

Serbatoi per LNG

I serbatoi per LNG devono soddisfare le prescrizioni dell'International Code of Safety (IGF Code) (1). Esso è il regolamento rilasciato dalla Organizzazione Marittima Internazionale (IMO) da applicare per la costruzione e classificazione delle navi propulse a gas che non siano navi gasiere, per le quali si applica invece l'International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk (IGC Code). Questa distinzione si basa sul fatto che il GNL sia il carico pagante o solo il combustibile, in quanto vanno adottate misure di sicurezza diverse nei due casi.

La classificazione dei serbatoi, definita dal codice IGC, è ripresa dal codice IGF con riferimento ai seguenti tipi, illustrati anche in Fig.1:

- serbatoi a membrana;
- serbatoi indipendenti dei tipi A, B, C.

I serbatoi a membrana sono costituiti da una barriera primaria molto sottile (una membrana da 0.7 a 1.5 mm di spessore) che è supportata dallo strato di isolamento termico. La struttura portante è quella dello scafo interno, del quale assumono la forma.

I serbatoi indipendenti sono autoportanti, e non fanno parte quindi della struttura resistente dello scafo.

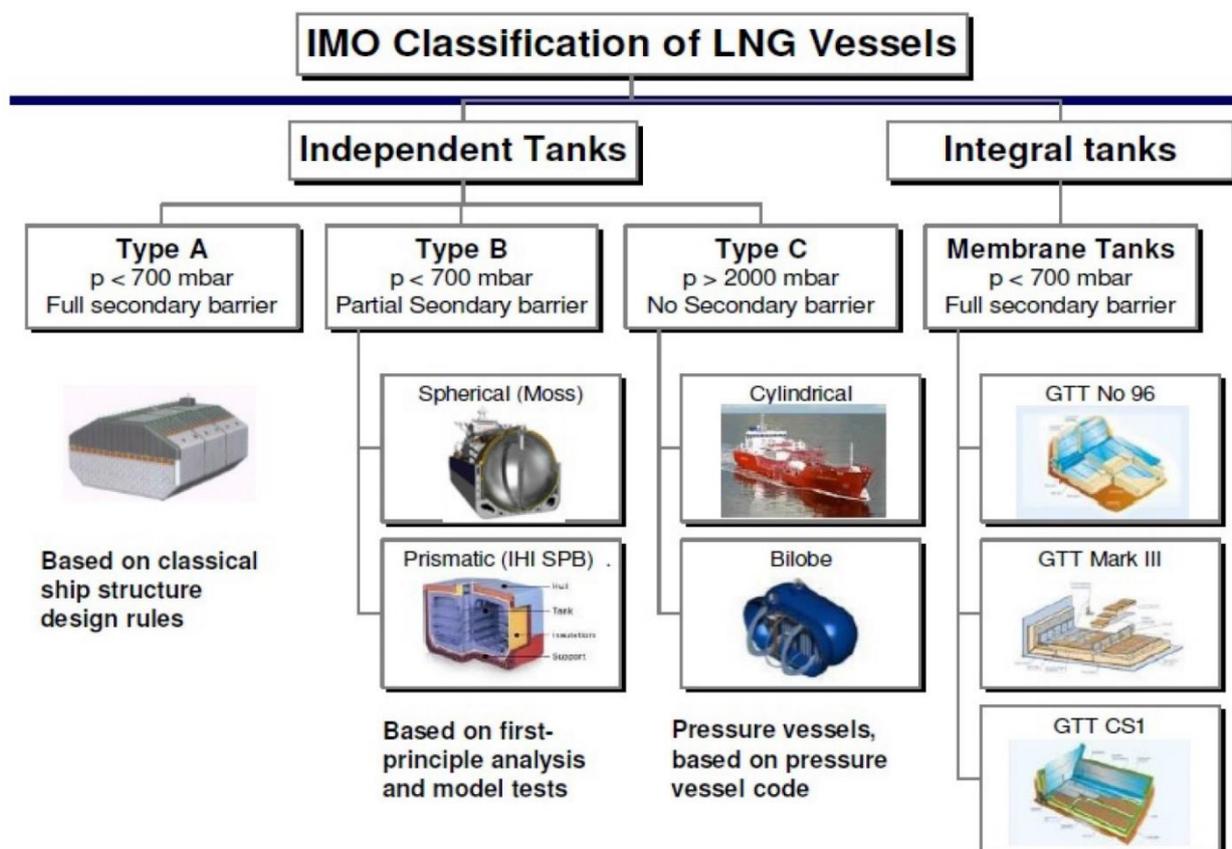


Figura 1: classificazione IMO dei serbatoi per LNG (2)

Quelli di tipo A sono progettati utilizzando procedure classiche di analisi strutturale della nave e sono costituiti principalmente da superfici piane.

Quelli di tipo B sono progettati utilizzando test su modelli, strumenti analitici raffinati e metodi di analisi per determinare i livelli di stress, la vita a fatica e le caratteristiche di propagazione delle cricche. Possono essere costituiti principalmente da superfici piane oppure sferiche.

Quelli di tipo C sono progettati con i criteri di dimensionamento e di verifica dei serbatoi in pressione.

La struttura resistente dello scafo è realizzata con materiali che infragiliscono alle temperature molto basse. Per questo motivo, i tipi a membrana e quelli indipendenti di tipo A richiedono, in accordo con l'IGC Code, una struttura secondaria di contenimento completa, in quanto la temperatura del fluido stoccato è inferiore a -55°C . I serbatoi indipendenti di tipo B richiedono una struttura secondaria di contenimento parziale, che comprenda almeno la parte inferiore del serbatoio. Solamente i serbatoi di tipo C non richiedono la struttura secondaria di contenimento.

I serbatoi devono inoltre soddisfare a due prescrizioni fondamentali relative alla loro installazione e alla loro gestione:

- la disposizione del serbatoio a bordo della nave deve rispettare precisi requisiti normativi in modo che non si trovi ad essere troppo esposto ad eventuali collisioni;
- devono essere identificati i metodi da usare per la gestione del BOG, in modo da mantenere la pressione nel serbatoio sotto il livello massimo consentito.

Serbatoi a membrana

Il serbatoio a membrana non è autoportante ma ha un'elevata efficienza volumetrica, intesa come frazione occupata del volume disponibile nella zona dello scafo di installazione del serbatoio. Questa può essere vicina al 90%, grazie alla grande flessibilità nella definizione della forma del serbatoio, si veda la Fig.2.

La tecnologia di contenimento è però di difficile realizzazione, per cui i serbatoi a membrana possono risultare poco conveniente per volumi relativamente piccoli, inferiori ai 2000 m^3 .

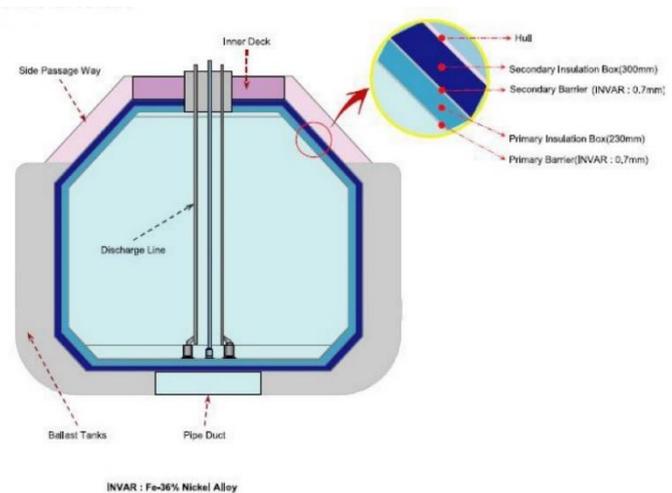
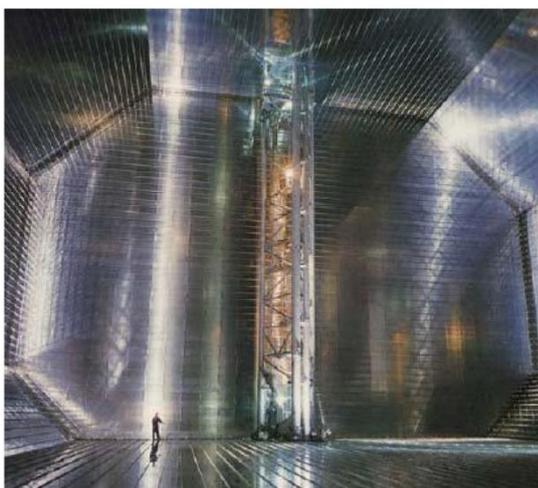


Figura 2: vista interna e sezione di un serbatoio a membrana per LNG (2)

Dal punto di vista dell'architettura dell'impianto criogenico, la caratteristica più significativa dei serbatoi a membrana è la impossibilità di fare alcun accumulo di pressione. La pressione di vapore massima ammissibile non dovrebbe normalmente superare 0.25 bar_g e comunque mai essere superiore a 0.7 bar_g .

Serbatoi autoportanti

Sono abbastanza robusti da sopportare i carichi che agiscono su di essi.

Nei serbatoi tipo A, Fig.3, l'efficienza volumetrica è elevata perché la forma della sezione è coerente con quella dello scafo, anche se l'integrazione con la nave non è strutturale: le pareti metalliche di serbatoio e scafo sono separate da strati termicamente isolanti.

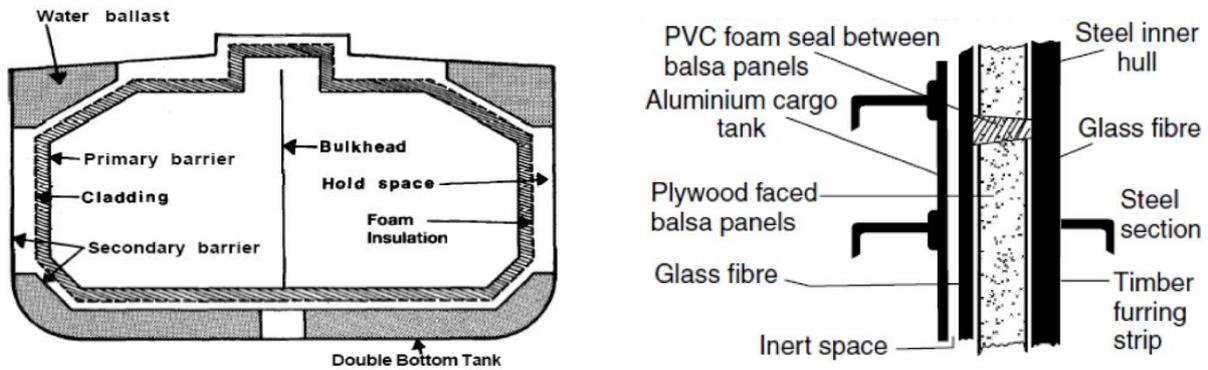


Figura 3: serbatoi tipo A (3). A sinistra: sezione schematica, a destra: integrazione con lo scafo

I serbatoi tipo B possono essere prismatici con prevalenza di superfici piane oppure, più comunemente, sferici, Fig.4. Nel primo caso la forma della sezione è coerente con quella dello scafo, come nel tipo A, e l'efficienza volumetrica è ancora elevata. Nel secondo caso il serbatoio sporge per la metà circa della sua altezza dalla linea di coperta, ha un'efficienza volumetrica minore rispetto al volume dello scafo definito da questa, ma presenta un margine di sicurezza maggiore nel caso di collisioni.

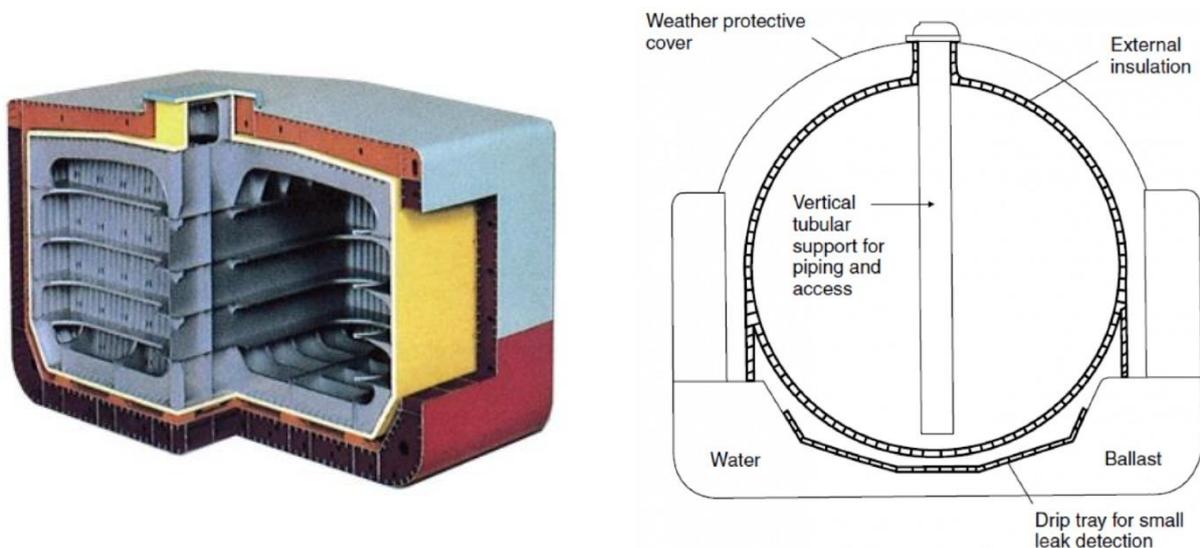


Figura 4: serbatoi tipo B. A sinistra: tipo prismatico (2), a destra: tipo Kvaerner-Moss sferico (3).

I serbatoi di entrambi i tipi, A e B, sono progettati per una sovrappressione interna massima di 0.7 bar, pari a quella sostenibile con i serbatoi a membrana.

I serbatoi di tipo C hanno tipicamente sezione cilindrica e possono essere disposti orizzontalmente o verticalmente. L'efficienza volumetrica risultante è bassa, attorno al 50%. Questa può essere migliorata con la configurazione cosiddetta a bilobo, Fig.5. Il volume vuoto tra serbatoi e struttura dello scafo può essere riempito di gas inerti o anche di aria secca.

Grazie ai criteri di progettazione, la pressione interna può arrivare a valori tra i 6 e i 9 bar_g, mentre la depressione può arrivare a 0.3 bar_g.

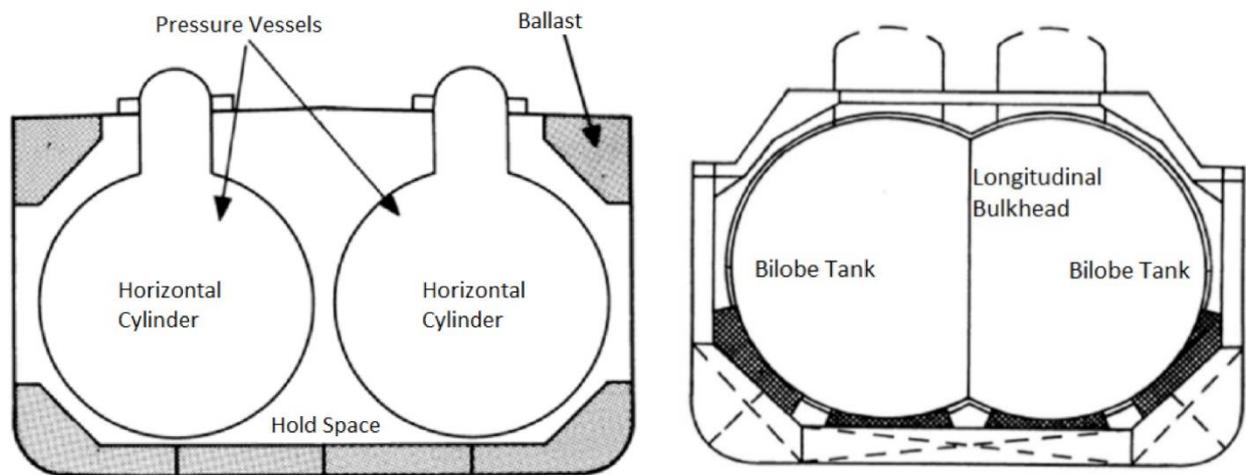


Figura 5: serbatoi tipo C (3). A sinistra: cilindrici ad asse orizzontale, a destra: del tipo bilobo.

Come evidenziato in precedenza, i serbatoi di tipo C sono gli unici a non richiedere obbligatoriamente una struttura secondaria di contenimento. Wartsila propone però due diverse esecuzioni di questa categoria di serbatoi: a parete singola e a parete doppia (4). Nel primo caso il serbatoio è realizzato in lamiera cilindrica d'acciaio rivestita da uno strato isolante di poliuretano (spessore tra 300 e 400 mm) e la pressione operativa massima è di 6 bar. Tutte le connessioni del serbatoio con le tubazioni esterne sono realizzate al di sopra del livello del liquido, nella parte superiore, e le apparecchiature di trattamento del gas sono contenute in un ambiente separato dal serbatoio stesso. Nel secondo caso il serbatoio è costituito da due cilindri coassiali d'acciaio, separati da strati isolanti costituiti da perlite o altri materiali equivalenti e/o da vuoto; la pressione operativa massima è di 9 bar.

Il cilindro esterno funge anche da struttura secondaria di contenimento; con questa esecuzione, le connessioni alle tubazioni dell'impianto di trattamento dell'LNG possono essere realizzate anche al di sotto del livello del liquido, nella parte inferiore del serbatoio, e le apparecchiature di trattamento del gas sono contenute in un ambiente solidale con la struttura esterna del serbatoio.

Sintesi delle caratteristiche principali dei serbatoi per LNG

In sintesi, e a completamento delle informazioni date dai paragrafi precedenti, la tabella 1 raccoglie i dati dei serbatoi per LNG più utili alla scelta e alla definizione dell'architettura dell'impianto criogenico.

Tipo di serbatoio	Contenimento secondario	Pressione max. [bar _g]	Capacità [m ³]	note
membrana	Si	0.25 - 0.7	> 2000	
A	Si	0.7		
B	parziale	0.7		
C	No		25 - 300	Isolamento a vuoto (5)
C parete singola	No	6	300 - 2500	orizzontale, verticale, bilobo (5)
C parete doppia	No	9	≤ 450	
C multilobo	No		500 - 6000	(5)

Tabella 1: principali caratteristiche dei serbatoi per LNG

Architettura dell'impianto criogenico

L'impianto criogenico deve provvedere alle seguenti funzioni:

- riempimento dei serbatoi;
- gestione del BOG;
- regolazione della pressione, temperatura e portata dell'NG in base alle prescrizioni del tipo di motore primo, boiler o utilizzatore del NG, in generale, da alimentare.

I prossimi paragrafi descrivono le soluzioni impiantistiche relative a queste funzioni.

Riempimento dei serbatoi

L'elevato coefficiente di espansione termica del gas liquefatto impone di limitare il massimo livello di riempimento dei serbatoi, anche per evitare che questi si riempiano completamente di liquido in condizioni di esposizione al fuoco.

Il "Loading Limit", o percentuale massima del volume disponibile alla quale può essere riempito di liquido qualsiasi serbatoio, è calcolato con la seguente formula (6):

$$LL = FL \cdot (\rho R) / (\rho L)$$

dove:

LL = Loading Limit;

FL = valore di default del Loading Limit, pari al 98%;

ρR = densità relativa del carico alla temperatura di riferimento;

ρL = densità relativa del carico alla temperatura e alla pressione di riempimento.

La temperatura di riferimento è definita come quella corrispondente alla pressione di vapore del carico quando questa è pari alla pressione impostata sulle valvole di sicurezza. Per i soli serbatoi del tipo C la temperatura di riferimento è definita diversamente, portando alla seguente definizione di ρR :

ρR = densità relativa del carico alla massima temperatura che esso può raggiungere al termine del riempimento, durante il trasporto o allo scarico, alla temperatura ambiente di progetto.

I valori massimi della temperatura ambiente di progetto dovrebbero essere una temperatura del mare di 32°C e una temperatura dell'aria di 45°C. Essi devono comunque essere definiti in accordo con specifiche regolamentazioni nazionali, che riguardano anche i requisiti delle valvole di sicurezza.

La differente definizione per i serbatoi di tipo C si spiega con il fatto che per essi la pressione impostata sulle valvole di sicurezza è molto alta, potendo arrivare anche a 18 bar. Di conseguenza, il valore di LL sarebbe eccessivamente basso, con conseguenze negative anche sul tempo di resistenza al fuoco del serbatoio, determinato dalla elevata capacità termica della fase liquida (7).

Gestione del BOG

Durante la navigazione, in maggior o minor misura a seconda del livello di isolamento termico dei serbatoi, parte del liquido evapora provocando un aumento della pressione nel serbatoio. La velocità con cui si generano i vapori dipende da vari fattori (spessore e tipo d'isolamento, dimensione del serbatoio e livello di riempimento, condizioni atmosferiche e del mare) e non è facilmente calcolabile. Come indicazione di massima, i valori tipici dei tassi di evaporazione giornalieri per vettori di LNG sono compresi tra lo 0.10% e lo 0.15% del volume di carico durante il viaggio a serbatoi pieni e lo 0.10% al giorno per il viaggio in zavorra (7).

Il codice IGF prescrive che la pressione nel serbatoio deve poter essere mantenuta al di sotto dei livelli massimi ammissibili per 15 giorni consecutivi pur non consumando il combustibile per la propulsione. Per rispettare tale prescrizione il regolamento prevede quattro metodi:

- accumulo di pressione;
- liquefazione del BOG;
- raffreddamento del LNG;
- ossidazione termica del BOG.

Dal punto di vista fisico, il secondo e il terzo metodo possono essere accomunati in quanto riguardano lo stesso principio teorico: sia la re-liquefazione del BOG che il raffreddamento di una parte di LNG hanno lo scopo di abbassare la temperatura interna del serbatoio e quindi la pressione di saturazione.

Accumulo di pressione

Si consente l'incremento di pressione fino al limite previsto per il tipo di serbatoio. Più elevato è tale limite, maggiore è l'accumulo possibile di gas prima di dover gestire il BOG con uno degli altri metodi, con evidenti vantaggi dal punto di vista del costo energetico del controllo. In pratica, la gestione del BOG mediante accumulo di pressione è applicabile solo ai serbatoi di tipo C, in quanto tutti gli altri tipi non hanno una pressione di design sufficientemente elevata per garantire il tempo di sicurezza richiesto dalla norma.

Liquefazione del BOG e raffreddamento del LNG

Esistono diversi metodi per prelevare calore da un fluido e farlo scendere a temperature criogeniche.

Un esempio è l'impianto proposto da Wärtsilä, Fig.7, che sfrutta il ciclo inverso di Rankine con miscela di refrigeranti (MR) per sottrarre calore al fluido di lavoro e farlo scendere a temperature criogeniche.

Un altro sistema, sviluppato da Air Liquide Advanced Technology, applica invece il ciclo inverso di Brayton.

In (7) si osserva che, in generale, la liquefazione del BOG è poco usata sulle navi a LNG anche perché, data la bassa temperatura del liquido, l'impianto è molto costoso. Solo un numero molto esiguo di navi per il trasporto dell'LNG risultava dotato (il riferimento (7) è del 2000) di un impianto di liquefazione, adatto per far fronte a flussi di BOG limitati, e non risultava avessero mai operato con pieno successo.

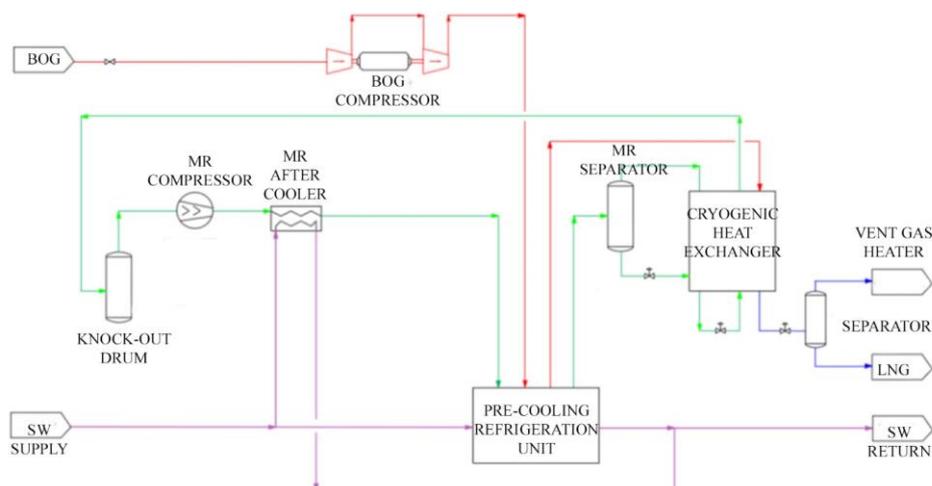


Figura 7: impianto per la liquefazione del BOG a ciclo Rankine inverso (Wartsila)

Ossidazione termica del BOG

L'LNG evaporato viene inviato in una camera di combustione, che può essere:

- quella di un motore primo;
- quella di un boiler;
- un'unità autonoma di combustione del gas (Gas Combustion Unit - GCU).

L'utilizzo della GCU deve essere limitato alle sole situazioni di emergenza, quando le altre tecniche di controllo della pressione dei serbatoi dovessero risultare insufficienti o inefficaci. In tal caso il BOG deve essere ossidato prima dell'immissione in atmosfera, date le ben note proprietà di potente gas ad effetto serra del metano.

L'utilizzo per l'alimentazione di un motore primo, propulsivo o per la generazione di energia elettrica, è quello più logico sia nel caso in cui la portata sia sufficiente a coprire l'intero fabbisogno (questo può essere il caso delle navi metaniere) sia nel caso in cui essa debba essere integrata con la rigassificazione di una quota parte di LNG, come è tipicamente in tutte le navi non metaniere.

L'utilizzo in un boiler potrà essere ovviamente previsto nel caso in cui la richiesta di energia termica della nave non riesca ad essere completamente soddisfatta con i recuperi sui fluidi caldi dei motori, situazione abbastanza frequente in particolare nelle navi di crociera durante le soste in porto.

Regolazione della pressione, temperatura e portata dell'NG in base alle prescrizioni del tipo di motore primo da alimentare.

Con riferimento alle condizioni fisiche alle quali deve essere reso disponibile il NG, la più vincolante è la pressione di alimentazione richiesta, che può essere molto diversa a seconda del tipo di motore primo (alternativo a due o a quattro tempi, turbogas) e delle sue specifiche caratteristiche tecniche. Con riferimento ai dati della Tab. 2, si osserva che:

- nel caso di motore a quattro tempi nella diffusa configurazione Dual Fuel (DF), in cui il gas naturale è iniettato nel collettore di alimentazione, la pressione di iniezione del gas è bassa (in media 5 bar);
- nel caso di motori a quattro tempi nella configurazione Gas Diesel (GD), in cui il gas naturale è iniettato direttamente in camera di combustione alla fine della compressione, la pressione di iniezione è molto alta (attorno a 350 bar);
- nel caso di motore a due tempi, il gas può essere immesso nel cilindro nelle fasi iniziali della compressione, in questo caso la pressione di ammissione sarà di 16-18 bar. Se invece il gas è immesso in camera di combustione quando il pistone si trova al punto morto superiore, la pressione di immissione deve essere di circa 300 bar;
- nel caso di turbina a gas, la pressione di iniezione del NG dipenderà dal rapporto di compressione del ciclo operativo della macchina, che può variare tra 18 e 30. Saranno comunque richieste pressioni di alcune decine di bar;
- nel caso dei boiler per la generazione di vapore, la pressione di ingresso è di pochi bar.

I motori a 2 tempi sono impiegati in tutti i tipi di navi per il trasporto di merci. La configurazione dell'impianto criogenico sarà diversa per navi metaniere per LNG e per navi di altro tipo che usino LNG come combustibile.

Nel caso delle metaniere, la portata di BOG sarà in generale sovrabbondante rispetto al consumo dei motori, e la sua gestione richiederà un impianto di liquefazione per evitare il ricorso alla GCU.

Negli altri casi, la portata di BOG coprirà solo una frazione del consumo dei motori, e le strategie del suo utilizzo potranno essere diverse.

La progettazione dell'impianto dovrà tenere conto anche dei seguenti due aspetti:

- oltre al o ai motori propulsivi a 2 tempi, saranno sempre presenti anche almeno due motori a 4 tempi per la generazione dell'energia elettrica, con requisiti di alimentazione diversi;
- il consumo energetico per incrementare la pressione del gas naturale è assai minore se il processo avviene in fase liquida anziché in fase vapore.

