caldera. A la salida de la caldera, parte del vapor se va destinado a servicios y otra parte (la mayor parte) va al sobrecalentador, último paso antes de la turbina. Una vez el vapor sobrecalentado, entra a la turbina. Una vez allí se realiza la expansión, generándose trabajo. A la salida de la turbina, después de la expansión el vapor se condensa en el condensador pasando a estado líquido. Una vez en estado líquido, el agua condensada, vuelve al depósito de condensado cerrándose el ciclo.

Este ciclo contempla una válvula de regulación de temperatura del agua de alimentación a la caldera (A). En el caso de que el agua de alimentación entrara muy fría, esta válvula se abre y circularía una parte del agua de circulación a la temperatura de saturación para calentar el agua de alimentación.

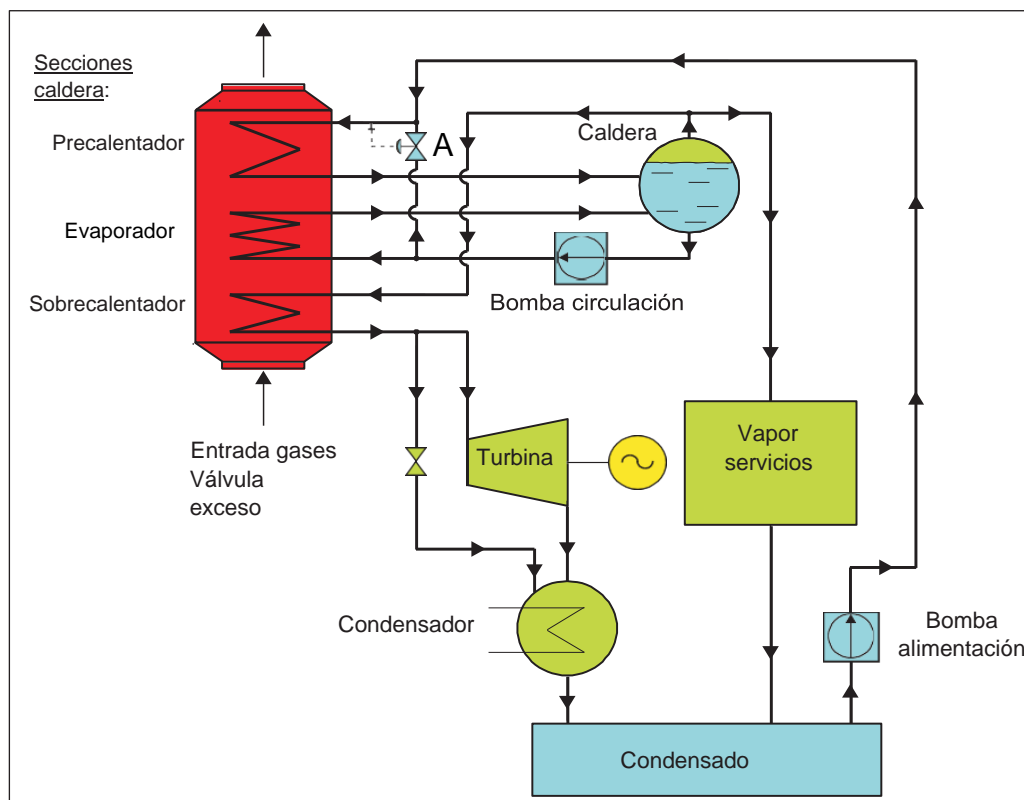


Figura 34. Circuito para el T.E.S. de 1 etapa de presión. "Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO2 Emission, MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark."

### 13.2.1 Estudio de un circuito de vapor para un T.E.S

Usando los mismos parámetros según la publicación “Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO2 Emission” de MAN B&W Diesel A/S [17] en lo referente a presiones y temperaturas. Se va a calcular un circuito de vapor usado en un T.E.S para un motor Wärtsilä 8L46C (Figura 35).

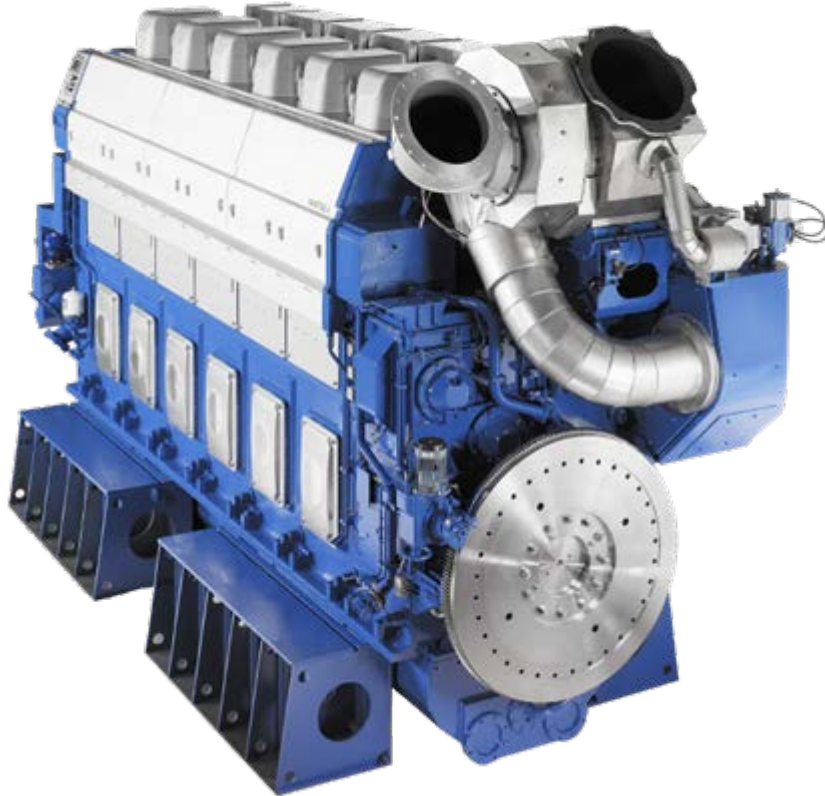


Figura 35. Vista del motor Wärtsilä 8L46C. <https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/diesel-engines/wartsila-46f>

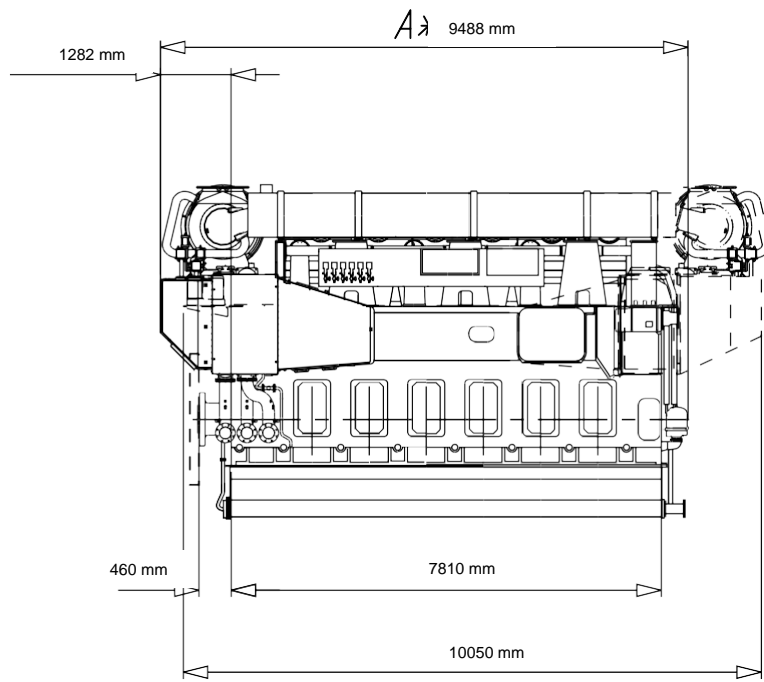


Figura 36. Dimensiones laterales del motor Wärtsilä 8L46C. “Wärtsilä, Marine Project Guide W46 - 1/2001”

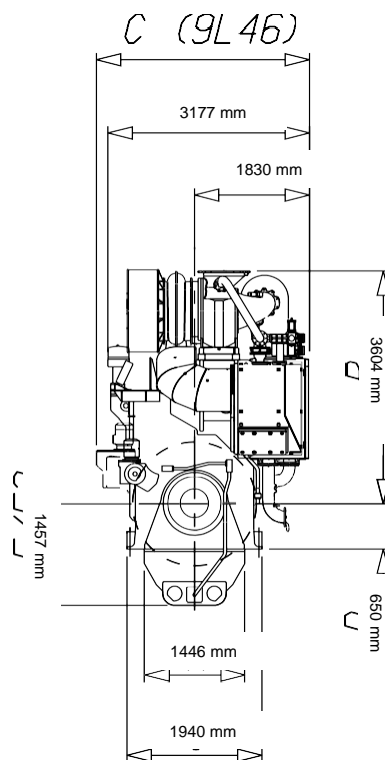


Figura 37. Dimensiones frontales del motor Wärtsilä 8L46C. “Wärtsilä, Marine Project Guide W46 - 1/2001”

Algunas características de este motor son las reflejadas en la siguiente tabla.

### Wärtsilä 8L46

Revoluciones	RPM	500 - 514
Potencia salida	kW	8400
	HP	11425
<b>Aire de Combustión</b>		
Flujo de aire	kg/s	14.3 - 14.5
<b>Salida gases</b>		
Temperatura salida turbo	°C	380
Flujo gases de salida	kg/s	14.7 - 14.9
<b>Balance térmico (condiciones ISO)</b>		
Aceite lubricante	kW	1080
Circuito agua de camisas HT	kW	870
Circuito HT de aire barrido	kW	1580
Circuito LT de aire barrido	kW	980
Radiación	kW	320
<b>Sistema de Fuel</b>		
Capacidad bomba circulación	m <sup>3</sup> /h	4.8-5.9
Perdidas fuel, HFO limpio (100% carga)	kg/h	6
Perdidas fuel, diesel oil marino (100% carga)	kg/h	30
Consumo de fuel, 100% carga, CPP	g/kWh	174
Consumo de fuel, 85% carga, CPP	g/kWh	171
<b>Sistema de lubricación</b>		
Capacidad bomba acoplada (CPP)	m <sup>3</sup> /h	198
Capacidad bomba auxiliar	m <sup>3</sup> /h	145
Capacidad bomba prelubricación	m <sup>3</sup> /h	45
Flujo de aceite al motor	m <sup>3</sup> /h	115
Volumen del aceite en cárter	m <sup>3</sup>	10.8
Volumen de aceite en motor	m <sup>3</sup>	0.33
<b>Circuito refrigeración alta temperatura</b>		
Capacidad bomba	m <sup>3</sup> /h	180
Volumen agua en motor	m <sup>3</sup>	1.35
<b>Circuito refrigeración baja temperatura</b>		
Capacidad bomba	m <sup>3</sup> /h	180
Volumen agua en motor	m <sup>3</sup>	0.1

Tabla 6. Características del motor Wärtsilä 8L46. Traducida al español. "Wärtsilä Marine Project Guide W46 - 1/2001".



En la Tabla 6 solo figuran los valores del motor para el C.P.P, es decir; para motores marinos.

Se va a usar un P.P (pinch point) de 15 °C para no llegar a la franja de 160 °C de temperatura mínima para evitar la condensación de ácido sulfúrico debido al uso de HFO 380 [8] como se establece en el párrafo 12.1.

Los resultados se pueden apreciar en la siguiente figura.

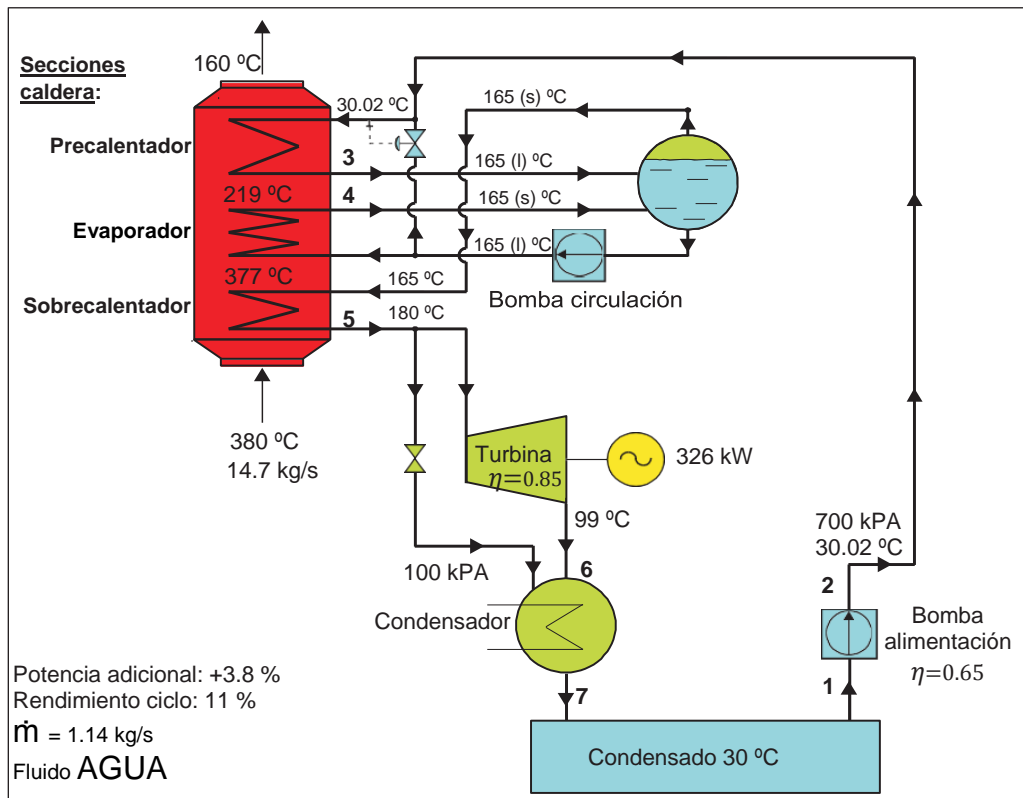


Figura 38. Cálculos realizados para un TES de simple etapa con agua con el EES para un motor Wärtsilä 8L46C (8400 kW)

Los valores de cada punto se pueden apreciar en la siguiente tabla. Se subrayan las filas 4, 5 y 6 para su posterior análisis.

