



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique
Departamento de Engenharia Marítima

Mestrado em Engenharia de Máquinas Marítimas

Balanco energético de uma instalação propulsora a vapor e comparação com um ciclo combinado

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia de Máquinas Marítimas

Juri:

Presidente – Prof. Adjunto Victor Manuel dos Reis Franco Correia

Arguente – Prof. Associado José Leonel Monteiro Fernandes

Orientador – Prof. Adjunto Manuel Duarte Mendes Nogueira

Autor: Pedro Simões Tiago de Almeida (Licenciado)

Paço de Arcos

Março 2021



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique

Agradecimentos

À Escola Superior Náutica Infante D. Henrique que será sempre uma segunda casa, um lugar onde sempre encontrei orientação, apoio, conforto, pessoas e amizades, que de uma forma ou outra, muito contribuíram para a minha formação pessoal e profissional.

Aos meus pais, irmãos e restante família que sempre me apoiaram no meu percurso e na minha formação pessoal e profissional.

A todos os professores que encontrei ao longo da vida, com um especial agradecimento ao Prof. Eng. Manuel Duarte Dias Mendes Nogueira, meu orientador e sempre disponível para oferecer apoio e uma voz de confiança na elaboração deste trabalho.

Aos meus amigos, minha segunda família, pelo apoio, incentivo e constante motivação.



Resumo

A otimização da utilização da energia disponível num combustível por um navio, no transporte de recursos e bens por via marítima, está em constante desenvolvimento.

A constante pesquisa e o desenvolvimento de novas soluções de propulsão com melhores eficiências energéticas, menores custos e períodos de imobilização para manutenção mais curtos, tem um impacto direto numa operação comercialmente viável de um navio.

O transporte de LNG (gás natural liquefeito) por via marítima acarreta alguns desafios particulares devido à sua temperatura extremamente baixa de liquefação e a todo o processo de controlo de pressão nos tanques de carga do navio que é necessário efetuar durante a sua viagem.

Atualmente, é ainda neste tipo de navios que é possível encontrar um sistema de propulsão há muito descartado no projeto de outros tipos de navios, o sistema de propulsão com turbinas de vapor. A propulsão com este tipo de instalação tem claras desvantagens no que diz respeito à sua eficiência, mas é ainda utilizada neste tipo de navios devido à maior facilidade com que se pode utilizar o *boil off gas* (gás natural que muda para o estado gasoso dentro dos tanques de carga de forma natural), como combustível nas suas caldeiras de produção de vapor.

O objetivo central deste trabalho foi o de efetuar uma comparação entre uma instalação de propulsão com turbinas a vapor que existe num navio em particular, que está modelada no simulador de máquinas marítimas da ENIDH e uma nova geração de instalação que tem como base um ciclo combinado composto por uma turbina de gás e uma turbina de vapor.

Palavras chave: eficiência; propulsão; ciclo combinado; *boil off gas*; turbina de vapor; turbina de gás



Abstract

The efficient use of fuel by a merchant ship in the transport of goods and resources by the shipping industry is in constant development.

The research and development of new ideas and solutions for the propulsions of ships with better fuel efficiency, less cost and shorter maintenance periods has a deep effect in a commercially viable operation of a vessel.

The shipping of LNG (Liquified Natural Gas) by sea brings a specific set of challenges due to the extremely low liquefaction temperatures of natural gas and the process needed onboard to control the pressure inside the cargo tanks

It is still in these kind of vessels that is possible to find steam turbines responsible for the propulsion. Propelling a ship with this kind of power has clear disadvantages in efficiency, but still finds an use in these vessels due to the fact that is easier to use *boil off gas* (*gas present in cargo tanks that boils and changes to a gaseous state naturally*) as fuel in it's steam producing boilers.

The main goal of this thesis is to compare a steam turbine plant that is currently in use in a LNG carrying vessel that is modelled in the marine engineering simulator of ENIDH and a new generation of power plant that combines a gas turbine with a steam turbine.

Key words: efficiency; propulsion; combined cycle; *boil off gas*; steam turbine; gas turbine



Índice

1. Introdução.....	1
1.1. Objetivos.....	1
1.2. Estrutura da dissertação	2
2. Estado da arte.....	2
2.1. Propulsão com turbinas a vapor.....	2
2.2. Propulsão Diesel-elétrica <i>dual-fuel</i>	3
2.3. Propulsão com motor Diesel a dois tempos com instalação de reliquefação	4
2.4. Propulsão com motores <i>dual-fuel</i> de baixa velocidade	5
2.4.1. Injeção de gás a alta pressão.....	5
2.4.2. Injeção de gás a baixa pressão	6
2.5. Propulsão STaGE	7
2.6. Propulsão COGES	8
3. Descrição do modelo/navio e instalação propulsora	10
3.1. Descrição sumária do navio.....	10
3.2. Descrição da instalação propulsora	10
4. Análise energética.....	12
4.1. Caldeiras principais	12
4.1.1. Caldeira principal Nº1	13
4.1.2. Caldeira principal Nº2	15
4.2. Turbinas de propulsão	17
4.2.1. Turbina de alta pressão	18
4.2.1.1. Cálculo do rendimento isentrópico da turbina de alta pressão	18
4.2.2. Turbina de baixa pressão	19
4.2.2.1. Cálculo do rendimento isentrópico da turbina de baixa pressão	21
4.3. Turbo bomba de alimentação de água	21
4.3.1. Cálculo do rendimento isentrópico da turbina de acionamento	23
4.4. Bomba de extração de condensados	23
4.5. Bomba de drenos	25
4.6. Turbo-geradora	26
4.6.1. Cálculo do rendimento isentrópico da turbo-geradora	27
4.7. Condensador principal.....	28
4.7.1. Cálculo da potência térmica dissipada no condensador	29
4.7.2. Cálculo do caudal teórico de água do mar.....	29



4.8. Economizadores.....	29
4.8.1. Cálculo da eficiência do economizador #1	31
4.8.2. Cálculo da eficiência do economizador #2.....	32
4.9. Desaerificador.....	32
4.9.1. Cálculo de perdas (pd) do desaerificador	33
4.10. Permutador intermédio de baixa pressão.....	34
4.10.1. Cálculo da eficiência do aquecedor intermédio de baixa pressão	35
4.11. Aquecedores de ar de tiragem	36
4.11.1. Cálculo da eficiência energética do aquecedor de ar de tiragem #1.....	37
4.11.2. Cálculo da eficiência energética do aquecedor de ar de tiragem #2.....	38
4.12. Gerador de vapor a vapor	39
4.12.1. Cálculo da eficiência energética do gerador de vapor a vapor	39
4.13. Cálculo do rendimento da instalação.....	40
5. Aplicação de propulsão COGES ao navio em estudo	41
5.1. Especificações dos equipamentos a instalar	41
5.1.1. Turbina de gás	41
5.1.2. Turbina de vapor.....	42
5.2. Balanço energético da instalação COGES.....	42
5.2.1. Balanço energético ao nível de potência nominal da turbina de gás.....	43
5.2.1.1. Balanço energético do ciclo superior.....	43
5.2.1.1.1. Balanço energético aos estágios de compressão.....	43
5.2.1.1.2. Balanço energético à câmara de combustão	44
5.2.1.1.3. Balanço energético aos estágios de expansão.....	45
5.2.1.1.4. Cálculo do rendimento do ciclo superior.....	46
5.2.1.2. Balanço energético do ciclo inferior.....	47
5.2.1.2.1. Balanço de energia à turbina de vapor.....	48
5.2.1.2.2. Balanço de energia ao condensador.....	49
5.2.1.2.3. Balanço de energia à bomba de alimentação.....	49
5.2.1.2.4. Balanço de energia à caldeira recuperativa	50
5.2.1.3. Cálculo do rendimento do ciclo combinado	50
5.2.2. Balanço energético ao nível de potência de 20 MW da turbina de gás.....	51
5.2.2.1. Cálculo do caudal mássico de combustível	51
5.2.2.2. Balanço energético ao ciclo superior.....	51
5.2.2.2.1. Balanço energético aos estágios de compressão.....	51



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique

5.2.2.2.2. Balanço energético à câmara de combustão	52
5.2.2.2.3. Balanço energético aos estágios de expansão.....	52
5.2.2.2.4. Rendimento do ciclo superior.....	53
5.2.2.3. Balanço energético ao ciclo inferior	53
5.2.2.4. Cálculo do rendimento do ciclo combinado	54
6. Conclusão	55
7. Bibliografia.....	58



Lista de Siglas e Acrónimos

BOG – Boil Off Gas

COGES – Combined Gas Turbine Electric & Steam system

HFO – Heavy Fuel Oil

LNG – Liquefied Natural Gas

LPG – Liquefied Petroleum Gas

MDO – Marine Diesel Oil

SECA – Sulphur Emission Control Area

STaGE – Steam Turbine and Gas Engine

Ro-Ro – Roll on, Roll off



Índice de Figuras

Figura 1 – Sistema de propulsão com turbinas a vapor	3
Figura 2 – Sistema de propulsão Diesel-elétrica <i>dual-fuel</i>	4
Figura 3 – Sistema de propulsão com motor Diesel 2T com instalação de reliquefação .	5
Figura 4 – Sistema de propulsão com motores <i>dual-fuel</i> de baixa velocidade com injeção de gás a alta pressão	6
Figura 5 – Sistema de propulsão com motores <i>dual-fuel</i> de baixa velocidade com injeção de gás a baixa pressão.....	7
Figura 6 – Sistema de propulsão STaGE.....	8
Figura 7 – Propulsão COGES (<i>Rolls-Royce</i>).....	9
Figura 8 – Propulsão COGES (<i>General Electric</i>)	9
Figura 9 – Esquema de alimentação de água e linhas de saída de vapor da caldeira principal nº1.....	13
Figura 10 – Esquema de alimentação de combustível da caldeira principal nº1	14
Figura 11 – Esquema de alimentação de água e linhas de saída de vapor da caldeira principal nº2.....	15
Figura 12 – Esquema de alimentação de combustível da caldeira principal nº2.....	16
Figura 13 – Turbinas de Propulsão.....	17
Figura 14 – Diagrama T-S	18
Figura 15 – Bombas de alimentação de água	22
Figura 16 – Linha de vapor do desaerificador	22
Figura 17 – Condensador principal e bombas de extração de condensados.....	24
Figura 18 – aquecedor intermédio, tamque de purgas e compensações e bombas de drenos	25
Figura 19 – Turbo-Geradora.....	26
Figura 20 – Condensador principal	28
Figura 21 – linhas de alimentação de água.....	30
Figura 22 – linha de evacuação de gases da combustão e de alimentação de ar	30
Figura 23 – Desaerificador	33
Figura 24 – Linhas de condensados.....	34
Figura 25 – Linhas de evacuação de gases da combustão e de alimentação de ar	36
Figura 26 – Gerador de vapor a vapor	39
Figura 27 – diagrama de uma turbina de gás.....	43
Figura 28 – Diagrama de Ciclo combinado	48



Índice de Tabelas

Tabela 1 – Dados caldeira #1	13
Tabela 2 – Características do combustível utilizado na caldeira principal #1.....	14
Tabela 3 – Dados da caldeira #2.....	15
Tabela 4 – Características do combustível utilizado na caldeira principal #2.....	16
Tabela 5 – Dados turbina de alta pressão	18
Tabela 6 – Dados turbina de alta pressão	19
Tabela 7 – Potência gerada pelas turbinas de propulsão	20
Tabela 8 – Dados turbina de baixa pressão	20
Tabela 9 – Dados turbina de baixa pressão	21
Tabela 10 – Dados turbo-bomba de alimentação	22
Tabela 11 – Condição de vapor na descarga da turbo-bomba.....	23
Tabela 12 – Dados bomba de extracção de condensados	24
Tabela 13 – Dados bomba de Drenos.....	26
Tabela 14 – Dados turbo-geradora	27
Tabela 15 – Dados turbo-geradora	27
Tabela 16 – Dados condensador principal.....	28
Tabela 17 – Dados economizador #1	31
Tabela 18 – Dados economizador #2	32
Tabela 19 – Dados desaerificador	33
Tabela 20 – Dados permutador intermédio de baixa pressão	35
Tabela 21 – Dados aquecedor de ar de tiragem #1	37
Tabela 22 – Dados aquecedor de ar de tiragem #1	38
Tabela 23 – Dados gerador de vapor a vapor	40
Tabela 24 – Potência desenvolvida nas turbinas de propulsão / consumo de combustível da instalação	40
Tabela 25 – Potência gerada nos equipamentos da instalação original.....	41
Tabela 26 – Dados da turbina de gás <i>Rolls-Royce MT30</i>	42
Tabela 27 – Dados da turbina de vapor <i>Shinko DNG 90</i>	42
Tabela 28 – Dados turbina a gás <i>Rolls-Royce MT30</i>	43
Tabela 29 – Dados termodinâmicos ponto #1, #2 e #3	44
Tabela 30 – Dados termodinâmicos ponto #5, #6 e #7	46
Tabela 31 – Valores de potência em jogo na turbina de gás	47
Tabela 32 – Condições termodinâmicas ponto #9.....	48
Tabela 33 – Condições termodinâmicas ponto #10 _s	48
Tabela 34 – Condições termodinâmicas ponto #10.....	49
Tabela 35 – Dados termodinâmicos ponto #1, #2 e #3	52
Tabela 36 – Dados termodinâmicos ponto #4	52
Tabela 37 – Dados termodinâmicos ponto #5, #6 e #7.	52
Tabela 38 – Valores de potência em jogo na turbina de gás a carga parcial	53
Tabela 39 – Dados termodinâmicos ponto #9	54
Tabela 40 – Dados termodinâmicos ponto #10 _s	54
Tabela 41 – Dados termodinâmicos ponto #10	54



1. Introdução

O comércio de gás natural tem tido um crescimento constante a nível mundial sendo o transporte deste combustível efetuado maioritariamente por via marítima. A frota mundial de navios de transporte de gás tem vindo a aumentar consideravelmente ao longo dos anos de modo a conseguir atender à sua procura crescente.

Este tipo de navios são projetados para transportar gás natural de forma líquida abaixo da sua temperatura de liquefação ($-163\text{ }^{\circ}\text{C}$) a uma pressão próxima da pressão atmosférica, regra geral cerca de 1,3 bar. O isolamento térmico dos seus tanques é projetado para limitar ao máximo a transmissão de calor do exterior, contudo a evaporação do gás natural no seu interior é inevitável, existindo sempre uma evaporação da carga, também conhecida como *boil-off gas (BOG)*.

O controlo da pressão nos seus tanques de carga é naturalmente de extrema importância, estando esta diretamente associada à vaporização do gás natural no seu interior. Desta forma, a manipulação do *boil-off* condiciona toda a instalação de máquinas deste tipo de navios.

A forma de manipulação do *boil-off* terá repercussões na forma de operação do navio, sendo que este, dependendo do projeto, pode ser reliquefeito numa instalação de reliquefação presente a bordo, ou usado como combustível pelo próprio navio.

Devido a estas condições, este tipo de navios tem necessidades muito específicas no que diz respeito à sua instalação propulsora e demais auxiliares.

O sistema de propulsão *COGES (Combined Gas turbine Electric & Steam)* é um sistema inovador, com possibilidade de ser adaptado aos navios de transporte de gás natural liquefeito devido à natural possibilidade de uma turbina a gás usar gás ou *Diesel* como combustível. Possui ainda vantagens em fiabilidade, uma ótima relação peso/potência e uma excelente performance em relação às suas emissões.

1.1. Objetivos

Este projeto tem como objetivo inicial fazer um balanço energético a uma instalação propulsora com turbinas a vapor de um navio de transporte de LNG, tendo por base o modelo simulado nas instalações da ENIDH. Posteriormente será efetuado um estudo da possibilidade de aplicação de uma instalação de produção de energia elétrica em ciclo combinado (ciclo de Brayton e ciclo de Rankine), que será utilizada na propulsão e todos os auxiliares e acessórios.



1.2. Estrutura da dissertação

A dissertação apresentada está estruturada em 6 capítulos ao longo dos quais o objetivo que esta se propõe é desenvolvido.

Capítulo 1 – Introdução – Identifica os objetivos a que a dissertação se propõe.

Capítulo 2 – O estado da arte – exposição do que mais relevante é efetuado e desenvolvido ao nível dos diferentes tipos de solução de propulsão de navios LNG.

Capítulo 3 – Descrição do modelo / navio e sua instalação propulsora – Caracterização generalista da instalação propulsora do navio que serviu como base a esta dissertação.

Capítulo 4 – Análise energética – Desenvolve uma extensa análise energética à instalação propulsora original do navio.

Capítulo 5 – Aplicação de propulsão COGES ao navio em estudo – É efetuado um estudo de viabilidade energética à aplicação de um ciclo combinado tendo sido selecionados equipamentos que é possível adquirir no mercado.

Capítulo 6 – Conclusão – Apresenta uma síntese das principais conclusões resultantes da análise efetuada ao longo do estudo do estado da arte assim como dos resultados obtidos com a instalação propulsora original e a instalação propulsora de ciclo combinado.

Bibliografia – Referencias Bibliográficas.

Anexos – Contém a documentação relevante de suporte a este estudo.

2. Estado da arte

O desenvolvimento de soluções de propulsão inovadoras para os navios de transporte de LNG tem de considerar algumas condições que são inerentes ao transporte deste tipo de recurso.

Neste capítulo é efetuado um resumo das soluções que estão a ser desenvolvidas e investigadas pelos fabricantes e gabinetes de projeto deste tipo de navio assim como uma descrição da tecnologia que é usada nos dias de hoje.

2.1. Propulsão com turbinas a vapor

A propulsão com base no ciclo de vapor, continua a ser uma alternativa válida para um grande número de navios de transporte de gás natural liquefeito em operação nos dias de hoje.

Regra geral, uma instalação deste tipo possui 2 caldeiras, cada uma com uma capacidade de produção de vapor na ordem das 80 ton / hora a cerca de 60 bar com uma temperatura de 520 °C.

A propulsão é conseguida à custa da expansão de vapor sobreaquecido em turbinas de alta e baixa pressão com uma potência combinada na ordem dos 30 MW.



Associada ao veio da turbina de baixa pressão, está uma turbina de menor potência usada para o navio se deslocar para ré, durante manobras.

Para a produção de energia elétrica, estes navios têm instaladas um par de turbogeradoras e um diesel-gerador.

A utilização deste tipo de propulsão nestes navios continua a ser válida devido à facilidade com que se pode usar o *boil-off* como combustível nas caldeiras do navio. [1] [2]

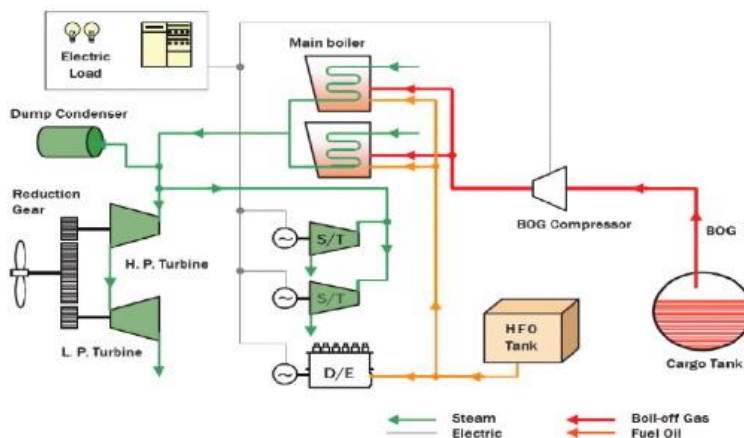


FIGURA 1 – SISTEMA DE PROPULSÃO COM TURBINAS A VAPOR [2]

2.2. Propulsão Diesel-elétrica *dual-fuel*

Este tipo de propulsão tem a vantagem de possibilitar um layout mais simples do sistema de propulsão. Este sistema possui geralmente quatro a cinco motores de combustão interna acoplados a alternadores elétricos de modo a suprimir as necessidades elétricas do navio assim como a propulsão.

Motores *dual-fuel* têm a capacidade de operar com *boil-off*, MDO (Marine Diesel Oil) ou HFO (Heavy fuel oil). Quando estes motores estão a operar com *boil-off*, este é injetado no coletor de ar de admissão, onde se promove a mistura com o ar. Este mecanismo permite a redução da complexidade do sistema de alimentação de combustível devido às baixas pressões de operação (5-6 bar). Uma pequena injeção piloto de MDO é contido necessária, como forma de ignição para o gás que entra na câmara de combustão.

O controlo da combustão quando este tipo de motores opera com gás é de extrema importância, com o aumento de carga e conseqüente aumento da pressão média indicada, a janela de operação do motor estreita-se, devido a fenómenos de *knocking* e ciclos falhados.

No caso de existir um excedente na formação de *boil-off* para além do necessário para a operação dos motores, este excesso é enviado para uma unidade de combustão de gás. [1] [2][3]



Este tipo de propulsão pode ser encontrada com maior predominância nos navios de passageiros (navios de cruzeiro e ferries). A grande necessidade de energia elétrica para alimentação de todos os serviços relacionados com o hotel e zonas de lazer dos passageiros levou ao desenvolvimento deste tipo de solução, produzindo assim centralmente energia para todo o navio, incluindo a propulsão.

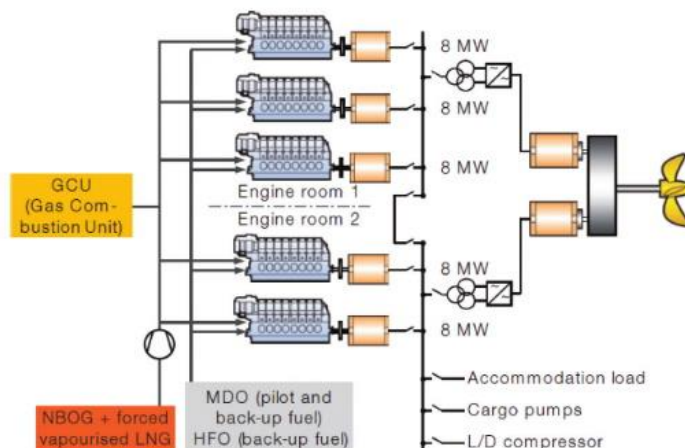


FIGURA 2 – SISTEMA DE PROPULSÃO DIESEL-ELÉTRICA DUAL-FUEL[2]

2.3. Propulsão com motor Diesel a dois tempos com instalação de reliquefação

Os motores Diesel a dois tempos são as máquinas de propulsão mais utilizadas no transporte marítimo a nível mundial. Possuem a capacidade de utilizar combustível residual (HFO), são extremamente fiáveis com poucos encargos na manutenção e possuem uma excelente eficiência energética.

Nos navios de transporte de gás natural que usem este tipo de máquina para a sua propulsão, surge mais uma vez a problemática da forma de tratamento do *boil-off*, já que este não pode ser usado como combustível.

Um sistema de reliquefação torna-se assim essencial, de modo a ser possível reliquefazer o *boil-off* que surge naturalmente nos tanques de carga e devolvê-lo no estado líquido aos tanques, mantendo assim a pressão no seu interior dentro dos limites estruturais dos tanques de carga.

Existe também presente na instalação uma unidade de queima de *boil-off*, usada no caso de avaria da instalação de reliquefação.

A operação de uma instalação deste tipo requer uma enorme quantidade de energia elétrica, tomando como exemplo um navio com a capacidade de transportar cerca de 150.000 m³ de gás natural, a instalação de reliquefação terá uma potência entre os 3,7 e 7 MW, dependendo da taxa de vaporização do gás natural dentro dos tanques de carga.

Considerando toda a instalação do navio, incluindo o enorme gasto energético do sistema de reliquefação, diminui substancialmente a vantagem em termos de eficiência fornecidas pelo motor diesel a dois tempos. [1] [2]



Este tipo de instalação com equipamento de reliquefação tem contudo aplicação em navios de transporte de LPG (gases de petróleo liquefeito), por exemplo butano, propano, etc. Como a temperatura de liquefação destes gases é substancialmente superior (cerca de $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$) ao do gás natural, o seu gasto energético é naturalmente menor levando a ser considerada a sua utilização.

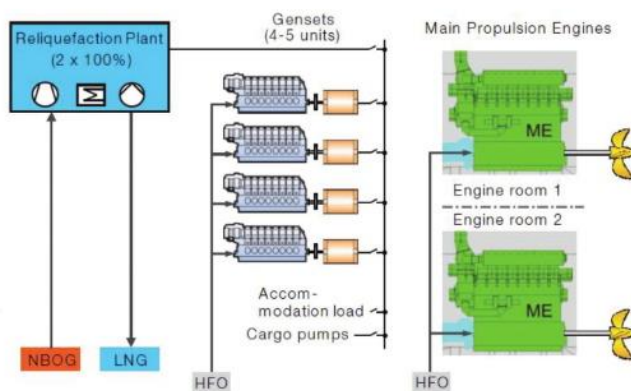


FIGURA 3 – SISTEMA DE PROPULSÃO COM MOTOR DIESEL 2T COM INSTALAÇÃO DE RELIQUEFAÇÃO [2]

2.4. Propulsão com motores *dual-fuel* de baixa velocidade

A utilização de motores de baixa velocidade *dual-fuel* tem vantagens inerentes ao nível de eficiência comparando com a propulsão diesel-elétrica *dual-fuel* ou com os sistemas de propulsão com turbinas a vapor.

Os dois principais fabricantes de motores para navios, desenvolveram soluções técnicas distintas, a MAN utiliza o conceito de injeção de gás a alta pressão enquanto que a Wärtsilä utiliza uma solução a baixa pressão.

Este tipo de solução com um motor *Diesel* de baixa velocidade com a capacidade de consumir combustível líquido (*Diesel*) ou gasoso (LNG) está atualmente em uso em alguns navios *Ro-Ro* (*Roll on – Roll off*) de transporte de carga rodada que operam na Europa. A zona geográfica do mar do Norte assim como no Mediterrâneo são consideradas zonas SECA (Sulphur emission control área) em que a emissão de enxofre nos gases de evacuação emitidos pelos motores dos navios é controlada e limitada a 0,1%. A utilização de LNG contribui para que os armadores e gestores de navios tenham a possibilidade de cumprir as regras em vigor dentro destas áreas especiais.

2.4.1. Injeção de gás a alta pressão

Neste tipo de propulsão com injeção de gás a alta pressão, o gás de *boil-off* é injetado diretamente na câmara de combustão a cerca de 250-300 bar após a inflamação do diesel que é injetado na injeção piloto quando o embolo se encontra próximo do ponto morto superior.



Esta solução elimina o risco de *knocking*, o motor está a funcionar com base no ciclo Diesel já que o gás não está de forma alguma envolvido na fase de compressão do ciclo.

No caso dos navios LNG, a solução mais atrativa com base nesta tecnologia é a utilização de duas máquinas para propulsão com duas linhas de veios por razões de redundância.

Em termos de emissões, esta solução reduz a emissão de óxidos de azoto (NOx) em cerca de 40% quando comparado com um motor Diesel a consumir HFO. As emissões de CO₂ têm também uma redução na ordem dos 24% e as emissões de metano são a um nível praticamente desprezável. [2]

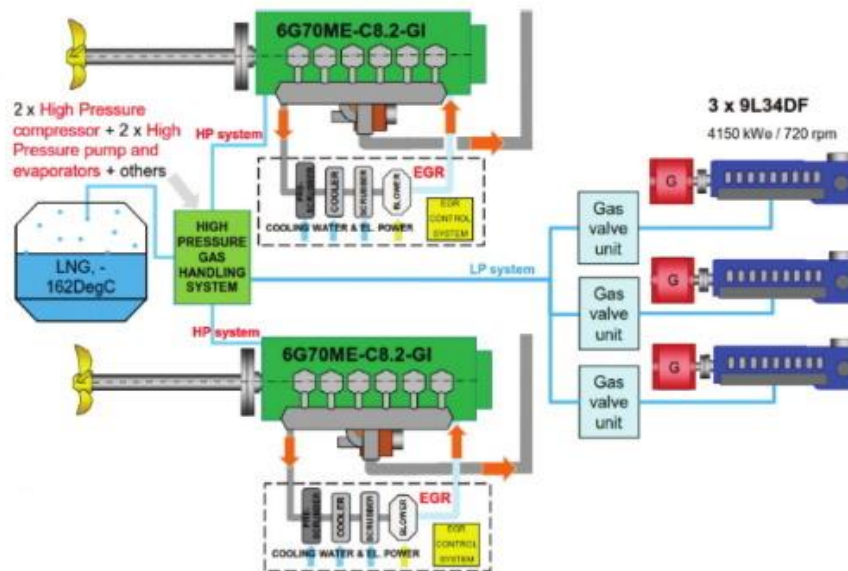


FIGURA 4 – SISTEMA DE PROPULSÃO COM MOTORES *DUAL-FUEL* DE BAIXA VELOCIDADE COM INJEÇÃO DE GÁS A ALTA PRESSÃO [2]

2.4.2. Injeção de gás a baixa pressão

Outra alternativa neste tipo de solução de propulsão com motores *dual-fuel*, é basear o ciclo de funcionamento do motor no ciclo *Otto*, em que o combustível e o ar são pré misturados e consumidos com uma relação ar/combustível relativamente alta. A injeção de gás no cilindro ocorre quando o embolo se encontra sensivelmente a meio do seu curso de compressão, quando a pressão dentro do cilindro é ainda baixa. A pressão de injeção é na ordem dos 5 a 16 bar.

Nesta alternativa é também necessária uma injeção piloto de *Diesel*, sendo esta injeção cerca de 0.5% da totalidade de combustível admitida por ciclo.

A vantagem mais significativa são as baixas emissões de poluentes, devido essencialmente às temperaturas mais baixas de combustão. Isto resulta numa emissão baixa de NOx. [2]

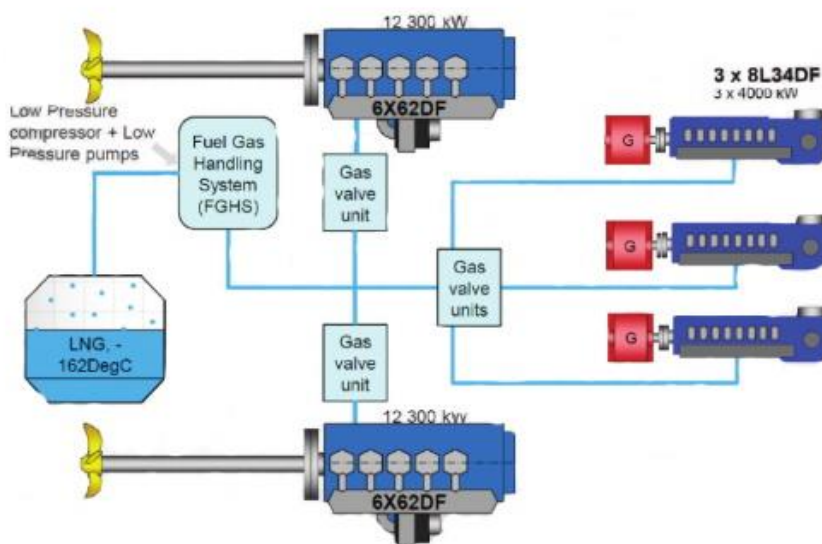


FIGURA 5 – SISTEMA DE PROPULSÃO COM MOTORES *DUAL-FUEL* DE BAIXA VELOCIDADE COM INJEÇÃO DE GÁS A BAIXA PRESSÃO [2]

2.5. Propulsão STaGE

O tipo de propulsão STaGE (Steam turbine and Gas engine), é um tipo de propulsão híbrida que consiste na utilização de duas linhas de veios. Uma das linhas de veios é acionada por turbinas a vapor em que o ciclo utilizado é o ciclo de vapor com reaquecimento. A segunda linha de veios é acionada por um sistema Diesel-elétrico em que os geradores podem consumir tanto gás como combustível líquido.

Esta solução tira partido dos gases de evacuação e da água de arrefecimento das camisas dos motores alternativos para aquecer a água de alimentação da caldeira do circuito de vapor de modo a aumentar a eficiência de toda a instalação.

Esta instalação não necessita de turbo-geradoras para a produção de energia elétrica, já que possui grupos de Diesel-geradores que produzem energia elétrica para a propulsão e para o consumo do próprio navio. [2]

Este tipo de instalação propulsora está ainda em desenvolvimento e não há até à data desta dissertação, nenhum navio construído e equipado com esta solução. É um tipo de propulsão que se encontra em fase experimental e a serem desenvolvidos estudos de modo a ser estudada a sua viabilização.

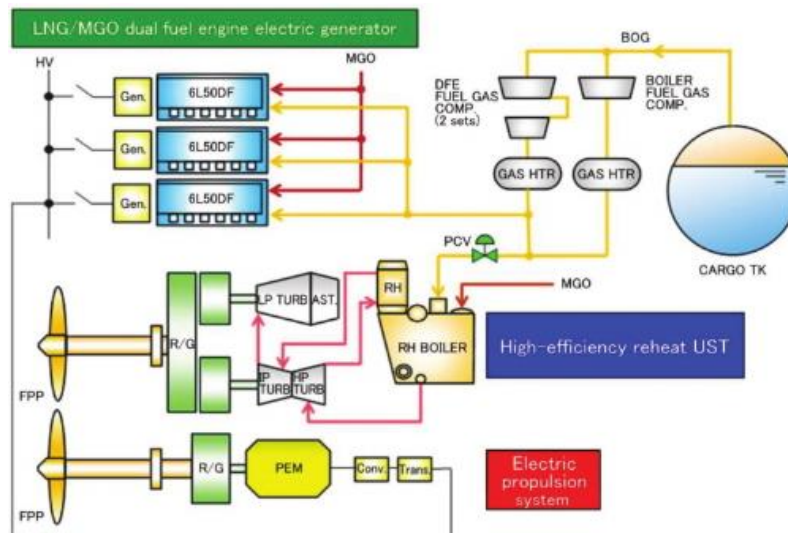


FIGURA 6 – SISTEMA DE PROPULSÃO STAGE [2]

2.6. Propulsão COGES

As turbinas de gás aeroderivativas, que têm a sua origem na indústria da aviação, têm tido alguma utilização como modo de propulsão em navios de guerra e como geradores de energia elétrica, combinadas com ciclo a vapor ou motores Diesel em navios de cruzeiro.

A sua aplicação em navios de transporte de gás natural é uma solução inovadora e de certa forma natural, devido à sua capacidade dual-fuel (gás ou Diesel), boa fiabilidade, uma ótima relação peso/potencia e uma excelente performance no que diz respeito às suas emissões [12].

A sua aplicação a solo, por exemplo como meio de produção de energia elétrica, é de evitar devido à sua baixa eficiência térmica. A melhor solução para aplicar uma turbina a gás, é combiná-la com um ciclo a vapor de modo a recuperar a energia nos gases de evacuação da turbina. A solução que combina desta forma os dois ciclos (ciclo de *Brayton* e ciclo de *Rankine*) referido como COGES (Combined Gas Turbine Electric & Steam system) tem a possibilidade de aumentar a sua eficiência global, para valores superiores a 50%. [9]

No sistema COGES, a turbina a gás aciona um alternador que produz energia elétrica que alimenta o barramento principal para propulsão assim como para consumo do navio. O acionamento do hélice é conseguido com um motor elétrico com variação de frequência. Os gases de evacuação da turbina a gás, são recuperados e utilizados numa caldeira recuperativa de modo a produzir vapor que irá ser expandido numa turbina a vapor, a qual também aciona um alternador que alimenta o barramento principal do navio. [5] [7]

Existem algumas soluções de alguns fabricantes, como por exemplo da *Rolls-Royce* e *General Electric*. [15] [16]



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique

A solução da *Rolls-Royce* possui duas turbinas a gás de potências distintas (36MW e 5MW) e uma turbina a vapor com 10MW. Em navegação estão em serviço a turbina a gás de maior potência, a caldeira recuperativa e a turbina a vapor, providenciando a potencia elétrica necessária tanto para a propulsão como para o consumo do navio. A necessidade de uma turbina de menor potência, é a de alimentar o navio em porto, de modo a evitar ter de ter a turbina de maior potência com uma consumo de combustível maior numa condição de menor necessidade de potência elétrica. [1] [2] [4] [6]

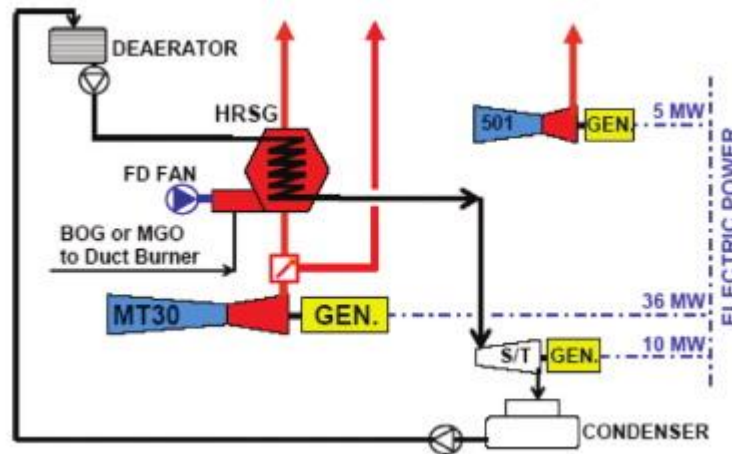


FIGURA 7 – PROPULSÃO COGES (*ROLLS-ROYCE*) [2] [8]

A solução da *General electric* possui duas turbinas a gás idênticas com uma potência unitária de 20MW. Esta solução tem a vantagem de ter uma elevada redundância, no caso de falha de uma das turbinas, o navio continua a ter a possibilidade de navegar, contudo em porto tem um consumo de combustível mais elevado que a solução da *Rolls-Royce*. Esta opção necessita também de uma turbina a vapor de maior potencia (15MW) de modo a ter a possibilidade de consumir a maior quantidade de vapor produzida na caldeira recuperativa.

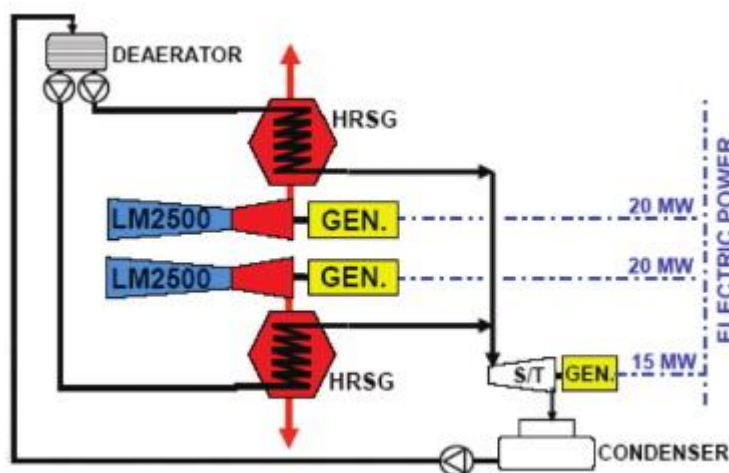


FIGURA 8 – PROPULSÃO COGES (*GENERAL ELECTRIC*) [2] [8]



Neste momento, uma das desvantagens neste tipo de propulsão é o investimento inicial elevado e as gamas de fornecimento deste tipo de equipamentos por parte dos fabricantes não é tão extenso comparando com as máquinas Diesel.

3. Descrição do modelo/navio e instalação propulsora

O objeto de estudo é a instalação propulsora de um navio de transporte de gás natural cujo modelo de simulação existe na ENIDH. O navio foi construído em 2003 tendo sido batizado com o nome *Berge Everett*. Inicialmente com a bandeira da Noruega, o navio vem posteriormente a alterar a sua bandeira para Singapura, tendo nos dias de hoje o nome *BW Everett*.

Vai ser efetuada uma análise energética a esta instalação e posteriormente comparada com um possível ciclo combinado a instalar no navio.

3.1. Descrição sumária do navio

O navio possui os seguintes elementos relevantes:

- Comprimento: 277 m
- Boca: 43,44m
- Calado: 12m
- DWT: 77.410 Ton
- Caldeiras principais: 2x Mitsubishi MB-4E-NS – 60 T/h vapor – 60 bar – 515°C
- Turbinas principais: Kawasaki UA400 – 39 MW
- Turbogeneradoras: 2x Mitsubishi AT-42CT-B – 3 450 kW
- Geradores Diesel: 2x 3 450 kW

3.2. Descrição da instalação propulsora

A instalação propulsora do navio modelado no simulador de máquinas marítimas da ENIDH tem como base o ciclo de *Rankine*.

O hélice é acionado por duas turbinas de potência, sendo uma de alta pressão e outra de baixa pressão. De modo a reduzir a velocidade de rotação do veio propulsor para uma rotação em que o hélice seja mais eficiente e evite fenómenos de cavitação, está instalada uma caixa redutora entre ambas as turbinas e o veio propulsor. Estas turbinas têm a função de impulsionar o navio para vante. Em situação de manobra, em que seja necessário mover o navio para ré, existe uma turbina de menor dimensão e potência para esse efeito, sendo esta montada no mesmo veio da turbina de baixa pressão.

Em ambas as turbinas e no *crossover* que liga a descarga da turbina de alta pressão à entrada de vapor na turbina de baixa pressão existem subtiragens de vapor que pode ser utilizado em outros serviços auxiliares do navio.



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique

As duas caldeiras principais da instalação têm a capacidade de produzir cerca de 60 toneladas de vapor por hora. Estas caldeiras possuem um desobreaquecedor interno, tendo assim a capacidade de produzir vapor em duas condições distintas, em que o vapor sobreaquecido está a uma pressão de cerca de 60 bar e 515 °C e o vapor desobreaquecido a 60 bar e cerca de 285°C.

O vapor sobreaquecido vai alimentar as turbinas principais de propulsão, assim como outras turbinas para serviços auxiliares, tais como produção de energia elétrica (turbogeradoras) e acionamento das turbo bombas de alimentação de água às caldeiras.

O vapor desobreaquecido tem uma função auxiliar na condução da instalação sendo utilizado como fonte quente num gerador de vapor a vapor, nos sopradores de fuligem e como forma de controlo caso exista demasiada produção de vapor, este é descarregado diretamente no condensador através do *Steam-dump*. Este vapor tem também a função de pressurizar uma linha auxiliar da instalação chamada de *back-pressure*.

A linha de *back-pressure* pode ser alimentada de vapor de algumas fontes distintas:

- Diretamente através da linha de vapor desobreaquecido proveniente das caldeiras;
- Através de uma subtiragem de vapor existente entre as duas caldeiras principais (*Crossover*);
- Pela descarga de vapor proveniente das turbo bombas de alimentação da caldeira.

Esta linha de *back-pressure* alimenta os seguintes serviços auxiliares:

- Aquecedores de ar de tiragem forçada das caldeiras;
- Aquece o desaerificador.

O condensador principal é circulado por água do mar de modo a condensar o vapor que é descarregado da turbina de baixa pressão e da turbo geradora. Os condensados então acumulados no seu *hotwell*, são aspirados por uma bomba de extração de condensados que os irá comprimir a uma pressão na ordem dos 6 bar através de um aquecedor de baixa pressão até ao desaerificador.

O aquecedor de baixa pressão, aproveita o vapor retirado da subtiragem da turbina de baixa pressão, assim como os condensados provenientes dos aquecedores de ar de modo a elevar a temperatura dos condensados e desta forma aumentar o rendimento de todo o ciclo.

O desaerificador é o órgão montado no ponto mais alto da instalação, tendo as seguintes funções principais:

- Remover o oxigénio dissolvido nos condensados;
- Servir como um tanque de compensação das caldeiras;

O oxigénio dos condensados é removido misturando a água com vapor proveniente da linha de *back-pressure*. À medida que os dois fluidos se misturam, a água no estado líquido é separada em gotas de pequena dimensão, libertando o ar e outros fluidos não condensáveis.

Devido ao seu modo de operação, o desaerificador age também como um permutador de calor de mistura, aumentando assim a temperatura da água de alimentação das caldeiras.



As turbo bombas de alimentação de água das caldeiras aspiram a água presente no desaerificador e comprimem-na para o barrilete superior das caldeiras a uma pressão de cerca de 80 bar.

A instalação possui também um sistema auxiliar de produção de vapor em que o vapor produzido por este sistema é utilizado em aquecimento de tanques de combustível, aquecimento das acomodações e outros auxiliares.

De modo a não correr o risco de contaminação da instalação de produção de vapor principal, este vapor é produzido às custas de um gerador de vapor a vapor, reduzindo assim qualquer chance de mistura entre os vapores produzidos por ambos os sistemas.

O gerador de vapor a vapor pode utilizar como fonte quente vapor proveniente da linha de vapor desobaquecido diretamente das caldeiras principais ou vapor retirado da subtiragem da turbina de alta pressão.

4. Análise energética

4.1. Caldeiras principais

O navio possui um par de caldeiras para produção de vapor sendo produzido em duas condições termodinâmicas distintas. O vapor saturado produzido no barrilete superior das caldeiras é encaminhado para um sobreaquecedor que se encontra no interior da fornalha, próximo da frente de chama da caldeira. Este vapor sobreaquecido sai da caldeira a uma pressão de cerca de 60 bar e uma temperatura de 515°C, sendo depois utilizado tanto para o acionamento das turbinas principais de propulsão como para o acionamento de turbinas auxiliares para a produção de energia elétrica e para o acionamento das bombas de alimentação de água a ambas as caldeiras.

Estas caldeiras têm também a capacidade de produzir vapor desobaquecido. Uma parte do vapor sobreaquecido pela caldeira é encaminhado para um desobaquecedor que se encontra na metade inferior do barrilete superior, de modo a baixar a sua temperatura. O vapor desobaquecido sai da caldeira a uma pressão de 60 bar e cerca de 285°C.

De modo a existir um controlo sobre a temperatura do vapor sobreaquecido, as caldeiras possuem um desobaquecedor de controlo no seu barrilete inferior. Uma parte do vapor que está a ser sobreaquecido é encaminhado para este desobaquecedor baixando a sua temperatura, sendo posteriormente misturado no fim do sobreaquecedor. Este controlo é feito de forma automática pelo autómato das caldeiras.

A água de alimentação das caldeiras é proveniente do desaerificador, sendo aspirada deste órgão pela turbo bomba de alimentação. Antes da água entrar no barrilete superior da caldeira, esta atravessa o economizador, aumentando a sua temperatura para cerca de 190°C.



O economizador é um permutador de calor que aproveita os gases de evacuação da caldeira como fonte quente de modo a aquecer a água de alimentação da caldeira imediatamente antes desta entrar no barrilete superior, aumentando assim o rendimento da instalação.

4.1.1. Caldeira principal N°1

	Entrada economizador	Saída economizador	Linha vapor desobreaquecido	Linha vapor Principal	Linha vapor auxiliar
Pressão [bar]	67,52	67,52	63,01	63	63
Temperatura [°C]	134,28	193,74	285	514,87	514,94
Entalpia [kJ/Kg]	568,9	826,74	2809,4	3454,2	3454,2
Entropia [kJ/Kg K]	1,673	2,264	5,917	6,900	6,900
Título	líquido	líquido	vapor	vapor	vapor
Caudal [T/h]	50,56	50,56	0,03	45,87	5,00
Caudal [Kg/s]	14,04	14,04	0,01	12,74	1,39

TABELA 1 – DADOS CALDEIRA #1

Para ser possível executar o balanço energético à caldeira principal nº1, têm de ser considerados os caudais de vapor para as três linhas de saída de vapor (principal, auxiliar e de vapor desobreaquecido) e a entrada de água na caldeira à entrada do economizador.

$$\dot{Q}_{q1} = (\dot{m}_{dss} \times h_{dss}) + (\dot{m}_{pcp} \times h_{pcp}) + (\dot{m}_{aux} \times h_{aux}) - (\dot{m}_{ECO,e} \times h_{ECO,e})$$

$$\dot{Q}_{q1} = (0,01 \times 2\,809,4) + (12,74 \times 3\,454,2) + (1,39 \times 3\,454,2) - (14,04 \times 568,9)$$

$$\dot{Q}_{q1} = 40\,843,3\,kW$$

Na figura 9 está representada a caldeira principal nº1 assim como a linha de alimentação de água e as suas linhas de saída de vapor.