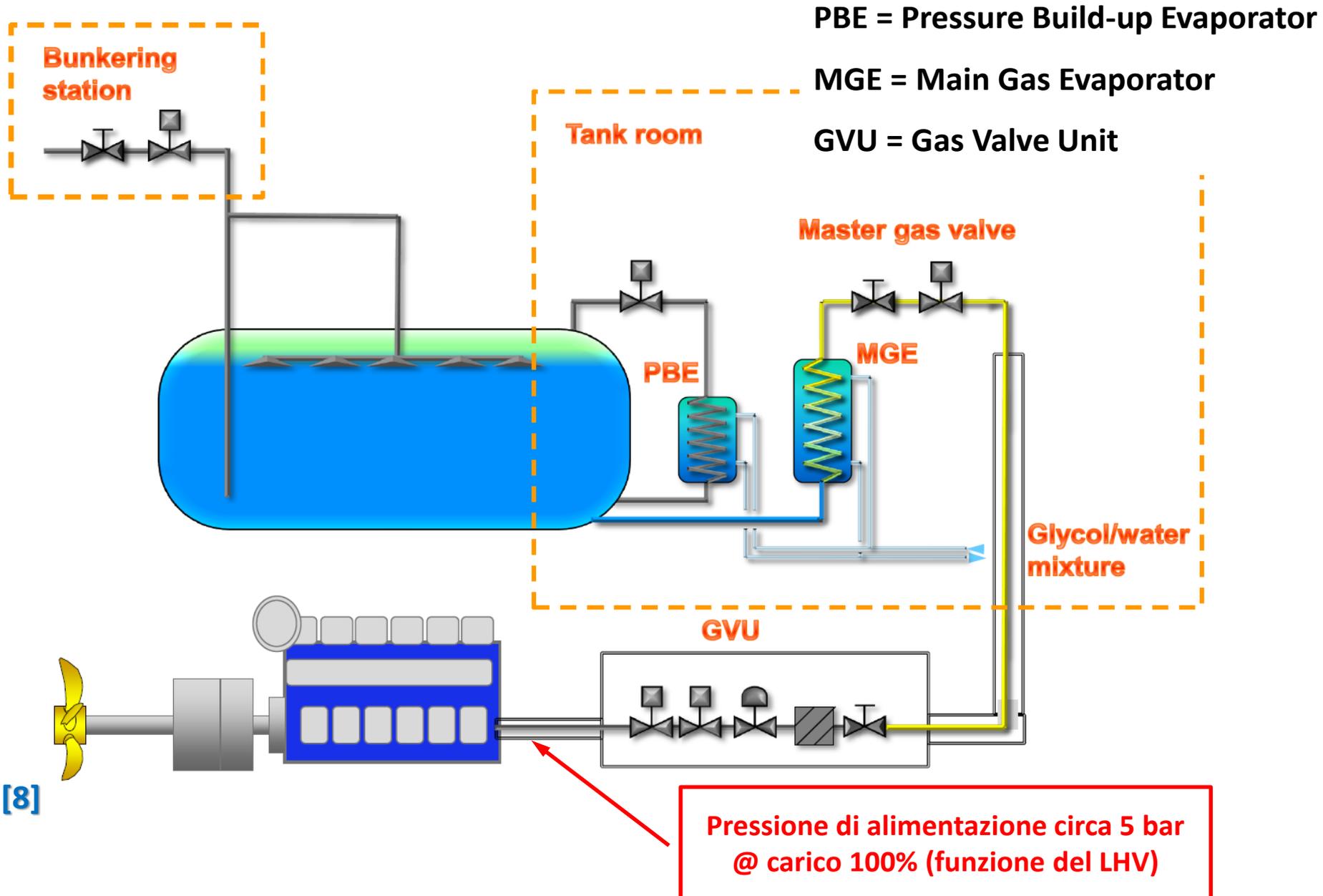
motori	MN minimo	LHV minimo [MJ/Nm ³]	pressione NG [bar]	Temperatura NG [°C]
Wartsila DF (4T)	80	28 MJ/Nm ³	5.5	
Wartsila GD (4T)			350	
Winterthur Gas & Diesel (WIN GD) low speed – low-pressure dual-fuel	>65 per Potenza 100%		13	
ME-GI MAN B&W (2T)			300	45
Turbine a gas			Dipende dal rapporto di compressione della turbina (da 18:1 a 30:1 a seconda dei modelli)	

Tabella 2: condizioni di alimentazione del gas naturale per diversi tipi di motori primi

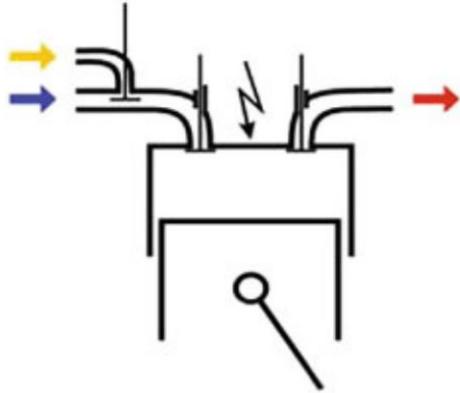
Bibliografia e sitografia

1. International Maritime Organization IMO. *IGF CODE International code of safety for ships using gases or other low-flashpoint fuels*.
2. *liquifiedgascarrier.com*. [Online]
3. <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/understanding-design-liquefied-gas-carriers/>. [Online]
4. Zoglia P. - Wartsila. *Gas storage and supply systems*. 2013.
5. *LNG as fuel for shipping Dynamics & Growth*. Harteveld F. - Wartsila. Gastech 2017.
6. International Maritime Organization IMO. *IGC CODE International Code of the Construction and Equipments of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk*.
7. White, McGuire and. *Liquefied Gas Handling Principles On Ships And In Terminals*. s.l. : Witherby Publis, 2000.

Schema del circuito di alimentazione

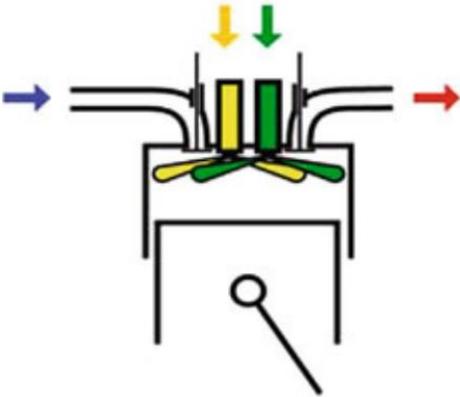


Motori a gas: cicli operativi



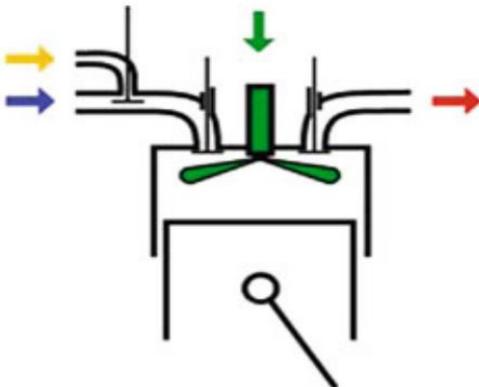
Ciclo Otto (SG)

- accensione comandata (candela accensione)
- miscela omogenea o non omogenea
- $\epsilon_{SG} < \epsilon_{Diesel}$ (limitato dal NO del combustibile)
- $P_{SG} < P_{Diesel}$ (circa 20%)



Ciclo Diesel (GD)

- autoaccensione (iniezione pilota per accendere la miscela aria/gas)
- miscela non omogenea
- $\epsilon_{DG} = \epsilon_{Diesel}$
- $P_{DG} = P_{Diesel}$



Ciclo Otto¹ – Motore Dual Fuel (DF)

- accensione comandata (iniezione pilota)
- miscela omogenea
- $\epsilon_{SG} < \epsilon_{DF} < \epsilon_{Diesel}$
- $P \leq P_{diesel}$

1) autoaccensione della frazione pilota secondo un ciclo Diesel

Motori SG (Spark Ignited Gas)

Caratteristiche

- La combustione di una miscela stechiometrica aria/gas, nella precamera, fornisce l'energia necessaria per l'accensione della frazione principale
- Combustione di una miscela magra, con $\lambda > 2$
- Gas alimentato a bassa pressione (4-5 bar)

Vantaggi

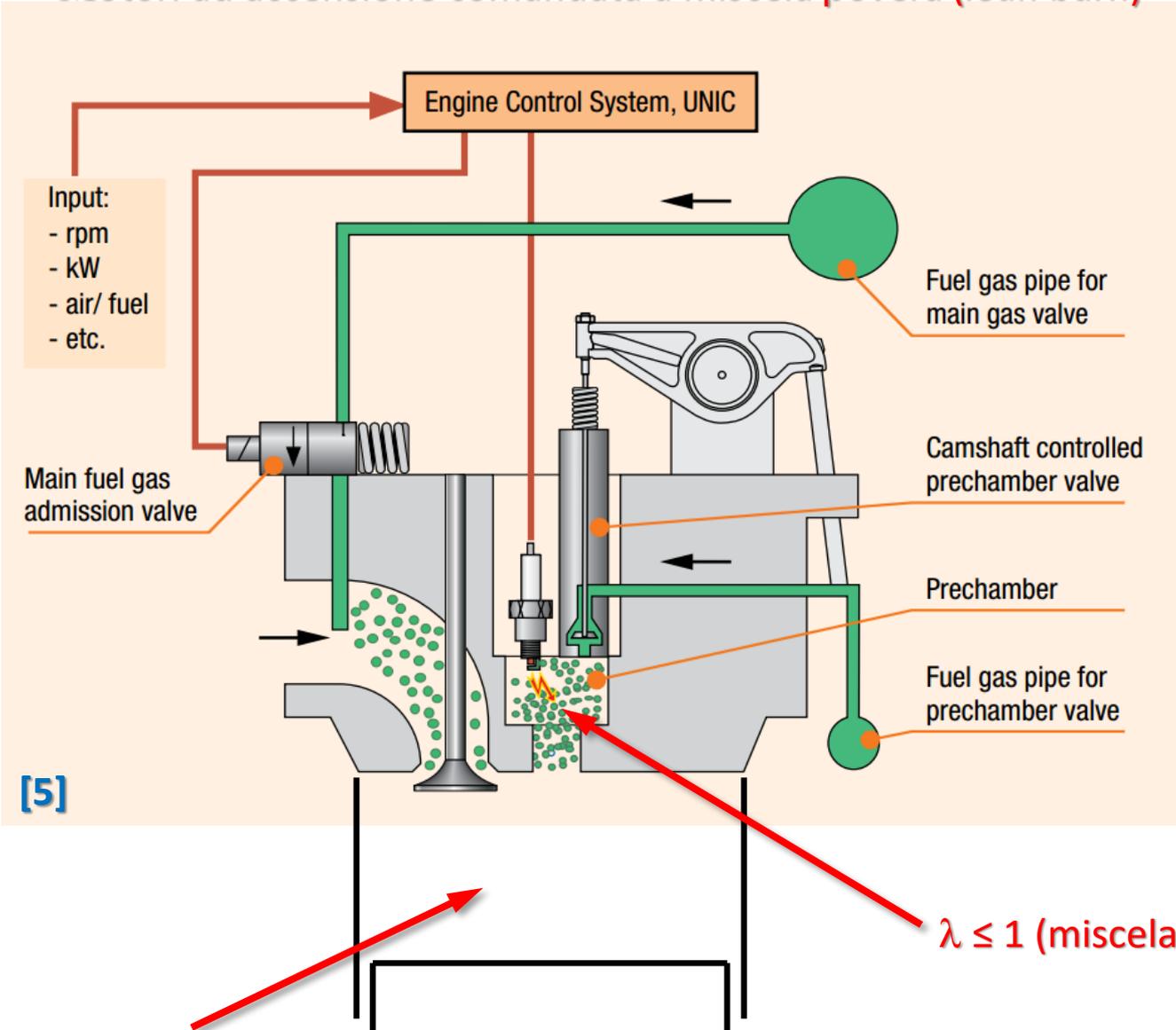
- Efficienza elevata (CO₂ basso)
- Emissioni inquinanti basse (NO_x basso)

Svantaggi

- Unico tipo di combustibile
- Funzionamento sensibile alla qualità del combustibile (MN)
- Soluzione non adatta per *retrofitting*

Motori SG (Spark Ignited Gas)

Motori ad accensione comandata a miscela povera (*lean burn*)



$$\frac{A}{F} = \frac{m_{aria}}{m_{comb}} \text{ (air fuel ratio)}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{ST} = 17.2 \frac{kg \text{ aria}}{kg \text{ comb}} \text{ (metano)}$$

$$\lambda = \frac{\frac{A}{F}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{ST}}$$

$\lambda < 1$ miscela ricca

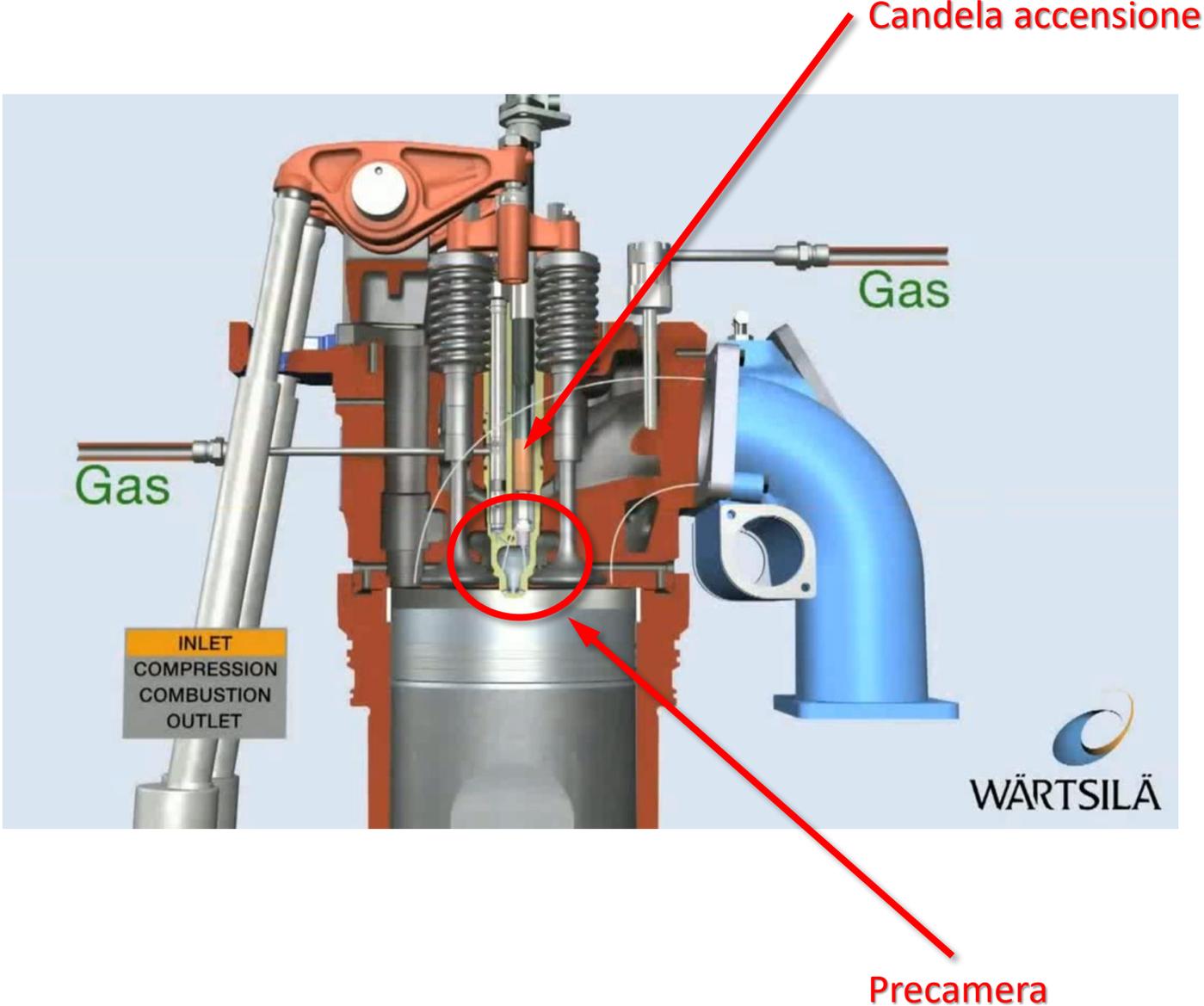
$\lambda = 1$ miscela stechiometrica

$\lambda > 1$ miscela magra

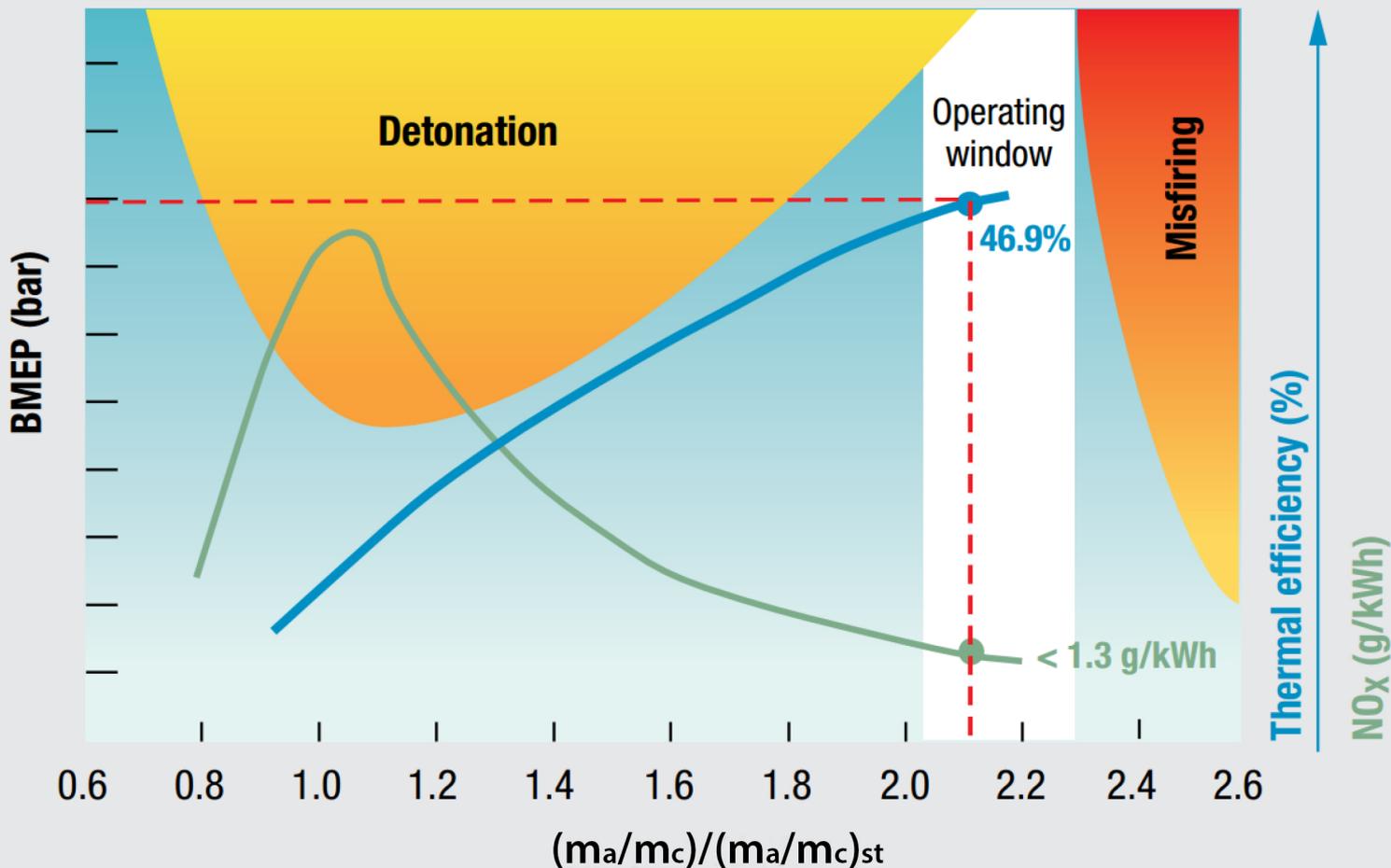
$\lambda \leq 1$ (miscela ricca/stechiometrica)

$\lambda > 1$ (miscela magra)

Motori SG (Spark Ignited Gas)



Motori SG (Spark Ignited Gas)



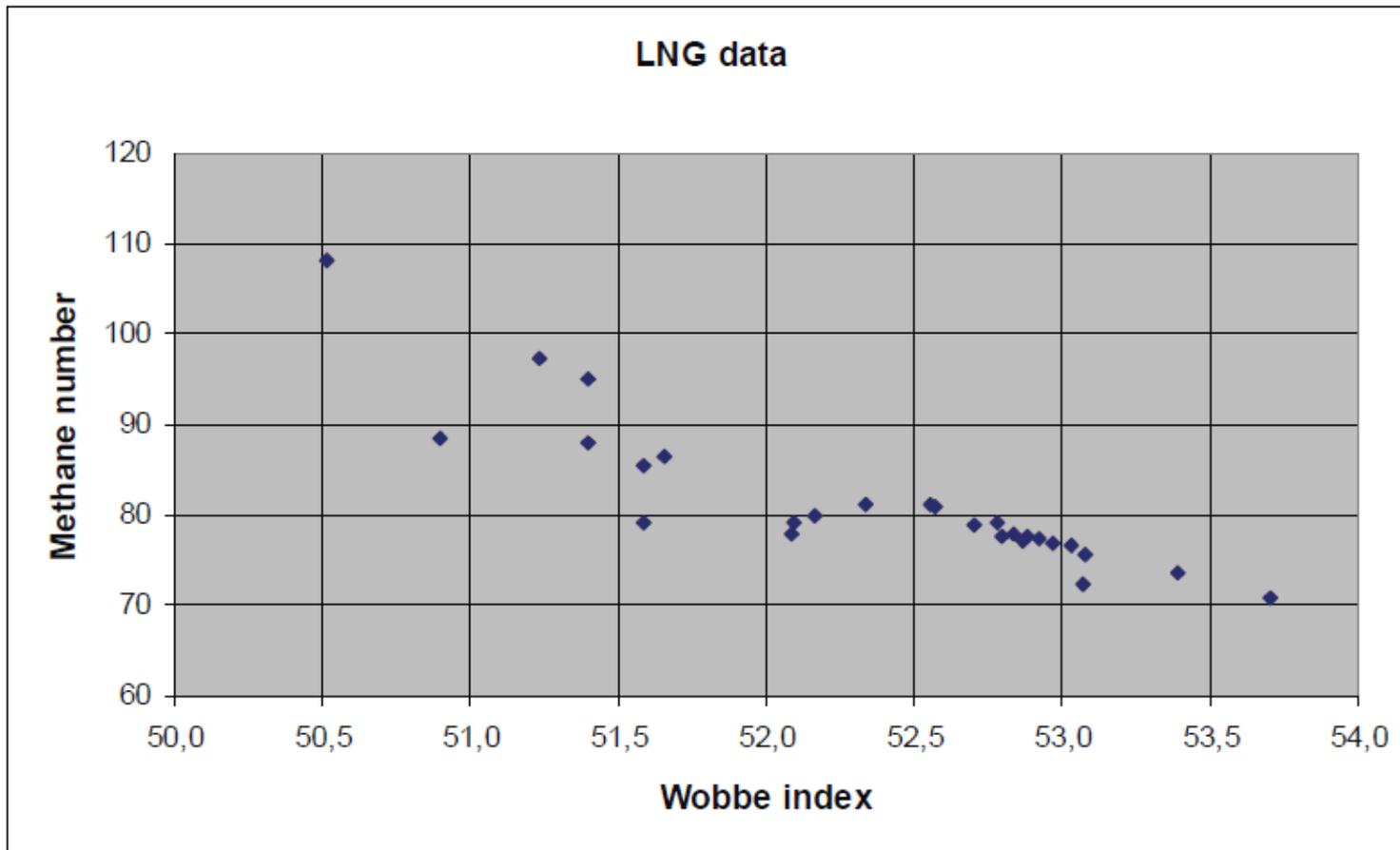
Perché miscela magra?

- Aumento dell'efficienza
- Diminuzione delle emissioni di CO, HC, NO_x

Motori SG (Spark Ignited Gas)

Numero di metano (MN – *Methane Number*)

- L'equivalente del numero di ottano per combustibili gassosi (miscele a base di metano)
- Miscela di riferimento: CH_4 (MN=100), H_2 (MN=0)



Indice di Wobbe

Definizione:

$$I_W = \frac{H_s \cdot \sqrt{\rho_{aria}}}{\sqrt{\rho_{gas}}}$$

dove H_s è il potere calorifico superiore di un combustibile gassoso per unità di volume e ρ_{gas} la sua densità, valutati nelle condizioni di riferimento standard.

E'usato per confrontare il potere calorifico di combustibili gassosi diversi impiegabili in un dispositivo: se due combustibili hanno lo stesso indice di Wobbe allora, a parità di pressione di alimentazione, l'energia introdotta sarà la stessa. In genere sono consentite variazioni fino al 5% poiché entro tale limite esse non sono normalmente rilevabili dall'utilizzatore. L'indice di Wobbe è un fattore critico per minimizzare l'impatto della fase di transizione durante l'analisi dell'uso di combustibili sostitutivi del gas naturale (SNG) come le miscele propano-aria.

gas	max [MJ/nm ³]	min [MJ/nm ³]	famiglia
idrogeno	48.23	40.65	2H
metano	53,28	47.91	2H
etano	68,19	62,47	3
etilene	63.82	60.02	3
gas naturale	53.71	48.52	2H
propano	81.07	74.55	3
propilene	77.04	71.88	3
n-butano	92.32	85.09	3
isobutano	91.96	84.71	3
1-butilene	88.46	82.54	3
GPL	86.84	79.94	3
Acetilene	61.32	59.17	2H
CO	12.80	12.80	1

famiglia	Range indice di Wobbe [MJ/nm ³]
1	22.5 - 30
2L	39 - 45
2H	45.5 - 55
3	73.5 - 87.5

Motori SG (Spark Ignited Gas)

Possibile adozione di un catalizzatore ossidante per evitare l'emissione del gas «nascosto»

Input:
- rpm
- kW
- air/ fuel
- etc.