Puntos Ciclo	Presión (kPA)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Volumen específico (m <sup>3</sup> /Kg)	Volumen (m <sup>3</sup> /s)
1	100	30	125.7	0.001004	0,001145
2	700	30.02	126.1	0.001004	0,001145
3	700	165	697.4	0.001108	0,001263
4	700	165	2763	0.2728	0,311
5	700	180	2799	0.2846	0,3244
6	100	99.63	2513	1.572	1,792
7	100	30	125.7	0.001004	0,001145

Tabla 7. Valores de los puntos en el cálculo del TES con agua. Nota: La fila "volumen" es el producto del volumen específico por el flujo másico del ciclo.

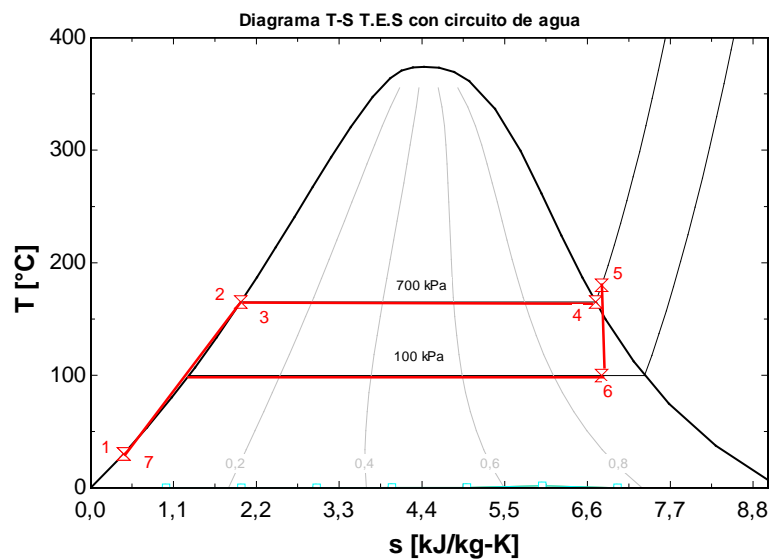


Figura 39. Diagrama T-S del T.E.S con circuito de agua. Elaboración propia con el E.E.S.

Los pasos empleados en el cálculo con el programa E.E.S se encuentran el Anexo 17.1

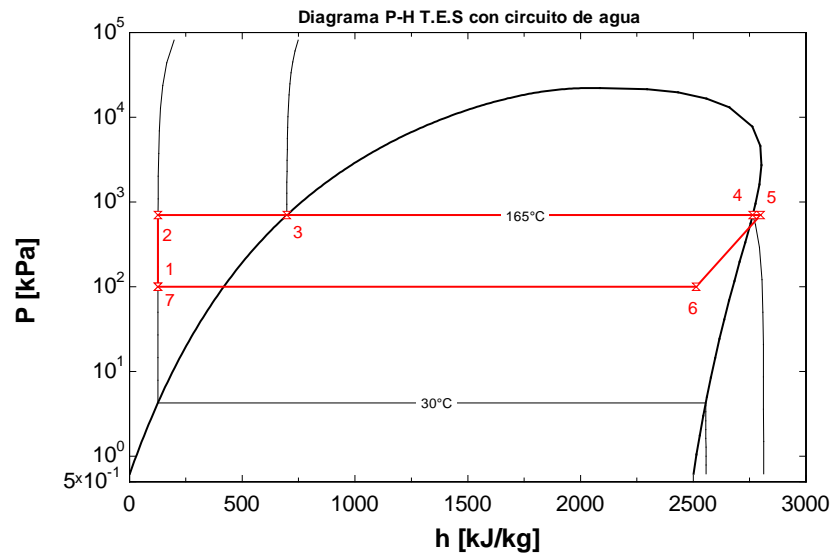


Figura 40. Diagrama P-H del T.E.S con circuito de agua. Elaboración propia con el E.E.S.

### 13.2.2 Aplicación de un ORC en un TES.

El TES es originariamente un ciclo de agua, se va a calcular un ORC para un TES. Se van a usar los parámetros según la publicación "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, Energy" [7], como se puede ver en la Tabla 3.

Para la elección de un fluido de trabajo sería necesario realizar un análisis de la fuente de calor, la temperatura de condensación, peligrosidad, toxicidad y comparación de diferentes fluidos. Para la simplificación del trabajo vamos a escoger un fluido orgánico de alto rendimiento, como el R600.

Se debe tener en cuenta que se suprimió el vapor a servicios, un ORC es un sistema cerrado.

La siguiente figura sería la aplicación de un TES para el mismo motor, el Wärtsilä 8L46C, de 8400 kW (Figura 35).

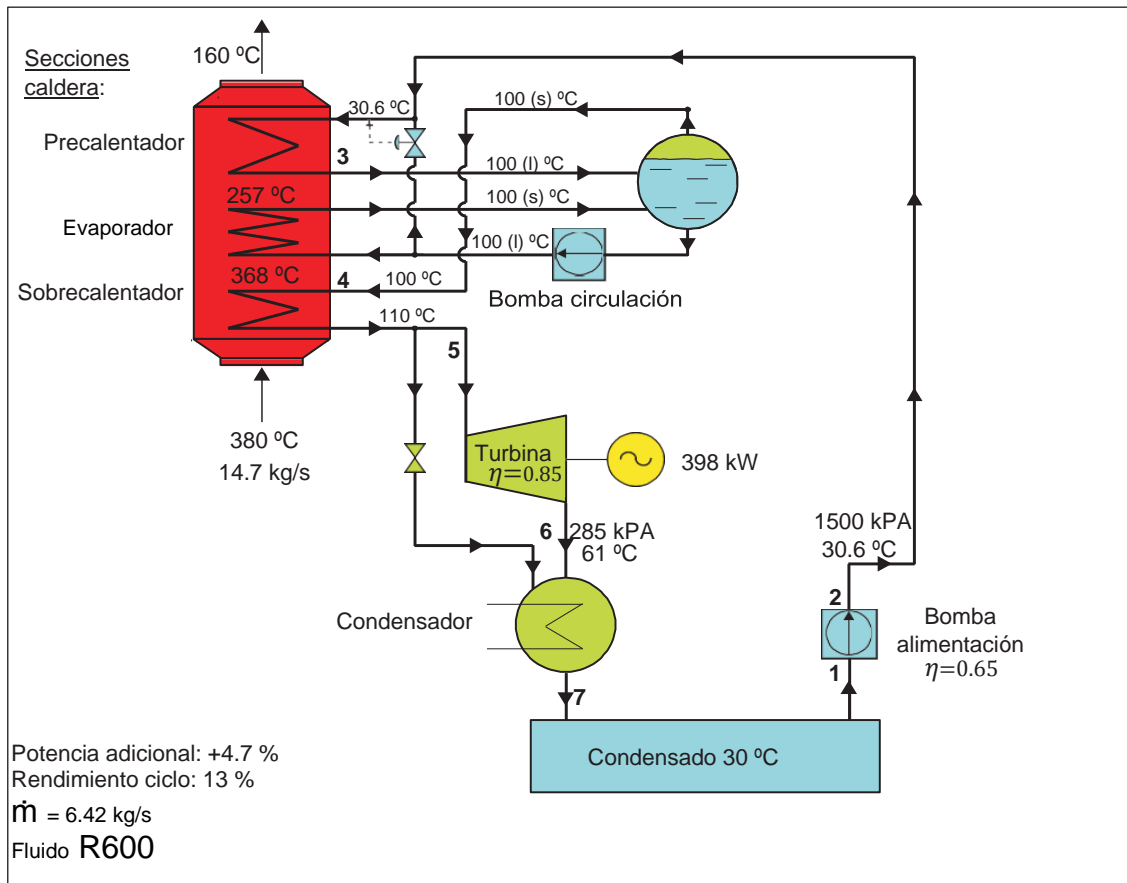


Figura 41. Cálculos realizados para un TES de simple etapa con R600 con el EES para un motor Wäertsilä 8L46C (8400 kW)

La siguiente tabla muestra los valores en los puntos de la Figura 41.

Puntos Ciclo	Presión (kPA)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Volumen específico (m <sup>3</sup> /Kg)	Caudal (m <sup>3</sup> /s)
1	285	30	271.6	0.001765	0,0113313
2	1500	30.62	273	0.001759	0,01129278
3	1500	100	462.4	0.002142	0,01375164
4	1500	100	720.9	0.02543	0,1632606
5	1500	110	747.7	0.028	0,17976
6	285	60.94	685.5	0.1577	1,012434
7	285	30	271.6	0.001765	0,0113313

Tabla 8. Valores de los puntos en el cálculo del TES ORC. Nota: La fila "volumen" es el producto del volumen específico por el flujo másico del ciclo.

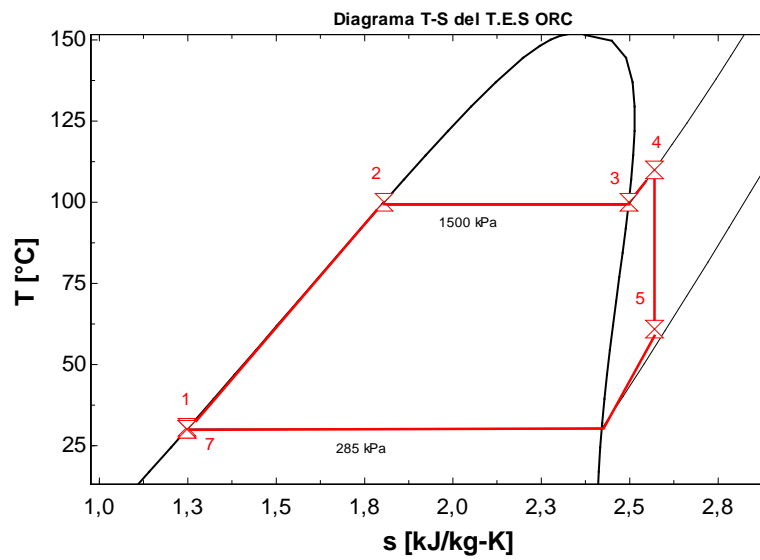


Figura 42. Diagrama T-S del T.E.S con circuito ORC. Elaboración propia con el E.E.S.

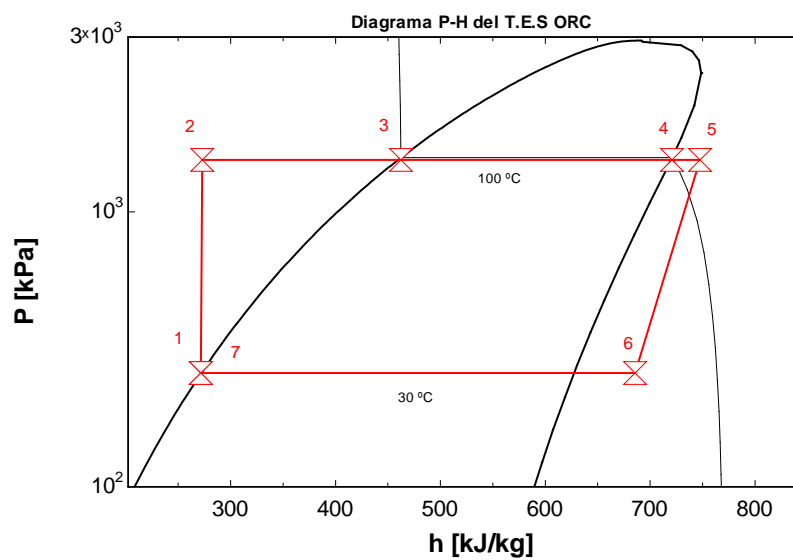


Figura 43. Diagrama P-h del T.E.S con circuito ORC. Elaboración propia con el E.E.S.

### **13.2.3 Comparación T.E.S vapor y O.R.C.**

#### **13.2.3.1 Presiones.**

Las presiones son superiores en un ORC, lo que conlleva un gasto mayor en este aspecto. La bomba de alimentación y las tuberías serían más costosas.

En este punto tendría ventaja el ciclo de vapor, ya que el ORC trabajaría a más del doble de presión (1.500 kPA para el ORC y 700 kPA para el ciclo de vapor).

#### **13.2.3.2 Temperaturas.**

Respecto a las temperaturas el ORC es indiscutible, la temperatura máxima del ciclo es de 110 °C según la Tabla 8 en comparación con los 180 °C del ciclo de vapor (Tabla 7).