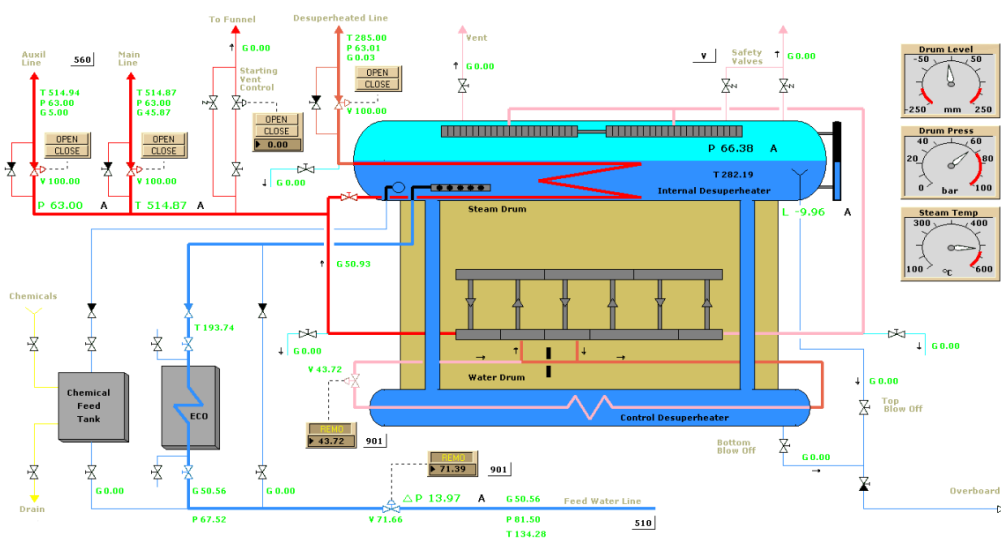


FIGURA 9 – ESQUEMA DE ALIMENTAÇÃO DE ÁGUA E LINHAS DE SAÍDA DE VAPOR DA CALDEIRA PRINCIPAL N°1 [A - IV]



A quantidade e o poder calorífico do combustível utilizado (LNG) têm uma relação direta no rendimento térmico da caldeira.

Na tabela seguinte estão representados os dados relativamente ao combustível:

Características do Combustível	
PCI [kJ/Kg]	50 450
Caudal mássico [Kg/h]	3 076,6
Caudal mássico [Kg/s]	0,855

TABELA 2 – CARACTERÍSTICAS DO COMBUSTÍVEL UTILIZADO NA CALDEIRA PRINCIPAL #1

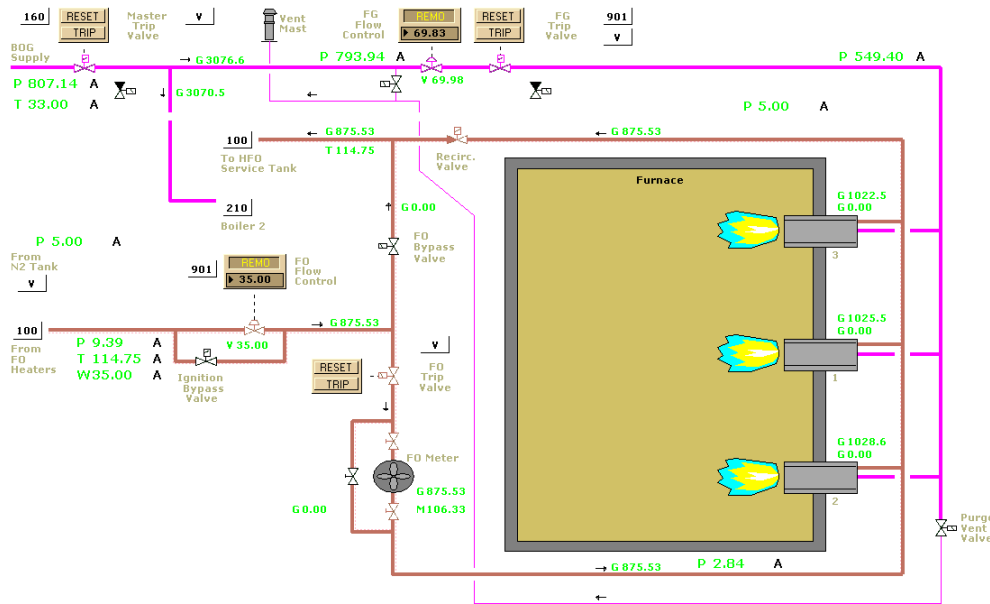


FIGURA 10 – ESQUEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL DA CALDEIRA PRINCIPAL N°1 [A-IV]

O calor disponível no combustível é calculado utilizando o poder calorífico inferior e o caudal mássico de combustível que está a ser queimado na fornalha da caldeira.

$$\dot{Q}_{comb1} = PCI \times \dot{m}_{comb1} = 50\,450 \times 0,855 = 43\,115,13 \text{ kW}$$

O rendimento da caldeira é a razão entre a quantidade de calor fornecida à água/vapor, e a quantidade de calor presente na combustão do combustível.

Assim, uma vez determinado o calor fornecido ao vapor e a potência calorífica disponível no caudal de combustível consumido, é possível calcular o rendimento da caldeira:

$$\eta_{cald1} = \frac{\dot{Q}_{q1}}{\dot{Q}_{comb1}} = \frac{40\,843,3}{43\,115,13} \times 100 = 94,73 \%$$



4.1.2. Caldeira principal N^o2

	Entrada economizador	Saída economizador	Linha vapor desobreaquecido	Linha vapor Principal	Linha vapor auxiliar
Pressão [bar]	67,52	67,52	63,01	63	63
Temperatura [°C]	134,28	194,28	285,03	515,08	515,08
Entalpia [kJ/Kg]	568,91	829,14	2809,05	3454,7	3454,7
Entropia [kJ/Kg K]	1,6731	2,2686	5,9172	6,9005	6,9005
Título	liquido	liquido	vapor	vapor	vapor
Caudal [T/h]	50,92	50,92	0,03	45,94	5,01
Caudal [Kg/s]	14,14	14,14	0,01	12,76	1,39

TABELA 3 – DADOS DA CALDEIRA #2

Para ser possível executar o balanço energético à caldeira principal n^o2, têm de ser considerados os caudais de vapor para as três linhas de saída de vapor (principal, auxiliar e de vapor desobreaquecido) e a entrada de água na caldeira à entrada do economizador.

$$\dot{Q}_{q2} = (\dot{m}_{dss} \times h_{dss}) + (\dot{m}_{pcp} \times h_{pcp}) + (\dot{m}_{aux} \times h_{aux}) - (\dot{m}_{ECO,e} \times h_{ECO,e})$$

$$\dot{Q}_{q2} = (0,01 \times 2809,05) + (12,76 \times 3454,7) + (1,39 \times 3454,7) - (14,14 \times 568,91)$$

$$\dot{Q}_{q2} = 40870,1 \text{ kW}$$

Na figura 9 está representada a caldeira principal n^o2 assim como a linha de alimentação de água e as suas linhas de saída de vapor.

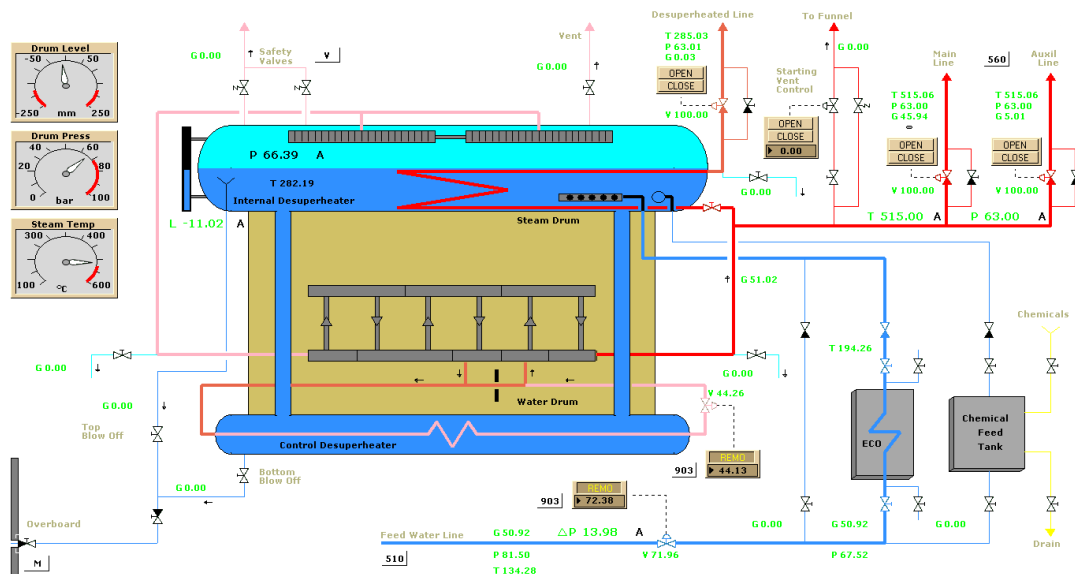


FIGURA 11 – ESQUEMA DE ALIMENTAÇÃO DE ÁGUA E LINHAS DE SAÍDA DE VAPOR DA CALDEIRA PRINCIPAL N^o2 [A-IV]



A quantidade e o poder calorífico do combustível utilizado (LNG) têm uma relação direta no rendimento térmico da caldeira.

Na tabela seguinte estão representados os dados relativamente ao combustível:

Características do Combustível	
PCI [kJ/Kg]	50 450
Caudal mássico [Kg/h]	3 070,5
Caudal mássico [Kg/s]	0,853

TABELA 4 – CARACTERÍSTICAS DO COMBUSTÍVEL UTILIZADO NA CALDEIRA PRINCIPAL Nº 2

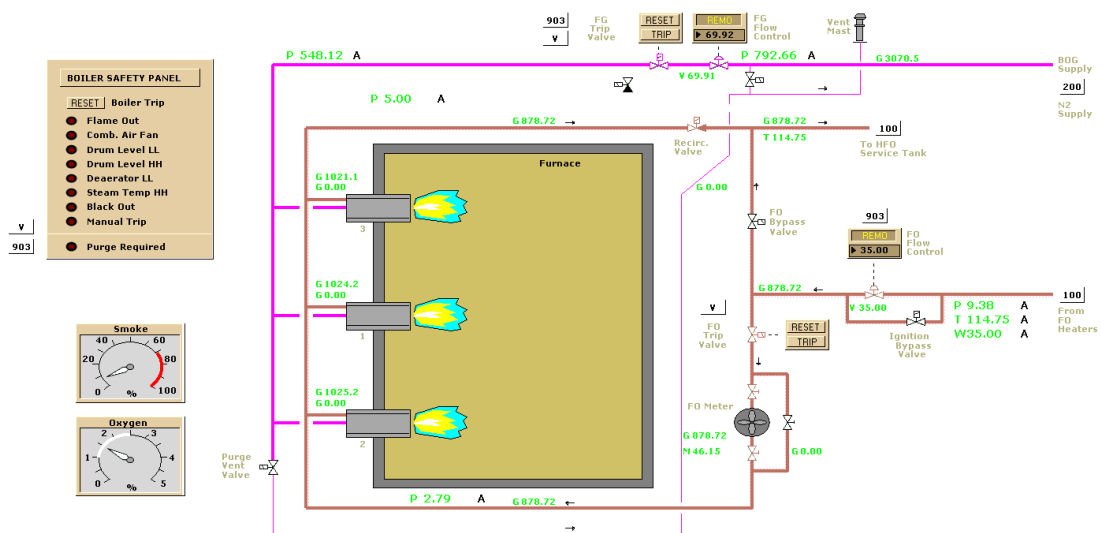


FIGURA 12 – ESQUEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL DA CALDEIRA PRINCIPAL Nº2 [A-IV]

O calor disponível no combustível é calculado utilizando o poder calorífico inferior e o caudal mássico de combustível que está a ser queimado na fornalha da caldeira.

$$\dot{Q}_{comb1} = PCI \times \dot{m}_{comb1} = 50\,450 \times 0,853 = 43\,029,65 \text{ kW}$$

O rendimento da caldeira é a razão entre a quantidade de calor fornecida à água/vapor, e a quantidade de calor presente na combustão do combustível.

Assim, uma vez determinado o calor fornecido ao vapor e a potência calorífica disponível no caudal de combustível consumido, é possível calcular o rendimento da caldeira:

$$\eta_{cald1} = \frac{\dot{Q}_{q1}}{\dot{Q}_{comb1}} = \frac{40\,870,1}{43\,029,65} \times 100 = 94,98 \%$$



4.2. Turbinas de propulsão

O sistema de propulsão deste navio é constituído por uma turbina de alta pressão e uma turbina de baixa pressão acopladas a uma única caixa de engrenagens redutoras. A velocidade de rotação ideal para do hélice de modo a evitar fenómenos de cavitação ronda as 80 rpm, sendo assim substancialmente menor que a velocidade de rotação de qualquer uma das turbinas de propulsão.

O vapor sobreaquecido proveniente da linha principal de vapor entra na turbina de alta pressão a uma pressão na ordem dos 60 bar e 512 °C. Nesta turbina o vapor é expandido até uma pressão de 7 bar e 246 °C. Esta turbina tem ainda uma subtiragem de modo a aproveitar vapor para o funcionamento do gerador de vapor a vapor.

Entre o escape da turbina de alta pressão e a entrada de vapor da turbina de baixa pressão encontra-se o *cross-over*. No crossover existe mais uma subtiragem em que se aproveita uma parte do vapor que atravessa o *cross-over* de modo a suprimir as necessidades de vapor de alguns auxiliares, entre eles o desaerificador.

Na turbina de baixa pressão, o vapor é expandido até a uma pressão na ordem dos 40 mbar a cerca de 30°C. Esta turbina possui também uma subtiragem, em que o vapor é extraído a 1.8 bar a cerca de 120°C para ser utilizado no aquecedor intermédio de água de alimentação da caldeira.

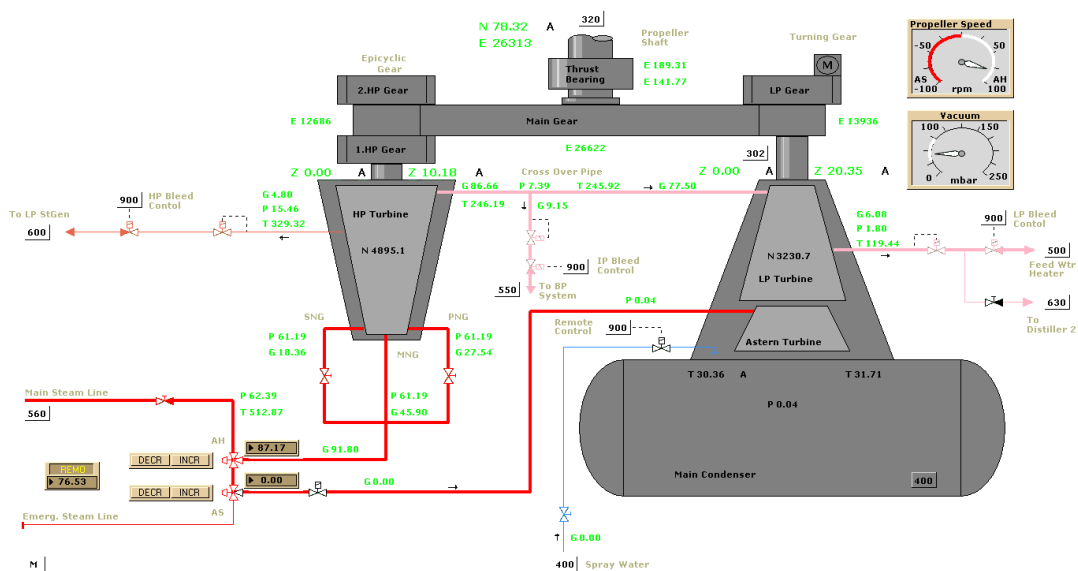


FIGURA 13 – TURBINAS DE PROPULSÃO [A-IV]



4.2.1. Turbina de alta pressão

Os dados termodinâmicos das condições de vapor à entrada e saída da turbina de baixa pressão estão expostos na tabela seguinte, assim como a condição termodinâmica do vapor que é extraído na subtiragem desta turbina.

	Entrada turbina	Subtiragem	Descarga turbina
Pressão [bar]	61,19	15,46	7,39
Temperatura [°C]	512,87	329,32	246,19
Entalpia [kJ/Kg]	3451	3101,2	2944
Entropia [kJ/Kg K]	6,9092	7,0127	7,0626
Título	vapor	vapor	vapor
Caudal [T/h]	91,8	4,8	86,66
Caudal [Kg/s]	25,50	1,33	24,07

TABELA 5 – DADOS DA TURBINA DE ALTA PRESSÃO

O balanço energético à turbina é efetuado tendo em conta o vapor à entrada e à saída da turbina assim como o vapor que é extraído na subtiragem:

$$W_{HPT} = \dot{m}_{HPTe} \times h_{HPTe} - \dot{m}_{subHP} \times h_{subHP} - \dot{m}_{HPTs} \times h_{HPTs}$$

$$W_{HPT} = 25,50 \times 3451 - (1,33 \times 3110,2) - (24,07 \times 2944)$$

$$W_{HPT} = 12996,94 \text{ kW}$$

4.2.1.1. Cálculo do rendimento isentrópico da turbina de alta pressão

O rendimento isentrópico foi calculado pela seguinte expressão; $\eta_{is} = \frac{W_{real}}{W_{Is}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$

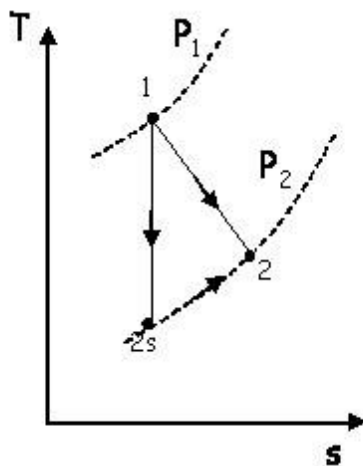


FIGURA 14 – DIAGRAMA T-S



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique

Pelos valores de pressão e temperatura à entrada da turbina, são retiradas uma entalpia e uma entropia (ponto 1 da figura acima) antes da expansão na turbina.

Em teoria aconteceria uma expansão isentrópica, até ao ponto “2s” da figura 14.

Na realidade o vapor expandiu-se para um valor de entropia real “2”.

Na tabela 6 são apresentados a cor preta os valores obtidos do simulador e a cor verde os calculados, considerando a turbina de alta pressão isentrópica.

	Entrada	Subtiração	Subtiração _s	Descarga	Descarga _s
Pressão [bar]	61,19	15,46	15,46	7,39	7,39
Temperatura [°C]	512,87	329,32	301,78	246,19	234,32
Entalpia [kJ/Kg]	3451	3101,2	3040,3	2944	2918,4
Entropia [kJ/Kg K]	6,9092	7,0127	6,9092	7,0626	7,0127
Título	vapor	vapor	vapor	vapor	vapor
Caudal [T/h]	91,8	4,8	4,8	86,66	86,66
Caudal [Kg/s]	25,50	1,33	1,33	24,07	24,07

TABELA 6 – DADOS DA TURBINA DE ALTA PRESSÃO

$$\eta_{HPT \text{ Ent./Subt.}} = \frac{w_{real}}{w_{ist.}} = \frac{h_{HPE} - h_{subHP}}{h_{HPE} - h_{subHPs}} = \frac{3451 - 3101,2}{3451 - 3040,3} = 0,8517 \times 100$$

$$\eta_{HPT \text{ Ent./Subt.}} = 85,17\%$$

$$\eta_{HPT \text{ Subt./Desc.}} = \frac{w_{real}}{w_{ist.}} = \frac{h_{subHP} - h_{HPTs}}{h_{subHP} - h_{HPTs_s}} = \frac{3101,2 - 2944}{3101,2 - 2918,4} = 0,8580 \times 100$$

$$\eta_{HPT \text{ Subt./Desc.}} = 85,8\%$$

4.2.2. Turbina de baixa pressão

O vapor à descarga da turbina de baixa pressão já se encontra na zona de saturação.

Com os dados de potência obtidos no simulador, é possível calcular a entalpia de saída do vapor à descarga da turbina.



Potências	
Potência no veio propulsor [kW]	26 313
Perdas mecânicas [kW]	331,08
Potência da turbina de baixa pressão simulada [kW]	13936
Potência da turbina de alta pressão [kW]	12 996,94

TABELA 7 – POTÊNCIA GERADA PELAS TURBINAS DE PROPULSÃO

Executando um balanço energético ao sistema de propulsão:

$$P_{veio} + P_{perdas} = W_{HPT} + (\dot{m}_{LPTe} \times h_{LPTe} - \dot{m}_{subLP} \times h_{subLP} - \dot{m}_{LPTS} \times h_{LPTS})$$

$$h_{LPTS} = \frac{W_{HPT} + \dot{m}_{LPTe} \times h_{LPTe} - \dot{m}_{subLP} \times h_{subLP} - (P_{veio} - P_{perdas})}{\dot{m}_{LPTS}}$$

$$h_{LPTS} = \frac{12\,996,94 + 21,53 \times 2\,944 - (1,69 \times 2\,707,1) - (26\,313 - 331,08)}{19,84}$$

$$h_{LPTS} = 2\,261,71 \text{ kJ/Kg}$$

Com o valor da entalpia do vapor à saída desta turbina é possível obter as restantes propriedades termodinâmicas neste ponto em específico:

	Entrada turbina	Subtiraagem	Descarga turbina
Pressão [bar]	7,39	1,8	0,04
Temperatura [°C]	246,19	119,44	28,96
Entalpia [kJ/Kg]	2944	2707,1	2261,71
Entropia [kJ/Kg K]	7,0626	7,1758	7,506
Título	vapor	vapor	0,8797
Caudal [T/h]	77,5	6,08	71,42
Caudal [Kg/s]	21,53	1,69	19,84

TABELA 8 – DADOS DA TURBINA DE BAIXA PRESSÃO

A potência mecânica desta turbina, tendo os valores de entalpia e caudal que atravessam a turbina, é calculada com um balanço energético:

$$W_{LPT} = \dot{m}_{LPTe} \times h_{LPTe} - \dot{m}_{subLP} \times h_{subLP} - \dot{m}_{LPTS} \times h_{LPTS}$$

$$W_{LPT} = 21,53 \times 2\,944 - (1,69 \times 2\,707,1) - (19,84 \times 2\,261,71)$$

$$W_{LPT} = 13\,935,97 \text{ kW}$$



4.2.2.1. Cálculo do rendimento isentrópico da turbina de baixa pressão

Na tabela 9 são apresentados a cor preta os valores obtidos do simulador e a cor vermelha os calculados, considerando a turbina de baixa pressão isentrópica.

	Entrada	Subtiraagem	Subtiraagem s	Descarga	Descarga s
Pressão [bar]	7,39	1,8	1,8	0,04	0,04
Temperatura [°C]	246,19	119,44	116,9	28,96	28,96
Entalpia [kJ/Kg]	2944	2707,1	2662,9	2261,71	2161,90
Entropia [kJ/Kg K]	7,0626	7,1758	7,0626	7,506	7,1758
Título	vapor	vapor	vapor	0,8797	0,839
Caudal [T/h]	77,5	6,08	6,08	71,42	71,42
Caudal [Kg/s]	21,53	1,69	1,69	19,84	19,84

TABELA 9 – DADOS TURBINA DE BAIXA PRESSÃO

$$\eta_{LPT \text{ Ent./Subt.}} = \frac{w_{real}}{w_{ist.}} = \frac{h_{LPe} - h_{subLP}}{h_{LPe} - h_{subLP s}} = \frac{2944 - 2707,1}{2944 - 2662,9} = 0,8628 \times 100$$

$$\eta_{HPT \text{ Ent./Subt.}} = 86,28\%$$

$$\eta_{LPT \text{ Subt./Desc.}} = \frac{w_{real}}{w_{ist.}} = \frac{h_{subLP} - h_{LPTs}}{h_{subLP} - h_{LPTs s}} = \frac{2707,1 - 2261,71}{2707,1 - 2161,9} = 0,8170 \times 100$$

$$\eta_{LPT \text{ Subt./Desc.}} = 81,70\%$$

4.3. Turbo bomba de alimentação de água

A instalação de vapor do navio possui três bombas de alimentação de água para as caldeiras principais.

Uma das bombas tem acionamento elétrico e duas são acionadas por vapor proveniente das turbinas a vapor. Em operação nominal, apenas uma das turbo bombas está em funcionamento, ficando a bomba adicional em *stand-by*.

A bomba de acionamento elétrico é utilizada no arranque da instalação, quando ainda não existe o vapor necessário para o acionamento das turbo bombas.

O vapor utilizado para as turbinas de acionamento destas bombas é vapor sobreaquecido fornecido pela linha auxiliar.

O vapor depois de ser expandido na turbina que está em serviço, é utilizado para pressurizar a linha de vapor do desaerificador.

Qualquer uma destas bombas aspira a água presente no desaerificador e comprime-a para os barriletes superiores das caldeiras.

Em condições de baixo caudal, de modo a evitar a cavitação destas bombas, existe uma linha de recirculação de água de volta ao desaerificador.



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique

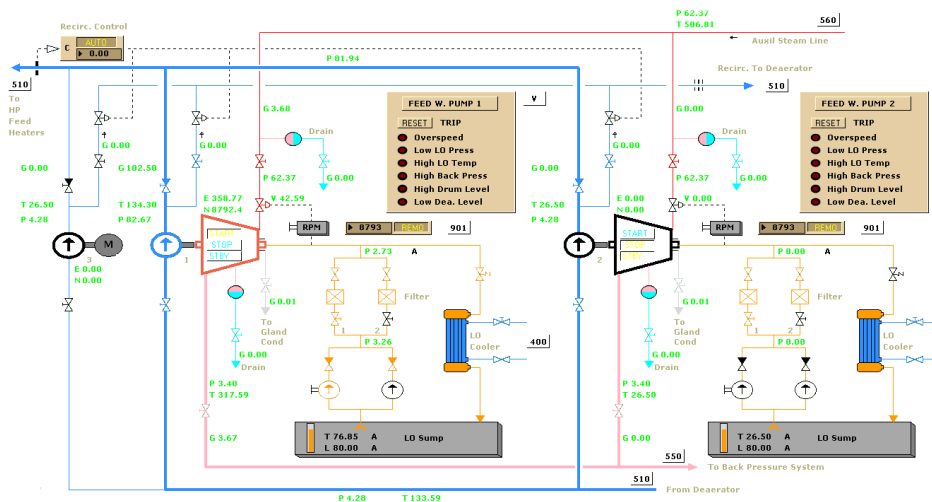


FIGURA 15 – BOMBAS DE ALIMENTAÇÃO DE ÁGUA [A-IV]

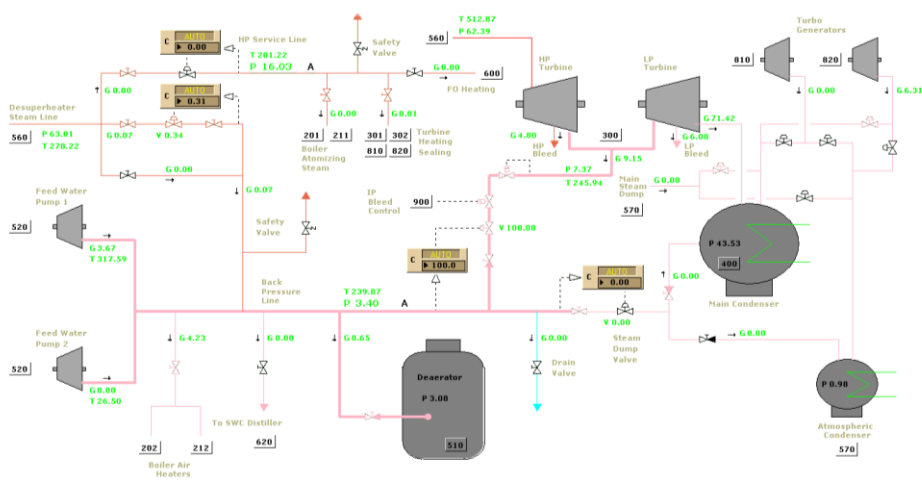


FIGURA 16 – LINHA DE VAPOR DO DESAERIFICADOR [A-IV]

Na tabela 10 são apresentadas as condições do vapor à entrada e à saída da turbina de acionamento da bomba que está em operação.

	Entrada	Saída
Pressão [bar]	62,37	3,4
Temperatura [°C]	506,81	317,59
Entalpia [kJ/Kg]	3435,6	3104,30
Entropia [kJ/Kg K]	6,8806	7,705
Título	vapor	vapor
Caudal [T/h]	3,68	3,67
Caudal [Kg/s]	1,02	1,02

TABELA 10 – DADOS TURBO-BOMBA DE ALIMENTAÇÃO



A potência mecânica desta turbina, tendo os valores de entalpia e caudal que atravessam a turbina, é calculada com um balanço energético:

$$W_{TBb.Alimentação} = \dot{m}_e \times h_e - \dot{m}_s \times h_s$$
$$W_{TBb.Alimentação} = 1,02 \times 3\,435,6 - 1,02 \times 3\,104,3$$
$$W_{TBb.Alimentação} = 347,29 \text{ kW}$$

4.3.1. Cálculo do rendimento isentrópico da turbina de acionamento

Considerando uma expansão isentrópica nesta turbina, a condição do vapor no escape da turbina é a seguinte:

	Descarga s
Pressão [bar]	3,4
Temperatura [°C]	137,8
Entalpia [kJ/Kg]	2705,00
Entropia [kJ/Kg K]	6,8806
Título	0,98
Caudal [T/h]	3,67
Caudal [Kg/s]	1,02

TABELA 11 – CONDIÇÃO DE VAPOR NA DESCARGA DA TURBO-BOMBA

$$\eta_{TBb.Alimentação} = \frac{w_{real}}{w_{ist.}} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{s s}} = \frac{3435,6 - 3104,3}{3435,6 - 2705,0} = 0,4534 \times 100$$
$$\eta_{TBb.Alimentação} = 45,34\%$$

4.4. Bomba de extração de condensados

A água que se acumula no *hotwell* do condensador principal após o vapor condensar, é aspirada por uma das duas bombas de extração de condensados.

Em condições nominais, uma das bombas é suficiente, ficando a segunda bomba em *stand-by* para efeitos de redundância.

Estas bombas, comprimem a água extraída até ao desaerificador que se encontra no ponto mais alto da instalação, atravessando ainda um permutador de calor intermédio.

Devido ao facto de ser criado vácuo no condensador, de forma a aumentar o rendimento do ciclo e a expansão de vapor nas turbinas, estas bombas têm uma tendência elevada a cavitarem.

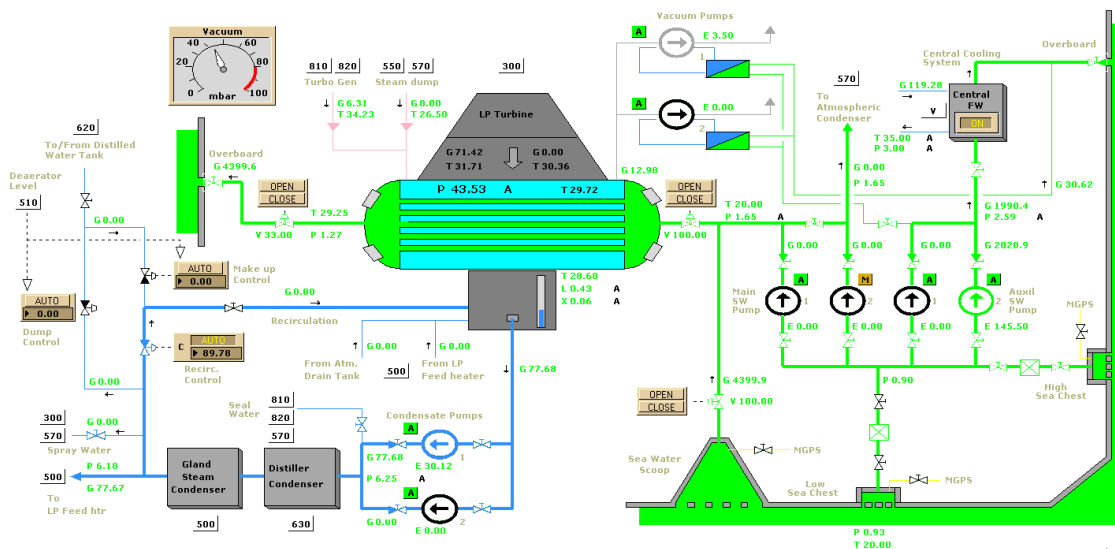


FIGURA 17 – CONDENSADOR PRINCIPAL E BOMBAS DE EXTRAÇÃO DE CONDENSADOS [A-IV]

Na tabela 12 estão as condições na aspiração e na descarga da bomba de extração de condensados que está em funcionamento.

	Entrada	Saída
Pressão [bar]	0,043	6,25
Temperatura [°C]	28,68	28,68
Entalpia [kJ/Kg]	120,27	120,84
Entropia [kJ/Kg K]	0,4187	0,4187
Título	Líquido	Líquido
Caudal [T/h]	77,68	77,68
Caudal [Kg/s]	21,58	21,58

TABELA 12 – DADOS BOMBA DE EXTRAÇÃO DE CONDENSADOS

Para calcular a potência desta bomba, utilizou-se a seguinte expressão:

$$W_{bbcond} = (v \times \Delta P \times 100) \times \dot{m}$$

$$W_{bbcond} = (0.001 \text{ m}^3/\text{kg} \times 6.207 \text{ bar} \times 100) \times 21,58 \text{ kg/s}$$

$$W_{bbcond} = 13,4 \text{ kW}$$



4.5. Bomba de drenos

De modo a existir uma compensação de água em todo o sistema, a instalação possui um tanque de purgas e compensações à pressão atmosférica e um grupo de três bombas centrífugas de modo a ser possível compensar o sistema.

Estas bombas, sendo uma delas de grande dimensão e as restantes duas de menor capacidade, aspiram a água do tanque de purgas atmosférico e comprimem-na para um de dois locais.

O nível de água no desaerificador é um dos melhores indicadores do nível de água presente em toda a instalação, o automatismo de controlo tem a capacidade de controlar este nível através de uma válvula, e também o nível de água no tanque de purgas e compensações, para isso, exerce controlo sobre 2 válvulas, uma à saída da linha de compressão das bombas de drenos e a segunda entre o tanque de água destilada e o tanque de purgas e compensações.

Se o nível no tanque de purgas for baixo, o nível é compensado pelo tanque de água destilada em que a água cai por gravidade entre ambos os tanques. Se o nível se encontrar demasiado alto, essa água é devolvida ao tanque de água destilada com o auxílio das bombas.

O nível no desaerificador é controlado por uma válvula na linha principal à saída das bombas de drenos.

Os condensados provenientes do aquecedor intermédio, dos vaporizadores destiladores e do condensador de vapor de vedação dos buçins das turbinas são todos eles devolvidos ao tanque de purgas e compensações.

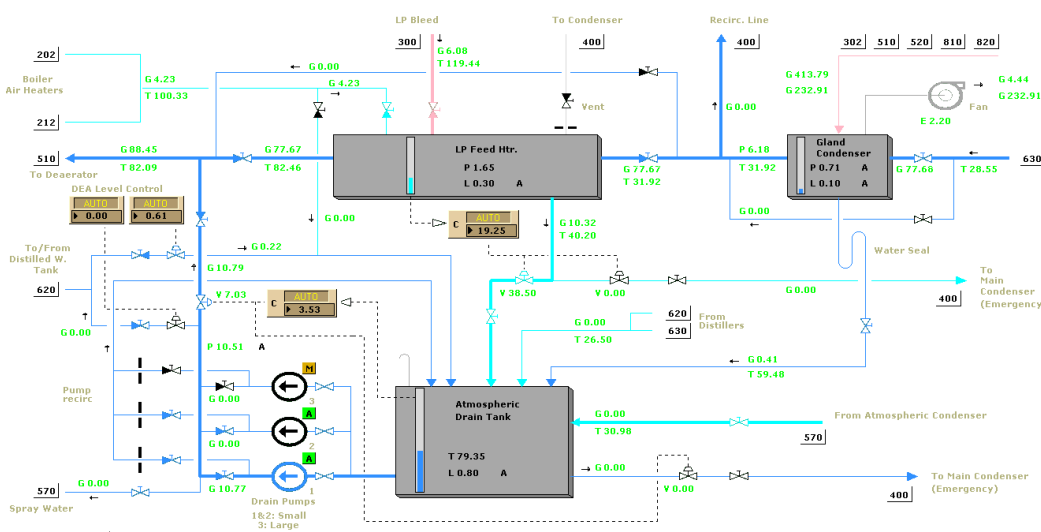


FIGURA 18 – AQUECEDOR INTERMÉDIO, TANQUE DE PURGAS E COMPENSAÇÕES E BOMBAS DE DRENOS [A-IV]



	Entrada	Saída
Pressão [bar]	1,00	10,51
Temperatura [°C]	79,35	79,35
Entalpia [kJ/Kg]	332,21	332,97
Entropia [kJ/Kg K]	1,0675	1,0690
Título	Liquido	Liquido
Caudal [T/h]	10,77	10,77
Caudal [Kg/s]	2,99	2,99

TABELA 13 – DADOS BOMBA DE DRENOS

Para calcular a potência desta bomba, utilizou-se a seguinte expressão:

$$W_{bbdren} = (v \times \Delta P \times 100) \times \dot{m}$$

$$W_{bbdren} = (0.001 \text{ m}^3/\text{kg} \times 9.51 \text{ bar} \times 100) \times 2.99 \text{ kg/s}$$

$$W_{bbdren} = 2.84 \text{ kW}$$

4.6. Turbo-geradora

Este navio em particular, para produção de energia elétrica possui dois diesel-geradores e duas turbo-geradoras. Uma turbo-geradora não é mais que um alternador acionado por uma turbina a vapor.

Na condição de navio a navegar, uma turbo-geradora é suficiente para suprimir as necessidades elétricas do navio.

O vapor utilizado nesta turbina é vapor sobreaquecido proveniente da linha de vapor sobreaquecido auxiliar.

Depois de expandido, o vapor segue para o condensador principal da instalação.

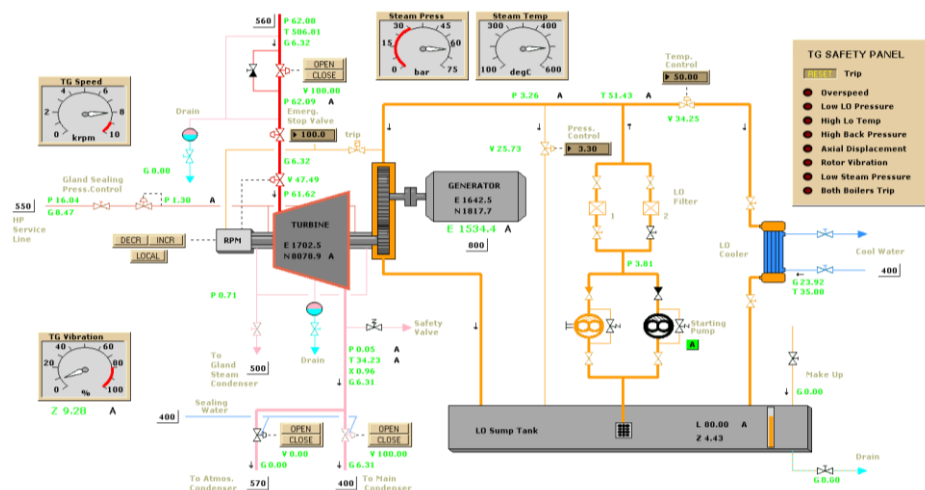


FIGURA 19 – TURBO-GERADORA [A-IV]



	Entrada	Descarga
Pressão [bar]	62,09	0,05
Temperatura [°C]	506,81	34,23
Entalpia [kJ/Kg]	3436	2465,50
Entropia [kJ/Kg K]	6,883	8,0784
Título	vapor	0,96
Caudal [T/h]	6,31	6,31
Caudal [Kg/s]	1,75	1,75

TABELA 14 – DADOS DA TURBO-GERADORA

Para calcular a potência desta turbina, foi efetuado um balanço energético à mesma:

$$W_{Tg} = \dot{m}_{Tge} \times h_{Tge} - \dot{m}_{Tgs} \times h_{Tgs}$$

$$W_{Tg} = 1,75 \times 3\,436 - (1,75 \times 2\,465,5)$$

$$W_{Tg} = 1\,698,4 \text{ kW}$$

4.6.1. Cálculo do rendimento isentrópico da turbo-geradora

Na tabela 15 são apresentados a cor preta os valores obtidos do simulador e a cor verde os calculados, considerando uma turbina com expansão isentrópica.

	Entrada	Descarga	Descarga s
Pressão [bar]	62,09	0,05	0,05
Temperatura [°C]	506,81	34,23	34,23
Entalpia [kJ/Kg]	3436	2465,50	2098,70
Entropia [kJ/Kg K]	6,883	8,0784	6,883
Título	vapor	0,96	0,81
Caudal [T/h]	6,31	6,31	6,31
Caudal [Kg/s]	1,75	1,75	1,75

TABELA 15 – DADOS DA TURBO-GERADORA

$$\eta_{Tg} = \frac{w_{real}}{w_{ist.}} = \frac{h_{Tge} - h_{Tgs}}{h_{Tge} - h_{Tgs\ s}} = \frac{3\,436 - 2\,465,5}{3\,436 - 2\,098,7} = 0,7257 \times 100$$

$$\eta_{Tg} = 72,57\%$$



4.7. Condensador principal

A descarga da turbina de propulsão de baixa pressão está diretamente acoplada ao condensador principal. A este, chegam também os condensados provenientes da turbo-geradora.

O condensador é circulado por água do mar, numa condição em que o navio esteja a navegar é possível utilizar o “Scoop”, uma entrada de água virada para vante em forma de pá. O movimento do navio é suficiente para fazer circular água do mar pelo condensador sem auxílio de uma bomba.

O vácuo no condensador é conseguido graças a um grupo de bombas de vácuo, em que uma é suficiente para manter o vácuo necessário.

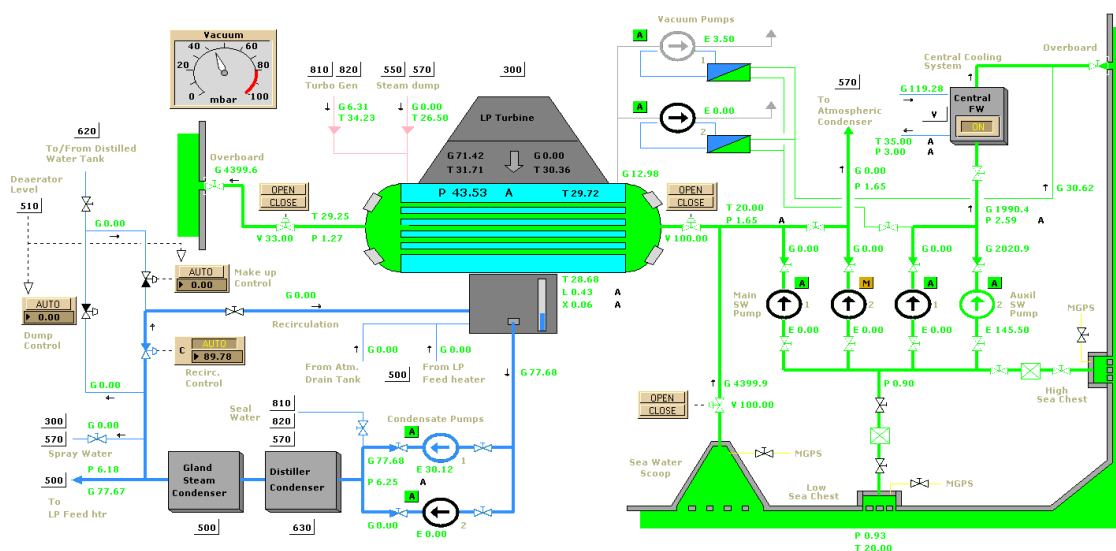


FIGURA 20 – CONDENSADOR PRINCIPAL [A-IV]

	Mistura água-vapor		Água do mar		Saída condensados
	TG	Turbina BP	entrada	saída	
Pressão [bar]	0,05	0,04	1,65	1,27	0,043
Temperatura [°C]	32,9	28,96	20	29,25	28,68
Entalpia [kJ/Kg]	2464,5	2261,71	84,11	122,8	120,27
Entropia [kJ/Kg K]	8,0784	7,506	0,297	0,4265	0,419
Título	0,96	0,8797	líquido	líquido	líquido
Caudal [T/h]	6,31	71,42	4399,9	4399,6	77,98
Caudal [Kg/s]	1,75	19,84	1222,19	1222,11	21,66

TABELA 16 – DADOS DO CONDENSADOR PRINCIPAL



4.7.1. Cálculo da potência térmica dissipada no condensador

$$Q_f = \dot{m}_{LPTS} \times h_{LPTS} + \dot{m}_{TG\ 1} \times h_{TG\ 1} - \dot{m}_{S\ Cond.} \times h_{S\ Cond.}$$

$$Q_f = 19,84 \times 2\ 261,71 + 1,75 \times 2\ 464,5 - 21,66 \times 120,27$$

$$Q_f = 46\ 584,35\ kW$$

4.7.2. Cálculo do caudal teórico de água do mar

Com os parâmetros de entrada e saída de água do mar no condensador, foi calculado o caudal que em teoria seria necessário para absorver o calor libertado no condensador.

$$\checkmark Q_f = \dot{m}_{sw} \times \overline{Cp}_{sw} \times \Delta T$$

$$\checkmark \overline{Cp}_{sw} \approx 4,01\ kJ/KgK$$

$$\dot{m}_{sw} = \frac{Q_f}{\overline{Cp}_{sw} \times \Delta T}$$

$$\dot{m}_{sw} = \frac{46\ 584,35}{4,01 \times (29,25 - 20,00)} = 1\ 256,84\ Kg/s$$

4.8. Economizadores

Os economizadores são permutadores de calor que têm a função de aumentar a temperatura da água de alimentação das caldeiras usando os gases de evacuação como fonte quente. Este aproveitamento de energia contribui para o aumento da eficiência de todo o ciclo.

Cada caldeira possui o seu economizador, a água de alimentação após ser comprimida pelas bombas de alimentação atravessa este permutador antes de entrar no barrilete da caldeira.

Relativamente aos gases, este permutador encontra-se em último lugar na chaminé da caldeira, local onde os gases de evacuação estão mais frios, mas ainda com energia suficiente para ser aproveitada.