Engine Control System, UNIC

Main fuel gas admission valve

Fuel gas pipe for main gas valve

Camshaft controlled prechamber valve

Prechamber

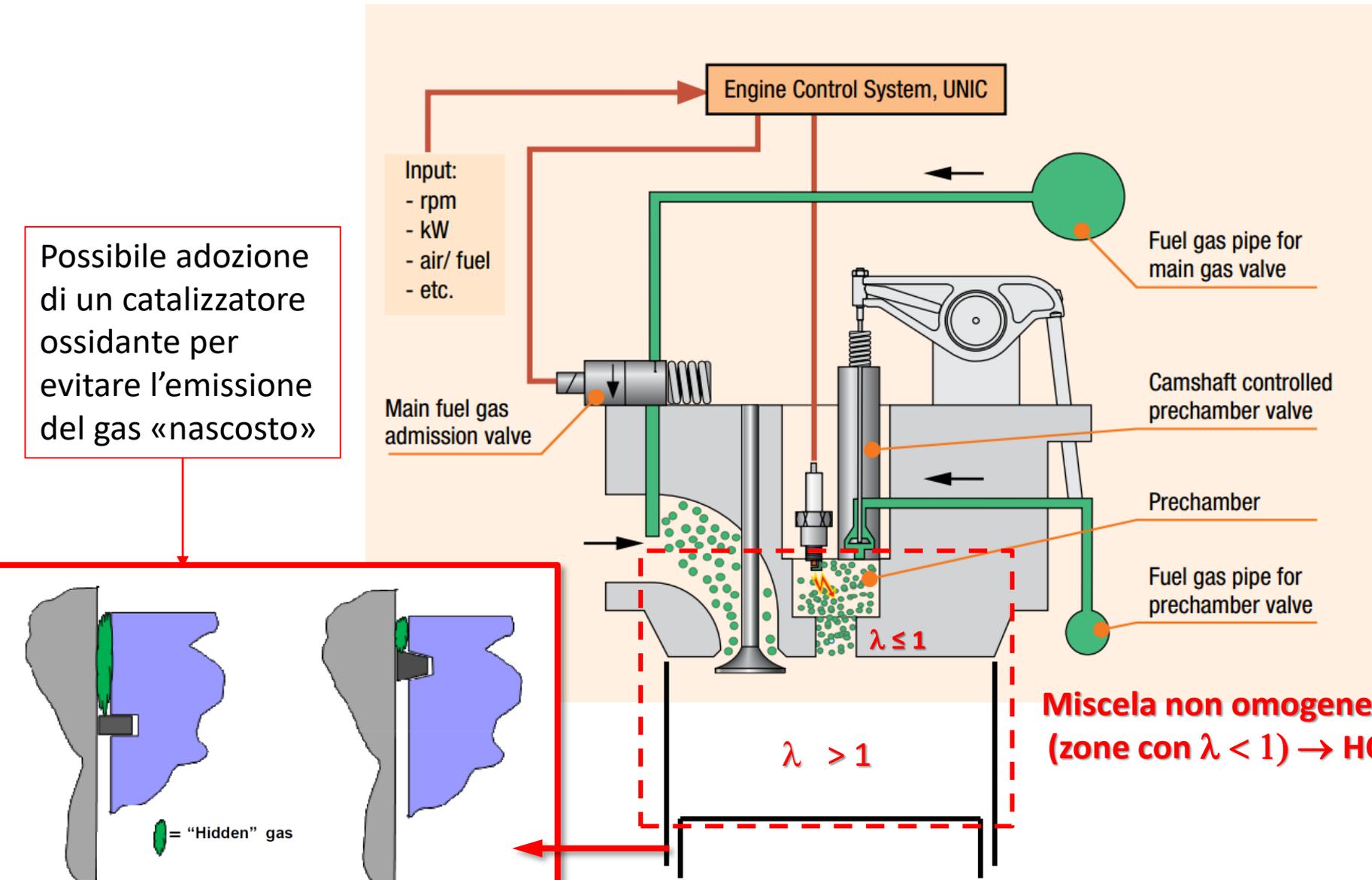
Fuel gas pipe for prechamber valve

$\lambda \leq 1$

$\lambda > 1$

Miscela non omogenea (zone con $\lambda < 1$) → HC

● = "Hidden" gas



Motori GD (Gas Diesel)

Caratteristiche

- Iniezione pilota (fine compressione) di combustibile liquido, seguita dall'iniezione del combustibile gassoso
- Combustibile gassoso iniettato ad alta pressione (circa 350 bar, pressione superiore a quella di fine compressione)

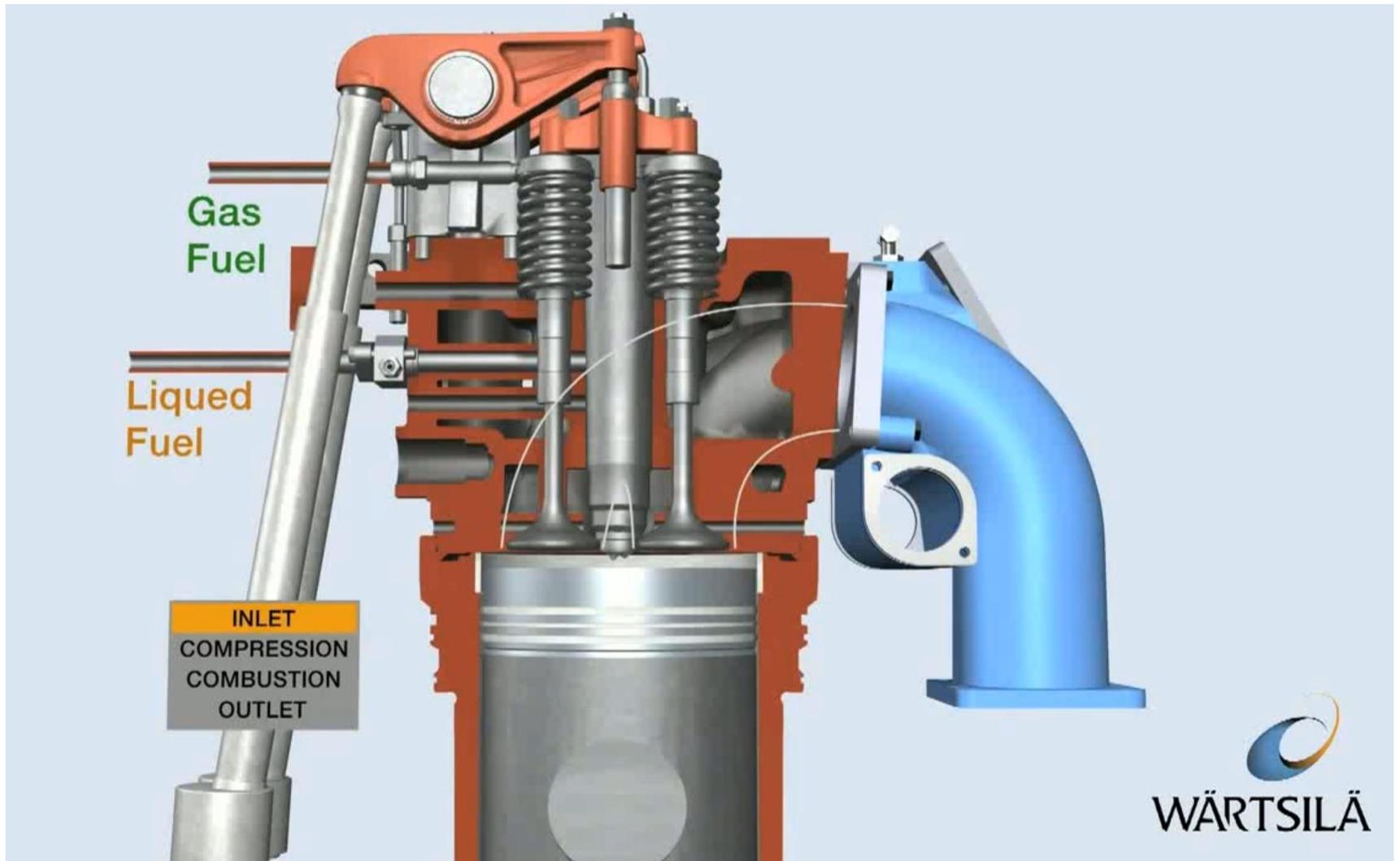
Vantaggi

- Il motore può operare con diverse proporzioni con diverse proporzioni di combustibile gassoso/liquido (100% combustibile Diesel fino a 5% Diesel - 95 % gas)
- Diversi tipi di combustibili liquidi: LFO, HFO, petrolio non raffinato
- Diversi tipi di combustibili gassosi con diverse LHV, MN
- Adatto alla conversione di motori Diesel

Svantaggi

- Necessità sistemi di abbattimento delle emissioni di NO_x
- Sistema iniezione gas ad alta pressione

Motori GD (Gas Diesel)

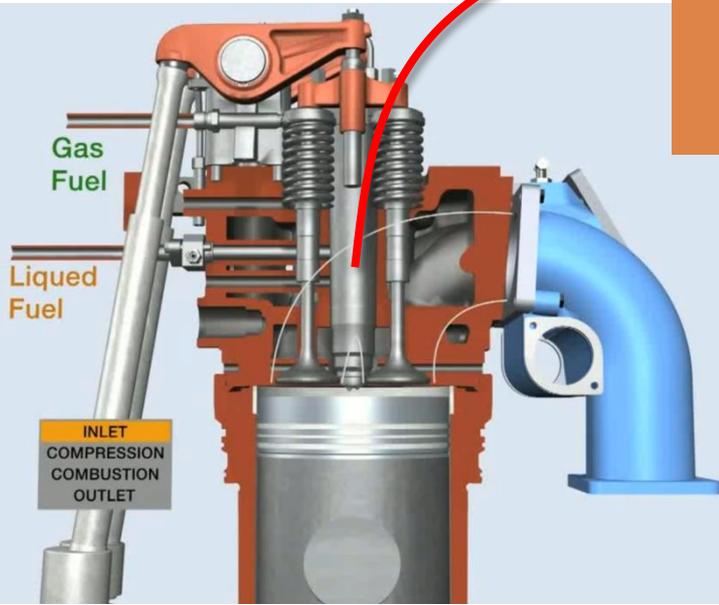
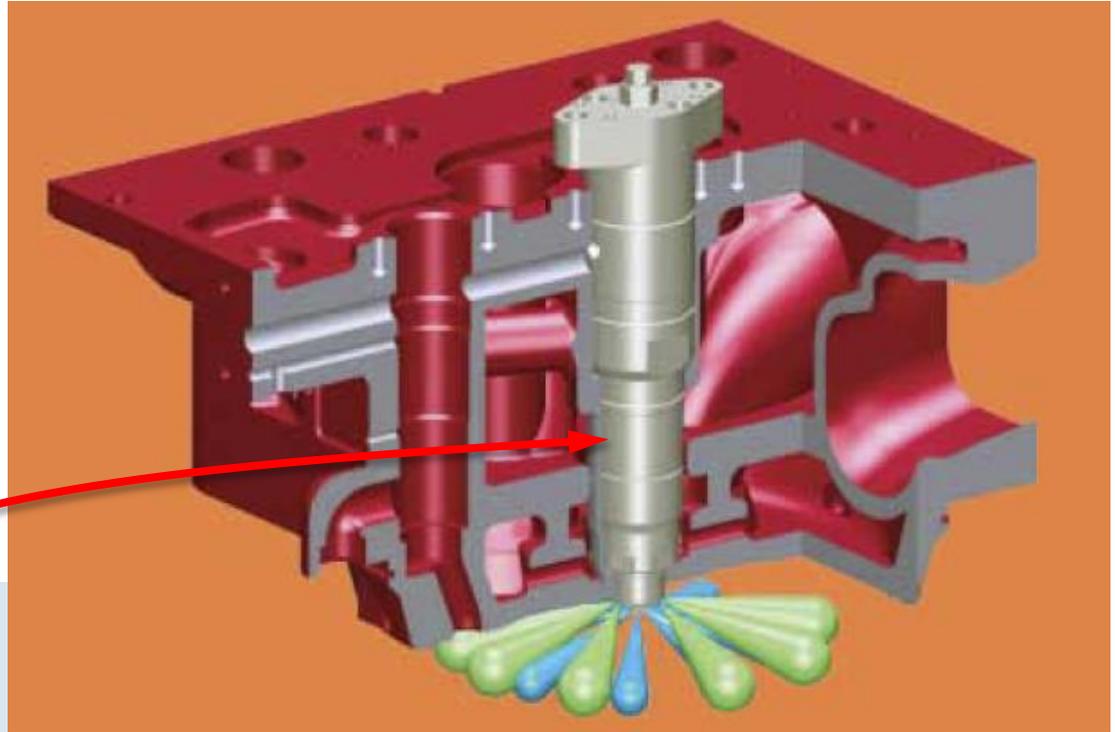


Motori GD (Gas Diesel)

Iniettore doppio circuito:

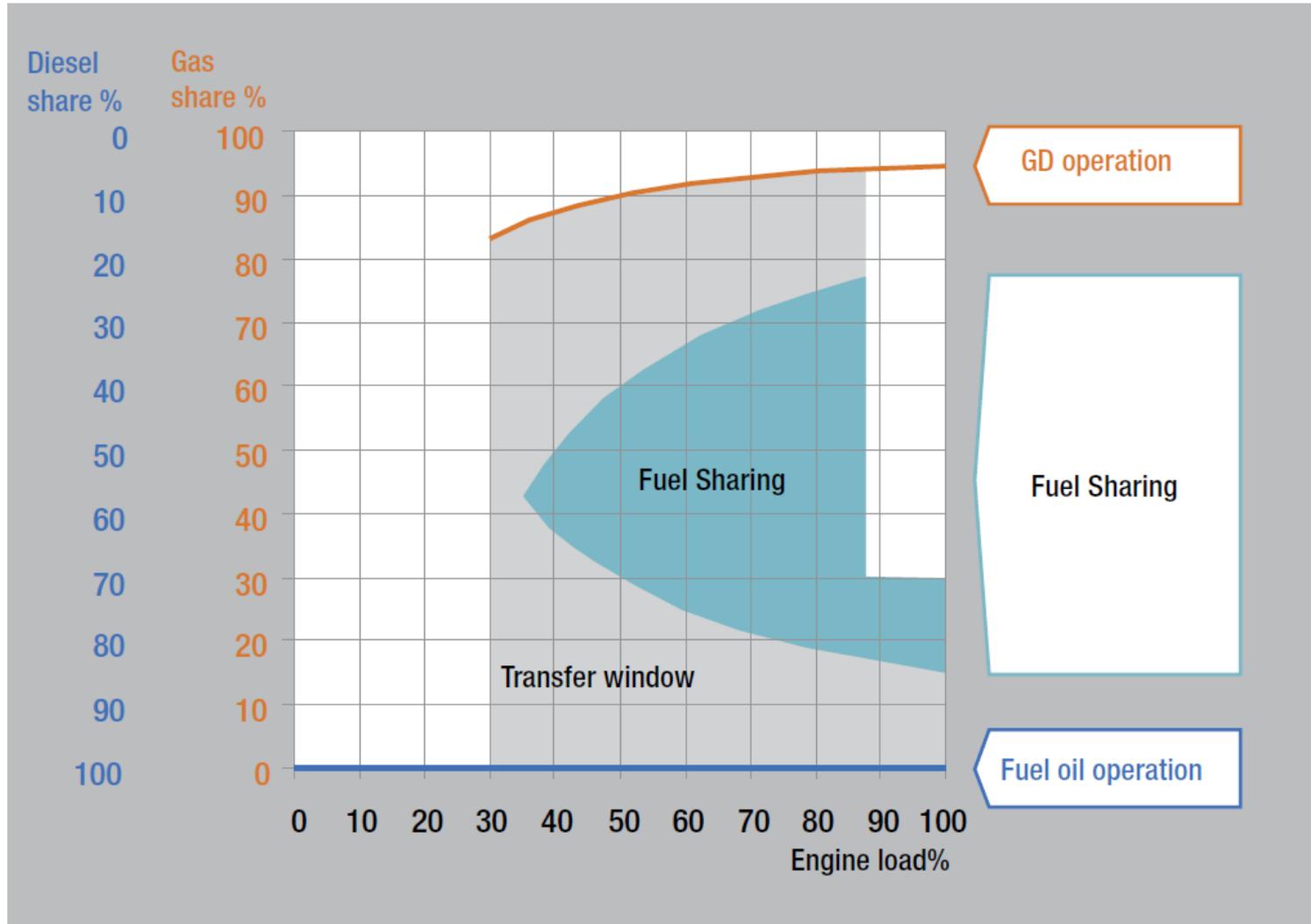
Verde = iniezione pilota
combustibile Diesel

Blu = iniezione gas

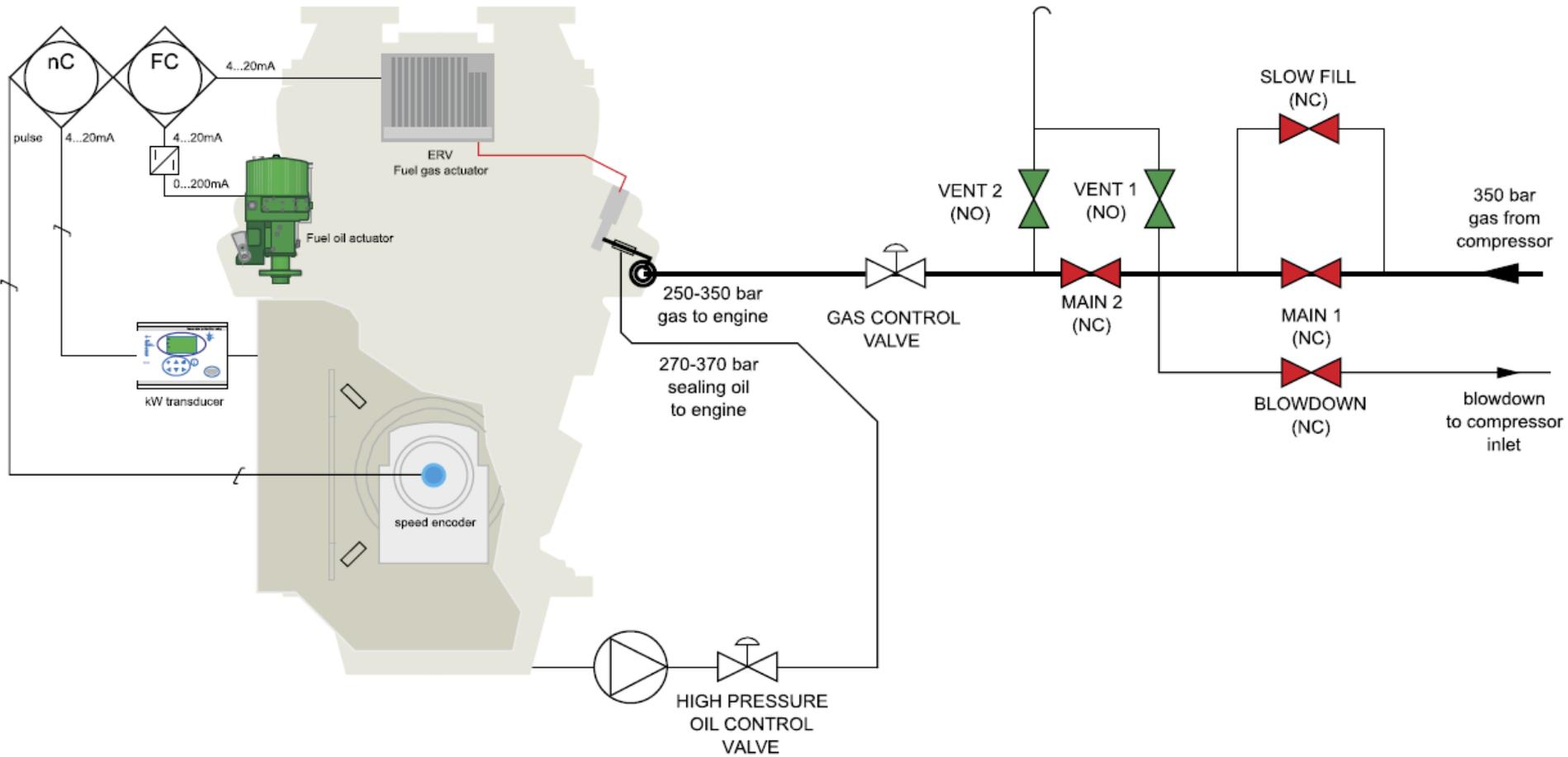


Motori GD (Gas Diesel)

Fuel Sharing



Motori GD (Gas Diesel)



Motori DF (Dual Fuel)

Caratteristiche

- Iniezione pilota fornisce l'energia per l'accensione della carica principale (miscela aria/gas)
- Frazione pilota < 1% (per motori GD, la frazione minima circa 5%)
- Pressione di iniezione del gas (dipende del LHV): circa 4 bar
- Pressione di iniezione del combustibile Diesel: circa 900 bar

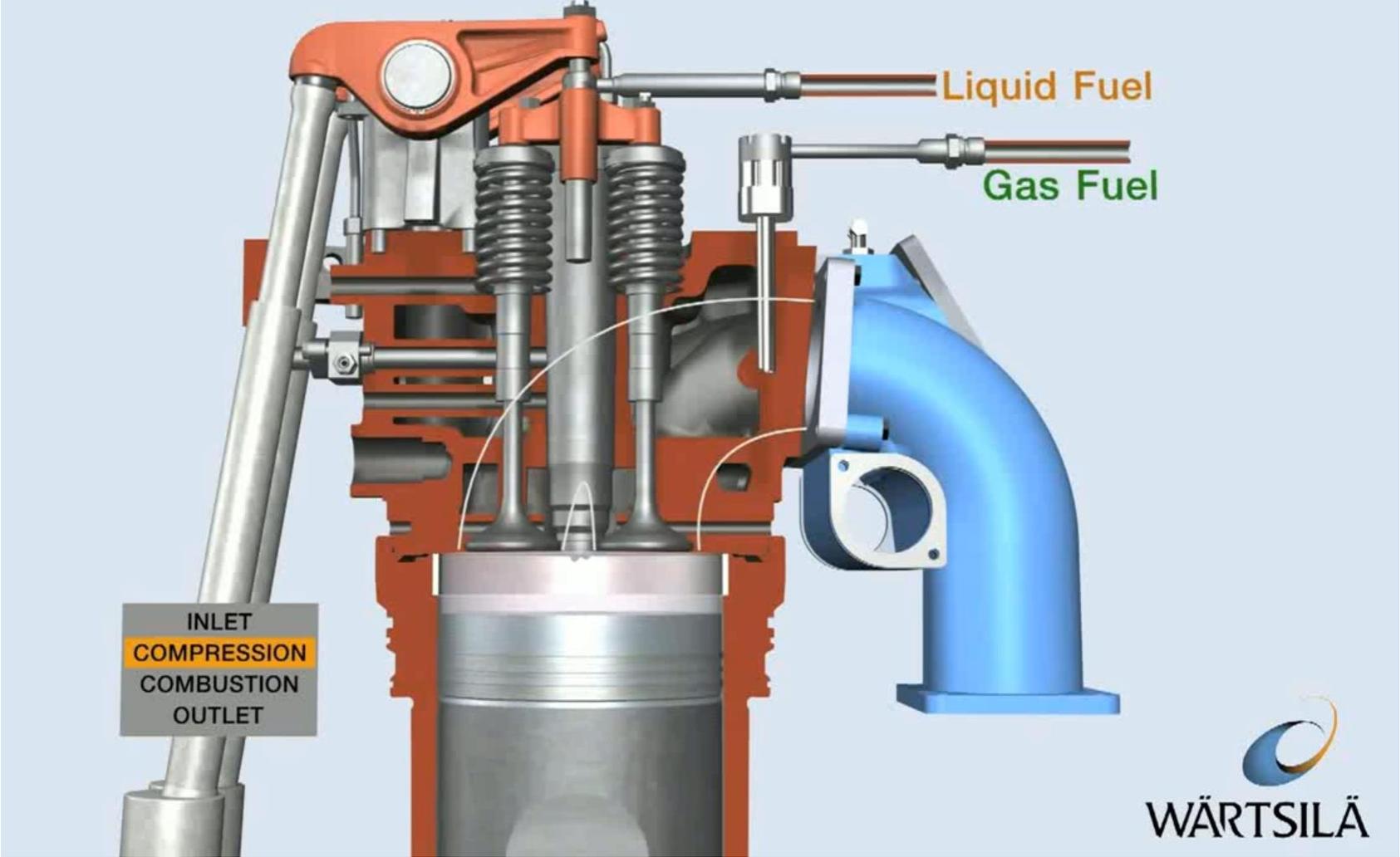
Vantaggi

- Miscele magre: efficienze elevate (CO₂ basso), temperature massime ridotte (basse concentrazioni di NO_x e riduzione degli stress termo-meccanici)
- Flessibilità nella scelta del combustibile
- Soluzione adatta per *retrofitting*

Svantaggi

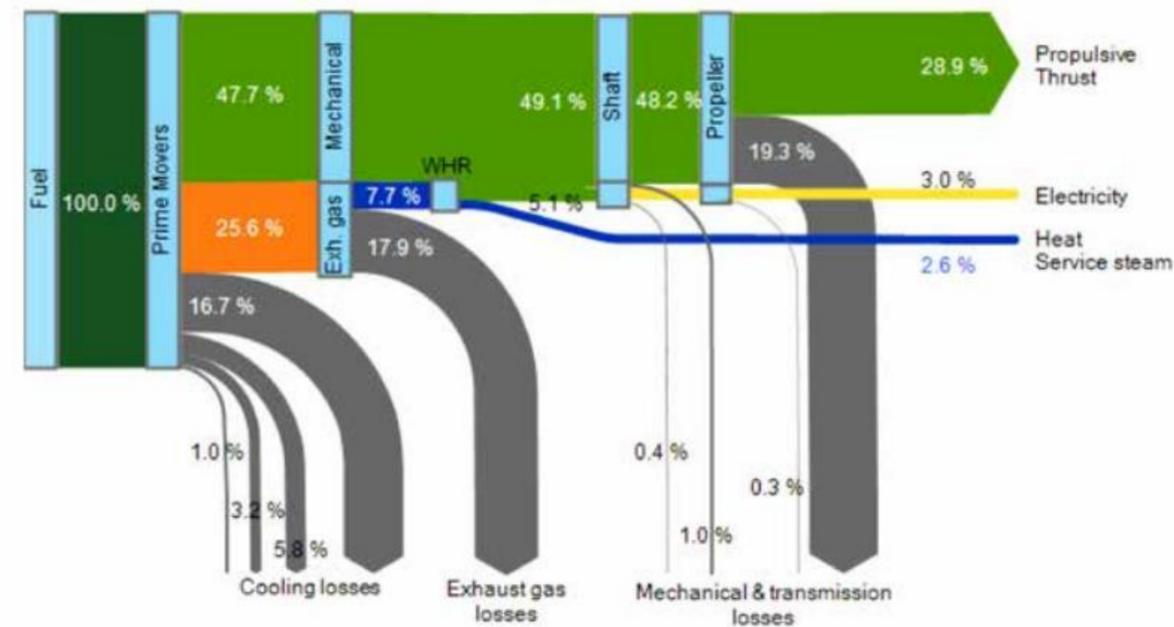
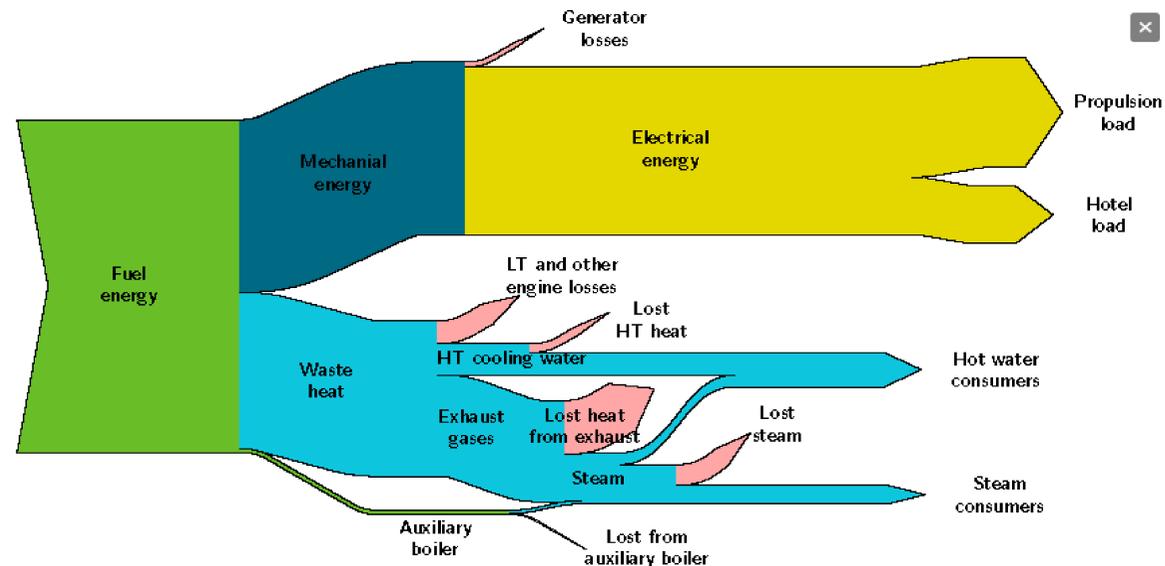
- Funzionamento sensibile alla qualità del combustibile (MON)

Motori DF (Dual Fuel)





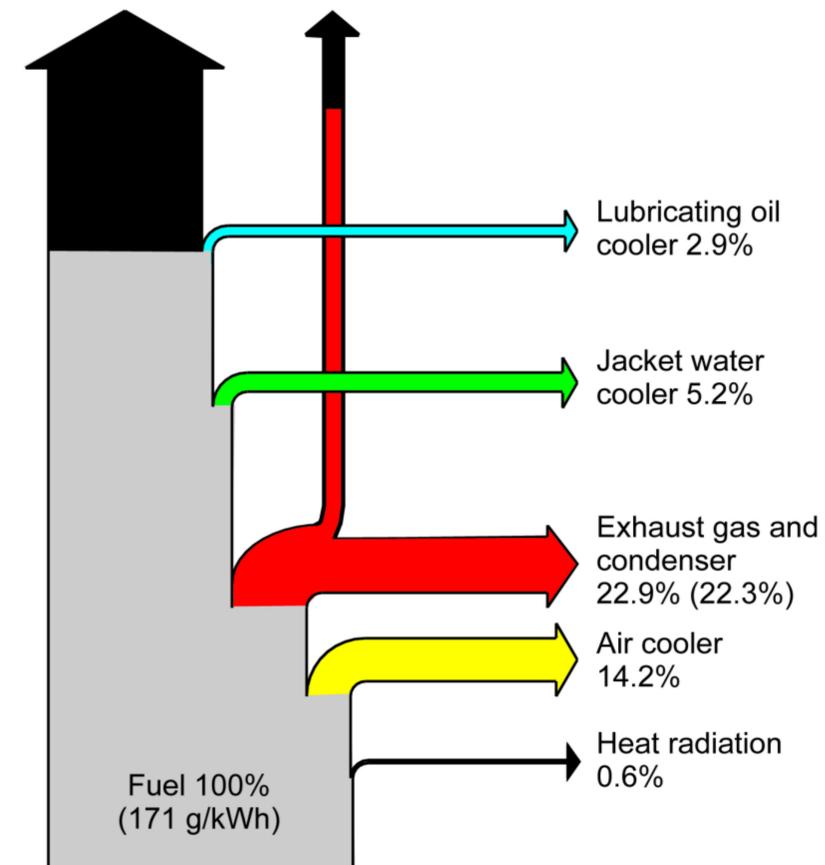
Waste heat properties and availability (1/11)



Examples of Sankey diagrams of the fuel energy distribution in some case ship before applying solutions for converting waste heat to electricity

12K98ME/MC with TES
SMCR : 68,640 kW at 94.0 r/min
ISO ambient reference conditions
TES : Single pressure (Dual pressure)

Total power output 54.2% (54.8%)
Shaft power output 49.3%
El. power production of TES 4.9% (5.5%)
Gain = 9.9% (11.2%)

