

# **Recuperação da Energia Térmica de Motores de Combustão Interna numa Central Termoelétrica**

Relatório de estágio apresentado para a obtenção do grau de Mestre em  
Equipamentos e Sistemas Mecânicos

**Autor**

**André Eloi Vogado Gomes**

**Orientador**

**Prof. Adjunto António Manuel de Morais Grade**

Instituto Superior de Engenharia de Coimbra

**Supervisor na Empresa**

**Eng. Paulo Ramos**

**Empresa de Electricidade da Madeira**

**Coimbra, 14 de Novembro de 2014**

## **Agradecimentos**

Quero agradecer a todas as pessoas que tornaram possível a realização deste relatório de estágio. Ao meu orientador Eng. António Manuel Grade a especial atenção em todos os aspectos relevantes e essenciais para execução do relatório. Ao meu supervisor Eng. Paulo Ramos a disponibilidade e permissão para observar toda a maquinaria durante o horário de produção. Ao Eng. Ricardo, Eng. Mascarenhas, Eng. Miguel, Eng. Vítor e Eng. André por toda a colaboração. À minha mulher, aos meus pais e tio toda a força e ânimo para finalizar o relatório.

**Resumo**

O estágio curricular do presente relatório decorreu na Empresa de Electricidade da Madeira tendo como objectivo o estudo da central termoeléctrica da Nave III da Central da Vitória, incluindo a análise energética e a determinação do rendimento da instalação.

O estudo compreende 3 partes principais: Na primeira parte descreve-se a central detalhando-se os seus principais sistemas e componentes; a segunda parte é dedicada à análise dos fluxos energéticos e à determinação do rendimento global da instalação; na terceira parte é realizada uma breve análise económica do funcionamento da central.

É importante salientar que o contacto directo com a maquinaria e com o pessoal empregado traduz um enorme conhecimento a nível profissional.

**Abstract**

The internship was carried out on the power station “Empresa de Electricidade da Madeira” with the objective of study the thermoelectric plant Victoria III, including the energy analysis and the determination of the plant efficiency.

The core of the study contains 3 parts: In the first part the overall plant is described and the main systems and components are detailed; the second part is devoted to the analysis of the heat fluxes and the calculation of the plant efficiency; the third part is a brief economic analysis of the plant operation.

Importantly, the direct contact with the machinery and the personnel employed reflects an enormous knowledge at the professional level.

---

**ÍNDICE**

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>3</b>
<b>2. REVISÃO DE CONCEITOS FUNDAMENTAIS DA TERMODINÂMICA</b> .....	<b>5</b>
2.1. Primeira lei da termodinâmica (Lei da conservação da energia) .....	5
2.2. Segunda lei da termodinâmica (Enunciado de Kelvin – Planck).....	5
<b>3. CENTRAIS TERMOELÉCTRICAS COM MOTORES DIESEL E TURBINA DE VAPOR</b> .....	<b>6</b>
<b>4. CONSTITUIÇÃO DA CENTRAL</b> .....	<b>7</b>
4.1. Casa das máquinas .....	7
4.2. Turbina de vapor.....	8
4.3. Unidade preta de arranque .....	8
<b>5. SISTEMAS AUXILIARES</b> .....	<b>10</b>
5.1. Combustível .....	10
5.2. Óleo de lubrificação.....	10
5.3. Ar comprimido .....	10
5.4. Arrefecimento .....	10
5.5. Ar de admissão e gases de escape.....	11
5.6. Controlo de emissões .....	11
<b>6. SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR</b> .....	<b>12</b>
6.1. Sistema de condensado e água de alimentação .....	12
6.2. Sistema das caldeiras e válvulas de três vias de gases.....	14
6.3. Sistema de purgas e análise de água.....	18
6.4. Sistema eléctrico.....	18
6.5. Segurança.....	18
<b>7. TURBINA DE VAPOR</b> .....	<b>20</b>
7.1. Descrição geral .....	20
7.2. Componentes da turbina .....	20
7.2.1. Válvula de disparo de emergência e de corte de entrada.....	20
7.2.2. Caixa da válvula reguladora .....	21
7.2.3. Caixas de distribuição e de exaustão de vapor .....	22
7.2.4. Rotor.....	23
7.2.5. Acoplamentos.....	23
7.2.6. Disparo por velocidade excessiva.....	24
7.2.7. Bocais e diafragmas .....	24
7.2.8. Palhetas móveis .....	25
7.2.9. Labirinto de empanques .....	25
7.2.10. Vedantes do óleo.....	26
7.2.11. Mancal radial e mancais axiais .....	27

---

7.2.12. Filtro de vapor .....	27
7.2.13. Regulação e controlo de velocidade .....	27
7.2.14. Dispositivos de disparo de segurança .....	28
7.3. Caixa de engrenagens .....	28
7.4. Mecanismo de arranque auxiliar .....	29
7.5. Sistema de óleo .....	30
7.5.1 Reservatório de óleo .....	30
7.5.2 Bombas de óleo .....	30
7.5.3 Filtros .....	31
7.5.4 Arrefecedores .....	31
7.5.5 Outros acessórios .....	32
8. CONDENSADOR .....	33
8.1. Características do condensador .....	33
8.2. Tubagens de água de refrigeração .....	33
8.3. Válvula de segurança .....	33
8.4. Bombas de extracção do condensado .....	34
8.5. Unidade de vácuo .....	35
9. ANÁLISE ENERGÉTICA E RENDIMENTO DA CENTRAL .....	38
9.1. Composição ponderal do combustível .....	38
9.2. Rendimento do grupo gerador .....	39
9.3. Análise ponderal da combustão estequiométrica .....	39
9.4. Excesso de ar .....	40
9.5. Produtos de combustão .....	42
9.6. Potência térmica transferida nos gases de escape .....	43
9.7. Potência térmica útil da caldeira .....	43
9.8. Rendimento da caldeira .....	44
9.9. Potência da turbina de vapor .....	44
9.10. Rendimento térmico da turbina de vapor .....	45
9.11. Potência produzida pelo gerador da turbina de vapor .....	45
9.12. Potência térmica dissipada pelo condensador .....	46
9.13. Potência térmica recuperada do sistema de arrefecimento dos motores .....	46
9.14. Rendimento global da instalação .....	46
9.15. Outros indicadores de desempenho do sistema .....	47
10. ANÁLISE SIMPLIFICADA DO CUSTO DA ENERGIA ELÉCTRICA PRODUZIDA .....	48
11. CONCLUSÕES .....	49

---

<b>12. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>51</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>52</b>

**ÍNDICE DE FIGURAS**

Figura 1 - Transformações isentrópica e adiabática .....	5
Figura 2 - Trabalho produzido.....	6
Figura 3 - Diagrama de vapor.....	7
Figura 4 - Ciclo Diesel .....	6
Figura 5 - Ciclo de Rankine.....	6
Figura 6 - Casa das máquinas .....	7
Figura 7 - Grupo gerador .....	8
Figura 8 - Sala da turbina .....	8
Figura 9 - Unidade preta de arranque .....	9
Figura 10 - Sistemas auxiliares do motor .....	10
Figura 11 - Radiadores a ar .....	11
Figura 12 - Tanque de água de alimentação .....	12
Figura 13 - Unidade de detecção de óleo .....	13
Figura 14 - Bombas de água condensada .....	14
Figura 15 - Caldeiras de recuperação .....	15
Figura 16 - Colector de vapor.....	15
Figura 17 - Sopradores de fuligem .....	16
Figura 18 – Emissões normais .....	16
Figura 19 - Fuligem a sair pela chaminé .....	16
Figura 20 - Válvula de 3 vias.....	17
Figura 21 - Tanque de descarga.....	18
Figura 22 - Barrilete com válvulas de segurança .....	19
Figura 23 - Válvula de corte e de emergência .....	21
Figura 24 - Braço de elevação que comanda a válvula reguladora .....	22
Figura 25 - Turbina de vapor.....	23
Figura 26 - Acoplamento turbina/gerador .....	24
Figura 27 - Condensador de vapor de empanque .....	25
Figura 28 - Empanques da entrada de vapor .....	26
Figura 29 - Empanques de exaustão de vapor .....	26
Figura 30 - Regulador de velocidade.....	27
Figura 31 - Engrenagem reductora.....	29
Figura 32 - Mecanismo de arranque auxiliar e motor .....	29
Figura 33 - Reservatório e nível de óleo.....	30
Figura 34 - Bomba de óleo principal .....	30
Figura 35 - Bombas de óleo auxiliar e de emergência .....	31
Figura 36 - Sistema de arrefecimento e de filtragem de óleo.....	32
Figura 37 - Condensador .....	33
Figura 38 - Válvula de segurança.....	34
Figura 39 - Bombas de extracção de condensado.....	34
Figura 40 - Recuperação de calor do sistema de arrefecimento a água dos motores .....	35
Figura 41 - Bombas de vácuo .....	35
Figura 42 - Bombas do sistema de arrefecimento do condensador .....	36
Figura 43 - Bóia de flutuação .....	36
Figura 44 - Torres de refrigeração .....	37
Figura 45 - Emissões registadas no painel de controlo .....	40
Figura 46 - Percentagem volumétrica de $O_2$ e $CO_2$ nos produtos de combustão .....	41
Figura 47 - Consumos de HFO e LFO registados no painel de controlo .....	42

**ÍNDICE DE QUADROS**

Quadro 1 - Propriedades do combustível .....	38
Quadro 2 - Composição mássica do combustível.....	38
Quadro 3 - Produtos de combustão sem excesso de ar.....	40
Quadro 4 – Produtos de combustão para 156% de excesso de ar.....	42
Quadro 5 – Produtos de combustão a 100 % da carga .....	43
Quadro 6 - Potência térmica transferida pelos gases de escape .....	43
Quadro 7 - Custos associados à produção .....	48
Quadro 8 - Estrutura de custos típica das centrais termoeléctricas em Portugal.....	48
Quadro 9 – Tarifário da electricidade na Madeira em 2012.....	48

**SIMBOLOGIA**

$A_0$  – Volume de ar para uma combustão estequiométrica (kmol/100 kg comb)

$c_{pg}$  – Calor específico dos gases de escape (kJ/kg°C)

$c_{esp}$  – Consumo específico (kg/kWh)

$d_r$  – Densidade relativa

$\Delta T$  – Diferença de temperatura (°C)

$\Delta P$  – Diferença de pressão (bar)

$h_1$  – Entalpia à entrada da turbina (kJ/kg)

$h_2$  – Entalpia à saída da turbina (kJ/kg)

$h_{2a}$  – Entalpia real à saída da turbina (kJ/kg)

$h_{2s}$  – Entalpia para eficiência isentrópica de 100% (kJ/kg)

$h_e$  – Entalpia da água subarrefecida à entrada da caldeira (kJ/kg)

$h_f$  – Entalpia da água subarrefecida (kJ/kg)

$h_{fg}$  – Entalpia de vaporização (kJ/kg)

$h_s$  – Entalpia do vapor sobreaquecido à saída da caldeira (kJ/kg)

$h_{r2}$  – Entalpia da água condensada depois do tanque de alimentação (kJ/kg)

$h_{r1}$  – Entalpia da água condensada antes do tanque de alimentação (kJ/kg)

$\rho_{comb}$  - Massa volúmica do combustível (kg/m<sup>3</sup>)

$P_E$  – Potência eléctrica total útil (kW)

$P_m$  - Potência desenvolvida pelo motor (kW)

$P$  - Potência eléctrica útil produzida pelo grupo (kW)

$\dot{m}_a$  – Caudal mássico de água

$\dot{m}_g$  – Caudal mássico dos gases de escape (kg/s)

$\dot{m}_{gi}$  – Caudal mássico do componente i dos gases de escape (kg/s)

$\dot{m}_c$  – Caudal de combustível (kg/h)

$\dot{m}_v$  – Caudal mássico de vapor de água (kg/s)

$\dot{m}_{v3}$  – Caudal mássico produzido pelas três caldeiras (kg/s)

$n$  – Excesso de ar

$\eta_e$  – Rendimento efectivo do grupo gerador

$\eta_t$  – Rendimento térmico da turbina

$\eta_{tm}$  – Rendimento térmico médio da turbina

$\eta_{p1}$  – Rendimento da bomba de extracção de condensado

$\eta_{cal}$  - Rendimento da caldeira

$\eta_{trans}$  – Rendimento da caixa de engrenagens e veio de transmissão

$\eta_G$  – Rendimento eléctrico do gerador

$\dot{Q}_g$  – Potência térmica total contido nos gases de escape (kW)

$\dot{Q}_{cald}$  – Potência térmica transmitido para a caldeira (kW)

$\dot{Q}_{cond}$  – Potência térmica dissipado pelo condensador (kW)

$\dot{Q}_{rec}$  – Potência térmica recuperado pelo sistema de recuperação de calor (kW)

$s_1$  – Entropia no ponto 1 (kJ/kg.K)

$s_f$  – Entropia da água saturada (kJ/kg.K)

$s_g$  – Entropia do vapor saturado (kJ/kg.K)

$v$  – Volume específico da água condensada (m<sup>3</sup>/kg)

$V_o$  – Volume de gases secos (kmol/100 kg combustível)

$\dot{V}$  - Caudal volúmico de combustível (m<sup>3</sup>/h)

$W_{Treal}$  – Potência gerada pela turbina (kW)

$W_{Tideal}$  – Potência produzida pela turbina para eficiência isentrópica de 100% (kW)

$W_{P1}$  – Potência da bomba de extracção de condensado (kW)

$W_{P2}$  – Potência da bomba de água condensada (kW)

x<sub>2s</sub> – Título do vapor no ponto 2s

%H<sub>2</sub> – Percentagem de hidrogénio

%CO<sub>2máx</sub> - Teor máximo de CO<sub>2</sub> numa combustão estequiométrica

%O<sub>2</sub> – Percentagem de oxigénio nos gases de escape

**ABREVIATURAS**

*EEM* – Empresa de Electricidade da Madeira

*PCS* – Poder Calorífico Superior (kJ/kg)

*PCI* – Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)

*HFO* – Heavy Fuel Oil

*LFO* – Light Fuel Oil

*U* – Energia Interna

*EC* – Energia Cinética

*EP* – Energia Potencial Gravítica

*PLC* – Programmable logic controller

*CTV* – Central Térmica da Vitória

*LCH* – Level Control High

*LCL* – Level Control Low

*LALL* – Level Alarm Low Low

## 1. INTRODUÇÃO

O presente estágio foi realizado na Central Termoelétrica da Vitória que utiliza motores de combustão interna e turbinas de vapor para a produção de energia eléctrica, tendo-se iniciado a 17 de Setembro de 2012 na nave 3 da central da Vitória.

A central da Vitória situa-se na costa sul da ilha da Madeira, no extremo oeste do concelho do Funchal.

A nave 3 foi construída em 2010, sendo os principais componentes que a integram: três motores Wartsila, semi-rápidos, do tipo 18V50DF, com a potência unitária de 16621 kW, dual fuel, ou seja, preparados para funcionar a combustível pesado (fuel óleo) até o início de exploração do terminal de gás natural; três alternadores ABB trifásicos, projectados para serem directamente acoplados aos motores. O motor e o gerador constituem o grupo gerador. O equipamento auxiliar é, na sua maioria, montado em unidades modulares.

Os motores têm a capacidade de operar segundo um ciclo Otto para gás natural e segundo um ciclo Diesel para LFO e HFO.

O projecto inicial considera o gás como combustível principal e o gasóleo como combustível piloto, mas devido ao atraso na construção da rede de distribuição e de armazenamento de gás os motores operam maioritariamente com HFO. Os motores trabalham diariamente 13 a 14 horas estando parados aos feriados e fins de semana. Antes e após cada paragem superior a 2 dias os motores funcionam a LFO durante algumas horas, para que as tubagens fiquem isentas de HFO, que de outra forma o HFO ao arrefecer causaria obstruções na linha de alimentação de combustível.

Na condução de gases de escape de cada motor, encontram-se caldeiras de recuperação de calor. Cada uma com a capacidade de produzir um caudal de 8370 kg/h de vapor a 345 °C e 8 bar operando a HFO ou LFO e 8360 kg/h operando a gás. O vapor produzido é conduzido para um colector sendo distribuído pelos consumidores. Um dos consumidores é a turbina de vapor. O vapor ao passar pelas pás da turbina produzirá trabalho. Esse trabalho é depois convertido em energia eléctrica por um alternador de 4,6 MW.

Após a turbina, o vapor passa por um condensador onde é arrefecido até 39°C à pressão de 0,07 bar abs. O condensado resultante é bombeado para um permutador de calor de placas para ser pré-aquecido pela água de arrefecimento dos motores até a temperatura de 84°C. Após este pré-aquecimento o condensado entra no tanque de água de alimentação que se encontra a 137°C mantidos à custa do vapor fornecido pela caldeira (e pela turbina de vapor durante o início da produção). Os condensados são depois bombeados de volta para as caldeiras onde o ciclo recomeça.

Este relatório possibilita ao leitor um maior conhecimento do funcionamento de uma tecnologia de cogeração ao efectuar uma descrição pormenorizada de todos os sistemas envolvidos no processo.

Este estágio proporcionou a aplicação dos conhecimentos adquiridos ao longo do curso de engenharia mecânica fundamentais para um projecto de tal envergadura, tais como balanços

térmicos e mássicos, cálculo da eficiência dos motores que operam segundo o ciclo Diesel, da turbina a vapor e cálculo da potência da mesma.