#### **13.2.3.3 Entalpía.**

Las entalpías en estado líquido del ORC tienen un valor más elevado que las del agua, pero en el cambio de fase el ciclo de vapor tiene valores más elevados. En los puntos 4 de la Tabla 7 y la Tabla 8 ambos fluidos están en estado gaseoso. Para el cambio de fase del ORC, según la Tabla 8; el salto entálpico no es más del doble entre el punto 3 (líquido saturado) y el punto 4 (vapor saturado). Para el caso del agua, este salto entálpico entre el líquido saturado (punto 3, Tabla 7) y el vapor saturado (punto 4, Tabla 7) es casi 4 veces más.

Es decir, cuesta mucho más evaporar el agua que un fluido orgánico.

Esto reafirma que para el aprovechamiento de energía residual a baja temperatura es mejor un ciclo ORC.

Esto también tiene el efecto secundario de que a la entrada de la turbina sea menos probable que hallen gotas de líquido que puedan dañar los álabes de la turbina.

#### **13.2.3.4 Volumen específico y caudal.**

Se puede apreciar que el volumen específico y el caudal en la Tabla 7 y la Tabla 8 hasta que no exista cambio de fase (Puntos 1, 2, 3), es inferior en el ciclo de agua; pero en el cambio de fase (Puntos 4, 5, 6) este aumenta considerablemente en el caso del agua en comparación con el ORC.

En el cambio de fase (punto 4), el volumen del agua (caudal) es un 52 % superior al del R600. A la entrada de la turbina (punto 5) el volumen del agua es un 56 % superior al del R600 y a la salida de la turbina (punto 6) sucede lo mismo. Por lo tanto, la turbina y tuberías tienen que ser proporcionales a ese volumen.

A pesar de que el ciclo orgánico trabaja con flujos máxicos superiores, el volumen de estos es muy reducido en el cambio de fase en comparación con un ciclo de agua, en concreto un 56 % inferior en el caso del R600. Eso conlleva el uso de turbinas más reducidas, lo que conlleva un coste y tamaño inferior.

**14 Aprovechamiento energético con un fluido orgánico.**

El siguiente esquema representa un aprovechamiento energético para un motor de combustión a IFO 380 tomado como ejemplo del aprovechamiento del calor residual en la publicación “Utilización de la energía residual en plantas de propulsión marina” [19]. En el esquema se va a aprovechar el calor del aire de sobrealimentación, aceite y agua como puede verse en la siguiente figura.

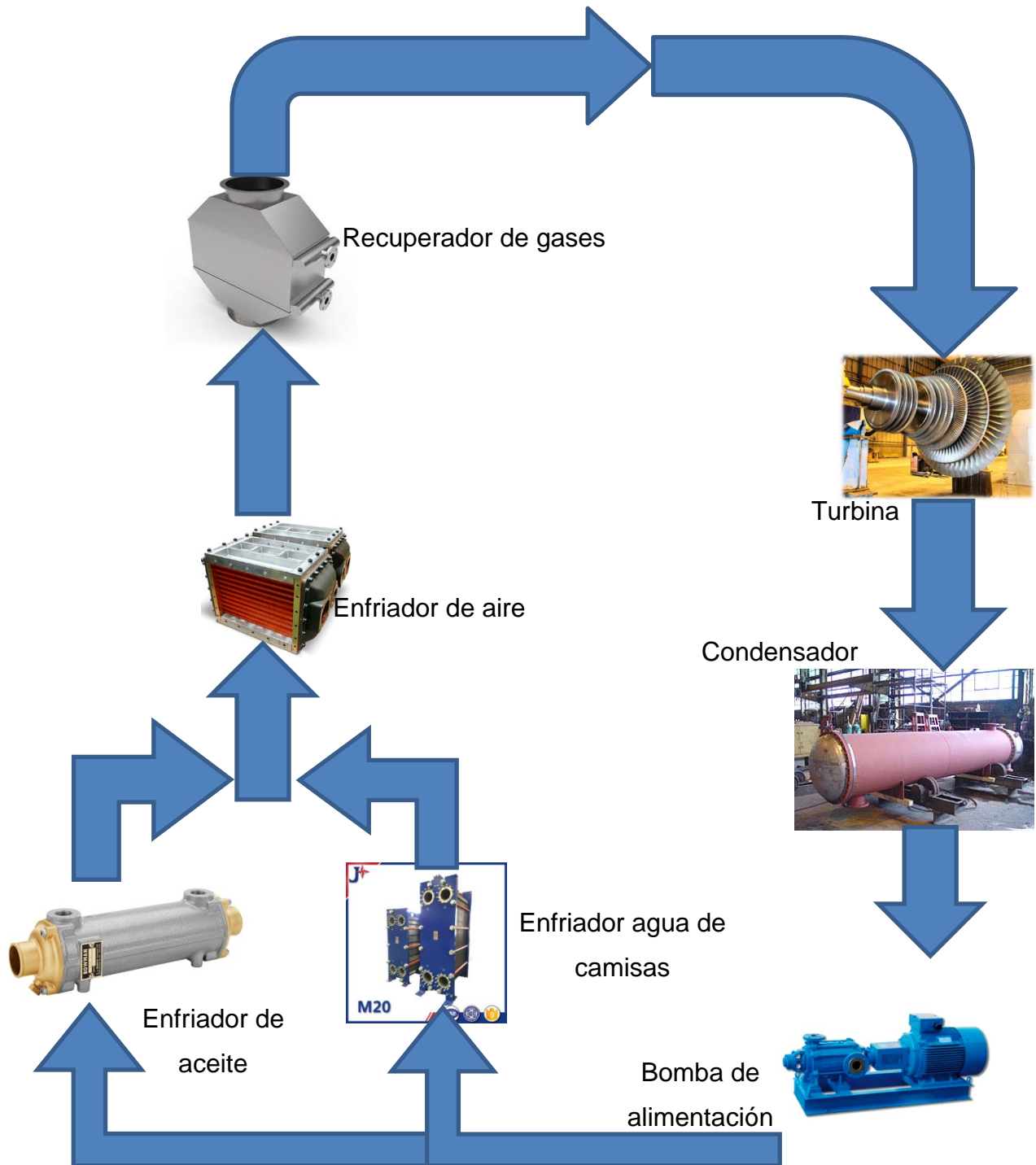


Figura 44. Esquema del ciclo ORC para el aprovechamiento del calor residual de un motor de combustión. Elaboración propia.



Como puede verse en la Figura 44, el fluido orgánico va a aprovechar el calor residual del aceite, agua de camisas, aire de carga y gases de escape.

La bomba de alimentación absorbe el fluido orgánico del condensador, lo eleva de presión para posteriormente enviar una parte al enfriador de aceite y otra parte al enfriador de agua de camisas.

Después de la salida de los enfriadores de agua y de aceite, ambos fluidos orgánicos se juntan nuevamente para entrar en el enfriador de aire de carga. Aquí se continúa calentando hasta su salida para entrar en el recuperador de gases, donde termina de calentarse para su posterior entrada en la turbina.

Después de la expansión en la turbina pasa al condensador donde el fluido orgánico se enfría para iniciar el ciclo termodinámico nuevamente.

Para el cálculo de este ciclo se va a emplear el E.E.S (Engineering Equation Solver).

### 14.1 Motor elegido, el Wärtsilä 6L26A.

El motor elegido es un motor de pequeña potencia muy usado en buques pequeños inferiores a 8.000 dwt, un Wärtsilä 6L26A de 1860 kW. En la siguiente figura puede verse ese motor.



Figura 45. Imagen del motor Wärtsilä 6L26A. "<https://cdn.wartsila.com/images/default-source/products/engines-generating-sets/medium-speed-engines>"

Como se puede ver en la Figura 46 y Figura 47 este motor es más pequeño en comparación con el 8L46C (Figura 35). Las dimensiones y potencia de este motor son lo más usado en buques de pequeño tonelaje como el propuesto, 8.000 DWTs.

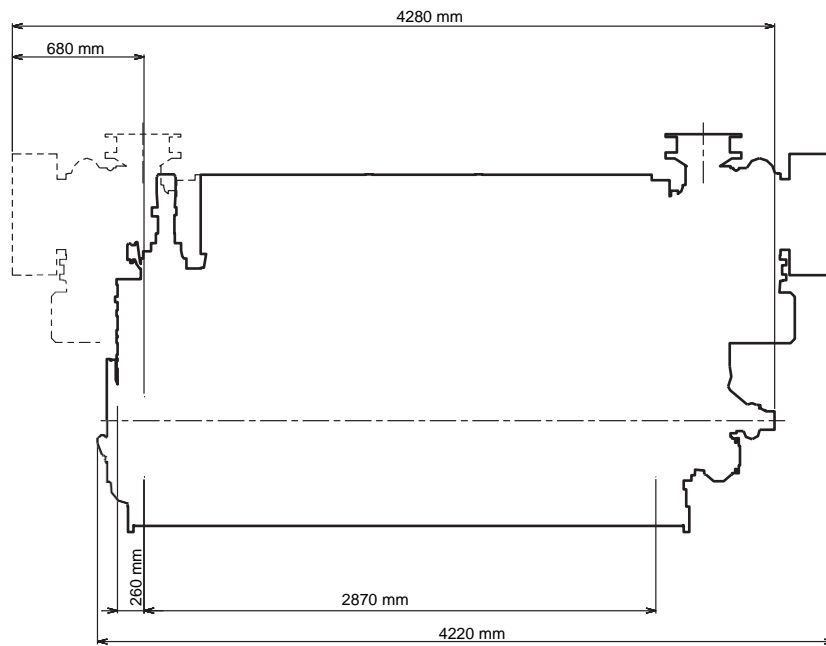


Figura 46. Dimensiones de vista lateral del motor Wärtsilä 6L26A. "Wärtsilä Marine Project Guide W26A 1/2003"

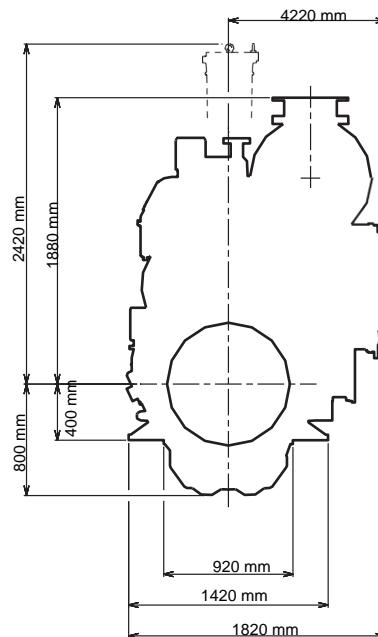


Figura 47. Dimensiones de vista frontal del motor Wärtsilä 6L26A. Se considera cárter seco. "Wärtsilä Marine Project Guide W26A 1/2003"

## 14.2 Características Wärtsilä 6L26A.

		DE, aux		CPP		FPP							
Revoluciones	[rpm]	900	1000	900	1000	900	1000	900	1000				
Potencia eje	[kW]	1860	1950	1860	1950	1770	1860						
Potencia eje	[HP]	2529	2651	2529	2651	2407	2529						
Diámetro cilindro	[mm]				260								
Volumen cilindro	[dm <sup>3</sup> ]				102								
Relación compresión	[-]				15.8								
Presión máxima.	[MPa] (bar)				19 (190)								
Presión aire barrido	absoluta [KPA] (bar)	360 (3,6)	340 (3,4)	360 (3,6)	340 (3,4)	385 (3,85)	365 (3,65)						
Presión media efectiva	[bar]	24.3	23.0	24.3	23.0	23.1	21.9						
Velocidad media pistón	[m/s]	9.6	10.7	9.6	10.7	9.6	10.7						
Ralentí	[rpm]				400								
Velocidad acople embrague	[rpm]				500-540								
<b>Aire combustión</b>													
Flujo de aire al 100% carga <sup>1)</sup>	[kg/s]	3.7	3.9	3.7	3.9	4.0	4.2						
Temperatura aire entrada	[°C]				15-45								
Temperatura de aire después enfriador	[°C]				50-55								
Caída de presión máxima permisible	[kPA] (mbar)				3 (30)								
<b>Gases salida</b>													
		WW	ISO	WW	ISO	WW	ISO	WW	ISO	WW	ISO	WW	ISO
Flujo de gases 100% carga	<sup>1)2)</sup> [kg/s]	3.8	3.6	4.0	3.8	3.8	3.6	4.0	3.8	4.1	3.9	4.3	4.0
Temperatura salida turbo (100% carga)	<sup>1)3)</sup> [°C]	350	376	359	386	363	390	359	386	313	337	335	360
Contrapresión máxima	[kPA] (mbar)						3 (30)						
Diámetro tubería gases escape, min.	[mm]						450						
<b>Balance térmico</b>													
	<sup>1, 4)</sup>	WW	ISO	WW	ISO	WW	ISO	WW	ISO	WW	ISO	WW	ISO
Agua camisas	<sup>5)</sup> [kW]	450	469	452	471	450	469	452	471	428	446	432	451
Aire barrido HT	<sup>5)</sup> [kW]	308	358	293	342	308	358	293	342	362	417	350	406
Aceite lubricación	<sup>5)</sup> [kW]	272	277	298	304	272	277	298	304	258	263	285	290
Aire barrido LT	<sup>5)</sup> [kW]	211	205	214	206	211	205	214	206	232	225	237	229
Radiación	<sup>6)</sup> [kW]						40						
<b>Sistema de Fuel</b>													
Presión antes bombas inyección, min	[kPA] (bar)						600 (6,0)						
Capacidad bomba, LFO, bomba acoplada	[m <sup>3</sup> /h]	1.6	1.8	1.6	1.8	1.6	1.8	1.6	1.8	1.6	1.8	1.6	1.8
Capacidad mínima bomba alimentación (HFO)	[m <sup>3</sup> /h]	1.5	1.6	1.5	1.6	1.5	1.6	1.5	1.6	1.5	1.6	1.5	1.6
Consumo específico (100% carga)	<sup>8)</sup> [gr/kWh]	187	188	187	188	187	188	187	188	187	188	187	188
Consumo específico (85% carga)	<sup>8)</sup> [gr/kWh]	188	189	188	189	188	189	188	189	188	189	188	189
Consumo específico (75% carga)	<sup>8)</sup> [gr/kWh]	189	190	189	190	189	190	189	190	189	190	189	190
Consumo específico (50% carga)	<sup>8)</sup> [gr/kWh]	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
Consumo específico (85% carga) RPM variables	<sup>8)</sup> [gr/kWh]	-	-	-	-	186	187	186	187	186	187	186	187
Consumo específico (75% carga) RPM variables	<sup>8)</sup> [gr/kWh]	-	-	-	-	187	188	187	188	187	188	187	188
Pérdida F.O, fuel limpio (100% carga), HFO/LFO	[kg/h]						1,5/6						
Filtro combustible (LFO)	[µm]						30						

1) Los dos valores se refieren respectivamente a condiciones ambiente ISO 3046/I y condiciones tropicales.