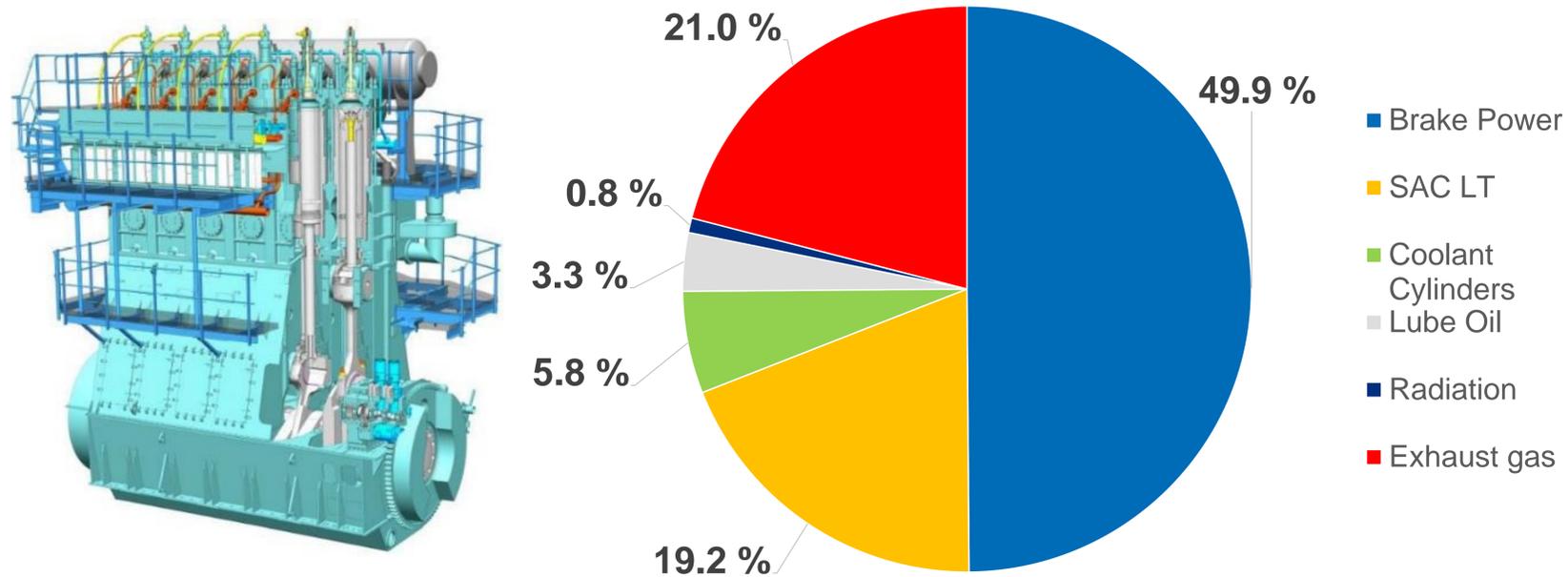


Sankey diagram of an MAN Diesel equipped with the MAN Turbo Efficiency System (TES) which allows to recover heat from the exhaust gas to produce electricity



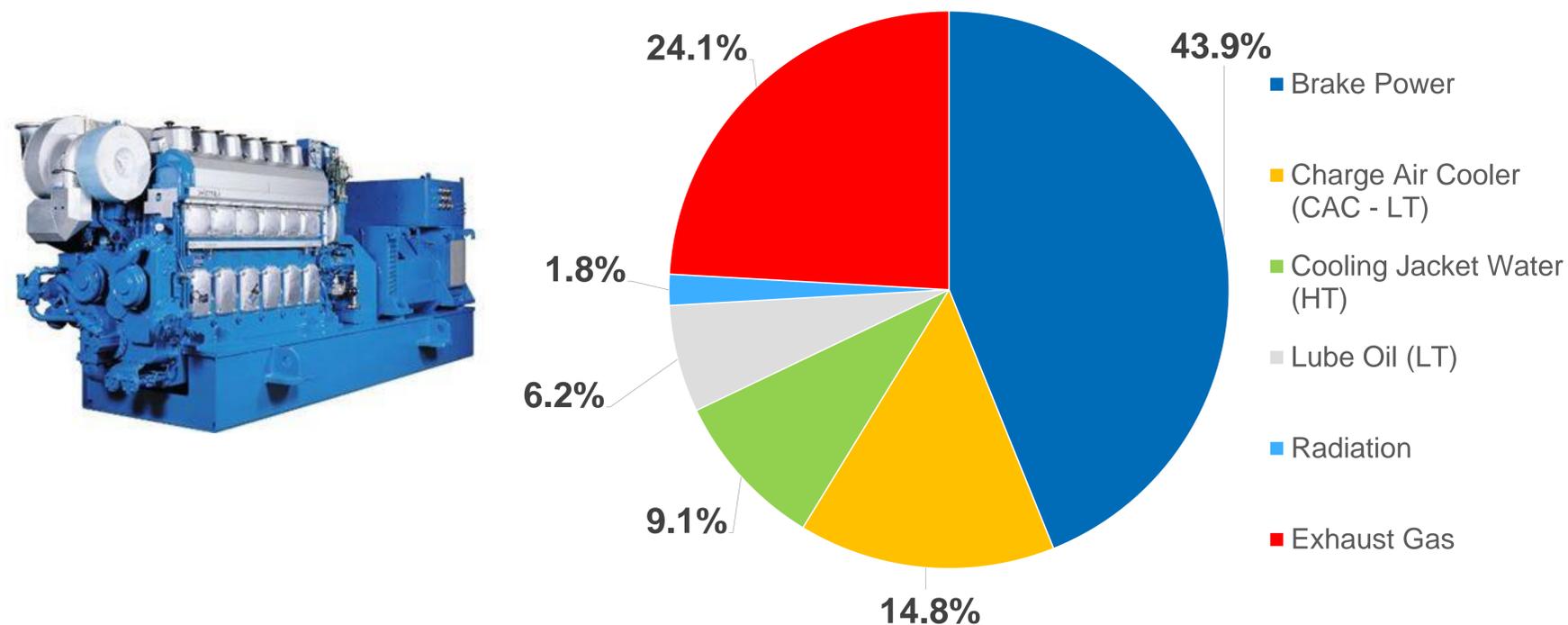
Waste heat properties and availability (2/11)

- Wärtsilä 6RT-flex58T-D (13.6 MW – 2 stroke propulsion engine – 100% Load – ISO Conditions)



	[kW]	[%]
Fuel Input Power	27181.4	100
Brake Power	13560	49.9
SAC LT	5206	19.2
Coolant Cylinders (HT)	1586	5.8
Lube Oil	905	3.3
Radiation	226	0.8
Exhaust Gas	5698	21.0

- Wärtsilä W6L20 (1.2 MW – 4 stroke auxiliary power generator – 100% Load)



	[kW]	[%]
Fuel Input Power	2732.8	100
Brake Power	1200	43.9
Charge Air Cooler (CAC - LT)	405	14.8
Cooling Jacket Water (HT)	250	9.1
Lube Oil (LT)	170	6.2
Radiation	49	1.8
Exhaust Gas	658.8	24.1



Waste heat properties and availability (3/11)

Heat Source / Sink	4-Stroke	2-Stroke
Exhaust Gas Temperature (HT) [°C]	300-500	250-300
Cooling Water Jacket Temperature (MT) [°C]	80-90	80-90
Scavenge Air Cooler Cooling Circuit Temperature (LT) [°C]	/	25-36
Compressed Air Charge Cooling Circuit Temperature (LT) [°C]	40-65	/
Lube Oil Circuit [°C]	65-80	60-75
Sea Water [°C]*	Up to 30-40	
Cooling Air [°C]**	Up to 40-45	

* usually average sea temperature considered around 22°C with a good safety margin for WHR cooling design purpose

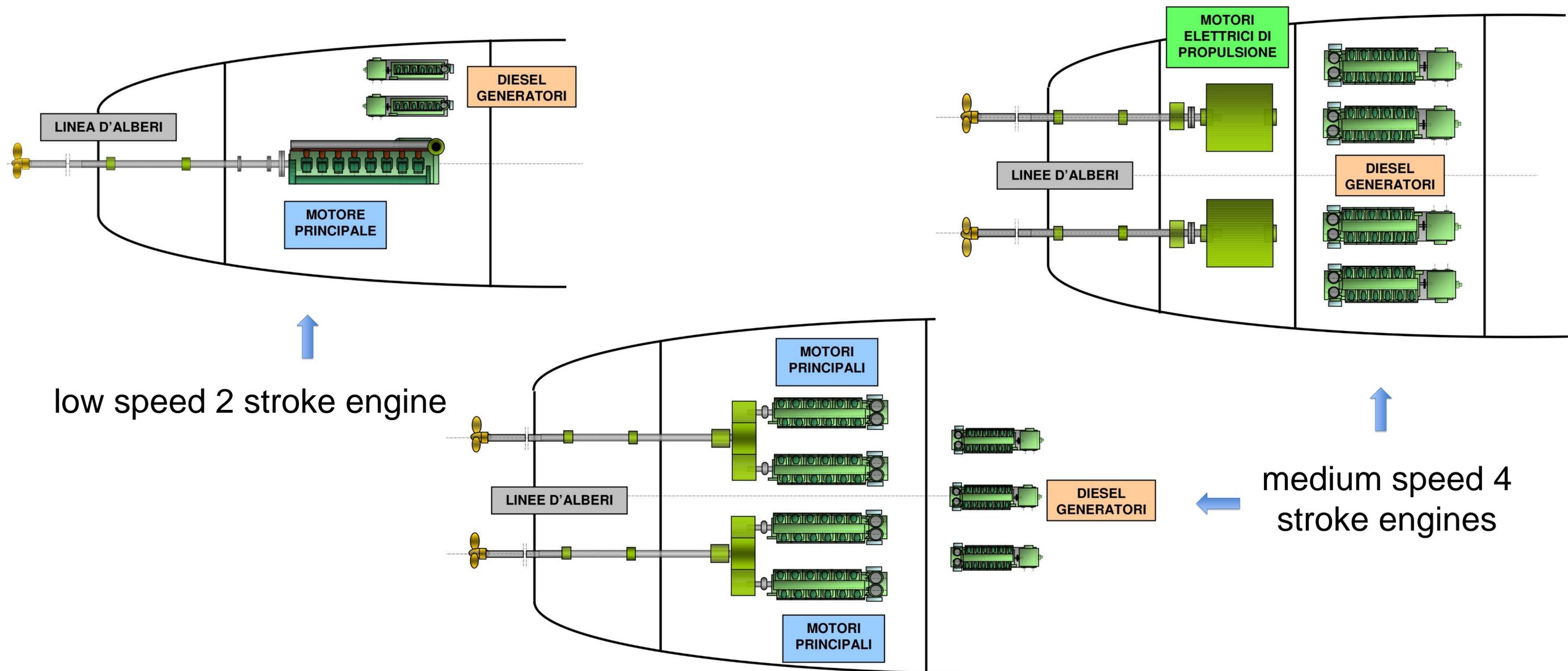
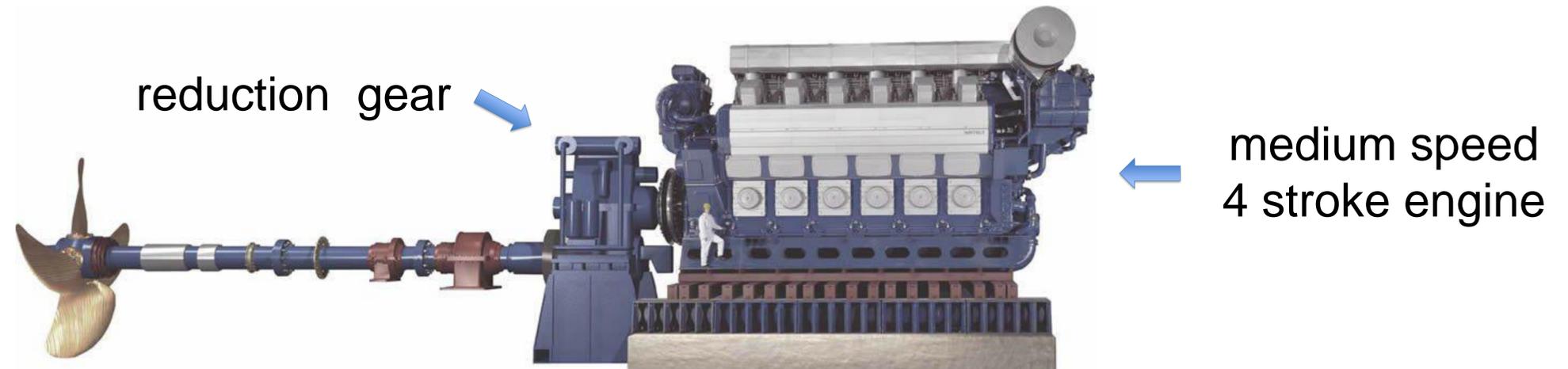
** depending on ambient air temperature, on board air conditioning and ventilation systems

- High temperatures (HT) heat sources can be exploited with Stirling or Rankine cycles
- Medium temperatures (MT) heat sources can be exploited with organic Rankine cycles
- Low temperatures (LT) heat sources can be considered for the preheating of the operating fluid in Rankine cycles exploiting HT or MT sources, due to the still high available thermal power to be recovered (high volume flows at low temperatures)
- Also EGR gas heat can be considered when using EGR configuration to meet IMO Tier III emissions limits



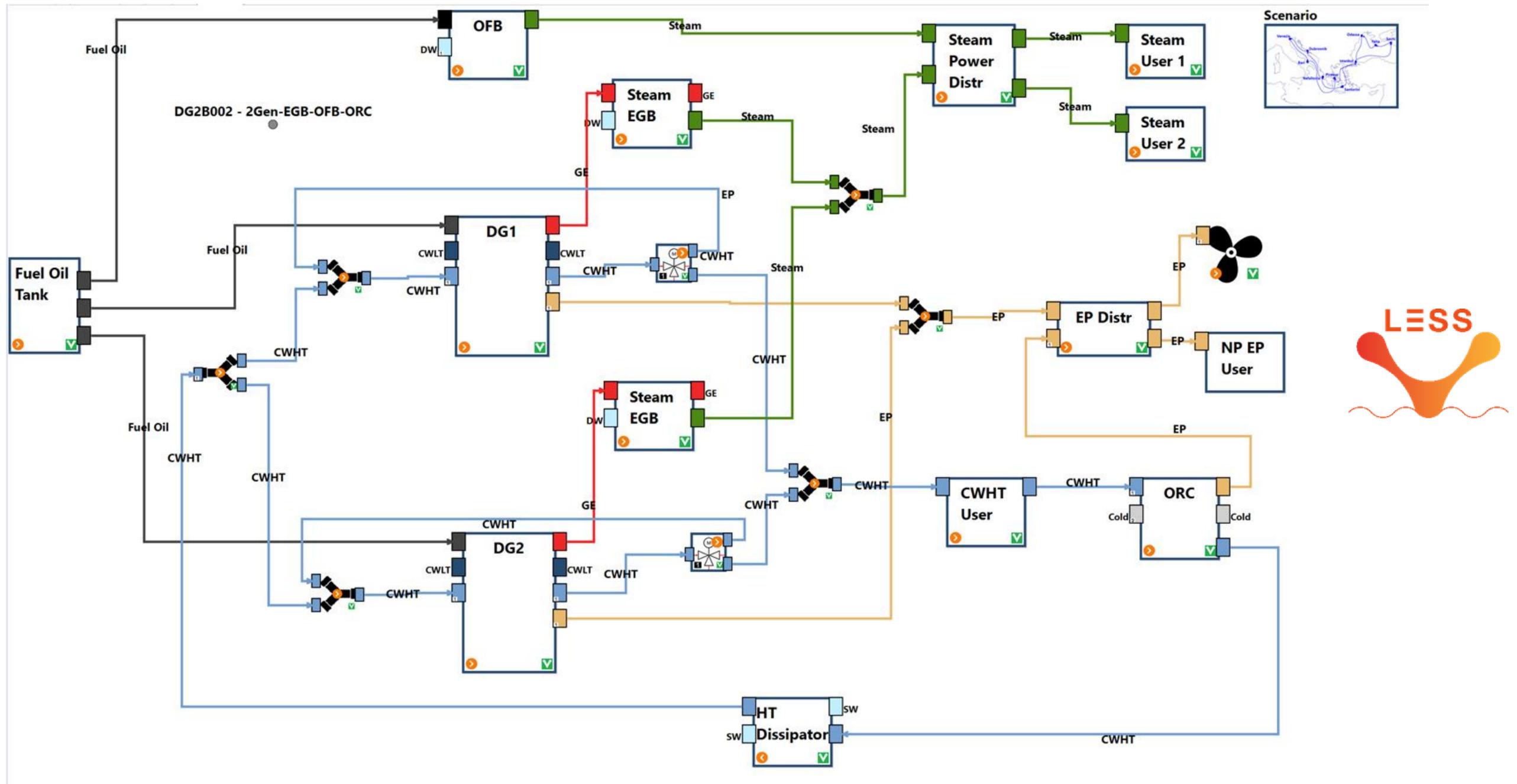
Waste heat properties and availability (4/11)

Ship power plants architecture (1)



Waste heat properties and availability (5/11)

Ship power plants architecture (2)



simplified scheme of the fluid circuits in a ship power plant (electric propulsion)

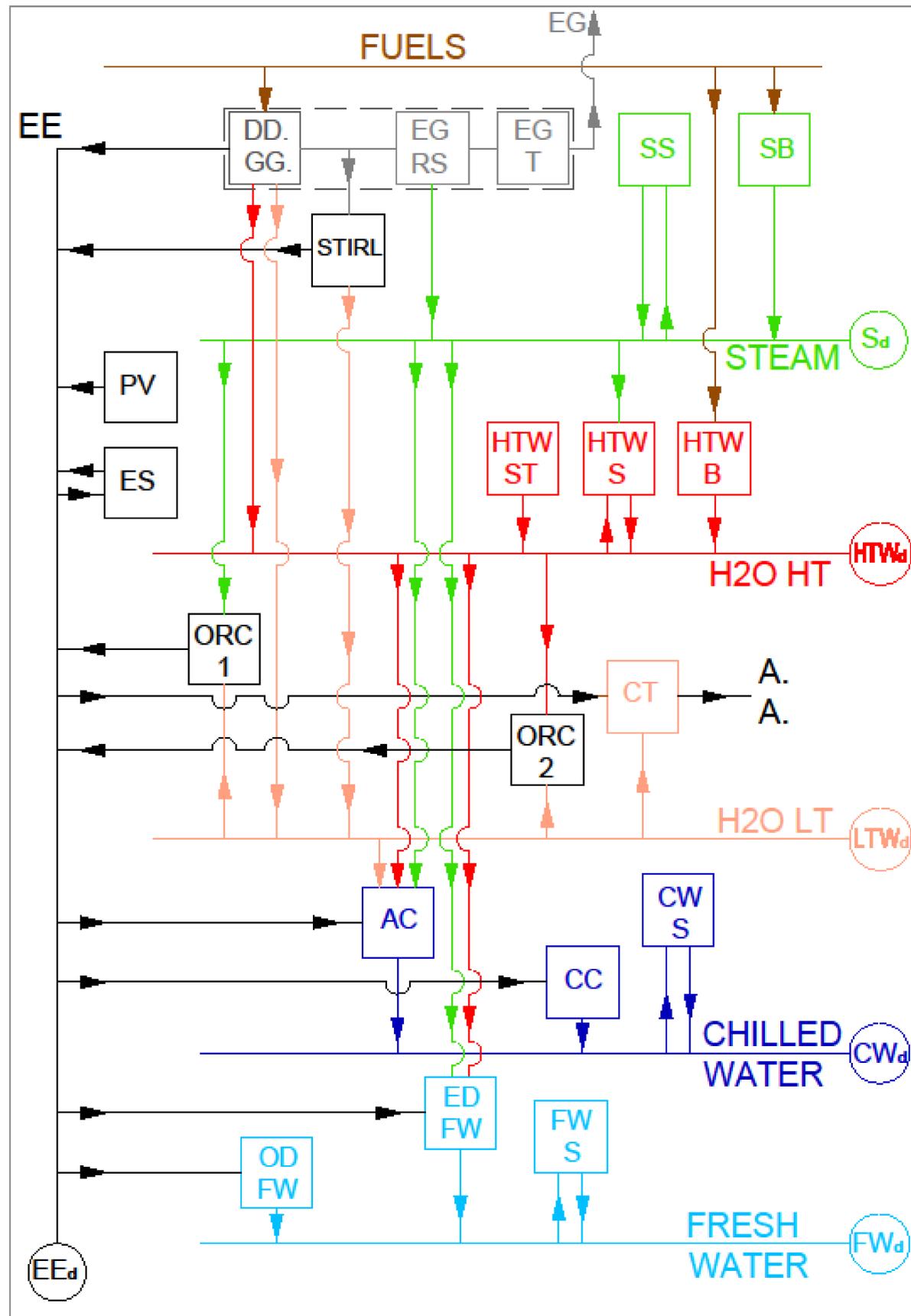
DG: Diesel Generator – EGB: Exhaust Gas Boiler – OFB: Oil Fuel Boiler

CWHT: Cooling Water High Temperature – EP: Electric Power – NP Not Propulsive

ORC Organic Rankine Cycle

Waste heat properties and availability (6/11)

Ship power plants architecture (3)



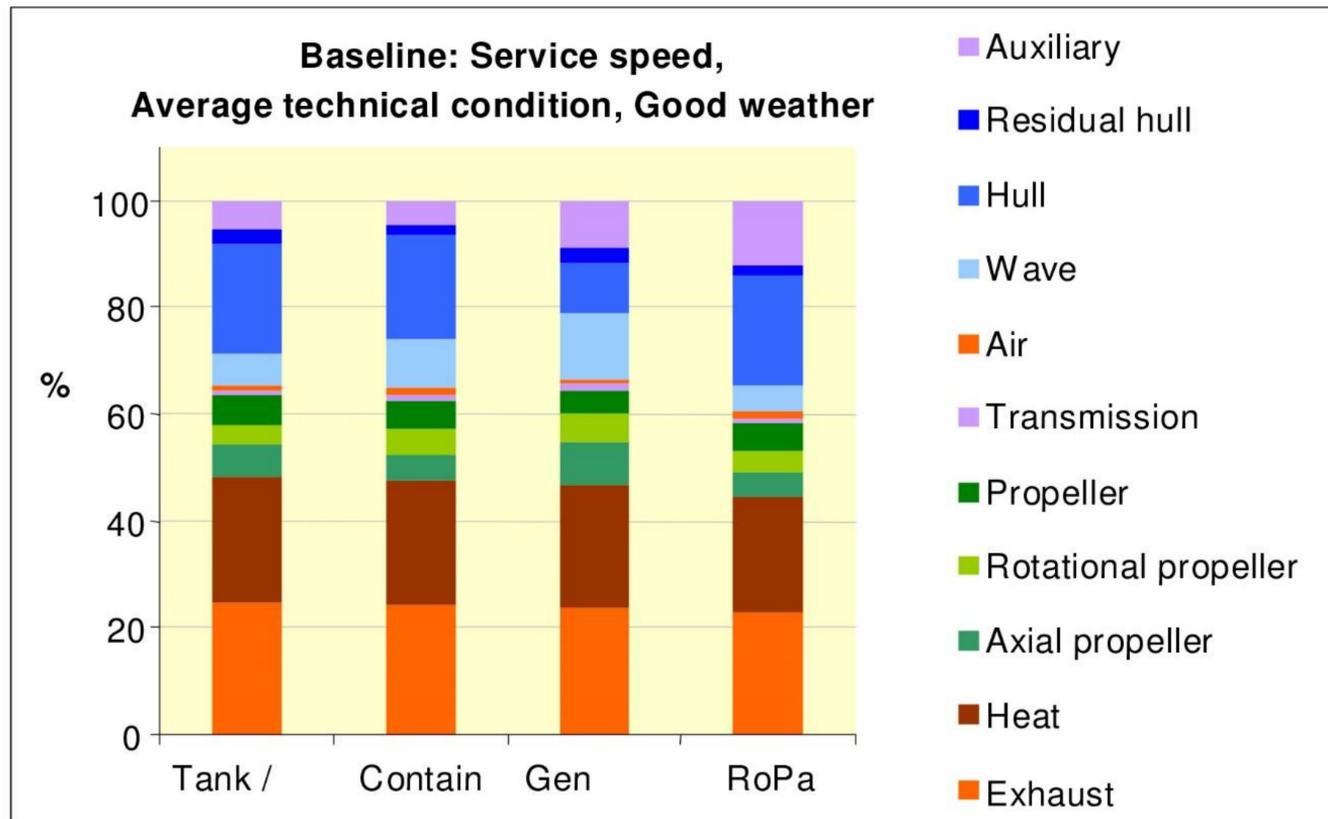
Conceptual energy flows in a ship power plant

seven generalized vectors connect the system with the users:

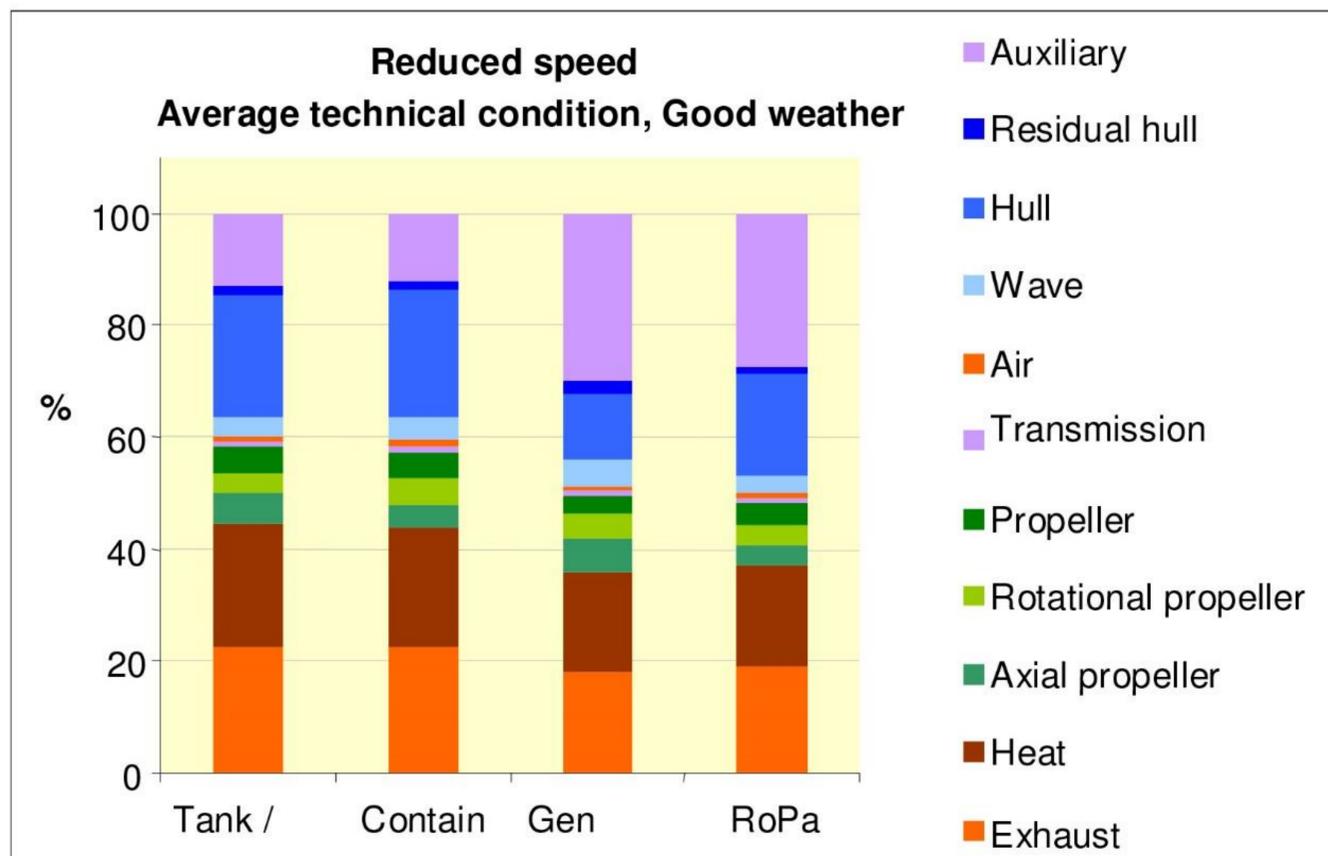
- 1) Exhaust gases, which feed a Stirling (STIRL) engine and the recovery steam generators (EGRS)
- 2) Electric Energy (EE) for propulsion, hotel services, any electrical storage (ES) and all the auxiliaries of the on-board energy system
- 3) Steam (STEAM) must meet the Steam demand (S_d)
- 4) Hot water at 85-90°C (H2O HT) must meet the High Temperature Water demand (HTW_d)
- 5) Hot water at about 50°C (H2O LT) must meet the Low Temperature Water demand (LTW_d) (or be dissipated)
- 6) Chilled water at 8-10°C (CHILLED WATER) must meet the Chilled Water demand (CW_d)
- 7) Fresh water (FRESH WATER) must meet the Drinkable Water demand (DW_d)



Waste heat properties and availability (7/11)



Baseline distribution of the energy consumption of a “typical” ship in average condition operating at service speed