O relatório demonstra que o aproveitamento térmico dos gases de escape desempenha um papel fundamental na poupança e na eficiência em centrais termoeléctricas que utilizem motores de combustão interna.

Na parte final do relatório efectua-se uma breve análise económica e eventuais observações de melhoria futura.

## 2. REVISÃO DE CONCEITOS FUNDAMENTAIS DA TERMODINÂMICA

### 2.1. Primeira lei da termodinâmica (Lei da conservação da energia)

A energia não pode ser criada nem destruída, apenas pode mudar de forma.

A energia pode existir de várias formas, energia interna, cinética, potencial, eléctrica, magnética... sendo que a soma de todas estas formas de energia constitui a energia total de um sistema.

$$\Delta E = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad (1)$$

$$\Delta U = m \cdot (u_2 - u_1) \quad (2)$$

$$\Delta EC = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (v_2^2 - v_1^2) \quad (3)$$

$$\Delta EP = m \cdot g \cdot (z_2 - z_1) \quad (4)$$

Onde:

- $\Delta U$  - variação da energia interna
- $\Delta EC$  - variação da energia cinética
- $\Delta EP$  - variação da energia potencial
- $u$  - energia interna específica
- $v$  - velocidade
- $z$  - distância vertical
- $m$  - massa

Nos sistemas estacionários  $z_1 = z_2$  e  $v_1 = v_2$  logo  $\Delta E = \Delta U$ .

Das transformações conhecidas, interessa rever as transformações adiabáticas e isentrópicas.

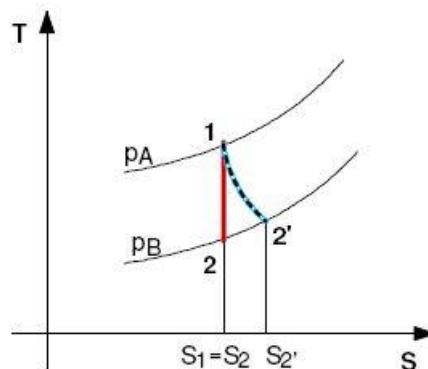


Figura 1 - Transformações isentrópica e adiabática

Nas transformações adiabáticas (1-2') o calor transferido é nulo ( $Q = 0$ ) e nas isentrópicas (1-2) a entropia permanece constante ( $S = \text{constante}$ ).

### 2.2. Segunda lei da termodinâmica (Enunciado de Kelvin – Planck)

A 2ª lei da termodinâmica diz que a energia além de quantidade, tem qualidade. Diz também, que os processos ocorrem numa determinada direcção.

Um reservatório de energia térmica é um sistema suficientemente grande e em equilíbrio, para o qual ou do qual, se podem transferir quantidades finitas de energia, sem provocar alterações na sua temperatura.

- Um reservatório a alta temperatura, que fornece energia sob a forma de calor, designa-se por fonte quente.
- Um reservatório a baixa temperatura, que absorve energia sob a forma de calor, designa-se por fonte fria.

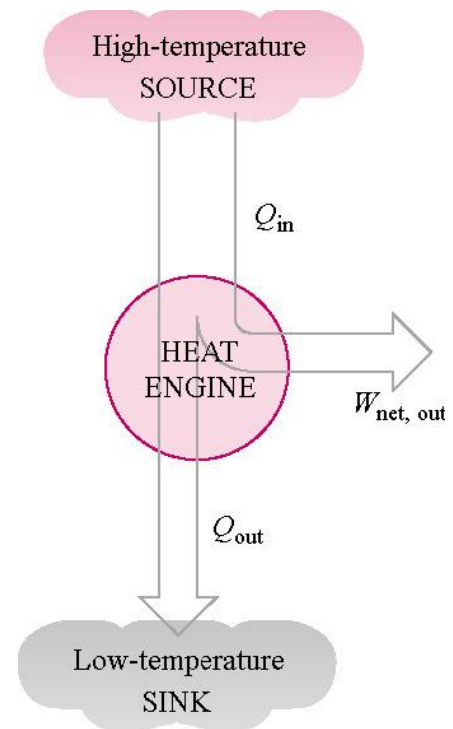


Figura 2 - Trabalho produzido

Um reservatório de trabalho é um sistema suficientemente grande e em equilíbrio, para o qual ou do qual, se podem transferir segundo uma transformação adiabática quantidades finitas de trabalho, sem provocar alterações na sua pressão.

Uma máquina térmica pode ser definida como um sistema (ou um dispositivo) que opera segundo um ciclo termodinâmico, produzindo uma quantidade líquida de trabalho e que troca calor entre uma fonte quente e uma fonte fria.

As máquinas térmicas diferem significativamente umas das outras, mas contudo, apresentam os seguintes pontos em comuns:

- 1) Recebem calor de uma fonte quente (ex: câmara de combustão).
- 2) Convertem parte do calor recebido em trabalho (geralmente na forma de rotação de um veio).
- 3) Rejeitam calor para a fonte fria (ex: a atmosfera).
- 4) Operam num ciclo termodinâmico.

As máquinas térmicas envolvem também um fluido, designado por fluido de trabalho (fluido motor ou fluido operante), com o qual se processam as trocas de energia.

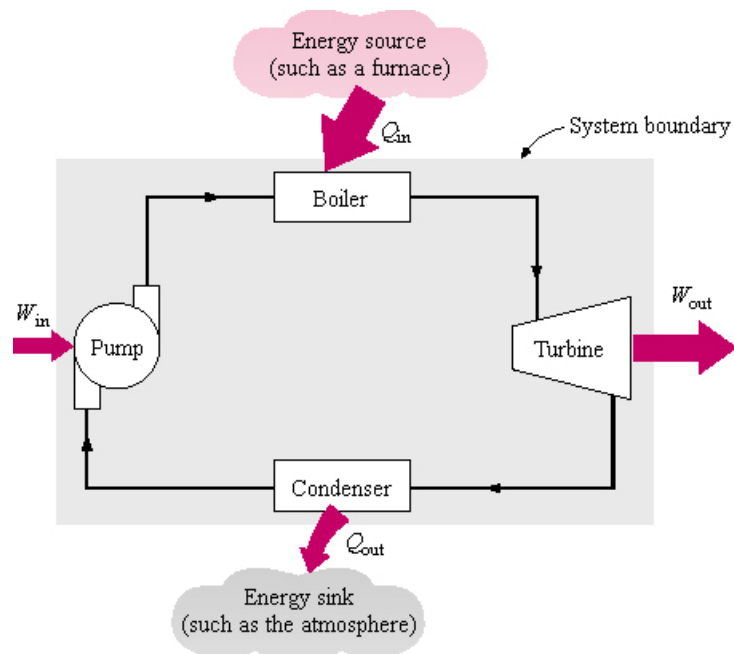


Figura 3 - Diagrama de vapor

A Figura 5 ilustra o esquema de uma central térmica que utiliza um ciclo de vapor para produzir trabalho numa turbina. O calor fornecido ( $Q_{in}$ ), o calor retirado ( $Q_{out}$ ), o trabalho produzido ( $W_{out}$ ) e o trabalho fornecido ( $W_{in}$ ) ao sistema podem ser definidos da seguinte forma:

$$Q_{liq,in} = W_{liq,out} = W_{out} - W_{in} = Q_{in} - Q_{out} \quad (5)$$

Da mesma forma é possível definir o rendimento térmico:

$$\eta_{termico} = \frac{W_{liq,out}}{Q_{in}} \quad (6)$$

### 3. CENTRAIS TERMOELÉCTRICAS COM MOTORES DIESEL E TURBINA DE VAPOR

“A cogeração é a produção e aproveitamento simultâneos de electricidade e calor”. (1)

Numa central termoeléctrica é produzida electricidade segundo ciclos termodinâmicos. Um dos ciclos abordados neste relatório é o ciclo Diesel. O ciclo Diesel é um dos ciclos utilizados no projecto de motores de combustão interna onde a ignição do combustível é efectuada por um aumento de pressão e de temperatura. O trabalho produzido por este tipo de motor é utilizado na produção de electricidade através do acoplamento do veio a um alternador.

Os motores Diesel têm rendimentos de 30 a 42%, sendo a restante energia dissipada para o meio ambiente e por perdas mecânicas devido ao atrito entre as peças móveis.

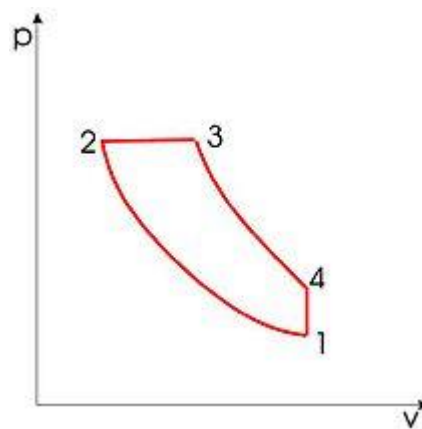


Figura 4 - Ciclo Diesel

Uma das formas de aumentar o rendimento numa central termoeléctrica que utiliza motores de combustão interna é o aproveitamento do calor dos gases de escape para gerar trabalho. O ciclo habitual para o efeito é o ciclo de Rankine, onde o calor recuperado é utilizado para aquecer água até o estado de vapor.

O vapor ao passar por uma turbina de vapor produz trabalho e conseqüentemente produzirá energia eléctrica quando acoplado a um alternador.

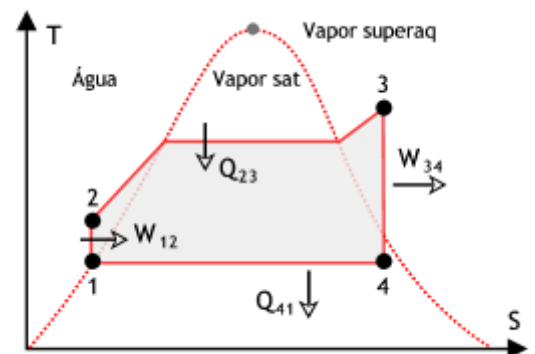


Figura 5 - Ciclo de Rankine

## 4. CONSTITUIÇÃO DA CENTRAL

A central dispõe de motores, geradores e equipamento auxiliar necessário à produção de energia. Os principais equipamentos que integram a ampliação são: três motores Wartsila, semi-rápidos, do tipo 18V50DF, com a potência unitária de 16621 kW, dual-fuel, ou seja, preparados para funcionar a combustível pesado (fuel óleo) até o início de exploração do terminal de gás natural; três alternadores ABB trifásicos, arrefecidos a ar, projetados para serem diretamente acoplados aos motores, fonte: “Wärtsilä 50DF Engine Technology”.

Além dos grupos geradores, a central inclui uma turbina a vapor Peter Brotherhood, com a potência de 4,6 MW, ligada a um gerador. O vapor necessário para a operação da turbina é gerado por recuperação de calor dos gases de escape dos motores (ver Anexo - diagrama do sistema de recuperação de calor).

A central eléctrica tem um sistema de comando e um sistema de distribuição de energia. A produção de energia é maioritariamente controlada a partir do painel de controlo central e da estação de trabalho do operador.

### 4.1. Casa das máquinas

Os grupos geradores estão localizados na sala dos motores na casa das máquinas. A casa das máquinas também contém parte do equipamento auxiliar.

Além dos motores e auxiliares mecânicos, a casa das máquinas inclui equipamento de comutação e salas de comando com armários eléctricos para distribuição de energia e comando da central.



Figura 6 - Casa das máquinas

O grupo gerador consiste num motor e num gerador montados em armações de base em separado. As armações de base estão rebitadas e montadas de forma flexível nas fundações através de elementos de mola. Uma ligação flexível liga o motor ao gerador.



Figura 7 - Grupo gerador

#### 4.2. Turbina de vapor

A turbina de vapor utiliza vapor sob pressão para produzir electricidade. A turbina está ligada ao gerador por meio de uma caixa de engrenagens e tem a potência de 4600 kW.

O veio da turbina gira sob acção do vapor sobre as lâminas quando o vapor sobreaquecido flui através da turbina, o que causa uma perda de pressão e temperatura. O vapor expandido da turbina é conduzido para um condensador. O sistema de vapor da turbina inclui uma derivação de by-pass à turbina para o condensador. Na linha de by-pass está instalada uma unidade dessobreaquecedora.

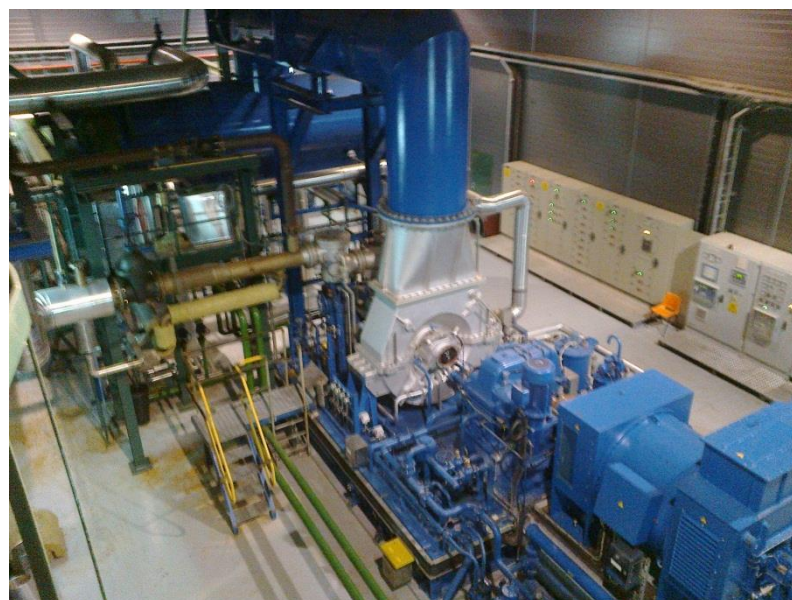


Figura 8 - Sala da turbina

#### 4.3. Unidade preta de arranque

Para permitir o arranque da central eléctrica quando todos os motores estão parados e a rede não está a receber energia, a instalação inclui uma unidade preta de arranque. A unidade preta de arranque é um pequeno grupo gerador usado para providenciar energia eléctrica aos sistemas auxiliares necessários para o arranque dos motores principais.

A unidade preta de arranque inclui um motor e um gerador, além do equipamento auxiliar necessário.



Figura 9 - Unidade preta de arranque

## 5. SISTEMAS AUXILIARES

Os equipamentos auxiliares são essenciais para o funcionamento do motor e deverão estar sempre operacionais quando o motor está a funcionar ou em stand-by. Os sistemas auxiliares abastecem o motor com combustível, óleo de lubrificação, ar comprimido, água de arrefecimento e ar de sobrealimentação.

Os sistemas auxiliares contêm equipamento especificamente do motor bem como equipamento que é compartilhado por vários motores.

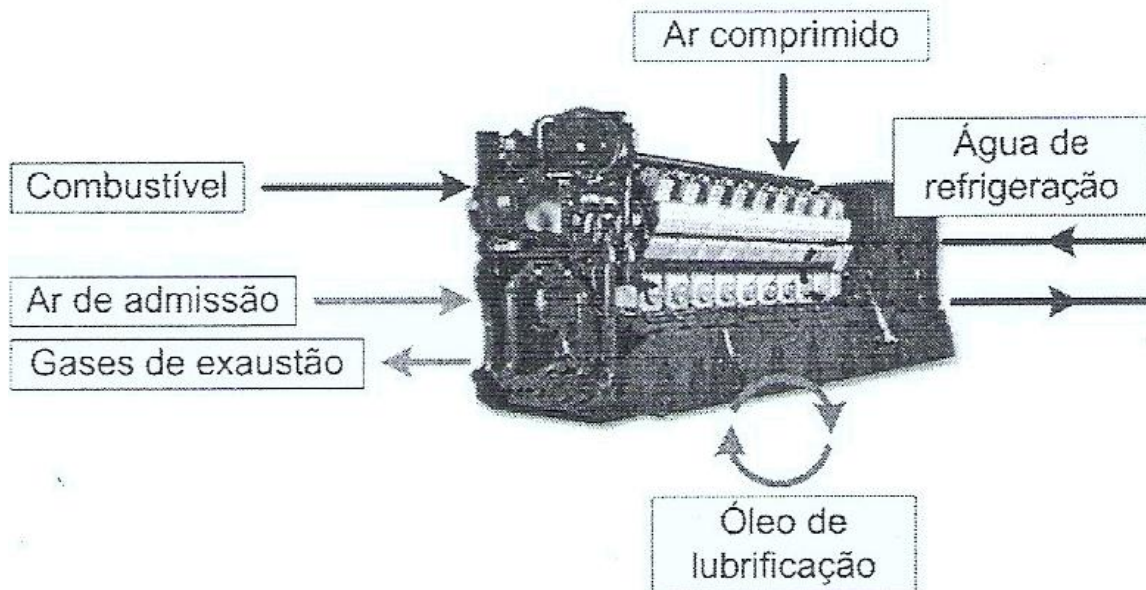


Figura 10 - Sistemas auxiliares do motor

### 5.1. Combustível

O sistema de combustível fornece ao motor combustível limpo à pressão correcta. O motor pode funcionar a gás combustível ou a fuelóleo pesado (HFO). O fuelóleo leve (LFO) é utilizado como combustível piloto e combustível de reserva.