2) Tolerancia +/- 5%

3) Tolerancia +/- 20°C

4) Los valores son al 100% de carga.

5) Tolerancia +/- 10%

6) Tolerancia +/- 15%

8) Según ISO 3046/I, poder calorífico de 42,700 kJ/kg.

Tabla 9. Características técnicas Wärtsilä 6L26A. Traducida al español. "Wärtsilä Marine Project Guide W26A 1/2003"

**Wärtsilä 6L26A****DE,aux, CPP, FPP**

Revoluciones	[rpm]	900	1000
<b>Sistema lubricación</b>			
Presión antes del motor, normal.	[kPa]	450 (4.5)	
Presión antes del motor, alarma (>600/<600rpm)	[kPa]	300/200 (3.0/2.0)	
Presión antes del motor, paro (>600/<600rpm)	[kPa]	250/150 (2.5/1.5)	
Presión prelubricación, normal.	[kPa]	50 (0.5)	
Temperatura antes del motor, normal.	[°C]	63	
Temperatura antes del motor, alarma	[°C]	70	
Temperatura después del motor.	[°C]	76	
Capacidad bomba acoplada (principal)	[m <sup>3</sup> /	60	67
Presión succión bomba (principal)	[mH	4(0.4)	
Capacidad bomba prelubricación	2O]	13.7/16.4	
Presión succión bomba prelubricación	[mH	3.5(0.35)	
Volumen aceite recomendado en tanque externo,	[m <sup>3</sup>	2.6/1.3	
Volumen aceite en cárter húmedo, funcionamiento normal	[m <sup>3</sup>	1.3	
Filtro principal.	[µm]	30	
Presión diferencial filtro, alarma	[kPa]	80 (0.8)	
Consume aceite (100% carga)	<sup>9)</sup>	1.7	

**Circuito enfriamiento Alta Temperatura**

Presión antes del motor, normal.	[kPa]	280 (2.8)+ st	340 (3.4) + st
Presión antes del motor, alarma	[kPa]		100 (1.0) + static
Presión antes del motor, máxima.	[kPa]		500 (5.0)
Temperatura antes del motor.	[°C]		73
Temperatura después del motor, normal.	[°C]		93
Temperatura después del motor, alarma	[°C]		95
Temperatura después del motor, paro	[°C]		100
Capacidad bomba, normal.	[m <sup>3</sup> /	30	33
Caída de Presión en el motor	[kPa]	90(0.9)	110(1.1)
Volumen agua en motor	[m <sup>3</sup>		0.33
Caída de presión en el circuito externo, máxima.	[kPa]		180 (1.8)
Presión del tanque de expansión	[kPa]		50-150 (0.5-1.5)
Presión de la bomba stand-by.	<sup>10)</sup>		330 (3.3)

**Circuito enfriamiento Baja Temperatura**

Presión antes enfriador aire carga, normal	[kPa]	280 (2.8) + st	340(3.4) + st
Presión antes enfriador aire carga, alarma	[kPa]		100 (1.0) + st
Presión antes enfriador aire carga, máxima.	[kPa]		500 (5.0)
Temperatura antes del motor, máxima	[°C]		38
Temperatura después del motor, mínima	[°C]		44
Capacidad bomba, normal.	[m <sup>3</sup> /	30	33
Caída de Presión en el motor	[kPa]	90(0.9)	110 (1.1)
Volumen agua en motor	[m <sup>3</sup>		0.16
Caída de presión en el circuito externo, máxima.	[kPa]	180 (1.8)	220 (2.2)
Presión del tanque de expansión	[kPa]		50-150 (0.5-1.5)
Presión de la bomba stand-by	<sup>10)</sup>		330 (3.3)
Máxima capacidad bomba acoplada agua salada	<sup>11)</sup>	108	120

**Presión aire antes motor (MAX)**

Presión aire antes motor (normal.)		3.0 (30)
Presión aire, alarma		1.5 (15)
Consumo de aire por arranque (20°C)	<sup>12)</sup>	1.4

Tabla 10. Características técnicas Wärtsilä 6L26A. Traducida al español. "Wärtsilä Marine Project Guide W26A 1/2003"

Nota:

7) Capacidades a 50 y 60 Hz respectivamente.

9) Pérdidas por tratamientos de aceite y por cambios de aceite no incluidas.

10) Flujo de la bomba stand-by igual a la de la bomba principal.

11) Opción solo para motores en línea. Presión de 300(3) kPa (bar).

12) Consumo de aire para una pulsación de 2 a 3 s que es el tiempo mínimo para un arranque seguro.

Para el trabajo se va a usar la columna “CPP”, es decir; hélice de paso variable. Los valores en la columna “DE, aux” son para uso como generadores. Se supone que este motor va ir acoplado a una hélice de paso variable y no a una fija (“FPP”) [20]

### 14.3 Elección del fluido de trabajo.

Para la elección del fluido de trabajo se va a tomar de referencia la Tabla 3 donde aparecen fluidos orgánicos con sus especificaciones. Para este trabajo se va a tener en cuenta que la instalación no ocupe mucho espacio, por lo tanto es necesario fijarse en el flujo másico de cada sustancia. Son interesantes los siguientes fluidos:

- R600, con 17.746 kg/s
- R600a, con 20.423 kg/s.
- R601a con 17.439 kg/s
- R601 con 16.331 kg/s
- n-hexano con 15.853 kg/s

Según el paso 1 de capítulo 10.4. “Tomar en cuenta la temperatura de trabajo”

Según la fuente de calor, que son gases de escape; el pico máximo de temperatura son 390 °C. Es necesario que el gas no sea auto inflamable a esa temperatura ( $T^a$  auto ignición), por tanto esta  $T^a$  tiene que ser superior a la fuente de calor de máxima temperatura.

- R600, con 17.746 kg/s con una temperatura de auto ignición de 365 °C.
- R600a (isobutano), con 20.423 kg/s. con 460 °C.
- R601 con 16.331 kg/s con 260 °C
- R601a (Isopentano) con 17.439 con 420 °C.
- n-hexano con 15.853 kg/s con 224 °C.

De los cinco elegidos hasta ahora solo cumplen 2, el R601a y el R600a. También se necesita que la presión de condensación de ambos fluidos sea superior a la atmosférica para evitar la entrada de aire al circuito en el caso de una fuga.

Según la Tabla 3 las presiones mínimas de ambos fluidos son:

- R600a, 4.038 Bar.
- R601a, 1.098 Bar.

En este aspecto ambos fluidos cumplen, aunque el R600a tiene una presión muy superior.

Según el punto 10.4 después de la elección del fluido según el foco caliente y la condensación, es necesario evaluarlo desde un punto de vista de seguridad y medioambiental, punto 2.

Desde el punto de vista de seguridad, según el “BOLETÍN OFICIAL DEL ESTADO del 8 de marzo de 2011 para reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas”[21]. Tanto el R600a como el R601a están clasificados L3, o sea; baja seguridad.

		Grupo de seguridad	
Inflamabilidad ↑ · ↑	Altamente Inflamable	A3	B3
	Ligeramente Inflamable	A2	B2
	No inflamable	A1	B1
		Baja Toxicidad	Alta Toxicidad
		→ → Toxicidad creciente	

Tabla 11. Grupos de seguridad y su determinación en función de la inflamabilidad y toxicidad. “BOLETÍN OFICIAL DEL ESTADO del 8 de marzo de 2011. Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas.”

Según este reglamento la inflamabilidad y la toxicidad se agrupan de forma simplificada de la siguiente manera:

- Grupo L1 de alta seguridad = A1
- Grupo L2 de media seguridad = A2, B1, B2
- Grupo L3 de baja seguridad = A3, B3

Según la normativa este fluido orgánico se puede usar siguiendo una serie de precauciones [21].

Desde el punto de vista medioambiental, se va a determinar el PCA y el PAO.

El PCA, Potencial de Calentamiento Atmosférico; o GWP es definido por el "Intergovernmental Panel on Climate Change: 1994, The IPCC Scientific Assessment"[21].

Los datos del PAO, Potencial Agotamiento de la capa de Ozono; son los citados en el diario oficial de la Comunidad Europea L333, volumen 37, del 22 de diciembre de 1994.

	PCA 100	PAO
R600a	3	0
R601a	3	0

Tabla 12. PCA y PAO del R600a y R601a según el BOLETÍN OFICIAL DEL ESTADO del 8 de marzo de 2011. Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas.

Tanto el PCA (o GWP) como el PAO son muy bajos. Por lo siguiente ambos fluidos se pueden emplear en una instalación.

El siguiente paso sería una comparación de rendimiento siguiendo el paso 3 del punto 10.4.

En este paso se va a usar un ciclo ORC para la comparación de ambos fluidos. Este circuito va a ser el T.E.S ya usado como comparación con el ciclo de agua, ver Figura 38.

En la Tabla 13 y Tabla 14 pueden verse las características de los puntos del ciclo TES de la Figura 38. Las presiones son diferentes debido a las características propias de cada fluido de trabajo. Estas pueden ser obtenidas en la Tabla 3.



Puntos ciclo	Presión kPA	Temperatura ° C	Entalpía (h) kJ/kg	Título vapor X	Entropía (s) kJ/Kg.K	Volumen específico M3/kg	Caudal m3/s
1	404	30	271,8	0	1,248	0,001840	0,012992
2	2000	30,87	273,7	0	1,248	0,001832	0,012936
3	2000	100	466,7	0	1,814	0,002327	0,016431
4	2000	100	677,7	100	2,38	0,017620	0,124415
5	2000	110	705,3	100	2,452	0,019190	0,135501
6	404	58,25	648,4	100	2,452	0,108100	0,763294
7	404	30	271,8	0	1,248	0,001840	0,012992

Tabla 13. Puntos del ciclo TES con el R600a como fluido de trabajo. Elaboración propia con el E.E.S.

Puntos ciclo	Presión kPA	Temperatura ° C	Entalpía (h) kJ/kg	Título vapor X	Entropía (s) kJ/Kg.K	Volumen específico m <sup>3</sup> /kg	Caudal m <sup>3</sup> /s
1	110	30	-338,7	0	-1,652	0,001641	0,010607
2	720	30,22	-338	0	-1,652	0,001639	0,011573
3	720	100	-163,2	0	-1,136	0,001892	0,013359
4	720	100	110,3	100	-0,4035	0,049040	0,346271
5	720	110	133,5	100	-0,342	0,051720	0,365195
6	110	68,84	72,66	100	-0,342	0,347300	2,452285
7	110	30	-338,7	0	-1,652	0,001641	0,011587

Tabla 14. Puntos del ciclo TES con el R601a como fluido de trabajo. Elaboración propia con el E.E.S.

Fluido	Flujo kg/s	Potencia turbina kW	Potencia bomba kW	Potencia neta kW	Rendimiento ciclo %	Potencia adicional %
R600a	7,061	401,7	13,45	388,25	12,74	4,8
R601a	6,464	392,9	4,21	388,69	12,76	4,7

Tabla 15. Comparación de rendimientos entre el R600a y el R601a. Elaboración propia con el E.E.S.

Como puede verse en la Tabla 15, las diferencias entre ambos fluidos de trabajo son mínimas. La única diferencia es la potencia de la turbina, ligeramente mayor en el caso del R600a, pero si contemplamos la “Potencia neta” son prácticamente iguales.

En el caso de este trabajo se va prestar especial atención al caudal, ya que es proporcional al tamaño de la instalación. Para este propósito se va a crear la Tabla 16.

Puntos ciclo	Caudal m <sup>3</sup> /s		R601a en comparación con el R600a
	R600a	R601a	
1	0,012992	0,010607	-18,4 %
2	0,012936	0,011573	-10,5 %
3	0,016431	0,013359	-18,7 %
4	0,124415	0,346271	178,3 %
5	0,135501	0,365195	169,5 %
6	0,763294	2,452285	221,3 %
7	0,012992	0,011587	-10,8 %

Tabla 16. Comparación de caudales entre el R600a y el R601a. Elaboración propia con el EES.