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique

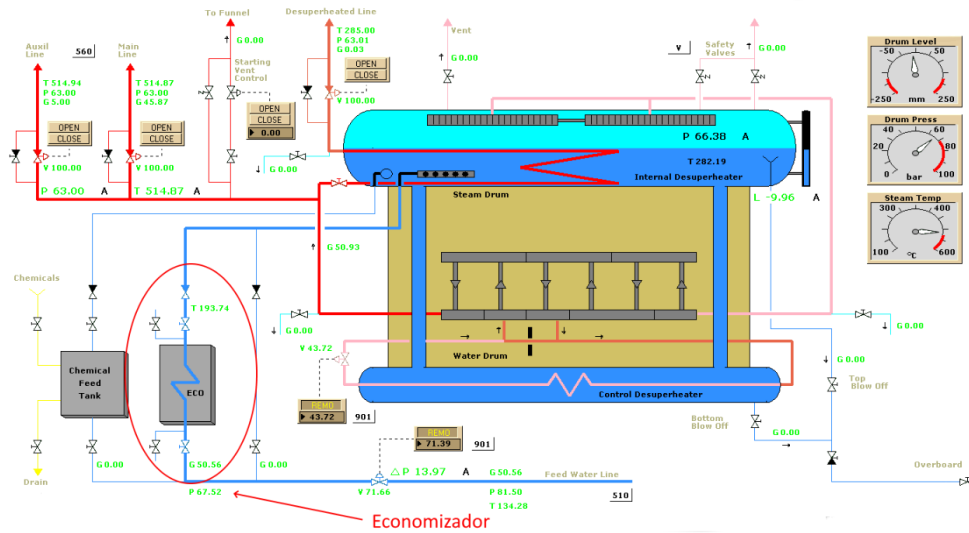


FIGURA 21 – LINHAS DE ALIMENTAÇÃO DE ÁGUA [A-IV]

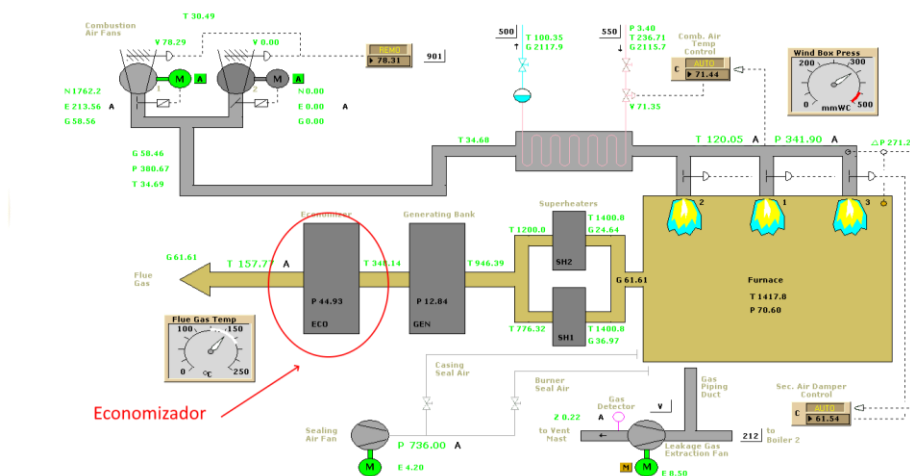


FIGURA 22 – LINHA DE EVACUAÇÃO DE GASES DA COMBUSTÃO E DE ALIMENTAÇÃO DE AR [A-IV]

Para as equações de balanço de energia dos permutadores de calor de uma forma simplificada considera-se que os fluidos são caracterizados por um calor específico a pressão constante médio $C_{P_{médio}}$. Com esta hipótese simplificativa podem-se desenvolver equações para o balanço de energia do permutador de uma forma simples. Neste caso o calor perdido pelo fluido quente é ganho pelo fluido frio pelo que se podem escrever as seguintes expressões:

$$Q_q = \dot{m}_q \times \overline{C_{P_q}} \times (T_{qEntrada} - T_{qSaída})$$

$$Q_f = \dot{m}_f \times \overline{C_{P_f}} \times (T_{fSaída} - T_{fEntrada})$$



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique

Considerando os gases de evacuação da caldeira como um gás perfeito com um $\bar{C}_{P_{médio}} = 1,03 \text{ KJ/Kg.K}$ e a água de circulação da caldeira com um $\bar{C}_{P_{médio}} = 4,36 \text{ KJ/Kg.K}$.

A eficiência do permutador é definida como o valor de calor permutado em relação ao calor máximo que se pode permutar entre dois fluidos.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{Max}}$$

Sabendo que a variação de temperatura de cada fluido no permutador é inversamente proporcional à sua capacidade térmica e que a máxima quantidade de calor é dada pelo produto entre a menor capacidade térmica do fluido pela diferença entre as temperaturas de entrada dos dois fluidos temos:

$$Q_{Max} = \dot{m}_{gases} \times \bar{C}_{P_{gases}} \times (T_{gases_{Entrada}} - T_{\acute{a}gua_{Entrada}})$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{Max}} = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua} \times \bar{C}_{P_{\acute{a}gua}} \times (T_{\acute{a}gua_{Saída}} - T_{\acute{a}gua_{Entrada}})}{\dot{m}_{gases} \times \bar{C}_{P_{gases}} \times (T_{gases_{Entrada}} - T_{\acute{a}gua_{Entrada}})}$$

4.8.1. Cálculo da eficiência do economizador #1

	Água de Circulação no Economizador		Gases de Evacuação	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Temp. [°C]	134,28	193,74	348,14	157,77
Caudal [T/h]	50,56	50,56	61,61	61,61
Caudal [Kg/s]	14,04	14,04	17,11	17,11

TABELA 17 – DADOS DO ECONOMIZADOR #1

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{Max}} = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua} \times \bar{C}_{P_{\acute{a}gua}} \times (T_{\acute{a}gua_{Saída}} - T_{\acute{a}gua_{Entrada}})}{\dot{m}_{gases} \times \bar{C}_{P_{gases}} \times (T_{gases_{Entrada}} - T_{\acute{a}gua_{Entrada}})}$$

$$\varepsilon = \frac{14,04 \times 4,36 \times (193,74 - 134,28)}{17,11 \times 1,03 \times (348,14 - 134,28)}$$

$$\varepsilon = 0,966 \times 100 = 96,6\%$$



4.8.2. Cálculo da eficiência do economizador #2

	Água de Circulação no Economizador		Gases de Evacuação	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Temp. [°C]	135,28	194,26	348,72	157,73
Caudal [T/h]	50,92	50,92	60,85	60,85
Caudal [Kg/s]	14,14	14,14	16,90	16,90

TABELA 18 – DADOS DO ECONOMIZADOR #2

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{Max}} = \frac{\dot{m}_{\text{água}} \times \bar{C}_{P_{\text{água}}} \times (T_{\text{águaSaída}} - T_{\text{águaEntrada}})}{\dot{m}_{\text{gases}} \times \bar{C}_{P_{\text{gases}}} \times (T_{\text{gasesEntrada}} - T_{\text{águaEntrada}})}$$

$$\varepsilon = \frac{14,14 \times 4,36 \times (194,14 - 135,28)}{16,90 \times 1,03 \times (348,72 - 135,28)}$$

$$\varepsilon = 0,976 \times 100 = 97,6\%$$

4.9. Desaerificador

O desaerificador é o elemento da instalação que se encontra no seu ponto mais alto e é um permutador de calor de mistura com as funções suplementares de tanque de expansão e de remoção de oxigénio da água de alimentação.

As funções do desaerificador são:

- Remover o oxigénio dissolvido na água de alimentação;
- Aumentar o rendimento do ciclo pelo facto de ser um permutador de calor regenerativo;
- Possuir uma reserva de água para as caldeiras;
- Servir como tanque de compensação e estabilizador de pressão na aspiração das bombas de alimentação principais de modo a evitar fenómenos de cavitação.

O oxigénio é removido por contacto direto com vapor proveniente da linha de *back-pressure*. Os condensados entram no desaerificador e misturam-se com este vapor, à medida que os dois fluidos se misturam, a água no estado líquido é separada em gotículas de pequena dimensão promovendo a libertação de ar e outros fluidos não condensáveis.

Estes fluidos não condensáveis misturados com algum vapor são encaminhados para o condensador de vapor de bucins, onde o vapor é condensado em água e os gases são extraídos para a atmosfera com o auxílio do ventilador presente nesse condensador.

As bombas de alimentação principais, aspiram a água do desaerificador e comprimem-na para os barriletes superiores das caldeiras.

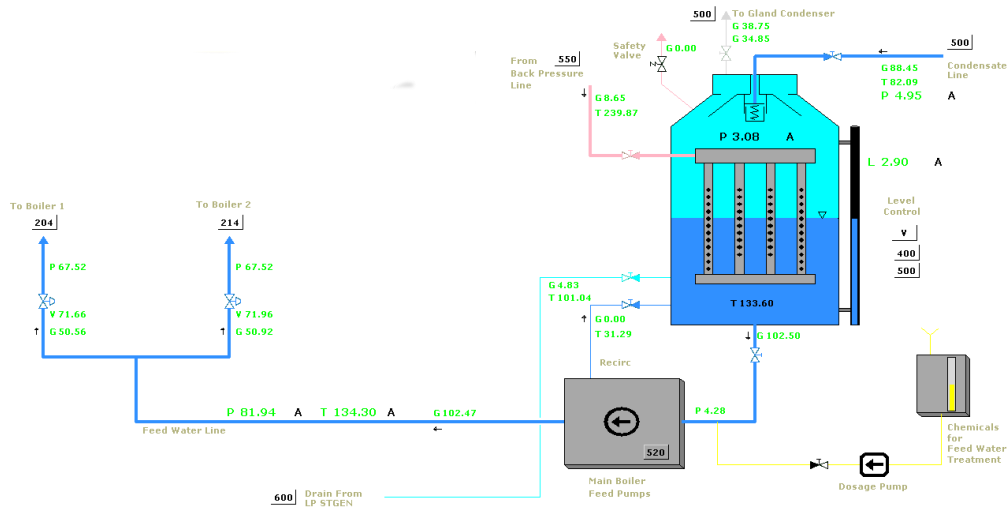


FIGURA 23 – DESAERIFICADOR [A-IV]

4.9.1. Cálculo de perdas (pd) do desaerificador

	Entradas desaerificador			Saída desaerificador
	Linha de condensados	Entrada de vapor	Condensados gerador v/v	
Pressão [bar]	4,95	3,4	10,87	4,28
Temperatura [°C]	82,09	239,87	101,04	133,5
Entalpia [kJ/Kg]	344,02	2945,50	424,16	561,35
Entropia [kJ/Kg K]	1,1	7,4169	1,378	1,6711
Título	líquido	vapor	líquido	líquido
Caudal [T/h]	88,45	8,65	4,83	102,5
Caudal [Kg/s]	24,57	2,40	1,34	28,47

TABELA 19 – DADOS DESAERIFICADOR

O desaerificador não é mais que um permutador de calor de mistura. Para calcular a sua eficiência foi efetuado um balanço de energia entre as suas três entradas e a saída para as bombas de alimentação.

$$Q_e = \dot{m}_{Lc} \times h_{lc} + \dot{m}_{ev} \times h_{ev} + \dot{m}_{c\ v/v} \times h_{c\ v/v}$$

$$Q_e = 24,57 \times 344,02 + 2,40 \times 2945,50 + 1,34 \times 424,16$$

$$Q_e = 16\ 098,84\ kW$$

$$Q_s = \dot{m}_{sd} \times h_{sd}$$

$$Q_s = 28,47 \times 561,35$$



$$Q_s = 15\,982,88\text{ kW}$$

$$(pd) = 1 - \frac{Q_s}{Q_e} = 1 - 0,993 = 0,007$$

4.10. Permutador intermédio de baixa pressão

Os condensados acumulados no condensador principal aspirados pelas bombas de extração de condensados são utilizados como fonte quente no condensador de vapor de bucins. O condensador de vapor de bucins, condensa o vapor proveniente dos bucins das turbinas principais, das turbo bombas de alimentação de água, da turbogeradora e da extração de ar do desaerificador. Um pequeno ventilador provoca uma leve subpressão no seu interior. Os condensados são encaminhados para o tanque de purgas e compensações.

Posteriormente esta água é aquecida no permutador intermédio de baixa pressão.

As fontes quentes deste aquecedor são o vapor proveniente da subtiragem da turbina de baixa pressão e os condensados provenientes dos aquecedores de ar de tiragem da caldeira.

Após o seu aquecimento neste permutador de calor, os condensados são encaminhados para o desaerificador.

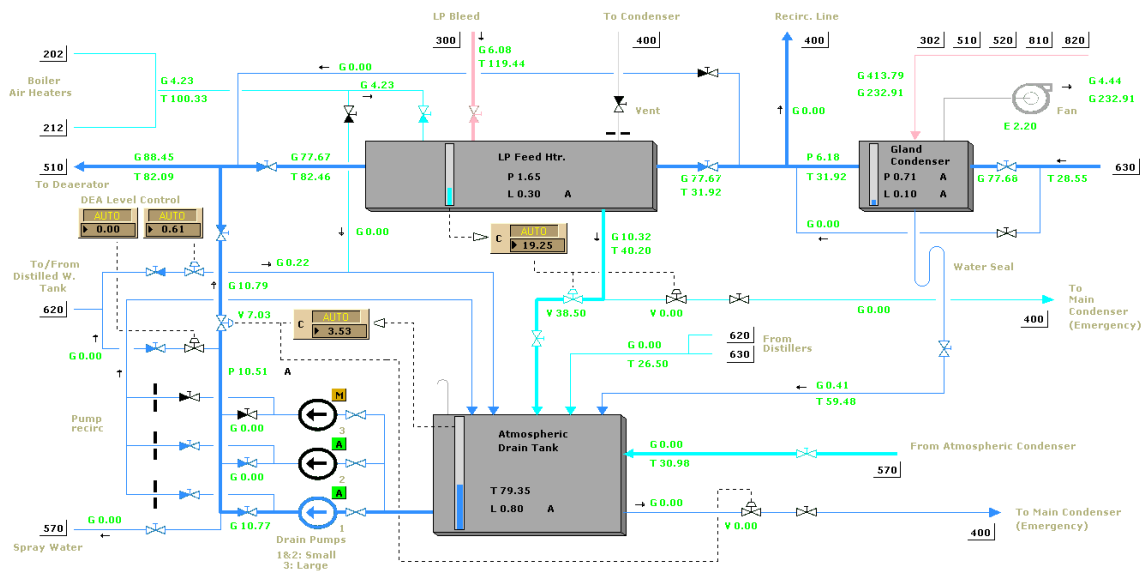


FIGURA 24 – LINHAS DE CONDENSADOS [A-IV]



	Entradas do aquecedor			Saídas do Aquecedor	
	Aquecedor de ar da caldeira	Subtiragem da LPT	Entrada no aquecedor (Água Circ.)	Descarga para o tanque atmosférico	Saída do aquecedor (água circ.)
Pressão [bar]	3,4	1,8	6,18	1,65	6,18
Temperatura [°C]	100,33	119,44	31,92	40,2	82,46
Entalpia [kJ/Kg]	420,6	2 707,10	134,36	168,5	345,67
Entropia [kJ/Kg K]	1,3104	7,1758	0,463	0,58	1,1
Título	liquido	vapor	liquido	liquido	liquido
Caudal [T/h]	4,23	6,08	77,67	10,32	77,67
Caudal [Kg/s]	1,18	1,69	21,58	2,87	21,58

TABELA 20 – DADOS PERMUTADOR INTERMÉDIO DE BAIXA PRESSÃO

4.10.1. Cálculo da eficiência do aquecedor intermédio de baixa pressão

$$Q_e = \dot{m}_{caq} \times h_{caq} + \dot{m}_{sbp} \times h_{sbp} + \dot{m}_{eaqi} \times h_{eaqi}$$

$$Q_e = 1,18 \times 420,6 + 1,69 \times 2\,707,10 + 21,58 \times 134,36$$

$$Q_e = 7\,970,79 \text{ kW}$$

$$Q_s = \dot{m}_{satm} \times h_{satm} + \dot{m}_{saqi} \times h_{saqi}$$

$$Q_s = 2,87 \times 168,5 + 21,58 \times 345,67$$

$$Q_s = 7\,943,15 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = \frac{Q_s}{Q_e} = \frac{7943,15}{7970,79} = 0,996 \times 100 = 99,6\%$$



4.11. Aquecedores de ar de tiragem

Os aquecedores de ar encontram-se após os ventiladores de ar de tiragem forçada. São circulados por vapor proveniente da linha de *back-pressure* e os condensados irão para o aquecedor intermédio de baixa pressão.

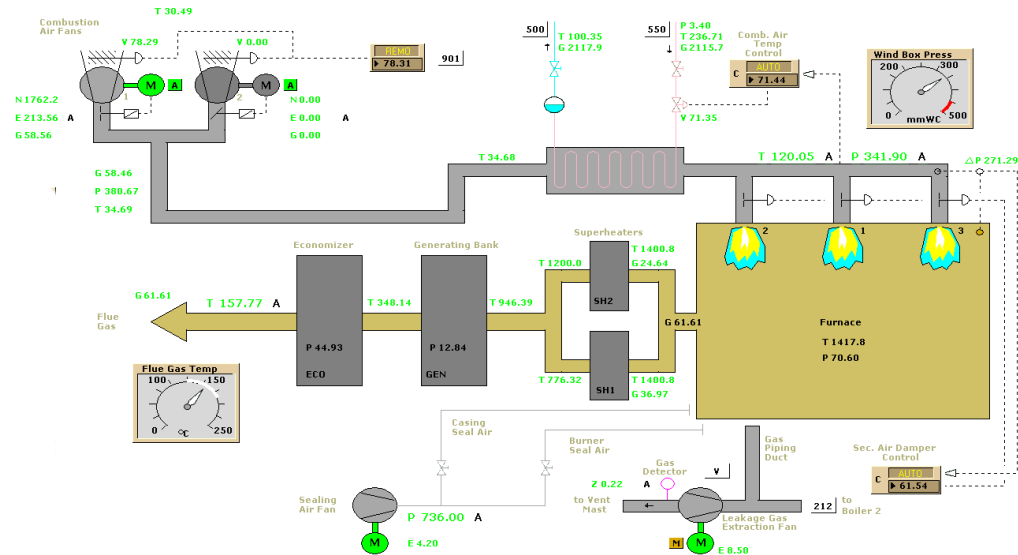


FIGURA 25 – LINHAS DE EVACUAÇÃO DE GASES DA COMBUSTÃO E DE ALIMENTAÇÃO DE AR [A-IV]

A forma de calcular a eficiência destes aquecedores é efetuando um balanço energético aos mesmos com base na seguinte expressão:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad [13]$$

Em que Q é a troca de calor efetiva e Q_{max} a troca de calor máxima possível para o permutador de calor em questão.

O fator Q é calculado tendo por base a energia que o fluido frio recebe, neste caso o ar:

$$Q = \dot{m}_{ar} \times C_{p_{ar}}(T_{ar\ ent} - T_{ar\ saida})$$

O fator Q_{max} é calculado com a seguinte expressão:

$$Q_{max} = C_{min}(T_{ve} - T_{ar\ ent})$$

O fator C não é mais que a taxa de capacidade de transferência de calor de um fluido, sendo o C_{min} o menor entre os dois fluidos que trocam calor num permutador.



4.11.1. Cálculo da eficiência energética do aquecedor de ar de tiragem #1

	Vapor		ar	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Temperatura [°C]	236,71	100,35	34,78	120,05
Pressão [bar]	3,4	3,4		
Entalpia [kJ/Kg]	2931,1	420,69		
Entropia [kJ/Kg K]	7,4043	1,3106		
Titulo	vapor	liquido		
Caudal [T/h]	2,117	2,117	58,46	58,46
Caudal [Kg/s]	0,59	0,59	16,24	16,24
C _p [kJ/Kg K]	12,38	4,19	1,0054	1,0127

TABELA 21 – DADOS DO AQUECEDOR DE AR DE TIRAGEM #1

$$Q = \dot{m}_{ar} \times C_{p_{ar}}(T_{ar\ ent} - T_{ar\ saida})$$

$$Q = 16,24 \times 1,0091(34,78 - 120,05)$$

$$Q = 1\ 397,2\ kW$$

$$Q_{max} = C_{min}(T_{ve} - T_{ar\ ent})$$

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} \times C_{p_{ar\ ent}} = 16,32\ kW/^{\circ}C$$

$$C_{vapor} = \dot{m}_{vapor} \times C_{p_{vapor\ ent}} = 7,2817\ kW/^{\circ}C$$

Do cálculo anterior conclui-se que $C_{min} = 7,2817\ kW/^{\circ}C$

$$Q_{max} = 7,2817(236,71 - 34,78) = 1470,4\ kW$$

A eficiência deste aquecedor pode ser então calculada:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{1397,2}{1470,4} = 0,950$$



4.11.2. Cálculo da eficiência energética do aquecedor de ar de tiragem #2

	Vapor		ar	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Temperatura [°C]	236,71	100,3	34,87	120,07
Pressão [bar]	3,4	3,4		
Entalpia [kJ/Kg]	2 931,1	420,48		
Entropia [kJ/kg K]	7,4043	1,31		
Titulo	vapor	liquido		
Caudal [T/h]	2,117	2,117	57,78	57,78
Caudal [Kg/s]	0,59	0,59	16,05	16,05
C _p [kJ/Kg K]	12,38	4,19	1,0054	1,0127

TABELA 22 – DADOS AQUECEDOR DE AR DE TIRAGEM #2

$$Q = \dot{m}_{ar} \times C_{p_{ar}}(T_{ar\ ent} - T_{ar\ saida})$$

$$Q = 16,05 \times 1,0091(34,87 - 120,07)$$

$$Q = 1\ 379,8\ kW$$

$$Q_{max} = C_{min}(T_{ve} - T_{ar\ ent})$$

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} \times C_{p_{ar\ ent}} = 16,137\ kW/^{\circ}C$$

$$C_{vapor} = \dot{m}_{vapor} \times C_{p_{vapor\ ent}} = 7,2817\ kW/^{\circ}C$$

Do cálculo anterior conclui-se que $C_{min} = 7,2817\ kW/^{\circ}C$

$$Q_{max} = 7,2817(2\ 36,71 - 34,87) = 1\ 469,7\ kW$$

A eficiência deste aquecedor pode ser então calculada:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{1379,8}{1469,7} = 0,938$$



4.12. Gerador de vapor a vapor

Para a produção de vapor de baixa pressão para os sistemas auxiliares do navio, por exemplo, para aquecimento de tanques de combustível, aquecimento de águas sanitárias, etc, a instalação possui um gerador de vapor a vapor.

Este gerador de vapor, produz vapor de baixa pressão na ordem dos 7 bar, tendo como fonte quente o vapor produzido na instalação principal. Com o navio a navegar, é possível utilizar a subtiragem da turbina de alta pressão e utilizar o vapor retirado nesse local para ser utilizado como fonte quente neste gerador de vapor. Os condensados retornam depois ao desaerificador.

O vapor produzido por esta instalação secundária é depois utilizado em serviços auxiliares do navio, esta separação entre o vapor produzido nas caldeiras principais e o vapor produzido neste gerador promove uma maior segurança na operação e condução da instalação, se por alguma avaria o vapor aqui produzido ficar contaminado por exemplo com combustível, essa contaminação não irá afetar o vapor e a água de alimentação do sistema principal.

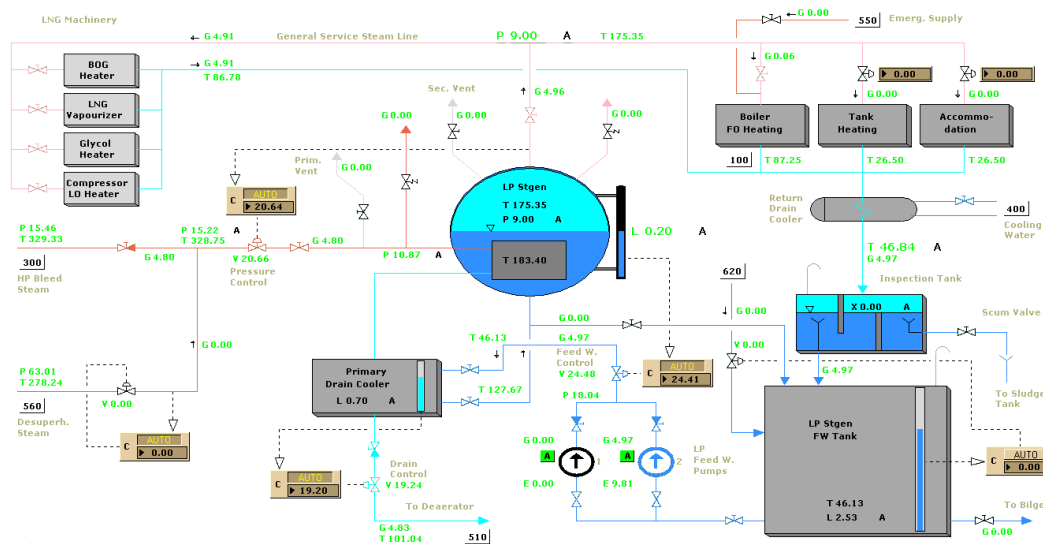


FIGURA 26 – GERADOR DE VAPOR A VAPOR [A-IV]

4.12.1. Cálculo da eficiência energética do gerador de vapor a vapor

O cálculo da eficiência energética deste gerador de vapor a vapor pode ser efetuado com um simples balanço de energia entre a fonte fria e a fonte quente.



	Gerador de vapor a vapor			
	Vapor sistema principal		Vapor baixa pressão auxiliar	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Pressão [bar]	10,87	10,87	18,04	9
Temperatura [°C]	328,75	101,04	46,13	175,35
Entalpia [kJ/Kg]	3110,5	424,16	194	2774
Entropia [kJ/Kg K]	7,1864	1,378	0,65	
Título	1	liquido	liquido	vapor saturado
Caudal [T/h]	4,8	4,8	4,97	4,96
Caudal [Kg/s]	1,33	1,33	1,38	1,38

TABELA 23 – DADOS DO GERADOR DE VAPOR A VAPOR

$$Q_f = \dot{m}_f \times \Delta h_f$$

$$Q_f = 1,38 \times (2\,774 - 194)$$

$$Q_f = 3\,554,7 \text{ kW}$$

$$Q_q = \dot{m}_q \times \Delta h_q$$

$$Q_q = 1,33 \times (3\,110,5 - 424,16)$$

$$Q_q = 3\,581,8 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = \frac{Q_f}{Q_q} = \frac{3554,7}{3581,8} = 0,99$$

4.13. Cálculo do rendimento da instalação

Na tabela 24 estão reunidos os dados essenciais para o cálculo do rendimento desta instalação.

PCI (kJ/Kg)	50 450
Caudal mássico de combustível caldeira #1 [Kg/s]	0,853
Caudal mássico de combustível caldeira #2 [Kg/s]	0,855
Potência turbina de alta pressão [kW]	12 996
Potência turbina de baixa pressão [kW]	13 935
Potência turbo-geradora [kW]	1 698

TABELA 24 – POTÊNCIA DESENVOLVIDA NAS TURBINAS DE PROPULSÃO / CONSUMO DE COMBUSTIVEL DA INSTALAÇÃO



O cálculo do rendimento da instalação foi calculado com a seguinte equação:

$$\eta = \frac{W_{util}}{\dot{m}_{comb} \times PCI} = \frac{12996 + 13935 + 1698}{(0,853 + 0,855) \times 50450} = 0,333$$

5. Aplicação de propulsão COGES ao navio em estudo

A propulsão COGES que foi considerada para o estudo de aplicação e análise comparativa com a instalação inicial foi a da solução do fabricante *Rolls-Royce* que consiste numa turbina de gás, uma caldeira recuperativa e uma turbina de vapor (capítulo 2.6)

A instalação que serviu de base para este estudo tem uma potencia instalada de 40 800 kW, repartida pelos equipamentos da tabela 25.

Equipamento	Potência [kW]
Turbinas de propulsão	27 000
Diesel – geradores	2 x 3 450
Turbo geradoras	2 x 3 450
Potência total	40 800

TABELA 25 – POTÊNCIA GERADA NOS EQUIPAMENTOS DA INSTALAÇÃO ORIGINAL

5.1. Especificações dos equipamentos a instalar

Os equipamentos selecionados foram, dentro do possível, equipamentos usados nas mais variadas indústrias e com resultados de aplicação reconhecidos.

5.1.1. Turbina de gás

A turbina selecionada é do fabricante *Rolls-Royce*, modelo MT30.

Os valores referentes aos rendimentos isentrópicos dos estágios de compressão e expansão assim como as relações de compressão foram retiradas da publicação [10].



Turbina de gás <i>Rolls-Royce</i> MT30						
Potência [MW]	Rotações [rpm]	Consumo específico de combustível [Kg/KWh]	Caudal de ar [Kg/s]	Caudal de gases [Kg/s]	Temperatura dos gases [K]	Temperatura dos gases [°C]
40	3418	0,216	120	122	759	487
36	3300	0,22	115	117	742	470
32	3173	0,225	110	112	728	456
28	3035	0,231	105	106	711	439
24	2883	0,24	99	100	695	423
20	2713	0,251	93	94	679	407
16	2518	0,266	85	86	661	389
12	2288	0,29	77	78	641	369
8	1999	0,345	70	70	619	347
4	1586	0,437	57	57	593	321
0,7	920	1,089	33	33	560	288

TABELA 26 – DADOS DA TURBINA DE GÁS *ROLLS-ROYCE* MT30 [16]

5.1.2. Turbina de vapor

Turbina de vapor <i>Shinko</i> DNG 90	
Potência máxima [kW]	10 000
rpm	7 000
Pressão máxima de vapor [bar]	62
Temperatura máxima de vapor [°C]	510
Vácuo máximo saída de vapor [mmHg]	710

TABELA 27 – DADOS DA TURBINA DE VAPOR *SHINKO* DNG 90 [17]

5.2. Balanço energético da instalação COGES

Foram efetuados balanços energéticos a vários níveis de potência tendo por base o mesmo combustível (gás natural) utilizado no balanço energético da instalação original.



5.2.1. Balanço energético ao nível de potência nominal da turbina de gás

5.2.1.1. Balanço energético do ciclo superior

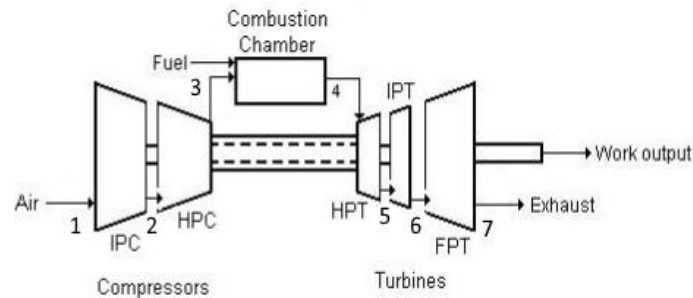


FIGURA 27 – ORGANIGRAMA DE UMA TURBINA DE GÁS [10]

5.2.1.1.1. Balanço energético aos estágios de compressão

Consumo específico de combustível [Kg/kWh]	0,22
Caudal de ar [Kg/s]	115
Caudal de gases [Kg/s]	117
Rendimento isentrópico compressores	0,86
Rendimento isentrópico turbinas	0,87
Relação de Compressão C1 (β_1)	4,2
Relação de Compressão C2 (β_2)	5,71
PCI gás natural [kJ/Kg]	50 450
Potencia veio [MW]	36

TABELA 28 – DADOS DA TURBINA A GÁS *ROLLS-ROYCE MT30* [10]

Começou-se por efetuar um balanço energético ao primeiro estágio de compressão considerando que no ponto **1** o ar está a 25°C (298,15 K) e à pressão atmosférica.

Arbitrando $T_{2s} = 400K$

$$T_{médio} = \frac{298,15 + 400}{2} = 349,08 K$$

Pelas tabelas termodinâmicas do ar seco:

$$T = 348,08 K \rightarrow \gamma = 1,398$$

Calculando a temperatura T_{2s} :

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \leftrightarrow$$



$$\leftrightarrow T_{2s} = 298,15 \times \left(\frac{4,2}{1}\right)^{\frac{1,398-1}{1,398}} \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow T_{2s} = 448,64 K$$

Efetuada mais uma iteração do cálculo acima é obtido o resultado final da temperatura T_{2s} :

$$\leftrightarrow T_{2s} = 448,31 K$$

Considerando o rendimento isentrópico de 0,86 para o primeiro estágio de compressão obtém-se a temperatura T_2 :

$$T_2 = \left(\frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{c1}}\right) + T_1 \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow T_2 = \left(\frac{448,28 - 298,15}{0,86}\right) + 298,15 \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow T_2 = 472,76 K$$

Assumindo um método de cálculo semelhante ao anterior para o segundo estágio de compressão, foram obtidos os resultados da tabela 29.

T₁ [K]	298,15
P₁ [bar]	1
P₂ [bar]	4,2
T_{2s} [K]	448,31
T₂ [K]	472,76
P₃ [bar]	23,98
T_{3s} [K]	759,76
T₃ [K]	806,48

TABELA 29 – DADOS TERMODINÂMICOS PONTO #1, #2 E #3

5.2.1.1.2. Balanço energético à câmara de combustão

Após terem sido calculadas as temperaturas T_2 e T_3 foi efetuado um balanço energético à câmara de combustão de modo a calcular a temperatura T_4 .

Arbitrando $T_4 = 1500K$

$$T_{médio} = \frac{1500 + 806,41}{2} = 1\ 153,24 K$$

Pelas tabelas termodinâmicas do ar seco:

$$T = 1153,21 K \rightarrow C_p = 1,1675 kJ/Kg K$$

A potência calorífica fornecida pelo combustível é calculada pela seguinte expressão:

$$P_{calorífica} = \dot{m}_{combustível} \times PCI$$



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique

O caudal mássico de combustível pode ser calculado pela diferença entre o caudal de ar admitido na turbina e o caudal de gases à sua saída:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{combustível}} &= \dot{m}_{\text{gases}} - \dot{m}_{\text{ar}} \leftrightarrow \\ \leftrightarrow \dot{m}_{\text{combustível}} &= 117 \text{ Kg/s} - 115 \text{ Kg/s} = 2 \text{ Kg/s}\end{aligned}$$

O combustível considerado será exatamente o mesmo que foi considerado na primeira parte deste trabalho no balanço energético à instalação original do navio em que o seu poder calorífico inferior (PCI) é de **50450 kJ/Kg**, sendo assim calculada a potencia calorífica que este fornece à câmara de combustão:

$$\begin{aligned}P_{\text{calorífica}} &= 2 \text{ Kg/s} \times 50450 \text{ kJ/Kg} \leftrightarrow \\ \leftrightarrow P_{\text{calorífica}} &= 100\,900 \text{ kW}\end{aligned}$$

A temperatura dos gases à saída da câmara de combustão (T_4) será calculada pela seguinte expressão:

$$\begin{aligned}T_4 &= T_3 + \frac{P_{\text{calorífica}}}{\dot{m}_{\text{gases}} \times C_p} \leftrightarrow \\ \leftrightarrow T_4 &= 1\,545,14 \text{ K}\end{aligned}$$

Efetuada mais uma iteração do cálculo acima é obtido o resultado final da temperatura T_4 :

$$\leftrightarrow T_4 = 1\,543 \text{ K}$$

5.2.1.1.3. Balanço energético aos estágios de expansão

As pressões à saída de cada estágio de compressão foram calculadas a partir da seguinte expressão:

Esta expressão foi retirada da publicação [11].

$$rP_{\text{int}} = \sqrt[3]{\beta_1 \times \beta_2 \times 1} = 2,88$$

Tendo por base a equação mencionada acima, é assim possível calcular a pressão P_5 :

$$\begin{aligned}P_5 &= \frac{P_4}{rP_{\text{int}}} \leftrightarrow \\ P_5 &= 8,32 \text{ Bar}\end{aligned}$$

Arbitrando $T_{5s} = 1300 \text{ K}$

$$T_{\text{média}} = \frac{1300 + 1542,93}{2} = 1421,5 \text{ K}$$

Pelas tabelas termodinâmicas do ar seco:

$$T = 1421,47 \text{ K} \rightarrow \gamma = 1,3134$$

Calculando a temperatura T_{5s} :

$$T_{5s} = T_4 \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \leftrightarrow$$



$$\leftrightarrow T_{5s} = 1543 \times \left(\frac{8,32}{23,98} \right)^{\frac{1,3134-1}{1,3134}} \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow T_{5s} = 1\,198,42\,K$$

Efetuada mais uma iteração do cálculo acima é obtido o resultado final da temperatura T_{5s} :

$$\leftrightarrow T_{5s} = 1\,197,1\,K$$

Considerando o rendimento isentrópico de 0,87 para o primeiro estágio de expansão obtém-se a temperatura T_5 :

$$T_4 - T_5 = ((T_4 - T_{5s}) \times \eta_{t1}) \leftrightarrow$$

$$1543 - T_5 = ((1\,543 - 1\,197,1) \times 0,87) \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow T_5 = 1\,242,07\,K$$

Assumindo um método de cálculo semelhante ao anterior para o segundo e terceiro estágio de expansão, foram obtidos os resultados da tabela 30.

P₅ [bar]	8,32
T_{5s} [K]	1 197,1
T₅ [K]	1 242,07
P₆ [bar]	2,88
T_{6s} [K]	955,61
T₆ [K]	992,85
P₇ [bar]	1
T_{7s} [K]	756,22
T₇ [K]	786,96

TABELA 30 – DADOS TERMODINÂMICOS PONTO #5, #6 E #7

5.2.1.1.4. Cálculo do rendimento do ciclo superior

Para calcular o rendimento do ciclo superior é necessário calcular a potência consumida pelos dois estágios de compressão assim como a potência desenvolvida nos três estágios de expansão.

A potência consumida no primeiro estágio de compressão é calculada pela seguinte expressão:

$$P_{c1} = \dot{m}_{ar} \times C_p \times (T_2 - T_1) \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow P_{c1} = 115 \times 1,0118 \times (472,72 - 298,15) \leftrightarrow$$

$$P_{c1} = 20\,317\,kW$$

O valor do calor específico a pressão constante (C_p) é obtido calculando a temperatura média entre a entrada e saída do compressor e retirando o seu valor das tabelas termodinâmicas do ar seco.

$$T_{médio} = \frac{472,72 + 298,15}{2} = 385,45\,K$$



Pelas tabelas termodinâmicas do ar seco:

$$T = 385,44 \rightarrow C_p = 1,0118 \text{ kJ/KG K}$$

Assumindo um método de cálculo semelhante ao anterior para os restantes estágios de compressão e expansão, foram obtidos os resultados da tabela 31.

P_{c1} [kW]	20 317
P_{c2} [kW]	40 699,5
P_{i1} [kW]	42 236,44
P_{i2} [kW]	33 873,79
P_{i3} [kW]	26 941,07
P_{util} [kW]	42 034,83

TABELA 31 – VALORES DE POTÊNCIA EM JOGO NA TURBINA DE GÁS

Comparando o valor da potência útil calculada (tabela 31) e o valor de potência tabelado pelo fabricante (tabela 26), é possível concluir que existe uma diferença na ordem dos 8 MW. Esta diferença deve-se em grande parte ao poder calorífico inferior (PCI) do combustível (gás natural) considerado desde o início deste estudo.

Considerando que o PCI é superior ao considerado pelo fabricante nos seus ensaios, se for mantido o consumo específico de combustível segundo o fabricante, e por consequência o caudal mássico de combustível, a potencia calorifica oferecida pelo combustível irá naturalmente ser maior provocando um aumento na potencia útil disponibilizada pela turbina de gás.

O rendimento do ciclo superior pode ser obtido pela seguinte expressão:

$$\eta = \frac{P_{util}}{\dot{m}_{combustivel} \times PCI} \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow \eta = \frac{42034,83}{2 \times 50450} = 0,417$$

5.2.1.2. Balanço energético do ciclo inferior

O ciclo inferior é constituído por uma turbina de vapor, um condensador e uma bomba de alimentação.

O vapor produzido é produzido graças a uma caldeira recuperativa instalada na linha de escape da turbina de gás, aproveitando alguma da energia presente nos seus gases de evacuação que de outra forma seria desperdiçada.

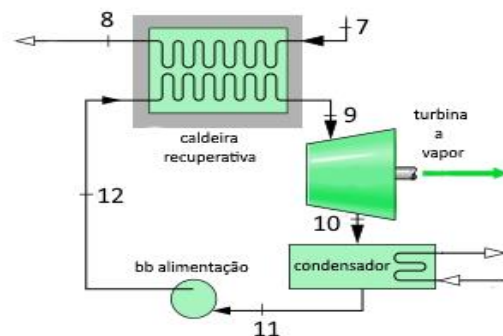


FIGURA 28 – ORGANIGRAMA DE CICLO COMBINADO [11]

5.2.1.2.1. Balanço de energia à turbina de vapor

Para este nível de potência foi considerado que a turbina de vapor estaria a produzir 10 MW, ou seja, a sua potencia máxima.

Considerando os dados da tabela 27, é possível saber para o **ponto 9** através das tabelas termodinâmicas do vapor, o seu valor de entalpia (h) e entropia (s).

T₉ [°C]	510
P₉ [bar]	62
h₉ [kJ/Kg]	3 443
s₉ [kJ/Kg K]	6,89

TABELA 32 – CONDIÇÕES TERMODINÂMICAS PONTO #9

Admitindo inicialmente uma expansão isentrópica os dados do **ponto 10_s** são os seguintes:

P_{10s} [mmHg]	710
P_{10s} [bar]	0,946
s_{10s} [kJ/Kg K]	6,89
h_{10s} [kJ/Kg]	2491
T_{10s} [°C]	98
X_{10s} [kJ/Kg]	0,91

TABELA 33 – CONDIÇÕES TERMODINÂMICAS PONTO #10_s

Admitindo que esta turbina de vapor tem um rendimento isentrópico de 90%, é possível calcular a entalpia real à saída da turbina:

$$h_{10} = h_9 - (\eta_{is} \times (h_9 - h_{10s})) = 2\,586,2 \text{ kJ/Kg}$$

Com este valor de entalpia e sabendo que P₁₀ são 0,946 bar é possível, com o auxílio das tabelas termodinâmicas, retirar restantes valores da condição termodinâmica do vapor à saída de turbina:



P₁₀ [mmHg]	710
P₁₀ [bar]	0,946
s₁₀ [kJ/Kg K]	7,15
h₁₀ [kJ/Kg]	2586,2
T₁₀ [°C]	98
x₁₀ [%]	96

TABELA 34 – CONDIÇÕES TERMODINÂMICAS PONTO #10

Tendo os valores da entalpia à entrada e saída da turbina, foi calculado o caudal de vapor necessário para a turbina poder produzir a potencia de 10 MW:

$$W_{TV} = \dot{m}_{vapor} \times (h_9 - h_{10}) \leftrightarrow$$
$$\dot{m}_{vapor} = \frac{10\,000}{(3443 - 2586,2)} = 11,67 \text{ Kg/s}$$

5.2.1.2.2. Balanço de energia ao condensador

O condensador tem a função de receber o vapor saturado que sai do escape da turbina a vapor e por arrefecimento, fazer o mesmo mudar de fase para o estado líquido.

Pelas tabelas das propriedades termodinâmicas, a entalpia do ponto h₁₁ (líquido saturado) será de 411 kJ/Kg.

A potência que é então transferida no condensador pode ser calculada:

$$W_{condensador} = \dot{m}_{vapor} \times (h_{10} - h_{11}) \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow W_{condensador} = 11,67 \times (2\,586,2 - 411) \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow W_{condensador} = 25\,387,5 \text{ kW}$$

5.2.1.2.3. Balanço de energia à bomba de alimentação

A bomba de alimentação terá de elevar a pressão do fluido desde 0,946 até 62 bar, para calcular a potência necessária a fornecer à bomba foi utilizada a seguinte equação:

$$W_{bb_s} = \dot{m}_{vapor} \times V_f \times \Delta_p \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow W_{bb_s} = 11,67 \times 0,104 \times 10^{-2} \times (62 - 0,946) \times 10^2 \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow W_{bb_s} = 74,1085 \text{ kW}$$



Com a potência necessária fornecer à bomba, é possível calcular a entalpia do fluido na sua descarga (H_{12s}) considerando uma compressão isentrópica:

$$\begin{aligned}W_{bb_s} &= \dot{m}_{vapor} \times (h_{12s} - h_{11}) \leftrightarrow \\ \leftrightarrow 74,1085 &= 11,67 \times (h_{12s} - 411) \leftrightarrow \\ \leftrightarrow h_{12s} &= 417,35 \text{ kJ/Kg}\end{aligned}$$

Admitindo um rendimento isentrópico de 80%, a entalpia real do fluido na descarga da bomba (h_{12}) será de 418,9 kJ/Kg.

5.2.1.2.4. Balanço de energia à caldeira recuperativa

Tendo por base os valores de entalpia calculados anteriormente (h_{12} e h_9) foi calculada a potencia térmica que é necessário fornecer ao vapor:

$$P_{vapor} = \dot{m}_{vapor} \times (h_9 - h_{12}) = 35\,294,05 \text{ kW}$$

Admitindo que à potencia nominal considerada, a caldeira recuperativa tem um rendimento térmico de 80%, a potencia que terá de ser fornecida à mesma pelos gases de evacuação da turbina de gás será de cerca de 44118 kW.

Sendo esta a potência necessária e sabendo que a temperatura dos gases à entrada da caldeira (T_7) é de 786,98 K é possível calcular a temperatura T_8 .

$$\begin{aligned}T_8 &= T_7 - \frac{P_{gases}}{\dot{m}_{gases} \times C_p} = 786,98 \text{ K} - \frac{44\,118 \text{ kW}}{117 \text{ Kg/s} \times 1,087 \text{ kJ/Kg K}} = 440,1 \text{ K} \\ \Delta_t &= 786,98 - 440,1 = 346,9 \text{ K}\end{aligned}$$

5.2.1.3. Cálculo do rendimento do ciclo combinado

A potência total do ciclo é calculada considerando a potência fornecida pela turbina de gás e pela turbina de vapor.

$$W_{total} = W_{Tg} + W_{Tv} = 42\,034,83 + 10\,000 = 52\,034,83 \text{ kW}$$

O rendimento do ciclo pode então ser calculado:

$$\leftrightarrow \eta = \frac{52\,034,83}{2 \times 50\,450} = 0,516$$



5.2.2. Balanço energético ao nível de potência de 20 MW da turbina de gás

5.2.2.1. Cálculo do caudal mássico de combustível

Devido ao facto de se ter mantido o combustível usado na instalação original para o balanço da instalação COGES e este ter um poder calorífico inferior (PCI) superior em relação aos dados retirados do artigo [14] é necessário corrigir o caudal de combustível admitindo que a turbina de gás está a produzir uma potência de 20 MW.

Considerando o rendimento térmico obtido no ponto 5.2.1.1.4. é possível calcular o consumo específico de combustível:

$$CEC = \frac{1}{\eta \times \frac{PCI}{3600}} \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow CEC = 0,1713 \text{ Kg/kW h}$$

Pelos dados da **tabela 26** é possível verificar que o consumo específico de combustível calculado anteriormente é 22.5% menor que o tabelado.

Admitindo que esta diferença se mantém constante para qualquer nível de potencia é possível calcular o consumo específico de combustível para a potencia de 20MW e consequentemente o caudal mássico de combustível.