### 5.2. Óleo de lubrificação

O sistema de óleo de lubrificação preserva a qualidade do óleo de lubrificação do motor. O sistema também contém unidades para arrefecer o óleo prevenindo o sobreaquecimento.

### 5.3. Ar comprimido

O ar comprimido é utilizado para por o motor a trabalhar. O sistema de ar comprimido também fornece ar comprimido para dispositivos pneumáticos na fábrica.

### 5.4. Arrefecimento

O sistema de arrefecimento de água extrai calor gerado pelo motor. A água de arrefecimento também circula por permutadores de calor, onde é utilizada para arrefecer o óleo de lubrificação e ar de sobrealimentação.

O sistema de arrefecimento de água pré-aquece o motor antes do arranque e mantém-no quente durante a desactivação.

O arrefecimento da água é efectuado por radiadores a ar colocados no topo da nave 3.



Figura 11 - Radiadores a ar

### **5.5. Ar de admissão e gases de escape**

O sistema do ar de admissão abastece o motor com ar de combustão limpo e o sistema de gases de escape evacua os gases de escape que provêm do motor.

### **5.6. Controlo de emissões**

O sistema de controlo de emissões garante que as emissões de gases prejudiciais do motor são mantidas abaixo dos valores limite.

## 6. SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

### 6.1. Sistema de condensado e água de alimentação

Os condensados, depois de passarem pelos recuperadores de calor do sistema de arrefecimento a água dos motores, são direccionados para o tanque de água de alimentação pressurizado, através do desgaseificador a fim de remover oxigénio e gases dissolvidos. O desgaseificador é instalado no topo do tanque. A válvula de ventilação no topo do desgaseificador é mantida aberta para garantir a remoção dos gases. Devido a purgas no sistema de vapor, é necessário repor estas perdas com água de compensação recebida (água tratada e descalcificada) através da unidade de controlo de água de reposição. O caudal de reabastecimento para o tanque de água de alimentação é controlado por uma válvula de controlo pneumática que faz operação on/off, a qual recebe um sinal do sistema de controlo do nível de água do tanque de água de alimentação.



Figura 12 - Tanque de água de alimentação

Parte do condensado no retorno é direccionado através da unidade de detecção de óleo de forma a transmitir um sinal de alarme para o painel do operador em caso de condensados oleosos. Antes da unidade de detecção de óleo existem válvulas de fecho manual instaladas na linha de condensados. Em caso de alarme de óleo, a válvula de seccionamento na linha de condensados oleosos é aberta a fim de guiar a água contaminada para fora do sistema de vapor.

As bombas de água de alimentação são também paradas automaticamente se for encontrado óleo na água condensada.



Figura 13 - Unidade de detecção de óleo

O uso adicional da unidade de dosagem química, bem como de água de reposição tratada, garantem a qualidade suficiente da água de alimentação. Para manter baixo o conteúdo de oxigénio dissolvido na água de alimentação e garantir que não ocorre nenhuma corrosão por enxofre nos economizadores, a temperatura é mantida a 135 °C no tanque. O vapor de alimentação ao tanque é controlado pela unidade de controlo de aquecimento de vapor. A temperatura da água é medida e a válvula de controlo motorizada é aberta ou fechada em concordância.

A partir do tanque de água de alimentação a água é bombeada pelas bombas de água de alimentação até aos barriletes, através dos economizadores. A bomba de água de alimentação funciona continuamente com caudal constante e o caudal para os barriletes é controlado pelas válvulas individuais de controlo da água de alimentação, recebendo os seus sinais de controlo de nível de água de cada barrilete.

Existem duas bombas de água de alimentação no sistema: uma bomba, que funciona continuamente e outra que funciona como bomba de reserva, a qual recebe sinal de iniciação se o interruptor de protecção do motor da outra bomba disparar.

É garantido o caudal de água mínimo suficiente através das bombas, pela ligação de retorno de água de alimentação de volta ao tanque de água de alimentação. A ligação está equipada com um orifício calibrado.



Figura 14 - Bombas de água condensada

O tanque de água de alimentação e os barriletes estão equipados com escumador e descargas de fundo manuais, de forma a garantir a qualidade suficiente da água de alimentação. A qualidade da água de alimentação é controlada pela toma manual de amostras.

A partir do tanque de condensados a água é bombeada para a central termoelétrica CTV3. Existem duas bombas de condensados na unidade: uma bomba, que é usada como on/off e outra que é iniciada em caso de falha eléctrica na outra bomba. A bomba de condensados é iniciada até o sensor de nível LCH (Level Control High) do depósito de alimentação ser activado e pára em LCL (Level Control Low). Se o nível de condensação estiver muito baixo LAAL (Level Alarm Low Low) entrando em alarme, a bomba de condensados que está em operação é parada a fim de prevenir a operação em vazio.

## 6.2. Sistema das caldeiras e válvulas de três vias de gases

A partir do barrilete a água movimenta-se por meio de circulação natural através do sector de evaporação da caldeira. No evaporador, o calor recuperado dos gases de escape é utilizado na produção de vapor. O fluxo de duas fases resultante circula de regresso ao interior do barrilete, onde a água líquida e o vapor são separados. O vapor é transportado para as partes superiores do barrilete onde o vapor saturado é direccionado para a secção de sobreaquecimento da caldeira para sobreaquecer até aproximadamente 345 °C.



Figura 15 - Caldeiras de recuperação

O vapor sobreaquecido produzido pelas caldeiras de recuperação é enviado para o colector de vapor e depois continua para a turbina de vapor e restantes consumos.



Figura 16 - Colector de vapor

A limpeza das caldeiras de recuperação é levada a cabo com sopradores de fuligem de vapor que funcionam de modo automático. Cada caldeira é equipada com três sopradores de fuligem. O vapor para os sopradores de fuligem é retirado do colector de vapor comum. A programação do PLC vai gerir automaticamente o processo de sopragem de fuligem das caldeiras.



Figura 17 - Sopradores de fuligem

Para evitar a corrosão por enxofre, os sopradores de fuligem estão equipados com ventiladores de vedação e limpeza, a fim de pressurizar os tubos dos sopradores de fuligem.



Figura 18 – Emissões normais



Figura 19 - Fuligem a sair pela chaminé

O sistema da válvula de três vias de modulação dos gases de escape, o qual está a funcionar de acordo com a pressão no barrilete, controla a capacidade da caldeira. O sistema de regulação de pressão é baseado na medição directa da pressão do barrilete. Um transmissor de pressão dá um sinal ao sistema de controlo, o qual abre ou fecha a válvula de três vias de acordo com o sinal. A operação de modulação da válvula de três vias de gases de escape é contínua, o que quer dizer que o controlador está a tentar chegar a uma posição estável, de acordo com o sinal proveniente do tambor de vapor.

A posição normal da válvula de três vias de gases de escape é fechada, o que quer dizer que os gases de escape fluem para a linha de desvio (bypass). Quando a caldeira de recuperação é afectada à produção de vapor, a válvula de três vias de gases de escape abre e o caudal de gases de escape é direccionado através da caldeira.

A pressão do sistema de vapor é controlada passo a passo; se a pressão do barrilete se mantiver a aumentar, a válvula de três vias de gases de escape estará totalmente fechada. Se a pressão ainda assim aumentar acima do valor predefinido, é activado o alarme de pressão elevada.



Figura 20 - Válvula de 3 vias

### 6.3. Sistema de purgas e análise de água

O conteúdo de sais dissolvidos e de outras impurezas no sistema de vapor é controlado pela purga de uma quantidade suficiente de água para fora dos barriletes e do tanque de água de alimentação. O procedimento de purga é manual. A purga é efectuada através do fundo (purga de fundo) e da superfície da água (descumação) dos barriletes e do tanque de água de alimentação.

A água das purgas é enviada para o tanque de descarga. O tanque de descarga é utilizado para manuseamento seguro da água purgada.

O tanque de descarga está equipado com uma válvula de controlo de temperatura autónoma para arrefecer a temperatura do tanque durante os procedimentos de purga.

A quantidade de água a purgar é determinada com regularidade, ao tirar e analisar amostras de água dos barriletes e do tanque de água de alimentação. Devido às temperaturas elevadas o barrilete e o tanque de água de alimentação estão equipados com arrefecedores de amostra.



Figura 21 - Tanque de descarga

### 6.4. Sistema eléctrico

O sistema eléctrico de controlo de recuperação de calor consiste num painel de controlo comum para o sistema da caldeira de recuperação. O painel de controlo é utilizado para controlar e/ou monitorizar o sistema de vapor. O sistema é controlado através da lógica PLC. As indicações e alarmes são transmitidos para a sala de controlo principal (painel do operador) para monitorizar ou para funcionar como um alarme comum.

### 6.5. Segurança

Para proteger o sistema de forma progressiva, existe uma configuração de alarme de pressão elevada para conceder uma determinada margem acima da pressão de abertura da válvula de três vias de gases. Se, apesar das precauções tomadas, incluindo a abertura automática do desvio (bypass) de gases, a pressão do barrilete continuar a aumentar depois do alarme de pressão elevada, as válvulas de segurança disparam, libertando assim o vapor excedente para a atmosfera e baixando imediatamente a pressão no barrilete. O tanque de água de alimentação está também equipado com uma válvula de segurança.



Figura 22 - Barrilete com válvulas de segurança

---

## 7. TURBINA DE VAPOR

### 7.1. Descrição geral

A turbina é do tipo de impulsão, de um só cilindro, andares múltiplos e fluxo simples. O vapor, ao deixar a última fileira de palhetas, passa pela tubagem de exaustão para o condensador. A turbina é de velocidade relativamente alta e acciona um gerador por meio de engrenagens helicoidais temperadas e rectificadas.

A turbina e a caixa de engrenagens são montadas numa estrutura de apoio de elementos de aço soldados, parte da qual serve também como reservatório de óleo. O gerador está montado sobre um plinto de betão. O reservatório de óleo fica montado numa base de betão.

Para acomodar a expansão diferencial e manter o engate correcto dos dentes das engrenagens em todas as condições de trabalho, estão montados acoplamentos flexíveis entre o rotor da turbina e o veio do pinhão da caixa de engrenagens e entre o veio da engrenagem e o gerador.

Outras peças de equipamento que são essenciais ao funcionamento da turbina estão montadas sobre a placa de base da unidade ou junto a ela. Estas peças incluem:

- Sistema de Controlo – (incluindo as válvulas reguladoras) que é controlado pelo regulador.
- Dispositivos de Segurança e de Protecção – (incluindo disjuntores e válvulas de disparo)
- O Sistema de Lubrificação – incluindo o arrefecedor, filtro de óleo de tubagens, filtro de controlo de óleo, válvulas reguladoras de pressão, acumulador, bombas de óleo principal e auxiliar e bombas auxiliares de controlo de óleo. (O equipamento fora da plataforma está disposto numa armação comum com 2 tubos flexíveis que ligam a alimentação e o retorno a uma placa de base da turbina).
- Sistema de Empanques e Vedantes – para evitar a fuga de vapor e de óleo na sala da turbina e assim melhorar o ambiente para habitação.
- Instrumentação – Incluindo transmissores de pressão, sensores de temperatura, detectores de vibração, etc., necessários para dar indicações locais e remotas de todos os dados operacionais.
- Sistema de Arranque Auxiliar – para manter os rotores em rotação durante períodos de aquecimento e de arrefecimento.

### 7.2. Componentes da turbina

#### 7.2.1. Válvula de disparo de emergência e de corte de entrada

A válvula de corte e de emergência hidraulicamente actuada tem flanges e está apertada à entrada da caixa da válvula reguladora. Está também apoiada por mola na placa base da turbina.

Esta unidade combina duas funções:

- Isolar a turbina da conduta de vapor quando a turbina está parada.
- Proporcionar corte imediato de vapor no caso de qualquer disparo de segurança

Esta válvula tem incorporada uma válvula piloto para arranque e uma válvula principal para trabalho normal. O pistão hidráulico que acciona a válvula é carregado por mola e fornecido com óleo de controlo (servo) do circuito de óleo de controlo. Na eventualidade de perda de pressão de óleo de controlo, a válvula fecha-se rapidamente por acção da pressão de vapor e da carga de mola.

A perda de pressão de óleo de controlo é iniciada pela operação da válvula de disparo principal na linha de abastecimento ao circuito de óleo de controlo, no caso de surgir qualquer avaria de funcionamento.



Figura 23 - Válvula de corte e de emergência

### 7.2.2. Caixa da válvula reguladora

A caixa da válvula reguladora está montada no topo da caixa de distribuição de vapor. A caixa da válvula aloja uma válvula de controlo simples que alimenta os bocais de entrada alojados na cinta de bocais que está integrada na caixa de vapor.

O conjunto da válvula e guia está alojado em colunas separadas, apertadas na face superior da caixa da válvula. A válvula reguladora é aberta por meio de um braço de elevação através de um veio de excêntricos. O veio de excêntricos está ligado mecanicamente a um servo accionado por óleo, que segue os comandos do regulador de velocidade e assim posiciona a válvula de modo a que se mantenha a velocidade regulada, ou o controlo de pressão.



Figura 24 - Braço de elevação que comanda a válvula reguladora

### 7.2.3. Caixas de distribuição e de exaustão de vapor

As caixas de distribuição e de exaustão de vapor estão ligadas por uma junção vertical. O cilindro resultante está dividido em metade superior e metade inferior. A saída da caixa de exaustão está virada verticalmente para o condensador. O cilindro está disposto de modo a ter apoio central do lado do vapor, ou seja, os pontos de apoio estão no mesmo plano horizontal que a linha de eixo do rotor e do cilindro. A caixa do lado da exaustão está apoiada em banquetas laterais assentes na placa de base.

Do lado da entrada de vapor no cilindro, junto da junção horizontal, encontram-se dois suportes em ângulo recto (um de cada lado do cilindro) fixados transversalmente ao cilindro chavetados e apertados com parafusos. Chavetas colocadas e aparafusadas ao fundo dos suportes em ângulo recto entram em escatéis abertos no pedestal do lado do vapor. O pedestal está apoiado numa ‘placa de trepidação’ flexível que impede o movimento nos planos vertical e laterais, mas proporciona flexibilidade no plano horizontal quando ocorre expansão térmica da caixa de vapor.

Uma chaveta está localizada verticalmente por baixo do cilindro do lado de vapor. Esta chaveta encaixa no respectivo escatelo no pedestal do lado de vapor e permite a expansão radial livre da caixa impedindo qualquer movimento transversal.

O mancal axial do lado do vapor para o rotor da turbina está alojado no pedestal do lado do vapor.

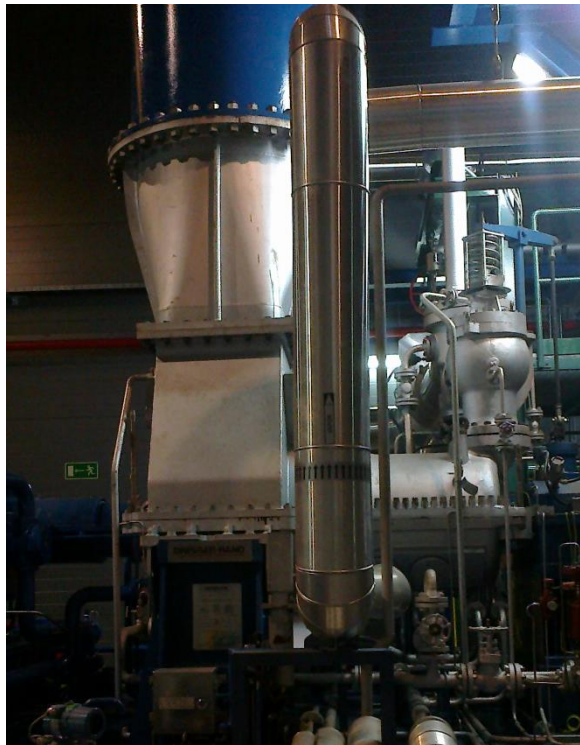


Figura 25 - Turbina de vapor

#### 7.2.4. Rotor

O rotor da turbina está concebido para trabalhar a velocidades acima da primeira velocidade crítica transversa e é trabalhado de uma liga de aço maciço forjado. As palhetas são colocadas numa base redonda denominada disco (um disco por cada andar).

Depois da colocação das palhetas, são colocadas em posição palhetas articuladas de fecho especiais. Estas palhetas fecham o empalhetado para formar um arco uniforme de palhetas sem folgas.

São abertos axialmente furos de equilíbrio de vapor através dos discos.

Os empanques de extremidade do veio e entre andares têm diâmetros comuns escalonados no rotor e encaixam com o labirinto de empanques carregados por mola e também escalonados.

O veio do rotor tem uma flange como parte da fundição do lado do accionamento para receber o acoplamento de alta velocidade.

#### 7.2.5. Acoplamentos

O acoplamento entre o rotor da turbina e o veio de entrada da caixa de engrenagens é do tipo de elementos metálicos laminados e não requer lubrificação.

O acoplamento entre o veio de engrenagens e o alternador é um acoplamento do tipo bloco de borracha flexível que também não requer lubrificação.



Figura 26 - Acoplamento turbina/gerador

#### 7.2.6. Disparo por velocidade excessiva

Do lado da entrada de vapor do veio do rotor da turbina encontra-se apertado com parafusos um veio de extensão. Esta extensão aloja a unidade de disparo por velocidade excessiva.