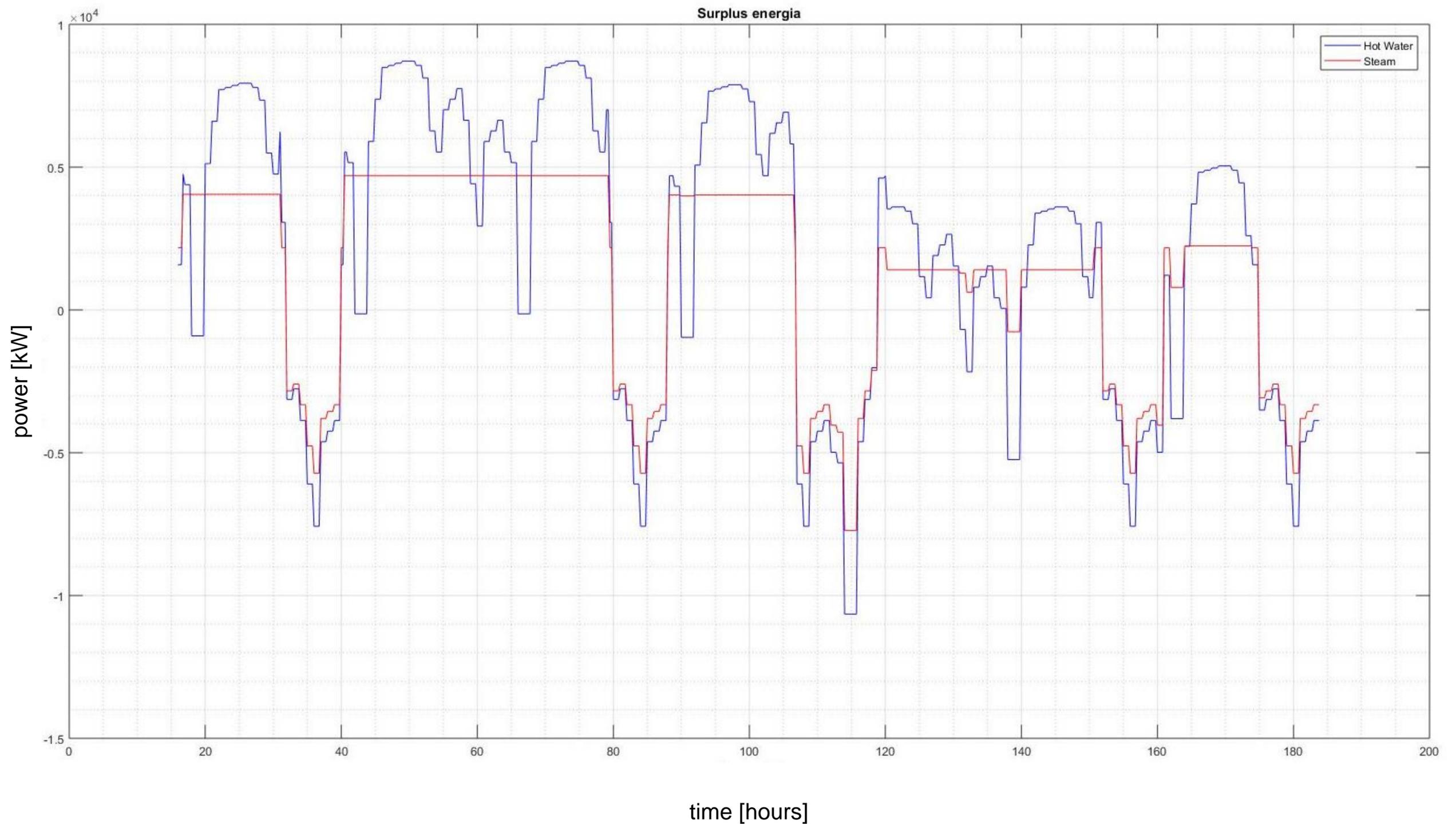


Baseline distribution of the energy consumption of a “typical” ship in average condition operating at reduced speed





Waste heat properties and availability (8/11)



timing chart of deficit and surplus of HTWF and STEAM for a cruise ship along a generic route



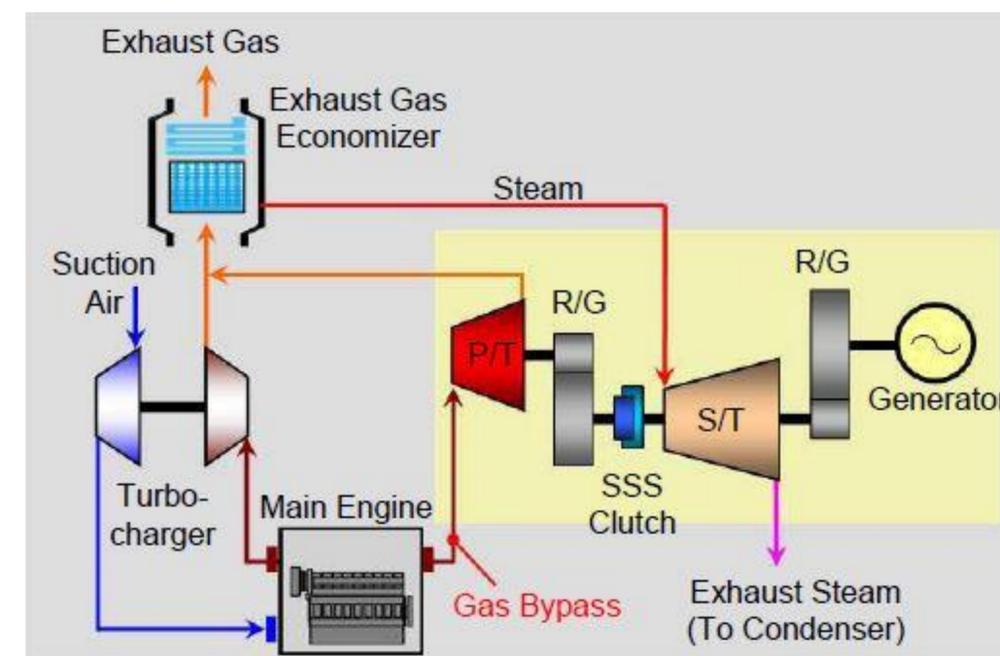
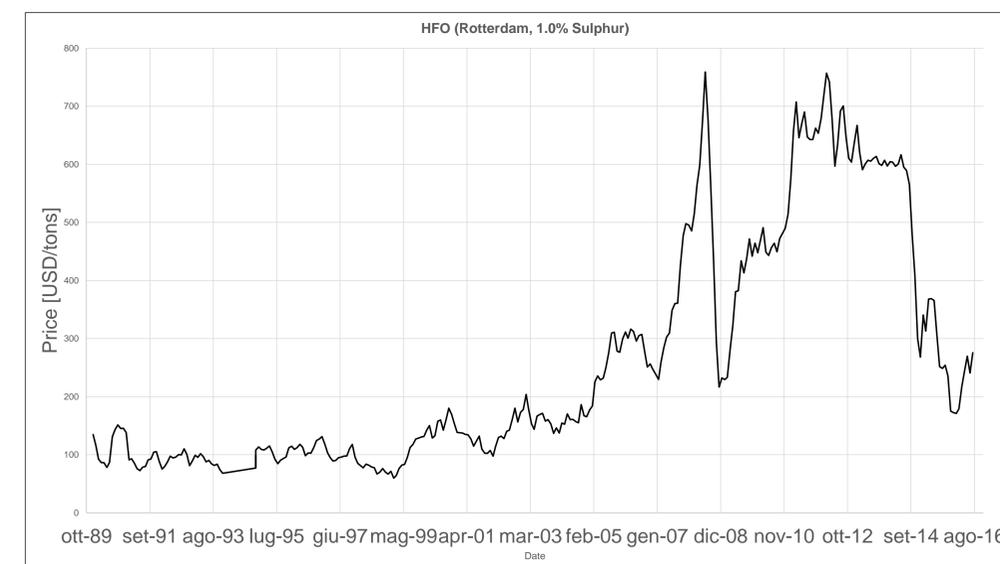
Waste heat properties and availability (9/11)

Engine Energy Recovery

- Energy recovery systems have been available on slow speed engine for many years
- The first systems were usually based on an additional exhaust turbine fed by a fraction (ca 10%) of the engine exhaust flow
- The exhaust turbine could be connected to the engine crankshaft or to an electric generator
- Fuel prices in the past have been too low to make these systems profitable

Current situation

- More advanced systems are available, at least for slow speed engines
- B&W's system TES (Thermo Efficiency System) combines an exhaust gas turbine with a steam cycle driven by exhaust heat and running a steam turbine. The two turbines are coupled to a generator for power production
- The increase in engine power is estimated to be in the range 9-11% (shaft efficiency increases to 55% from 49.5%)
- The efficiency of the steam cycle is somewhat limited by the minimum recommended exhaust stack temperature which must be above 180 degrees to control Sulphur corrosion related to the use of HFO





Waste heat properties and availability (10/11)

- The payback time (a few years) depends mainly on the fuel prices
- A significant barrier for the use of such systems is the very large size, weight and complexity of the installation. Such an installation is optimized for a single design operating point, with power production rapidly decreasing in off-design conditions

Future possibilities –medium speed engines

- Using steam turbine cycles as a means of energy recovery is quite challenging on board a ship. The relatively low temperature level makes these types of systems bulky (in particular, these systems require large condensers due to the low density of steam at the condensation temperature)
- Alternative working fluids, that enable higher levels of energy recovery and smaller space requirement, are used in commercially available Organic Rankine Cycle (ORC) technology
- The working fluids are alkanes (such as pentane) or refrigeration fluids. Due to some their undesirable properties (fire hazard - ozone depletion), CO₂ could also be considered as a working fluid in high pressure supercritical Rankine cycles. There is no such kind of cycle in operation up to now, but it could become a future pathway due to its various advantages including highly compact turbomachinery and heat exchangers
- It should be noted that medium speed diesel engines tend to have lower fuel efficiency performance compared to slow speed engines. The exhaust gas temperature is in the range of 300 to 360°C
- The minimum exhaust stack temperature is 180°C or above, to control Sulphur corrosion related to the use of HFO, thereby posing a limitation to heat recovery

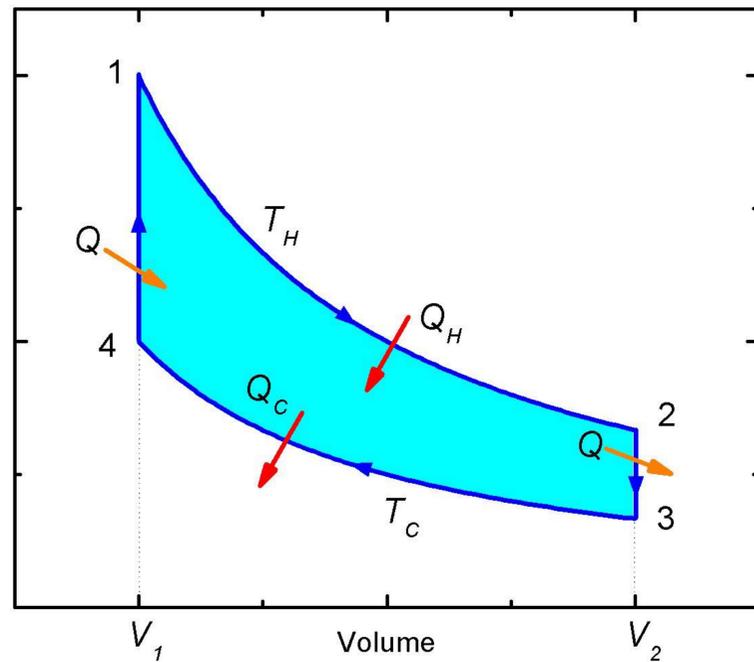


Waste heat properties and availability (11/11)

Energy recovery from gas engines

- Due to increasing fuel oil prices and exhaust emission regulations (restricting operations or taxation), there is an increasing interest in using engines that burn natural gas for marine vessel applications.
- The natural gas engines that are currently available for ship propulsion applications have a slightly higher shaft efficiency compared to their diesel counterparts - normally in the range of 44.5% to 47% depending on engine size and concept (spark ignited or dual fuel)
- Gas engines also offer a higher potential for energy recovery. This is due to the higher exhaust temperatures (normally in the range of 400-430°C), and a possibility to run with an exhaust stack temperature below 100°C. This can be done as the fuel does not contain any Sulphur and gas combustion produces very small quantities of particles. Thereby the exhaust system is likely to be very little affected by the low exhaust temperature
- A simplified calculation based on exhaust gas temperature of 430°C and an exhaust stack temperature of 50°C gives a theoretical (Carnot) efficiency of about 32.5%. Considering a turbine efficiency of 80% and some additional losses related to pumping and heat exchangers, the total recovery efficiency could be in the level of 22%. Using actual figures on exhaust heat flow and engine shaft power, the energy recovery figure is 13% of the shaft power. That means that the actual shaft efficiency increases from 45% to 50.9%

WHR technologies: Stirling Engines (1/5)



Stirling ideal cycle:

- 1-2 isothermal expansion at T_H , heat input from the high temp. source
- 2-3 constant volume cooled expansion with regenerative heating
- 3-4 isothermal compression at T_C , heat output to the low temp. sink
- 4-1 constant volume heated compression with regenerative cooling

Stirling cycle efficiency = Carnot cycle efficiency = $1 - T_C/T_H$

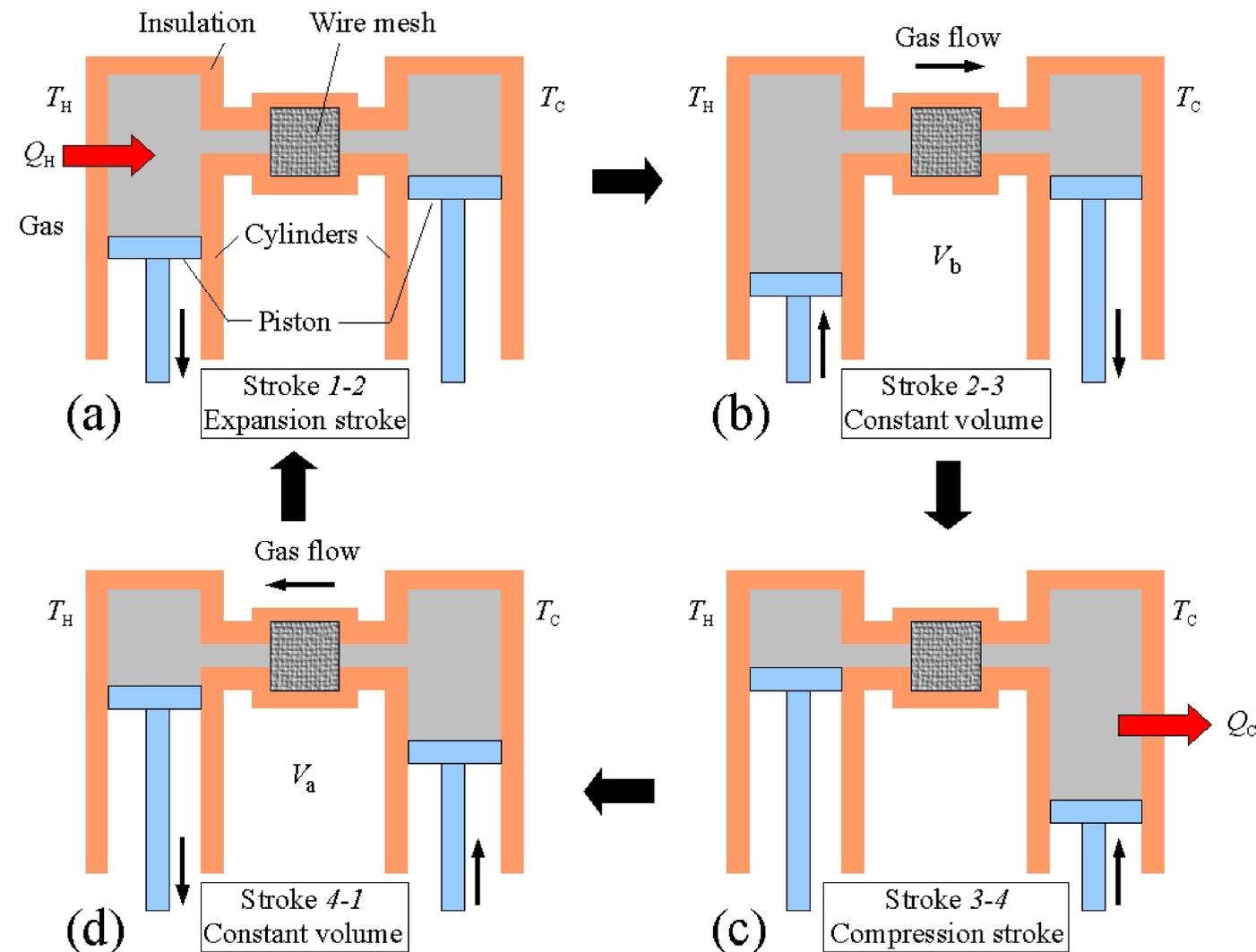
Dual piston Stirling engine

1-2 The left piston moves down, the right piston is fixed. To maintain the temperature constant at T_H , the gas absorb heat Q_H from the high temperature source.

2-3 The left piston is compressed, the right piston is expanded, the total volume remains fixed. The hot gas is forced from the left to the right chamber through the regenerator, where it delivers the heat Q .

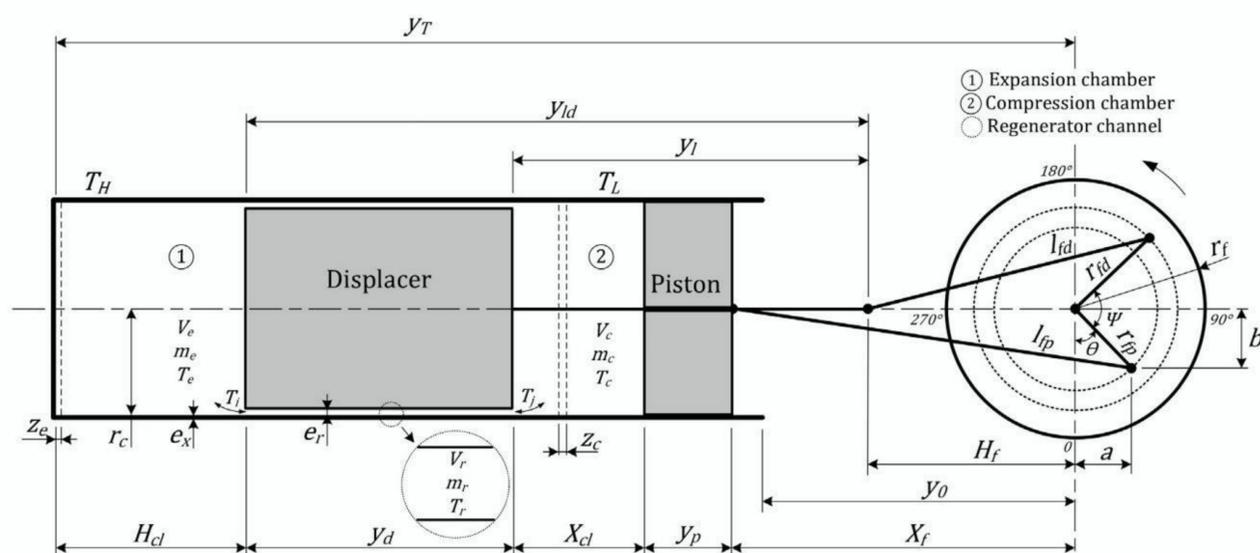
3-4 The right piston is compressed, the left piston is fixed. To maintain the temperature constant at T_C , the gas releases heat Q_C to the low temperature sink.

4-1 The left piston is expanded, the right piston is compressed, the total volume remains fixed. The cold gas is forced from the right to the left chamber through the regenerator, where it recovers the stored heat Q .

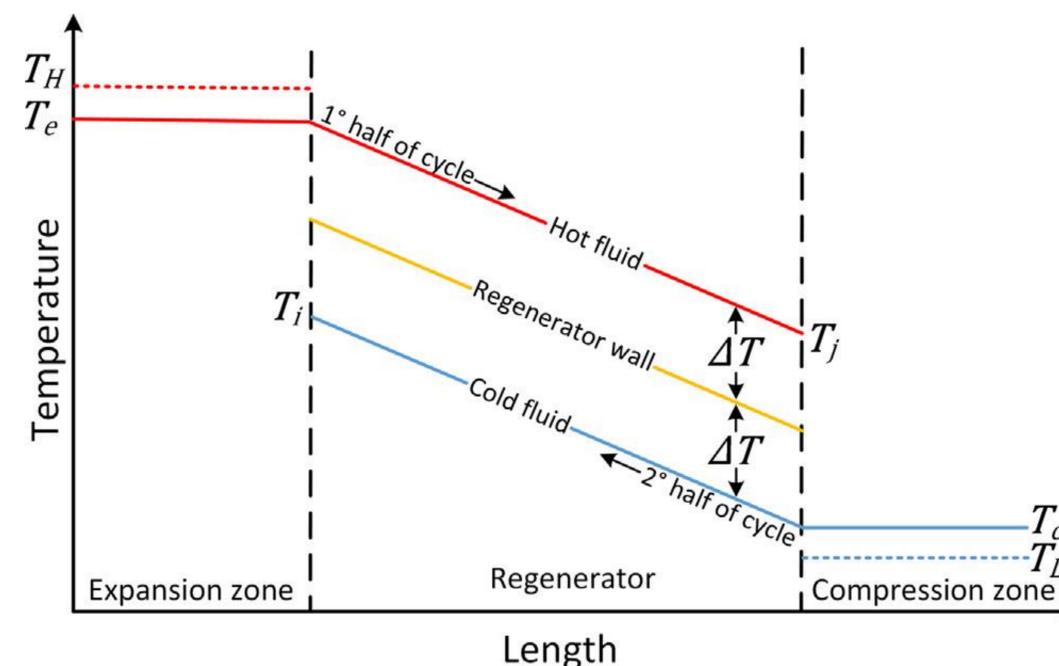


WHR technologies: Stirling Engines (2/5)

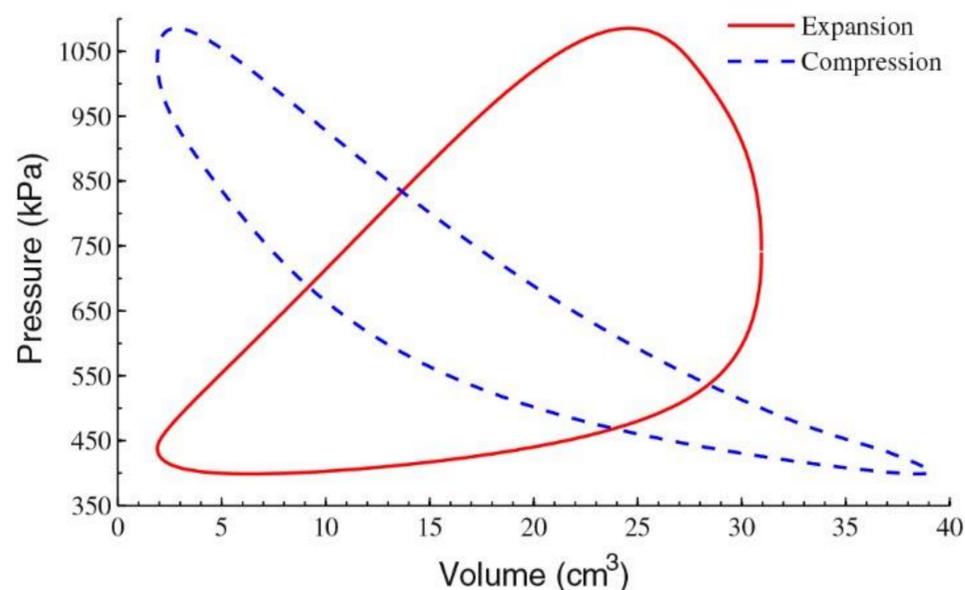
real cycle vs. ideal cycle



single piston + displacer Stirling engine



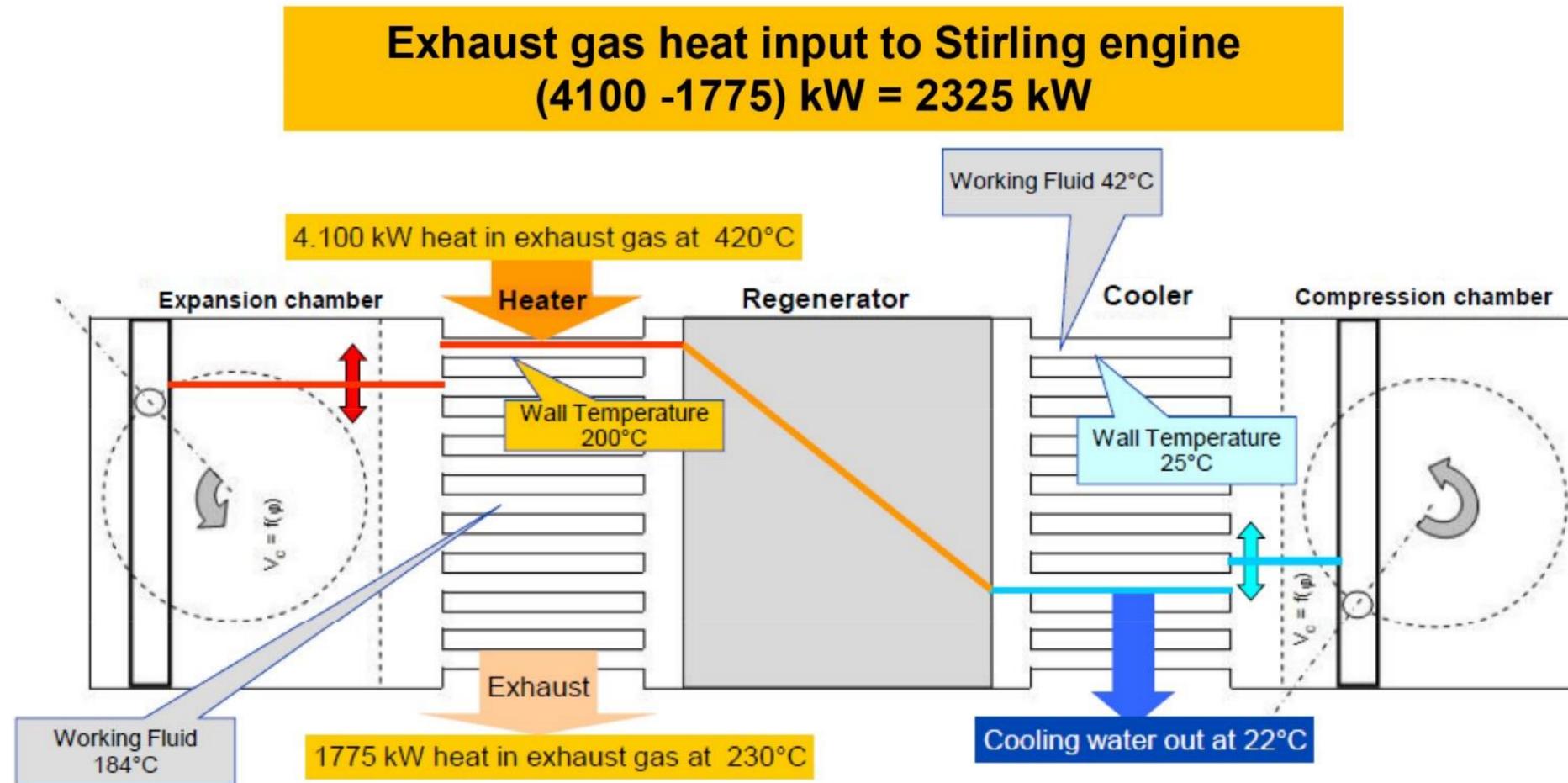
expected heat exchange diagrams



expected indicated diagrams in the
compression and expansion chambers

Time evolution during a cycle of chamber volumes, operating fluid mass distribution and temperatures differ significantly from the ideal one

WHR technologies: Stirling Engines (3/5)