Pela **tabela 26** verifica-se que o consumo específico de combustível a 20 MW é de 0,251 Kg/kWh, admitindo que com o combustível considerado, este será 22,5% menor, o consumo específico de combustível será de 0,195 Kg/kW h.

Com este valor é possível calcular o caudal mássico de combustível para esta potência:

$$\dot{m}_{combustivel} = \frac{CEC_{20MW} \times 20\,000 \text{ kW}}{3600 \text{ s}} \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow \dot{m}_{combustivel} = 1,086 \text{ Kg / s}$$

5.2.2.2. Balanço energético ao ciclo superior

5.2.2.2.1. Balanço energético aos estágios de compressão

Partindo do princípio que para esta potencia (20 MW) as relações de compressão dos estágios de compressão se mantêm iguais, as temperaturas T_2 e T_3 serão as mesmas do ponto 5.2.1.1.1. como apresentado na tabela 35.



T₁ [K]	298,15
P₁ [bar]	1
P₂ [bar]	4,2
T_{2s} [K]	448,28
T₂ [K]	472,72
P₃ [bar]	23,98
T_{3s} [K]	759,7
T₃ [K]	806,48

TABELA 35 – DADOS TERMODINÂMICOS DO PONTO #1, #2 E #3

5.2.2.2.2. Balanço energético à câmara de combustão

Com os valores das temperaturas T₂ e T₃ definidos assim como o caudal mássico de combustível, foi adotado o mesmo método do ponto 5.2.1.1.2. e obtidos os valores da tabela 36:

$\dot{M}_{\text{combustível}}$ [Kg/s]	1,086
P_{calorífica} [kW]	54772,54
T₄ [K]	1312,22

TABELA 36 – DADOS TERMODINÂMICOS PONTO #4

5.2.2.2.3. Balanço energético aos estágios de expansão

Seguindo um processo de cálculo em tudo semelhante ao do ponto 5.2.1.1.3 foram obtidos os resultados da tabela 37.

P₅ [bar]	8,32
T_{5s} [K]	1011,91
T₅ [K]	1050,95
P₆ [bar]	2,88
T_{6s} [K]	802,49
T₆ [K]	834,79
P₇ [bar]	1
T_{7s} [K]	630,48
T₇ [K]	657,04

TABELA 37 – DADOS TERMODINÂMICOS PONTO #5, #6 E #7.



5.2.2.2.4. Rendimento do ciclo superior

As potências de cada estágio de compressão e expansão para este nível de potencia inferior (20 MW) estão representados na tabela 38.

P_{c1} [kW]	16430,2
P_{c2} [kW]	32913,5
P_{t1} [kW]	28804,7
P_{t2} [kW]	22973,16
P_{t3} [kW]	18158,31
P_{total} [kW]	20592,42

TABELA 38 – VALORES DE POTÊNCIA EM JOGO NA TURBINA DE GÁS A CARGA PARCIAL

O rendimento do ciclo superior pode ser obtido pela seguinte expressão:

$$\eta = \frac{P_{util}}{\dot{m}_{combustível} \times PCI} \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow \eta = \frac{20592,42}{1,086 \times 50450} = 0,376$$

5.2.2.3. Balanço energético ao ciclo inferior

Inicialmente foi calculada a temperatura T₈ admitindo que a diferença de temperatura entre o ponto 7 e 8 se mantém constante para qualquer nível de potencia. Sendo esta diferença de 347 °C a temperatura T₈ será calculada da seguinte forma:

$$T_8 = T_7 - \Delta t_{7,8} \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow T_8 = 657,04 - 346,9 = 310,2 \text{ °C}$$

Tendo as temperaturas de entrada e saída dos gases da caldeira recuperativa, foi calculada a potência calorifica que será possível aproveitar para o ciclo inferior:

$$W_{gases} = \dot{m}_{gases} \times C_{p_{gases}} \times (T_7 - T_8) \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow W_{gases} = 94,11 \times 1,087 \times (657,04 - 310,2) \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow W_{gases} = 35\,487,1 \text{ kW}$$

Admitindo um rendimento do permutador de cerca de 70%, a potência calorifica transferida para o vapor será de 24841 kW.

A entalpia do ponto 9 pode ser então calculada pela seguinte equação:

$$h_9 = \frac{W_{vapor}}{\dot{m}_{vapor}} + h_{12} \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow h_9 = \frac{25\,162,9}{11,67} + 418,9 \leftrightarrow$$
$$h_9 = 2\,547 \text{ kJ/kg}$$



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique

Com o valor de pressão e entalpia, através das tabelas das propriedades termodinâmicas foram retirados os restantes valores da condição do vapor no ponto 9:

P₉ [bar]	62
T₉ [K]	277
s₉ [kJ/Kg K]	5,44
h₉ [kJ/Kg]	2547

TABELA 39 – DADOS TERMODINÂMICOS PONTO #9

Admitindo inicialmente uma expansão isentrópica os dados do **ponto 10_s** são os seguintes:

P_{10s} [mmHg]	710
P_{10s} [bar]	0,946
s_{10s} [kJ/Kg K]	5,44
s_{10s} [kJ/Kg]	1956
T_{10s} [°C]	98
x_{10s} [%]	68

TABELA 40 – DADOS TERMODINÂMICOS PONTO #10_s

Admitindo que esta turbina de vapor tem um rendimento isentrópico de 90%, os valores para o ponto 10 são:

P₁₀ [mmHg]	710
P₁₀ [bar]	0,946
s₁₀ [kJ/Kg K]	5,65
h₁₀ [kJ/Kg]	2015
T₁₀ [°C]	98
x₁₀ [%]	71

TABELA 41 – DADOS TERMODINÂMICOS PONTO #10

A potência produzida pela turbina de vapor pode ser então calculada pela seguinte expressão:

$$W_{TV} = \dot{m}_{vapor} \times (h_9 - h_{10}) \leftrightarrow$$
$$W_{TV} = 11,67 \times (2\,547 - 2\,015) \leftrightarrow$$
$$W_{TV} = 6\,211,27 \text{ kW}$$

5.2.2.4. Cálculo do rendimento do ciclo combinado

A potência total do ciclo é calculada considerando a potência fornecida pela turbina de gás e pela turbina de vapor.

$$W_{total} = W_{Tg} + W_{Tv} = 20592,42 + 6211,27 = 26803,69 \text{ kW}$$

O rendimento do ciclo pode então ser calculado:

$$\leftrightarrow \eta = \frac{26\,803,69}{1,086 \times 50\,450} = 0,489$$



6. Conclusão

A realização da presente dissertação, incidiu sobre a análise de uma instalação propulsora com turbinas de vapor de um navio de transporte de gás natural liquefeito (LNG) e a sua possível modificação para uma instalação assente num ciclo combinado para produção de energia elétrica (COGES), sendo esta utilizada para o consumo elétrico do navio assim como para a sua propulsão com o auxílio de motores elétricos.

Para a concretização do objetivo proposto foi inicialmente efetuado um balanço energético à instalação propulsora original do navio em estudo, tendo por base o modelo presente no simulador de máquinas marítimas da ENIDH. Esta primeira análise permitiu ter uma base de controlo relativamente à tecnologia ainda presente em navios que transportam LNG e assim ser possível comparar com uma nova tecnologia que prevemos num futuro próximo a poderá substituir.

A propulsão com turbinas a vapor encontra nos navios de transporte de LNG, um nicho de mercado relativamente à sua utilização e instalação. A relativa facilidade com que se pode utilizar como combustível nas caldeiras responsáveis pela produção de vapor, o boil-off (BOG) da carga que transporta, é a razão fundamental para ainda ser considerada a sua utilização. Com o avanço natural da tecnologia e a pesquisa contínua por soluções com melhor eficiência energética, é expectável que se faça uma transição para outras soluções, tais como a utilização de motores *Diesel dual-fuel* com a capacidade de consumir gás natural ou outras já largamente utilizadas em instalações industriais em terra, no caso o ciclo combinado.

A aplicação de um ciclo combinado englobando o ciclo de *Brayton* (turbina de gás) e o ciclo de *Rankine* (ciclo de vapor), num navio deste tipo tem claras vantagens no que diz respeito à simplificação da instalação propulsora do navio. O volume ocupado na casa da máquina é substancialmente menor na solução COGES levando a um aumento e melhor aproveitamento da sua arqueação para o transporte de carga.

Devido à natural facilidade de uma turbina de gás usar qualquer combustível destilado, a sua aplicação num navio de transporte de gás natural faz todo o sentido, já que a forma de controlo da pressão dentro dos seus tanques se faz pela utilização do gás que é evaporado naturalmente, sendo posteriormente utilizado na sua instalação propulsora como combustível. No caso de o navio ter a necessidade de efetuar uma viagem em lastro, navio sem carga, pode simplesmente utilizar um combustível líquido refinado, como por exemplo o *Diesel*.

Relativamente ao funcionamento, comparando o ciclo COGES com um ciclo de vapor, o ciclo COGES ganha vantagem na sua facilidade de condução e na rapidez com que é possível preparar a instalação para entrar em funcionamento. No ciclo de vapor é necessário ter um tempo de preparação maior devido aos gradientes de aquecimento que são necessários respeitar no acendimento de uma caldeira de grande capacidade. Por comparação no ciclo COGES a turbina de gás está pronta a ser colocada em carga em pouco mais de 10 minutos, tendo assim a instalação cerca de dois terços da potência disponível num curto espaço de tempo.



Existem ainda vantagens no que diz respeito à manutenção dos componentes de um ciclo COGES. Tendo as turbinas de gás surgido inicialmente na indústria da aviação, e sendo os modelos utilizados no meio marítimo, turbinas em praticamente tudo iguais, às utilizadas na aviação. Tomando como exemplo o modelo utilizado para este estudo (*Rolls-Royce MT30*) que é um desenvolvimento da turbina de aviação *Rolls-Royce Trent 800* utilizada por exemplo nos *Boeing 777*, os seus pontos de falha mais comuns são sobejamente conhecidos, assim como o *know-how* necessário à sua manutenção. Os tempos de imobilização em doca seca de um navio com uma instalação deste tipo podem ser encurtados no que à instalação diz respeito. O armador ou gestor de manutenção do navio tem apenas de programar a substituição completa da turbina de gás por uma nova ou reconstruída quando esta acumular as horas de funcionamento necessárias. Os restantes componentes da instalação, tal como a caldeira recuperativa e a turbina de vapor são componentes há muito utilizados na indústria marítima, sendo geralmente efetuada a sua manutenção pela tripulação.

Uma das maiores desvantagens na instalação e projeto de um navio com uma instalação COGES é a gama limitada na escolha de potências das turbinas de gás relativamente por exemplo a um motor *Diesel*. O projeto da instalação propulsora de um navio acontece após o projeto do seu casco/carena e tendo sido calculada a potência que é necessária instalar. Uma escolha mais limitada nos equipamentos traz certamente mais desafios para a equipa de projeto de modo a dimensionar a instalação sem incorrer em erros de sub ou sobredimensionamento.

O estudo desta dissertação incidiu com maior relevo no rendimento de ambas as instalações. Depois de efetuado o estudo, há claras vantagens do ciclo COGES tanto à potência máxima como a carga parcial. A uma potência semelhante, 28 629 kW para a instalação com turbinas de vapor e 26 803 kW para a instalação COGES, tendo um rendimento de 33% (calculado no ponto 4.13) e 48,9% (calculado no ponto 5.1.2.4) respetivamente, o rendimento da instalação sobe cerca de 15%. Tendo em conta o facto de que uma turbina de gás a carga parcial ter uma perda significativa de rendimento, ainda assim é possível aumentar o rendimento global de um navio de transporte de LNG com uma instalação COGES comparando com um navio cuja instalação propulsora é a tradicional turbina de vapor.

Com a instalação COGES à carga máxima, a produzir 42 034 kW é possível obter um rendimento de cerca de 51%, como calculado no ponto 5.1.1.3. Simular a instalação com turbinas a vapor instalada no navio à carga máxima é de difícil execução. A instalação propulsora de um navio, com exceção de algumas situações de manobra ou de início de marcha, dificilmente se encontra a produzir a sua potência máxima. Um navio uma vez vencendo a sua enorme inércia e ganhando algum seguimento, é necessária uma potência substancialmente menor para o manter em velocidade de cruzeiro. É devido a este facto que também foi efetuado o rendimento do ciclo COGES a uma carga parcial, de modo a ser possível obter um termo de comparação o mais próximo possível da realidade e da normal operação de uma instalação propulsora de um navio.



Escola Superior Náutica Infante D. Henrique

A utilização de um sistema de propulsão COGES tem ainda claras vantagens na capacidade de manobra do navio. Sendo as turbinas de propulsão substituídas por motores elétricos, a capacidade de reação destes últimos é largamente maior do que o das turbinas de vapor. Numa instalação com turbinas de vapor, tem de existir uma turbina de menor potência utilizada para mover o navio para ré, algo que pode ser eliminado com a propulsão elétrica.

Um aumento no rendimento global da instalação propulsora de um navio tem uma influência direta no custo de operação do mesmo. Os custos de combustível são uma grande parte do orçamento para uma operação economicamente viável de qualquer tipo de navio. No caso dos navios LNG que consomem uma parte da carga que transportam como combustível, traz ainda vantagens para o fretador, que para além de perder uma menor quantidade de carga durante o seu transporte, o acerto comercial efetuado entre o mesmo e o operador comercial do navio será certamente menor.

Como desenvolvimento futuro tendo por base esta dissertação, seria relevante incluir no cálculo da eficiência do navio os restantes equipamentos da instalação COGES, tais como os sistemas auxiliares necessários a qualquer navio, por exemplo, climatização, refrigeração, produção de água doce, etc. O estudo de viabilidade económica de um projeto de alterações para a instalação de uma instalação COGES num navio já existente seria também um tema relevante para um trabalho futuro.



7. Bibliografia

- [1] I. A. Fernández, R. M. Gómez e R. J. Gómez, *Review of propulsion systems on LNG carriers*, 2016.
- [2] T. Huan, F. Hongjun, L. Wei e Z. Guoqiang, *Options and Evaluations on Propulsion Systems of LNG Carriers*, 2019.
- [3] S. Grzesiak, *ALTERNATIVE PROPULSION PLANTS FOR MODERN LNG CARRIERS*, 2018.
- [4] V. Mrzljak e T. Mrakovčić. *Comparison of COGES and Diesel-Electric Ship*.
- [5] Z. Górski, R. Cwilewicz e M. Krysiak, *ENVIRONMENTALLY FRIENDLY FUEL SYSTEM FOR LIQUEFIED GAS CARRIER PROPELLED WITH 45 MW MAIN PROPULSION PLANT*, 2010.
- [6] W. Wayne, J. Cooke, R. Tooke e J. Morley, “A Natural Evolution of the Modern LNG,” *The Application of Gas Turbines For LNG Carrier Propulsion*, 2005.
- [7] S. Packalén e N. K. Nord, *Combined gas and steam turbine as prime mover on marine applications*, 2017.
- [8] R. P. Sinha e W. M. N. W. Nik, *Investigation of propulsion system for large LNG ships*, 2004.
- [9] Z. Górski e R. Cwilewicz. *Coges as a future of marine propulsions plants*.
- [10] C. R. Holsonback e T. M. Kiehne. *Thermal Aspects of a Shipboard Integrated Electric Power System*.
- [11] M. . J. Moran e H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* 5th Edition, John Wiley & Sons, Inc..
- [12] J. Kitto e S. Stultz, *Steam it's generation and use*, The Babcock & Wilcox Company.
- [13] Y. A. Çengel e M. . A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, MCGRAW-HILL, 01-2014.
- [14] J. Herdzik e R. Cwilewicz, *Remarks on utilization of marine trent 30 gas turbines as prime mover on vessels*, 2017.
- [15] G. Electric, “<https://www.geaviation.com/marine/>,” [Online].
- [16] R. Royce, “<https://www.rolls-royce.com/products-and-services/defence/naval/gas-turbines/mt30-marine-gas-turbine.aspx/>,” [Online].
- [17] Shinko, “<https://www.shinkohir.co.jp/>,” [Online].

ANEXOS

Lista de anexos

Anexo I – Datasheet da turbina de gás *Rolls-Royce MT30*

Anexo II – Datasheet da turbina de Vapor *Shinko DNG 90*

Anexo III – Datasheet do simulador do navio com propulsão com turbinas a vapor

Anexo IV – Manual de operação do simulador do navio com propulsão com turbinas a vapor

ANEXO I

Datasheet da turbina de gás *Rolls-Royce MT30*

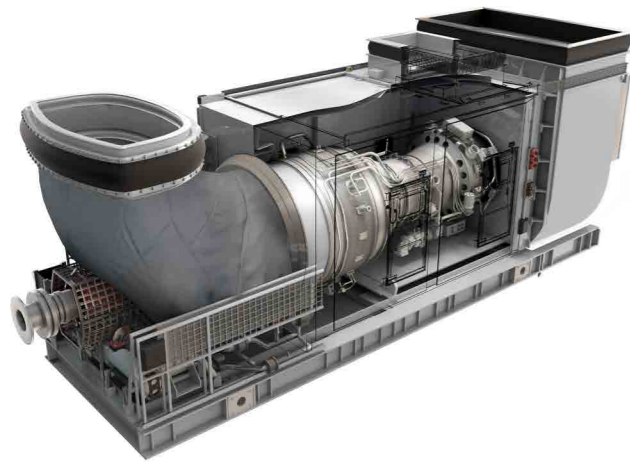


© LOCKHEED MARTIN

MT30

Powering the world's future fleets



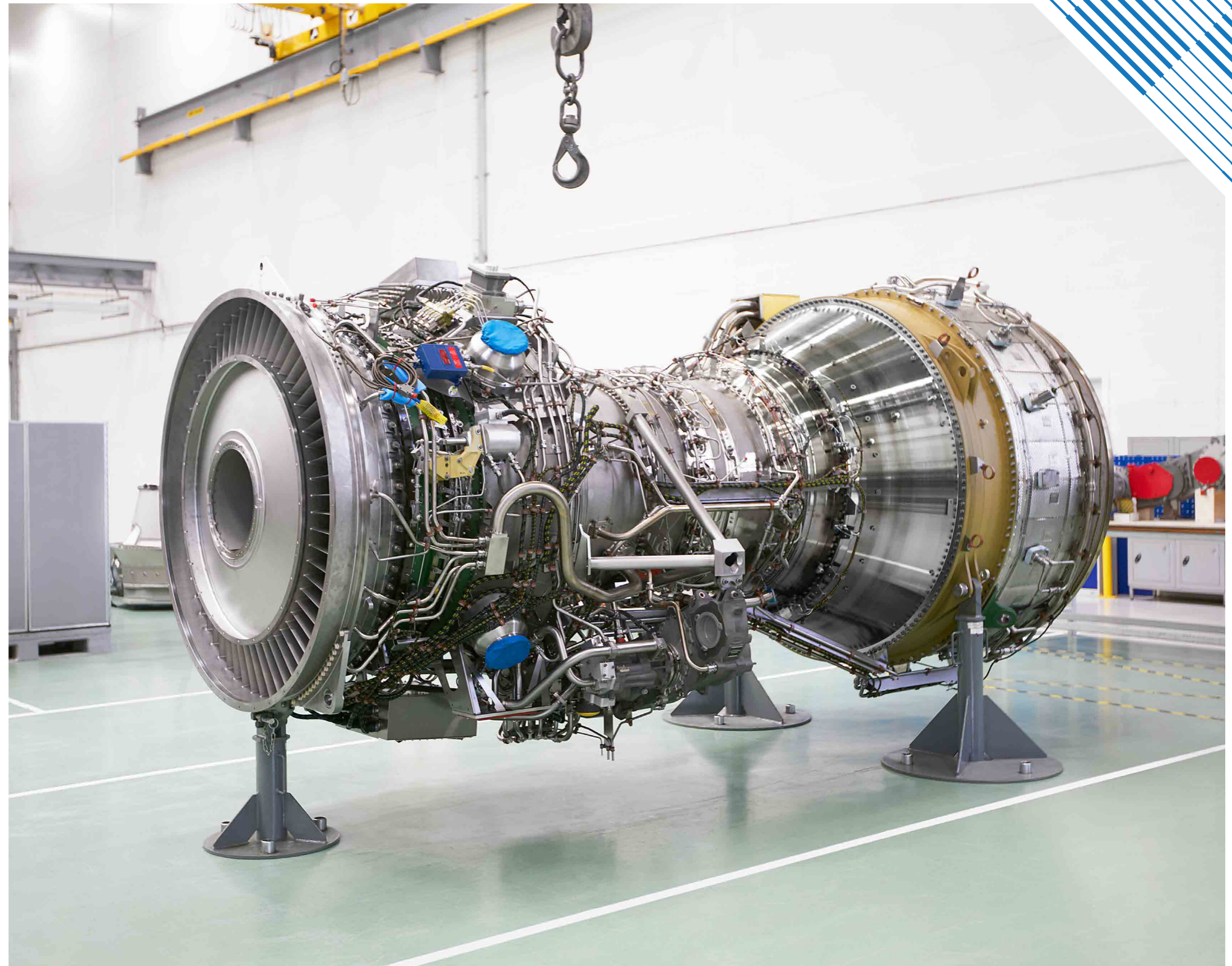


2008 marked the entry into service for the MT30 powering the US Navy's first Littoral Combat Ship, USS Freedom. The propulsion system features twin MT30 engines and two diesel engines driving waterjets in a sophisticated combined diesel and gas turbine (CODAG) mechanical arrangement. MT30 has demonstrated excellent performance in service, powering the ship to speeds in excess of 40kts.

MT30 alternator packages provide the power for the US Navy's all-electric Zumwalt class destroyers and the Royal Navy's new aircraft carriers. The Italian Navy's future flagship, the Landing Helicopter Dock, will be powered by two MT30s.

Drawing on the high-power density attributes, single MT30-based hybrid propulsion systems have been chosen for the Republic of Korea Navy's new Daegu class frigates, the Royal Navy's innovative Type 26 City Class and the Royal Australian Navy's new Hunter class following the preferred selection of BAE System's Global Combat Ship Australia design. Japanese Maritime Self Defence Force's new 30FFM frigates will also be powered by MT30 in a single gas turbine CODAG configuration.

Now selected for over seven ship types, MT30 has become the gas turbine of choice for many of the World's advanced naval programmes.



The MT30 entered service in 2008 powering the US Navy's monohull Littoral Combat Ship, giving it a top speed in excess of 40 knots.

Modern, state-of-the-art gas turbine technology for the marine market delivering...

- 36MW or 40MW flat rated to 38°C.
- Excellent performance retention with no power loss between overhauls.
- Member of the aero Trent family providing excellent reliability and optimised spares availability.
- Self-contained, single lift package.
- 40% thermal efficiency.
- Modular design for simplified engine maintenance.



Designed to meet stringent reliability and maintainability goals

Excellent performance retention

Maximum power and efficient fuel consumption throughout life:

- Turbine operates at 70°C below design limits
- Short and robust structure maintains gas path tolerances

Operational flexibility

There are no operational limitations on re-starting of the engine. After normal or emergency shutdowns, the engine can be restarted at any time. The free power turbine allows a wide range of matching of output speed to spool speed. This allows the MT30 to operate a range of cube law power curves and output through a wide range of drive configurations. This also gives excellent speed control characteristics and frequency recovery for sudden load changes in generator applications.

Type approvals

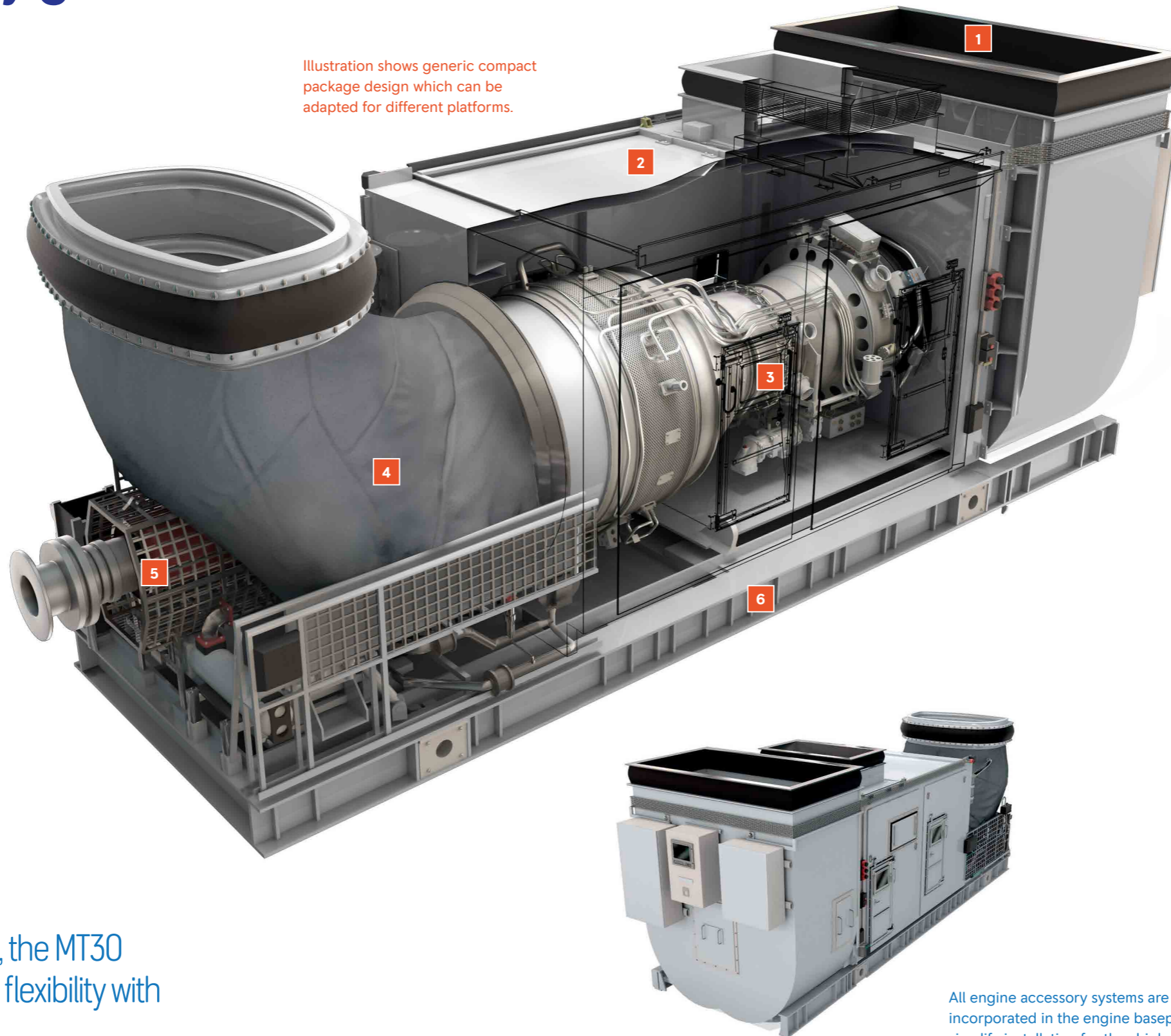
- ABS – Type approved at 36MW and 40MW
- Lloyds Register – Type approved at 36MW and 40MW for ship and naval ships

The MT30 features

- High-pressure ratio gas generator with free power turbine
- Low vibration unit, resiliently mounted
- Fully Integrated Digital Control and Monitoring system
- Electric or hydraulic start

Designed for 21st century vessels, the MT30 provides maximum maintenance flexibility with minimum shipboard resources

Illustration shows generic compact package design which can be adapted for different platforms.



Key components

1 Air inlet

- Compact low-loss radial design

2 Engine acoustic enclosure

- Permits air inlet of gas turbine change unit
- Integral fire protection system
- Optimised for system accessibility and maintainability
- Maximum external noise is designed to be 85db(A) at 1m

3 Gas turbine

- Derived from the Rolls-Royce Trent engine family developed for today's widebody jets
- Modular construction
- Annular combustor for optimised life
- Robust, four-stage power turbine derived from Trent 800

4 Exhaust collector

- Low-loss design for optimum performance

5 Output shaft

- 3,600 rpm – alternator drive
- 3,300 rpm – mechanical drive

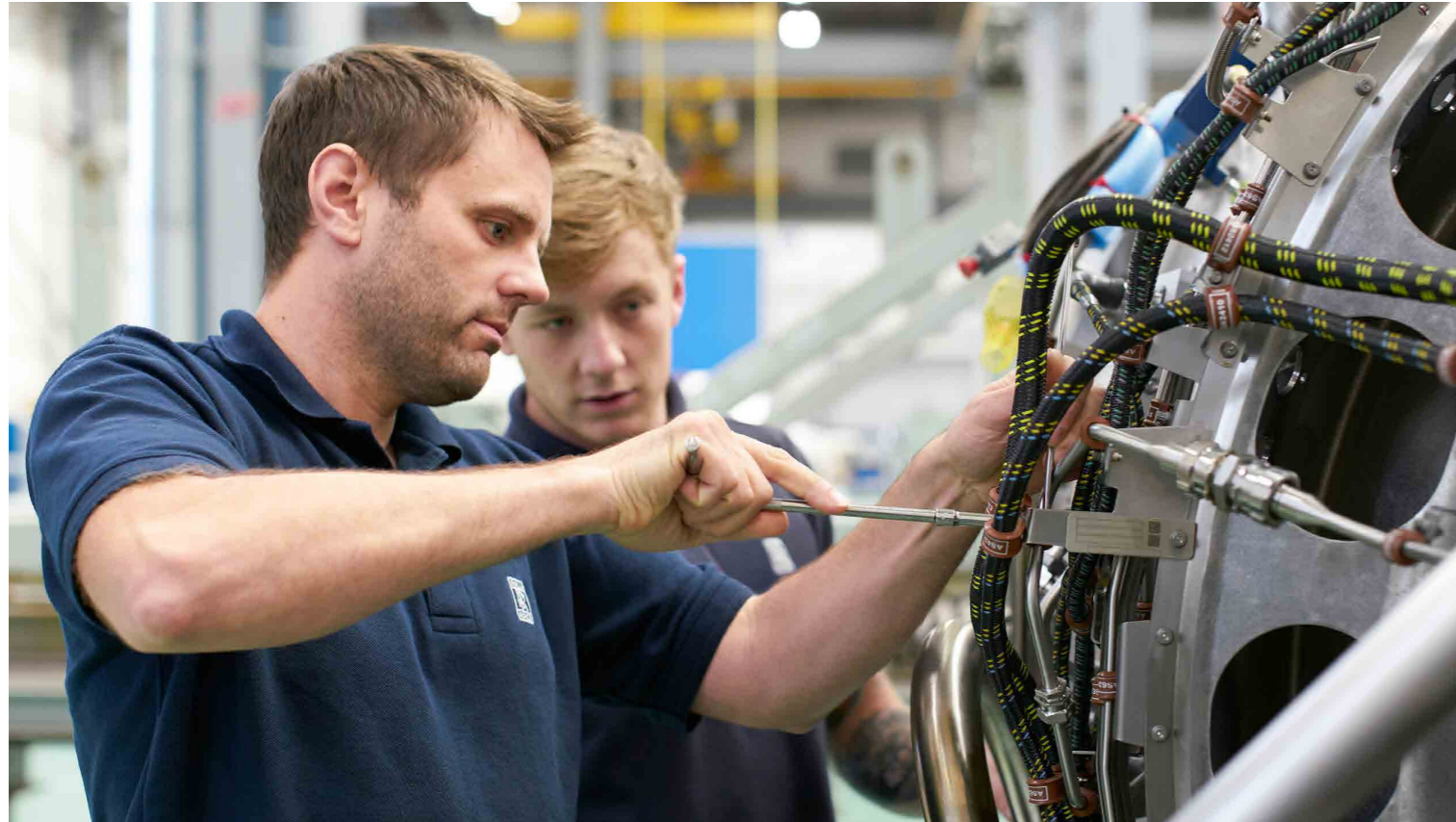
6 Baseplate

- Steel construction, supporting all accessory systems
- Single assembly permits installation of the gas turbine and enclosure in the ship with a single lift.

Integrated Control System

- Provides integrated control and monitoring of the gas turbine and accessory support systems.

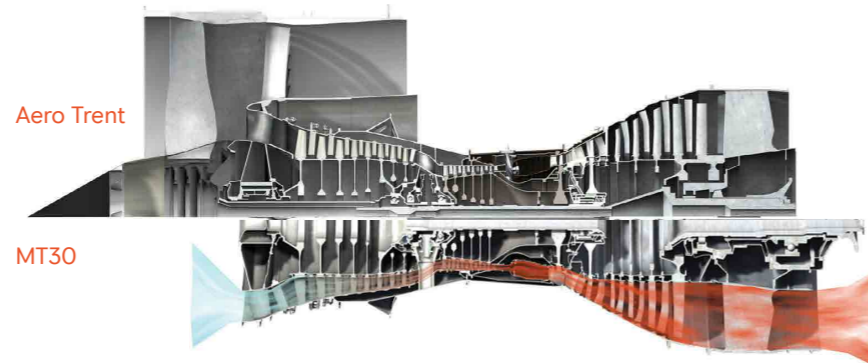
All engine accessory systems are incorporated in the engine baseplate to simplify installation for the shipbuilder.



Advanced design proven technology

The compact and lightweight MT30 is a twin-spool, high-pressure ratio gas generator with a free power turbine, an eight stage variable geometry intermediate pressure compressor and a six-stage corrosion protected high pressure compressor. Three stages of variable vanes and blow off valves are provided for compressor handling purposes and a continuous flow of IP delivery air is taken for bearing sealing and cooling purposes.

The four-stage free power turbine is derived from the Industrial Trent and Trent 800 and is supported on a robust bearing structure for optimum reliability. Proven components, incorporating the latest blade cooling technologies are employed throughout. Key components are protectively coated for service in the marine environment to reduce maintenance and deliver long service life. Using commercially available fuels MT30 meets all current and anticipated legislation on emissions and smoke without modification.



With the gas turbine change unit (including power turbine) weighing 6,500kg and the total module weight including enclosure and ancillary components in the order of 30,000 kg (dependent upon options) the MT30 offers a highly competitive power-to-weight ratio. To simplify installation the entire module can be installed on the base plate for a single lift, saving time and money.

Reliability Centred Maintenance studies were a feature of the engine design which together with an inherently low maintenance design has resulted in a condition based maintenance philosophy with scheduled on-board maintenance limited to less than two hours per week – a significant advantage in meeting modern navies' lean crew requirements. The acoustic engine enclosure design optimises on-board maintenance procedures, providing space and access for ships staff to complete more complex maintenance tasks without removing the engine.

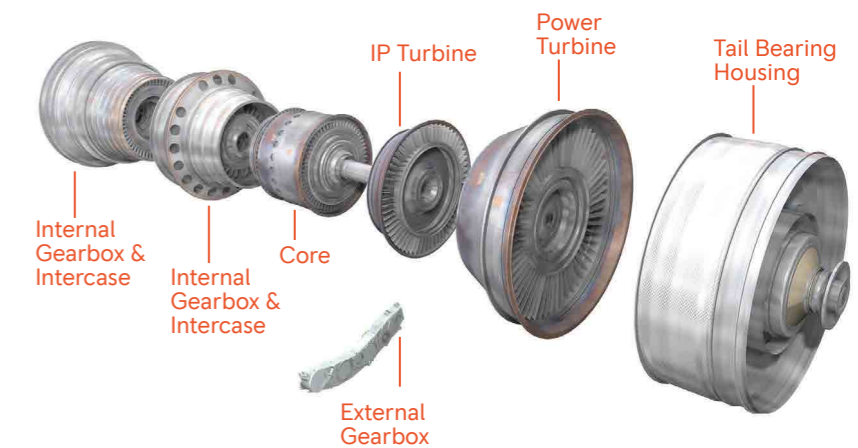
In the event that engine removal is required it can be achieved by removal through either the air intake or via the side of the enclosure, depending upon customer requirements. Both methods employ a removable rail system to safely guide the engine which can be installed inside the package when required. The engine removal system is designed to achieve complete engine exchange in less than 48 hours, however in practice the exchange has been carried out successfully in less than 36 hours.

The engine successfully completed its 1,500 hours ABS endurance test in 2005 taking less than 6 months. This was achieved at 38°C or above for the entire duration of the test. This is the first gas turbine to have successfully completed this arduous test programme in these actual conditions, reinforcing confidence that the MT30 will deliver world-leading times between overhaul.



MT30 can be removed either via the enclosure side or air inlet using a removable rail system. Optimised package and tooling design allows for complete engine removal and replacement within 36 hours.

System modularity for increased availability and low cost of ownership



The MT30's modular design enables selected modules to be either overhauled or 'parked' to avoid unnecessary costs. Modularity also provides options to exchange modules between engines to reduce turnaround times.

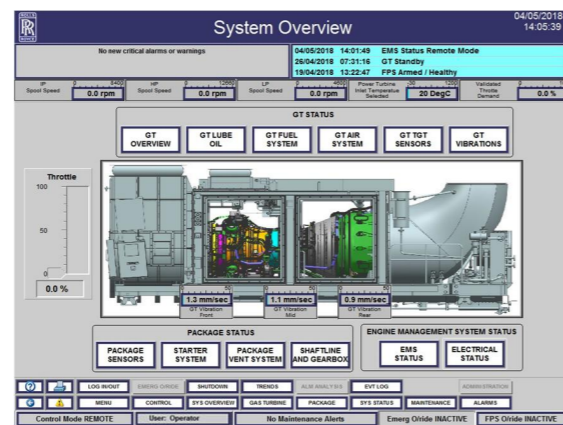
Lowest maintenance costs – less than two manhours scheduled maintenance per week

Fully Integrated Control System



The MT30 control system provides fully integrated alarm, monitoring and control functions for the packaged gas turbine, including overspeed protection. An integral back-up power supply is an option. A distributed processing architecture uses modern databus technology to provide improved reliability through simplified wiring and a reduced number of connectors, with main processors and power supplies located on the outside of the package enclosure. The system supports unmanned operation by making engine control and monitoring available over dual redundant databus and hard-wired signals for full integration into the platform control system. It can also be set to log predetermined engine/package data for optional off-board engine health monitoring and logistical support. A local control panel is provided to display all necessary engine and package parameters and enabling control of engine functions, maintenance and calibration activities.

The local control panel displays all engine parameters, enables local control and supports calibration and maintenance activities



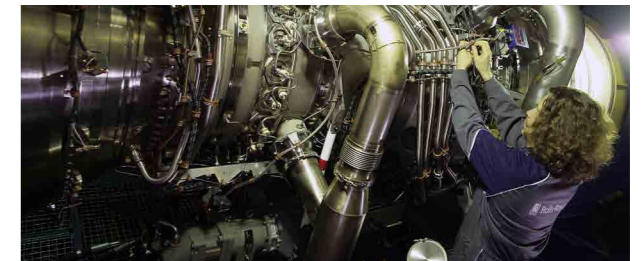
Select from a range of support options that optimise engine availability and reduce through-life costs

A compact packaged module - simplified

The MT30 design incorporates all engine accessory systems on the baseplate, simplifying installation for the shipbuilder, which is limited to providing the starter energy, plus fuel, water and electrical connections.

Engineered as a modular package the MT30 permits installation in a single lift and capable of integrating with a range of ship intake and exhaust configurations. This concept ensures the unit arrives on site with the engine, factory tested and ready for quick, low risk installation and commissioning.

The fully packaged module can be supplied for direct drive or power generation - complete with alternator and its own acoustic enclosure. The enclosure is configured to meet customer machinery space noise specifications.



Support you can count on

Comprehensive support options are available for every Rolls-Royce marine gas turbine installation. We provide customers with service alternatives designed to maximise engine availability with the lowest through-life costs and manage the technical and financial risks. Our engine support programmes range from event or termbased maintenance to TotalCare packages with activities selected from a menu of support options.

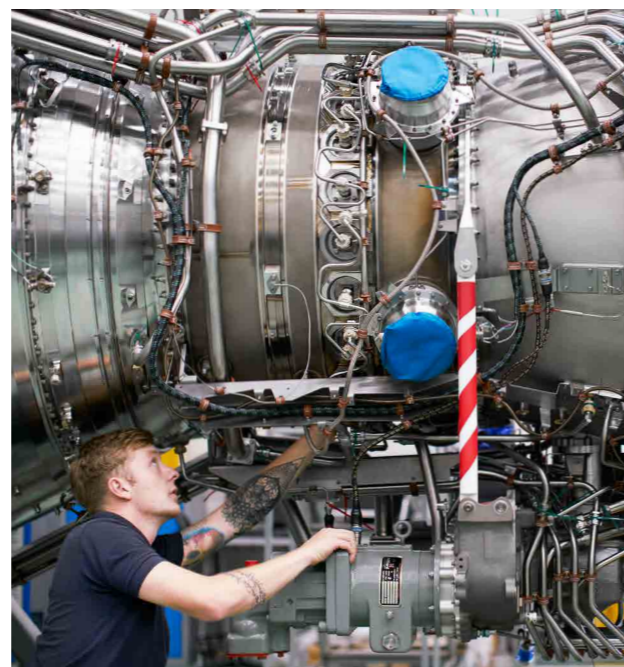
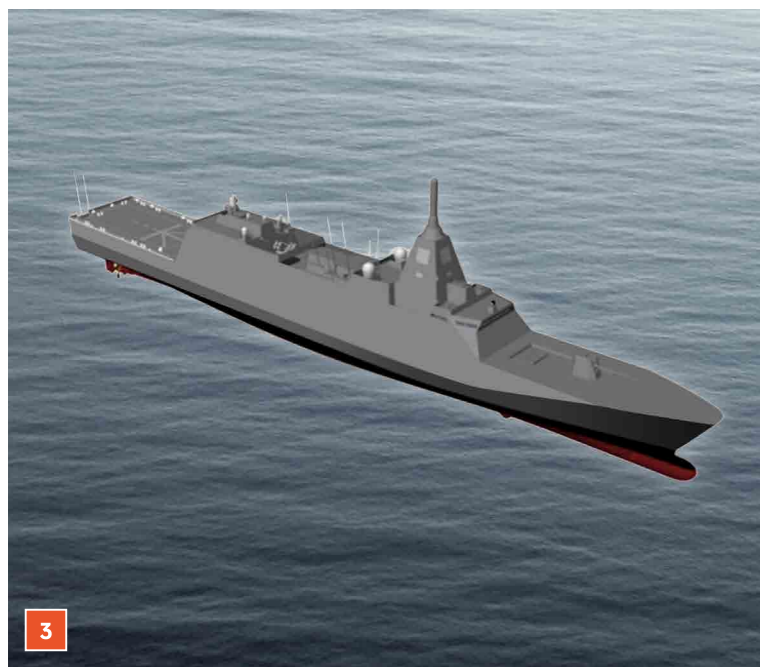
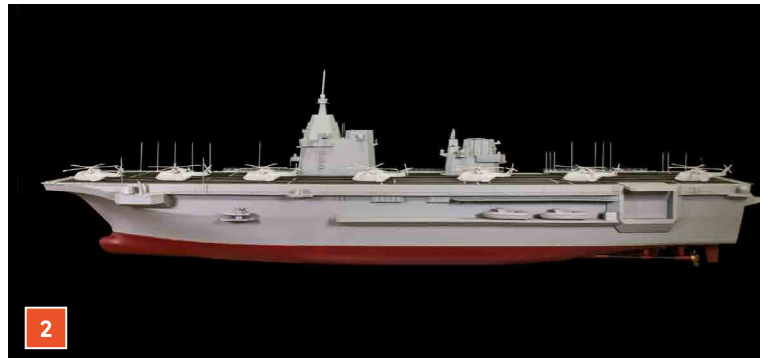
A typical support package could include:

- Spares provisioning
- Customer training
- Equipment health monitoring
- 24 hour help desk
- Worldwide support teams
- Shipboard maintenance and trouble shooting assistance
- Shore based spare parts availability, replenishment and inventory management
- Engine overhaul
- Spare engine management



The MT30 alternator packages will power the Royal Navy's Queen Elizabeth class aircraft carriers and the US Navy's DDG 1000 destroyers.





1. Royal Australian Navy's Hunter Class, Type 26 Global Combat Ship – Australia (preferred design)
2. Italian Navy's Landing Helicopter Dock
3. JMSDF 30FFM Frigate
4. Royal Navy's City Class - Type 26 Global Combat Ship
5. US Navy's USS Zumwalt Class Destroyer
6. US Navy's USS Freedom Littoral Combat Ship
7. Republic of Korea Navy's Daegu Class Frigate
8. Royal Navy's HMS Queen Elizabeth Aircraft Carrier



© Rolls-Royce plc 2019

The information in this document is the property of Rolls-Royce plc and may not be copied, or communicated to a third party, or used, for any purpose other than that for which it is supplied without the express written consent of Rolls-Royce plc.

Whilst this information is given in good faith based upon the latest information available to Rolls-Royce plc, no warranty or representation is given concerning such information, which must not be taken as establishing any contractual or other commitment binding upon Rolls-Royce plc or any of its subsidiary or associated companies.