#### 7.2.7. Bocais e diafragmas

Os bocais e diafragmas são construídos de peças trabalhadas de aço maciço.

Os bocais do primeiro andar têm reforços integrados por cima e por baixo. Estes reforços são fornecidos com espigas periféricas que são radialmente rectas.

As espigas periféricas dos segmentos dos bocais são montadas em ranhuras circulares abertas na parte da caixa de bocais da caixa da válvula reguladora. Os segmentos dos bocais encostam-se um ao outro e encaixam circularmente nas peças de extremidade dos bocais que fecham o ranhurado. As uniões externas entre os segmentos dos bocais e a caixa dos bocais ou a caixa de distribuição de vapor estão vedadas por uma passagem leve de soldadura.

Os diafragmas são conjuntos soldados compostos de palhetas de bocais, anéis de localização e anéis interior/externo. O conjunto é composto de duas metades.

Na junção horizontal os conjuntos de diafragma vêm montados com chavetas radiais para localizar as duas metades e evitam fugas ao longo da junção.

Os diafragmas estão localizados axialmente nas ranhuras circulares internas trabalhadas no cilindro da turbina e centralizados pelas três chavetas radiais em cada metade, duas chavetas laterais e uma chaveta de topo ou de fundo. Desta forma é permitida a expansão radial livre do conjunto de diafragma mantendo-se a concentricidade com o rotor.

Os furos dos diafragmas são aberturas ranhuradas para receberem para fins de vedação empanques de labirinto segmentados por mola.

### 7.2.8. Palhetas móveis

As palhetas móveis são trabalhadas de material de barra maciça frezando-se a raiz da palheta e torneando-se entre pontos as espigas de reforço.

São usadas espigas circulares ou alongadas conforme a secção da palheta e o afastamento periférico das palhetas usadas nos andares individuais. O material das palhetas é seleccionado para servir as condições de trabalho sendo também esse o caso da banda de reforço.

O desenho de todas as fileiras de palhetas foi tido em consideração de forma a assegurar que as frequências naturais das palhetas são sintonizadas para ficarem bem afastadas de quaisquer frequências de rotação.

### 7.2.9. Labirinto de empanques

Para restringir a área de fugas onde o veio do rotor da turbina passa através da carcaça, são fornecidos empanques sem contacto. Estes são do tipo de labirinto escalonado de dentes altibaixo, que são constituídos de uma série de anéis de metal cortados em segmentos, com serrações ou alhetas cortadas no interior dos anéis.

As alhetas são posicionadas para coincidirem com os ressaltos trabalhados no veio do rotor.

O conjunto apresenta uma passagem em labirinto dificultando a passagem do vapor. As muitas restrições e espaços correspondentes fazem descer rapidamente a pressão de vapor, aumentando assim o seu volume e limitando a quantidade que pode passar pelas restrições finais.

O labirinto do lado da exaustão está dividido ao longo do seu comprimento em três grupos separados de alhetas, proporcionando duas bolsas separadas. A bolsa interior é fornecida com vapor de vedação e a bolsa exterior ventila para o condensador de vapor de empanque.



Figura 27 - Condensador de vapor de empanque

A pressão do alojamento da roda (primeiro andar) aumenta progressivamente com a carga na turbina e a carga total. Esta pressão fica consideravelmente acima da pressão atmosférica. Para quebrar esta pressão e para reduzir a fuga de vapor para fora do alojamento da roda, é necessário usar cinco grupos separados de alhetas, proporcionando assim quatro bolsas no labirinto do lado da entrada de vapor. As duas bolsas interiores ventilam para a turbina intermédia, a bolsa seguinte é fornecida com vapor de vedação e a bolsa exterior ventila para a tubuladura que conduz ao condensador do empanque assim como para o lado da exaustão.

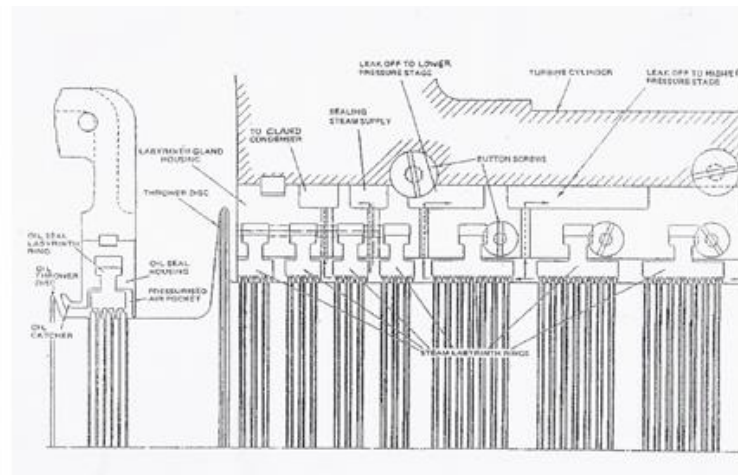


Figura 28 - Empanques da entrada de vapor

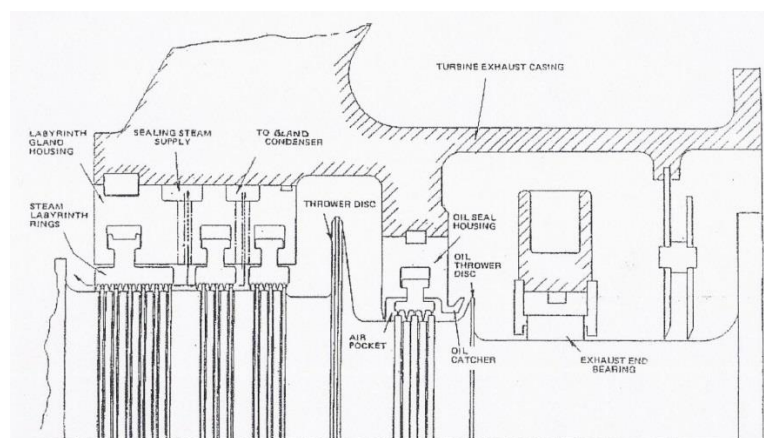


Figura 29 - Empanques de exaustão de vapor

É fornecido um grupo individual de alhetas no diâmetro interior de cada diafragma de modo a limitar as fugas entre andares.

Os segmentos do labirinto são apoiados em ranhuras em forma de ‘T’ no empanque e são mantidos concêntricos com o veio da turbina por molas de lâmina radial. Se houver fricção, os segmentos são empurrados para fora contra as molas para um diâmetro maior até que o problema tenha passado.

#### 7.2.10. Vedantes do óleo

Os vedantes de óleo são de construção semelhante à dos empanques de labirinto do vapor, mas incluem um deflector e varredor do lado de dentro do veio onde este passa pelo pedestal.

Em cada vedante está formada uma alheta exterior individual que é alimentada com ar a baixa pressão. Isto evita que se escape vapor de óleo e que entre vapor. Um deflector adicional de diâmetro grande está incorporado entre os vedantes de vapor e de óleo tanto do lado do vapor como do lado da exaustão. A descarga final dos mancais é amortecida por resguardos de salpico montados no alojamento dos mancais que conduzem o óleo arrastado até ao dreno de óleo.

### 7.2.11. Mancal radial e mancais axiais

Os mancais radiais são casquilhos de aço revestidos com metal branco do tipo de metades com rebordo. O mancal radial do rotor do lado do vapor está combinado num alojamento individual com um mancal axial de apoio oscilante.

O mancal axial está completo com almofadas de surto e localiza um colar de encosto que está formado integrado com o veio da turbina.

A lubrificação forçada dos mancais é mantida pelo sistema de óleo incorporado.

### 7.2.12. Filtro de vapor

A montante da válvula de seccionamento está montado um filtro de vapor de tipo de arame trançado e de forma cilíndrica.

### 7.2.13. Regulação e controlo de velocidade

O sistema de regulação e controlo é composto por:

- Um regulador electrónico que está montado no painel de comando e um actuador montado no pedestal do lado de vapor. O actuador deriva a sua energia de um abastecimento de óleo de controlo que vem do sistema de óleo de controlo incorporado.
- Um servo accionado por óleo e que consiste de uma válvula piloto de pressão equilibrada que controla o abastecimento de óleo servo a alta pressão para um pistão motriz. Esta unidade é accionada pelo actuador.
- Uma válvula reguladora de pulsação simples, montada na caixa da válvula e accionada por uma alavanca movimentada pelo servo, controla a entrada de vapor ao banco dos bocais do primeiro andar.

Uma resposta rápida às variações de velocidade altera as posições das válvulas reguladoras perfiladas por intermédio do servo-mecanismo.



Figura 30 - Regulador de velocidade

#### 7.2.14. Dispositivos de disparo de segurança

Para proteger a turbina contra más condições de trabalho, estão incorporados na turbina diversos dispositivos de disparo de emergência.

Estes dispositivos têm a função de parar automaticamente a turbina no caso de surgirem certas avarias. Isto é conseguido pelo corte do abastecimento de óleo de controlo ao servo accionado por óleo e drenando o óleo de controlo no servo.

Na ausência de pressão de óleo de controlo, a válvula de corte e a válvula reguladora fecham-se como resultado da acção do carregamento por mola.

As seguintes avarias resultam no corte automático da turbina:

- (a) Velocidade excessiva
- (b) Pressão baixa de óleo de lubrificação
- (c) Pressão alta de exaustão

Para além das três funções de disparo acima mencionadas, está incorporado um disparador de solenóide para proporcionar a possibilidade de paragem remota. O disparador de solenóide é também usado para efectuar um disparo na turbina no caso de quaisquer avarias detectadas electricamente, ou seja, vibração e deslocação axial. Os disparadores eléctricos estão regulados para actuarem antes dos disparadores mecânicos nos casos em que as funções estão duplicadas. Uma alavanca manual de disparo encontra-se montada no pedestal do lado de vapor para proporcionar ao operador um meio local de disparar a turbina.

### 7.3. Caixa de engrenagens

A unidade redutora de velocidade entre a turbina e o gerador é uma caixa de engrenagens do tipo de redução simples e helicoidal. A caixa de engrenagens está construída em ferro fundido. Os dentes de engrenagem são endurecidos por nitruração e rectificados com pressão pelo processo MAAG. Na caixa de engrenagens estão incorporadas medidas para absorver o esforço devido ao ângulo helicoidal. Os apoios da caixa de engrenagens e os dentes de engate são lubrificados através do sistema de lubrificação integral da turbina.



Figura 31 - Engrenagem redutora

#### 7.4. Mecanismo de arranque auxiliar

O mecanismo de arranque auxiliar é accionado por motor através de uma engrenagem redutora e de uma embraiagem SSS. Está concebido para arrancar automaticamente quando há perda de velocidade durante o afrouxamento.

A unidade de arranque auxiliar está interligada com um pressostato localizado no sistema de óleo de lubrificação que impede que o sistema de transmissão seja rodado sem haver óleo suficiente nos apoios. O óleo é fornecido por uma bomba de óleo motorizada auxiliar quando a bomba principal de óleo está inoperacional.



Figura 32 - Mecanismo de arranque auxiliar e motor

## 7.5. Sistema de óleo

### 7.5.1 Reservatório de óleo

O reservatório de óleo do sistema constitui uma parte integrante da base da unidade turbina/caixa de engrenagens. O sistema abastece de óleo, tanto o sistema de óleo de controlo como o sistema de lubrificação. Para além do visor de nível normalizado, o reservatório de óleo vem montado com um interruptor de nível para activar um alarme em caso de nível baixo.



Figura 33 - Reservatório e nível de óleo

### 7.5.2 Bombas de óleo

A bomba de óleo principal é uma bomba do tipo de engrenagens accionado pelo veio da linha de baixa velocidade da caixa de engrenagens.



Figura 34 - Bomba de óleo principal

A bomba auxiliar de óleo está montada no topo do reservatório de óleo e é accionada por um motor. É uma bomba para todo o serviço e é usada para condições de arranque e de preparação

para paragem quando a bomba principal de óleo não está a fornecer um caudal suficiente de óleo à pressão adequada.

Como salvaguarda contra a avaria da bomba auxiliar de óleo, ou corte de energia, está também incluída no sistema uma bomba de óleo de emergência para assegurar a alimentação de óleo para lubrificação de mancais e permitir assim um afrouxamento seguro da turbina.

A bomba de óleo de controlo e a sua bomba de reserva encontram-se montadas ao lado do reservatório de óleo e são accionadas por motores.



Figura 35 - Bombas de óleo auxiliar e de emergência

### 7.5.3 Filtros

Estão montados no sistema de óleo de lubrificação filtros micrométricos Duplex, do tipo de cartucho de descartar de modo a proporcionar filtragem até 10/15 microns. Sobre os cartuchos está montado um indicador de pressão diferencial.

No sistema de controlo de óleo está montado um filtro Duplex de cartuxo descartável.

Filtros do tipo de rede estão montados nas aspirações das três bombas de lubrificação.

### 7.5.4 Arrefecedores

No sistema de óleo de lubrificação está montado um arrefecedor Duplex de serviço a 100%, completo com válvula termostática e linha de bypass.

O óleo de lubrificação é arrefecido passando através de um permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular arrefecido a água (do sistema de arrefecimento do condensador).

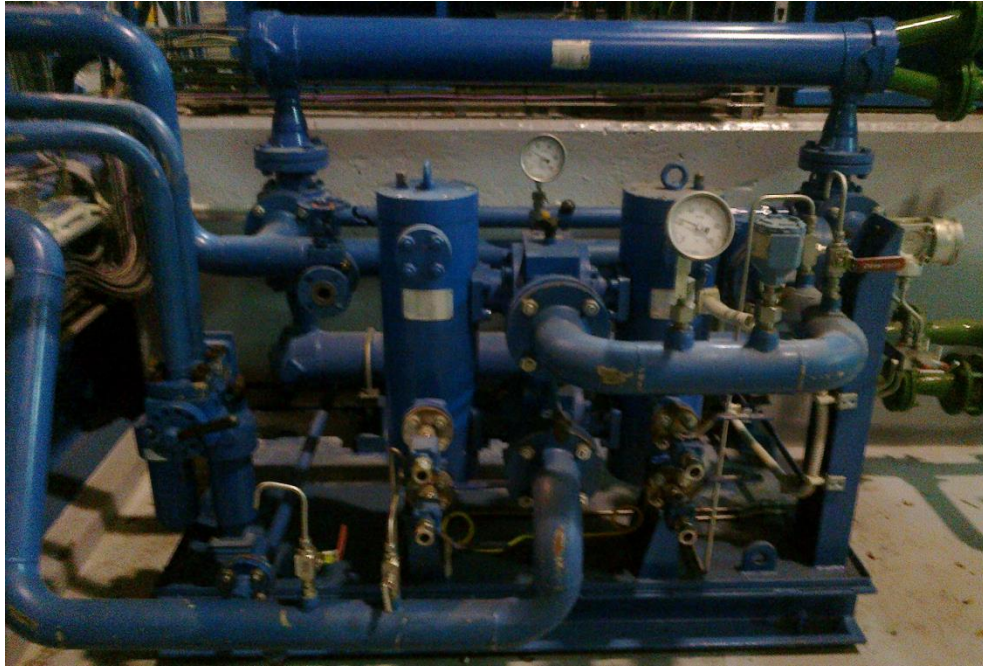


Figura 36 - Sistema de arrefecimento e de filtragem de óleo

#### 7.5.5 Outros acessórios

O sistema é fornecido com todas as válvulas reguladoras, placas de orifício e instrumentação necessárias para o seu funcionamento correcto.

## 8. CONDENSADOR

O condensador tem capacidade para condensar 26 632 kg/h de vapor procedente da turbina e também, capacidade de extrair os gases não condensáveis misturados com o vapor.

### 8.1. Características do condensador

O corpo é de forma cilíndrica que permite uma distribuição uniforme do vapor por todo o condensador.

A água de refrigeração produz a condensação do vapor, sendo a extracção dos gases efectuada por meio de bombas de vácuo através das saídas dos gases inertes do condensador.

Debaixo da carcaça situa-se o poço de recolha do condensado, com uma capacidade útil equivalente ao caudal de condensado produzido durante dois minutos de funcionamento.



Figura 37 - Condensador

### 8.2. Tubagens de água de refrigeração

O condensador tem duas passagens de água no lado de refrigeração. A tampa da câmara de entrada/saída de água é desmontável para processos de limpeza ou inspecção do interior.

### 8.3. Válvula de segurança

A válvula de segurança do condensador está projectada para descarregar um caudal de 26631 kg/h. A válvula abre quando a pressão do vapor no condensador atinge valores superiores a 1,3 bar  $\pm$  50 mbar.



Figura 38 - Válvula de segurança

#### 8.4. Bombas de extracção do condensado

O condensado é extraído através de bombas situadas debaixo do condensador. A unidade de extracção do condensado é formada por 2 bombas, cada uma projectada para 100 % do caudal máximo.

Durante a operação normal uma bomba funciona enquanto a outra bomba permanece em stand-by.



Figura 39 - Bombas de extracção de condensado

O condensado é então encaminhado para permutadores de calor de placas situados na casa das máquinas onde se faz uma recuperação de calor do sistema de arrefecimento a água dos motores. Os permutadores de calor estão montados em paralelo para permitir uma recuperação de calor independente aos grupos, ou seja, caso algum grupo esteja parado é possível direccionar o caudal de água condensada para os grupos que estão a funcionar.