En la Tabla 16 aparecen los caudales para todos los puntos del ciclo y a en la columna de la derecha la comparación entre ambos caudales con respecto al R600a. Se puede observar que en los puntos 1, 2, 3 el caudal del R601a es inferior al del R600a en estado líquido (sobre un 18 % inferior). Una vez sucedido el cambio de fase, esto cambia considerablemente. En la Tabla 16 puede verse que en los puntos 4, 5 y 6 el caudal aumenta un 178,3 %, un 169,5 % y un 221,3 % respectivamente. Este aumento de caudal va relacionado con la dimensión de las tuberías y la propia turbina. Esto significaría una turbina más del doble de grande en tamaño para la misma potencia. Además del añadido del coste económico de la susodicha turbina, que sería muy superior a la turbina para el R600a.

Como conclusión, el fluido de trabajo escogido para el ORC va a ser el R600a.

En el Punto 17.4 se puede ver su ficha internacional de seguridad.

### 14.4 Esquema del cálculo termodinámico.

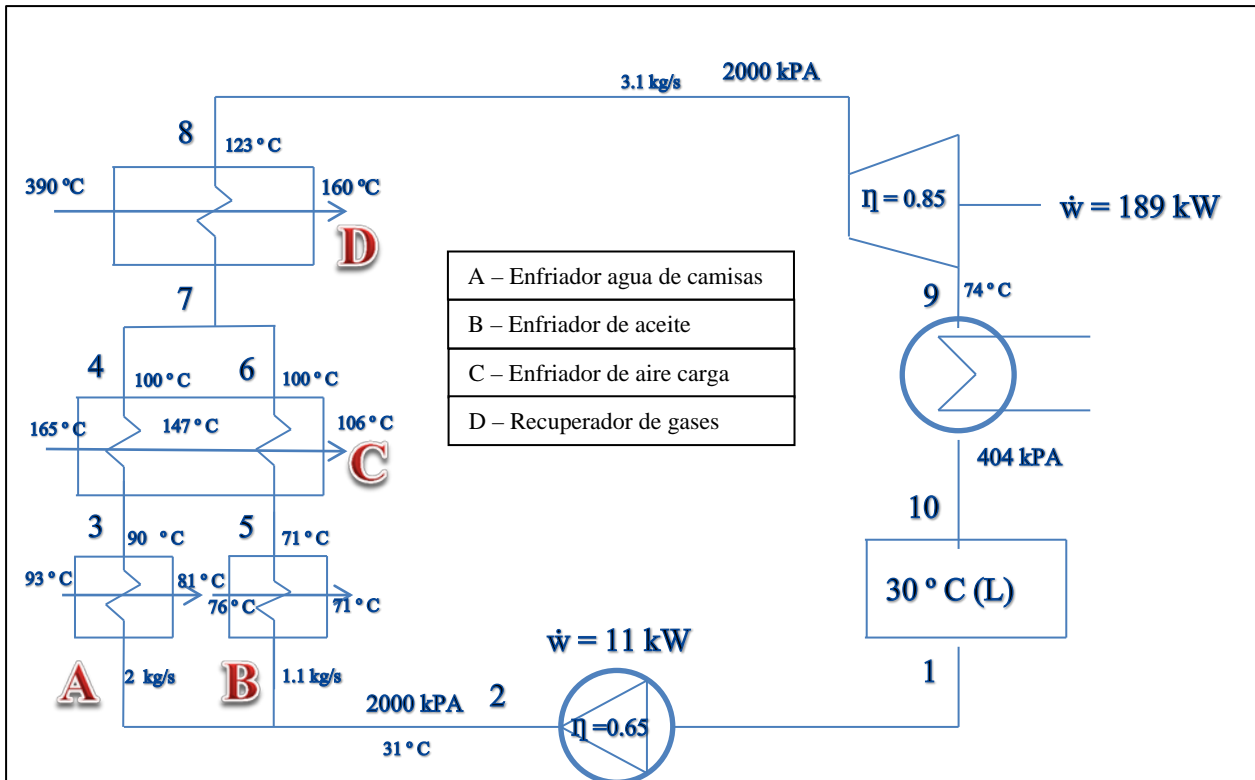


Figura 48. Esquema del balance térmico del ciclo ORC con R600a para el aprovechamiento del calor residual en un motor Wärtsilä 6L26A.

Las ecuaciones empleadas para el cálculo están en el capítulo 17.3.

El fluido orgánico (R600a) se encuentra en estado líquido (Punto 1) a unos 30 °C y 404 kPA (presión del líquido a esa temperatura), la bomba de alimentación eleva su presión hasta 2000 kPA (Punto 2, 14.6.1) y parte del fluido orgánico va a él enfriador de camisas y la otra parte va al enfriador de aceite. En esta fase se puede ver que hay una importante subida de temperatura del fluido orgánico.

- Enfriador de aceite, el aceite baja de temperatura unos 5 °C; mientras el fluido orgánico se calienta desde los 31 °C hasta los 71 °C (Punto 5, 14.6.3).
- Enfriador de agua, el agua desciende desde los 93 °C hasta los 81 °C y el fluido orgánico se calienta hasta los 90 °C (Punto 3, 14.6.2). Se emplea un PP de 3 °C como especifica el capítulo 12.1 para el diseño de intercambiadores de agua de camisas.

El fluido que sale del enfriador de agua entra en el enfriador de aire de barrido, donde el aire entra a 165 °C; y se calienta hasta los 100 °C (Punto 4, 14.6.3) saliendo el aire de esta parte del enfriador a 147 °C.

El fluido que sale del enfriador de aceite entra en el mismo enfriador de aire, pero en otra parte del enfriador. Ahora el aire entra a 147 °C. Este aire va a calentar esta parte del fluido hasta los 100 °C (Punto 6, 14.6.5) alcanzando un título de vapor del 25 % y esto va a hacer que el aire salga a unos 106 °C.

A la salida del enfriador de barrido se unen nuevamente ambos fluidos orgánicos (Punto 7, 14.6.6). Realizando un balance de energía en este punto se puede determinar que la temperatura del fluido orgánico es de unos 100 °C con un título de vapor de un 9 %.

El fluido orgánico entra en el recuperador de gases de escape a unos 100 °C y un título del vapor del 9 % y sale a 123 °C (Punto 8, 14.6.7) y en estado sobrecalentado, ya que la temperatura de saturación para el R600a a esa presión es de 100 °C. Posteriormente con estas condiciones entra a la turbina donde se realiza la expansión con la consiguiente generación de trabajo. Unos 189 kW es la potencia obtenida, que para un buque de ese tonelaje (aproximadamente 8.000 DWTs) esa es la potencia eléctrica consumida diariamente.

Una vez realizada la expansión, el fluido de trabajo abandona la turbina (Punto 9, 14.6.8) a unos 74 °C y 404 kPA para su entrada en el condensador y su posterior enfriamiento. La salida del condensador es a unos 30 °C para su posterior almacenamiento en el recipiente de líquido y el inicio del ciclo nuevamente.

El rendimiento obtenido mediante esta disposición es de un 10.2 % de potencia adicional. Un 5.3 % más comparado que un T.E.S orgánico (4.7 %, Figura 41).

**14.5 Valores obtenidos.**

Puntos ciclo	Presión kPA	Temperatura ° C	Entalpía (h) kJ/kg	Entropía (s) kJ/Kg.K	Volumen específico m <sup>3</sup> /kg	Titulo X
1	404	30	271,7	1,247	0,001840	0,00
2	2000	31,46	276,2	1,247	0,001834	0,00
3	2000	90	434,9	1,728	0,002207	0,00
4	2000	100	468	1,818	0,002332	0,00
5	2000	71	379,7	1,572	0,002049	0,00
6	2000	100	520,5	1,958	0,002326	0,25
7	2000	100,4	486,6	1,867	0,003673	0,09
8	2000	122,9	739,3	2,539	0,021130	100,00
9	404	73,62	678,2	2,539	0,114500	100,00
10	404	29,96	271,7	1,247	0,001840	0,00

Tabla 17. Valores de los puntos en el cálculo del ORC.

Como ya se comentaba anteriormente, el tamaño de la instalación es importante para la realización de este trabajo. Una instalación muy voluminosa no es posible. El caudal necesario para la instalación sería lo siguiente, se va a reflejar el flujo másico para cada punto, el volumen específico y el caudal.

Puntos ciclo	Flujo másico kg/s	Volumen específico m <sup>3</sup> /kg	Caudal m <sup>3</sup> /s
1	3,1	0,001840	0,005704
2	3,1	0,001834	0,005685
3	2	0,002207	0,004414
4	2	0,002332	0,004664
5	1,1	0,002049	0,002254
6	1,1	0,002326	0,002559
7	3,1	0,003673	0,011386
8	3,1	0,021130	0,065503
9	3,1	0,114500	0,354950
10	3,1	0,001840	0,005704

Tabla 18.Caudal necesario para la instalación ORC para el R600a

## 14.6 Ecuaciones empleadas.

### 14.6.1 Bomba, puntos 2 y 1.

Rendimiento de la bomba:

$$R_b = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Ecuación 1. Rendimiento isentrópico de la bomba

Trabajo específico:

$$w_b = h_2 - h_1$$

Ecuación 2. Trabajo específico de la bomba de alimentación.

Potencia de la bomba;

$$W_{bomba} = w_b \cdot (\dot{m}_3 + \dot{m}_5)$$

Ecuación 3. Potencia de la bomba.

### 14.6.2 Salida enfriador de agua, punto 3.

Calor específico a presión constante del R600:

$$c_{p_{R600}} = Cp \left( R600; P_2; \frac{T_3 - T_2}{2} \right)$$

Ecuación 4. Calor específico a presión constante del R600

Calor específico a presión constante del agua:

$$c_{p_{agua}} = Cp \left( Agua; 280; \frac{93 - 73}{2} \right)$$

Ecuación 5. Calor específico a presión constante del agua

Siendo 93 la temperatura de entrada del agua, 73 la temperatura de salida del enfriador de agua (sin ORC) y 280 la presión (kPA) del circuito de agua al 100% de carga según las características del motor de la Tabla 10.

Masa del agua del circuito,  $\dot{m}_{agua}$  :

$$Pot_{enfr.agua} = \dot{m}_{agua} \cdot cp_{agua} (93 - 73)$$

Ecuación 6. Cálculo de la masa del agua del circuito de agua de camisas

Siento 469 kW la potencia del enfriador de agua ( $Pot_{enfr.agua}$ ) del motor, Tabla 9 para CPP y condiciones tropicales ISO (subrayada en amarillo).

Temperatura de salida del enfriador de agua con el ciclo ORC;  $T_{agua(S)}$

$$\dot{m}_3 \cdot cp_{R600} (T_3 - T_2) = \dot{m}_{agua} \cdot cp_{agua} (93 - T_{agua(S)})$$

Ecuación 7. Cálculo de la Tª de salida del enfriador de agua del ciclo ORC.

#### 14.6.3 Salida enfriador de barrido, punto 4.

Calor específico a presión constante del R600:

$$cp_{Aire\_Barrido} = Cp \left( Aire; \frac{T_{in} - T_{out}}{2} \right)$$

Ecuación 8. Calor específico a presión constante del R600.

Siendo:

Temperatura aire de entrada;  $T_{in}$

Temperatura aire de salida;  $T_{out}$

Temperatura de salida del aire de sobrealimentación del punto 4;  $T_a$

$$\dot{m}_{aire} \cdot cp_{Aire\_Barrido} (T_{in} - T_a) = \dot{m}_3 (h_4 - h_3)$$

Ecuación 9. Cálculo de la Tª de salida del aire de sobrealimentación del punto 4

#### 14.6.4 Salida del enfriador de barrido, punto 5.

Masa de aceite del circuito;  $\dot{m}_{aceite}$  :

$$Pot_{enfr.aceite} = \dot{m}_{aceite} \cdot cp_{aceite} (76 - 63)$$

Ecuación 10. Masa de aceite del circuito

Siendo 277 kW, Tabla 9 para CPP y condiciones tropicales ISO (subrayada en amarillo); la potencia en kW del enfriador de aceite ( $Pot_{enfr.aceite}$ ), 76 °C la temperatura de aceite a la entrada del enfriador y 63 °C la temperatura de aceite a la salida del enfriador de aceite sin ORC (Tabla 10).

Temperatura de salida del aceite después del paso del R600;  $T_{aceite(S)}$

$$\dot{m}_{aceite} \cdot cp_{aceite} (76 - T_{aceite(S)}) = \dot{m}_{agua} \cdot cp_{R600} (T_5 - T_2)$$

Ecuación 11. Temperatura de salida del aceite después del paso del R600.

#### 14.6.5 Salida del enfriador de aire, punto 6.

Temperatura de salida del aire de sobrealimentación del punto 5;  $T_b$

$$\dot{m}_{aire} \cdot cp_{Aire\_Barrido} (T_a - T_b) = \dot{m}_5 (h_6 - h_5)$$

Ecuación 12. Temperatura de salida del aire de sobrealimentación después del punto 5.

#### 14.6.6 Entrada recuperador de gases, punto 7.

Balance de energía para determinar la entalpía en el punto 7;  $h_7$



$$\dot{m}_3 . h_4 + \dot{m}_5 . h_6 = h_7 . \left( \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \right)$$

Ecuación 13. Balance de energía para determinar la entalpía en el punto 7.