Rolls-Royce plc
PO Box 3, Filton, Bristol,
BS34 7QE United Kingdom
Tel: +44 (0) 117 979 1234

rolls-royce.com

REF: VCOMB 3258

ANEXO II

Datasheet da turbina de Vapor *Shinko DNG 90*

Rateau 9-stage with reduction gear CONDENSING GENERATOR TURBINES

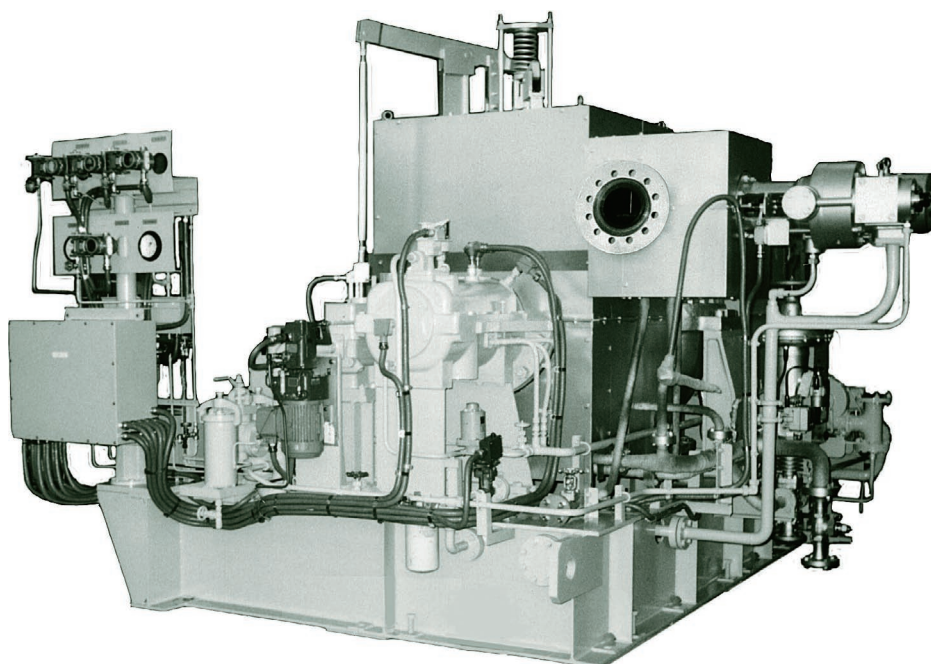
SHINKO DNG90

■ APPLICATIONS

Generators

■ SPECIFICATIONS

Max. output 10000 kW
 Max. exhaust vacuum 710 mmHg
 Gland seal Labyrinth packing
 Lubrication system Forced lubrication
 Control system 3 valve nozzle control

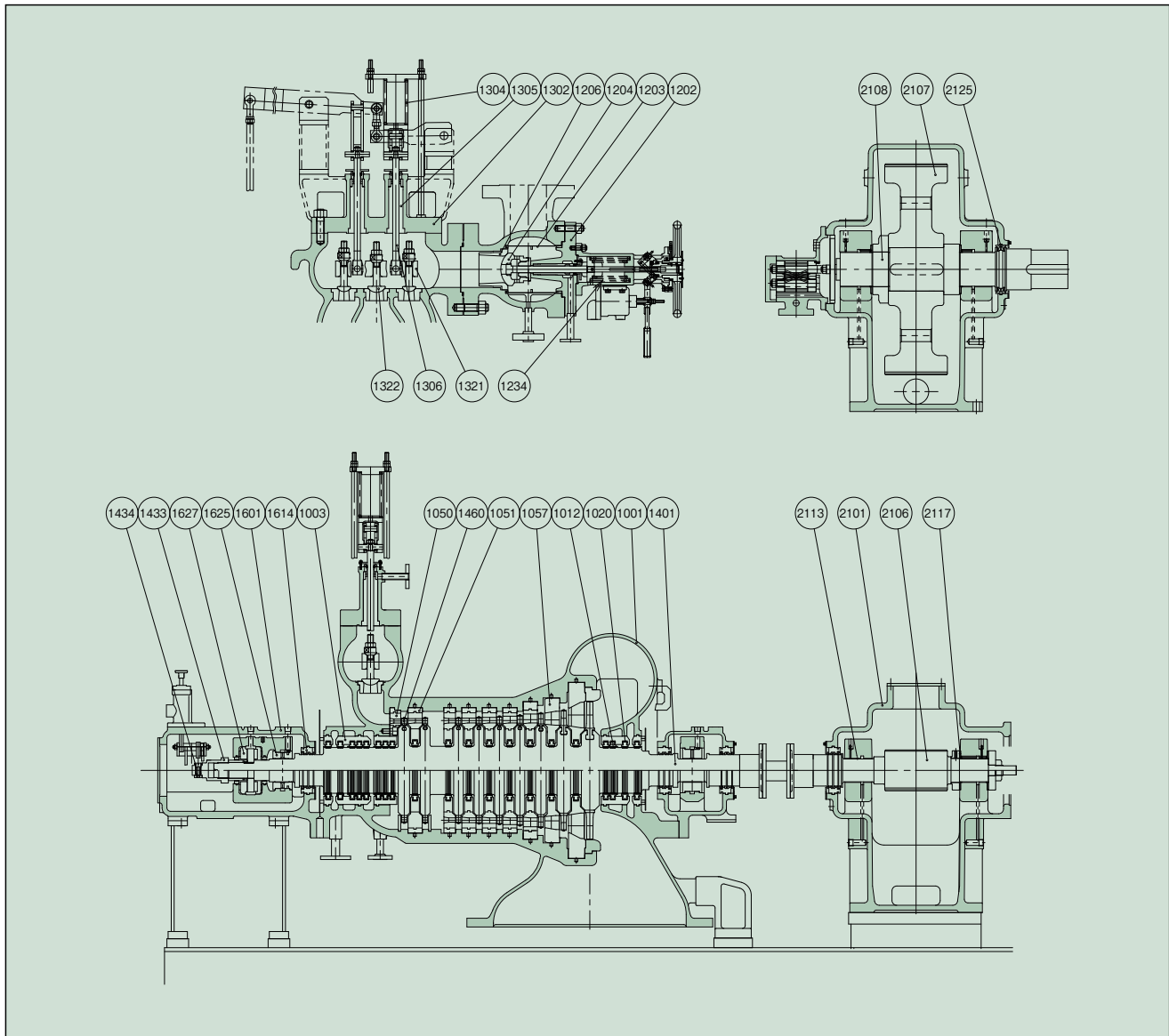


■ GENERAL CHARACTERISTICS

Item	Model	DNG 91 (B) (F)	DNG 92 (B) (F)	DNG 93 (B) (F)
Max. output	(kW)	3000	6000	10000
Speed (turbine shaft)	(rpm)	10000		7000
Speed (output shaft)	(rpm)	900 ~ 3600		
Rotation of output shaft		CCW facing turbine toward driven machine		
Max. inlet steam pressure	(MPaG)	6.2		
Max. inlet steam temperature	(°C)	510		
Max. exhaust vacuum	(mmHg)	710		
Steam inlet bore	(mm)	150	200	
Steam exhaust bore	(mm)	800	1000	850 x 1450
Lubrication system		Forced lubrication		
Main LO pump	(m ³ /h x MPaG)	20 x 0.8	25 x 0.8	35 x 0.8
Aux. LO pump	(m ³ /h x MPaG)	20 x 0.8	25 x 0.8	30 x 0.8
Governor		Mechanical-hydraulic or electrical-hydraulic type		
AGMA service factor of gear		1.1 ~ 2.0		
Min. weight (with baseplate)	(kg)	18000	20000	33000

Note : The Lub. Oil Unit for model DNG93 is of separate type.

DESIGN & MATERIALS



PART NO.	NAME OF PART	MATERIAL		REQ.NO. FOR 1 TURBINE	PART NO.	NAME OF PART	MATERIAL		REQ.NO. FOR 1 TURBINE
		NAME	JIS				NAME	JIS	
1001	TURBINE CASING	CAST STEEL	SCPH2	1SET	1322	GOVERNOR VALVE	STAINLESS STEEL	SUS420J2	3
1003	PACKING CASE	CARBON STEEL	S35C	1SET	1401	TURBINE ROTOR	Cr-Mo STEEL		1
1012	LABYRINTH PACKING	Ni-Br CASTING		20SETS	1433	OVERSPEED TRIP SHAFT	CARBON STEEL	S35C	1
1020	SPRING	STAINLESS STEEL	SUS304	20SETS	1434	TRIP WEIGHT	TITANIUM		1SET
1050	NOZZLE PLATE	STAINLESS STEEL WITH CARBON STEEL	SUS403 S25C	1SET	1460	MOVING BLADE	STAINLESS STEEL HEAT-RESISTING STEEL	SUS410J1 SUH616	1SET
1051	NOZZLE DIAPHRAGM	"	"	1SET	1601	BEARING HOUSING	CAST IRON	FC200	1SET
1057	NOZZLE DIAPHRAGM	STAINLESS STEEL WITH DUCTILE CAST IRON	SUS430 FCD400	1SET	1614	OIL GUARD	BRONZE	CAC407	1SET
1202	EMERGENCY VALVE COVER	CAST STEEL	SCPH2	1	1625	BEARING METAL	WHITE METAL WITH STEEL	WJ2 S25C	1SET
1203	STEAM STRAINER	STAINLESS STEEL	SUS410	1	1627	THRUST BEARING METAL	"	"	1SET
1204	EMERGENCY VALVE	"	SUS420J2	1	2101	REDUCTION GEAR CASING	CAST IRON	FC200	1SET
1206	VALVE SEAT	"	"	1	2106	PINION	Ni-Cr-Mo STEEL	SNM439	1
1234	SPRING	SPRING STEEL	SUP10	1 SET	2107	WHEEL	FORGED STEEL	SF640B	1
1302	GOVERNOR VALVE CASING COVER	CAST STEEL	SCPH2	1	2108	WHEEL SHAFT	"	SF540A	1
1304	SPRING	Cr-V SPRING STEEL	SWOCV-V	1	2113	BEARING METAL	WHITE METAL WITH STEEL	WJ2 S25C	1SET
1305	BUSH	A δ -Cr-Mo STEEL	SACM645	2	2117	THRUST BEARING METAL	"	"	1SET
1306	VALVE STEM	"	"	2	2125	OIL GUARD	CAST IRON	FC200	1SET
1321	GOVERNOR VALVE LIFTING BEAM	CARBON STEEL	S45C	1					

● Steam Temperature & Materials

Standard materials are shown on the table. However, in the case the steam temperature is more than 425°C, the materials are partially different from the table below:

PART NO.	NAME OF PART	MATERIAL	
		NAME	JIS
1001	TURBINE CASING	Cr-Mo CAST STEEL	SCPH21
1020	SPRING	INCONEL-X	
1050	NOZZLE PLATE	STAINLESS STEEL WITH ALLOY STEEL FORGING	SUS410J1 SFVAF12
1051	NOZZLE DIAPHRAGM	"	"
1202	EMERGENCY VALVE COVER	Cr-Mo CAST STEEL	SCPH21
1204	EMERGENCY VALVE	ALLOY STEEL FORGING	SFVAF12
1206	EMERGENCY VALVE SEAT	"	"
1302	GOVERNOR VALVE CASING COVER	Cr-Mo CAST STEEL	SCPH21
1306	VALVE STEM	HEAT-RESISTING STEEL	SUH616
1321	GOVERNOR VALVE LIFTING BEAM	ALLOY STEEL FORGING	SFVAF12
1322	GOVERNOR VALVE	"	"
1401	TURBINE ROTOR	Cr-Mo-V STEEL	

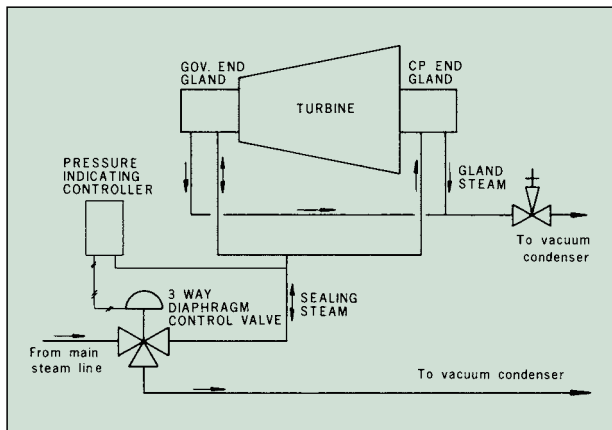
● Governor

A mechanical-hydraulic or an electrical-hydraulic type is employed.

Max. speed regulation	0 ~ 4 %
Max. speed variation	± 0.25%
Max. speed rise	7%
Speed range	± 5%
NEMA class	D

● Gland Seal

The turbine gland is equipped with several sets of labyrinth packing. Since the exhaust steam is led to the vacuum condenser, the coupling end creates a vacuum at all times. And, the governor end is usually under positive pressure, but at times forms a vacuum during a low load of the turbine. Therefore, consideration has been given to prevent air from entering the turbine at any operating conditions using a sealing steam pressure controlling device.

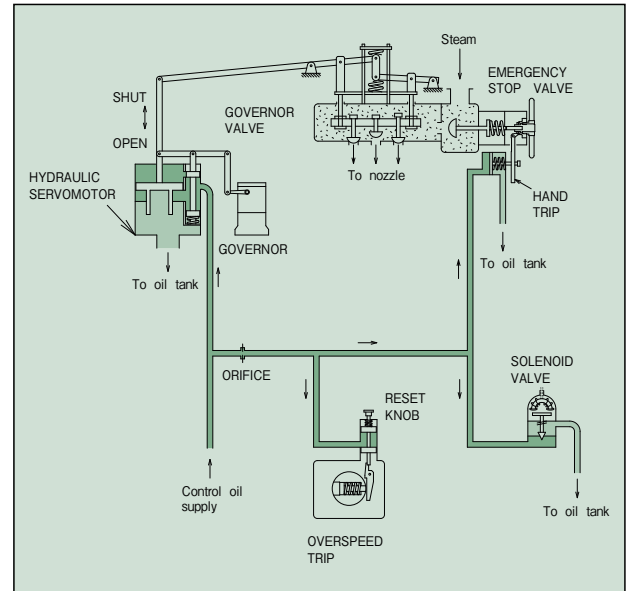


● Emergency Trip Device

For the purpose of safe turbine operation, an overspeed trip and a low pressure LO trip devices are equipped to close the emergency stop valve positioned independently at the steam inlet to stop the turbine automatically.

Actuation of overspeed trip : 110% of rated speed

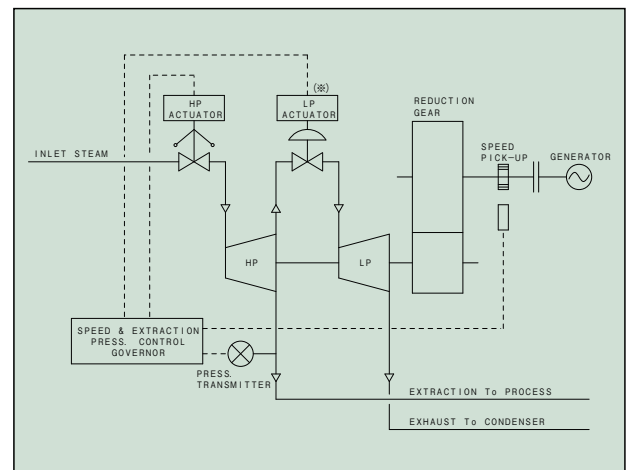
Actuation of low LO press. trip : Below 0.05 MPaG



● Extraction System

An extraction nozzle is provided at suitable intermediate stage of the turbine where a required steam pressure of the extraction steam can be obtained for process lines, feed heaters, and etc.

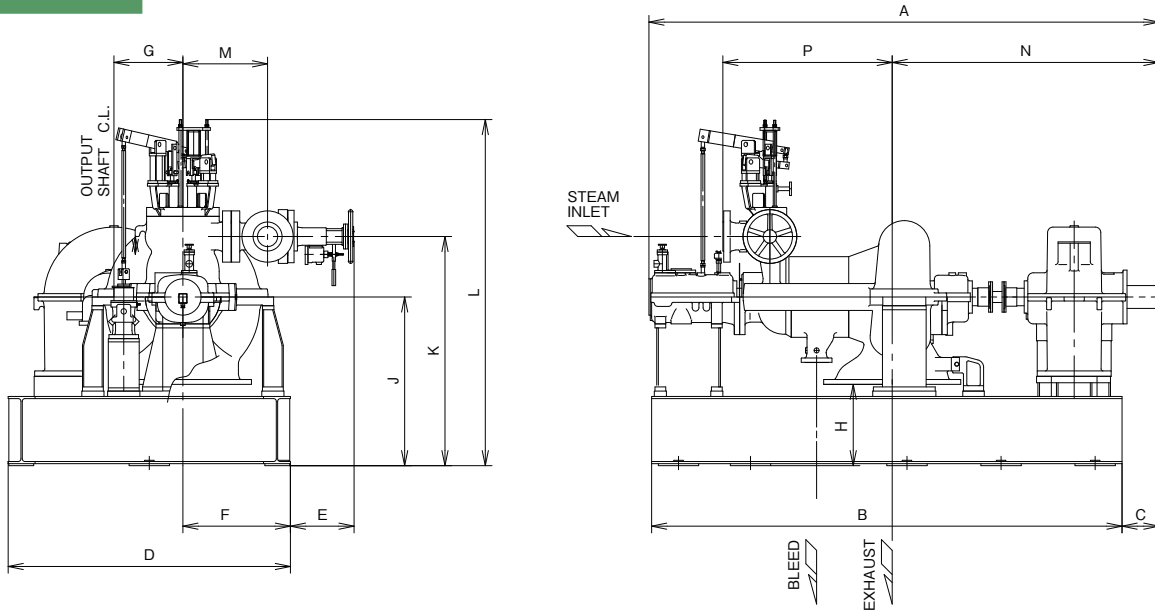
If the extraction pressure should be controlled at turbine side, the actuator shall be provided.



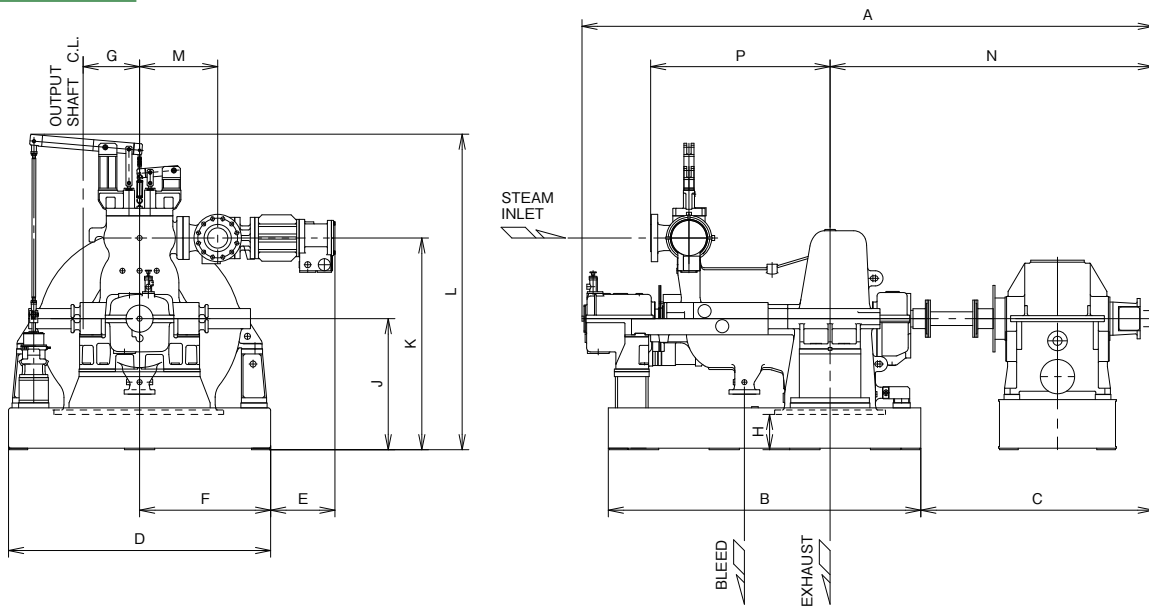
(※) : LP actuator is not provided when the bleeding steam pressure is controlled by the process side.

OUTLINE DIMENSIONS

DNG 91 (B) (F)
92(B) (F)
93(F)



DNG 93(B)



Dimensions : mm

Model	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P
DNG 91 (B) (F)-50	3794	3500	274	2100	710	800	513	605	1255	1705	2575	630	1984	1260
55	3981	3600	349	2400	710	800	570	605	1255	1705	2575	630	2184	1260
DNG 92(B) (F)-65	4478	4100	375	2800	740	1000	668	565	1365	2005	2905	735	2315	1620
DNG 93(F) -70	5711	5150	400	2700	838	1100	500(50Hz) 560(60Hz)	565	1365	2115	3150	775	3050	2020
DNG 93(B) -70	5667	3100	2306	2600	638	1300	500(50Hz) 560(60Hz)	350	1300	2100	3130	775	3206	1780

Note : For model DNG 93(B)-70, the reduction gear is of separate type due to the limitation of transportation.

ANEXO III

Datasheet do simulador do navio com propulsão com turbinas a vapor



KONGSBERG



K-SIM ENGINE

KONGSBERG ENGINE ROOM SIMULATORS

Our range of K-SIM Engine Room Simulators provide realistic, hands-on experience in a ship-like environment. Systems include vital components, such as main engine remote control, engine-room local panels, controllers, engine telegraph, alarm systems, power supply switchboards, engine sounds etc.

We have an extensive model library of different propulsion plants and engines types.

Our library includes models of diesel engines such as MAN B&W, Wärtsilä, Sulzer, Pielstick, MaK and MTU as well as gas turbine, diesel electric, water jet and steam propulsion plants.

Our systems can be easily networked with our full ship's bridge simulator for total ship training.

K-Sim Engine Steam Propulsion Dual Fuel model

The K-Sim Engine Steam Propulsion Dual Fuel model simulates the steam propulsion plant of a typical modern, large LNG tanker machinery. The steam plant model is based on an actual LNG tanker. Model performance and dynamic response is very close to that of the actual ship.

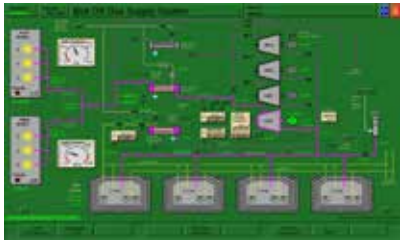
The simulation model has focus on systems that are unique to dual fuel steam plants: boilers, turbine, condensers, condensate system, fuel oil system, fuel gas system. In addition to sophisticated propulsion control and boiler management systems, the model provides an understanding of how boil-off gas is used in order to keep safe and economic operations on-board.

Training objectives

The K-Sim Engine SP Dual Fuel model is designed to be a valuable tool in the basic and advanced training of marine steam engineers. The training objectives are to train junior engineers in basic engine room operations, senior engineers in emergency operations and trouble shooting, and to train senior and chief engineers in optimal operation, fuel economy and energy conservation. This is achieved by controlled training, leading to better understanding of the total plant operation, as a result of realistic simulation of a real engine room.

Compliant with industry requirements

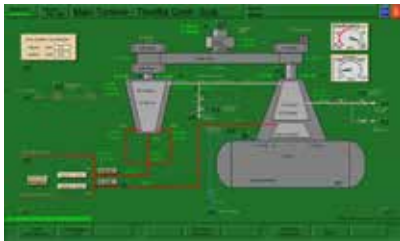
Kongsberg Digital simulator models exceed requirements in the STCW convention, Regulation 1/12 and fulfill DNV GL's standard DNVGL-ST-0033 for Maritime Simulator Systems.



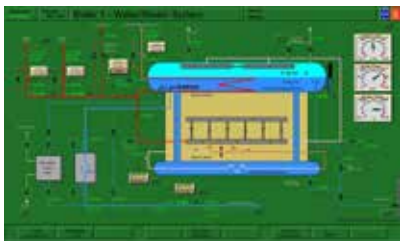
Boil Off Gas Supply System



Burner System



Main Turbine Throttle Control System



Water Steam System

MODEL FEATURES & DETAILS

Type Dual Boiler	Dual Fuel
Turbo Generators	2.
Cargo pumps	8
Main boiler super heater outlet pressure	900/62 psi/bar
Main boiler super heater outlet temperature	959 °F / 515 °C
Main boiler steam capacity	2*58 tons/h
Main turbine max power	27000 kW
Corresponding speed	80 rpm
Vessel length overall	277,00 m
Vessel breadth moulded	43,4 m
Service speed	19,5 knots
Vessel draught	11,4 m
LNG Tank capacity	145 000 m ³

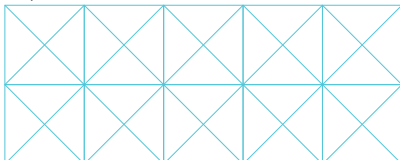
MODEL MAIN SPECIFICATIONS

High fidelity engine room systems include:

- Fuel Oil Service System • Boil Off Gas Supply System
- Boiler 1 and 2 - Fuel Supply
- Boiler 1 and 2 - Burner System
- Boiler 1 and 2 - Air/Flue Gas System
- Boiler 1 and 2 - Water/Steam System
- Main Turbine - Throttle Control System
- Main Turbine - Drain/Heat System
- Main Turbine - Gland Sealing System
- Main Turbine - Lubrication Oil System
- Main Turbine - Safety System
- Ship Propulsion/Ship Load
- Main Condenser System
- Condensate Feed System
- High Pressure Feed System
- Boiler Feed Water Pumps
- Back Pressure Steam System
- Boiler Steam Lines
- Boiler Steam Dump System
- General Service Steam System
- Sea Water Cooled Distiller Condensate Cooled Distiller
- Electric Power Plant
- Turbo Generator no 1 and 2
- Remote Panel
- Main Turbine Remote Panel - Boiler 1 and 2 Control
- Remote Panel - Boiler 1 and 2 Burners
- Boiler Feed Water Control
- Boiler Combustion Control
- Boiler Temperature Control

Note: Specifications subject to change without any further notice.

Datasheet version:
K-Sim Engine SP Dual Fuel,
July 2018



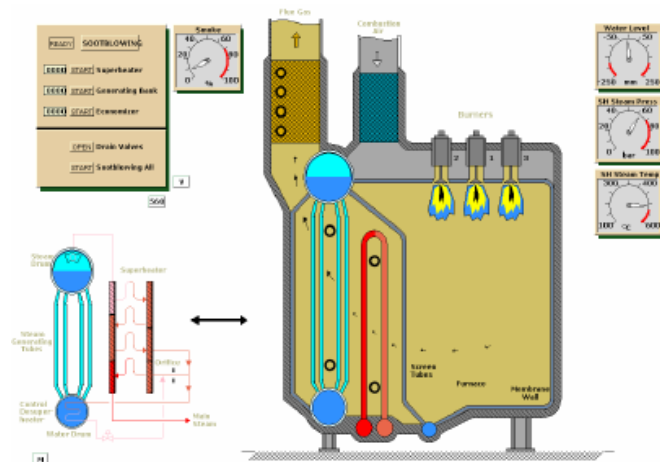
ANEXO IV

Manual de operação do simulador do navio com propulsão com turbinas a vapor



ESCOLA SUPERIOR NÁUTICA INFANTE D. HENRIQUE

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MARÍTIMA



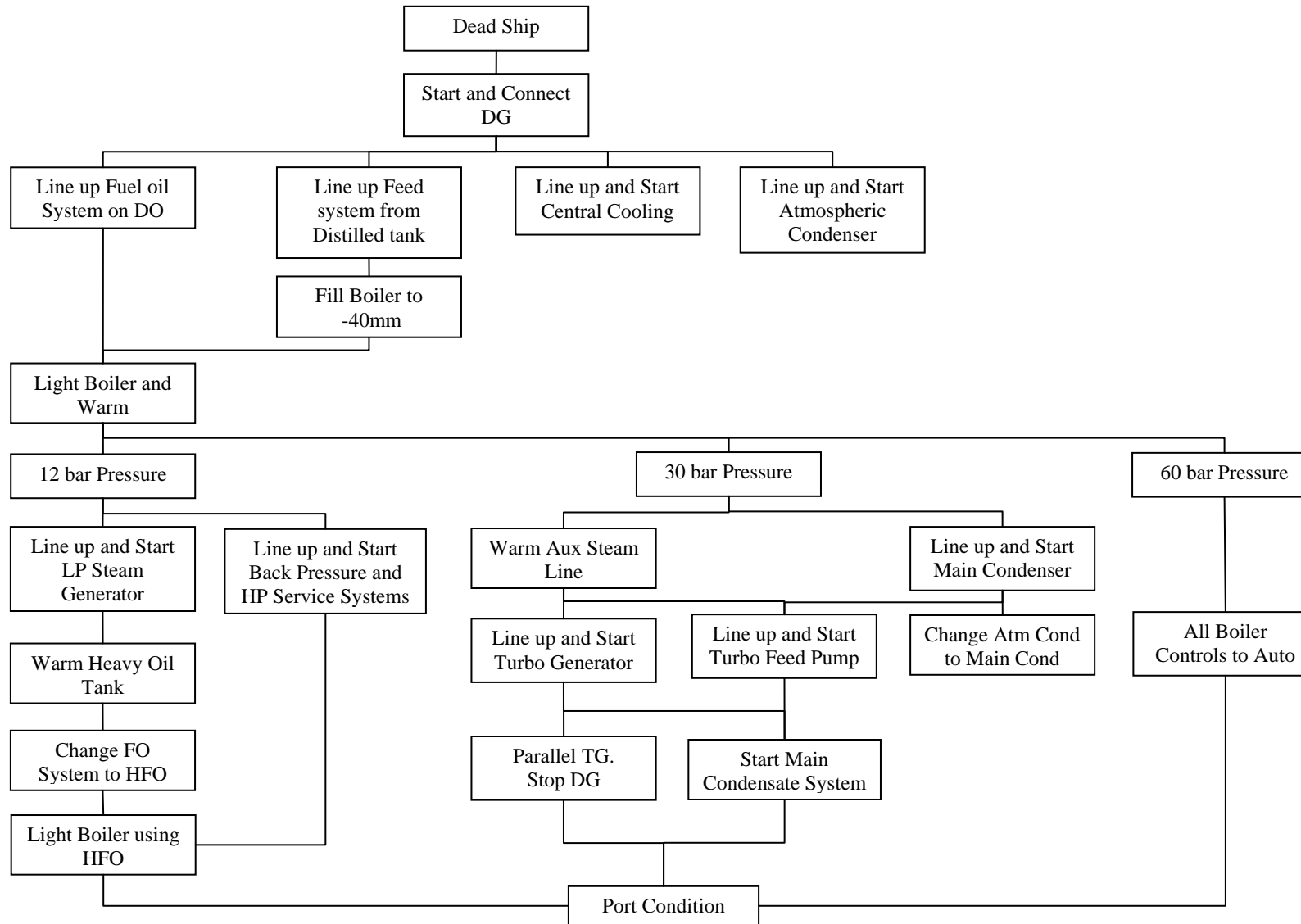
032M - SIMULADOR DE MÁQUINAS MARÍTIMAS

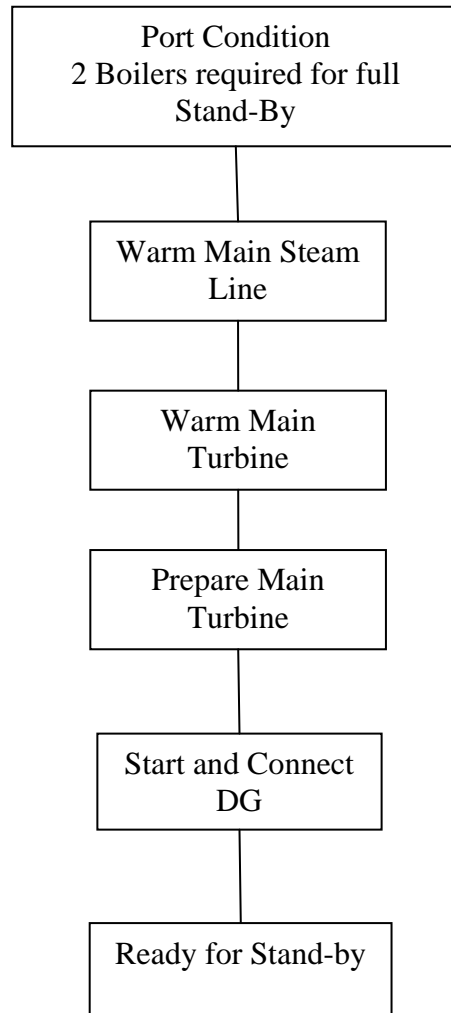
Instalação Propulsora com Turbinas a Vapor

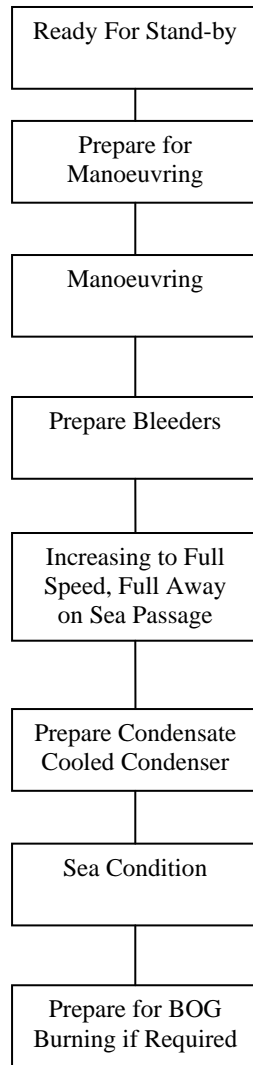
2010/2011

TABLE OF CONTENTS

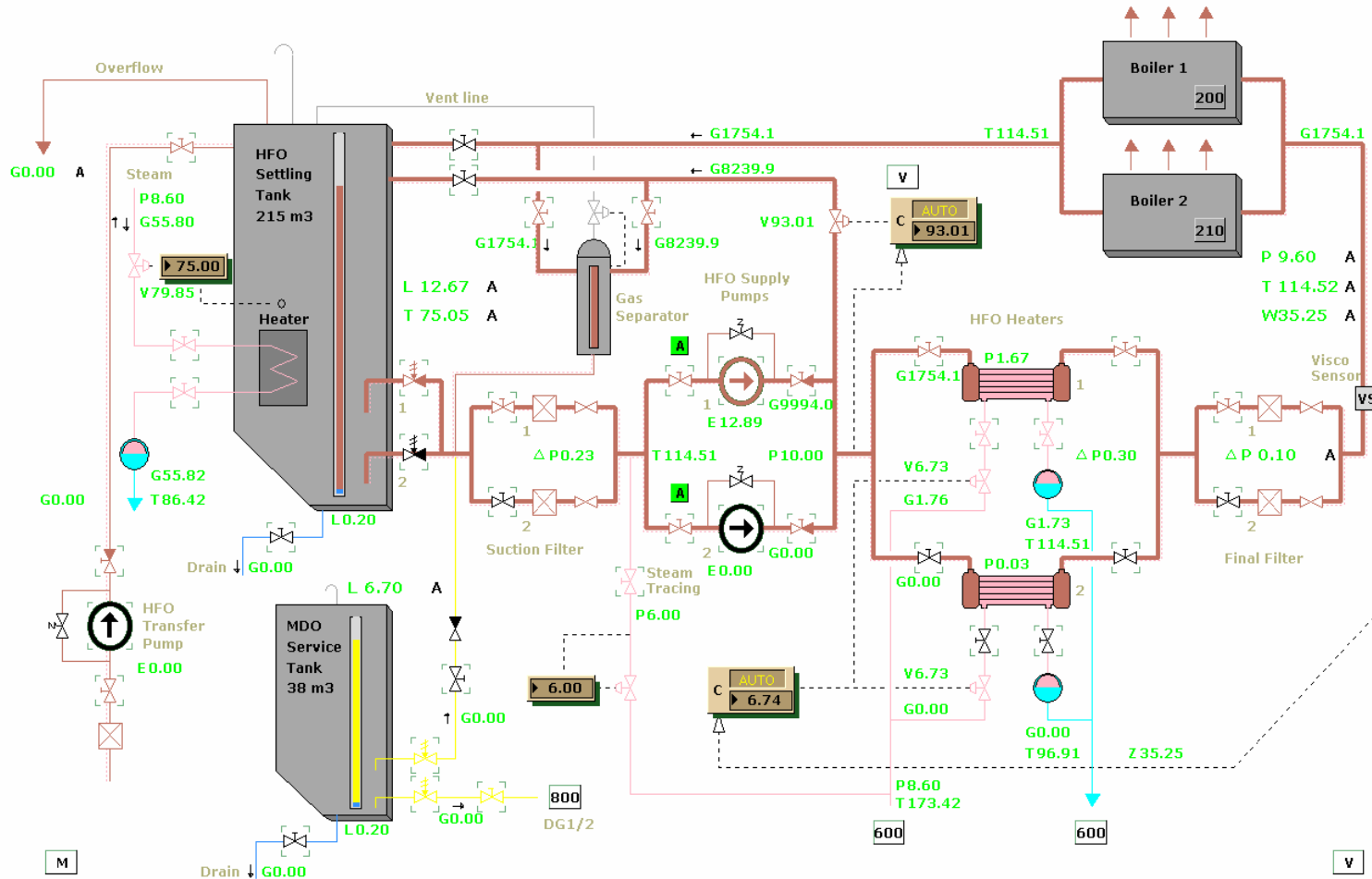
Section	Page
1.1	Fuel Oil Service System MD100.....5
1.2	Boil Off Gas Supply System MD160.....9
1.3	Main Condenser System MD400 13
1.4	Condensate Feed System MD500..... 17
1.5	High Pressure Feed System MD510..... 19
1.6	Boiler Feed Water Pumps MD520..... 21
1.7	Back Pressure Steam System MD550 25
1.8	Boiler Steam Lines MD560..... 27
1.9	Boiler Steam Dump System MD570 29
1.10	General Service Steam System MD600..... 31
1.11	Sea Water Cooled Distiller MD620 33
1.12	Condensate Cooled Distiller MD630..... 37
1.13	Electric Power Plant MD800 39
1.14	Turbo Generator MD810..... 41
1.15	Boiler – Fuel Supply MD200 45
1.16	Burner System MD201 47
1.17	Air/Flue Gas System MD202 49
1.18	Heating Surfaces MD203 53
1.19	Water/Steam System MD204 55
1.20	Remote Control Panel - Main Boiler MD901 57
1.21	Remote Control Panel - Burner Management MD902 59
1.22	Main Turbine - Throttle Control System MD300..... 61
1.23	Main Turbine - Draining/Heating System MD301 63
1.24	Main Turbine - Gland Sealing System MD302 65
1.25	Main Turbine - Lubrication Oil System MD303 67
1.26	Main Turbine - Safety System MD304 69
1.27	Remote Control Panel - Main Turbine MD900..... 71







00:02:13 Running	Picture MD 100	Fuel Oil Service System	Alarms	 
			Silence	



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.1 Fuel Oil Service System MD100

General Description

The Fuel Oil Service System consists of a 215m³ Fuel Oil Settling tank, a 38m³ Diesel Oil Service tank, and associated pumps, pipework and heaters.

The Fuel Oil Settling tank is filled from the ship's bunker tanks by the HFO Transfer pump, and has a steam heater.

All fuel oil lines are lagged and have steam tracing.

Fuel oil is normally supplied to the three burners of each boiler from the Fuel Oil Settling tank, by one of the two fuel oil service pumps.

Diesel oil may be used for flushing through lines or for flashing the boilers from cold when no heating steam is available. The MDO Service tank supplies the two auxiliary diesel generators.

All tank outlet valves are of the remote operated, quick closing type.

The fuel oil service pump takes suction from the HFO Settling tank, through a manually cleaned suction strainer. The strainer has a differential pressure alarm fitted and care should be maintained to have a positive suction pressure at all times. The pumps can be operated either manually or automatically in stand-by mode. One pump will be running with the other on auto-start stand by, in case the discharge pressure from the in use pump falls.

The system pressure is controlled by a recirculation valve V01130, which allows oil to recirculate to the suction side of the pumps, and maintains a constant set pressure.

The oil then passes through the fuel oil heaters, normally one of which is in use with the other clean and ready for use. These are steam heated from the general service saturated steam.

The fuel then passes through a second, finer set of manually cleaned strainers.

To control the viscosity of heavy fuel oil, a viscosity sensor and steam control valves are provided. The steam control valve is regulated by the viscosity controller maintaining the viscosity of fuel oil at the set point.

The fuel is then supplied to both boilers burners and recirculates via the Gas Separator or returns to the settling tank.

Operating Procedures

From Cold.

1. Ensure HFO settling tank outlet and returns are closed.
2. Open MDO outlet and supply valve to boilers.
3. Align fuel oil supply system with pressure control valve in auto, set point 30bar
4. Raise steam

Supplying fuel oil to boiler.

1. It is assumed steam has been raised using diesel oil, with all inlet and outlet valves to pumps and heaters open.
2. When sufficient steam pressure is raised on a boiler to supply the general service steam system, commence supplying steam to the heating coil of the settling tank.
3. As the temperature rises, check the tank for water. The temperature would normally need to be around 50°C for good pumping conditions.

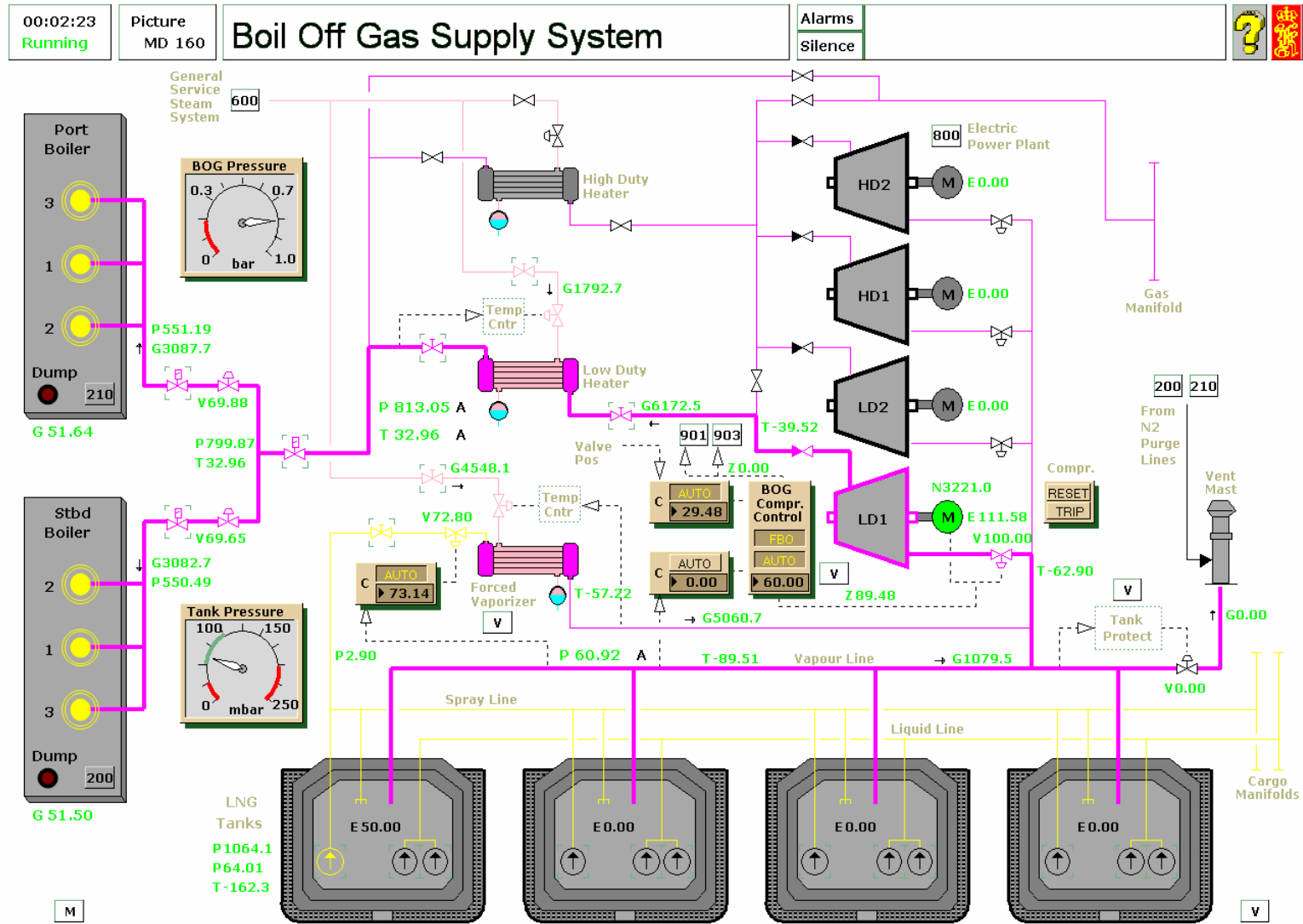


4. Commence to supplying steam to the in-use fuel oil heater.
5. As diesel fuel will be in the system, with the fuel oil pump taking suction from the diesel oil service tank, ensure that the temperature in the heater does not rise above 50°C.
6. When the line temperature rises to approximately 50°C, open the settling tank outlet valve, and close the supply valve from the diesel oil system.
7. As the heavier fuel oil purges the system of diesel oil, the system pressure will rise. Care should be taken to manually control the pump back pressure, and maintain it at a suitable level.
8. Place the viscosity control in AUTO
9. Open the steam tracing valve for the fuel lines.
6. Change over from atomizing steam supply to the boiler burners, closing the steam valves, and replace with atomizing air supply.
7. Change to the spare bank of both the fuel oil pump suction and discharge strainers, to ensure both banks are flushed through.
8. Change to the second fuel oil heater to ensure that this is also flushed through.
9. Stop the in use pump, allowing the stand by unit to be in use, and flushed through.
10. After a few minutes, shut down one boiler. The action of stopping the burner opens each burner rail recirculation valve. Allow fuel to recirculate for a short time. After a few moments close the main fuel oil shut off valve to the fuel oil rail.

To Change to Diesel Oil Firing Prior to Shut Down

1. It is assumed both boilers are firing. This operation should be undertaken approximately 15 minutes before total plant shut down.
2. Shut off steam lines and steam tracing line to the fuel oil settling tanks and fuel oil heaters.
3. Maintain a close watch of the fuel oil temperature, and when this has dropped to approximately 85°C open the diesel oil service tank outlet to fuel oil pump suction line valve.
4. Open diesel oil supply valves and close all fuel oil valves to pump suction from settling tanks.
5. Open HFO return line and close the FO gas separator return valve.
11. Do not leave the diesel oil recirculating to the boiler for longer than necessary, as the diesel oil will be recirculating to the fuel oil settling tank.
12. Repeat operation 9 for the second boiler, when steam supply is no longer required.
13. Stop the pumps and close all fuel oil valves on the system.

<This page is intentionally left blank>



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.2 Boil Off Gas Supply System MD160

General Description

The boil off gas system enables fuel gas to be supplied to the boilers. The boilers are equipped with three sets of fuel oil and gas combination burners to allow burning fuel oil, fuel gas and fuel oil/fuel gas combination mode.

The gas is produced by three different methods;

- by natural boil-off during the voyage,
- from boil-off produced by spraying during cargo tank cooling down during ballast passage,
- by forcing boil-off using a forcing vaporizer in conjunction with either of the first two methods.

To enable the gas to be supplied to the boilers from cargo tanks, the following equipment is provided;

- Two low duty (LD) compressors.
- Two steam-heated boil-off/warm-up heaters.
- One steam heated forcing vaporizer.

Steam for heating is supplied from the general service steam system.

A Master gas shut off valve is provided to isolate engine room gas burning system from the cargo part in case of emergency situations such as Emergency Shut Down System activated.

Boiler gas trip valve is provided for each boiler to shut fuel gas supply in an emergency situation and to secure the boilers from gas burning entirely.

During a sea passage when the cargo tanks contain LNG, the boil-off from the tanks is burned in the ship's boilers. The operation is

started on deck and controlled by the ship's engineers in the CCR and Engine Control Room.

If for any reason the boil-off cannot be used for gas burning, or if the volume is too great for the boilers to handle, any excess vapour is vented to atmosphere via the vent mast.

Operation

The cargo tank boil-off gas enters the vapour header via the cargo tank vapour domes. It is then directed to one of the LD compressors which pump the gas to the boil-off/warm-up heater. The heated gas is delivered to the boilers at a temperature of +35°C.

The compressors speed and inlet valve position is governed by fuel gas demand from the boiler(s) and cargo tank's pressure. The system is designed to burn all boil-off gas normally produced by a full cargo and to maintain the cargo tank pressure (i.e. temperatures) at a predetermined level.

If the propulsion plant steam consumption is not sufficient to burn the required amount of boil-off, the tank pressure will increase and eventually the steam dump will open, dumping steam directly to the main condenser. The main dump is designed to dump sufficient steam to allow the boiler to use all the boil-off produced, even when the ship is stopped.

The flow of gas through the LD compressors is controlled by adjusting the compressor's speed and inlet valve position. This is directed by the boiler combustion control when gas burning is initiated. The normal boil-off in the boiler combustion control has to be selected as well as the maximum and minimum allowed tank pressures and the tank pressure at which the main dump operates.



For normal operation the normal boil-off value is selected at 60% (boil-off provides 60% of the fuel required to produce 90% of the boiler full steam capacity) and the minimum and maximum tank pressures are selected at 1,050 and 1,090 mbar.A.

If the normal boil off value has been correctly adjusted, the tank pressures will remain within the selected values. Should the selected normal boil off value be too large, the tank pressure will slowly be reduced until it reaches the minimum value selected. If the tank pressure value reduces to below the minimum value selected, the normal boil-off value will be reduced until the tank pressure has increased again above the selected value.

If the selected normal boil-off value is too small, the tank pressure will slowly increase until it reaches the maximum value selected. If the tank pressure value increases above the maximum selected value, the normal boil-off value will be increased until the tank pressure reduces again below the selected value.