Figura 40 - Recuperação de calor do sistema de arrefecimento a água dos motores

### 8.5. Unidade de vácuo

Para obter e manter a pressão de trabalho no condensador são utilizadas bombas de anel líquido. Cada bomba está projectada para 100 % do caudal máximo e contém arrefecimento a água através de um permutador de placas.



Figura 41 - Bombas de vácuo

Para manter a temperatura do condensador constante, a central está equipada com torres de arrefecimento de circuito de água aberto. No circuito estão inseridas três bombas em paralelo alimentadas por motores eléctricos. Duas bombas asseguram continuamente um caudal constante para o condensador ficando uma em stand-by em caso de avaria da outra.



Figura 42 - Bombas do sistema de arrefecimento do condensador

O sistema de arrefecimento do condensador também arrefece as bombas da unidade de vácuo, o condensador de vapor de empanques e o óleo de lubrificação da turbina.

O controlo do caudal de água que vai para o condensador é efectuado através da monitorização da temperatura do condensador.

A água aquecida no condensador é conduzida para as torres de arrefecimento, onde é arrefecida.

As torres de arrefecimento são de convecção forçada, em contracorrente, com ventilador axial de extracção. A água a arrefecer é injectada sobre um material de enchimento onde escorre até ao tanque da torre de arrefecimento.

Água de reposição quimicamente tratada entra no tanque repondo a água que evapora. O controlo de água de reposição é efectuado individualmente através de bóias de flutuação inseridas no interior dos tanques das torres de arrefecimento.



Figura 43 - Bóia de flutuação

Na parte inferior dos tanques encontram-se drenos para remover eventuais impurezas que se possam depositar. Estão também inseridos drenos na parte superior dos tanques para não exceder o volume máximo de água.

A água é aspirada dos tanques pelas bombas retomando o ciclo.



Figura 44 - Torres de refrigeração

## 9. ANÁLISE ENERGÉTICA E RENDIMENTO DA CENTRAL

### 9.1. Composição ponderal do combustível

Para calcular a energia térmica existente nos gases de escape dos 3 motores é necessário conhecer os constituintes do combustível. A informação disponibilizada pela EEM refere as propriedades do combustível utilizado (Quadro 1).

Propriedades do combustível	Unidades	Valores
Massa volúmica a 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	987,9
Ponto de inflamação	°C	78
Enxofre	%(m/m)	0,9
Água	%(v/v)	0,1
Sedimento total	%(m/m)	<0,1
Silício	mg/kg	<20
Poder calorífico superior	kcal/kg	10262
Cinzas	%(m/m)	<0,1
Viscosidade a 50 °C	cSt	371
Vanádio	mg/kg	41
Sódio	mg/kg	<25
Ponto de Fluxão	°C	-3

Quadro 1 - Propriedades do combustível

O capítulo 28 do ASHRAE 2009 – Fundamentals: “Combustion and Fuels” descreve como obter aproximadamente teor de hidrogénio no combustível com base na densidade relativa do combustível.

$$\%H_2 = 26 - (15 \times d_r) \quad (4)$$

$$d_r = \frac{\rho_{comb\ 15^\circ C}}{\rho_{\acute{a}gua\ 15^\circ C}} = 0,989$$

$$\%H_2 = 11,165$$

Sabendo a percentagem de hidrogénio e enxofre no combustível e que o vanádio, sódio, silício e sedimentos originarão cinzas, a constituição ponderal aproximada do combustível será indicada no Quadro 2:

Constituintes Galp 1% S	
Componente	Percentagem mássica
Carbono (C)	87,73
Hidrogénio (H <sub>2</sub> )	11,17
Enxofre (S <sub>2</sub> )	0,90
Água (H <sub>2</sub> O)	0,10
Cinzas	0,10

Quadro 2 - Composição mássica do combustível

## 9.2. Rendimento do grupo gerador

O rendimento do grupo gerador pode ser determinado a partir do consumo horário de combustível e da potência elétrica efetiva produzida pelo grupo, num determinado regime de rotação.

É utilizada a metodologia indicada na referência bibliográfica “Bureau of Energy Efficiency (BEE) Code – Cogeneration” por abordar instalações semelhantes à estudada:

$$\eta_e = \frac{3600 \times P \times 100}{\dot{m}_c \times PCI} = \frac{360000}{C_{esp} \times PCI} \quad (5)$$

em que:

$P$  - Potência elétrica útil produzida pelo grupo [kW]

$PCI$  – Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg]

$\dot{m}_c$  – Caudal de combustível [kg/h]

$C_{esp}$  – Consumo específico de combustível [kg/kWh] dado por:

$$C_{esp} = \frac{\rho_c \times \dot{V}_c}{P} \quad (6)$$

$\rho_c$  - Massa volúmica do combustível [kg/l] = 0,9879 kg/l

$\dot{V}_c$  - Caudal volúmico de combustível [l/h]

De acordo com as equações (8.3-67) e (8.3-62) da BS-EN 12952-15-2003 o poder calorífico inferior pode ser calculado por:

$$PCI = PCS - 2442.5 \times (8,9370 \times \gamma_H + 1.0\gamma_{H_2O}) \quad (7)$$

$PCS$  – Poder calorífico superior do combustível [kJ/kg] = 42962 kJ/kg

$\gamma_H$  – Teor de hidrogénio do combustível [kg/kg] = 0,11167 kg/kg

$\gamma_{H_2O}$  – Teor de humidade no combustível [kg/kg] = 0,001 kg/kg

substituindo em (7) vem:

$$PCI = 40519 \text{ kJ/kg}$$

O consumo específico médio de combustível do grupo 19 durante o mês de Setembro de 2012 foi obtido (ver Anexo) através de medições realizadas durante esse mês. O seu valor é:  $C_{esp} = 0,20987 \text{ kg/kWh}$ .

Considerando este valor na equação (1) obtemos o rendimento médio do grupo gerador no mês de Setembro de 2012, que foi 42,33%.

## 9.3. Análise ponderal da combustão estequiométrica

Da análise mássica da combustão estequiométrica do combustível (ver Anexo), obtem-se os valores indicados no Quadro 3.

Produtos de combustão sem excesso ar	
Constituinte	kg/ 100 kg comb
CO <sub>2</sub>	321,44
N <sub>2</sub>	1073,61
H <sub>2</sub> O	112,77
SO <sub>2</sub>	1,80
O <sub>2</sub>	0,00
Totais	1509,62

Quadro 3 - Produtos de combustão sem excesso de ar

#### 9.4. Excesso de ar

O analisador de gases da central regista diariamente a percentagem volumétrica de  $O_2$  nos gases de exaustão, conforme apresentado na Fig. 44

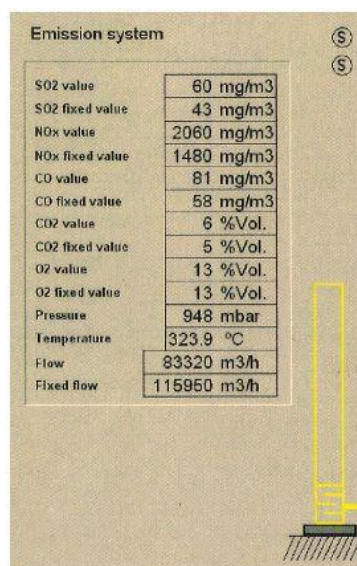


Figura 45 - Emissões registadas no painel de controlo

Através de uma folha de cálculo (ver Anexo) determinou-se a percentagem volumétrica dos produtos de combustão secos para várias percentagens de excesso de ar. Verifica-se que uma percentagem de 13% de  $O_2$  corresponde a uma percentagem de excesso de ar de 156% aproximadamente.

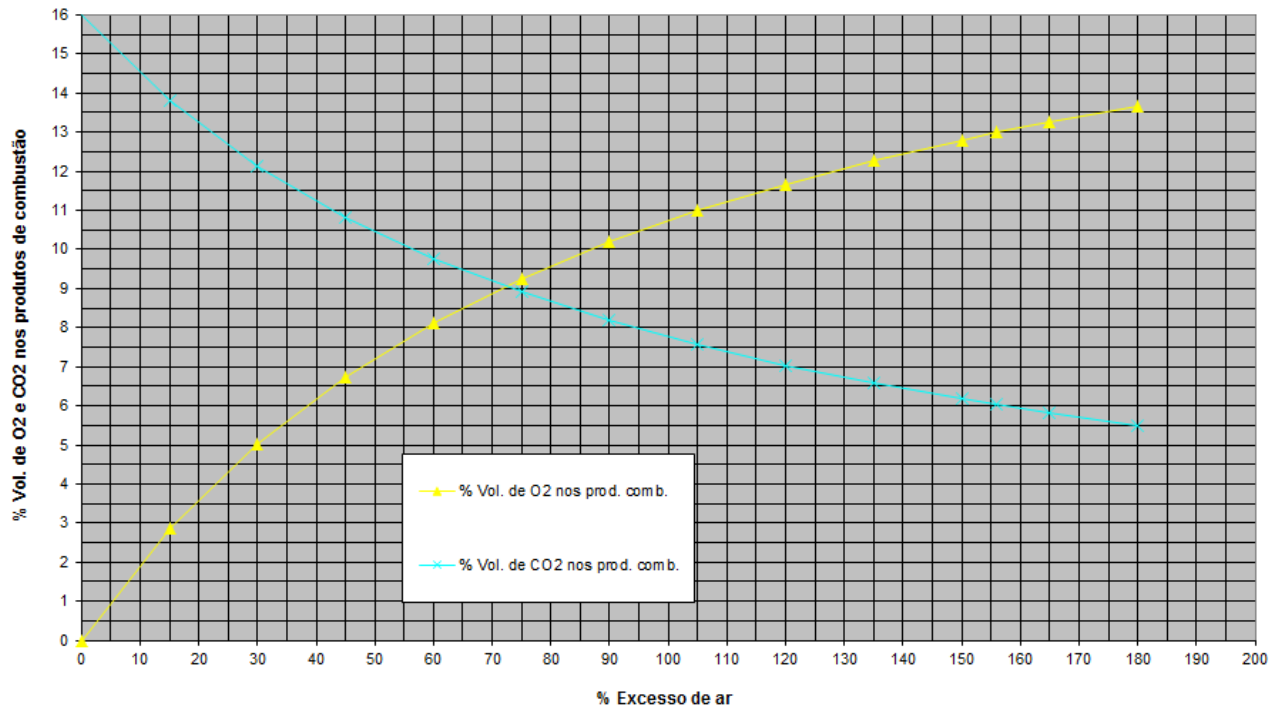


Figura 46 - Percentagem volumétrica de  $O_2$  e  $CO_2$  nos produtos de combustão

Este valor também poderia ser obtido recorrendo ao capítulo 4 da publicação do fabricante de analisadores de gases de combustão (2) que utiliza a eq. (8) para determinar o coeficiente de excesso de ar:

$$n = \frac{\%O_2 \times V_O}{(20,9 - \%O_2) \times A_O} \quad (8)$$

Onde:

- $\%O_2$  – Percentagem de oxigénio nos gases de escape medida pelo analisador de gases
- $V_O$  – Volume de gases de combustão secos para uma combustão estequiométrica (kmol/100 kg combustível)
- $A_O$  – Volume de ar seco para uma combustão estequiométrica (kmol/100 kg combustível)

Sabendo que:

$$V_O = 45,65 \text{ kmol/100 kg comb}$$

$$A_O = \frac{1396,56 \frac{\text{kg}}{100 \text{kg comb}}}{28,96 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} = 48,22 \text{ kmol/100 kg comb}$$

O valor de  $28,96 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$  corresponde à massa molar média do ar.

Substituindo em (8) obtém-se  $n = 1,5577$

Confirma-se assim que a percentagem de excesso de ar será de 156 %.

### 9.5. Produtos de combustão

Os produtos de combustão apresentam os valores indicados no quadro 4, obtidos a partir da folha de cálculo (ver Anexo) para um excesso de ar de 156 %.

Produtos de combustão para 156 % de excesso ar	
Constituinte	kg/ 100 kg comb
CO <sub>2</sub>	321,44
N <sub>2</sub>	2748,43
H <sub>2</sub> O	132,82
SO <sub>2</sub>	1,80
O <sub>2</sub>	503,80
Totais	3708,30

Quadro 4 – Produtos de combustão para 156% de excesso de ar

Os testes do motor efectuados pela Wartsila revelam que para 100 % da carga do motor o consumo horário de combustível (HFO) foi de 3350 kg/h.

O motor 19 teve um consumo médio de 2457,70 kg/h durante o mês de Setembro de 2012.

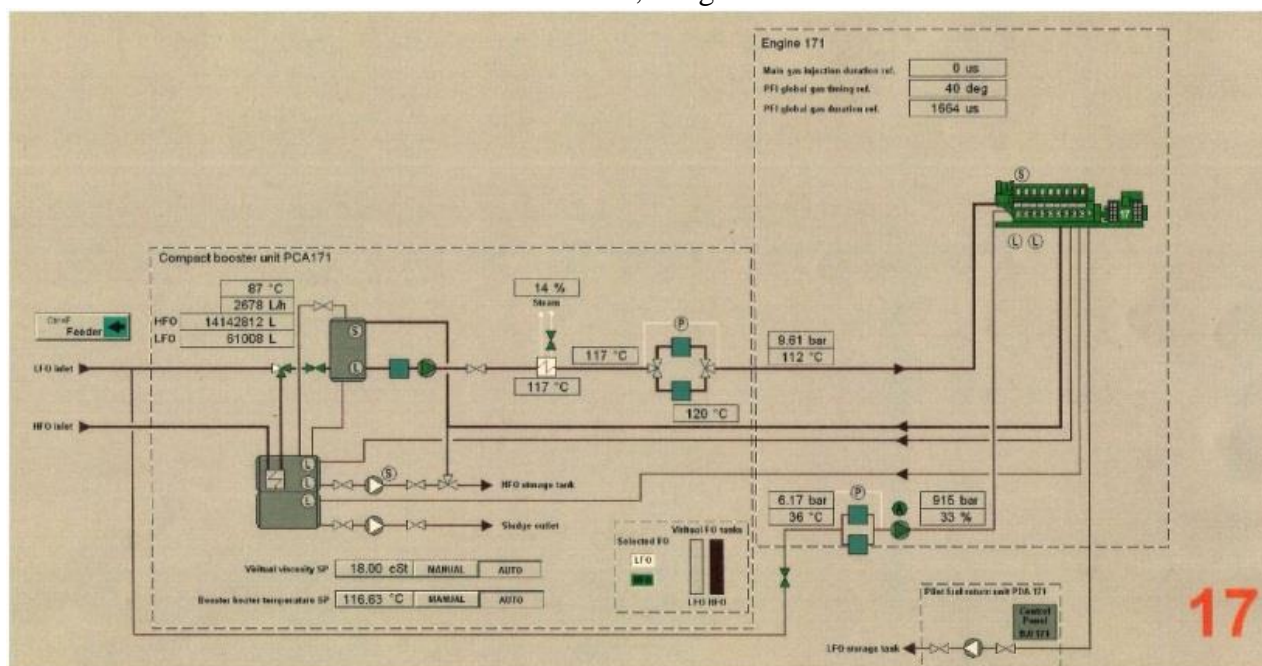


Figura 47 - Consumos de HFO e LFO registados no painel de controlo

Produtos de combustão para 100 % da carga		
Constituinte	kg const/kg comb	Caudal mássico (kg/s)
CO2	3,21	2,99
N2	27,48	25,57
H2O	1,33	1,24
SO2	0,02	0,02
O2	5,04	4,69
Totais	37,08	34,50

Quadro 5 – Produtos de combustão a 100 % da carga

### 9.6. Potência térmica transferida nos gases de escape

A potência térmica transferida pelos gases de escape é dada por:

$$\dot{Q}_g = \sum_{i=0}^n \dot{m}_{g_i} \times c_{p_{g_i}} \times \Delta T \quad (9)$$

onde:

- $\dot{m}_{g_i}$  – Caudal mássico do componente  $i$  dos gases de escape (kg/s)
- $c_{p_{g_i}}$  – Calor específico do componente  $i$  dos gases de escape (kJ/kg°C)
- $\Delta T$  – Diferença de temperatura dos gases de escape entre a entrada e a saída da caldeira (°C)

Potência térmica transferida pelos gases de escape			
Constituinte	Caudal mássico (kg/s)	cp (kJ/kg*°C) (274 °C)	Qg (kW)
CO2	2,99	1,0447	543,61
N2	25,58	1,0643	4736,70
H2O	1,24	1,9995	430,30
SO2	0,02	0,4460	1,30
O2	4,69	0,9868	805,02
Totais	34,51		6516,93

Quadro 6 - Potência térmica transferida pelos gases de escape

A potência térmica total disponível a 100 % da carga, para o Cenário 1, nos gases de escape de um motor é de 6516,93 kW. Se os 3 motores funcionarem em simultâneo com a mesma carga a potência total disponível ( $\dot{Q}_g$ ) será de 19551 kW

### 9.7. Potência térmica útil da caldeira

A potência transmitida dos gases de escape para a água líquida no economizador, evaporador e para o vapor de água através do sobreaquecedor é dada por:

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m}_v \times (h_s - h_e) \quad (10)$$

onde:

$\dot{m}_v$  – caudal mássico de vapor de água (kg/s)

$h_e$  – entalpia da água subarrefecida à entrada da caldeira (kJ/kg)

$h_s$  – entalpia do vapor sobreaquecido à saída da caldeira (kJ/kg).