#### 14.6.7 Salida de la caldera y entrada en la turbina, punto 8.

Temperatura de los gases de entrada;  $T_{MAX}$

Temperatura de los gases de entrada;  $T_{MIN}$

Calor específico de los gases de escape:

$$cp_{Aire\_gases} = Cp \left( Aire; \frac{T_{MAX} - T_{MIN}}{2} \right)$$

Ecuación 14. Calor específico de los gases de escape.

Tanta la  $T_{MAX}$  como la  $T_{MIN}$  van a ser las temperaturas de los gases de escape al 100 % de carga (Tabla 9). La temperatura mínima para evitar la condensación de ácido sulfúrico a la salida del recuperador de gases, esto es para el IFO 380 unos 160 °C; se le van añadir 15 °C.

Calor total suministrado de los gases de escape;  $Q_{total}$

$$Q_{total} = \dot{m}_{gases} . cp_{Aire\_gases} [T_{MAX} - (T_{MIN} + 15)] = \left( \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \right) . (h_8 - h_7)$$

Ecuación 15. Calor total suministrado de los gases de escape.

#### 14.6.8 Salida de la turbina, punto 9.

Rendimiento isentrópico de la turbina:

$$R_t = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}}$$

Ecuación 16. Rendimiento isentrópico de la turbina.

Potencia turbina:

$$W_t = \left( \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \right) \cdot (h_8 - h_9)$$

Ecuación 17. Potencia turbina.

#### 14.6.9 Salida del condensador, punto 10.

Potencia de enfriamiento:

$$Q_{enfr} = \left( \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \right) \cdot (h_9 - h_{10})$$

Ecuación 18. Potencia de enfriamiento para el ciclo ORC.

Potencia adicional ganada con el ciclo ORC:

$$Potencia_{adicional} = \frac{Potencia_{turbina}}{Potencia_{motor}} \cdot 100$$

Ecuación 19. Potencia adicional ganada con el ciclo ORC.

### 14.7 Diagramas del circuito ORC para el R600a.

Las siguientes graficas fueron elaboradas con el E.E.S y la ayuda del NIST, un programa para la consulta de las propiedades de fluidos.

#### 14.7.1 Diagrama T-S del circuito ORC.

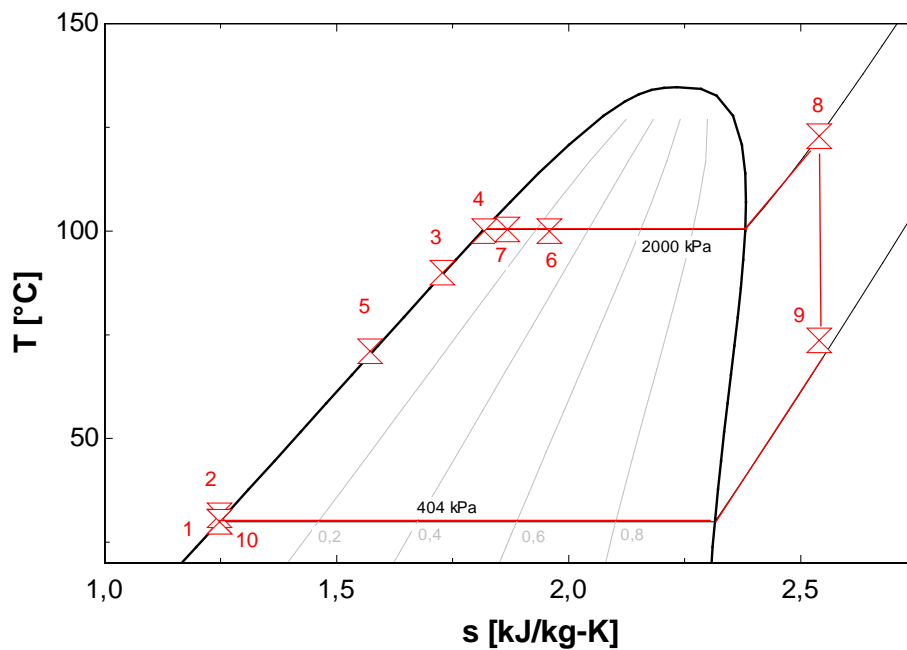


Figura 49. Diagrama T-S del circuito ORC con R600a en el Wörtsilä 6L26A.

Los puntos 10 y 1 son coincidentes debido a que el punto 10 es necesario para cerrar el circuito con el programa EES.

### 14.7.2 Diagrama P – H del circuito ORC.

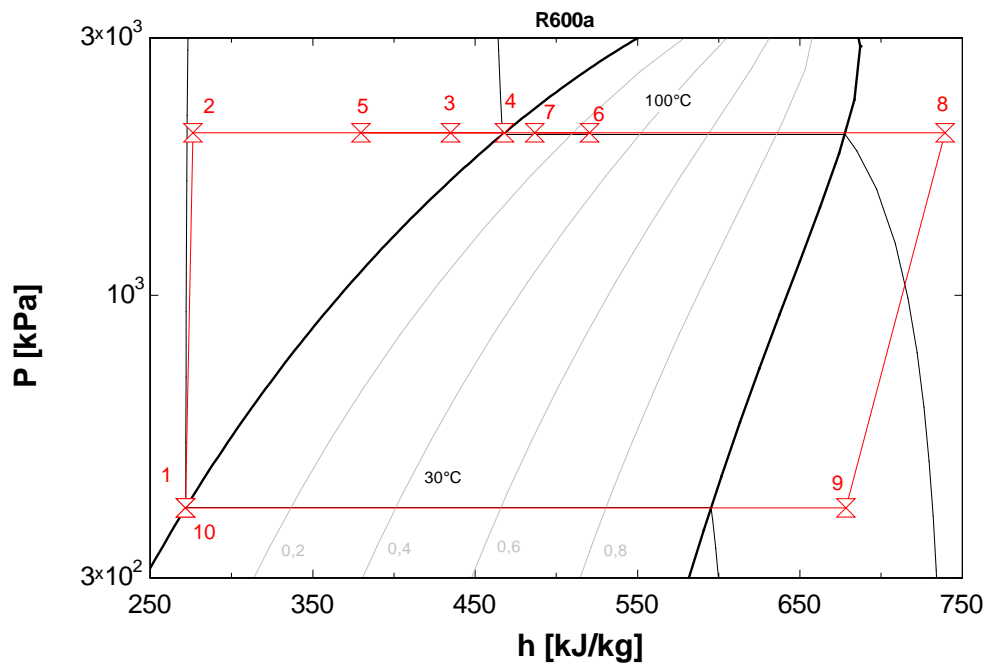


Figura 50. Diagrama P-H del circuito ORC con R600a en el Wärtsilä 6L26A. Elaboración propia con el E.E.S

En la Figura 50 se puede ver el circuito en una gráfica que muestra la presión y entalpía del circuito R600 del circuito ORC.

Los puntos 10 y 1 son coincidentes debido a que el punto 10 es necesario para cerrar el circuito con el programa EES.

## 15 Conclusiones.

El aprovechamiento energético con un O.R.C. es muy interesante, sacar un 4 % de potencia con un T.E.S o un 10 % de potencia aprovechando el calor residual adicional del aire de barrido, agua y aceite conlleva a un consumo menor y a una disminución de CO<sub>2</sub> a la atmósfera.

El uso de un fluido orgánico en vez de agua resulta en una mejora de rendimiento, aunque sea marginal; pero lo más interesante es la disminución de tamaño del equipo, sobre todo de la turbina.

Como ejemplo, se usó un motor de 1800 kW; pequeño en comparación con las grandes potencias empleadas en la marina mercante. Sin embargo, la obtención de 189 kW adicionales es muy interesante porque un motor de esa potencia es instalado en buques pequeños que necesitan una potencia auxiliar de esa magnitud. Y además, el empleo de un ORC es factible desde el punto de vista del tamaño, un 55 % menor que una turbina de vapor.

**16 Referencias.**

1. Shipping, World Trade and the Reduction of CO<sub>2</sub>, International Chamber of Shipping, COP 18 DOHA.
2. Shipping, World Trade and the Reduction of CO<sub>2</sub> Emissions, INTERNATIONAL CHAMBER OF SHIPPING (ICS), COP 20 LIMA.
3. New concepts for organic Rankine cycle power systems, Emiliano I.M. CASATI, Energy Engineer–Politecnico di Milano, geboren te Milano, Italia
4. <http://www.kcorc.org/en/science-technology/history> (Mayo 2019)
5. Application of Organic Rankine Cycles (ORC). A. Rettig, M. Lagler, T. Lamare, S. Li, V. Mahadea, S. McCallion, J. Chernushevich. 2011 Genova, 4-9 Septiembre.
6. Organic Rankine Cycle technology products and applications. Pratt & whitney power systems. April 2013
7. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles; Bahaa Saleh, Gerald Koglbauer, Martin Wendland, Johann Fischer.
8. Waste Heat Recovery in Marine Propulsion Systems, Athens/Greece, February 2014, Dr. Ioannis Vlaskos, Peter Feulner, Dr. Constantine Michos
9. Electricity and energy from Waste Heat Technologies for increased industrial efficiency and positive value transformation. Opcon Energy System AB. Peter Lundström
10. <https://www.greencarcongress.com/2012/08/opcon-20120826.html> (Junio 2019)
11. <http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo-compresores.htm> (Junio 2019)
12. <https://www.turboden.com>
13. <http://www.inmis-energy.com/8-0-products-services/8-1-turboden-orc-units/8-1-5-custom-units> (Junio 2019)
14. Organic Rankine Cycle technology. Heat recovery applications. Pratt & Whitney power systems.
15. ABB Wärtsilä Recuperación de calor residual (WHR), Markus Rupp
16. TCS-PTG Savings with extra power, MAN Diesel & Turbo.
17. Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO<sub>2</sub> Emission, MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark
18. <https://www.peterbrotherhood.com> (Junio 2019)

19. Utilización efectiva de la energía residual en plantas de propulsión marina, R. Ferreiro-García, R. Pernas-Martinez, JL Calvo-Rolle.
20. Wärtsilä Marine Project Guide W46 - 1/2003.
21. BOLETÍN OFICIAL DEL ESTADO del 8 de marzo de 2011 para reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas.

## 17 Anexos.

### 17.1 TES agua con EES.

"Análisis del TES para un circuito agua simple"

"Para calcular el flujo másico de agua, necesitamos saber el calor que podemos aprovechar de los gases. Considerando los gases de salida como aire"

T\_max=380 "°C" " Salida del motor"

T\_min=160 "°C" "Temperatura mínima de gases"

m\_gases=14,7 "kg/s"

cp\_aire=SpecHeat(Air;T=((T\_max - T\_min)/2))

Q\_total=m\_gases\*cp\_aire\*(T\_max-(T\_min+15))

q\_e+q\_pre+q\_s=q

Q\_total=m\_flujo\*q

"Punto N° 1, condensador"

"Datos"

T\_[1]= 30 "°C"

x\_[1]=0

h\_[1]=Enthalpy(Water;T=T\_[1];x=x\_[1])

s\_[1]=Entropy(Water;T=T\_[1];x=x\_[1])

v\_[1]=Volume(Water;T=T\_[1];x=x\_[1])

P\_[1]=100 "kPa"

"Punto N° 2, salida de la bomba"

Rb=0,65

P\_[2]=700 "kPa"

s\_[2]=s\_[1]

h\_2s=Enthalpy(Water;P=P\_[2];s=s\_[2])

Rb=(h\_[2]-h\_[1])/(h\_2s-h\_[1])

T\_[2]=Temperature(Water;P=P\_[2];s=s\_[2])

v\_[2]=Volume(Water;P=P\_[2];s=s\_[2])

x\_[2]=0

"Punto N° 3, precalentamiento del ciclo, q\_pre"

T\_[3]=Temperature(Water;P=P\_[2];x=x\_[3])

x\_[3]=0

P\_[3]=P\_[2]

h\_[3]=Enthalpy(Water;T=T\_[3];x=x\_[3])

s\_[3]=Entropy(Water;T=T\_[3];x=x\_[3])

v\_[3]=Volume(Water;T=T\_[3];x=x\_[3])

q\_pre=h\_[3]-h\_[2]

"El calor necesario por kg para el precalentamiento es Q\_preca"

Q\_preca=m\_flujo\*q\_pre

"La temperatura de gases a la salida del precalentador sería Tc"

m\_gases\*cp\_aire\*(Tb-Tc)=Q\_preca



"Punto N° 4, evaporacion del ciclo,  $q_e$ . Hay una bomba a presion constante para el cambio de fase del agua que pasa el agua por un evaporador"

$$T_{[4]}=T_{[3]}$$

$$P_{[4]}=P_{[3]}$$

$$x_{[4]}=1$$

$$v_{[4]}=\text{Volume}(\text{Water}; T=T_{[4]}; x=x_{[4]})$$

$$s_{[4]}=\text{Entropy}(\text{Water}; T=T_{[4]}; x=x_{[4]})$$

$$h_{[4]}=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{[4]}; x=x_{[4]})$$

$$q_e=h_{[4]}-h_{[3]}$$

"El calor necesario para el evaporamiento es  $Q_{eva}$ "

$$Q_{eva}=m_{flujo} \cdot q_e$$

"La temperatura de gases a la salida del evaporador sería  $T_b$ "

$$m_{gases} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_a - T_b) = Q_{eva}$$