If the tank pressure continues to increase because the steam consumption is not sufficient to burn all the required boil-off, the steam dump will open.

The steam dump is designed to open when the normal boil-off value is 5% above the original selected value and when the tank pressure has reached the pre-selected dump operating pressure.

With the present setting, an increase of 5% of the normal boil-off corresponds approximately to an increase of tank pressure by 40 mbar above the maximum tank pressure selected.

The cargo and gas burning piping system is arranged so that excess boil-off can be vented should there be any inadvertent stopping of gas burning in the ship's boilers. The automatic control valve at the

vent mast is set at 230 mbar to vent the excess vapour to atmosphere as the tank protection system.

Forced Boil-Off Gas Burning

Consideration must be given to the economics of gas versus fuel oil burning before undertaking forced boil-off.

If, during a loaded passage, additional fuel gas from the cargo tanks is required to be burned in the ship's boilers, it can be made available by forced vapourisation using the equipment on board.

The above operation, called Forced Boil-Off will be used to complement gas burning up to 100% of the boiler's fuel requirement.

Operation

The normal gas burning arrangement is maintained and the forcing vaporiser is brought into operation.

A single stripping / spray pump is used to pump LNG to the forcing vaporiser.

The excess flow from the pump is returned to the tank through the spray lines.

Note- In normal operation the controlled return is directed back to the same tank where the liquid is being drawn from.

After vaporisation, the LNG vapour produced combines with the natural boil-off gas from the vapour header before being drawn into the suction of the LD compressors.

One LD compressor is used for this operation.

The flow of gas through the compressors is controlled via the boiler combustion control unit by adjusting the opening of the inlet guide vanes and motor speed.



When changing over to 100% gas burning, the fuel oil flow through the FO rails is adjusted to minimum. The FO supply to the burners will then be cut out and the FO system put on recirculation. The FO combustion control loops are maintained energised to enable re-lighting of FO burners in an emergency.

Operating Procedures

1. Prepare LD compressors No.1 and 2, the boil-off heaters and the engine room gas burning plant for use.
2. Open vapour valves the gas heaters.
3. Open steam supply to the heater.
4. Adjust set point control to 1150 mbarA on the vent mast.
5. On the gas compressors, adjust the normal boil-off control to 60% for a loaded condition, with the tank pressures minimum and maximum at 1050 mbarA and 1090 mbarA
6. Ensure that the gas outlet temperature of the heater is approximately 35°C.

This operation will then be controlled and monitored from the Engine Control room.

Note! If the volume of boil-off exceeds demand in the boilers, the steam dump should be put into operation.

Should the system shut down for any reason, master shut off valve will close automatically.

Trip causes:

- ESDS activated
- Gas Extraction fans stop
- Gas leakage
- ER vent fans stop

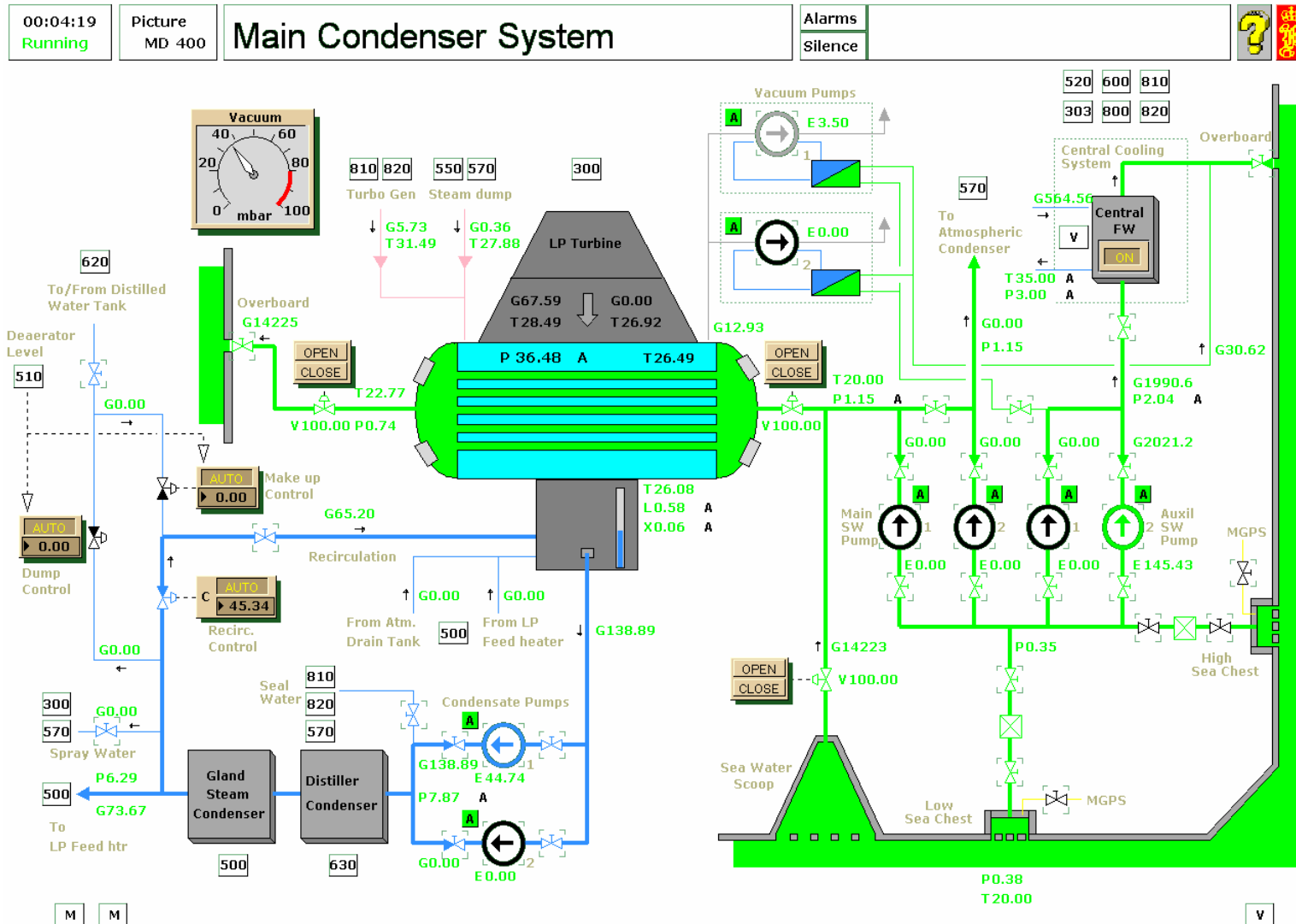
- ER extraction fans stop
- BOG supply temperature Low-Low
- BOG Header press Low-Low
- Fire detection in E/R
- Boilers FG trip
- Both boiler trip

When stopping gas burning for any reason;

1. Stop the LD compressor(s),
2. Shut down the boil-off heater.
3. Close master shut off valve to engine room
4. Adjust the set point of vent mast control to 1100 mbarA.

Forced Boil Off

1. The cargo piping system is arranged for normal gas burning during loaded voyage.
2. Open General Service steam to the forcing vaporiser.
3. Start stripping/spray pump.
4. Run up the forcing vaporizer, setting temperature control to AUTO.
5. Set the compressor control on FBO mode.
6. Set the FBO tank pressure control to AUTO.



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.3 Main Condenser System MD400

General Description

Exhaust steam from the main turbines, turbine generators, dump steam and other auxiliaries is condensed under vacuum in the sea water cooled main condenser. The condensate produced is extracted by the main condensate water pumps and circulated through various heat exchangers before entering the deaerator which is located at a high point in the engine room.

During the process of circulation from the main condenser to the main feed pump inlet, the condensate temperature is raised from approximately 30°C to 130°C. This increase is gained by the use of otherwise waste heat in the gland condenser, condensate cooled fresh water generator and the LP feed heater.

The vacuum of the main condenser is maintained by two mechanical vacuum pumps of the water ring type. Normally one is in operation at a time.

Steam inlet to the condenser is from the LP turbine or the astern turbine, the steam dump line coming from the back pressure system and the turbo generators.

The condensate is collected in the hotwell below the condenser shell.

Condensate pumps are provided in a main and stand by configuration. Though these pumps are designed to be self cavitating, the main condenser level and deaerator levels are controlled by auto-valve for re-circ, dump and make-up. These valves are fitted into lines after the gland condenser, ensuring this has a condensate flow through it at all times.

The condenser level is alarm monitored where high alarm will initiate the auto start of the stand by condensate pump. This pump will also auto stop when the normal level is regained.

The condensate pump discharge pressure is alarm monitored, with low-low pressure initiating the changeover of the pumps.

During ship operation, dump steam is produced by burning excess boil-off gas. This steam is desuperheated and dumped to the main condenser. A water curtain is arranged in way of this exhaust to the main condenser, with the spray water for the curtain supplied from the condensate line.

Sea water cooling supply to the main condenser is by electrically driven centrifugal pumps. There are three pumps in total which also supply the atmospheric condenser.

The main sea water circulating pumps take suction from the high or low sea chests, placed in the lower flat of the engine room. The draft of the vessel will decide which sea chest to use.

Sea chests, sea water lines and all sea water cooled condensers are protected from environmental hazards by an anti-fouling system. MGPS units inject into all sea chests and is then circulated through out the sea water system.

Two auxiliary sea water pumps supply cooling for the central cooling system and the main condenser vacuum pumps.

The central cooling system provides cooling for;

- Main turbine lub oil system
- Feed pumps lub oil systems
- Drains cooler
- Turbo generator lub oil systems

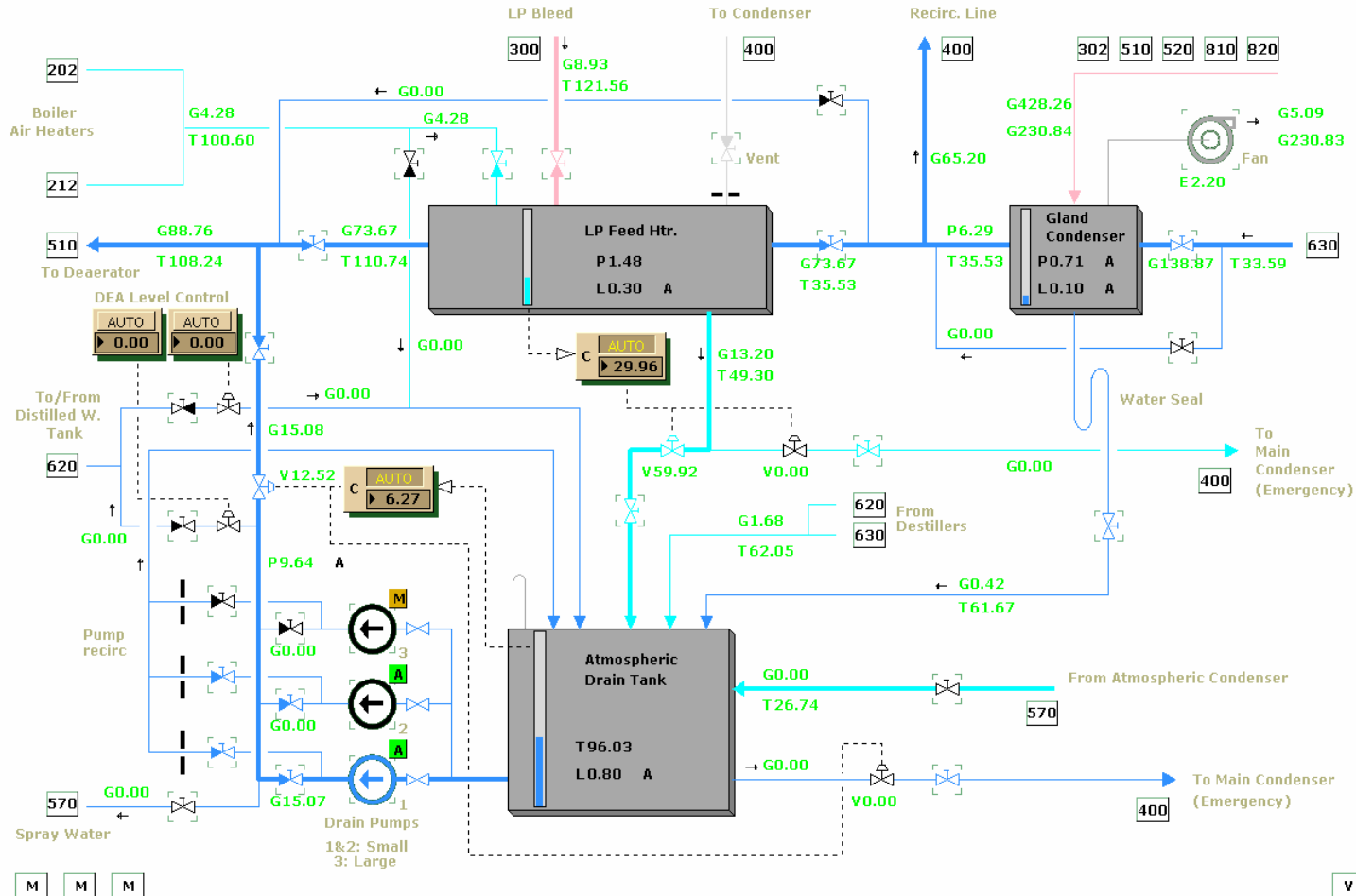


Operating Procedure

1. Check the system is ready for use. Start main sea water circulation pump through the main condenser.
2. Initial filling of the main condenser is by direct drop from the distilled water tanks through filling valve
3. Ensure the main condenser re-circulation valve is operational, inlet and outlet valves open, gland condenser by passed.
4. Check the quantity of any condensate already in the condenser. If necessary pump the condensate side of the condenser to the distilled tank.
5. Line up and start a condensate pump.
6. Line up and start one main vacuum pump, bringing it into operation and raise the condenser vacuum.
7. Ensure the condenser level control valve is operating correctly in AUTO.
8. Line up the feed inlet to the gland condenser, vent off the unit, open the outlet valve and close the by pass and vent valves.
9. Open all valves on the second condensate pump, place it in stand by mode. Check that the auto cut-in operation is working when opportune.
10. Continue to raise the main condenser vacuum, bringing into service the gland steam system.

<This page is intentionally left blank>

00:04:26 Running	Picture MD 500	Condensate Feed System	Alarms	? 
			Silence	



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.4 Condensate Feed System MD500

General Description

The condensate from the main condenser is heated in the distiller condenser before it is used for cooling in the gland condenser and finally preheated in the LP feed water heater.

The gland condenser condenses steam from the following sources:

- main turbine gland sealing
- feed water pumps gland sealing
- turbo generator gland sealing
- deaerator air extraction

An electric fan keeps a small sub atmospheric pressure in the gland condenser.

The water level in the condenser is maintained by discharge of condensate to the atmospheric drain tank. The flow is by force of gravity.

The LP feed water heater is heated by steam from the LP bleeder. The condensate level in the LP feed heater is controlled by automatic drain valves to the atmospheric drain tank or, in emergency, returned to the main condenser. The emergency drain valve is controlled by the same controller that controls the atmospheric drain valve.

The feed water heater is vented to the main condenser.

Condensate from the distillers and atmospheric condenser are also returned to the atmospheric drains tank for recirculation by the drains pumps system.

This system operates in conjunction with the main condensate system, whereby the condensates from both systems join together before entering the deaerator. It is due to the combination of both systems that the deaerator level control operates.

Water entering this system from the distilled water tank is entering the atmospheric drain tank via the make-up valve.

A direct line from the distilled water tanks to the main condenser permits the initial filling of the condenser.

The feed water drain tank has two normal duty pumps fitted. The feed water is pumped by the in-use pump, through the feed water drain tank control valve, which maintains the feed water drain tank level. The pumps have a recirculation line back to the feed water drains tank, via an orifice plate, which ensures the pumps do not run dry. Should the tank level become high, then the second navigation drain pump will auto cut-in and stop again when the level returns to normal.

These pumps may also supply spray water to the desuperheaters.

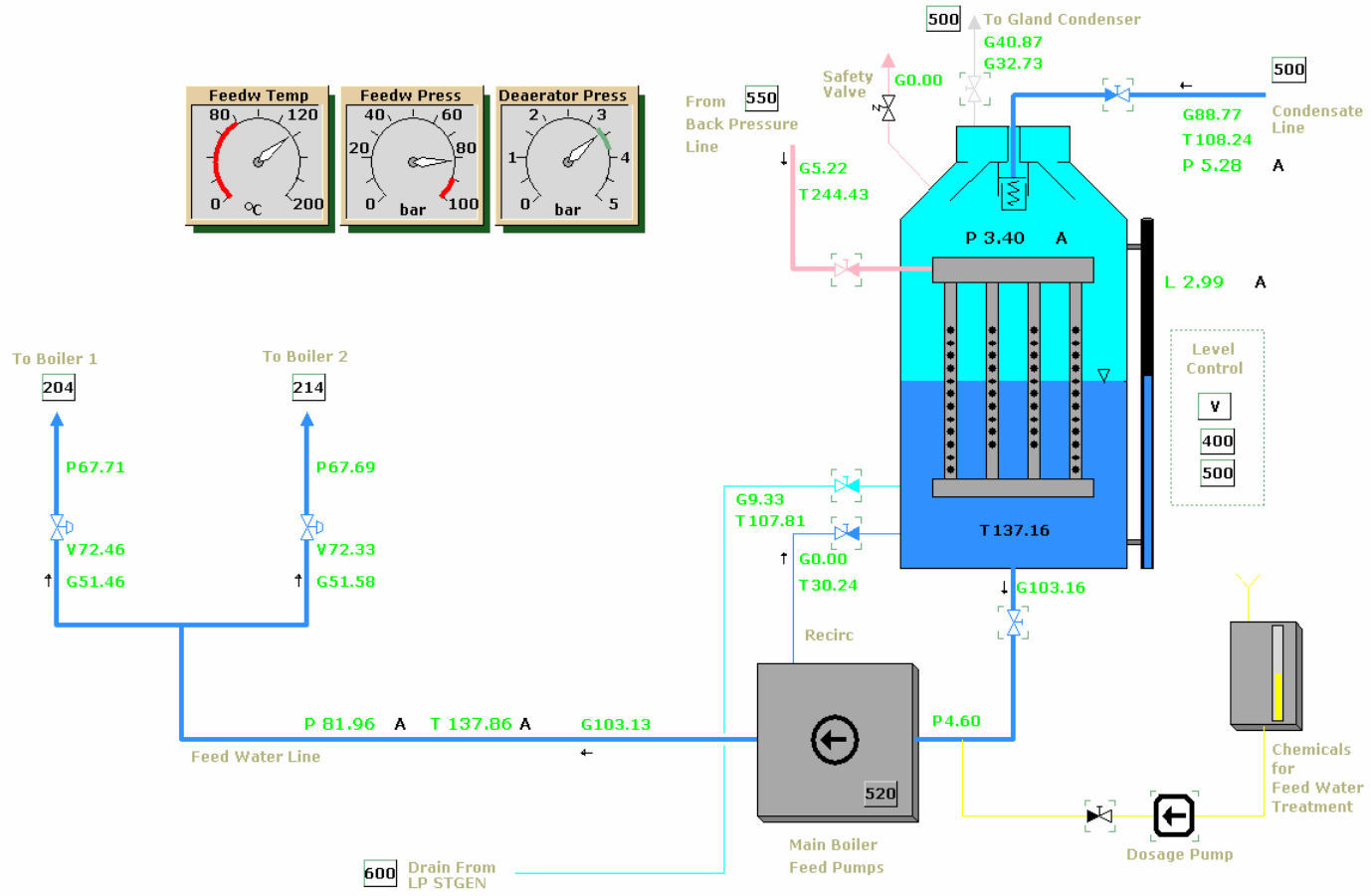
The atmospheric drain tank also has a larger capacity dump/drain pump fitted. This pump auto starts on drain tank high-high level

System Operation

Atmospheric Drain Tank System

1. Line up the valves on the pumps, ensuring that the pump and line recirculation valves to return water to the drain tank are open.
2. Ensure that the inlet and outlet valves to the distilled tank are open and the valve on the distilled tank itself.
3. Allow the drains tank to fill to normal level. When the level is reached, start up the in-use drain pump to discharge water to the deaerator. When the correct deaerator level is achieved, the control should open to maintain this level.

00:04:32 Running	Picture MD 510	<h2>High Pressure Feed System</h2>	Alarms Silence	 
---------------------	-------------------	------------------------------------	-------------------	---



M

V

ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.5 High Pressure Feed System MD510

General Description

The deaerator is a contact feed water heater, feed water deaerator and feed system header tank, providing a positive inlet head for the main feed pumps.

The function of the Deaerator is to:

- remove dissolved oxygen from the condensate
- act as a regenerative feed water preheater
- serve as a water reservoir for the boilers
- serve as a surge tank suction pressure stabiliser to the feed water pumps to avoid cavitation.

The oxygen is removed by direct contact steam heating. Heating steam is from the back pressure system.

Feed water from the condensate systems enters the deaerator and mixes with the steam supplied from the back pressure line. As the two mediums are mixed (as well as raising the water temperature), the deaerator breaks the water into very small droplets, releasing air and any other non-condensable gases. These, together with any associated water vapour, are drawn off to the gland condenser, where the water vapour is condensed and returned to the feed system and the non-condensable gases are extracted to atmosphere by the gland exhaust fan and vented to atmosphere.

A safety valve is included to protect from over pressure.

Water outlet from the Deaerator is to the main boiler feed pumps and to the auxiliary boiler feed pump.

The steam cycle is a dynamic system and variations in flow require condensate make-up or spill. The boiler (or main) feed system is

concerned with the circulation of water from the deaerator via the feed pumps to the boiler steam drum.

The heated feed water is collected in the deaerator, which acts as a system header tank. The level is maintained in the deaerator by the automatic operation of the make-up and spill control valves in the condensate system.

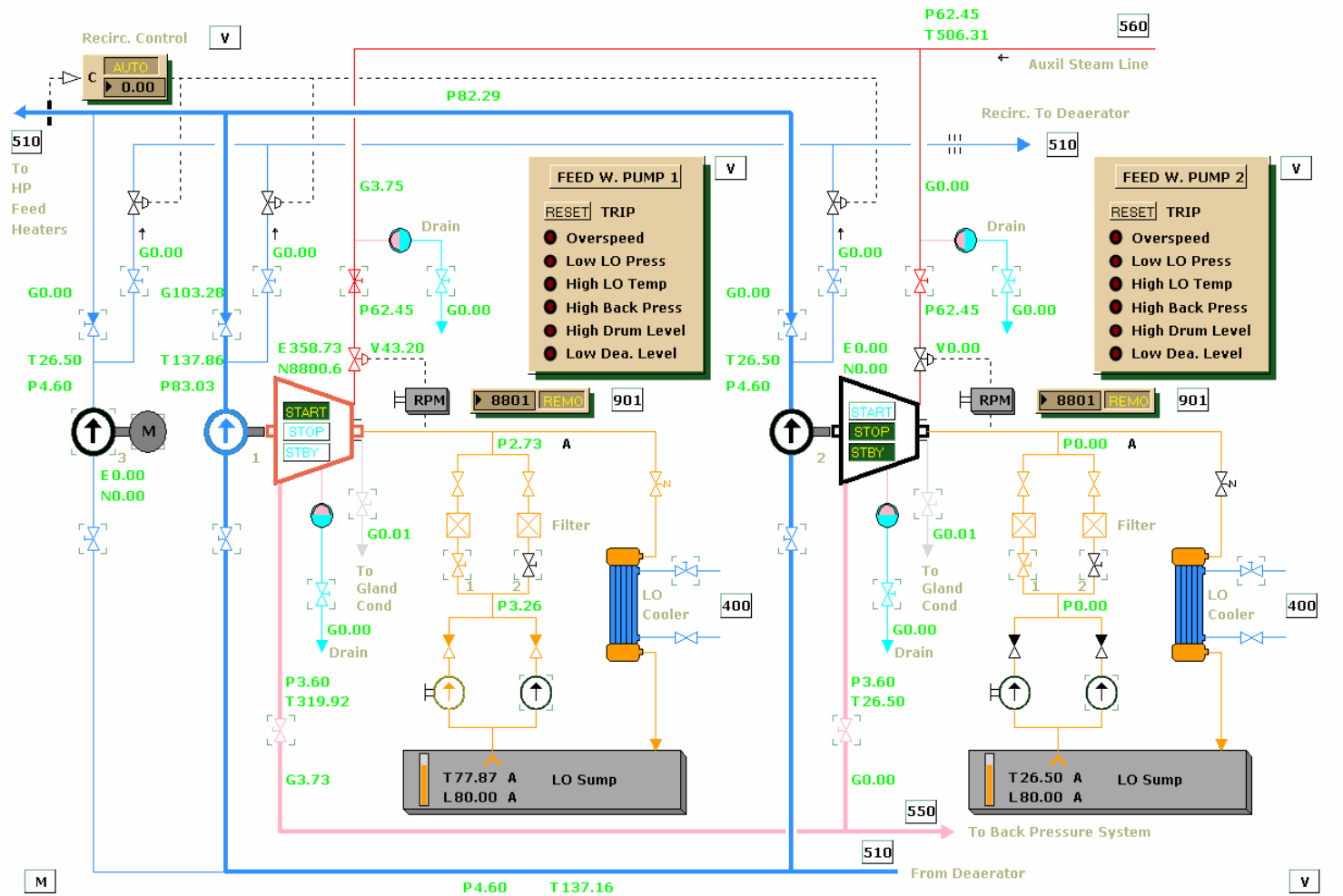
The deaerator level is controlled by the spilling of excess condensate back to the distilled water tanks at deaerator high level signal, and by accepting make-up to the system from the distilled water tanks at low level signal. The unit is also fitted with a low-low level alarm.

The combination of feed spill/make-up and feed water drain tank control valves, are critical to ensure that the water level the deaerator remains at a satisfactory level.

The location of the deaerator high up in the engine room, provides the main feed pumps with a positive suction head of water.

Feed water treatment chemicals are injected into the drop line to the main feed pumps to remove any remaining traces of oxygen in the feed water.

00:04:39 Running	Picture MD 520	Boiler Feed Water Pumps	Alarms Silence	 
---------------------	-------------------	--------------------------------	-------------------	---



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.6 Boiler Feed Water Pumps MD520

General Description

There are three main boiler feed water pumps. One is driven by an electric motor; the two other pumps are steam turbine driven. Just one pump is normally in operation at a time. Automatic standby start is provided for the stand-by turbine pump.

For initial start, each is fitted with an electrical lubricating oil pump but, once running, a shaft driven pump provides the lubrication oil circulating pressure. The electrical lub. oil pump will stop automatically when the shaft driven pump delivers the correct pressure and prevents the feed pump from running. The electrical lubricating oil pump only provides oil pressure to lift the steam governor valve, and not as a back up to the shaft driven pump.

The electrically driven feed pump is normally only used for cold start operations.

Steam to the feed water pump turbines is supplied from the auxiliary steam line.

To protect the pumps from cavitation at low flow, a recirculation system, based on measured total feed water flow, is included. An automatic control valve opens to allow the feed pumps to recirculate water back to the deaerator. When the boilers are operating at low loads with the main turbine in maneuvering, this valve will open automatically, allowing water through an orifice on the pump into the water chamber at the bottom of the deaerator.

Each pump has a lubrication system consisting of:

- Lub. oil sump
- shaft driven LO pump
- electric LO pump for start

- LO filters
- LO cooler

Draining valves for the turbine casing and steam supply line are provided, also a gland sealing leak off valve.

The exhaust steam from the pump turbines goes to the back pressure system.

The pump speed is controlled by the pumps speed governor. The speed setting can be local or remote. In remote control the speed set-point is given by a PID controller which maintains constant pressure before the feed water valve.

A safety system will cause the turbine to trip at

- overspeed
- low LO pressure
- high LO temperature
- high steam back pressure
- high boiler drum level

Starting the Feed Pump

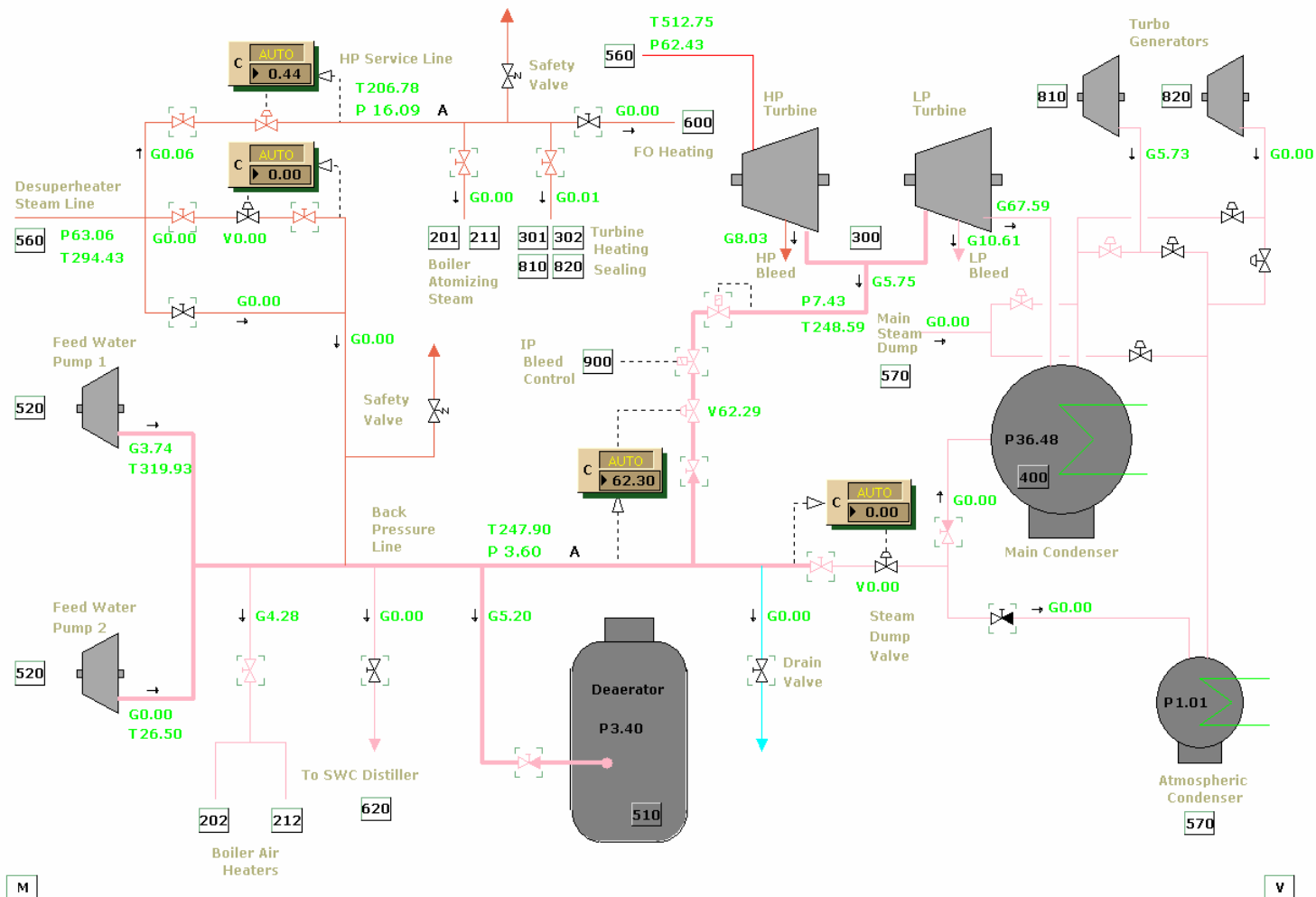
1. Check deaerator outlet valve is open
2. Set Feed Water Pump speed governor in LOCAL and setpoint to 6000 RPM
3. Line up Lub oil system, including cooling
4. Open Feed Water Pump suction valve
5. Open Feed Water Pump recirculation/stop valve
6. Drain turbine casing
7. Drain steam line
8. Open gland bleeder valve
9. Open steam exhaust stop valve
10. Check and reset trip



11. Open steam supply stop valve
12. Start Feed Water Pump, observing;
 - Auto start of LO starting pump
 - Turbine running
 - Feed Water Pump discharge pressure
13. Open Feed Water Pump discharge valve and observe that pressure is increasing
14. Check deaerator inlet valve is open and set recirc control to AUTO
15. Set Feed Water Pump speed governor in AUTO
16. Set Feed Water Pump speed governor in REMOTE
17. Set second Feed Water Pump in Stand By

<This page is intentionally left blank>

00:04:46 Running	Picture MD 550	Back Pressure Steam System	Alarms	? 
			Silence	



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.7 Back Pressure Steam System MD550

General Description

The steam supply to the back pressure system is exhaust from the feed water pump turbines. The turbo generators exhaust directly to the main or atmospheric condensers.

The pressure is controlled by make-up steam from the IP bleeder or de-superheated steam line if main turbine is not in use.

During manoeuvring the IP bleeder line is closed.

High pressure is controlled by steam dumping to the main or atmospheric condenser.

The back pressure steam system supplies;

- Deaerator heating steam
- heating steam to the sea water cooled distiller
- Boiler air heating steam

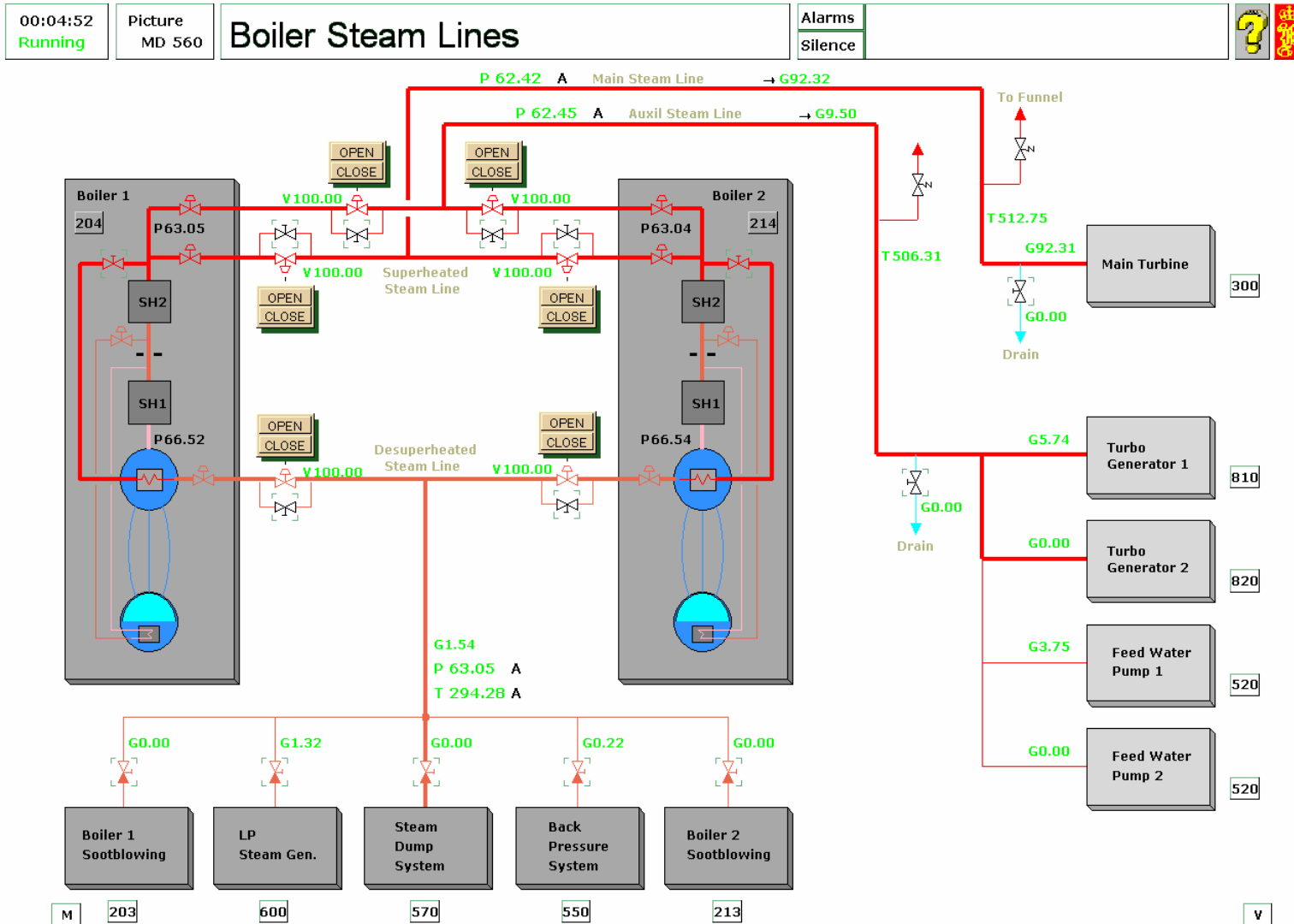
The back pressure line is protected by a safety valve.

A drain valve is provided for preparation of the system before start.

De-superheated steam also supplies the 16 bar HP service steam via a reducing valve.

The HP service steam supplies;

- Boiler atomizing steam
- Emergency supply to HFO heating
- Heating steam to main turbines
- Gland steam to turbo generators





1.8 Boiler Steam Lines MD560

General Description

All the steam requirements for the vessel are generated within the two main boilers.

Steam from the steam drum is led to the primary superheater section through an orifice where the pressure drop is measured and converted to a signal for steam flow. The steam then flows through the primary section of the superheater and on to the secondary superheater section.

Taking steam from the primary superheater and leading it through the temperature control desuperheater, situated in the water drum, regulates the outlet temperature of the steam. The control valve then regulates the outlet from the desuperheater to the secondary superheater depending on the outlet temperature on the steam leaving the boiler.

To ensure that there is always a flow through the secondary superheater a line, fitted with an orifice, by-passes the temperature control desuperheater and the control valve.

The piping from the main boiler superheater outlet is branched to three separate steam lines:

- main steam line
- auxiliary steam line
- desuperheated steam line

The main steam line supplies the main turbine.

The auxiliary steam line supplies the turbo generators and the feed water pumps turbines.

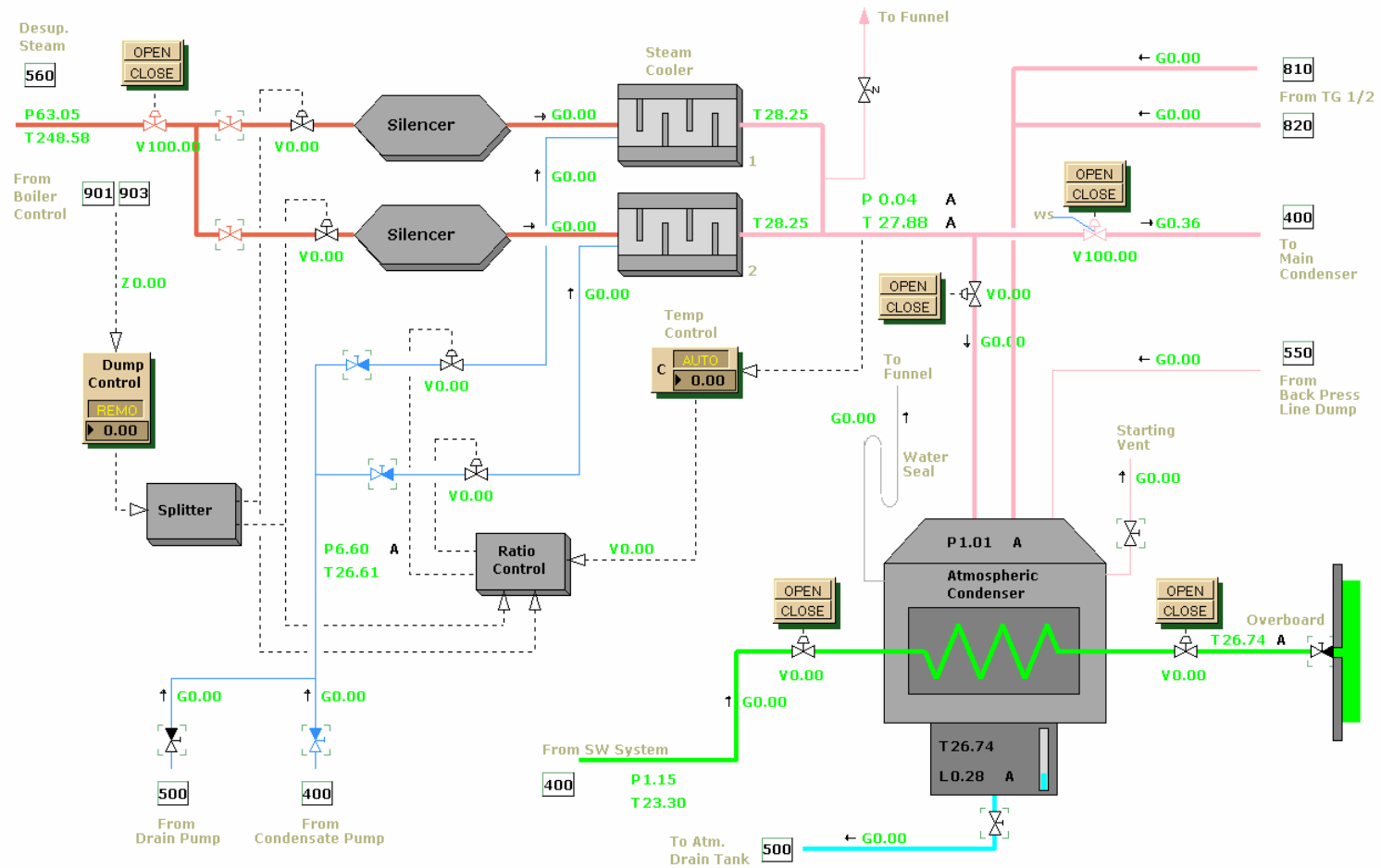
The desuperheated steam line uses an internal desuperheater located in the boiler steam drum to desuperheat the steam supplies for:

- soot blowing of main boiler
- heating steam to the LP steam generator
- make-up steam to the back pressure system

Desuperheated steam is also passed to the steam dump system to cater for excessive steam production when using boil off gas.

There are drain valves for warming and preparing steam lines before use.

00:04:58 Running	Picture MD 570	Boiler Steam Dump System	Alarms	
			Silence	



M M

V

ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.9 Boiler Steam Dump System MD570

General Description

The main boilers burn excess boil-off gas produced from the cargo. If the boil-off gas produced exceeds the requirements for normal steam production then the steam production is increased and the excess steam produced is dumped to the main condenser or atmospheric condenser via the steam dump system.

The dump system operates by venting the desuperheated steam to the condensers via silencers and external desuperheaters.

The spray water for the desuperheater sprays is supplied from the discharge of main condensate and the drain pump.

Desuperheaters can discharge to the atmospheric condenser whenever the main condenser is unavailable.

The temperature at the outlet from the desuperheater is measured and a corresponding signal is transmitted to the spray control valve, which alters the water supply accordingly.

High Boiler Pressure

The main dump external desuperheaters are automatically controlled. The control valve to the desuperheater will open when the boiler pressure exceeds its normal set point providing stability during periods of fluctuation where the burners are reduced to minimum flow; when big load changing such as during manoeuvring, crash astern/ahead and emergency stop of the main turbine. The dump will control any excess steam pressure generated during these periods.

High Tank Pressure

If demand for steam is insufficient to consume all the boil-off gas from the cargo tanks, the firing rate of the gas burners will be increased accordingly and any excess steam dumped to the main condenser.

The amount of steam dumped depends on the steam consumption for the plant and the recommended excess BOG amount signal from cargo part. The dump signal from the cargo tank part is inhibited when burning fuel oil only.

Steam to the desuperheaters is supplied via an automatically controlled valve; each desuperheater has its own control valve. The valve closes if any of the following conditions are detected:

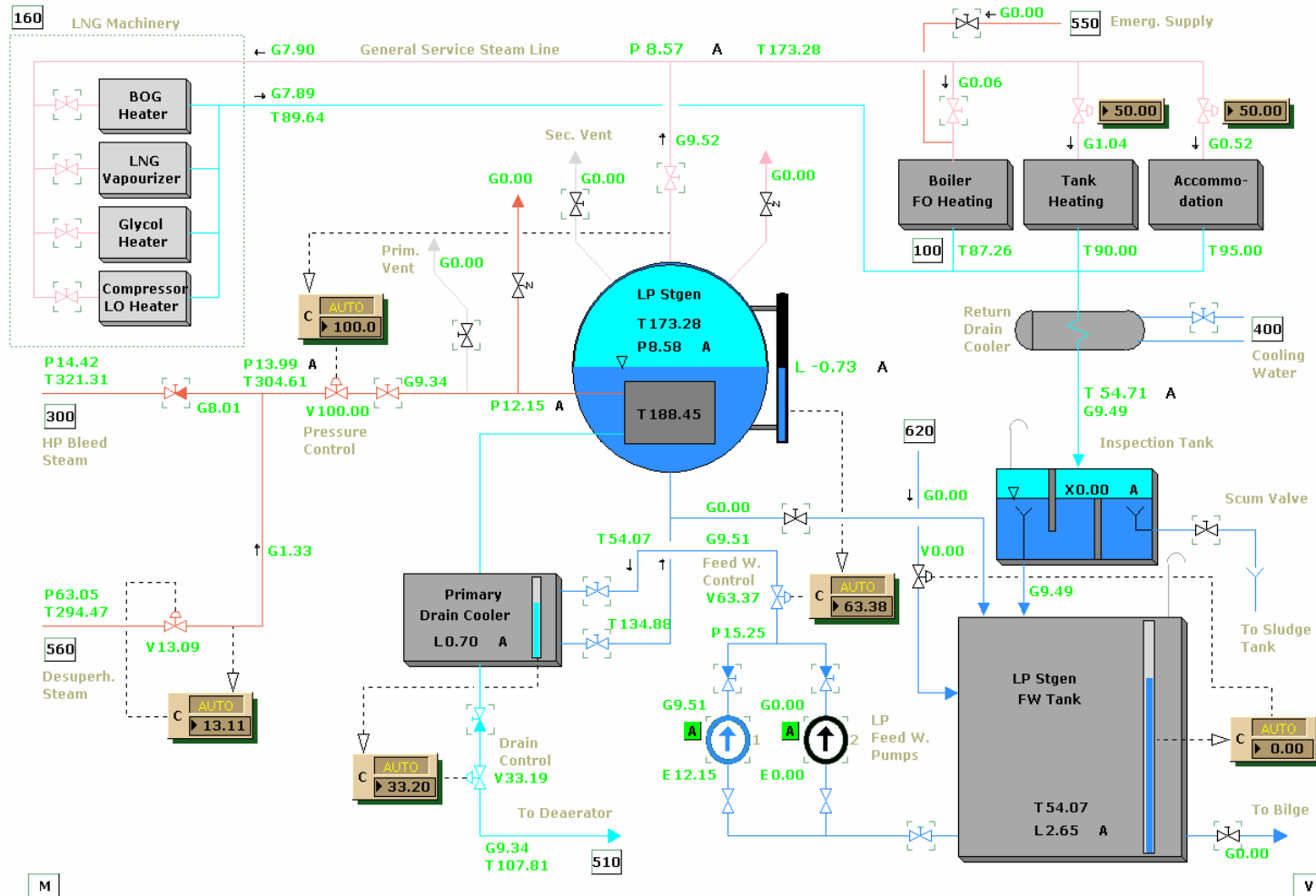
- Main condenser pressure high
- Main condenser sea water temperature high
- Manual dump trip
- Atmospheric condenser pressure high
- Both inlet valves to condensers closed

All valves that are subject to the main condenser vacuum have water sealed glands.