As caldeiras foram projectadas para produzir 8370 kg/h de vapor sobreaquecido a 345 °C com uma pressão de funcionamento de 10 bar relativos.

A entalpia do vapor sobreaquecido nestas condições é de 3142,8 kJ/kg

A água entra nas caldeiras a 12 bar relativos e 135 °C, a que corresponde uma entalpia de 567,69 kJ/kg. A potência térmica útil na caldeira será assim:

$$\dot{Q}_{cald} = 5987,13 \text{ kW}$$

### 9.8. Rendimento da caldeira

O rendimento de uma caldeira de recuperação é dado por (BEE CODE – Cogeneration 5.4.4.(g)):

$$\eta_{cald} = \frac{\dot{Q}_{cald}}{\dot{Q}_g} \times 100 \quad (11)$$

Substituindo para as condições de funcionamento:

$$\eta_{cald} = 91,87 \%$$

### 9.9. Potência da turbina de vapor

A potência gerada pela turbina de vapor é dada por:

$$W_{Treal} = \dot{m}_{v3} \times (h_1 - h_2) \quad (12)$$

ou

$$W_{Treal} = W_{Tideal} \times \eta_t \quad (13)$$

onde:

- $W_{Treal}$  – Potência gerada pela turbina
- $\dot{m}_{v3}$  – Caudal mássico de vapor sobreaquecido produzido pelas três caldeiras
- $h_1$  – Entalpia do vapor sobreaquecido à entrada da turbina
- $h_2$  – Entalpia do vapor à saída da turbina
- $W_{Tideal}$  – Potência produzida pela turbina para uma evolução isentrópica de 100%
- $\eta_t$  – Rendimento da turbina

Atendendo aos “Dados técnicos da turbina e do condensador” (ver Anexo) obtidos sem extracções de vapor, constatamos que o ponto de funcionamento à saída da turbina corresponde a um vapor húmido com um título de:

$$x_2 = \frac{(h_2 - h_{f \text{ 0.07 bar abs}})}{(h_{fg \text{ 0.07 bar abs}})} = 0,9327$$

considerando a condição “Ponto de design” (8 bar rel. e 335,2 °C). A potência gerada pela turbina nestas condições será:

$$W_{Treal} = 5311,87 \text{ kW}$$

Considerando as condições previstas para funcionamento ( $3 \times 8370 \frac{kg}{h} = 25110 \frac{kg}{h}$ ) e deduzidos os consumos de vapor para os sistemas auxiliares ( $0,57 \frac{kg}{s} = 2052 \frac{kg}{h}$ ) obtemos:

$$W_{Treal} = 4604,55 \text{ kW}$$

### 9.10. Rendimento térmico da turbina de vapor

O rendimento térmico da turbina é obtido através da equação (15)

Sendo a potência ideal (isentrópica) produzida pela turbina:

$$W_{Tideal} = \dot{m}_{v3} \times (h_1 - h_{2s}) \quad (14)$$

vem:

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_{2a})}{(h_1 - h_{2s})} \quad (15)$$

Como a evolução do estado 1 para o estado 2s é isentrópica:

$$s_{2s} = s_1 = 7,302 \text{ kJ/kg.K}$$

Nesta evolução ideal o título do vapor será:

$$x_{2s} = \frac{(s_1 - s_{f, 0,07 \text{ bar abs}})}{s_{fg, 0,07 \text{ bar abs}}} = 0,8734$$

e a respectiva entalpia:

$$h_{2s} = h_{f, 0,07 \text{ bar abs}} + x_{2s} \times h_{fg, 0,07 \text{ bar abs}} = 2267,09 \text{ kJ/kg}$$

O rendimento isentrópico da turbina será então:

$$\eta_t = 0,834$$

### 9.11. Potência produzida pelo gerador da turbina de vapor

No “Ponto de Design” a potência elétrica produzida pelo gerador é 4950 kW.

A potência produzida pelo gerador será igual à potência produzida pela turbina com a dedução das perdas de energia na transmissão e no gerador.

$$W_G = W_{Treal} \times \eta_{trans} \times \eta_G \quad (16)$$

onde:

$\eta_{trans}$  – Rendimento da caixa de engrenagens e veio de transmissão

$\eta_G$  – Rendimento elétrico do gerador

Não existem dados sobre o rendimento mecânico da transmissão, desse modo podemos tentar fazer uma aproximação utilizando os “Dados técnicos da turbina e do condensador” (ver Anexo).

Para o “Ponto de Design” tem-se:

$$W_G = 4950 \text{ kW}$$

$$W_{Treal} = 5311,87 \text{ kW}$$

Nos dados técnicos do gerador AVK o rendimento eléctrico ( $\eta_G$ ) é de 97% para uma temperatura de fluido refrigerante de 40 °C.

Substituindo os valores em (16) obtemos o rendimento mecânico da transmissão:

$$\eta_{trans} = 0,9607$$

Considerando as condições iniciais de funcionamento obtemos:

$$W_G = 4290,87 \text{ kW}$$

### 9.12. Potência térmica dissipada pelo condensador

A potência dissipada pelo condensador no “Ponto de design” é dada por:

$$\dot{Q}_{cond_a} = \dot{m}_{v3} \times (h_2 - h_f)_{0,07 \text{ bar abs}} = 16605,82 \text{ kW}$$

Considerando as condições de funcionamento:

$$\dot{Q}_{cond_f} = 14394,62 \text{ kW}$$

### 9.13. Potência térmica recuperada do sistema de arrefecimento dos motores

O calor recuperado pelo sistema de arrefecimento a água dos motores é dado por:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_a \times (h_{r2} - h_{r1}) \quad (17)$$

- $\dot{m}_a$  – Caudal mássico de água
- $h_{r2}$  – Entalpia da água depois do permutador de calor (a 85°C)
- $h_{r1}$  – Entalpia da água antes do permutador de calor (a 39°C)

Considerando as condições de funcionamento:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_a}{v_{a_{62^\circ\text{C}}}} = 7,339 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{rec} = 1412,83 \text{ kW}$$

### 9.14. Rendimento global da instalação

Considerando novamente a metodologia indicada no BEE Code, o rendimento global da instalação é dado por:

$$\eta_G = \frac{P_E}{\dot{m}_c \times PCI} \times 100 \quad (18)$$

onde:

- $P_E$  – Potência eléctrica total útil (kW)

$$P_E = 3P_{GM} + P_{GT} - \sum_{i=0}^n P_{Bi} \quad (19)$$

em que:

- $P_{GM}$  – Potência eléctrica máxima produzida pelo gerador de um motor = 16621 kW fonte: “Wärtsilä 50DF Engine Technology”
- $P_{GT}$  – Potência eléctrica máxima produzida pelo gerador da turbina de vapor
- $P_{Bi}$  – Potência eléctrica consumida pela bomba “i”

As potências eléctricas consumidas pelas bombas da instalação podem ser directamente obtidas das características técnicas das bombas nos Anexos 2 e 3.

- Bomba 1 – Bomba de extracção de condensado  
 $P_{B1} = 11,68 \text{ kW}$
- Bomba 2 – Bomba de alimentação de água às caldeiras  
 $P_{B2} = 18,3 \text{ kW}$

assim:

$$\sum_{i=0}^n P_{Bi} = 29,98 \text{ kW}$$

Realizando o cálculo para as condições de funcionamento

$$\eta_G = 47,85 \%$$

### 9.15. Outros indicadores de desempenho do sistema

A taxa de vapor (“Steam Rate”) é o consumo de vapor por hora por unidade produzida. Geralmente é expressa em kg/kWh e quanto menor for melhor será o desempenho do sistema.

A taxa de vapor é dada por:

$$T_V = \frac{\dot{m}_v}{P_{GT}} \quad (20)$$

A taxa de calor (“Heat Rate”) é a quantidade de energia que é necessária introduzir por unidade produzida, é um indicador de eficiência térmico.

A taxa de calor é dada por:

$$T_C = \frac{\dot{m}_c \times PCI}{P_E} \quad (21)$$

Substituindo para as condições de funcionamento, obtém-se:

$$T_V = 5,372 \text{ kg/kWh}$$

$$T_C = 7523,59 \text{ kJ/kWh}$$

## 10. ANÁLISE SIMPLIFICADA DO CUSTO DA ENERGIA ELÉCTRICA PRODUZIDA

Utilizando os dados obtidos no capítulo 9 é possível fazer uma estimativa dos custos da energia eléctrica produzida na central tendo em consideração apenas os custos de combustível. Não se incluem, portanto, os custos de operação e manutenção do sistema nem os custos do investimento.

Custos associados à produção				
Consumo mensal de combustível (kg)	Custo mensal combustível p/ 3 grupos (€)	Produção mensal turbina kW.h	Produção mensal 3 grupos kW.h	Custo p/ kW.h (€)
5306400	2849536800	2266292	26327664	0,03326

Quadro 7 - Custos associados à produção

Admitindo a seguinte estrutura aproximada de custos (3), típica das centrais termoeléctricas em Portugal,

Combustível	70%
Investimento	20%
Operação e Manutenção	10%

Quadro 8 - Estrutura de custos típica das centrais termoeléctricas em Portugal

obtemos o seguinte custo final estimado 0,047514 €/kW.h.

Podemos agora comparar este custo com as tarifas praticadas no ano de 2012 na ilha da Madeira (Anexo x).

Energia activa		(EUR/kWh)
Tarifa simples		0,1402
Tarifa bi-horária	Horas fora de vazio	0,1539
	Horas de vazio	0,0834
Tarifa tri-horária	Horas ponta	0,1693
	Horas cheia	0,1442
	Horas vazio	0,0834

\* RRC art. 184.º, n.º 3

Quadro 9 – Tarifário da electricidade na Madeira em 2012

Concluimos assim que o custo de produção do kW.h na CTV3 é cerca de 43 % inferior ao kW.h vendido para a hora de vazio nas tarifas tri-horária e bi-horária, que são as tarifas mais baixas, e é cerca de 66 % inferior quando comparado com a tarifa simples.

## 11. CONCLUSÕES

Relativamente aos objectivos que foram traçados pode-se afirmar que foram atingidos, uma vez que foi realizado o estudo pormenorizado da central termoelétrica da Nave III da Central da Vitória, incluindo a análise energética e a determinação do rendimento da instalação.

O contacto directo com os equipamentos que constituem uma central termoelétrica forneceram um maior conhecimento quer do ponto de vista teórico quer do prático, pelo que hoje possui uma maior visão global dos sistemas térmicos e tudo o que lhes é associado. A experiência obtida durante os 6 meses de estágio não tem equivalente teórico e deveria ser um complemento obrigatório no percurso académico de qualquer engenheiro.

Um aspecto relevante e não contabilizado, é o facto de as naves 1 e 2 necessitarem de vapor para o funcionamento dos seus sistemas. Embora inicialmente a nave 1 tivesse a capacidade de produzir vapor para consumo próprio, o desgaste ocorrido ao longo de décadas de utilização torna inviável a geração de vapor pelos sistemas das mesmas. Assim, o caudal total de vapor produzido pelas caldeiras da CTV3 não é completamente utilizado na produção de energia eléctrica. Desta forma sabe-se à partida que a potência exacta que a turbina produzirá estará dependente dos consumos externos de vapor que no limite poderão ser nulos, embora seja um cenário muito pouco provável dado que a CTV2 encontra-se em funcionamento 24 horas por dia.

Não é possível calcular o período de amortização da instalação, uma vez que, se desconhece os custos de obra.

Ao analisar o quadro 8 verifica-se que é possível poupar mensalmente para um preço de venda de 0,0834 €/kW.h (correspondente às horas de vazio dos tarifários tri-horários e bi-horários) o valor de 257.739,00 € só por colocar a turbina de vapor a produzir. É necessário ter em conta que estes valores só seriam possíveis se a instalação CTV3 produzisse energia eléctrica 24 horas por dia, 7 dias por semana e sempre com carga de 100 %.

Devido à pequena dimensão da rede eléctrica da Madeira, os grupos geradores têm de manter uma reserva eléctrica em caso de paragem súbita de algum grupo gerador. Essa reserva é conseguida mantendo os grupos a uma carga mais reduzida (80-85%). A produção eléctrica na CTV3 é efectuada conforme a necessidade eléctrica da RAM. A base eléctrica do diagrama de ponta da RAM é cerca de 70 MW.h (Anexo x) e existindo outros centros produtores de electricidade na região (termoelétrica, hídrica, eólica, etc) torna-se actualmente inviável efectuar regime de produção permanente na CTV3. Ainda assim, uma redução de custos de combustível na ordem dos 111600 euros mensais é conseguida apenas por colocar a turbina em funcionamento.

Do ponto de vista ambiental, se a turbina entrasse em funcionamento permanente, o consumo de nafta diminuiria em 223 toneladas mensais para um regime de produção permanente. Diminuindo também as emissões inerentes ao transporte e armazenamento desse combustível.

A CTV3 passará a utilizar o gás natural liquefeito (GNL) como combustível primário nos próximos tempos. Apesar das diferenças devido à queima desse tipo de combustível, a turbina de vapor permanecerá como uma unidade de valor acrescentado visto que trará muitos benefícios sempre que colocada em funcionamento. Dito de outra forma é obrigatória a

utilização da turbina de vapor independentemente do combustível que os grupos geradores utilizem.

## 12. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. (1) - Cogen Europe
2. (2) - Land “*Combustion calculation, normalisations and conversions*”
3. (3) - Alves, A. (2012). *Estimativa horária de custo real de produção de Eletricidade*. Tese de Mestrado. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
4. ASHRAE (2009). *Fundamentals: “Combustion and Fuels”*
5. Boles A.; Cengel, Y. (2006) *Termodinâmica*. McGrawhill, Quinta Edição.
6. *Bureau of Energy Efficiency (BEE) Code – Cogeneration*
7. ERSE (2013). *Estrutura Tarifária do setor Elétrico em 2014*
8. Wärtsilä 50DF Engine Technology

### Referências de sítio na internet

<http://www.wartsila.com/en/power-plants/learning-center/combustion-engine-vs-gas-turbine-part-load-efficiency>

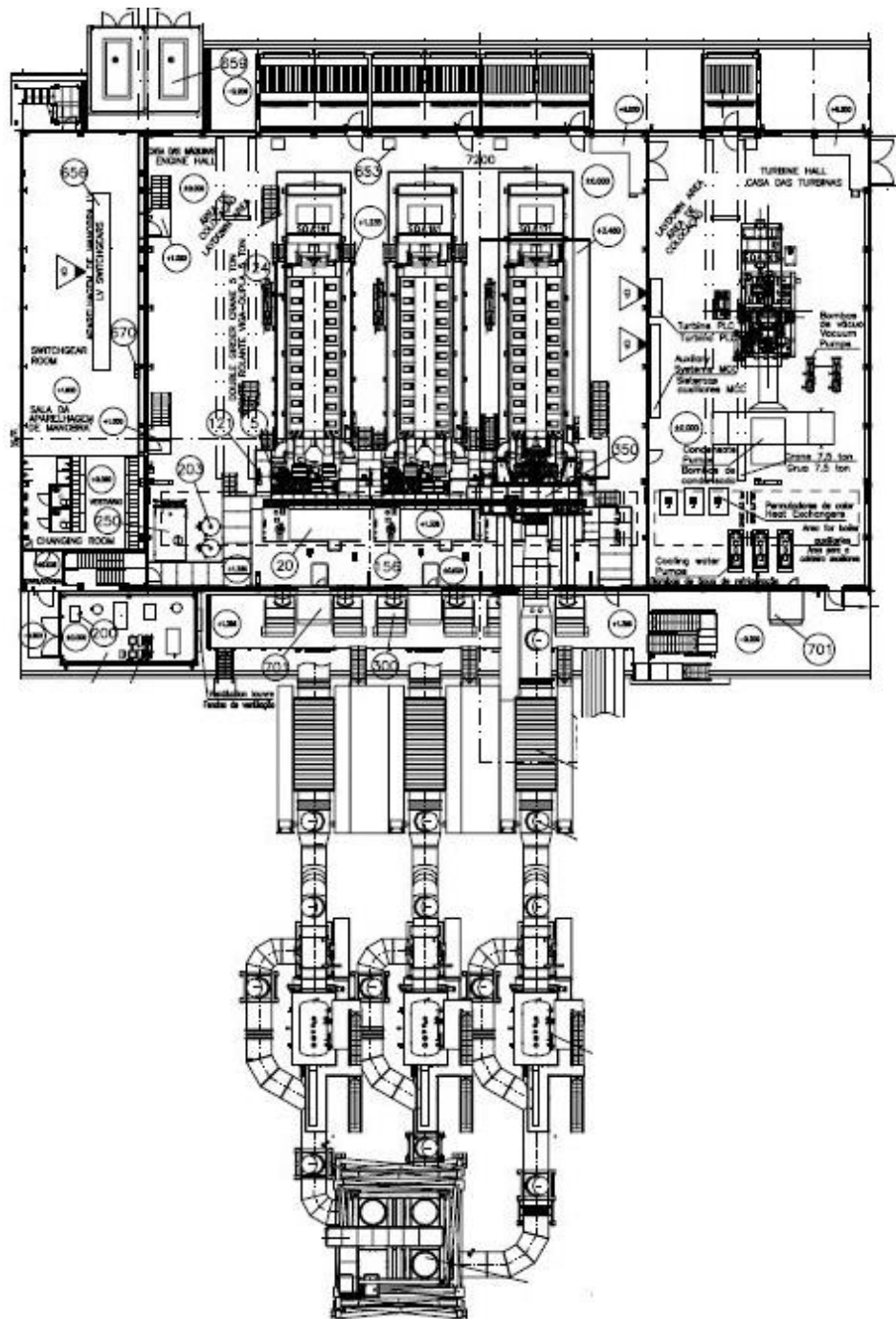
<http://www.offshore-mag.com/articles/print/volume-59/issue-4/news/general-interest/multi-fuel-diesel-engines-well-suited-to-fpsos-on-the-move.html>