"Punto N° 5, sobrecalentamiento y entrada a turbina,  $q_s$ ."

$$T_{[5]}=180 \text{ "°C"}$$

$$P_{[5]}=P_{[4]}$$

$$x_{[5]}=x_{[4]}$$

$$h_{[5]}=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{[5]}; P=P_{[5]})$$

$$s_{[5]}=\text{Entropy}(\text{Water}; T=T_{[5]}; P=P_{[5]})$$

$$v_{[5]}=\text{Volume}(\text{Water}; T=T_{[5]}; P=P_{[5]})$$

$$q_s=h_{[5]}-h_{[4]}$$

"El calor necesario para el sobrecalentamiento es  $Q_{sobre}$ "

$$Q_{sobre}=m_{flujo} \cdot q_s$$

"La temperatura de gases a la salida del sobrecalentador sería  $T_a$ "

$$m_{gases} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_{max} - T_a) = Q_{sobre}$$

"Punto N° 6, salida de la turbina"

$$s_{[6]}=s_{[5]}$$

$$P_{[6]}=P_{[1]} \text{ "kPA"}$$

$$R_t=0,85$$

$$h_{6s}=\text{Enthalpy}(\text{Water}; P=P_{[6]}; s=s_{[6]})$$

$$R_t=(h_{[5]}-h_{[6]})/(h_{[5]}-h_{6s})$$

$$T_{[6]}=\text{Temperature}(\text{Water}; P=P_{[6]}; h=h_{[6]})$$

$$v_{[6]}=\text{Volume}(\text{Water}; P=P_{[6]}; h=h_{[6]})$$

$$x_{[6]}=\text{Quality}(\text{Water}; P=P_{[6]}; h=h_{[6]})$$

"Potencia de la turbina"

$$p=h_{[5]}-h_{[6]}$$

$$\text{Potencia}=m_{flujo} \cdot p$$

"Punto N° 7, salida del enfriador."

$$P_{[7]}=P_{[6]}$$

$$T_{[7]}=30 \text{ "°C"}$$

$$x_{[7]}=0$$

$$v_{[7]}=\text{Volume}(\text{Water}; T=T_{[7]}; x=x_{[7]})$$

$$h_{[7]}=\text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{[7]}; x=x_{[7]})$$

$$s_{[7]}=\text{Entropy}(\text{Water}; T=T_{[7]}; x=x_{[7]})$$

"Calor necesario para el enfriamiento del fluido a la salida de la turbina,  $q_{enfr}$ "

$$q_{enfr}=h_{[6]}-h_{[7]}$$

"Sabiendo el flujo másico, se puede calcular la potencia de enfriamiento,  $Q_{enfrmt}$ "

$$Q_{\text{enfrmt}} = (m_{\text{flujo}}) \cdot (q_{\text{enfr}})$$

"Rendimiento del ciclo"

$$R_{\text{ciclo}} = ((Q_{\text{total}} - Q_{\text{enfrmt}}) / Q_{\text{total}}) \cdot 100 \text{ \%}$$

"Si lo comparamos con la potencia del motor, en este caso el 8L46C de Wärtsilä, lo llamaremos rendimiento TES"

$$P_{\text{motor}} = 8400 \text{ kW}$$

$$R_{\text{TES}} = (\text{Potencia} / P_{\text{motor}}) \cdot 100 \text{ \%}$$

## 17.2 TES ORC con R600 con EES.

"Análisis del TES para un circuito ORC simple"

"Se va a considerar los gases de escape como aire"

"Para calcular el flujo masico de fluido, necesitamos saber el calor que podemos aprovechar de los gases"

$$T_{\text{max}} = 380 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ "Temperatura máxima de gases a la salida del motor"}$$

$$T_{\text{min}} = 160 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ "Temperatura mínima de gases debido a la condensación de sulfuros"}$$

$$m_{\text{gases}} = 14,7 \text{ kg/s}$$

$$cp_{\text{aire}} = \text{SpecHeat}(\text{Air}; T = ((T_{\text{max}} - T_{\text{min}}) / 2))$$

$$Q_{\text{total}} = m_{\text{gases}} \cdot cp_{\text{aire}} \cdot (T_{\text{max}} - (T_{\text{min}} + 15))$$

$$q_e + q_{\text{pre}} + q_s = q \text{ "Se hallarán mas adelante"}$$

$$Q_{\text{total}} = m_{\text{flujo}} \cdot q$$

"Punto N° 1, recipiente del R600"

"Datos"

$$T_{[1]} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$x_{[1]} = 0$$

$$h_{[1]} = \text{Enthalpy}(\text{R600}; T = T_{[1]}; x = x_{[1]})$$

$$s_{[1]} = \text{Entropy}(\text{R600}; T = T_{[1]}; x = x_{[1]})$$

$$v_{[1]} = \text{Volume}(\text{R600}; T = T_{[1]}; x = x_{[1]})$$

$$P_{[1]} = 285 \text{ kPa}$$

"Punto N° 2, salida de la bomba"

$$R_b = 0,65$$

$$P_{[2]} = 1500 \text{ kPa}$$

$$s_{[2]} = s_{[1]}$$

$$h_{2s} = \text{Enthalpy}(\text{R600}; P = P_{[2]}; s = s_{[2]})$$

$$R_b = (h_{[2]} - h_{[1]}) / (h_{2s} - h_{[1]})$$

$$T_{[2]} = \text{Temperature}(\text{R600}; P = P_{[2]}; s = s_{[2]})$$

$$v_{[2]} = \text{Volume}(\text{R600}; P = P_{[2]}; s = s_{[2]})$$

$$x_{[2]} = 0$$

"Potencia de la bomba"

$$\text{Potencia}_{\text{bomba}} = m_{\text{flujo}} \cdot (h_{[2]} - h_{[1]})$$

"Punto N° 3, precalentamiento del ciclo, q\_pre"

$$T_{[3]} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$x_{[3]} = 0$$

$$P_{[3]} = P_{[2]}$$

$$h_{[3]} = \text{Enthalpy}(\text{R600}; T = T_{[3]}; x = x_{[3]})$$

$$s_{[3]} = \text{Entropy}(\text{R600}; T = T_{[3]}; x = x_{[3]})$$

$$v_{[3]} = \text{Volume}(\text{R600}; T = T_{[3]}; x = x_{[3]})$$

$$q_{pre}=h_{[3]}-h_{[2]}$$

"El calor necesario por kg es  $Q_{preca}$ "

$$Q_{preca}=m_{flujo} \cdot q_{pre}$$

"La temperatura de gases a la salida del precalentamiento sería  $T_c$ "

$$m_{gases} \cdot cp_{aire} \cdot (T_b - T_c) = Q_{preca}$$

"Punto N° 4, evaporación del ciclo,  $q_e$ . Una bomba mueve el fluido a través del evaporador desde y hacia el calderín para el cambio de fase "

$$T_{[4]}=T_{[3]}$$

$$P_{[4]}=P_{[3]}$$

$$x_{[4]}=1$$

$$v_{[4]}=Volume(R600;T=T_{[4]};x=x_{[4]})$$

$$s_{[4]}=Entropy(R600;T=T_{[4]};x=x_{[4]})$$

$$h_{[4]}=Enthalpy(R600;T=T_{[4]};x=x_{[4]})$$

$$q_e=h_{[4]}-h_{[3]}$$

"El calor necesario para el evaporamiento es  $Q_{eva}$ "

$$Q_{eva}=m_{flujo} \cdot q_e$$

"La temperatura de gases a la salida del evaporador sería  $T_b$ "

$$m_{gases} \cdot cp_{aire} \cdot (T_a - T_b) = Q_{eva}$$

"Punto N° 5, sobrecalentamiento y entrada a turbina,  $q_s$ "

$$T_{[5]}=110 \text{ "°C"}$$

$$P_{[5]}=P_{[4]}$$

$$x_{[5]}=x_{[4]}$$

$$h_{[5]}=Enthalpy(R600;T=T_{[5]};P=P_{[5]})$$

$$s_{[5]}=Entropy(R600;T=T_{[5]};P=P_{[5]})$$

$$v_{[5]}=Volume(R600;T=T_{[5]};P=P_{[5]})$$

$$q_s=h_{[5]}-h_{[4]}$$

"El calor necesario para el sobrecalentamiento es  $Q_{sobre}$ "

$$Q_{sobre}=m_{flujo} \cdot q_s$$

"La temperatura de gases a la salida del sobrecalentador sería  $T_a$ "

$$m_{gases} \cdot cp_{aire} \cdot (T_{max} - T_a) = Q_{sobre}$$

"Punto N° 6, salida de la turbina"

$$s_{[6]}=s_{[5]}$$

$$P_{[6]}=285 \text{ "kPA"}$$

$$R_t=0,85$$

$$h_{6s}=Enthalpy(R600;P=P_{[6]};s=s_{[6]})$$

$$R_t=(h_{[5]}-h_{[6]})/(h_{[5]}-h_{6s})$$

$$T_{[6]}=Temperature(R600;P=P_{[6]};h=h_{[6]})$$

$$v_{[6]}=Volume(R600;P=P_{[6]};h=h_{[6]})$$

$$x_{[6]}=Quality(R600;P=P_{[6]};h=h_{[6]})$$

"Potencia de la turbina"

$$p=h_{[5]}-h_{[6]}$$

$$Potencia=m_{flujo} \cdot p$$

"Punto N° 7, salida del enfriador."

$$P_{[7]}=P_{[6]}$$

$$T_{[7]}=30 \text{ "°C"}$$

$$x_{[7]}=0$$

$v_7 = \text{Volume}(\text{R600}; T=T_7; x=x_7)$   
 $h_7 = \text{Enthalpy}(\text{R600}; T=T_7; x=x_7)$   
 $s_7 = \text{Entropy}(\text{R600}; T=T_7; x=x_7)$

"Calor necesario para el enfriamiento del fluido a la salida de la turbina por unidad de masa,  $q_{\text{enfr}}$ "  
 $q_{\text{enfr}} = h_6 - h_7$

"Sabido el flujo másico, se puede calcular la potencia de enfriamiento,  $Q_{\text{enfrmt}}$ "  
 $Q_{\text{enfrmt}} = (m_{\text{flujo}}) * (q_{\text{enfr}})$

"Rendimiento del ciclo"

$R_{\text{ciclo}} = ((Q_{\text{total}} - Q_{\text{enfrmt}}) / Q_{\text{total}}) * 100 \text{ \%}$

"Si lo comparamos con la potencia del motor, en este caso el 8L46C de Wärtsilä, lo llamaremos rendimiento TES"

$P_{\text{motor}} = 8400 \text{ kW}$

$R_{\text{TES}} = (\text{Potencia} / P_{\text{motor}}) * 100 \text{ \%}$

"Lo interesante del ORC es que se necesita menos volumen específico para el funcionamiento, lo que implica menos material y turbinas más pequeñas"

"En el punto 5, la entrada de turbina, se necesitaría un caudal de:"

$$V_5 = v_5 * m_{\text{flujo}}$$

"Y a la salida, punto 6; se necesitaría un caudal de:"

$$V_6 = v_6 * m_{\text{flujo}}$$

### 17.3 Instalación ORC con R600a en un Wörtsilä 6L26A con EES.

"Calculo de ciclo ORC para un motor warsila 6L26A de 1860 kW"

"Punto nº 1, depósito de fluido orgánico, antes de la aspiración de la bomba"

T<sub>[1]</sub>=30 "°C"  
 P<sub>[1]</sub>=404 "kPA"  
 x<sub>[1]</sub>=0  
 h<sub>[1]</sub>=Enthalpy(R600a;P=P<sub>[1]</sub>;x=x<sub>[1]</sub>)  
 s<sub>[1]</sub>=Entropy(R600a;P=P<sub>[1]</sub>;x=x<sub>[1]</sub>)  
 v<sub>[1]</sub>=Volume(R600a;P=P<sub>[1]</sub>;x=x<sub>[1]</sub>)

"Punto nº 2, descarga de la bomba"

Rb=0,65  
 s<sub>[2]</sub>=s<sub>[1]</sub>  
 P<sub>[2]</sub>=2000 "kPA"  
 h<sub>2s</sub>=Enthalpy(R600a;P=P<sub>[2]</sub>;s=s<sub>[2]</sub>)  
 Rb=(h<sub>2s</sub>-h<sub>[1]</sub>)/(h<sub>[2]</sub>-h<sub>[1]</sub>)  
 T<sub>[2]</sub>=Temperature(R600a;P=P<sub>[2]</sub>;h=h<sub>[2]</sub>)  
 x<sub>[2]</sub>=Quality(R600a;P=P<sub>[2]</sub>;h=h<sub>[2]</sub>)  
 v<sub>[2]</sub>=Volume(R600a;P=P<sub>[2]</sub>;T=T<sub>[2]</sub>)  
 w<sub>b</sub>=h<sub>[2]</sub>-h<sub>[1]</sub>  
 W<sub>bomba</sub>=w<sub>b</sub>\*(m<sub>f\_3</sub>+m<sub>f\_5</sub>)

"Punto nº 3, salida del enfriador de agua, se supone una temperatura de salida del R600a de 90 °C, un margen de unos 3 ° C entre la salida del agua y del R600a."