Operating Procedure

1. Make sure that the spray control valves are in auto mode.
2. Line up spray water line from the main condensate pump and drain pump.
3. Open the desuperheater discharge valve to the main condenser or atmospheric condenser.
4. Open the main supply valve to the desuperheaters.
5. Make sure that the dump steam flow control valves are in auto mode.

00:05:04 Running	Picture MD 600	General Service Steam System	Alarms Silence	 
---------------------	-------------------	-------------------------------------	-------------------	---



FRS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.10 General Service Steam System MD600

General Description

A low pressure steam generator is provided, where the low pressure steam of 8 bar is generated for supplying the auxiliary services. The General Service steam system is completely disconnected from the main steam system to prevent the boiler and steam system from contaminated drains.

The steam generator produces secondary, low pressure steam to be used for the following purposes:

- heating of heavy fuel oil to boilers
- heating of bunker and cargo tanks
- steam for accommodation heating
- boil-off gas heater
- Forcing vaporizer
- Glycol heating system
- LO heater for compressors

The primary steam to the LP steam generator is normally supplied from the HP bleeder. If the main turbine bleeder pressure is too low, steam is provided from the internal desuperheater through a pressure reduction valve.

The flow of steam to the heat exchanger in the steam generator's steam drum is automatically controlled to keep the secondary steam pressure constant.

The condensate from the heat exchanger is sub-cooled in a separate drain cooler before it is discharged to the deaerator.

The primary condensate discharge rate is controlled so that the drain cooler is always filled with water.

Secondary condensate drain from miscellaneous heaters is cooled and collected in the inspection tank. This is designed for easy observation and removal of possible oil contamination.

The drain cooler leads to the LP Stgen FW tank. The tank level is automatically maintained from the distilled water tank to compensate for any losses.

The secondary condensate is transferred from the FW tank to the LP Stgen by the LP feed water pumps.

The water from the pumps passes through the primary drain cooler for preheating, before it is fed to the steam drum. The water level in the steam drum is controlled by the secondary feed water control.

Procedure for the Operation of the LP StGen

1. Open the distilled tank outlet and set the feed water level control to AUTO to replenish feed water automatically.
2. Line up the LP feed water pumps and fill the steam generator to the normal level.
3. Set the level control to AUTO before supplying heating steam to LP Stgen.
4. Open the heating steam valves.
5. Slightly open the primary steam heating control valve manually.
6. Gradually open the primary steam heating steam control valve until the down stream pressure reaches up to 10 bar.
7. After confirming secondary steam generating, switch the primary steam heating steam flow control valve to AUTO.



1.11 Sea Water Cooled Distiller MD620

General Description

The distiller is a single stage, tube and shell type fresh water generator.

It has a sea water cooled condenser. The cooling flow is driven by a combined condenser and ejector sea water pump.

The feed water is taken from the condenser's outlet sea water flow. Chemicals can be added to the feed water from a chemical feed tank, for salinity and corrosion control.

The distiller has two ejectors, one for brine and one for air, supplied with operating water from the condenser outlet flow.

Steam for heating the feed is taken from the back pressure steam system. Condensate is circulated in the heating section by means of a steam injector. Net condensed steam flows to the atmospheric drain tank.

A distillate pump transfers the fresh water to the distilled water tank or, if the measured salinity is too high, to the brine section for overboard discharge.

Distilled water tank

The distilled water tank is filled with fresh water from the sea water cooled or the condensate cooled distiller.

Make-up of primary water to the boiler system is fed to the main condenser recirculation line or to the atmospheric drain tank.

Make-up of secondary water to the low pressure steam generator is fed to the secondary feed water tank.

A constant unspecified consumption of water can also be set by the instructor.

Starting

1. Open the valves on the suction and discharge side of the ejector pump.
2. Open condenser inlet and outlet valves.
3. Open the overboard valve for combined brine/air ejector.
4. Close the vacuum breaker valve.
5. Open feed inlet valve and close brine drain valve.
6. Start the ejector pump to create a vacuum of min. 90%.
7. Open brine and air ejector suction valves.
 - Pressure at combined brine/air ejector inlet minimum 3.5 bar.
 - Back pressure at combined brine/air ejector outlet maximum 0.6 bar.

When there is a minimum of 90% vacuum (after maximum 10 minutes).

8. Open valve for feed water treatment.
9. Open injector water drain to atmospheric tank.
10. Open steam shut off valve from back pressure steam system, adjust steam flow to maintain a brine temperature of less than 48°C

When condensation starts and a fresh water level is seen in the condenser:

11. Open the inlet valve to distilled water tank and distillate pump.
12. Select AUTO operation for salinity control.
13. Start distillate pump.

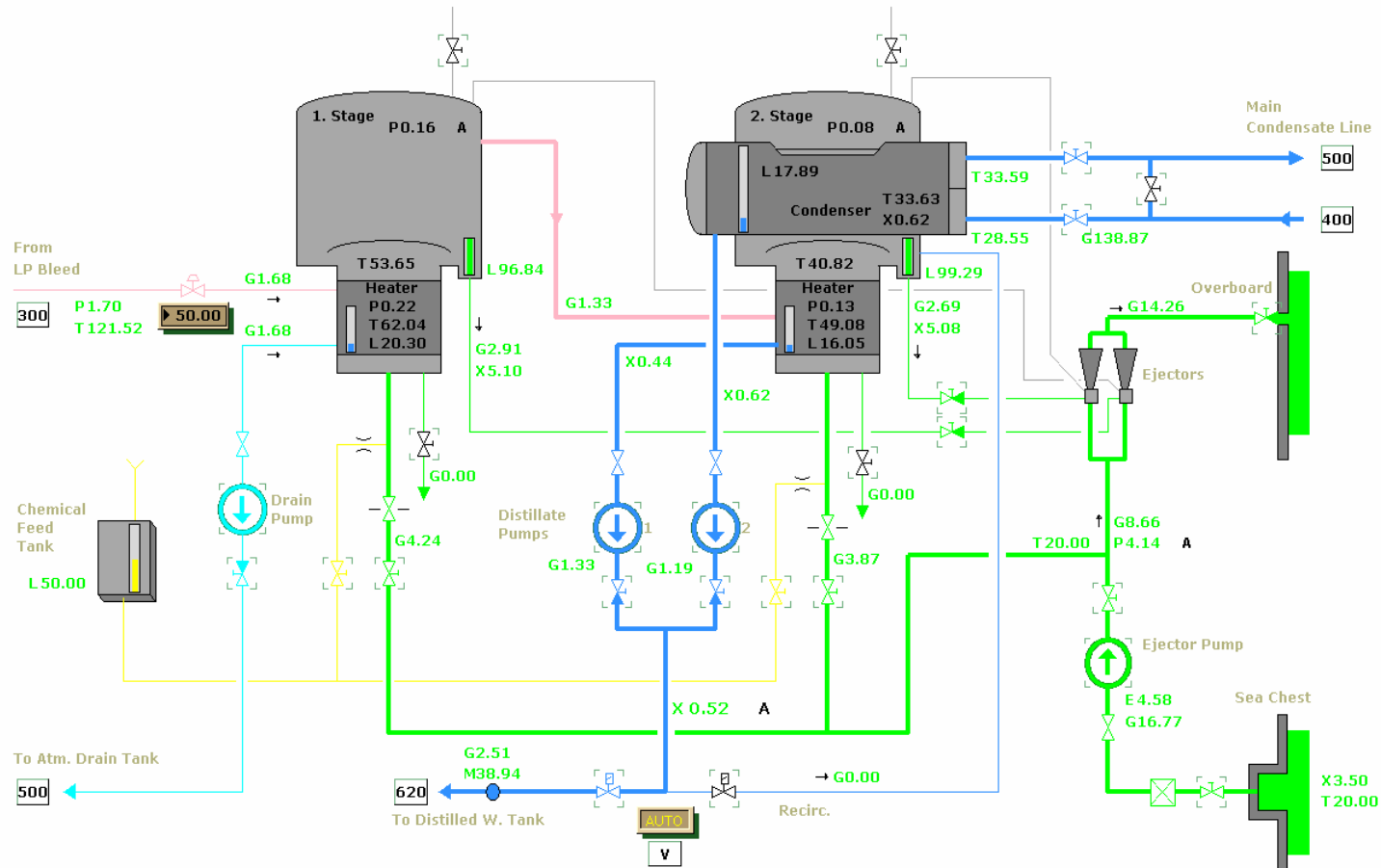


Stopping the Plant

1. Close the back pressure steam shut off valve and injector drain to atmospheric tank.
2. Close the valve for feedwater treatment.
3. Stop the condensate pump, close the discharge valve and distilled water tank filling valve.
4. Turn off the salinity control.
5. Stop the ejector pump and close feed water valve, suction and overboard valves.
6. Close the ejector suction valves.
7. Open the vacuum breaker valve and the brine drain valve.

<This page is intentionally left blank>

00:05:17 Running	Picture MD 630	Condensate Cooled Distiller	Alarms	 
			Silence	



M

V

ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.12 Condensate Cooled Distiller MD630

General Description

This distiller is a two-stage distillation plant, for high performance, fresh water production during main turbine operation.

In the first distillation stage, steam from the LP bleeder is used to heat the sea water feed. The steam is condensed in the sea water heater and the drain pumped to the atmospheric drain tank.

The steam produced by the evaporating sea water is used as heating steam in the second distillation stage during which it is condensed and pumped via distillate pump 1 to the distilled water tank.

The evaporated sea water of the second stage is condensed in the main condensate cooled condenser. The heat of condensation is recovered in the form of temperature increase of the main condensate flow leaving the distiller.

The produced fresh water of the second stage is transferred by distillate pump 2 to the distilled water tank.

Water not satisfying the salinity requirement is led to the brine section of the second stage and rejected.

A sea water pump is used to supply feed water and for driving the two combined brine/air ejectors.

A chemical feed tank is provided for feed water treatment to prevent scaling and corrosion in both stages.

Starting the Plant

1. Open ejector pump sea chest, discharge and overboard valves and start the pump.
2. Close vacuum breaker and brine drain valves to both stages.
3. Open both ejector suction valves.

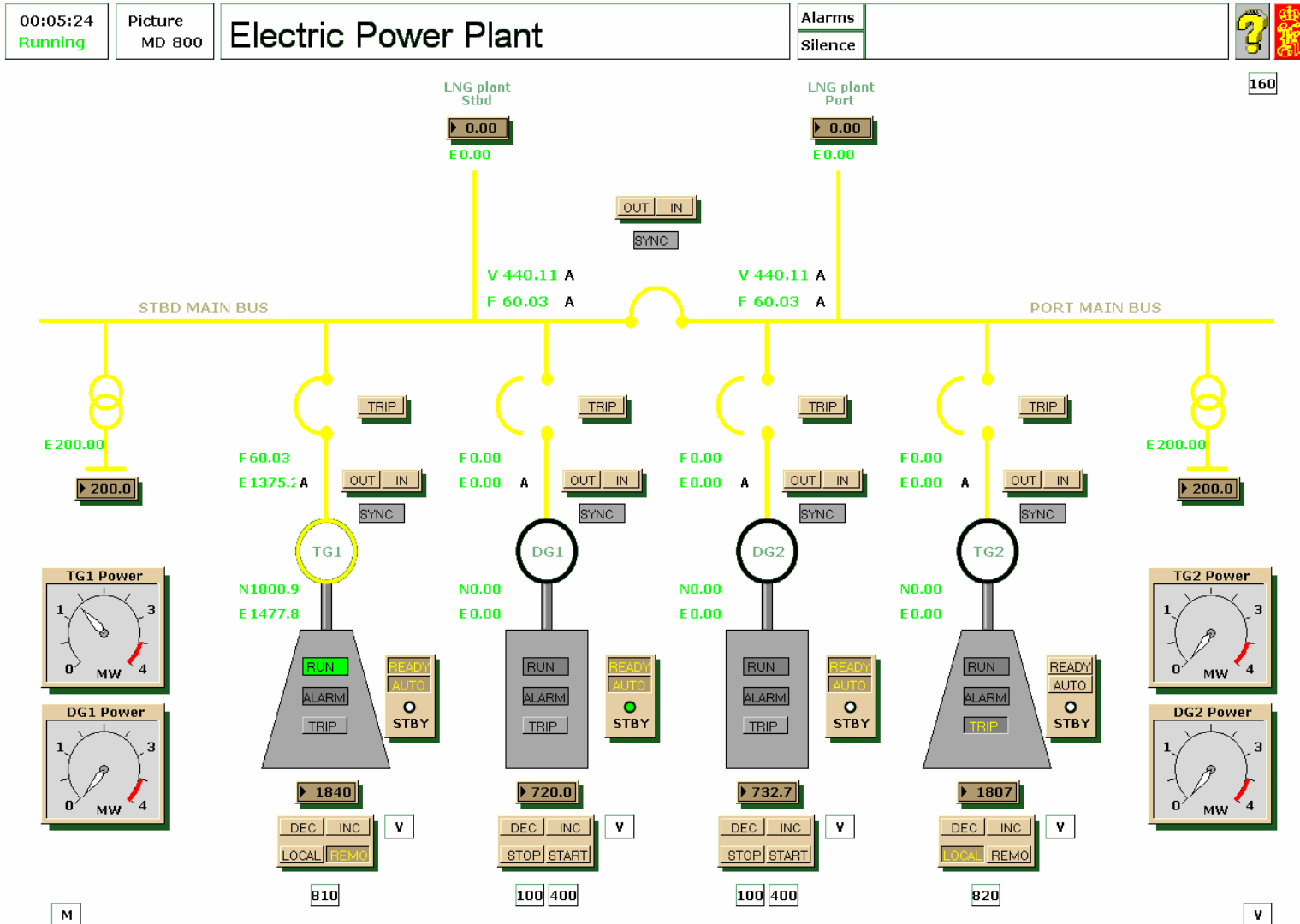
4. Open sea water feed valves to both stages.

When the vacuum has reached 90% in both stages:

5. Open the chemical dosage valves to both feeds.
6. Open condenser inlet and outlet valves, close the by-pass
7. Open steam supply valve from the LP bleeder
8. Adjust steam flow to maintain maximum brine temperature of 48°C in the first stage.
9. Open discharge valve and start drain pump when level is seen in 1st stage heater.
10. Open distilled water filling valve and distillate pumps discharge valves.
11. Select AUTO for salinity control and start distillate pumps when levels are seen in 2nd stage heater and condenser.

Stopping the Plant

1. Close LP bleeder steam supply valve.
2. When 1st stage heater is empty, stop drain pump and close discharge valve.
3. Stop distillate pumps when 2nd stage heater and condenser are empty, close discharge valves and distilled water tank filling valve.
4. Turn off salinity control.
5. Open main condensate line by-pass valve, close condenser inlet and outlet valves.
6. Close feed water chemical dosage.
7. Stop ejector pump and close feed valves, ejector suction valves, discharge valve and sea water inlet and overboard valves.
8. Open vacuum breaker valves and drain the heaters of both stages.



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.13 Electric Power Plant MD800

General Description

The electric power plant comprises;

- 2 Turbine generator
Rating: 450 volt, 3 Ph, 60 Hz, 3,450 kW
- 2 Diesel generators
Rating: 450 volt, 3 Ph, 60 Hz, 3,450 kW

One turbine generator is used during normal sea going conditions.

Two generators are required when:

- Manoeuvring with bow thruster in use
- Cargo loading
- Cargo discharging

All generators can be operated in parallel.

The main switchboard is divided into two parts. They can be operated independently, but are normally linked together by a bus tie breaker. One turbine generator and one diesel generator supply each switchboard.

Each switchboard supplies its respective group starter panel.

The LNG plant and 220v supply via transformer represent base loads set by the instructor.

A system for automatic restart of major pumps after black out is furnished.

The diesel generators are started/stopped by pressing Start or Stop push buttons. All auxiliary systems are assumed to be ready if no alarm is indicated.

The diesel generators can be set in automatic start/stop mode. "Ready" indicates that the generator is ready to accept transfer to automatic operations. This requires that the diesel oil supply is opened and that there is no alarm or trip present.

All main circuit breakers are equipped with semi automatic synchronising logics.

Starting a diesel generator:

1. Check the MDO tank outlet valve and supply valve are open.
2. Start generator and adjust the speed (if necessary) so its frequency is slightly higher than the bus bar.
3. Press the "in" push button. Observe that synchronising is occurring and breaker closes.
4. Place control in AUTO.

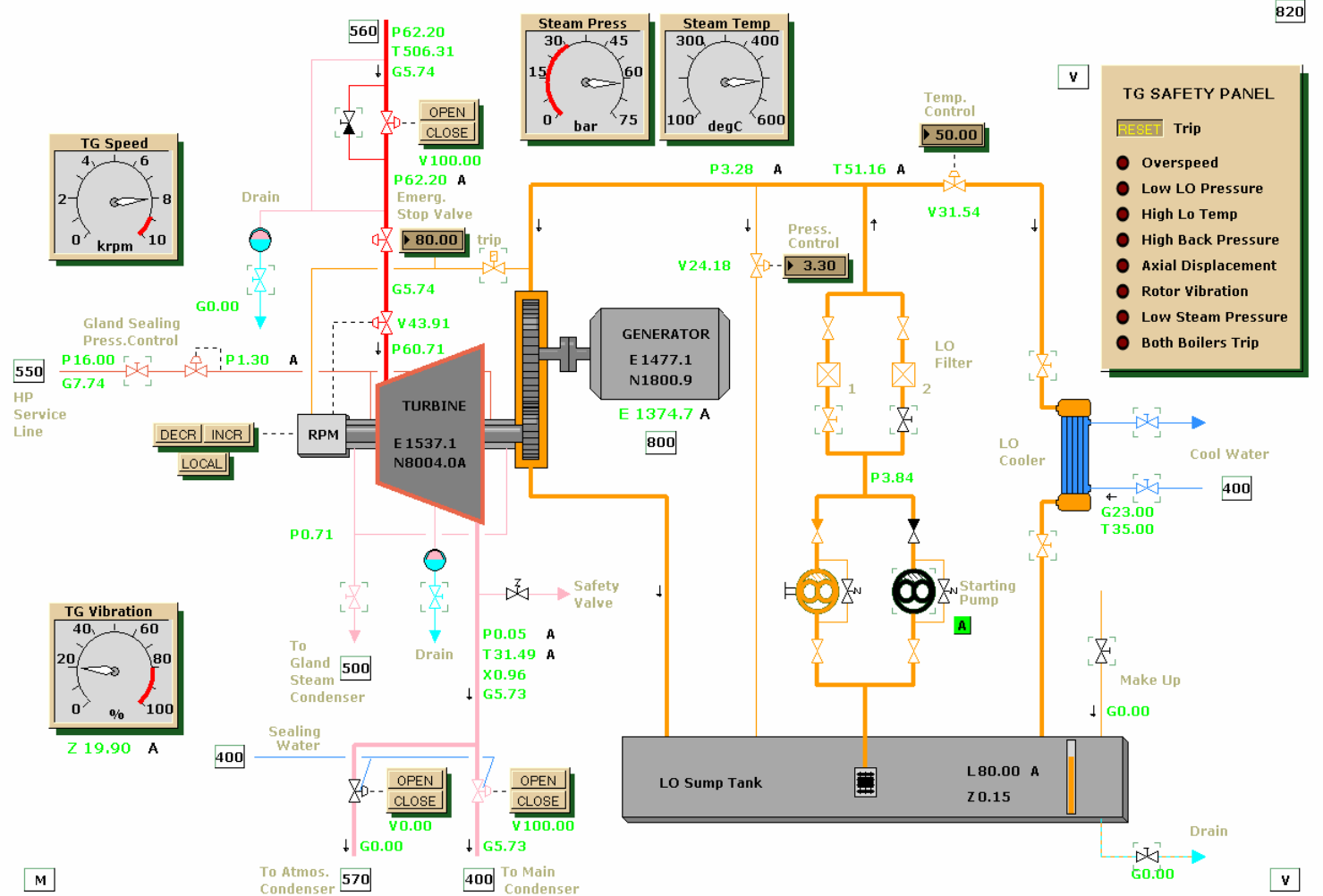
Power Management System

In auto mode a diesel generator will be started/connected or disconnected/stopped according to the overall power situation. If both generators are operated in auto, DG1 has master priority meaning DG1 is connected before DG2 at increasing load and disconnected after DG2 at decreasing load.

If a black out should occur and both generators are in auto, both generators are started immediately. DG1 attempts to connect. If DG1 fails to start or to connect, DG2 is connected.

The start/stop power limits can be seen and adjusted in the variable list.

00:05:30 Running	Picture MD 810	Turbo Generator no 1	Alarms Silence	 
---------------------	-------------------	-----------------------------	-------------------	---



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.14 Turbo Generator MD810

General Description

The two turbine generators are supplied with superheated steam at boiler conditions (60 bar, 510°C) and normally exhaust to the main condenser. In emergency conditions the exhaust can be led to the atmospheric condenser.

The turbines drive the generators through a single helical reduction single gearbox with forced lubrication.

The turbine speed is maintained at a constant 8,000 rev/min (pinion), corresponding to a generator speed of 1,800 rev/min by a mechanical hydraulic governor.

The turbine and gearing bearings are force lubricated by a shaft driven pump when the unit is at full speed, which takes suction from the built-in sump and discharges to the bearings, gears and control oil circuits.

The steam valve is maintained in the open position by the control oil and is tripped by venting the control oil to the sump, thereby closing the steam supply valve.

Prior to starting, and during the turbine run down period after the steam supply is shut off, an electrically driven lub. oil pump operates to supply oil to the systems.

When starting, the oil supplied to the control system opens the steam supply valve as well as supplying the bearings. When stopping, oil is supplied to the turbine and generator bearings as the turbine runs down.

The electrically driven lub. oil pump can be operated in the manual or automatic modes according to circumstances and requirements. Drains from the steam supply piping and turbine wheel housing keep the turbine free of water.

The axial position of the rotor is constantly monitored, with excess axial movement (from thrust bearing failure) tripping the turbine. Failure of this trip could allow the turbine blades and nozzles to come into contact. Also fitted is an excessive vibration monitor, which again will trip the unit preventing major mechanical damage. The generator is supported on two plain bearings. It is cooled through a closed LO circuit, with the temperature being maintained through a fresh water supplied cooler.

The turbo Generator is tripped by any of the following conditions:

- turbine overspeed
- axial displacement of rotor
- high vibration
- low lub. oil pressure
- high lub. oil temperature
- high back pressure

Lubricating Oil System

The lub. oil pumps take suction from the lub. oil sump, built into the base of the turbine generator.

The main oil pump is shaft driven, and supplies all the oil requirements when the turbine is running. The electric driven oil pump has an electrically driven motor and supplies control and lubricating oil before and after the shaft driven pump is delivering full pressure, and also if the shaft driven pump should fail in service.

Both pumps deliver into a common line, which provides pressure for the control oil and for the bearing and reduction gear lubrication. The main lub. oil cooler is the surface cooling shell and



tube type with cooling water supplied from the central cooling system. The oil temperature is maintained by a control valve, which allows oil to pass through the cooler, circulating the sump.

When the turbine is started the auxiliary (electrically driven) lub. oil pump is switched on. The pump builds up the oil pressure to allow the opening of the main stop valve steam regulating mechanism and, provided all other services and valves have been set, the turbine will run up to speed. As the turbine speed rises and the shaft driven lub. oil pump takes over the oil supply to the systems, the auxiliary pump will stop.

This electrically driven pump should be placed in automatic mode, and will start automatically should the main line oil pressure drops either as the turbine is slowing down or if there is a fault in main lub. oil pump. After the turbine has stopped and has been allowed to cool down, the auxiliary lub. oil pump can be switched off.

Control Oil System

The main stop quick closing valve trip oil cylinder, the speed governor, power cylinder and the over-speed trip have a continuous supply of oil to maintain their running positions. Should any of these trips be activated, the oil in the system is allowed to drain to the sump, so closing the main steam stop valve.

After tripping on over-speed, the trip must be manually reset, but only when the turbine speed has reduced below 75% of normal, to prevent damage to cut out pawl.

The constant turbine speed is maintained by controlling the amount of steam admitted to the turbine nozzles, so meeting the varying load demands imposed by the electric generator. The steam

regulating valve is controlled through a lever arm by the power cylinder, which amplifies a signal from the governor.

Steam System

The turbine generators are supplied with superheated steam from both boilers systems.

The steam to both turbines passes through a line stop valve, emergency stop valve and control valve, and then over the turbine stages driving the unit.

The exhaust steam is led to either the main condenser or atmospheric condenser, should circumstances require it.

Gland steam is supplied to both HP and LP ends of the turbine glands, supplied from the HP service line, ensuring no air leakage at the glands. Excess steam pressure at the turbine glands passes to the gland condenser.



Operating Procedure

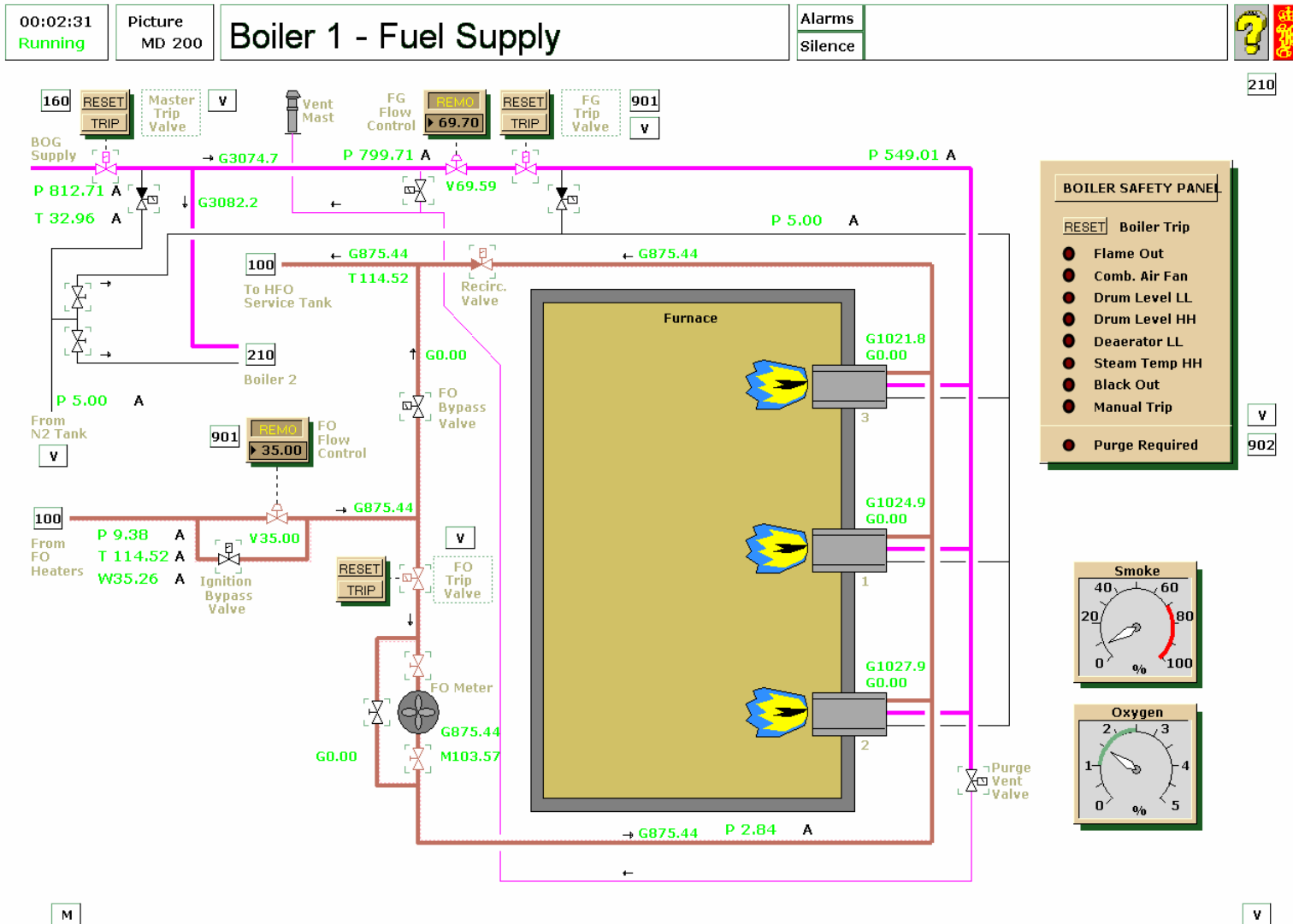
Starting

1. Confirm that the steam and power supply sources are available.
2. Check that the oil level in the sump tank is a normal as required.
3. Confirm that the main stop valve, exhaust valve, and the packing steam supply valves are closed.
4. Start the electrically driven auxiliary lub. oil pump. Confirm the oil supply to the bearings and gearing.
5. Ensure the line and casing drain valves are open to the bilge.
6. Open the gland steam shut off and extraction valves
7. Open the discharge line valve to the correct condenser ensuring the main turbine condenser vacuum is not affected.
8. When ready to start slowly open the main stop valve and allow the unit to turn. Increase the rev/min only slowly and allow the turbine to warm through as the superheated steam passes through it.
9. As revolutions increase, inspect the entire unit for lub. oil and steam leakage. Also monitor vibration levels. If any unusual vibrations occur, always stop the turbine and inspect the fault before restarting.
10. When up to full speed, the stop valve should be fully open. Shut all drains, ensure that the main lub. oil pump is taking the lubrication supply and that the auxiliary pump has cut-out.

11. Place the auxiliary lub. oil pump in auto-mode for starting if the lub. oil supply pressure drops.
12. Adjust the voltage and frequency if necessary. Synchronise the turbine speed with the on line unit and place it in parallel loading.
13. Allow the units to take similar loads and monitor them until steady loads are maintained.

Stopping

1. Remove the load from the generator to be stopped and when at 0 kW, open the circuit breaker.
2. Close the emergency stop valve and allow the turbine to slow down.
3. As the revolutions fall, and the lub. oil discharge pressure from the shaft driven lub. oil pump drops, ensure the auxiliary lub. oil pump starts to maintain the lub. oil flow.
4. When the turbine has stopped, close the discharge valve and the main steam line stop valve.
5. Close the gland steam shut off and extraction valves.
6. Ensure that LO supply is maintained until generator has stopped and cooled down.



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.15 Boiler – Fuel Supply MD200

General description

The supply of Fuel Oil and BOG to the main boiler is shown and information on the boiler trip state.

The burners are arranged in the roof of the furnace space.

In automatic combustion control mode, HFO, BOG, or a combination of both can be used.

Depending on boiler load one, two or three burners will normally be in operation at a time.

The HFO flow is controlled by a fuel oil control valve. The flow is measured by a fuel oil meter, which can be bypassed allowing for repair and cleaning of the meter. If the flow meter is out of operation the combustion control system must be operated manually.

Three valves are under control of the Boiler Safety System, the trip valve, the bypass valve and the recirculation valve.

At boiler trip, the trip valve is closed, the bypass valve opened and the recirculation valve opened.

When the trip is reset, the bypass valve is closed. The fuel oil will then circulate in the burner line and return to the HFO service tank. This allows for preheating of the fuel line. When the first burner is lighted-off, the recirculation valve is closed.

The Boiler Safety System trips the boiler on the following conditions:

1. flame out
2. combustion air fans stopped
3. low-low drum water level
4. high-high drum water level
5. deaerator low-low

6. steam temp high-high
7. blackout
8. manual trip activation

A boiler trip results in closing of the fuel oil trip valve and the fuel oil shut-off valves on the burners.

The manual trip can be activated from the engine control room

The boiler Gas line has individual trip valves for each boiler and a master trip valve in the main supply. The trip valves can be operated from the remote control panel.

The boiler Gas Trip will operate if the boiler trips, the gas pressure is too high or too low and if the Master trip valve operates.

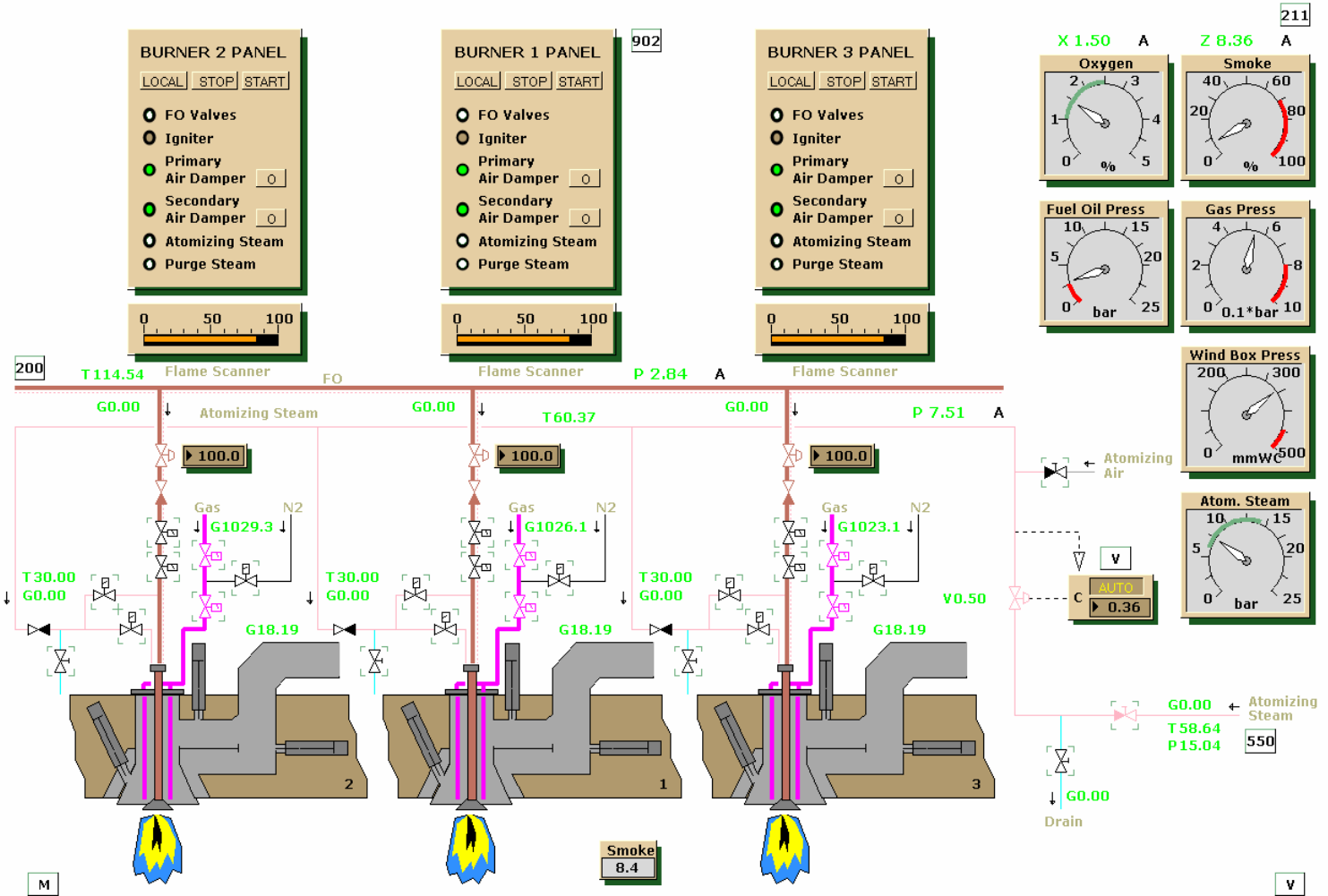
The Master Trip is activated by:

1. ESDS system activation
2. Gas Extraction fan failure
3. Gas leakage
4. ER Vent fan failure
5. ER ext fan failure
6. BOG temp too high or low
7. Fire alarm
8. Boiler FG trip
9. Boiler trip.

Nitrogen is supplied for purging of FG supply lines and to the burners on each boiler.

For the system to operate all trips must be reset and controls in remote.

00:02:38 Running Picture MD 201 **Boiler 1 - Burner System** Alarms Silence ? 



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.16 Burner System MD201

General Description

The boiler's three burners can be "locally" operated at the burner control panels.

Each burner is equipped with the following main components:

- burner lance
- electric igniter
- primary air damper
- secondary air damper
- fuel oil shut-off valves
- gas shut off valves
- atomizing steam supply valve
- HFO flow adjust valve
- Nitrogen purging
- Steam purging
- flame detector

The HFO burner lance requires atomizing steam. For initial warming using DO then atomising air is available.

Control can be transferred from REMOTE to LOCAL or vice versa at the burner control panel.

To light-off a burner, press the START- button and the following light-off sequence will be executed:

- primary air damper opened
- igniter inserted and excitation turned on
- fuel oil valves 1 and 2 opened
- igniter de-energized and retracted when flame detector is activated
- secondary air damper released

If flame is not detected within the prescribed time, the burner is shut down.

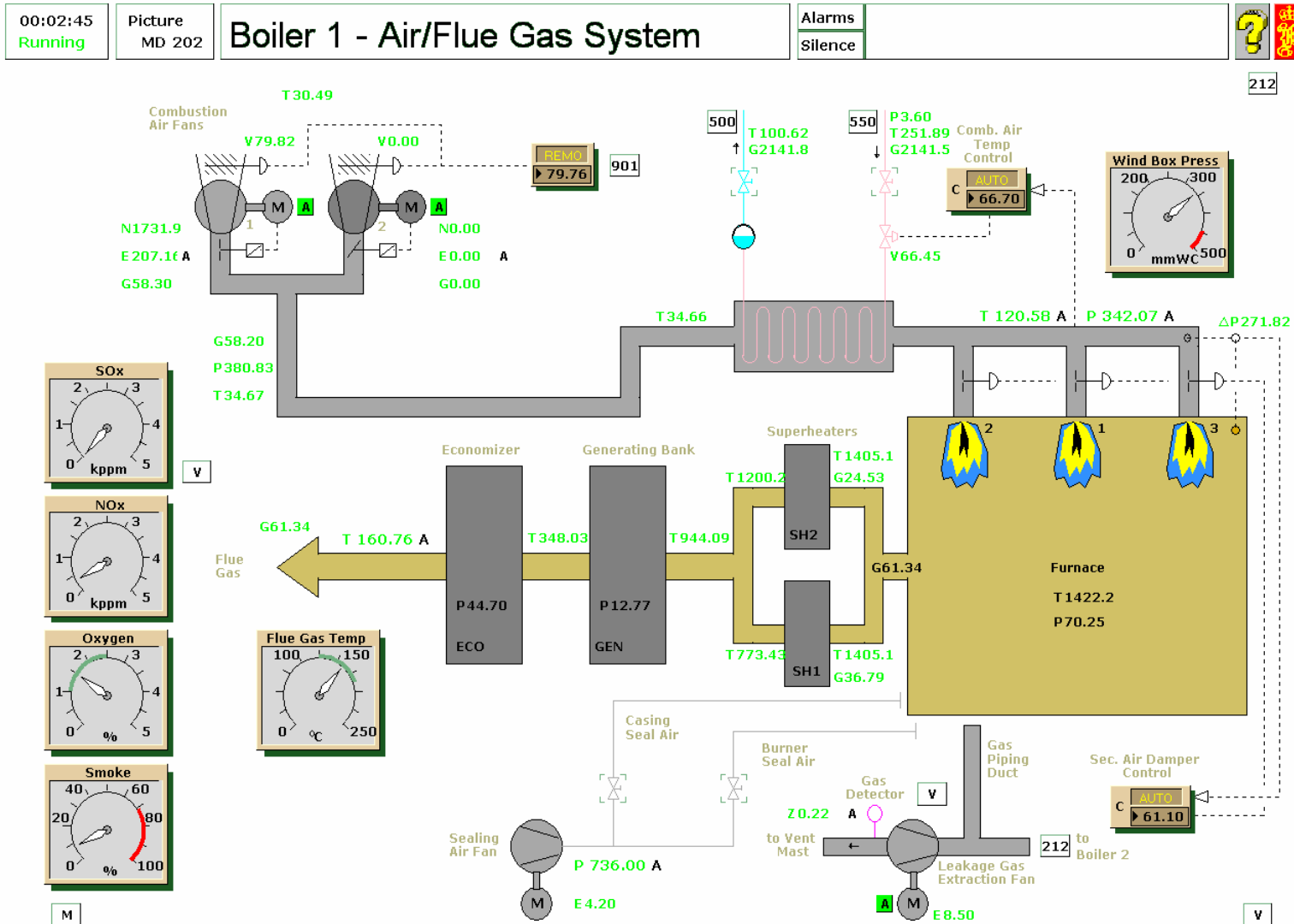
The only inhibiting signal for local operation of the burner is boiler trip. It is the operator's responsibility to purge the boiler properly before light-off and to have the combustion air fan damper and the fuel oil control valve in the correct positions.

To shut down a burner, press the STOP-button and the fuel oil valves and the air dampers will close. The firing rate can be adjusted by the manually operated fuel oil adjust valves.

During automatic (remote) control on HFO, the HFO adjust valve should be left fully open.

The flame detector signal will reflect the stability and quality of the fuel combustion.

Supply of sealing air is required to avoid fouling of the flame detectors lens system.



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.17 Air/Flue Gas System MD202

General Description

The drawing shows the flow of air and flue gas, from forced draft fan inlet to tube stack uptake duct.

Air is:

- entering the forced draft fans
- preheated in the air preheater
- mixed with fuel and burned in the furnace space to flue gas.

Flue gas is:

- radiating heat to the furnace walls and superheater
- cooled by convection heat transfer in the steam generating tube bank and the superheater
- cooled further in the feed water economizer

Forced Draft Fans

The air flow is controlled by air dampers on the suction side of each fan.

The damper is normally controlled by a signal from the combustion control system, but direct, manual position control is provided for when the damper control selector is set to LOCAL.

The forced draft fans are modelled with flow characteristics dependent on suction air damper position in a manner which is typical of large, centrifugal fans.

The electric power consumption is computed. The drive motor can be overloaded. The forced draft fans represent very heavy consumers on the electric power system.

The discharge shut-off damper is automatically opened/closed according to whether motor is running or not.

Air preheater

The air preheater is of the steam heated type steam being supplied by the back pressure system.

Secondary air damper control

Contrary to the function of the primary air dampers, the position control of the secondary air dampers is modulating in function.

The burner management system releases the secondary air dampers control. The actual damper position is controlled by the differential pressure between the air box and the furnace.

A common differential pressure controller controls all secondary air dampers.

The secondary air dampers will open (slowly) at wind box differential pressure above a set limit.

The air damper controller is not included in the boiler remote control system.

Sealing air system

The sealing air system is somewhat simplified. It comprises a sealing air fan and sealing air supply lines to boiler casing and burners.

Correct sealing air pressure is required for automatic burner control (is part of the "pre-set condition" requirement). Lack of sealing air will make the flame detectors unreliable.

Leakage Gas Extraction.

All gas piping and associated valves to the engine room are contained in the gas piping duct. When operating on Gas the leakage gas extraction fan must be running to vent the gas piping



ducting. A gas detector automatically trips the master FG valve should leakage occur.

Prepare light-off of Main Boiler

- Check boiler drum level
- Open drain valves and vent valve
- Line up sealing air line and start sealing air fan
- Start forced draft fan
- Set Forced Draft Fan control in REMOTE
- Burners in REMOTE
- Start boiler air purge MD902

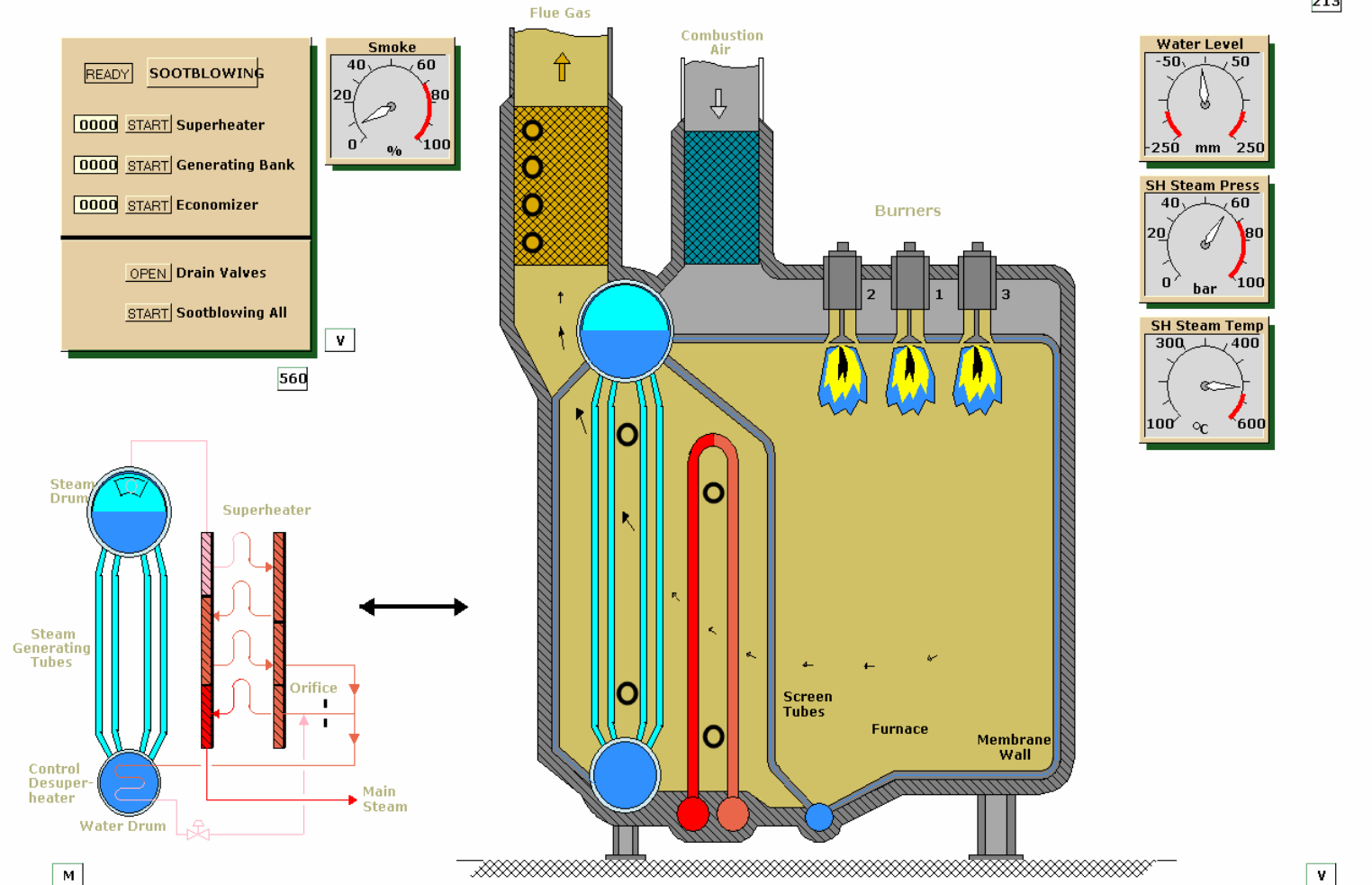
Light Main Boiler

- Boiler Safety trips must be clear
- Atomising air open for DO operation, steam for HO operation.
- After PURGE is complete
- Burner in LOCAL
- START burner.