<http://images.pennwellnet.com/ogj/images/off3/0499oswart1.gif>

[http://www.cogeneurope.eu/what-is-cogeneration\\_19.html](http://www.cogeneurope.eu/what-is-cogeneration_19.html)

## **ANEXOS**

Planta da central



# Bomba 1

## Performance curve

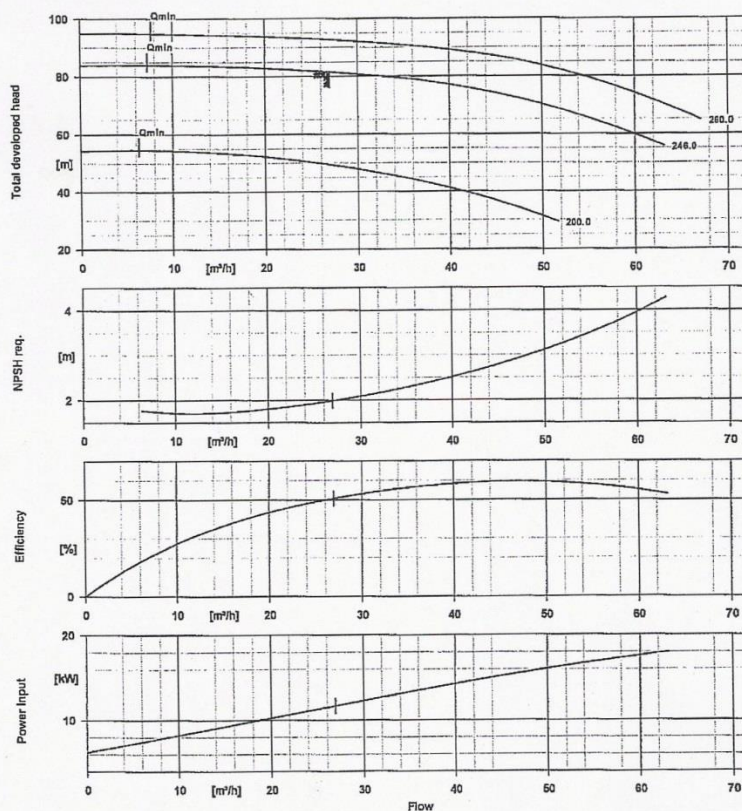


Customer item no.:  
 Order dated:  
 Order no.: N497834-H018-01  
 Quantity: 2

Number:  
 Item no.: 100  
 Date: 27/10/2008  
 Page: 3

**Etanorm G 040-250 G11**  
 Standardpump acc. EN 733

Version no.: 1



### Curve data

Speed of rotation	2944 rpm	Efficiency	50.7 %
Fluid density	992 kg/m³	Power absorbed	11.68 kW
Viscosity	0.67 mm²/s	NPSH required	1.98 m
Flow rate	26.90 m³/h	Curve number	K1211.452/244
Requested flow rate	26.90 m³/h	Impeller diameter	246.0 mm
Total developed head	81.48 m	Acceptance standard	ISO 9906 class 2, annex A
Requested developed head	81.50 m		

# Bomba 2

Note! Order is to be specified as follows:  
**CR... Air Cooled Top Tmax +180 degrees**

Description	Value
Product name:	CR 45-6 A-F-A-E HQQE
Product No:	96122757
EAN number:	5700396688015
<b>Technical:</b>	
Speed for pump data:	2947 rpm
Rated flow:	45 m <sup>3</sup> /h
Rated head:	119 m
Impellers:	6
Shaft seal:	HQQE
Curve tolerance:	ISO 9906 Annex A
Stages:	6
Pump version:	A
Model:	A
<b>Materials:</b>	
Pump housing:	Cast iron EN-JS1050 DIN W.-Nr. 80-55-06 ASTM
Impeller:	Stainless steel 1.4301 DIN W.-Nr. 304 AISI
Material code:	A
Code for rubber:	E
<b>Installation:</b>	
Maximum ambient temperature:	40 °C
Max pressure at stated temp:	30 / 120 bar / °C 30/-20 L_bardgC
Flange standard:	DIN
Connect code:	F
Pipe connection:	DN 80
Pressure stage:	PN 16 / PN 25 / PN 40
Flange size for motor:	FF300
<b>Liquid:</b>	
Liquid temperature range:	-20 .. 120 °C
<b>Electrical data:</b>	
Motor type:	180M
Efficiency class:	1
Number of poles:	2
Rated power - P2:	22 kW
Mains frequency:	50 Hz
Rated voltage:	3 x 220-240 D / 380-415 Y V
Rated current:	67 / 38.5 A
Starting current:	720 %
Cos phi - power factor:	0,88
Rated speed:	2955 rpm
Motor efficiency at full load:	94,0 %
Motor efficiency at 3/4 load:	94,5 %
Enclosure class (IEC 34-5):	IP55
Insulation class (IEC 85):	F
Motor protec:	PTC
Motor No:	81D05330
<b>Others:</b>	
Net weight:	269 kg
Gross weight:	308 kg
Shipping volume:	0.57 m <sup>3</sup>

**CR 45-6**  
 Q = 40.2 m<sup>3</sup>/h  
 H = 130 m  
 Eta pump = 77.6 %  
 P2 P2 = 18.3 kW  
 NPSH = 1.98 m

Printed from Grundfos CAPS

1/3

## **Diagrama do sistema de recuperação de calor**

## Rendimento efectivo do Grupo 19

Data	Cesp [kg/kW.h]	Rendimento efectivo
03-09-2012	0,210755852	42,17207237
04-09-2012	0,209782826	42,36767723
05-09-2012	0,212898937	41,74755964
06-09-2012	0,213919265	41,54843682
07-09-2012	0,199647944	44,51842022
10-09-2012	0,214087164	41,51585224
11-09-2012	0,211129949	42,09734855
12-09-2012	0,215767133	41,19260861
13-09-2012	0,21987138	40,42368351
14-09-2012	0,212867789	41,75366837
17-09-2012	0,213291102	41,67080096
18-09-2012	0,197783858	44,93800032
19-09-2012	0,215865747	41,17379067
20-09-2012	0,209442983	42,43642312
21-09-2012	0,212964488	41,73470964
24-09-2012	0,211790395	41,96607236
25-09-2012	0,214809671	41,3762146
26-09-2012	0,209870236	42,35003123
27-09-2012	0,212931904	41,74109612
28-09-2012	0,239781807	37,06707856
Média mensal [kg/kW.h]	0,209870236	42,35003123

**Consumo médio diário**

Data	Consumo médio diário de combustível (l/h)	Consumo médio diário de combustível (kg/h)
03-09-2012	2461,93	2432,139236
04-09-2012	2496,47	2466,25942
05-09-2012	2574,92	2543,766508
06-09-2012	2642,64	2610,666879
07-09-2012	2558,62	2527,656138
10-09-2012	2547,33	2516,5106
11-09-2012	2519,21	2488,731793
12-09-2012	2529,60	2498,99184
13-09-2012	2511,86	2481,463671
14-09-2012	2525,69	2495,131431
17-09-2012	2321,14	2293,057029
18-09-2012	2379,67	2350,8727
19-09-2012	2797,31	2763,460269
20-09-2012	2728,92	2695,896775
21-09-2012	2579,79	2548,570307
24-09-2012	2594,93	2563,529936
25-09-2012	2515,86	2485,415271
26-09-2012	2512,50	2482,09875
27-09-2012	2529,15	2498,551085
28-09-2012	1428,67	1411,3798
Média mensal	2487,81	2457,707472

**Consumo específico e rendimento efectivo – Grupo 19**

Data	Cesp [kg/kW.h]	Rendimento efectivo
03-09-2012	0,21	42,17
04-09-2012	0,21	42,37
05-09-2012	0,21	41,75
06-09-2012	0,21	41,55
07-09-2012	0,20	44,52
10-09-2012	0,21	41,52
11-09-2012	0,21	42,10
12-09-2012	0,22	41,19
13-09-2012	0,22	40,42
14-09-2012	0,21	41,75
17-09-2012	0,21	41,67
18-09-2012	0,20	44,94
19-09-2012	0,22	41,17
20-09-2012	0,21	42,44
21-09-2012	0,21	41,73
24-09-2012	0,21	41,97
25-09-2012	0,21	41,38
26-09-2012	0,21	42,35
27-09-2012	0,21	41,74
28-09-2012	0,24	37,07
Média mensal [kg/kW.h]	0,21	42,33

## Produtos de combustão

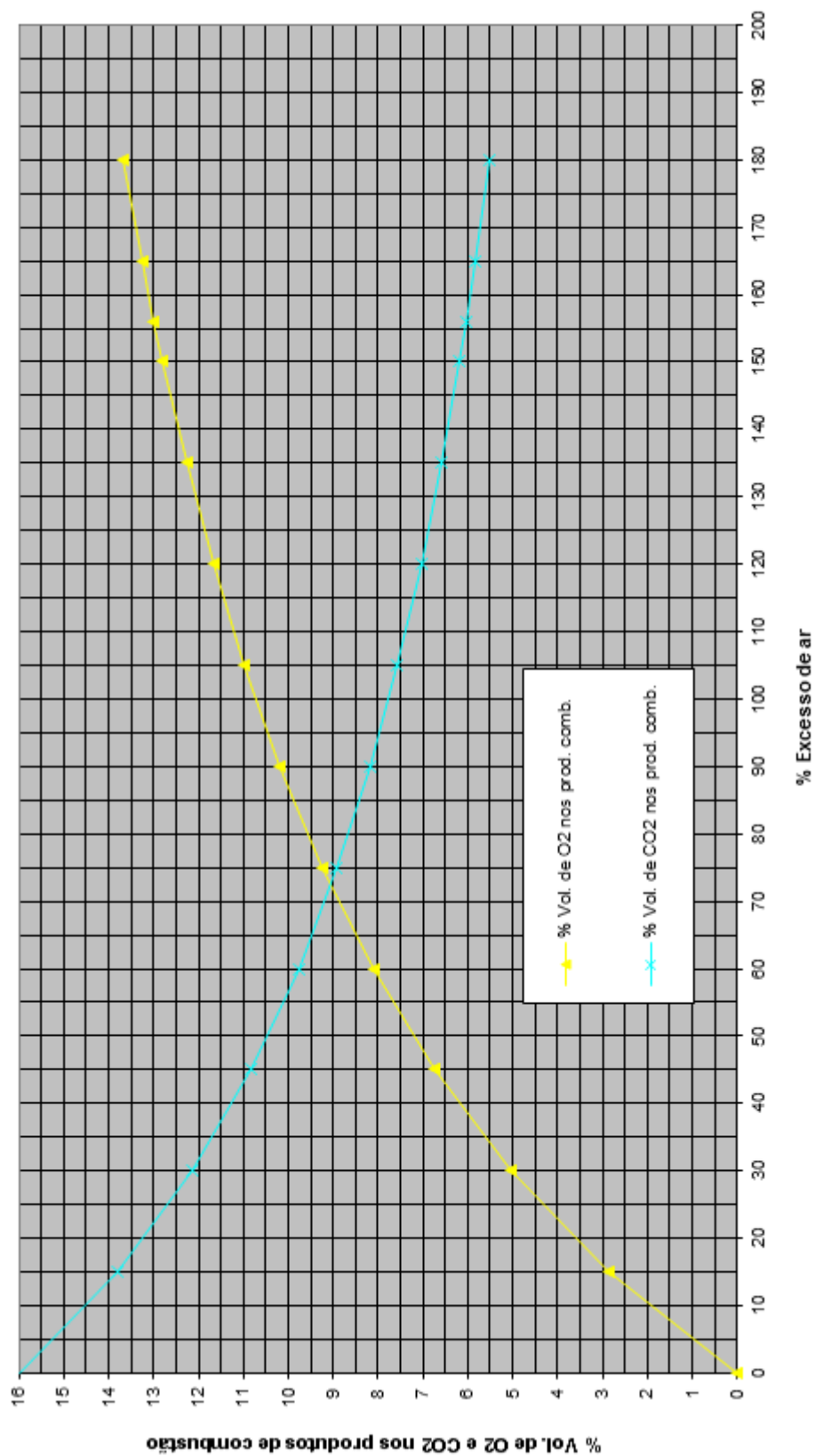
Fórm. Quím.	PROD. COMB. EM KG / 100 KG COMB. P/ AS VÁRIAS % DE EXCESSO DE AR													
	0%	15%	30%	45%	60%	75%	90%	105%	120%	135%	150%	156%	165%	180%
CO <sub>2</sub>	321,44	321,44	321,44	321,44	321,44	321,44	321,44	321,44	321,44	321,44	321,44	321,44	321,44	321,44
SO <sub>2</sub>	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80
H <sub>2</sub> O	112,77	114,70	116,63	118,56	120,48	122,41	124,34	126,27	128,19	130,12	132,05	132,82	133,97	135,90
N <sub>2</sub>	1073,61	1234,65	1395,69	1556,73	1717,77	1878,81	2039,85	2200,89	2361,94	2522,98	2684,02	2748,43	2845,06	3006,10
O <sub>2</sub>	0,00	48,44	96,89	145,33	193,77	242,21	290,66	339,10	387,54	435,98	484,43	503,80	532,87	581,31
Totais	1509,62	1721,03	1932,45	2143,86	2355,27	2566,68	2778,09	2989,50	3200,91	3412,32	3623,73	3708,30	3835,14	4046,56

Fórm. Quím.	PROD. COMB. SECOS EM KMOLE / 100 KG COMB. P/ AS VÁRIAS % DE EXCESSO DE AR													
	0%	15%	30%	45%	60%	75%	90%	105%	120%	135%	150%	156%	165%	180%
CO <sub>2</sub>	7,304	7,304	7,304	7,304	7,304	7,304	7,304	7,304	7,304	7,304	7,304	7,304	7,304	7,304
SO <sub>2</sub>	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028
N <sub>2</sub>	38,316	44,063	49,810	55,558	61,305	67,053	72,800	78,547	84,295	90,042	95,789	98,088	101,537	107,284
O <sub>2</sub>	0,000	1,514	3,028	4,542	6,055	7,569	9,083	10,597	12,111	13,625	15,138	15,744	16,652	18,166
Totais	45,65	52,91	60,17	67,43	74,69	81,95	89,21	96,48	103,74	111,00	118,26	121,16	125,52	132,78

Substância	% VOLUMÉTRICA DOS PRODUTOS DE COMBUSTÃO SECOS P/ AS VÁRIAS % DE EXCESSO DE AR													
	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	156	165	180
CO <sub>2</sub>	16,00	13,80	12,14	10,83	9,78	8,91	8,19	7,57	7,04	6,58	6,18	6,03	5,82	5,50
SO <sub>2</sub>	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02
N <sub>2</sub>	83,94	83,28	82,78	82,39	82,08	81,82	81,60	81,42	81,26	81,12	81,00	80,95	80,89	80,80
O <sub>2</sub>	0	2,86	5,03	6,74	8,11	9,24	10,18	10,98	11,67	12,27	12,80	12,99	13,27	13,68
Totais secos	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

Substância	RESULTADOS FINAIS EM KG / 100 KG COMB. P/ AS VÁRIAS % DE EXCESSO DE AR													
	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	156	165	180
Ar seco	1396,56	1606,04	1815,53	2025,01	2234,49	2443,98	2653,46	2862,95	3072,43	3281,91	3491,40	3575,19	3700,88	3910,36
Ar húmido	1409,41	1620,82	1832,23	2043,64	2255,05	2466,46	2677,87	2889,28	3100,70	3312,11	3523,52	3608,08	3734,93	3946,34
Prod. comb.	1509,62	1721,03	1932,45	2143,86	2355,27	2566,68	2778,09	2989,50	3200,91	3412,32	3623,73	3708,30	3835,14	4046,56

## Gráfico de combustão



# Tarifário em vigor em 2012 na RAM

## Tarifas de Venda a Clientes Finais na Região Autónoma da Madeira em 2012

Directiva n.º 7/2011  
Diário da República, 2.ª série — N.º 244 — 22 de Dezembro de 2011  
Parte E