P<sub>enfriador\_agua</sub>=469 "kW"  
 P<sub>[3]</sub>=P<sub>[2]</sub>  
 T<sub>[3]</sub>=90 "°C"  
 cp<sub>R600a</sub>=Cp(R600a;P=P<sub>[2]</sub>;T=((T<sub>[3]</sub>-T<sub>[2]</sub>)/2))

"La temperatura de salida del agua del enfriador de alta seria T<sub>agua\_S</sub>."

cp<sub>agua</sub>=Cp(Water;P=280;T=(93-73)/2) "280 kPA es la presión del circuito de agua."  
 P<sub>enfriador\_agua</sub>=m<sub>agua</sub>\*cp<sub>agua</sub>\*(93-73) "Aqui hallamos la masa de agua (m<sub>agua</sub>) del circuito."  
 m<sub>f\_3</sub>\*cp<sub>R600a</sub>\*(T<sub>[3]</sub>-T<sub>[2]</sub>)=m<sub>agua</sub>\*cp<sub>agua</sub>\*(93-T<sub>agua\_S</sub>)

m<sub>f\_3</sub>=2 "flujo másico para el paso del enfriador de agua"

h<sub>[3]</sub>=Enthalpy(R600a;P=P<sub>[3]</sub>;T=T<sub>[3]</sub>)  
 s<sub>[3]</sub>=Entropy(R600a;P=P<sub>[3]</sub>;T=T<sub>[3]</sub>)  
 v<sub>[3]</sub>=Volume(R600a;P=P<sub>[3]</sub>;T=T<sub>[3]</sub>)  
 x<sub>[3]</sub>=Quality(R600a;P=P<sub>[3]</sub>;h=h<sub>[3]</sub>)

"Punto nº 4, se va calentar el ORC hasta 100 °C en el enfriador de barrido."

"Datos, del aire de entrada"

T<sub>in</sub>=165 "°C"  
 T<sub>out</sub>=40 "°C"  
 cp<sub>aire\_barrido</sub>=SpecHeat(Air;T=((T<sub>in</sub>-T<sub>out</sub>)/2))  
 m<sub>aire</sub>=3,7 "kg/S"  
 T<sub>[4]</sub>=100 "°C"  
 P<sub>[4]</sub>=P<sub>[3]</sub>  
 x<sub>[4]</sub>=0  
 s<sub>[4]</sub>=Entropy(R600a;P=P<sub>[4]</sub>;h=h<sub>[4]</sub>)  
 h<sub>[4]</sub>=Enthalpy(R600a;P=P<sub>[4]</sub>;x=x<sub>[4]</sub>)  
 v<sub>[4]</sub>=Volume(R600a;P=P<sub>[4]</sub>;h=h<sub>[4]</sub>)  
 m<sub>aire</sub>\*cp<sub>aire\_barrido</sub>\*(T<sub>in</sub>-T<sub>a</sub>)=m<sub>f\_3</sub>\*(h<sub>[4]</sub>-h<sub>[3]</sub>)

"Punto nº 5, salida del enfriador de aceite, se supone una temperatura de salida del R600a de 71, unos 5° c inferior a la entrada"

T\_[5]=71 "°C"

P\_[5]=P\_[2] "kPA"

"La temperatura de salida del aceite sería T\_aceite\_S"

P\_enfriador\_aceite=277 "kW"

cp\_aceite=2100 "J/kg\*°C"

P\_enfriador\_aceite=m\_aceite\*cp\_aceite\*(76-63) "Aquí hallamos la masa de aceite del circuito; m\_aceite"

m\_aceite\*cp\_aceite\*(76-T\_aceite\_S)=m\_f\_5\*cp\_R600a\*(T\_[5]-T\_[2]) " Y aquí la Tª de salida del aceite, T\_aceite\_S."

m\_f\_5=1,1 "flujo masico del aceite"

h\_[5]=Enthalpy(R600a;T=T\_[5];P=P\_[5])

s\_[5]=Entropy(R600a;T=T\_[5];P=P\_[5])

v\_[5]=Volume(R600a;P=P\_[5];T=T\_[5])

x\_[5]=Quality(R600a;P=P\_[5];T=T\_[5])

"Punto nº 6, salida del enfriador de aire, se supone una Tª de 100 °C de vapor humedo con un % de 0,25"

T\_[6]=100 "°C"

P\_[6]=P\_[5]

x\_[6]=0,25

h\_[6]=Enthalpy(R600a;P=P\_[6];x=x\_[6])

m\_aire\*cp\_aire\_barrido\*(Ta-Tb)=m\_f\_5\*(h\_[6]-h\_[5])

s\_[6]=Entropy(R600a;P=P\_[6];x=x\_[6])

v\_[6]=Volume(R600a;P=P\_[6];T=T\_[6])

"Punto nº 7, colector caldera. Se va a realizar un balance de energía para determinar la entalpía y la Tª"

m\_f\_3\*h\_[4]+m\_f\_5\*h\_[6]=(m\_f\_3+m\_f\_5)\*h\_[7]

P\_[7]=P\_[6]

T\_[7]=Temperature(R600a;P=P\_[7];h=h\_[7])

x\_[7]=Quality(R600a;P=P\_[7];h=h\_[7])

v\_[7]=Volume(R600a;P=P\_[7];h=h\_[7])

s\_[7]=Entropy(R600a;P=P\_[7];h=h\_[7])

"Punto nº 8, salida de la caldera y entrada en la turbina."

P\_[8]=P\_[7]

"El calor total de los gases es Q\_total, se va a suponer un incremento de 15 °C respecto a la temperatura de 160 °C"

T\_max=390 "°C"

T\_min=160 "°C"

m\_gases=3,6 "kg/S"

cp\_aire\_gases=SpecHeat(Air;T=((T\_max-T\_min)/2))

Q\_total=cp\_aire\_gases\*m\_gases\*(T\_max-(T\_min+15))

Q\_total=(m\_f\_3+m\_f\_5)\*(h\_[8]-h\_[7])

T\_[8]=Temperature(R600a;P=P\_[8];h=h\_[8])

x\_[8]=Quality(R600a;P=P\_[8];h=h\_[8])

s\_[8]=Entropy(R600a;P=P\_[8];h=h\_[8])

v\_[8]=Volume(R600a;P=P\_[8];h=h\_[8])

"Punto nº 9, salida de la turbina"

Rt=0,85

P\_[9]=P\_[1] "kPA"

s\_[9]=s\_[8]

h9s=Enthalpy(R600a;P=P\_[9];s=s\_[9])

Rt=(h\_[8]-h\_[9])/(h\_[8]-h9s)

T\_[9]=Temperature(R600a;P=P\_[9];h=h\_[9])

v\_[9]=Volume(R600a;P=P\_[9];h=h\_[9])

x\_[9]=Quality(R600a;P=P\_[9];h=h\_[9])

$$\text{Potencia\_turbina}=(m\_f\_3+m\_f\_5)*(h\_8-h\_9)$$

"Punto nº 10, salida del condensador."

$$P\_10=P\_9 \text{ "kPA"}$$

$$x\_10=0$$

$$h\_10=\text{Enthalpy}(\text{R600a};P=P\_10;x=x\_10)$$

$$T\_10=\text{Temperature}(\text{R600a};P=P\_10;h=h\_10)$$

$$v\_10=\text{Volume}(\text{R600a};P=P\_10;h=h\_10)$$

$$s\_10=\text{Entropy}(\text{R600a};P=P\_10;h=h\_10)$$

"Calor de enfriamiento"


$$Q\_enfr=(m\_f\_3+m\_f\_5)*(h\_9-h\_10)$$

"Rendimientos"

$$\text{Potencia\_motor}=1860 \text{ "kW"}$$

$$\text{Potencia\_adicional}=(\text{Potencia\_turbina}/\text{Potencia\_motor})*100$$

## 17.4 Ficha Internacional de Seguridad Química del R600a.

ISOBUTANO 0901			ICSC:
	2-Metilpropano	1,1-Dimetiletano	Trimetilmetano
CAS:	75-28-5	$C_4H_{10} / (CH_3)_2CHCH_3$	
RTECS:	TZ4300000	Masa molecular: 58.1	
NU:	1969		
CE Índice Anexo I:	601-004-00-0		
CE / EINECS:	200-857-2		

TIPO DE PELIGRO / EXPOSICIÓN	PELIGROS AGUDOS / SÍNTOMAS	PREVENCIÓN	PRIMEROS AUXILIOS / LUCHA CONTRA INCENDIOS
<b>INCENDIO</b>	Extremadamente inflamable.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar.	Cortar el suministro; si no es posible y no existe riesgo para el entorno próximo, dejar que el incendio se extinga por sí mismo; en otros casos apagar con agua pulverizada.
<b>EXPLOSIÓN</b>	Las mezclas gas/aire son explosivas.	Sistema cerrado, ventilación, equipo eléctrico y de alumbrado a prueba de explosión. Evitar la generación de cargas electrostáticas (por ejemplo, mediante conexión a tierra) si está en estado líquido.	En caso de incendio: mantener fría la botella rociando con agua. Combatir el incendio desde un lugar protegido.

EXPOSICIÓN			
<b>Inhalación</b>	Jadeo. Asfixia.	Ventilación, extracción localizada o protección respiratoria.	Aire limpio, reposo. Proporcionar asistencia médica.
<b>Piel</b>	EN CONTACTO CON LIQUIDO: CONGELACION.	Guantes aislantes del frío. Traje de protección.	EN CASO DE CONGELACION: aclarar con agua abundante, NO quitar la ropa. Proporcionar asistencia médica.
<b>Ojos</b>		Gafas ajustadas de seguridad, pantalla facial.	Enjuagar con agua abundante durante varios minutos (quitar las lentes de contacto si puede hacerse con facilidad), después proporcionar asistencia médica.
<b>Ingestión</b>		No comer, ni beber, ni fumar durante el trabajo.	

DERRAMES Y FUGAS	ENVASADO Y ETIQUETADO
Evacuar la zona de peligro. Consultar a un experto. Ventilar. Protección personal: filtro para gases y vapores orgánicos de bajo punto de ebullición adaptado a la concentración de la sustancia en el aire. Eliminar toda fuente de ignición NO verter NUNCA chorros de agua sobre el líquido.	Nota: C <b>Clasificación UE</b> Símbolo: F+ R: 12; S: (2-)9-16 <b>Clasificación NU</b> Clasificación de Peligros NU: 2.1



<b>RESPUESTA DE EMERGENCIA</b>	<b>ALMACENAMIENTO</b>
Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-501 Código NFPA: H 1; F 4; R 0;	A prueba de incendio. Mantener en lugar fresco.
<b>IPCS</b> International Programme on Chemical	     

### DATOS IMPORTANTES

**ESTADO FÍSICO; ASPECTO:**

Gas licuado comprimido incoloro, de olor característico.

**PELIGROS FÍSICOS:**

El gas es más denso que el aire y puede extenderse a ras del suelo; posible ignición en punto distante. Como resultado del flujo, agitación, etc., se pueden generar cargas electrostáticas.

**PELIGROS QUÍMICOS:**

Reacciona con oxidantes fuertes, acetileno, halógenos y óxidos de nitrógeno, originando peligro de incendio y explosión.

**LÍMITES DE EXPOSICIÓN:**

TLV: (Hidrocarburos alifáticos alcanos (C1-C4), gases) 1000 ppm como TWA (ACGIH 2006).  
MAK: 1000 ppm; 2400 mg/m<sup>3</sup>; Categoría de limitación de pico: II(4); Riesgo para el embarazo: grupo D (DFG 2008).

**VÍAS DE EXPOSICIÓN:**

La sustancia se puede absorber por inhalación.

**RIESGO DE INHALACIÓN:**

Al producirse una pérdida de gas, se alcanza muy rápidamente una concentración nociva de éste en el aire.

**EFFECTOS DE EXPOSICIÓN DE CORTA DURACIÓN:**

La evaporación rápida del líquido puede producir congelación. La sustancia puede afectar al sistema cardiovascular, dando lugar a disfunciones y fallo respiratorio. La exposición a altas concentraciones puede producir la muerte.

### PROPIEDADES FÍSICAS

Punto de ebullición: -12°C  
Punto de fusión: -160°C  
Densidad relativa (agua = 1): 0.6 (cuando está líquido)  
Solubilidad en agua, g/100 ml a 25°C: 0.0049 (muy escasa)  
Presión de vapor, kPa a 20°C: 304  
Densidad relativa de vapor (aire = 1): 2

Punto de inflamación: gas inflamable  
Temperatura de autoignición: 460°C  
Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 1.8-8.4  
Coeficiente de reparto octanol/agua como log Pow: 2.8

### DATOS AMBIENTALES

### NOTAS

Con el fin de evitar la fuga de gas en estado líquido, girar la botella que tenga un escape manteniendo arriba el punto de escape. Las medidas mencionadas en la Sección PREVENCIÓN son aplicables a la producción, llenado de botellas y almacenamiento del gas.  
Esta ficha ha sido parcialmente actualizada en noviembre de 2008: ver Límites de exposición, y en abril de 2010: ver Propiedades físicas

### INFORMACIÓN ADICIONAL

Límites de exposición profesional (INSHT 2011):

VLA-ED: (Hidrocarburos alifáticos alcanos (C1-C4) y sus mezclas, gases) 1000 ppm.

**Nota legal**

Esta ficha contiene la opinión colectiva del Comité Internacional de Expertos del IPCS y es independiente de requisitos legales. Su posible uso no es responsabilidad de la CE, el IPCS, sus representantes o el INSHT, autor de la versión española.

© IPCS, CE 2005