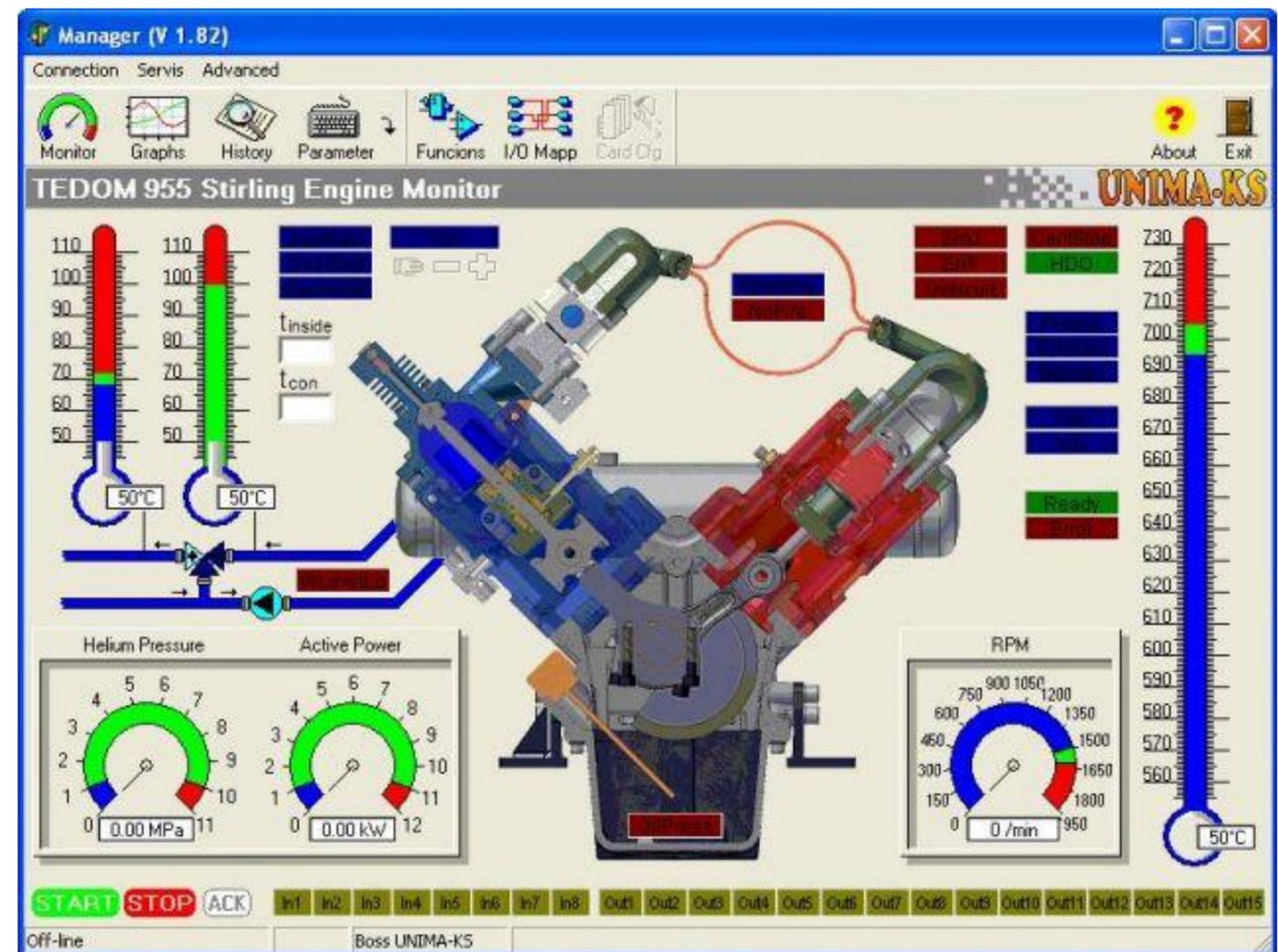
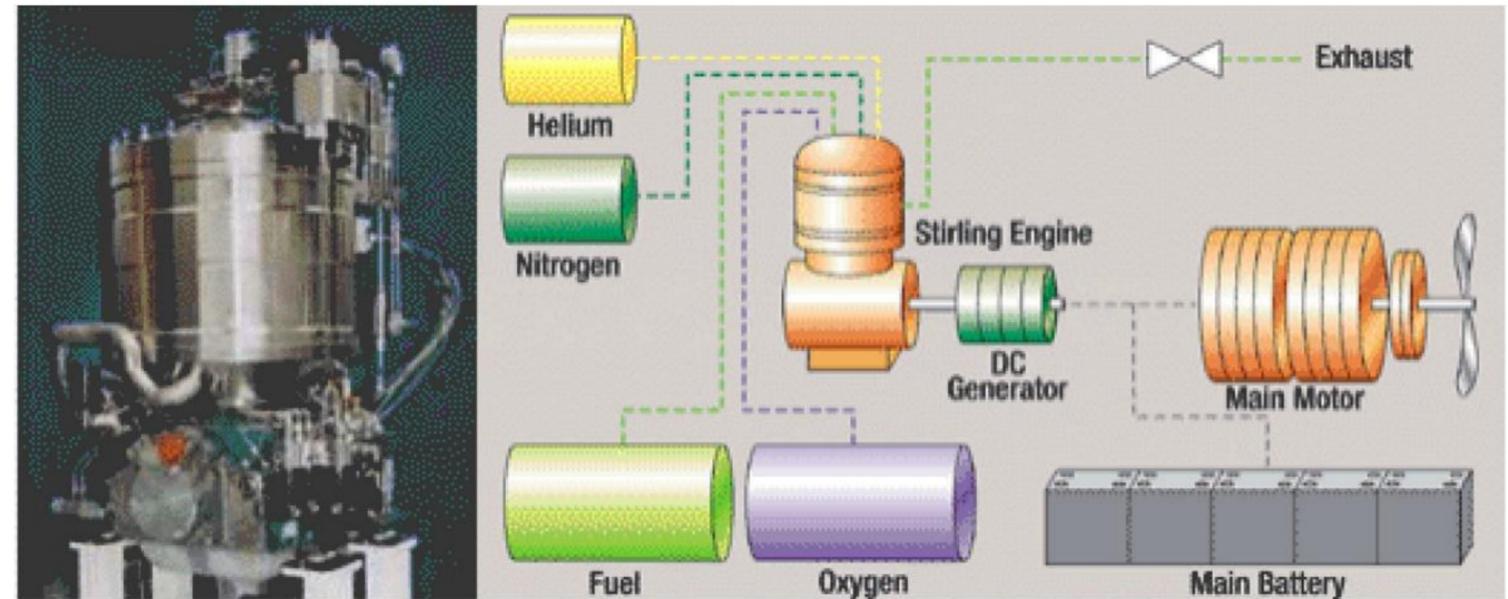
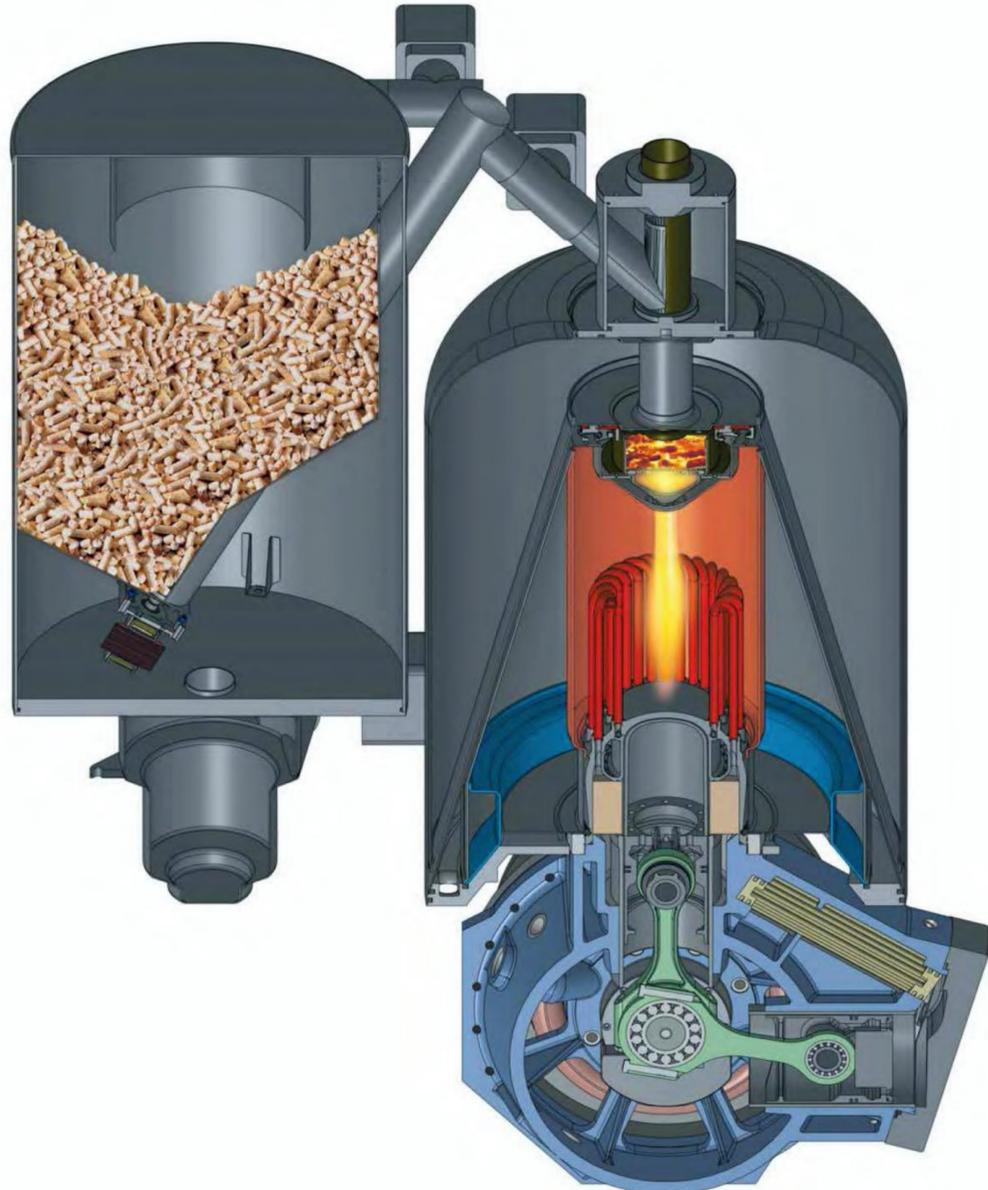
Results obtained with an intermediate thermal oil circuit between exhaust gas and working fluid for decreasing the temperature difference during the heat transfer

Stirling engine results	
Working fluid high temp.	248 °C (+64 °C)
Working fluid low temp.	42 °C
Shaft power	740 kW
Speed	600 rpm
Total displacement	72 lt
Overall efficiency	0.27
Mechanical efficiency	0.91
Carnot factor	0.395



WHR technologies: Stirling Engines (4/5)

Examples of Stirling engines





WHR technologies: Stirling Engines (5/5)

➤ Strengths:

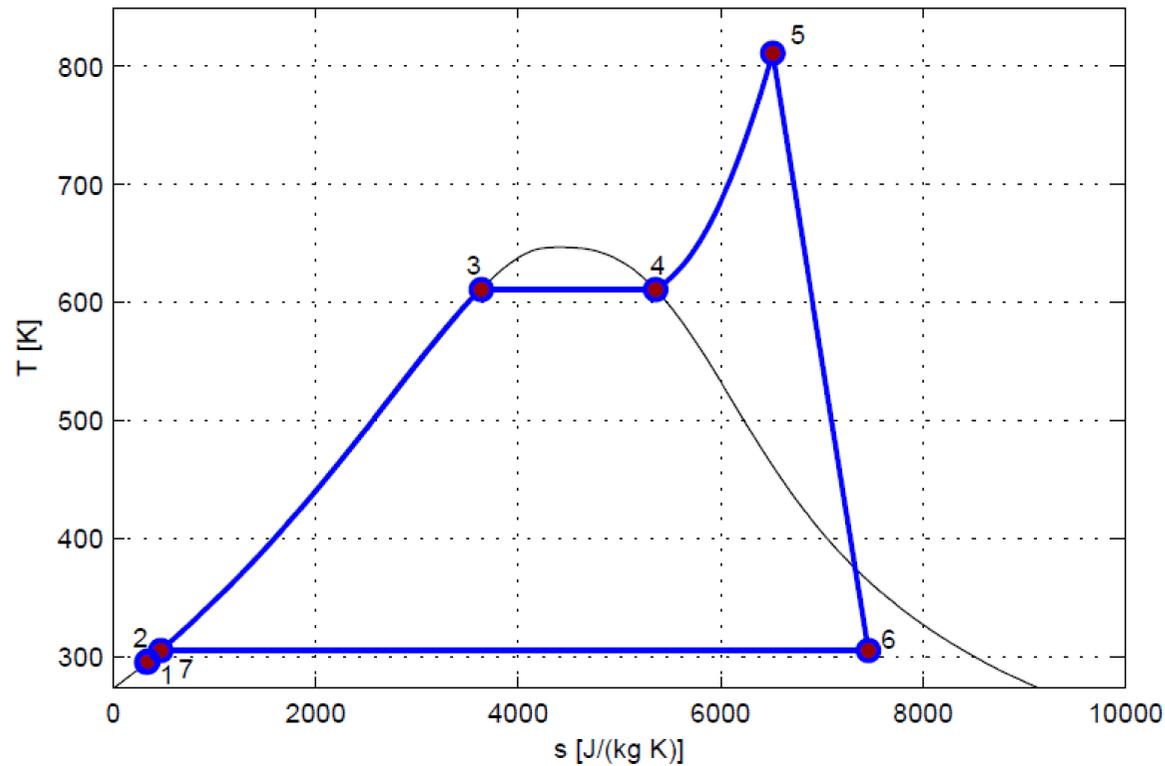
- External combustion: usable for WHR applications
- Higher ideal thermal efficiency than Diesel and Otto engines due to heat transfer at constant temperatures and regeneration: efficiency same as the Carnot cycle
- No valves, intake and exhaust pipes: less maintenance than Diesel and Otto engines
- No pumping losses from gas exchange during the cycle
- Smooth torque delivery
- Silent operation

➤ Weaknesses:

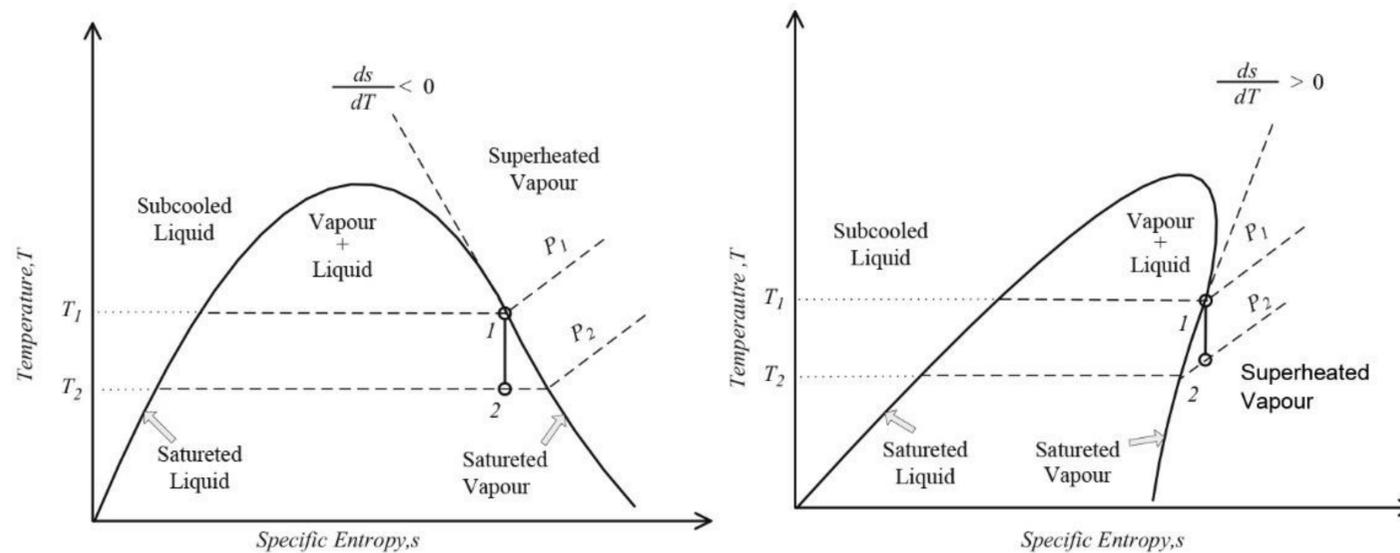
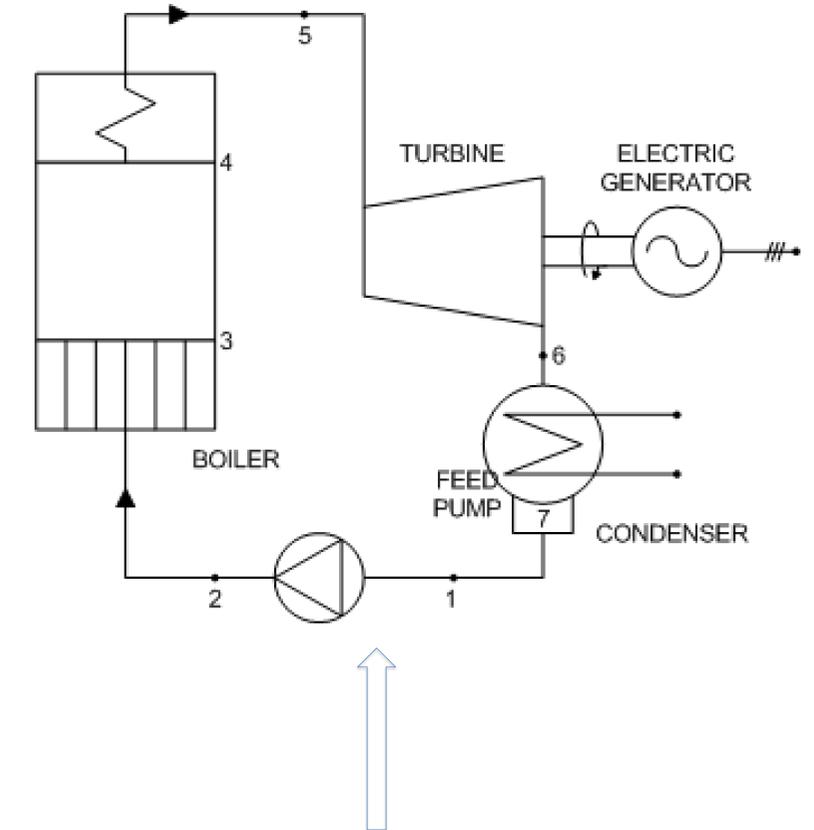
- The real variation law of compression and expansion chambers volume is very different from the ideal one
- Temperatures in the compression and expansion chambers are not constant
- High thermal stresses
- High costs of heat exchangers due to need for very large heat transfer areas
- High costs of regenerator materials due to very demanding operating conditions
- Regenerator design compromise: high heat transfer area .vs. low volume

WHR technologies: ORC (1/10)

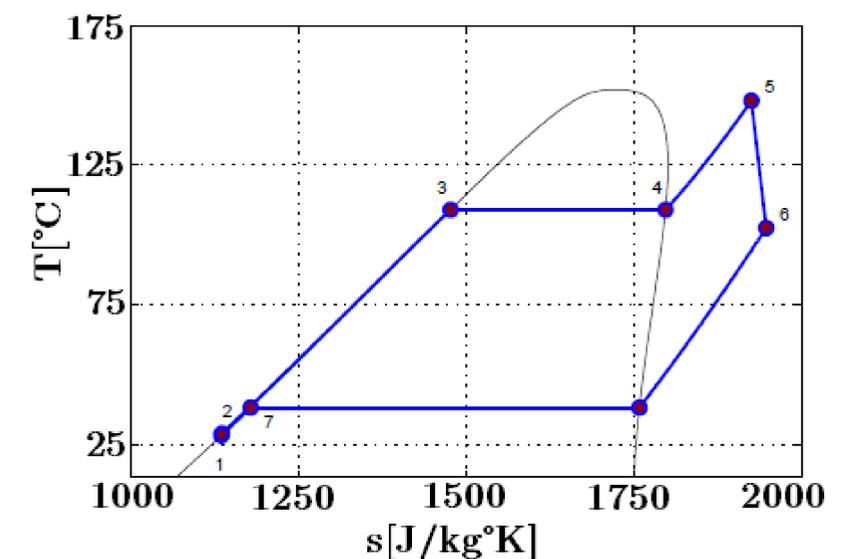
The Rankine cycle – wet and dry fluids



↑ “wet” fluid

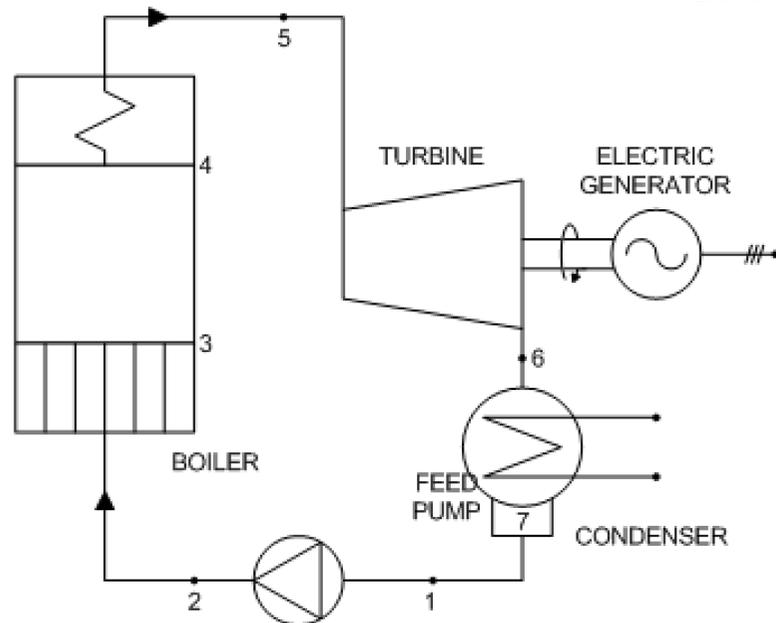
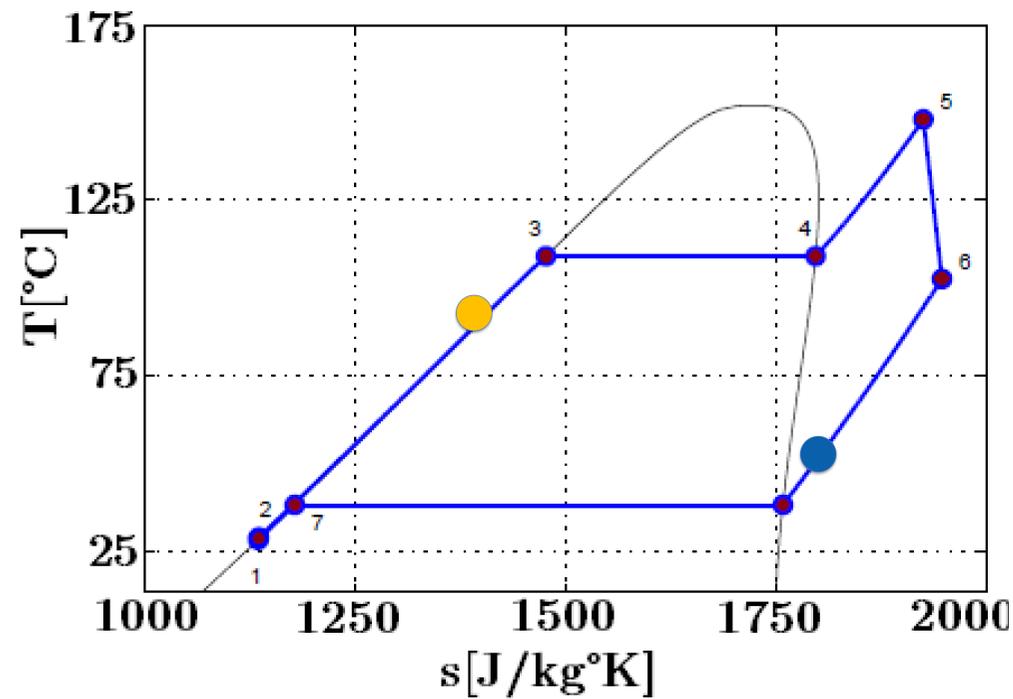


“dry” fluid



WHR technologies: ORC (2/10)