<This page is intentionally left blank>

00:02:52 Running	Picture MD 203	Boiler 1 - Heating Surfaces	Alarms Silence	 
---------------------	-------------------	------------------------------------	-------------------	---

213



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.18 Heating Surfaces MD203

General Description

Furnace

Roof fired with membrane walls

The mean combustion temperature in the furnace will be based on:

- fuel consumption and air temperature
- removed energy by heat radiation to water panel walls, screen tubes and superheater sections
- cooling of gas by direct wall tube/screen tube contact.

Superheater

The superheater consists of two parts. After the steam is heated in the first section (SH1), some of the steam flow is directed to the control desuperheater in the steam drum, and cooled before heated in the second superheating section (SH2) to final steam temperature.

Corresponding metal temperatures in the front tubes of section 1 and section 2 will be computed.

The heat transfer on the steam side decreases strongly by reduced steam flow or low steam pressure. This may cause unacceptable high metal temperatures and possibly superheater damage (leakage).

Steam Generating Tube Bank

Heat transfer in the bank of steam generating tubes following the superheater sections is modelled, based on mean tube surface temperature, gas flow and temperature, and heat transfer coefficients.

Fouled tubes will be reflected in reduced heat transfer, leading to decreased steam generation and increased gas temperature leaving the generating bank and increased superheated steam temperature. In addition, the flow resistance (draft loss) will increase.

Economizer

The mean metal temperature at inlet and outlet and final feed water temperature will be computed.

The gas pressure drop is computed, depending on gas flow, gas temperature and degree of surface fouling.

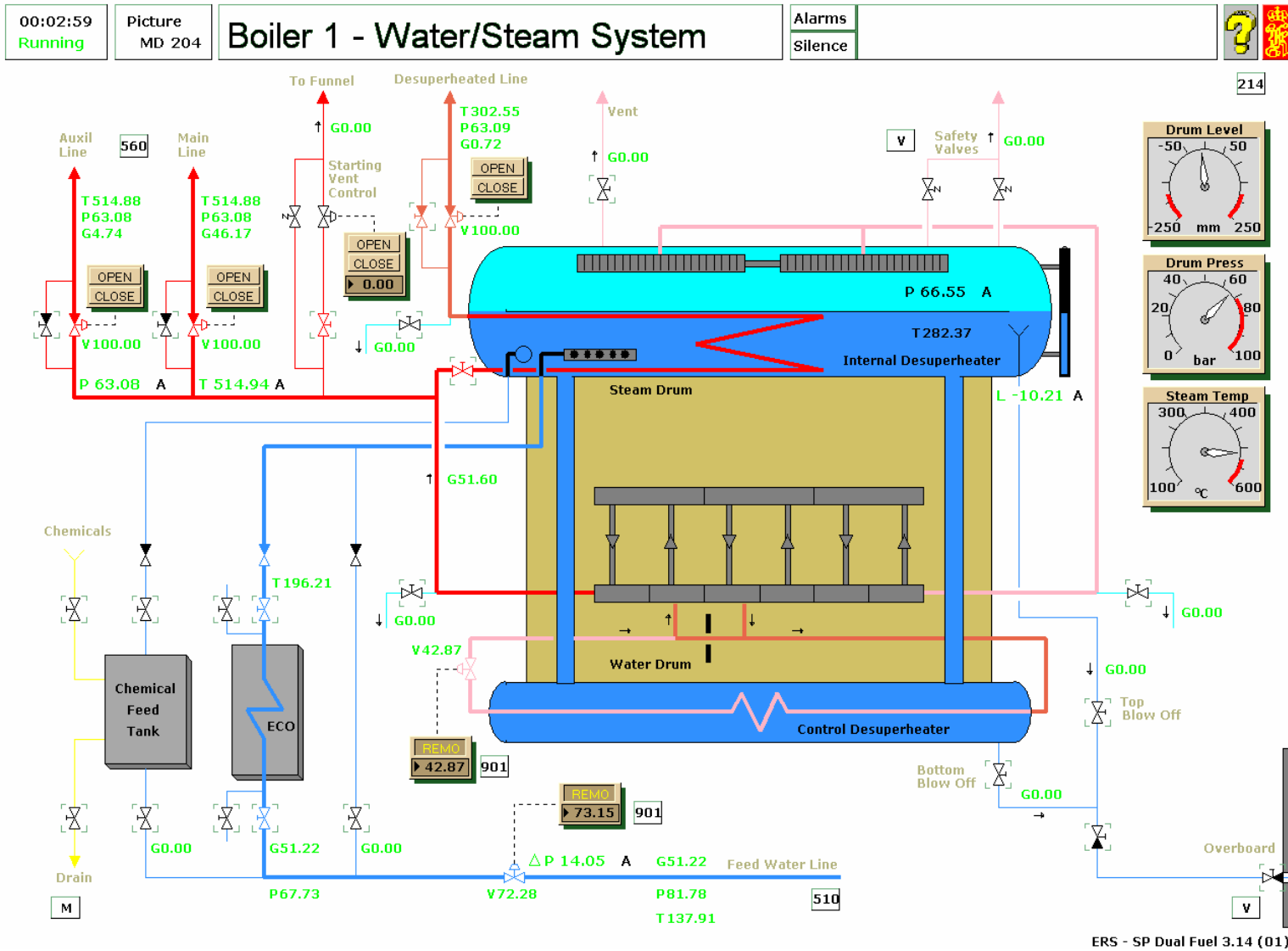
Soot blowing

The superheater, steam generating tube bank and economizer are all equipped with retractable soot blowers.

The soot blowing equipment or its control system is not modelled in any detail. Soot blowing is simulated starting on selected heat surface by pressing the corresponding button displayed on the soot blowing panel.

Steam supply must be opened in advance.

The steam consumption and the time required for a soot blowing sequence will be realistic. After completion the soot blown heat surfaces are clean.





1.19 Water/Steam System MD204

General Description

The feed water flow from the Deaerator is controlled by the feed water control valve. Its valve position can be set directly in LOCAL control. REMOTE control is from the boiler control panel. The feed water is preheated in the economizer. This unit can be bypassed if necessary.

A tank for adding chemicals to the boiler water, and a separate chemical feed line to the water drum, is included.

The steam drum is equipped with two separate safety valves, as required by safety regulations. It contains necessary water/steam separating cyclones and a control desuperheater for control of final steam temperature.

From the water/steam separators in the steam drum, saturated steam enters the first superheater section, SH1. The steam flow is then divided, some is going to the control desuperheater for cooling, and some is flowing through the flow control orifice plate directly to the second superheater section, SH2.

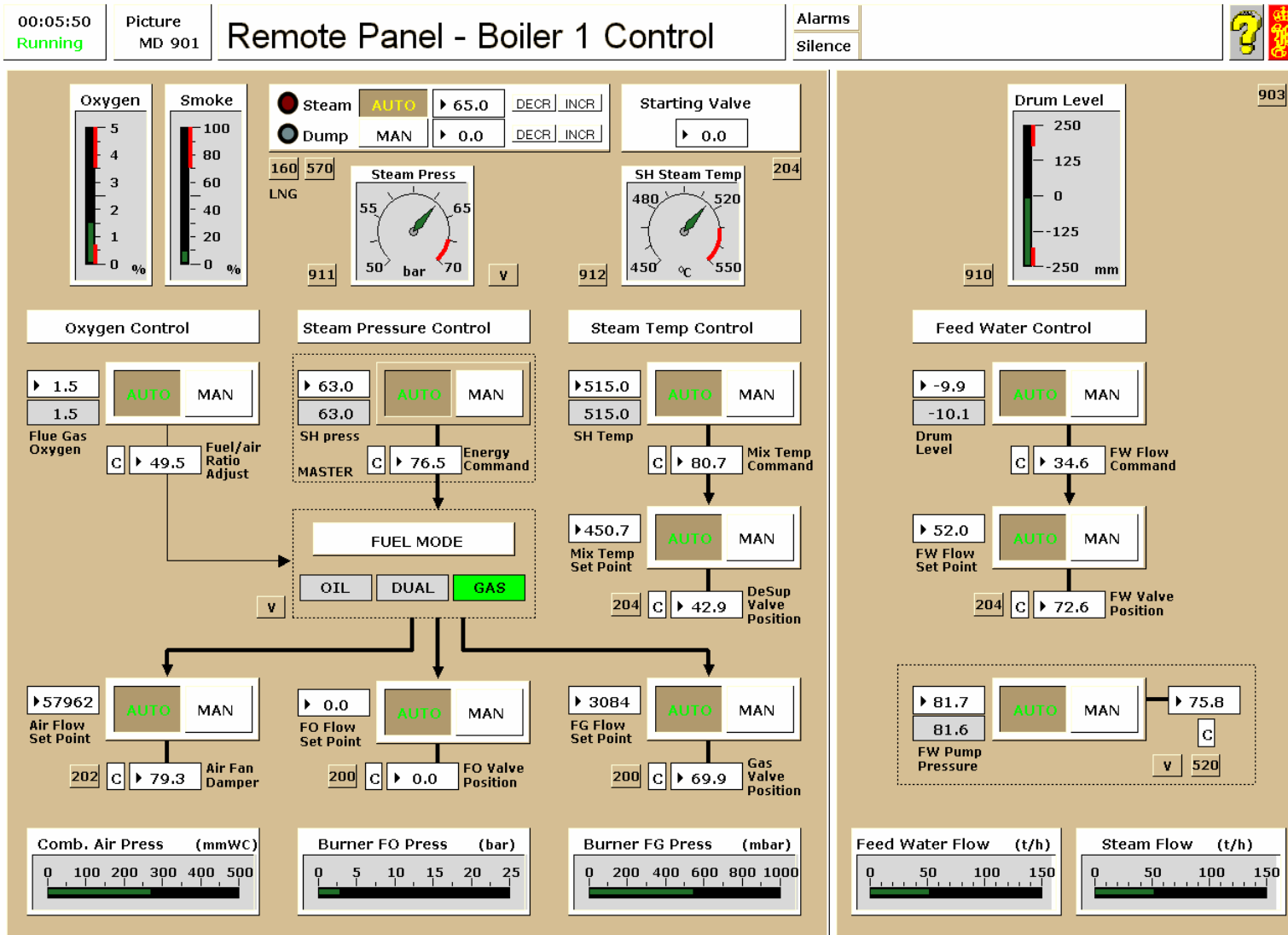
The automatic controlled steam temperature valve adjusts the flow to the steam desuperheater so the steam temperature at the second superheater section outlet is correct.

Both superheater sections can be drained.

The water drum contains the internal desuperheater. From this desuperheated steam is supplied to the LP steam generator, to the back pressure system and to soot blowing of main boiler.

When warming through, a vent is available from the superheater outlet to ensure flow at all times.

Valves for bottom blow off or top (surface) blow off are included.



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.20 Remote Control Panel - Main Boiler MD901

Description

The main boiler is normally remotely controlled from the panel shown.

The control systems that are displayed on drawings

The controllers are grouped according to which area of control they relate to:

- combustion control (SH outlet pressure)
- feed water control (steam drum level)
- steam temperature control (SH outlet temp)

Each controller can be set in manual or automatic control mode. The output of the controller is displayed in the window after the A/M selector. In manual mode, controller output signal is simply entered in the display window.

The set-point of each (master) controller is displayed and can be changed.



All controlled variables and important auxiliary variables are shown on analogue instruments.

The ability to dump excess steam is available. This may be required when operating on BOG. In order to maintain the cargo tank pressure the BOG can be burnt off in the boiler, if the rate of gas production is excessive the Steam Dump will control the boiler pressure enabling the excess gas to be burnt.

00:05:55
Running
Picture MD 902

Remote Panel - Boiler 1 Burners

Alarms
 Silence

BOILER AIR PURGE

START
0.0

- Purge Required
- Purge In Progress
- Purge Complete

BURNER MANAGEMENT

AUTO READY
AUTO
MAN
 AUTO FAIL

FUEL MODE

OIL
DUAL
GAS

FO
FO+F
FG

FO Back-Up RESET
 Maneuvring

BOILER SAFETY

EMERG TRIP
V

- Boiler Trip
- Superhtr. Safety Vlv
- St.Drum Safety Vlv 1
- St.Drum Safety Vlv 2
- Boiler FO Trip Vlv
- Boiler FO Bypass Vlv
- Boiler FO Rec. Vlv

BURNER 2

OIL BURNER ON
GAS BURNER ON

FO
READY
STOP
START

FG
READY
STOP
START

- Fuel Oil Valves
- Fuel Gas Valves
- Igniter
- Air Dampers
- Atomizing Steam
- Purge Steam
- Purge N2

BURNER 1

OIL BURNER ON
GAS BURNER ON

FO
READY
STOP
START

FG
READY
STOP
START

- Fuel Oil Valves
- Fuel Gas Valves
- Igniter
- Air Dampers
- Atomizing Steam
- Purge Steam
- Purge N2

BURNER 3

OIL BURNER ON
GAS BURNER ON

FO
READY
STOP
START

FG
READY
STOP
START

- Fuel Oil Valves
- Fuel Gas Valves
- Igniter
- Air Dampers
- Atomizing Steam
- Purge Steam
- Purge N2

BOILER GAS HEADER

PURGE
0.0

- Boiler FG Trip RESET
- Boiler FG Vent Valve
- Boiler N2 Purg Valve
- Boiler FG Trip Valve

CLOSE
OPEN

MASTER GAS SUPPLY

PURGE
0.0

- Master FG Trip RESET
- Master FG Vent Valve
- Master FG Purg Valve
- Master FG Trip Valve

CLOSE
OPEN

FLAME
Flame Scanner

FAIL

FLAME
Flame Scanner

FAIL

FLAME
Flame Scanner

FAIL

ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.21 Remote Control Panel - Burner Management MD902

Description

Light-off or shutdown of burners will normally be done from this panel.

A burner light-off initiated from the remote panel, requires that all pre-set conditions must be satisfied, before light-off is allowed.

Pre-set conditions are:

- Fuel oil pressure correct
- fuel oil temperature correct
- atomizing steam/air pressure correct
- control air pressure correct
- sealing air pressure correct

In addition, any boiler trip must be reset if activated. This has to be done at the boiler local safety panel.

Before light-off of the first burner the boiler furnace has to be air purged for safety reasons. A separate purge logic system is available for that purpose.

The purge system automatically opens all air dampers on the boiler and sets the forced draft fan damper signal to a proper (high) purge value. It also sets the fuel control valve signal to a proper light-off value.

When the purge time is elapsed and sufficient air flow registered, the air dampers are closed and the forced draft fan damper signal set to light-off value.

The burner management system has two modes of operation, manual or automatic. In manual mode, each burner light-off or

shutdown has to be initiated by pressing the START or STOP push button of the burner in question.

In automatic control mode, the boiler is operated with up to three burners in service, according to load. Controlling signals are steam pressure, oil flow and master demand signal.

If a burner in operation loses its flame signal, it will be shut down and flame failure indicated. The failure indication has to be acknowledged at the panel before the burner can be remotely started.

The fuel type can be selected, OIL, DUAL or GAS.

To use Dual or Gas the requirements for the resetting of the Master and Boiler FG valves' trips must be met.

The burners must be in AUTO

Open the Master and Boiler FG valve and select Dual Fuel mode. When the burners are operating in Dual mode they can then be change to FG only.

After shutting down Dual or FG operation the gas lines must be purged.

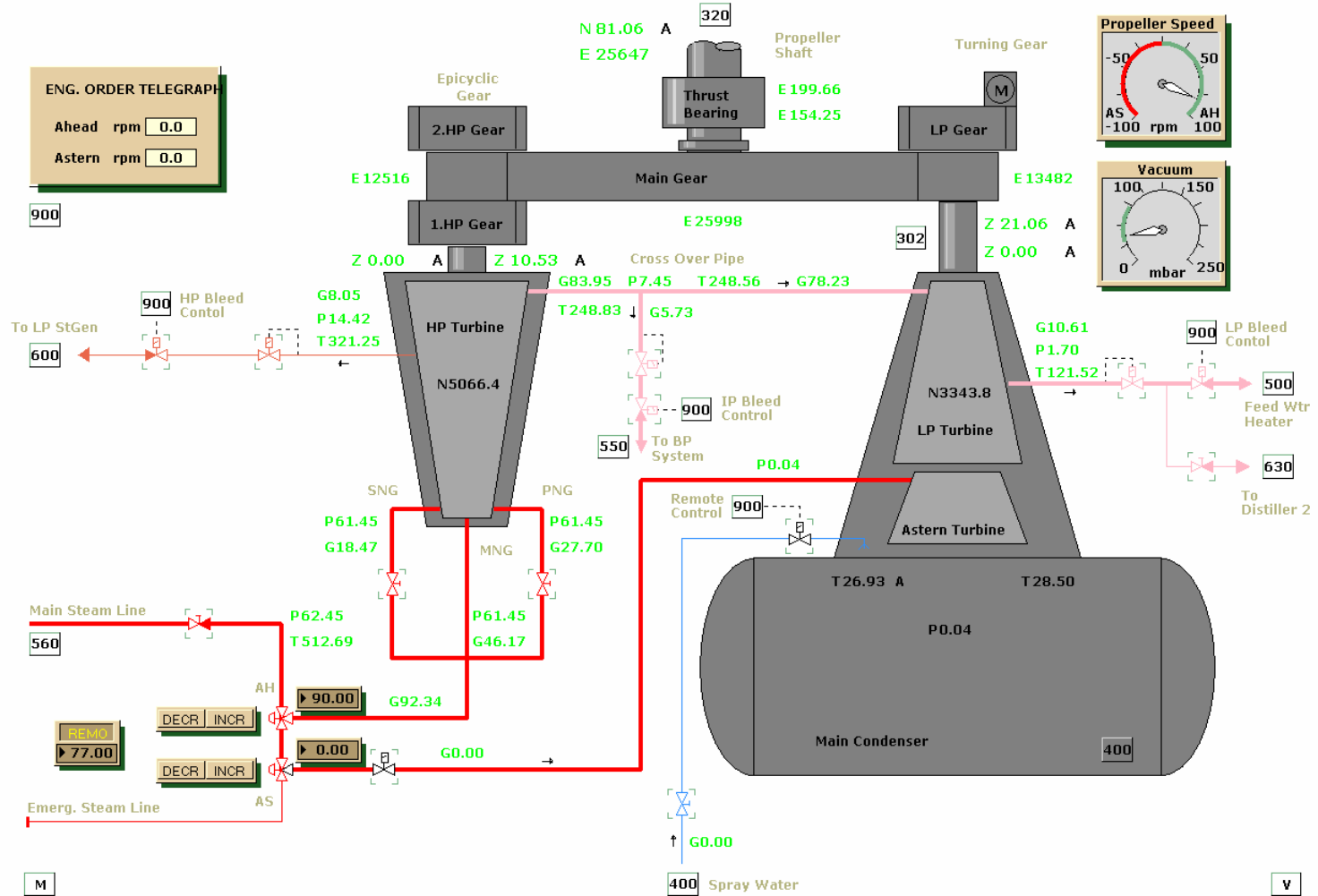
A section on the panel is related to boiler safety.

In cases of emergency, the boiler can be tripped and the supply valve to the main steam line shut-off.

Boiler trip and boiler safety valve status are indicated, also the fuel oil trip valve and the fuel recirculation valve positions.

When running in DUAL or FG mode a boiler trip will automatically purge the gas lines.

00:03:40 Running	Picture MD 300	Main Turbine - Throttle Contr. Syst.	Alarms Silence	 
---------------------	-------------------	---	-------------------	---



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.22 Main Turbine - Throttle Control System MD300

Description

The ahead and astern throttle valves are normally controlled from the turbine remote control panel.

In LOCAL control the operator has direct control of the ahead and astern valve positions by decrease/increase commands.

The starboard and port nozzle group of the HP turbine can be opened or closed manually.

Isolating valves shut-off the main and emergency steam supply.

There are steam bleeders on both the HP and the LP turbine and Intermediate from the cross over pipe.

The control of the bleeder valves is automatic or manual from the remote panel.

The HP bleeder supplies steam to the LP steam generator.

The Intermediate bleeder supplies steam to the Back pressure system.

The LP bleeder supplies steam to the LP feed water heater and to the Condensate cooled distiller.



The drawing shows how the HP and LP turbines are coupled to the propeller shaft via the main reduction gear.

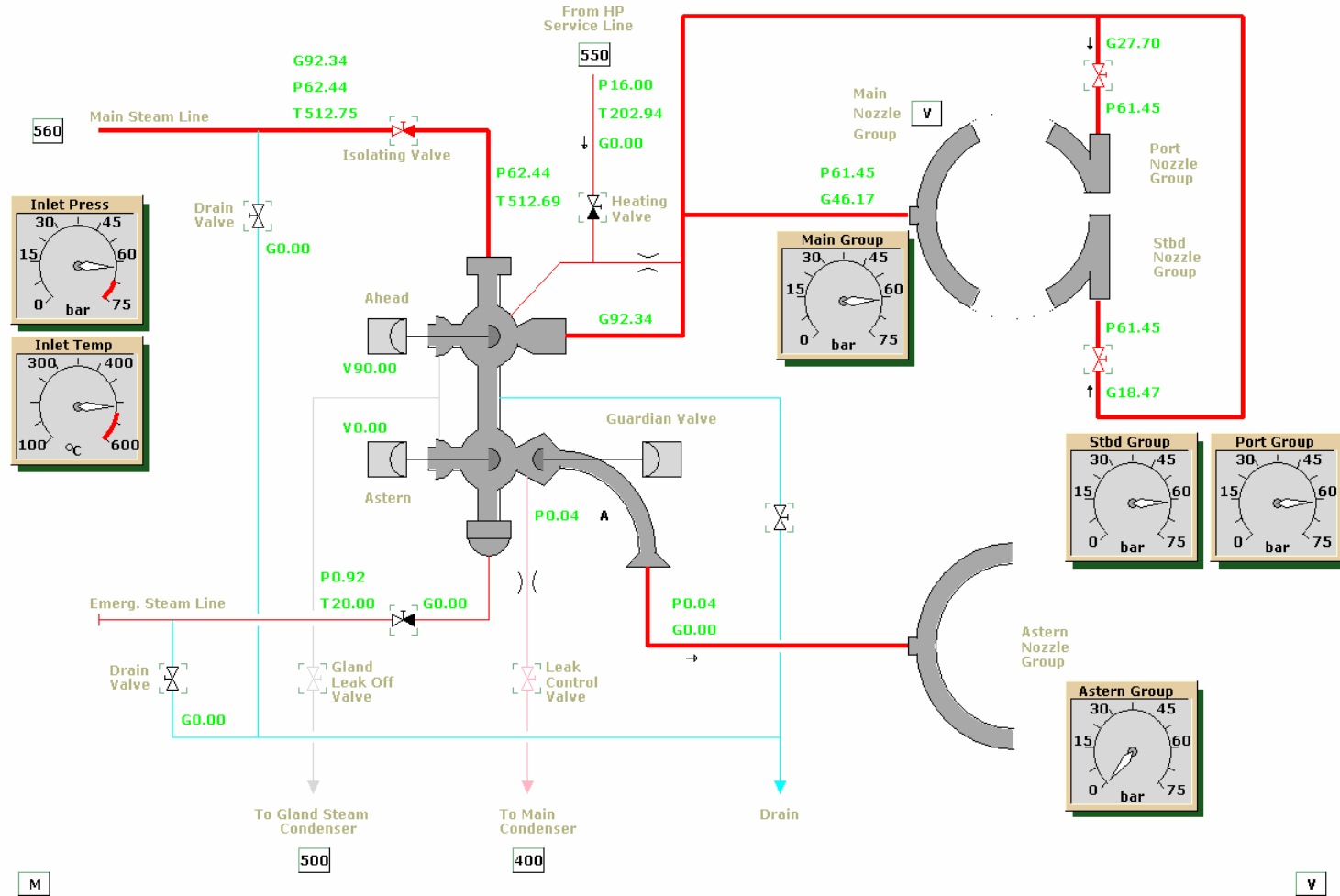
The reduction gear is of the epicyclical type.

The speed reduction from the HP turbine is in three stages, the speed reduction from the LP turbine in two stages. The torque from the turbines is transferred through the main gear wheel to the propeller shaft.

The thrust from the propeller is transmitted to the ships hull by the thrust bearing. The thrust bearing is lubricated from the main gear lubrication oil system.

A hydraulic turning gear, driven by an electric motor, can be engaged to the LP reduction gear end. The turning gear is operated during short stand still periods for lubrication of the gear and temperature distribution on the turbines.

00:03:46 Running	Picture MD 301	Main Turbine - Drain/Heat System	Alarms	 
			Silence	



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.23 Main Turbine - Draining/Heating System MD301

Description

The drawing shows details of the governing valve assembly and nozzle ring groups and valves to be used for heating and draining before start of the turbine.

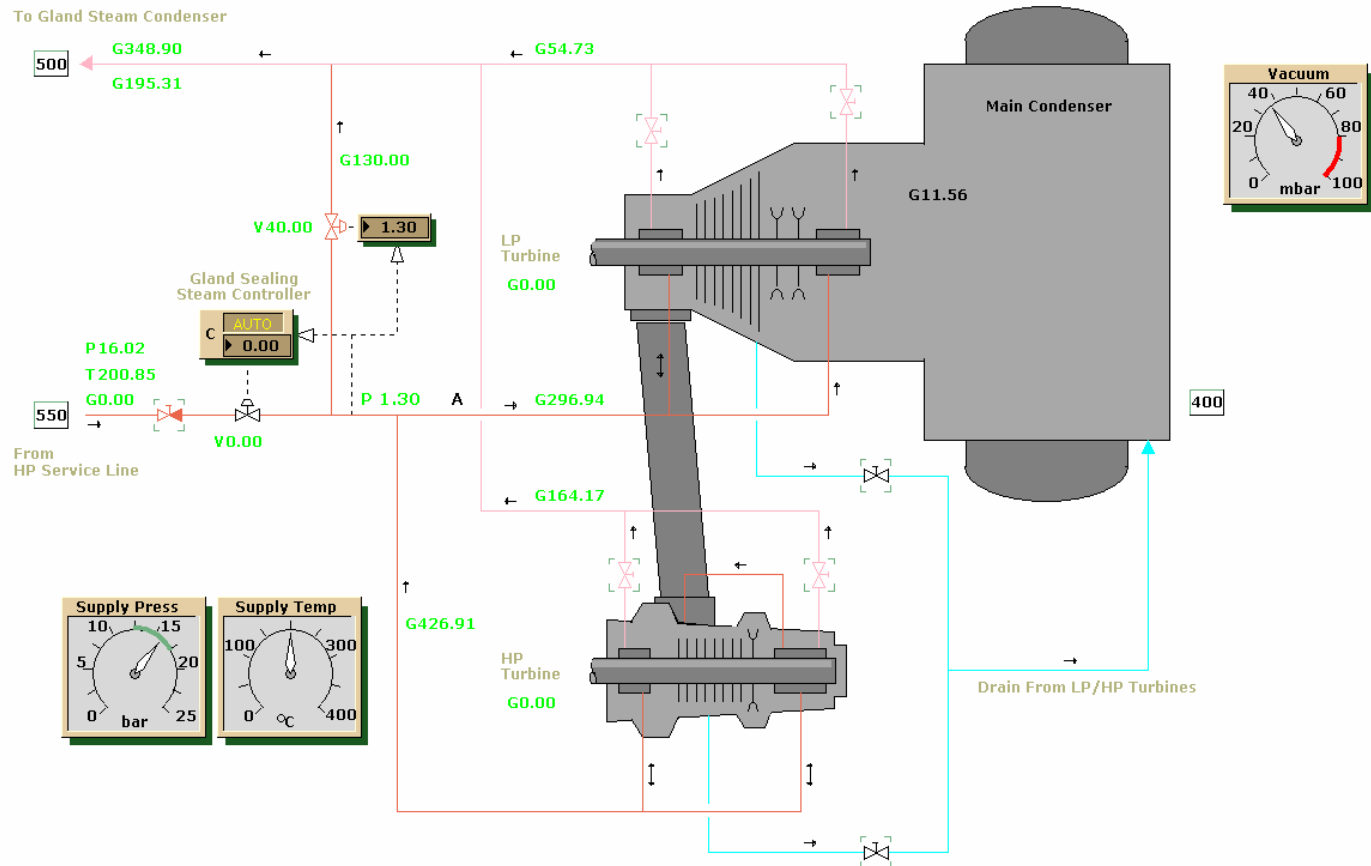
Drain valves are provided for draining of the main and emergency steam line and for the governing valve assembly casing.

The leak control valve is for venting of possible steam between the astern control valve and the guardian valve. A pressure build up in the space between these valves indicates a leaking astern valve.

High pressure signal inhibits the opening of the ahead valve.

Before the automatic cycling program for preheating of the turbines is started, the nozzle groups should be preheated by using the bypass heating valve shown.

00:03:52 Running	Picture MD 302	Main Turbine - Gland Sealing Syst.	Alarms Silence	 
---------------------	-------------------	---	-------------------	---



M

V

ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



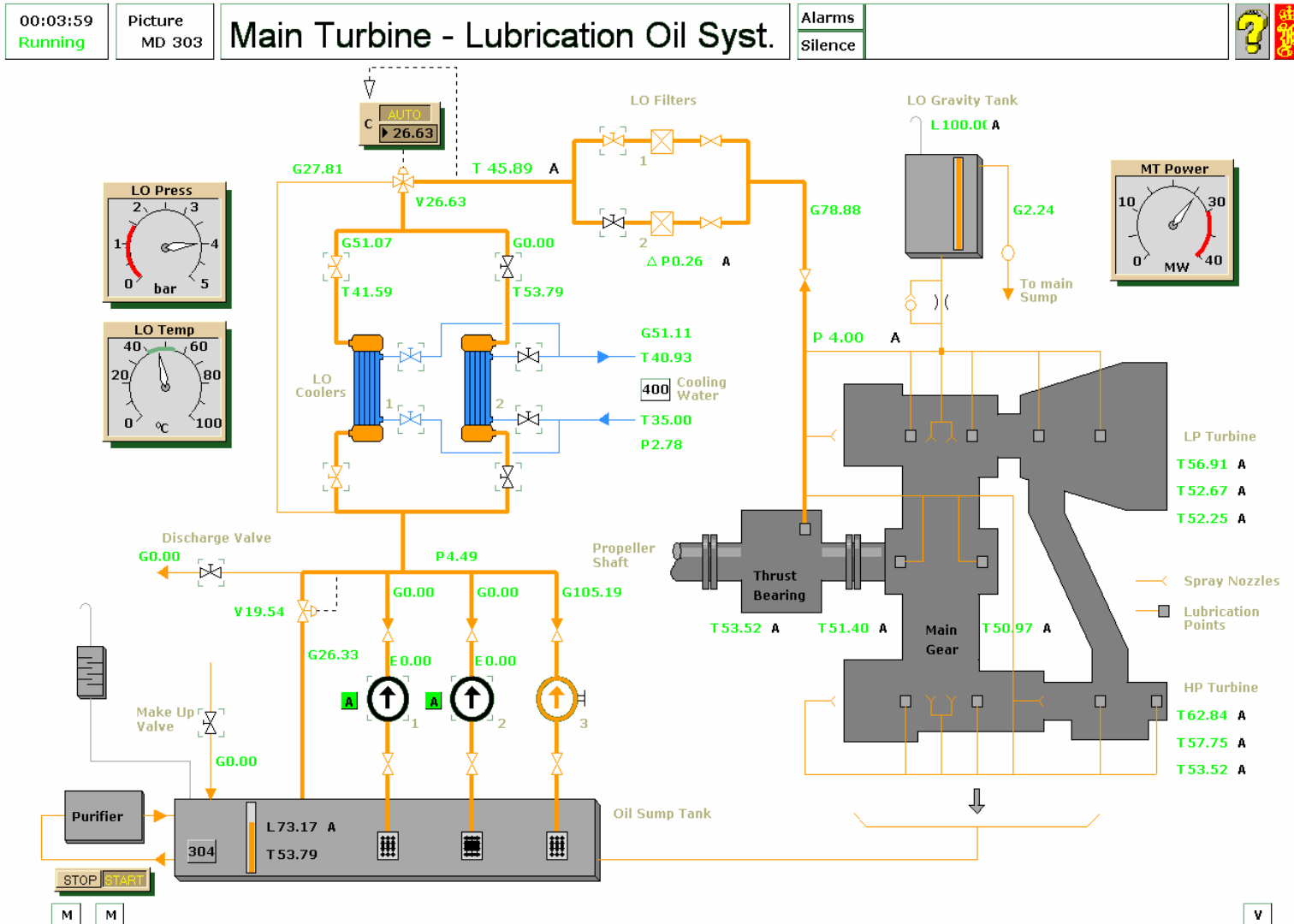
1.24 Main Turbine - Gland Sealing System MD302

Description

Gland sealing steam is supplied from the HP service line. The pressure is controlled by a supply valve and bypass direct to the Gland Steam condenser.

Before start-up, the gland exhaust shut-off valves must be opened, one at each bearing.

Valves for draining of the LP and HP turbine casing must be open during turbine warm up.



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.25 Main Turbine - Lubrication Oil System MD303

Description

The LO system comprises:

- sump tank
- pumps
- coolers
- filters
- gravity tank
- lubrication points on the turbines and gear
- oil supply to the thrust bearing

Valves for oil filling or discharging are provided for.

A purifier for cleaning and preheating of the lub oil is indicated.

Normally one electric LO pump operates in parallel with the shaft driven pump. The discharge pressure after the pumps is controlled by a pressure relief valve.

Two fresh water cooled oil coolers are provided.

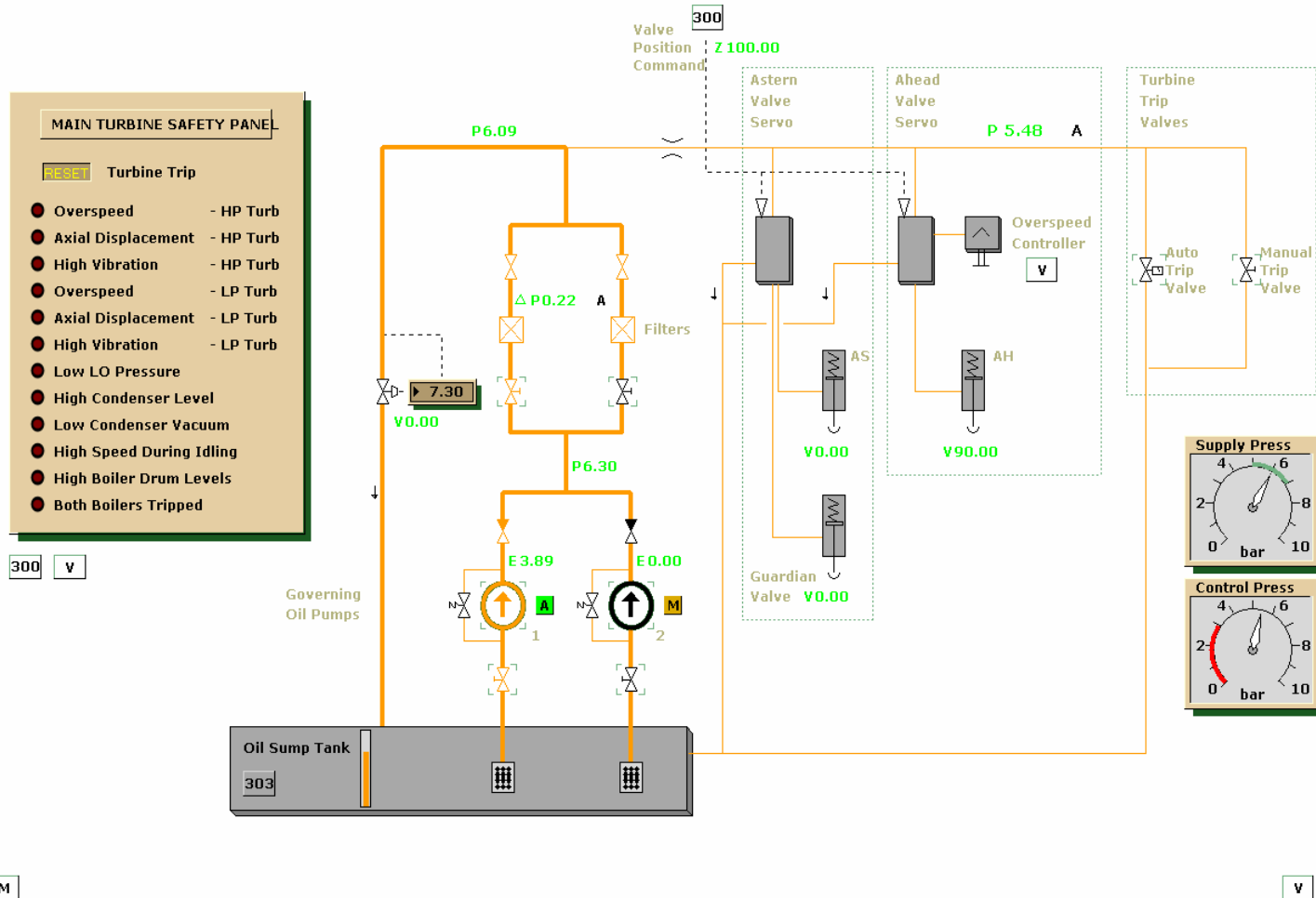
The oil temperature is controlled by a thermostatic control valve placed after the lub. oil coolers.

Before the oil enters the distribution pipe on the turbine casing it passes through a duplex oil filter.

From the distribution pipe, lubrication oil is supplied to LP and HP turbine bearings, to reduction gear and to the thrust bearing. The lubrication points and spray nozzles are indicated on the drawing.

There is an emergency LO gravity tank, which is capable of lubricating the turbine and gear bearings during the stopping period in case of failure of the normal oil supply.

00:04:06 Running	Picture MD 304	Main Turbine - Safety System	Alarms Silence	 
---------------------	-------------------	-------------------------------------	-------------------	---



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.26 Main Turbine - Safety System MD304

Description

The safety system and the operation of ahead and astern manoeuvring valves require governing oil at adequate pressure.

The governing oil is supplied by a pair of governing oil pumps. The pumps are electrically driven and have suction from the common LO service tank .

The governing oil pressure is set by a pressure relief valve.

The guardian valve is automatically opened when the astern valve servo is opening. A simultaneous opening of the ahead and astern valve is inhibited.


The servo oil pressure is reduced to zero if the trip system is activated, causing the steam throttle valves to close.

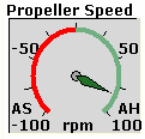
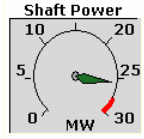
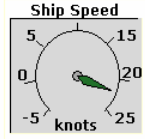
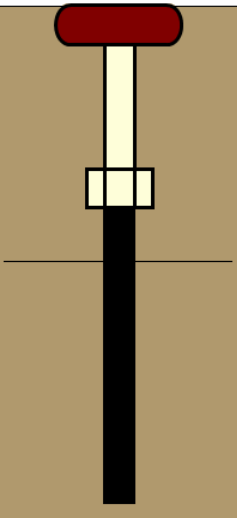
The trip system is including three basic parts:

- overspeed relay, set by an emergency overspeed governor
- automatic trip valve
- manually operated trip valve

The cause of a main turbine trip will be indicated on the turbine safety panel. The same information is indicated on the remote control panel of the main turbine.

Any turbine trip has to be reset locally.

00:05:44 Running Picture MD 900 **Remote Panel - Main Turbine** Alarms Silence ? 

<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Ahead Turbine Pressure</td><td>61.4</td><td>bar</td></tr> <tr><td>Governing Stage Press</td><td>41.5</td><td>bar</td></tr> <tr><td>Astern Turbine Press</td><td>0.0</td><td>bar</td></tr> <tr><td>Astern Turbine Temp</td><td>26.9</td><td>°C</td></tr> <tr><td>HP Turbine Vibration</td><td>10.5</td><td>%</td></tr> <tr><td>LP Turbine Vibration</td><td>21.1</td><td>%</td></tr> </table> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>HP Service Line Press</td><td>16.0</td><td>bar</td></tr> <tr><td>BP Exhaust Line Press</td><td>3.6</td><td>bar</td></tr> <tr><td>HP Bleed Pressure</td><td>14.4</td><td>bar</td></tr> <tr><td>IP Bleed Pressure</td><td>7.4</td><td>bar</td></tr> <tr><td>LP Bleed Pressure</td><td>1.7</td><td>bar</td></tr> </table> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>63.0</td><td>1 Boiler Press 2</td><td>63.0</td><td>bar</td></tr> <tr><td>515.0</td><td>1 Boiler Temp 2</td><td>515.1</td><td>°C</td></tr> <tr><td>-10.2</td><td>1 Boiler Level 2</td><td>-10.0</td><td>mm</td></tr> </table> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Deaerator Pressure</td><td>3.4</td><td>bar</td></tr> <tr><td>Deaerator Level</td><td>3.0</td><td>m</td></tr> <tr><td>Condenser Pressure</td><td>36.5</td><td>mbar</td></tr> <tr><td>Condenser Level</td><td>0.6</td><td>m</td></tr> </table> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Main Turbine LO Press</td><td>4.0</td><td>bar</td></tr> <tr><td>Main Turbine LO Level</td><td>73.2</td><td>%</td></tr> </table>	Ahead Turbine Pressure	61.4	bar	Governing Stage Press	41.5	bar	Astern Turbine Press	0.0	bar	Astern Turbine Temp	26.9	°C	HP Turbine Vibration	10.5	%	LP Turbine Vibration	21.1	%	HP Service Line Press	16.0	bar	BP Exhaust Line Press	3.6	bar	HP Bleed Pressure	14.4	bar	IP Bleed Pressure	7.4	bar	LP Bleed Pressure	1.7	bar	63.0	1 Boiler Press 2	63.0	bar	515.0	1 Boiler Temp 2	515.1	°C	-10.2	1 Boiler Level 2	-10.0	mm	Deaerator Pressure	3.4	bar	Deaerator Level	3.0	m	Condenser Pressure	36.5	mbar	Condenser Level	0.6	m	Main Turbine LO Press	4.0	bar	Main Turbine LO Level	73.2	%	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div> <p>Propeller Speed</p>  </div> <div> <p>Shaft Power</p>  </div> <div> <p>Ship Speed</p>  </div> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 40%;"> <p>EOT <input type="checkbox"/></p> <p>WARM UP <input type="checkbox"/></p> <p>MANEU <input type="checkbox"/></p> <p>AT SEA <input type="checkbox"/></p> </div> <div style="width: 40%; text-align: center;">  </div> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 40%;"> <p>FULL <input type="checkbox"/></p> <p>HALF <input type="checkbox"/></p> <p>SLOW <input type="checkbox"/></p> <p>DEAD SLOW <input type="checkbox"/></p> <p>STOP <input type="checkbox"/></p> <p>DEAD SLOW <input type="checkbox"/></p> <p>SLOW <input type="checkbox"/></p> <p>HALF <input type="checkbox"/></p> <p>FULL <input type="checkbox"/></p> </div> <div style="width: 40%;"> <p>BRIDGE CONTR <input type="checkbox"/></p> <p>ENGR CONTR <input type="checkbox"/></p> <p>LOCAL CONTR <input type="checkbox"/></p> <p>BOIL1 PL/LH <input type="checkbox"/></p> <p>BOIL2 PL/LH <input type="checkbox"/></p> <p>STEAM DUMP <input type="checkbox"/></p> </div> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 40%;"> <p>Speed <input type="text" value="81.1"/></p> <p>Command <input type="text" value="77.0"/> <input type="checkbox"/></p> <p><input type="text" value="100.0"/> <input type="checkbox"/></p> </div> <div style="width: 40%;"> <p>Slow Down <input type="checkbox"/></p> <p><input type="text" value="0.0"/></p> <p><input type="checkbox"/></p> </div> </div>	<p>MAIN TURBINE SAFETY PANEL</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Manual Trip <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> Overspeed - HP Turb. <input type="checkbox"/> Axial Displacement - HP Turb. <input type="checkbox"/> High Vibration - HP Turb. <input type="checkbox"/> Overspeed - LP Turb. <input type="checkbox"/> Axial Displacement - LP Turb. <input type="checkbox"/> High Vibration - LP Turb. <input type="checkbox"/> Low LO Pressure <input type="checkbox"/> High Condenser Level <input type="checkbox"/> Low Condenser Vacuum <input type="checkbox"/> High Speed During Idling <input type="checkbox"/> High Boiler Drum Level/Trip <p>TURBINE BLEED VALVE CONTROL</p> <p><input type="checkbox"/> AUTO <input type="checkbox"/> MAN <input type="checkbox"/></p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> HP Bleed Valve <input type="text" value="CLOSE"/> <input type="text" value="OPEN"/> <input type="checkbox"/> IP Bleed Valve <input type="text" value="CLOSE"/> <input type="text" value="OPEN"/> <input type="checkbox"/> LP Bleed Valve <input type="text" value="CLOSE"/> <input type="text" value="OPEN"/>
Ahead Turbine Pressure	61.4	bar																																																															
Governing Stage Press	41.5	bar																																																															
Astern Turbine Press	0.0	bar																																																															
Astern Turbine Temp	26.9	°C																																																															
HP Turbine Vibration	10.5	%																																																															
LP Turbine Vibration	21.1	%																																																															
HP Service Line Press	16.0	bar																																																															
BP Exhaust Line Press	3.6	bar																																																															
HP Bleed Pressure	14.4	bar																																																															
IP Bleed Pressure	7.4	bar																																																															
LP Bleed Pressure	1.7	bar																																																															
63.0	1 Boiler Press 2	63.0	bar																																																														
515.0	1 Boiler Temp 2	515.1	°C																																																														
-10.2	1 Boiler Level 2	-10.0	mm																																																														
Deaerator Pressure	3.4	bar																																																															
Deaerator Level	3.0	m																																																															
Condenser Pressure	36.5	mbar																																																															
Condenser Level	0.6	m																																																															
Main Turbine LO Press	4.0	bar																																																															
Main Turbine LO Level	73.2	%																																																															

Astern Valve Pos. (%)



MAN CONTR

Ahead Valve Pos. (%)



ERS - SP Dual Fuel 3.14 (01)



1.27 Remote Control Panel - Main Turbine MD900

Description

All major measured variables are displayed, on analogue instruments, or on digital indicators.

Push buttons for control responsibility transfer are included.

When the turbine plant is operated from the engine control room, any order from the bridge (instructor) may be given on the separate engine order telegraph. Wanted rpm will also be indicated at the local manoeuvring stand.

The main turbine remote control system has three modes of operation:

- warm-up mode
- manoeuvring
- normal power mode

In warm-up mode the main turbine is heated by automatic "rocking" of the turbine in ahead and astern direction.

In manoeuvre mode the maximum speed available for 100% lever position is reduced.

In the normal power mode the ahead and astern throttle valves are controlled according to speed lever signal and measured turbine revolution.

A manual mode is available, in addition to the automatic ones. Then the astern and ahead throttle valve positions can be controlled by direct increase or decrease commands.

The main turbine's safety system works independently of the remote control system. A turbine trip signal causes the throttle valves to close immediately.

The cause of a turbine trip is indicated on the control panel. It has to be reset on a corresponding trip indication panel at the local manoeuvring stand.

Turbine trip is caused by:

- HP turbine overspeed
- HP turbine rotor axial displacement
- HP turbine high vibration
- LP turbine overspeed
- LP turbine rotor axial displacement
- LP turbine high vibration
- low lub. oil pressure
- high condenser water level
- low condenser vacuum
- high speed during idling

The opening and closing of the turbine steam bleeder valves can be automatically controlled. The opening/closing logic is connected to the HP turbine governing stage pressure.