The Rankine cycle: regeneration with dry fluids



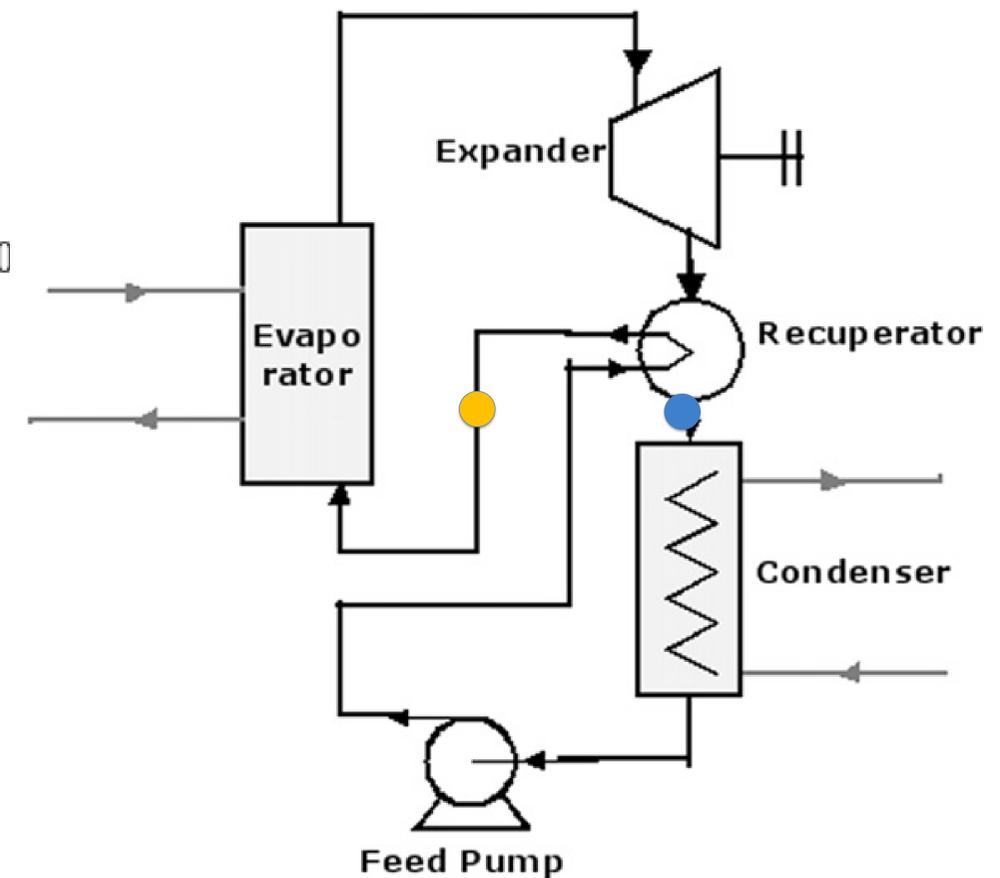
not regenerative



ORC



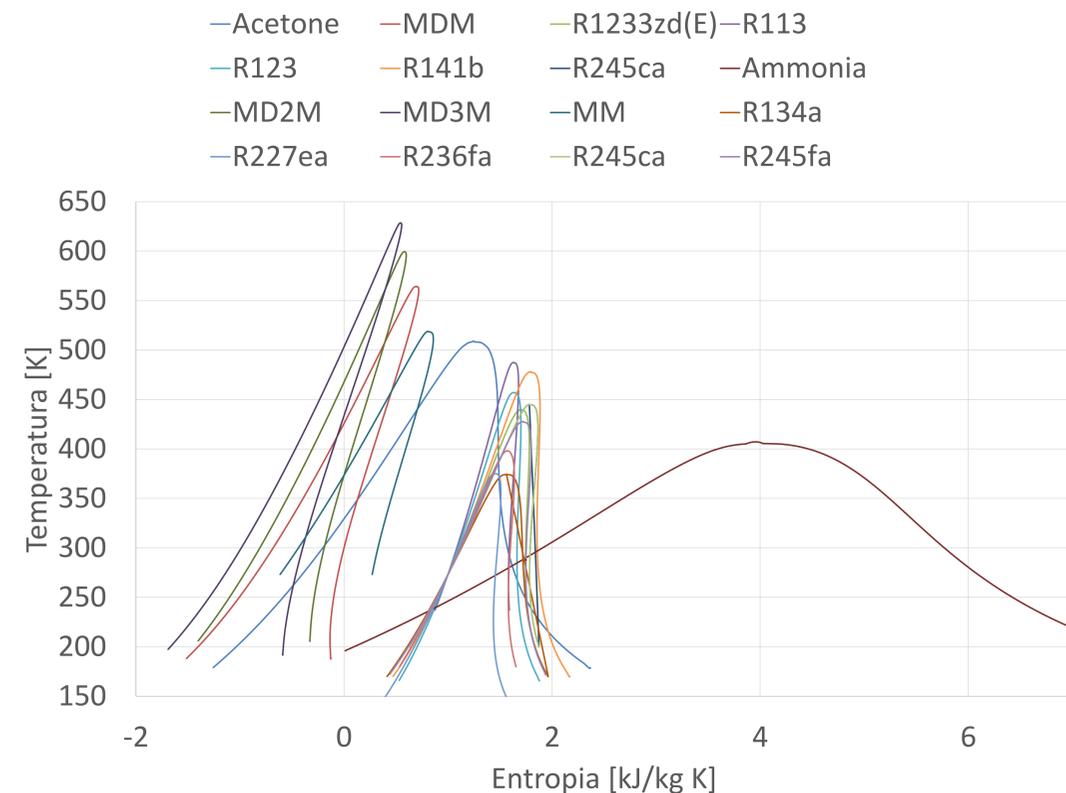
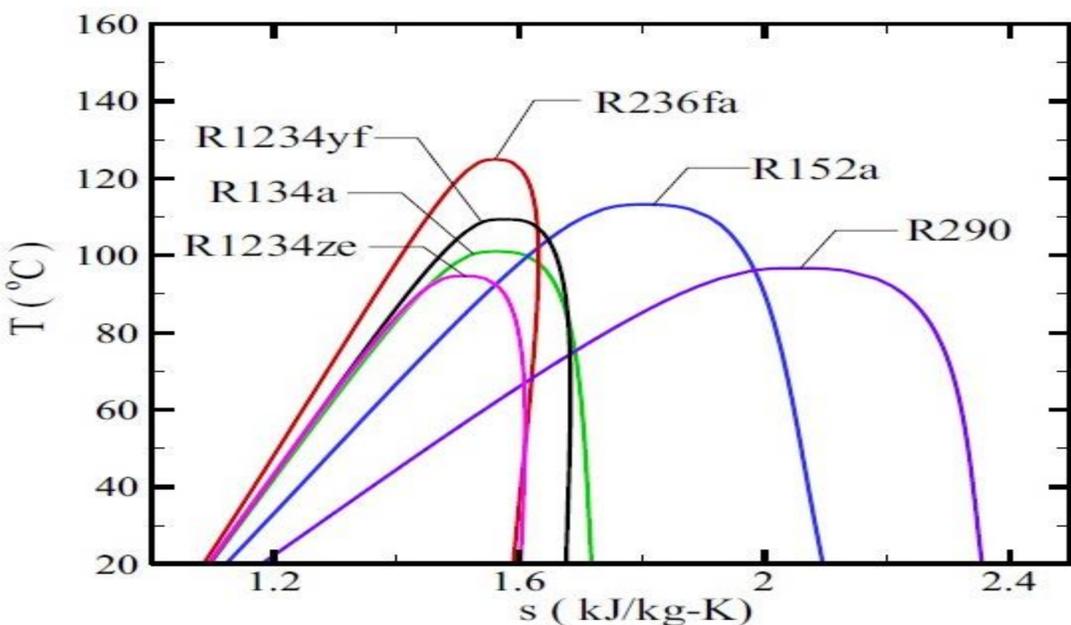
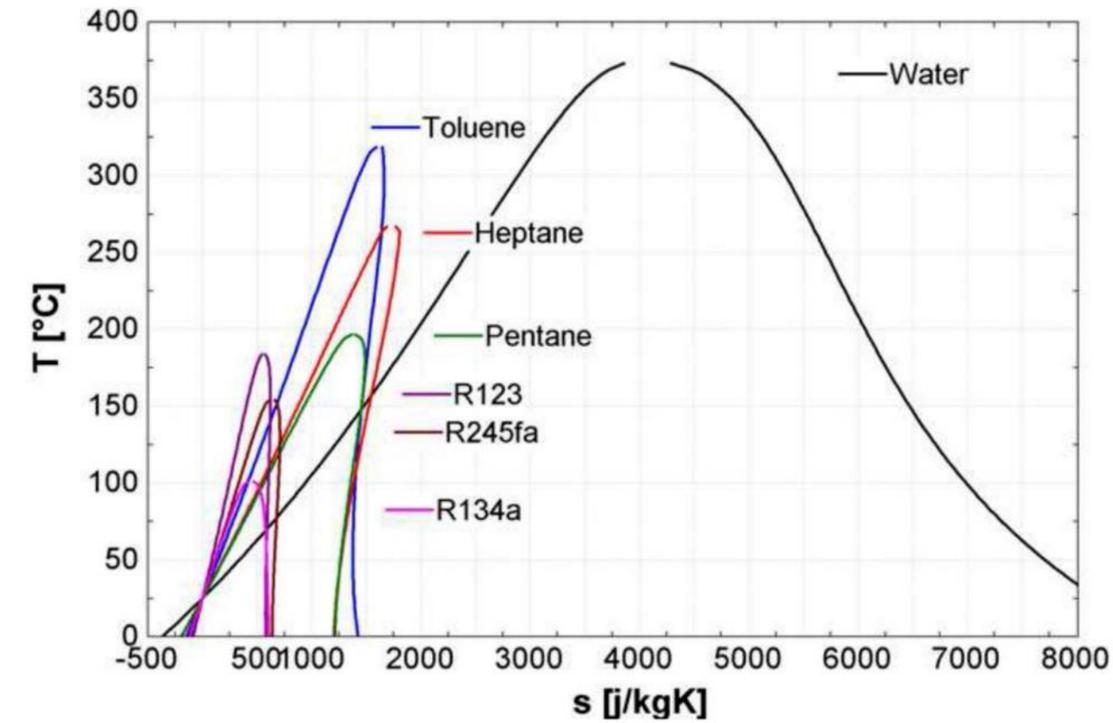
regenerative

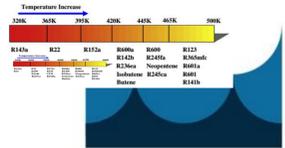


WHR technologies: ORC (3/10)

Properties of common organic fluids

- Ozone Depletion Potential (ODP): ratio between the amount of ozone layer destroyed and the mass of released fluid:
 - trichlorofluoromethan R11: ODP=1 (reference)
 - chlorofluorocarbons (CFC) - idrochlorofluorocarbons (HCFC): ODP=0.1 - 1
 - hydrofluorocarbons (HFC) - hydrofluoroethers (HFE) : ODP=0 (no chlorine)
- Global Warming Potential (GWP): how much a chemical contributes to global warming over a 100-year period:
 - carbon dioxide: GWP=1 (reference)
- Atmospheric Life Time (ALT): time that a gas remains in the atmosphere after the emission, on the basis of its degradation rate and propensity to bind with other gases:
 - chemicals with a high ALT can be potentially harmful to the planet, even if they are not considered as such now



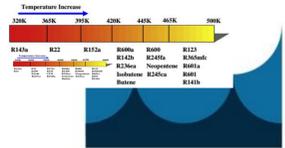


WHR technologies: ORC (4/10)

Properties of common organic fluids

Working fluids for medium-high temperature ICE WHR (e.g. exhaust gas and EGR)

FLUID	CATEGORY	Tc [°C]	pc [bar]	Tboil, norm [°C]	Tf [°C]	NFPA			GWP (100)	ODP
						H	F	R		
PURE						H	F	R		
Water-vapour (R-718)	Inorganic	374	220.6	99.97	0	0	0	0	< 1	0
Ethanol (ethyl alcohol)	Alcohol	241.6	62.7	78.4	-114.2	0	3	0	n.a.	n.a.
Methanol (methyl alcohol)	Alcohol	239.5	81	64.5	-97.5	1	3	0	< 3	n.a.
Benzene	Hydrocarbon	288.9	49.1	80.1	5.5	2	3	0	n.a.	n.a.
Toluene (methylbenzene)	Hydrocarbon	318.6	41.3	110.6	-95.2	2	3	0	2.7	n.a.
n-hexane	Hydrocarbon	234.7	30.4	68.7	-95.3	2	3	0	n.a.	n.a.
n-octane	Hydrocarbon	295.2	25	125.6	-56.6	1	3	0	n.a.	n.a.
p-xylene	Hydrocarbon	343	35.3	138.3	13.3	2	3	0	n.a.	n.a.
Cyclohexane	Hydrocarbon	280.5	40.8	80.7	6.3	1	3	0	n.a.	n.a.
Cyclopentane	Hydrocarbon	238.6	45.7	49.3	-93.5	1	3	0	n.a.	n.a.
Acetone	Organic compound	235	47	56.1	-94.7	1	3	0	0.5	n.a.
MIXTURES										
Ethanol/Water (0.5/0.5 mass)	Mixture	339.9	201.2	81.5	-32	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
Benzene/R123 (0.7/0.3 mass)	Mixture HC+Refrig	272.5	49.4	59.4	n.a.	n.a.	.	n.a.	n.a.	n.a.
Cyclohexane/R123 (0.7/0.3 mass)	Mixture HC+Refrig	263.6	42.6	56.4	n.a.	n.a.	.	n.a.	n.a.	n.a.
Cyclopentane/R123 (0.7/0.3 mass)	Mixture HC+Refrig	228.3	44.6	42.3	n.a.	n.a.	.	n.a.	n.a.	n.a.
Pentane/Hexane (0.5/0.5 molar)	Mixture of HCs	217.7	32.9	47.9	n.a.	n.a.	.	n.a.	n.a.	n.a.



WHR technologies: ORC (5/10)

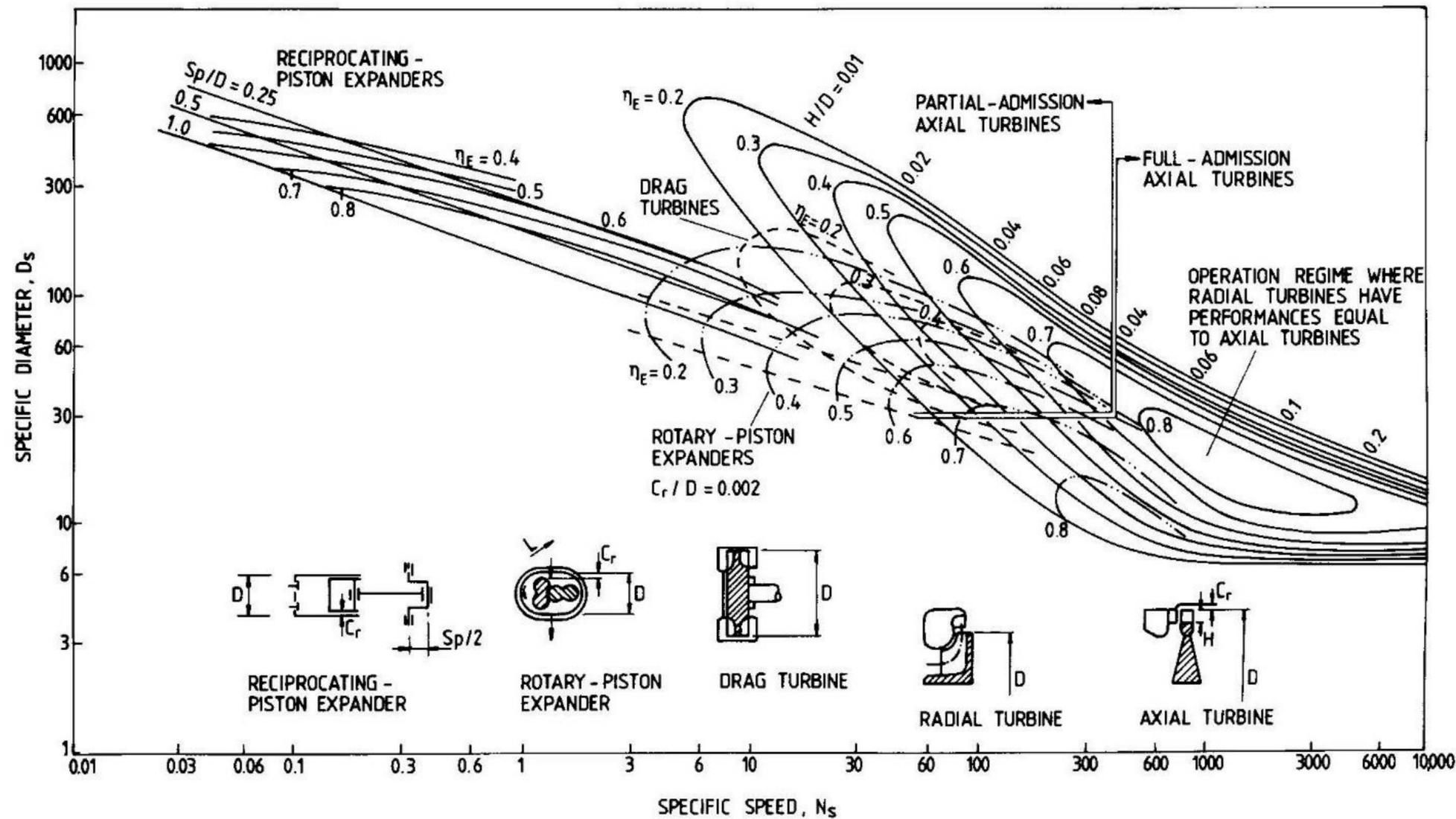
Properties of common organic fluids

Working fluids for low temperature ICE WHR (e.g. cooling jacket water)

FLUID	CATEGORY	Tc [°C]	pc [bar]	Tboil, norm [°C]	Tf [°C]	NFPA			GWP (100)	ODP
						H	F	R		
PURE						H	F	R		
R-245fa (pentafluoropropane)	Hydrofluorocarbon	154	36.5	15.1	-102.1	2	1	0	1030	0
R-245ca (pentafluoropropane)	Hydrofluorocarbon	174.42	39.41	25.26	-81.7	2	1	0	693	0
R-134a (tetrafluoroethane)	Hydrofluorocarbon	101.06	40.59	-26.07	-103.3	2	1	0	1430	0
R-236fa (hexafluoropropane)	Hydrofluorocarbon	124.92	32	-1.49	-93.55	1	0	0	9810	0
Iso-pentane (R-601a)	Hydrocarbon	187.2	33.78	27.83	-160.5	1	4	0	4+/-2	0
n-pentane (pentane, R-601)	Hydrocarbon	196.55	33.78	27.83	-129.68	1	4	0	4+/-2	0
Propane (R-290)	Hydrocarbon	96.74	42.51	-42.11	-187.7	1	4	0	3.3	0
Isobutane (R-600a)	Hydrocarbon	134.66	36.29	-11.75	-159.42	1	4	0	3	0
MM (hexamethyldisiloxane)	Siloxane - Silicone oil	245.6	19.39	100.25	-0.15	1	4	0	n.a.	n.a.
MDM (octamethyltrisiloxane)	Siloxane - Silicone oil	290.94	14.15	152.51	-85.95	0	2	0	n.a.	n.a.
MD2M (decamethyltetrasiloxane)	Siloxane - Silicone oil	326.25	12.27	194.36	-68	0	2	1	n.a.	n.a.
MD3M (dodecamethylpentasiloxane)	Siloxane - Silicone oil	355.21	9.45	229.87	-81.2	2	2	0	n.a.	n.a.
D4 (Octamethylcyclotetrasiloxane)	Siloxane	313.35	13.32	175.35	17.1	2	2	0	n.a.	n.a.
R141b (dichloro-1-fluoroethane)	Haloalkane	204.35	42.12	32.05	-103.5	2	1	0	725	0.12
R123 (Dichloro-2,2,2-trifluoroethane)	Hydrochlorofluorocarbons	183.68	36.62	27.82	-107.2	2	0	1	77	0.02
HFE-7000 (3M NOVEC 7000)	Hydrofluoroheter	165	24.8	34	-122.5	3	0	0	370	0
HFE-7100	Hydrofluoroheter	195.3	22.3	61	-135	3	0	0	390	0
Ammonia (R-717)	Inorganic	132.25	113.33	-33.33	-77.7	3	1	0	0	0
CO2 (R-744)	Inorganic	31.06	73.8	-78.5	-56.6	2	0	0	1	0
COMMERCIAL names										
Solkatherm (SES36)	Commercial/Mixture	177.6	28.5	36.7	n.a.	0	3	1	n.a.	n.a.
3M Novec-649	Commercial	169	18.8	49	n.a.	3	0	1	1	0
NEW (in development)										
R-1234yf (tetrafluoroolefin)	Hydrofluoroolefin	94.7	33.8	-29.45	-53.15	2	2	0	6	0
R-1234ze(E) (tetrafluoroolefin)	Hydrofluoroolefin	109.36	36.35	-18.97	-104.5	2	1	0	4	0
R-1336mzz-Z	Hydrofluoroolefin	171.3	29	33.4	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	2	0
R-1233zd(E)	Hydrofluoroolefin	165.6	35.7	18.3	n.a.	2	0	0	1	0.0003

WHR technologies: ORC (6/10)

Choice of the expander type (volumetric or turbine)



$$D_s = \frac{D(\Delta h_{is})^{1/4}}{\dot{V}_{ex}^{1/2}}$$

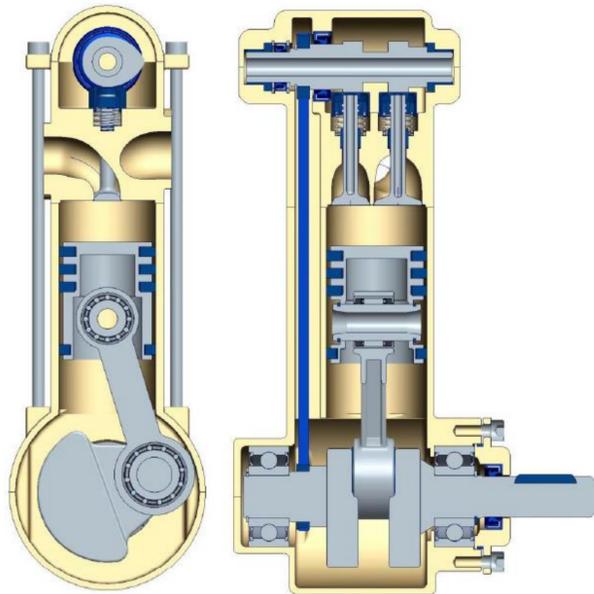
$$N_s = \frac{N\dot{V}_{ex}^{1/2}}{(\Delta h_{is})^{3/4}}$$

Performance map for different types of expander.

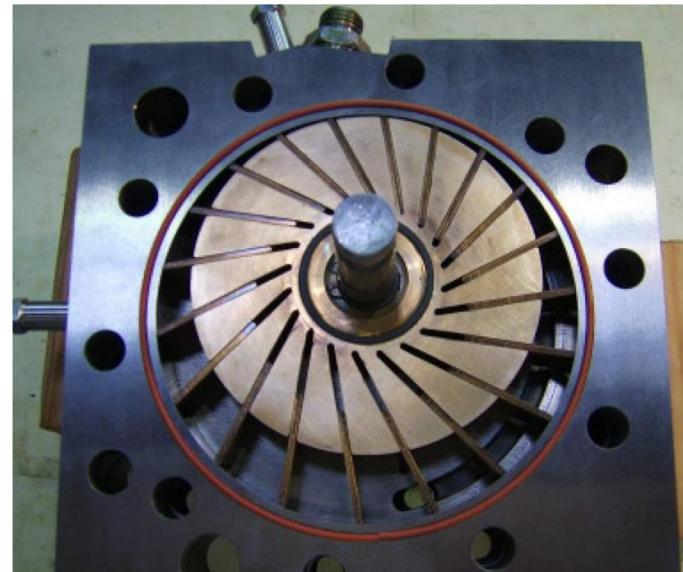
- N : speed [rpm]
- \dot{V}_{ex} : volumetric flow rate at rotor exit [m³/s]
- Δh_{is} : isentropic enthalpy drop [j/kg/K]

WHR technologies: ORC (7/10)

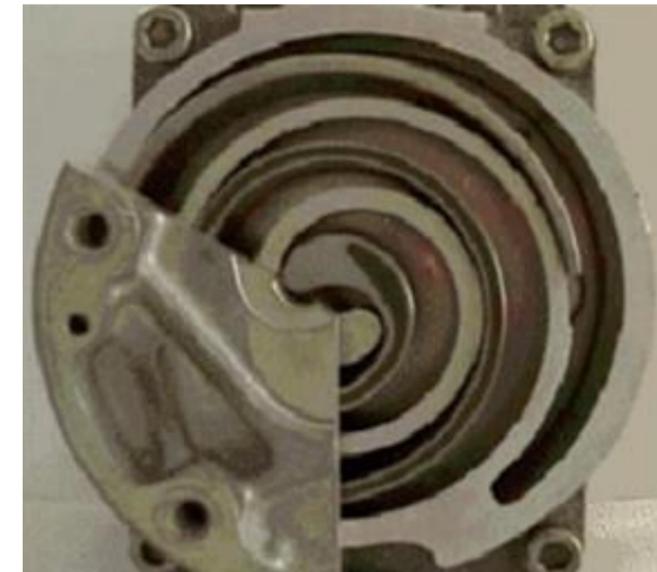
Choice of the expander type (volumetric or turbine)



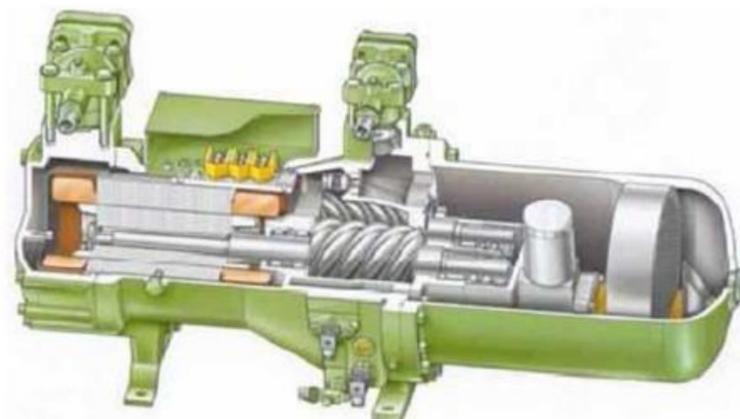
piston exp.



rotary vane exp.



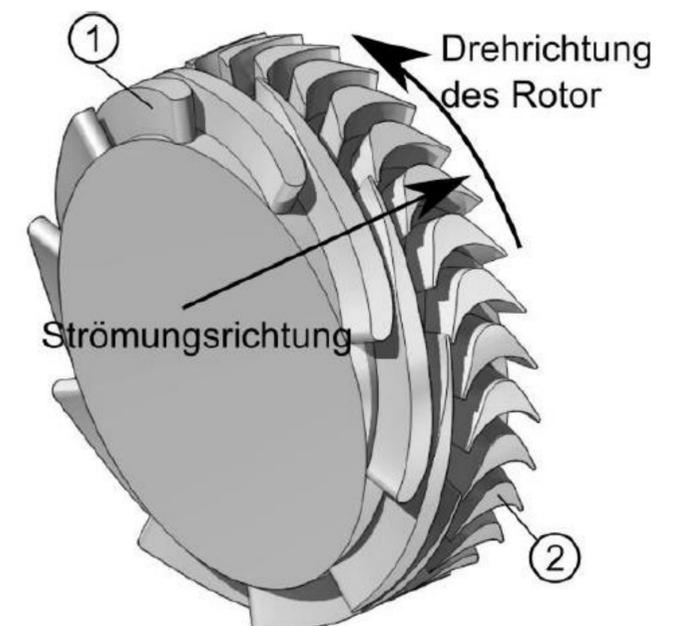
scroll exp.



screw exp.



radial turbine



single stage axial turbine



WHR technologies: ORC (8/10)

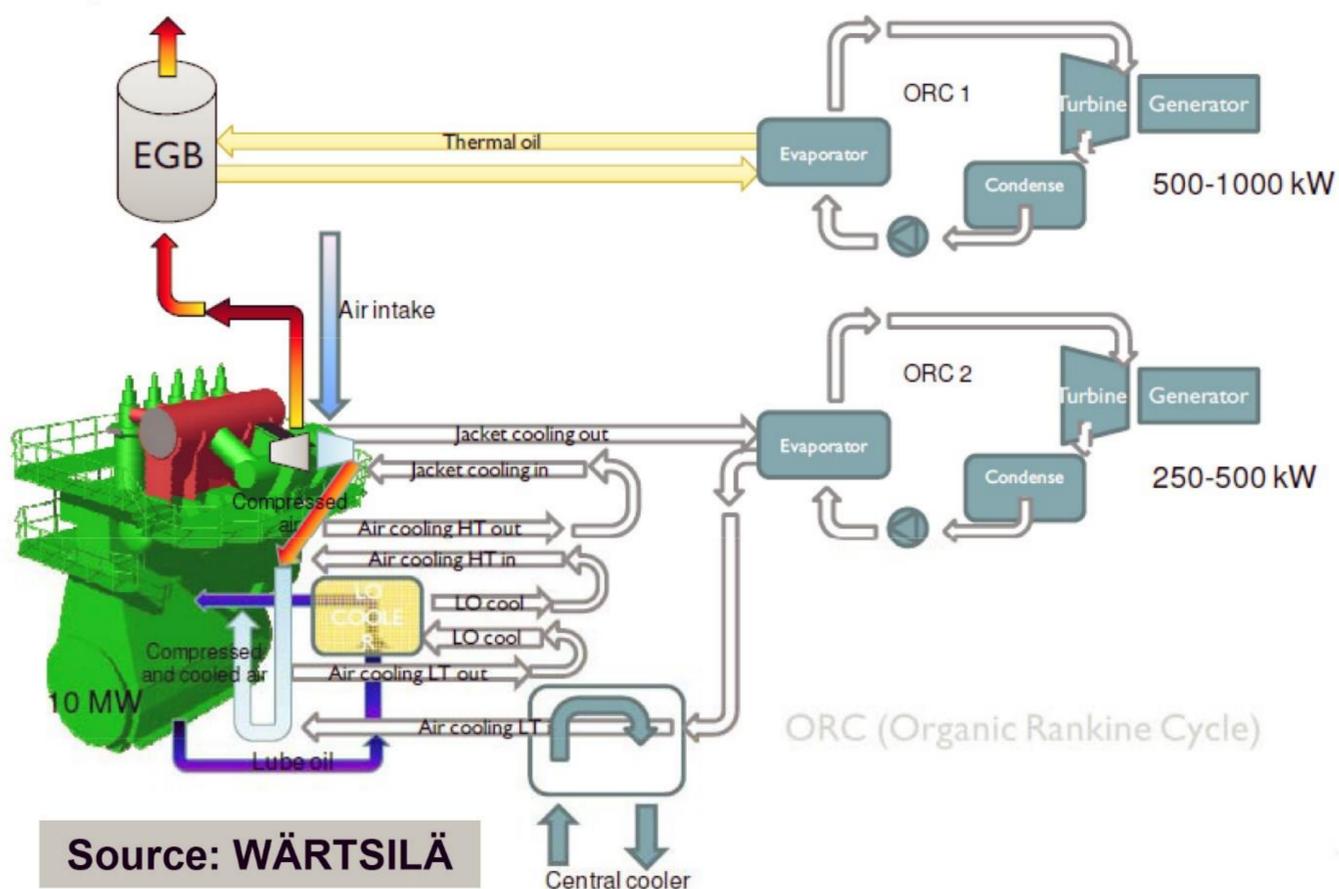
Steam vs. organic Rankine cycle

- Steam Rankine cycle is not able to provide a reasonable efficiency in ship WHR applications, due to the low temperatures of the available heat sources. Also in the most favourable case of the exhaust gases, temperature will be relatively low due to:
 - reduced speed navigation (Slow Steaming)
 - exhaust gas boiler for steam generation
 - increased efficiency of Diesel engines
 - filtering systems for exhaust gas from NO_x and SO_x
 - variable load of the ship's engines

- An ORC instead has the following advantages:
 - better coupling to available heat sources
 - not just exhaust gases as a heat source
 - dry behaviour of some organic fluids

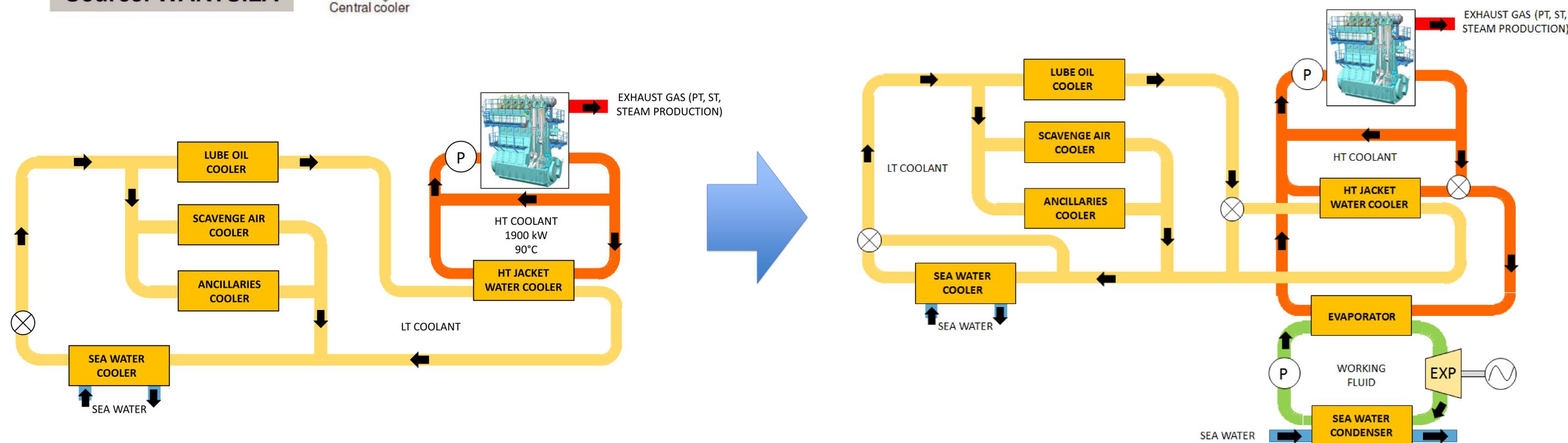
WHR technologies: ORC (9/10)

WHR with ORCs on ships: sources and boundary conditions



Available sources and sink temperatures:

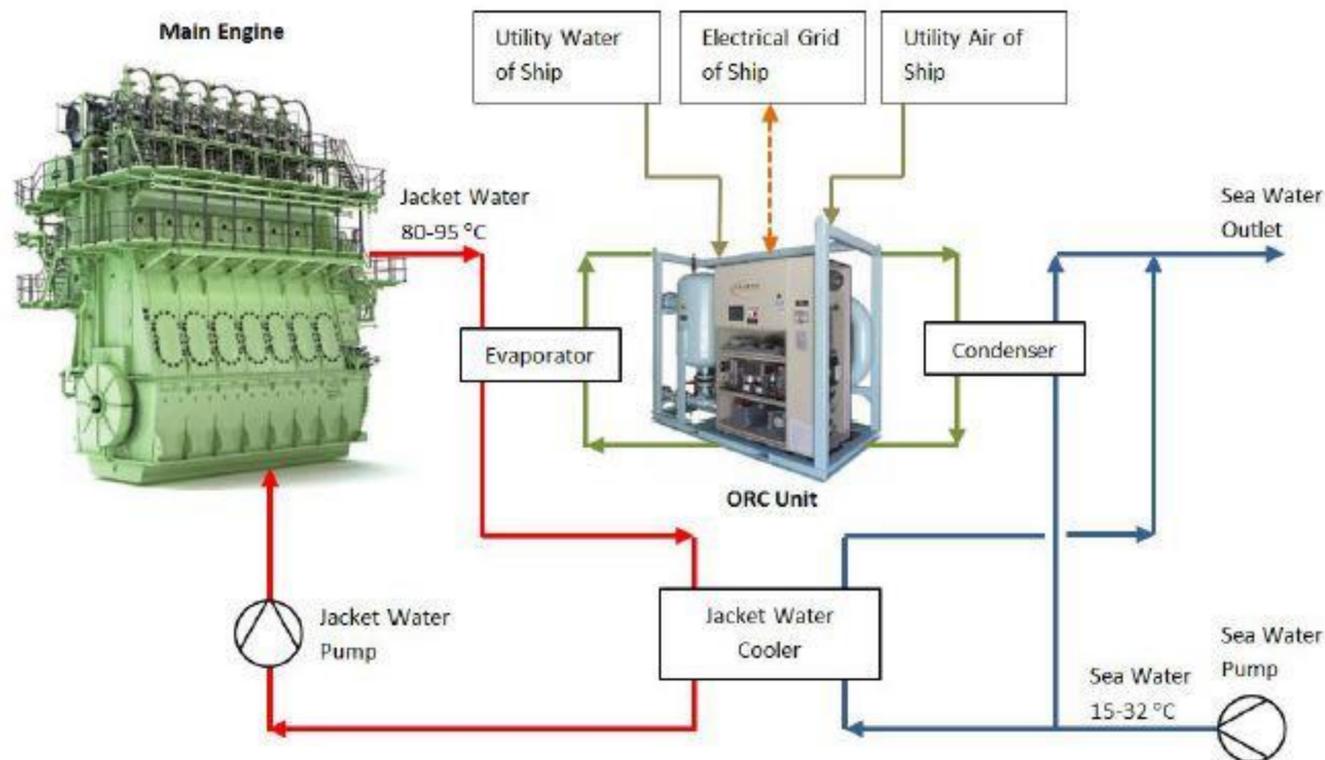
- exhaust gas input: 250-300°C (2-stroke) / 300–350°C (4-stroke)
- exhaust gas output: > 160°C with high Sulphur content fuels (HFO) - > 100°C with natural gas
- jacket cooling water input: 85-90°C
- jacket cooling water output (return to the engine): ~75°C
- lubricating oil input: 60°C
- HT charge air: 100°C (2-stroke)
- LT charge air: 40°C (2-stroke)
- sea water: 10-30°C



WHR technologies: ORC (10/10)

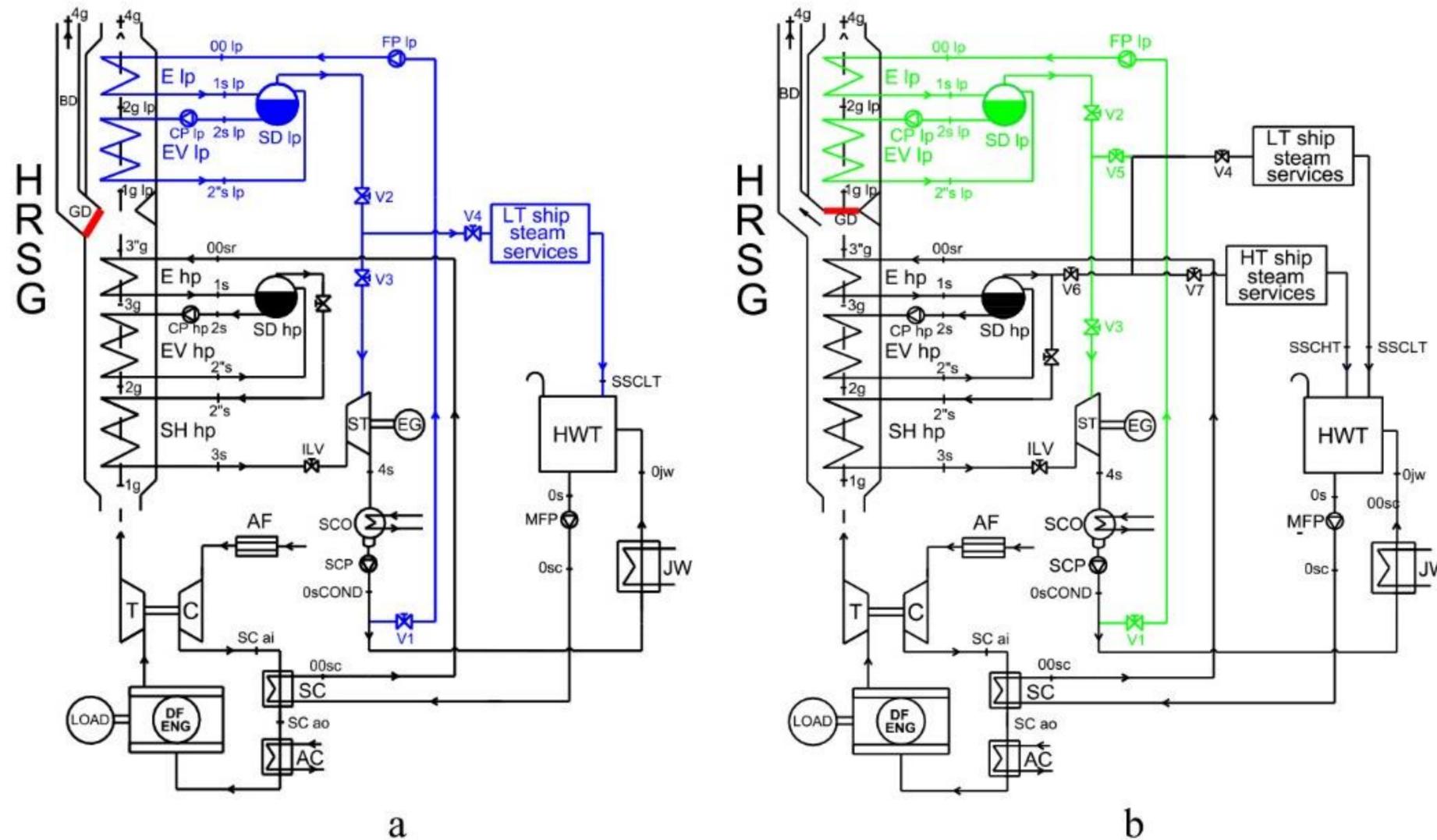
ORCs are starting to gain interest in the marine sector:

Company	Model	Heat Sources	Working Fluid	Power Output, kW _{el}
Opcon Marine	Powerbox™	coolant, SAC, exhaust gas	Ammonia	400 - 800
Calnetix	Hydrocurrent™ 125	coolant	R245fa	125
Climeon	Ocean™	Coolant, LT exhaust (after economizer)	n.a.	150 - 1000



WHR technologies: steam turbines (1/1)

New WHR-VL steam plant layout



WHR-VL steam plant configurations in NG mode (a) and HFO mode (b)

- A low pressure saturated steam system is added to the basic WHR plant (blue lines in Fig. a)
- When the engine burns NG, the low pressure section is activated
- By this solution, a greater cooling of the exhaust gas is obtained

HRSG: Heat Recovery Steam Generator
E: Economizer
EV: Evaporator
SH: Super Heater
lp: low pressure
Hp: high pressure



WHR technologies: Heat Storage (1/4)

Fresh water production (1)

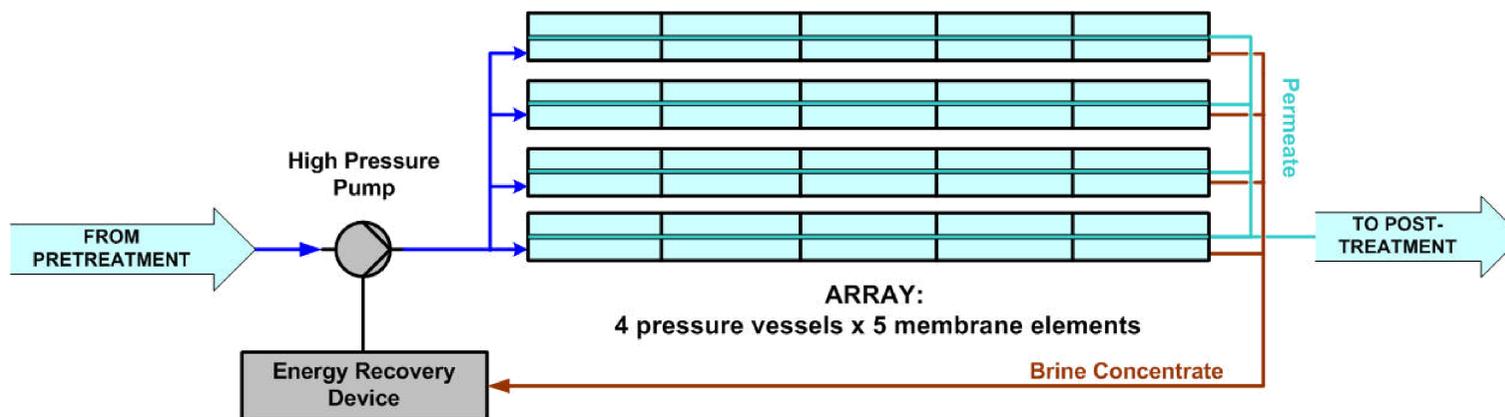
- Ships transform salty sea water into fresh drinking water by a process known as desalination
- The desalination process on a cruise ship uses either flash evaporators or osmosis
- Flash evaporators boil sea water and re-condense the steam, producing fresh drinking water
- Using osmosis, sea water is filtered through a fine membrane to separate pure water from salt
- Cruise ships do not desalinate water near ports or close to land, because coastal waters are the most contaminated
- After desalination, the water is passed through a mineralization plant, which adds minerals. This is necessary because the healthy minerals naturally found in drinking water have been removed by desalination
- At this stage, the water is also checked for impurities, sanitized, and the pH is corrected
- The water is then sent to massive storage tanks and is routed to hot and cold systems

DESCRIZIONE DESCRIPTION	UNITA DI MISURA UNIT	IMPIANTI OSMOSI INVERSA ACQUA MARE ALTE PORTATE SEA WATER DESALINATION PLANTS HIGHT CAPACITY							
		HRO 2500 SW	HRO 5000 SW	HRO 8300 SW	HRO 12500 SW	HRO 20800 SW	HRO 25000 SW	HRO 33000 SW	HRO 41000 SW
PORTATA GIORNALIERA DAILY FLOW RATE	MC/gg MC/DAY	60	120	200	300	500	600	800	1000
PORTATA MAX ORARIA MAX FLOW RATE	LT/H LT/HOUR	2,5	5,0	8,3	12,5	20,8	25,0	33,0	41,0
POTENZA POMPA POWER PUMP	KW KW	14,2	16,5	27,5	42,5	67,5	90,0	101	105
VOLTAGGIO VOLTAGE	V-Hz V-Hz	380 - 50	380 - 50	380 - 50	380 - 50	380 - 50	380 - 50	380 - 50	380 - 50
NUMERO DI VESSELS VESSELS NUMBER	NR NR	2	2	3	4	6	8	9	12
NR MEMBRANE PER VESSELS MEMBRANES FOR VESSELS	NR NR	2	4	5	6	6	6	6	6
TOTALE MEMBRANE TOTALE NUMBER MEMBRANES	NR NR	4	8	15	24	36	48	54	72
DIMENSIONI (L x P x H) DIMENSIONS (L x W x H)	MT MT	4x2x2	5x2x2	5x2x2	7,5x2,4 x2,4	7,5x2,4 x2,4	7,5x2,4 x2,4	7,5x2,4 x2,4	10x2,4 x2,4
PESO WEIGHT	QL QL	0,9	1,2	2,2	2,8	3,7	4,2	4,8	6,2
CONDIZIONI STANDARD: SEA WATER TDS < 35.000 mg/l, 25°C, RECUPERO TOTALE 35%- COSTRUIAMO IMPIANTI PER OGNI RICHIESTA UNDER STANDARD CONDITIONS: SEA WATER TDS < 35.000 mg/l, 25°C, TOTAL RECOVERY RATIO 35%- CUSTOMIZED UNITS AVAILABLE UPON REQUEST									

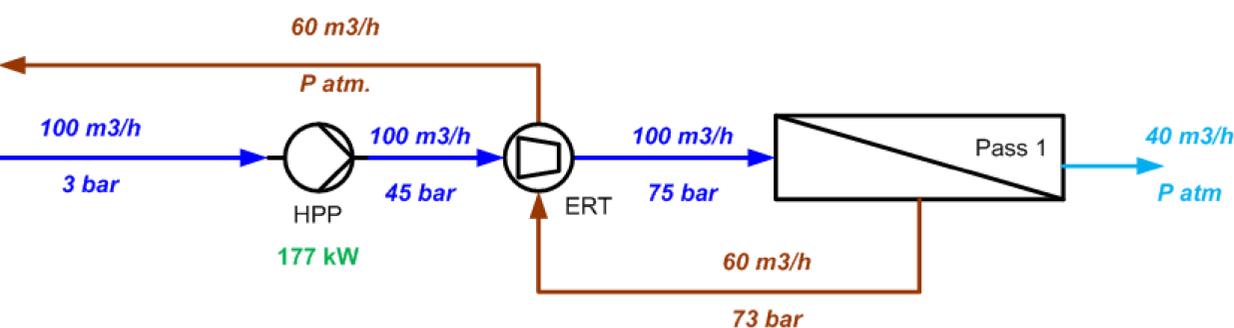


WHR technologies: Heat Storage (2/4)

Fresh water production (2)

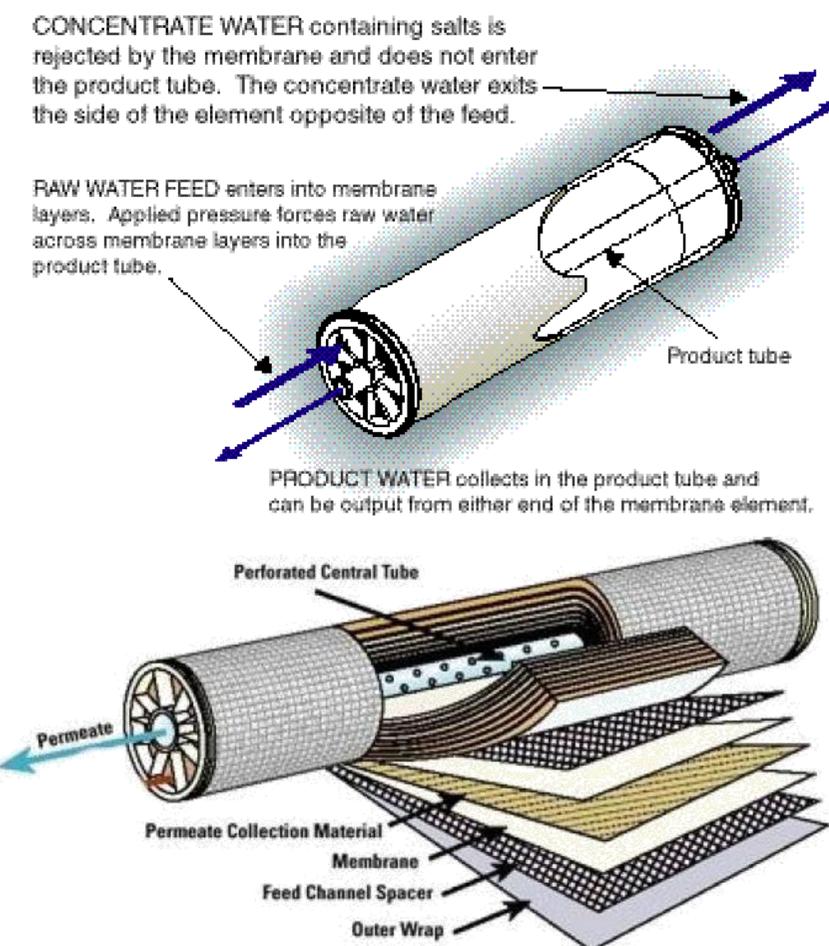
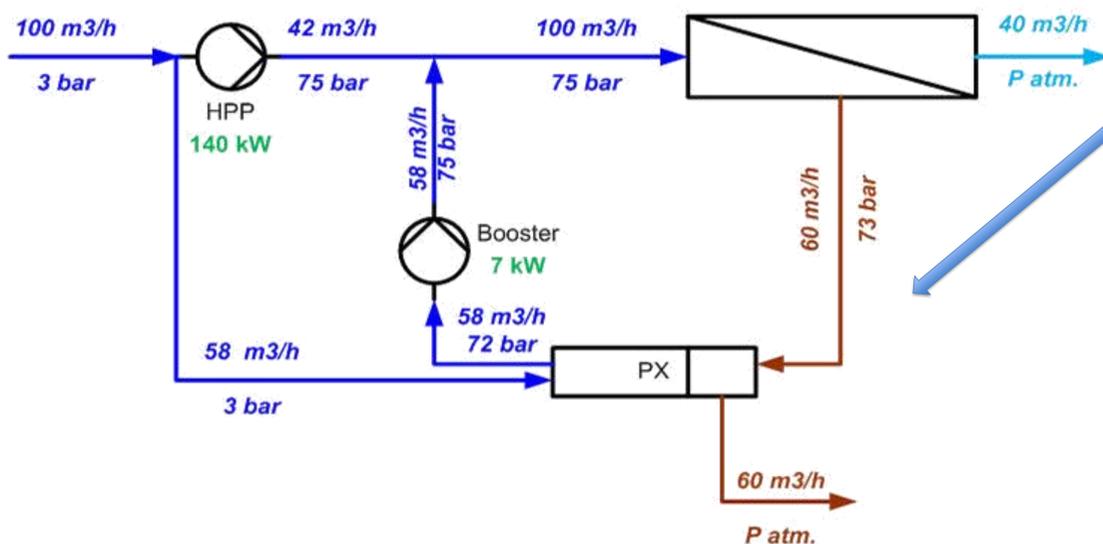


- Before entering the seawater reverse osmosis membranes, clarified seawater is pressurized by the High Pressure Pump typically between 55 and 85 bars, depending on the temperature and the salinity of the water
- The pressure drop over the membranes is about 1.5 to 2 bar, depending on the number of element per pressure vessel, so the concentrate is released at high pressure
- Thanks to Energy Recovery Devices (ERD), it is possible to reuse the energy from the concentrate flow
- The concentrate is directed to the ERD, where it directly transfers its energy to part of the incoming feed water



Two energy recovery concepts:

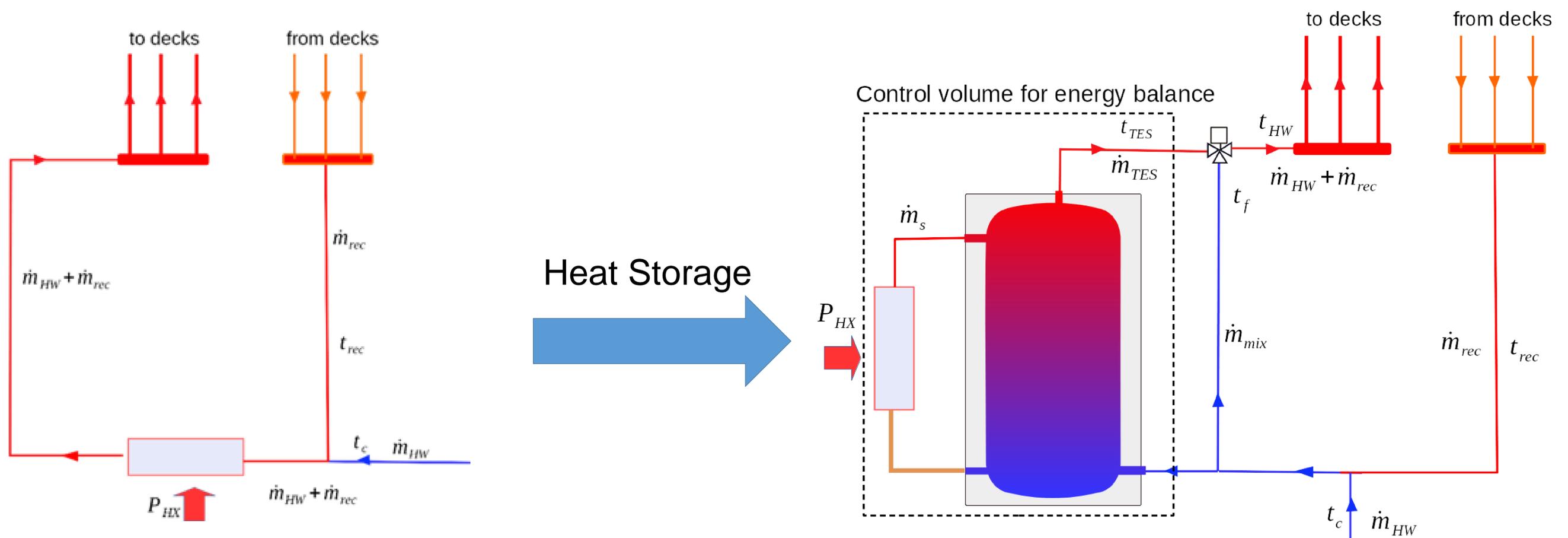
- Energy Recovery Turbine (ERT)
- Pressure Exchanger (PX)



WHR technologies: Heat Storage (3/4)

Fresh water use

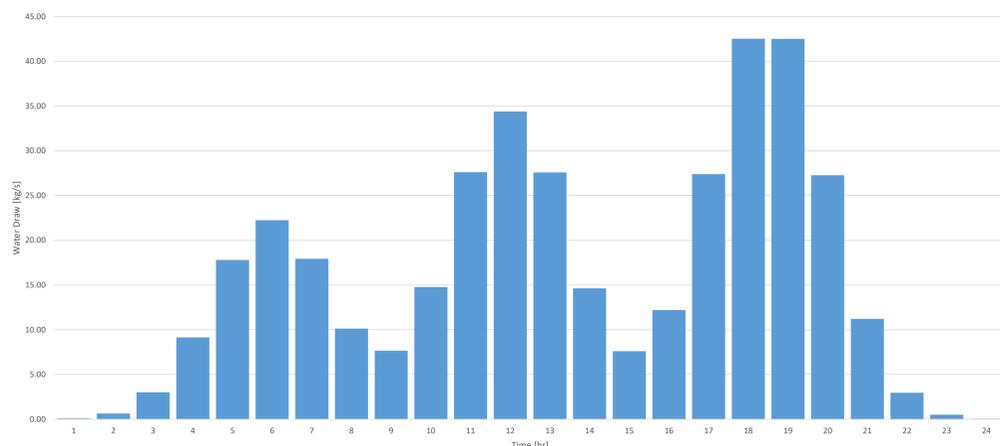
- Hot Fresh Water (HFW) is generated instantaneously using two systems:
 - from an exchanger powered by the high temperature cooling line
 - if it is not enough, from auxiliary boilers
- A critical situation is that of the ship in port: high use of HFW and reduced availability of thermal energy (only one engine is active)
- The use of Heat Storage for HFW allows:
 - Reduction of the peak power required for HFW heating
 - Avoid using auxiliary boilers





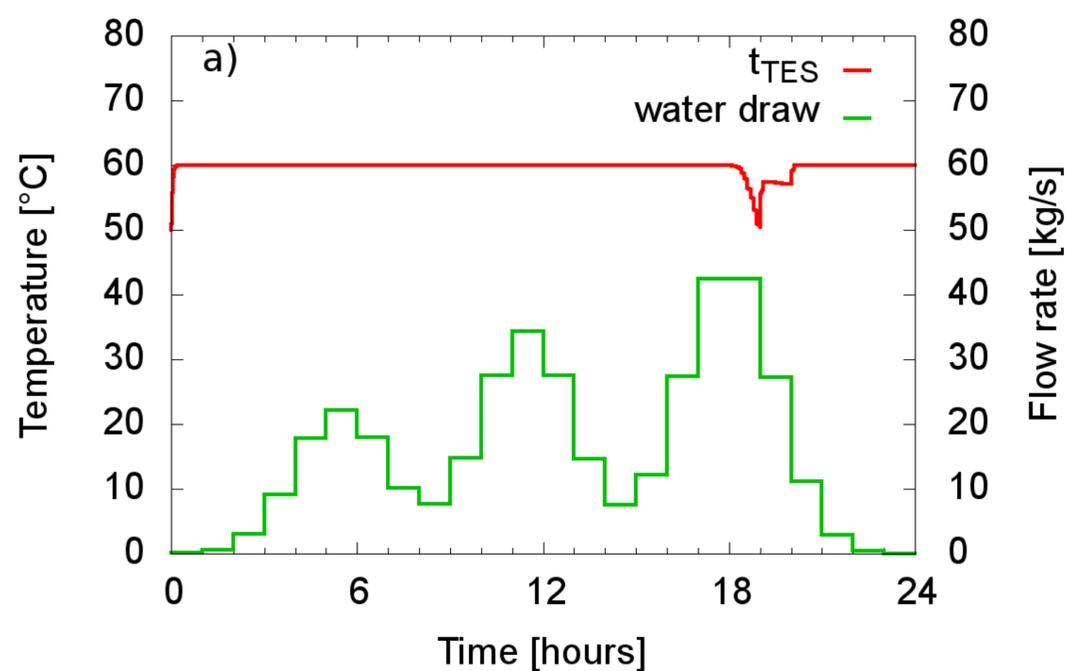
WHR technologies: Heat Storage (4/4)

Two solutions with storage at different temperatures

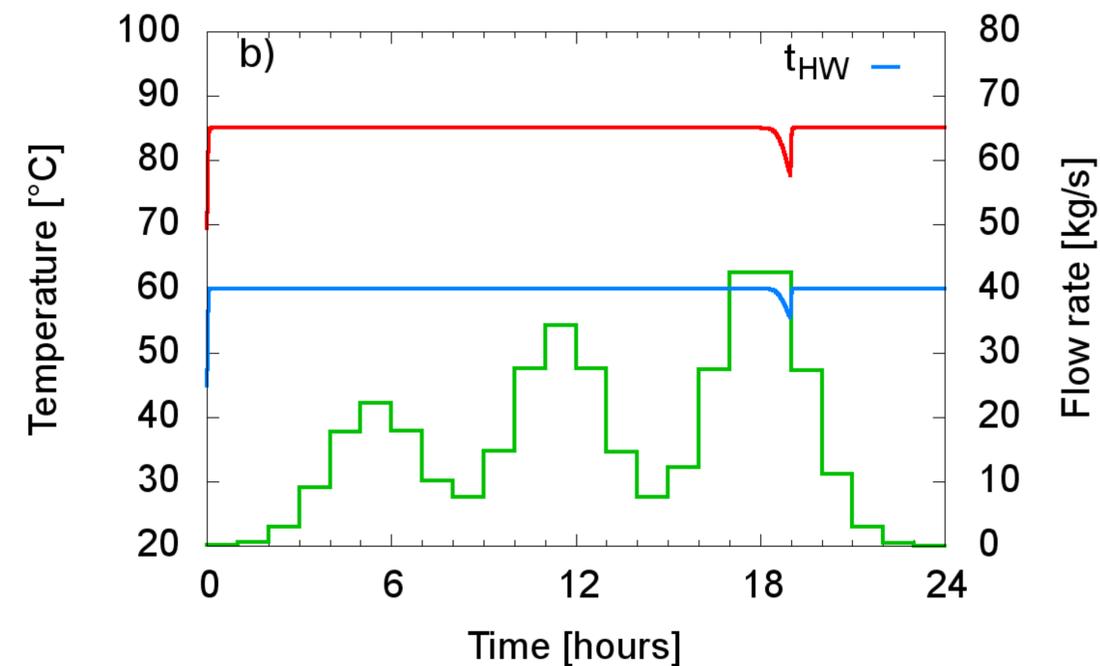


HFW request profile

t_{TES} [°C]	V_{TES} [m ³]	P_{HX} [kW]	ΔP_{HX} [%]
-	-	7122.9	-
60	142.58	4304.9	39.56
85	60.59	5582.2	21.62



Storage at 60°C



Storage at 85°C