TARIFAS DE VENDA A CLIENTES FINAIS DA RAM EM MT		PREÇOS
Termo tarifário fixo		(EUR/dia)*
		1,2534
Potência		(EUR/kW.dia)*
Horas de ponta		0,2848
Contratada		0,0395
Energia activa		(EUR/kWh)
Períodos I, IV	Horas de ponta	0,1168
	Horas cheias	0,0947
	Horas vazio normal	0,0596
	Horas super vazio	0,0557
Períodos II, III	Horas de ponta	0,1189
	Horas cheias	0,0961
	Horas vazio normal	0,0618
	Horas super vazio	0,0575
Energia reactiva		(EUR/kvarh) (EUR/kvarh)
Fornecida		0,0214
Recebida		0,0159

\* RRC art. 184.º, n.º 3

TARIFAS DE VENDA A CLIENTES FINAIS DA RAM EM BTN (>20,7 kVA)		PREÇOS
Potência		(EUR/dia)*
27,6		0,8630
34,5		1,0546
41,4		1,2460
51,75		1,5332
62,1		1,8204
Energia activa		(EUR/kWh)
Horas de ponta		0,2882
Horas cheias		0,1375
Horas de vazio		0,0598

\* RRC art. 184.º, n.º 3

TARIFAS DE VENDA A CLIENTES FINAIS DA RAM EM BTN (<=2,3 kVA)		PREÇOS
Potência		(EUR/dia)*
Tarifa simples	1,15	0,0753
	2,3	0,1437
Energia activa		(EUR/kWh)
Tarifa simples		0,1177

\* RRC art. 184.º, n.º 3

TARIFAS DE VENDA A CLIENTES FINAIS DA RAM EM BTN SOCIAL (<=4,6 kVA e >2,3 kVA)		PREÇOS
Potência		(EUR/dia)*
Tarifa simples	3,45	0,1584
	4,6	0,2089
Tarifa bi-horária e tri-horária	3,45	0,1627
	4,6	0,2145
Energia activa		(EUR/kWh)
Tarifa simples		0,1402
Tarifa bi-horária	Horas fora de vazio	0,1539
	Horas de vazio	0,0834
Tarifa tri-horária	Horas ponta	0,1693
	Horas cheia	0,1442
	Horas vazio	0,0834

\* RRC art. 184.º, n.º 3

Ciclo Horário Diário*	Hora Legal Inverno	Hora Legal Verão
Ponta:	10.30/12.00 h	10.30/13.00 h
	18.30/21.00 h	20.30/22.00 h
Cheias:	09.00/10.30 h	09.00/10.30 h
	12.00/18.30 h	13.00/20.30 h
	21.00/23.00 h	22.00/23.00 h
Vazio Normal:	06.00/09.00 h	06.00/09.00 h
	23.00/02.00 h	23.00/02.00 h
Super Vazio:	02.00/06.00 h	02.00/06.00 h

\* todos os níveis de tensão na RAM

TARIFAS DE VENDA A CLIENTES FINAIS DA RAM EM BTE		PREÇOS
Termo tarifário fixo		(EUR/dia)*
		0,6901
Potência		(EUR/kW.dia)*
Horas de ponta		0,6049
Contratada		0,0349
Energia activa		(EUR/kWh)
Horas de ponta		0,1342
Horas cheias		0,1056
Horas vazio normal		0,0648
Horas super vazio		0,0605
Energia reactiva		(EUR/kvarh)
Fornecida		0,0243
Recebida		0,0185

\* RRC art. 184.º, n.º 3

TARIFAS DE VENDA A CLIENTES FINAIS DA RAM EM BTN (<=20,7 kVA e >2,3 kVA)		PREÇOS	
Potência		(EUR/dia)*	
Tarifa simples	3,45	0,1853	
	4,6	0,2447	
	5,75	0,2846	
	6,9	0,3401	
	10,35	0,4937	
	13,8	0,6473	
	17,25	0,8010	
	20,7	0,9546	
	Tarifa bi-horária e tri-horária	3,45	0,1895
		4,6	0,2503
5,75		0,2902	
6,9		0,3468	
10,35		0,5104	
13,8		0,6712	
17,25		0,8277	
20,7		0,9842	
Energia activa		(EUR/kWh)	
Tarifa simples		0,1402	
Tarifa bi-horária	Horas fora de vazio	0,1539	
	Horas de vazio	0,0834	
Tarifa tri-horária	Horas ponta	0,1693	
	Horas cheia	0,1442	
	Horas vazio	0,0834	

\* RRC art. 184.º, n.º 3

TARIFAS DE VENDA A CLIENTES FINAIS DA RAM EM BTN SOCIAL (<=2,3 kVA)		PREÇOS
Potência		(EUR/dia)*
Tarifa simples	1,15	0,0664
	2,3	0,1258
Energia activa		(EUR/kWh)
Tarifa simples		0,1177

\* RRC art. 184.º, n.º 3

TARIFAS DE VENDA A CLIENTES FINAIS DA RAM EM BT (ILUMINAÇÃO PÚBLICA)		PREÇOS
Energia activa		(EUR/kWh) 0,1100

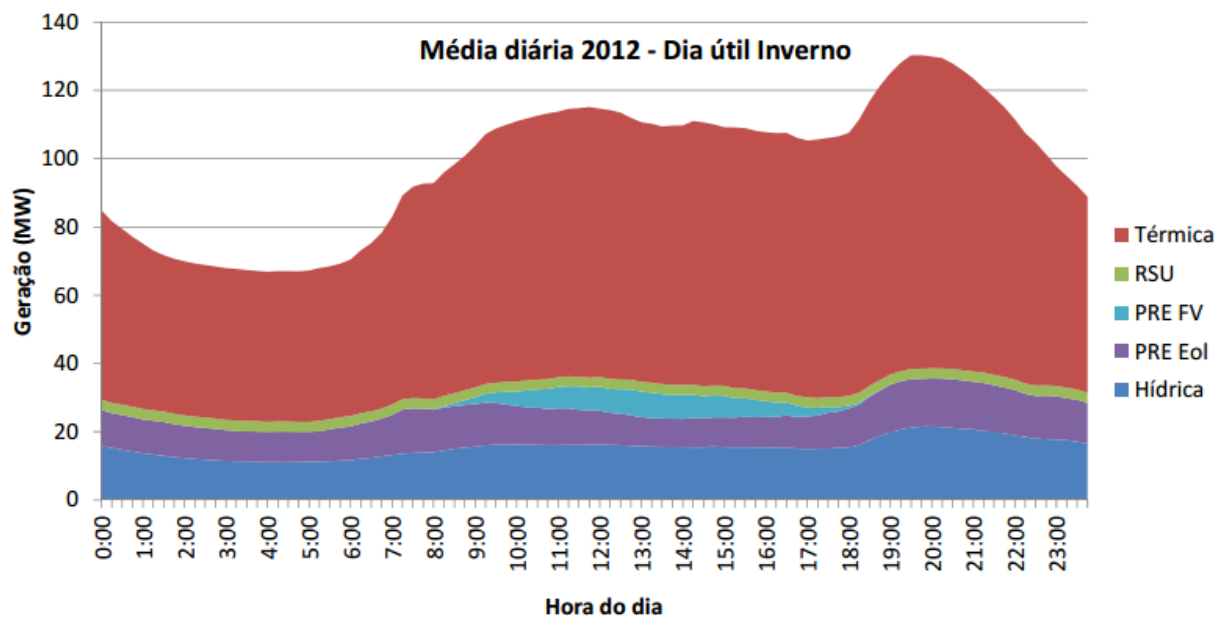
Ciclo Horário Diário*	Hora Legal Inverno	Hora Legal Verão
Ponta:	18.00/22.00 h	10.30/13.00 h
		20.30/22.00 h
Cheias:	09.00/18.00 h	09.00/10.30 h
	22.00/23.00 h	13.00/20.30 h
		22.00/23.00 h
Vazio Normal:	06.00/09.00 h	06.00/09.00 h
	23.00/02.00 h	23.00/02.00 h
Super Vazio:	02.00/06.00 h	02.00/06.00 h

\* opcional para os Níveis de Tensão AT, MT e BTE

## Dados técnicos da turbina e do condensador

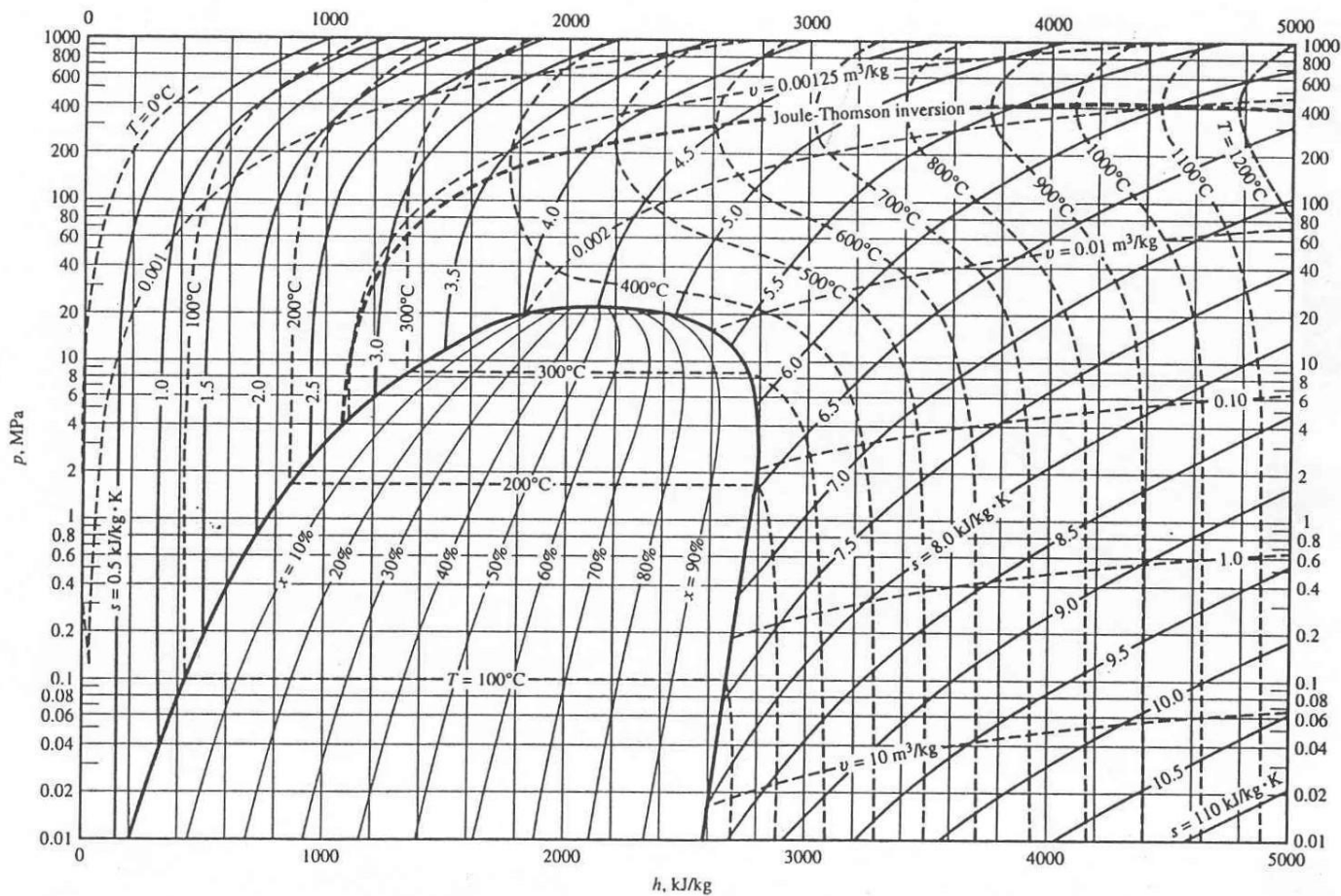
Dados técnicos da turbina e do condensador				
	Condições do vapor	Carga Parcial (Temp. Mín)	Carga Parcial (Temp. Máx)	Ponto de Design
Alimentação	caudal de vapor (kg/h)	25775	25560	26600
	Pressão de vapor (bar)	8		
	Temperatura de vapor (°C)	330,2	350	335,2
Descarga	Pressão de vapor (bar)	0,07		
	Temperatura de vapor (°C)	39		
	Entalpia (kJ/kg)	2403,2	2426,8	2410
	Potência nos bornes do gerador (kW)	4780	4860	4950

## Diagram de Produção na RAM nos dias úteis de Inverno de 2012

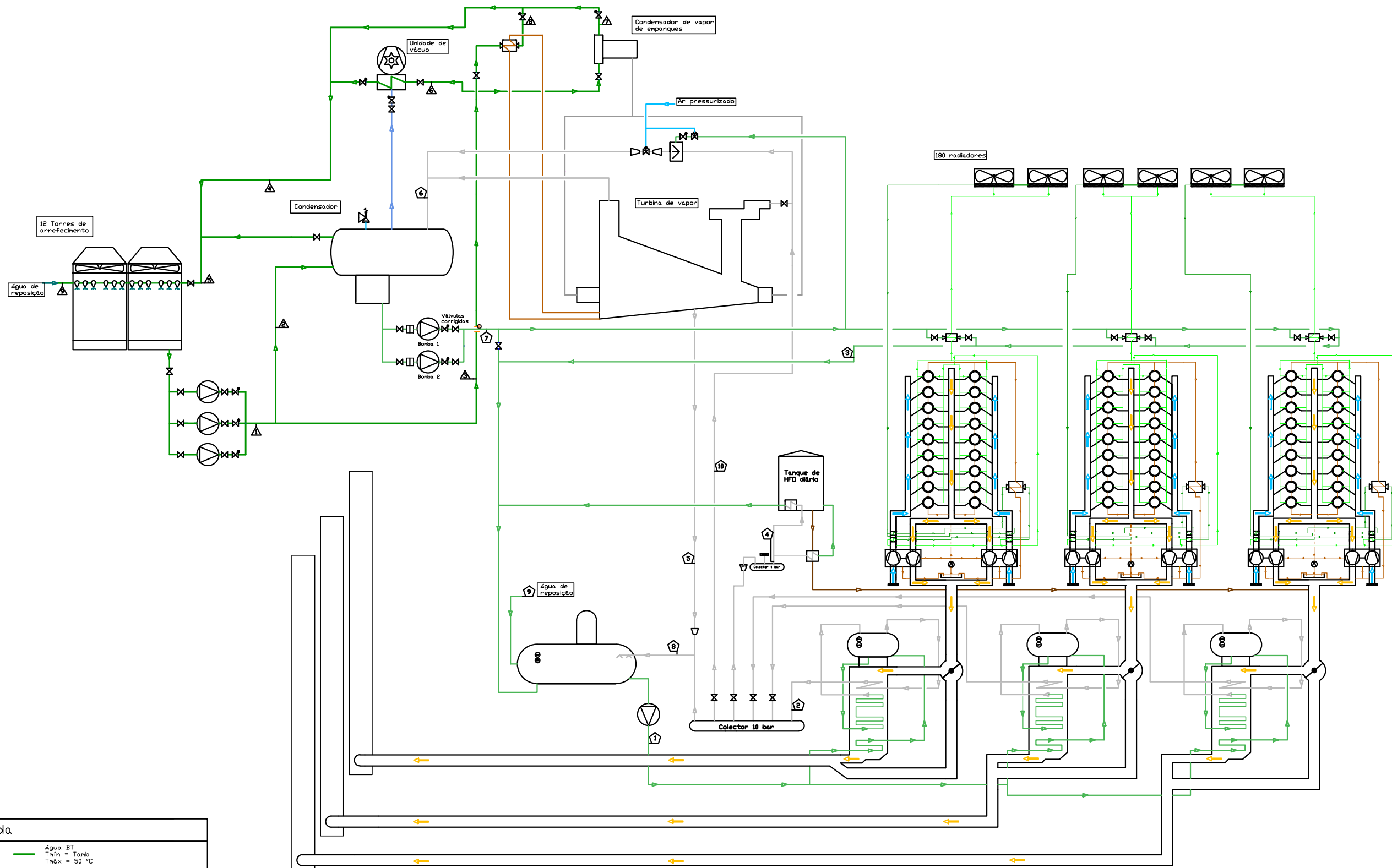


## Diagrama geral

## Diagrama Pressão - Entalpia







**Legenda**

- Água BT  
T<sub>min</sub> = Tamb  
T<sub>máx</sub> = 50 °C
- Água AT  
T<sub>min</sub> = 50 °C  
T<sub>máx</sub> = 85 °C
- Vapor de água sobreaquecido  
T<sub>min</sub> = 186 °C  
T<sub>máx</sub> = 360 °C
- água Saturada  
T<sub>min</sub> = 39°C  
T<sub>máx</sub> = 186 °C
- óleo de lubrificação  
T<sub>min</sub> = Tamb  
T<sub>máx</sub> = 77,5 °C
- água de arrefecimento do condensador  
T<sub>min</sub> = 25 °C  
T<sub>máx</sub> = 35 °C
- Vapor de empanques de labirinto  
T<sub>máx</sub> = 345 °C  
T<sub>min</sub> = 110 °C
- HFO  
T<sub>min</sub> = Tamb  
T<sub>máx</sub> = 130 °C
- Ar de admissão (após os intercoolers)  
T = 50 °C  
P<sub>máx</sub> = 3 bar  
Caudal = 16,25 kg/s (\*2)
- Gases de escape  
T = 360 °C  
P =  
Caudal = 16,75 kg/s (\*2)

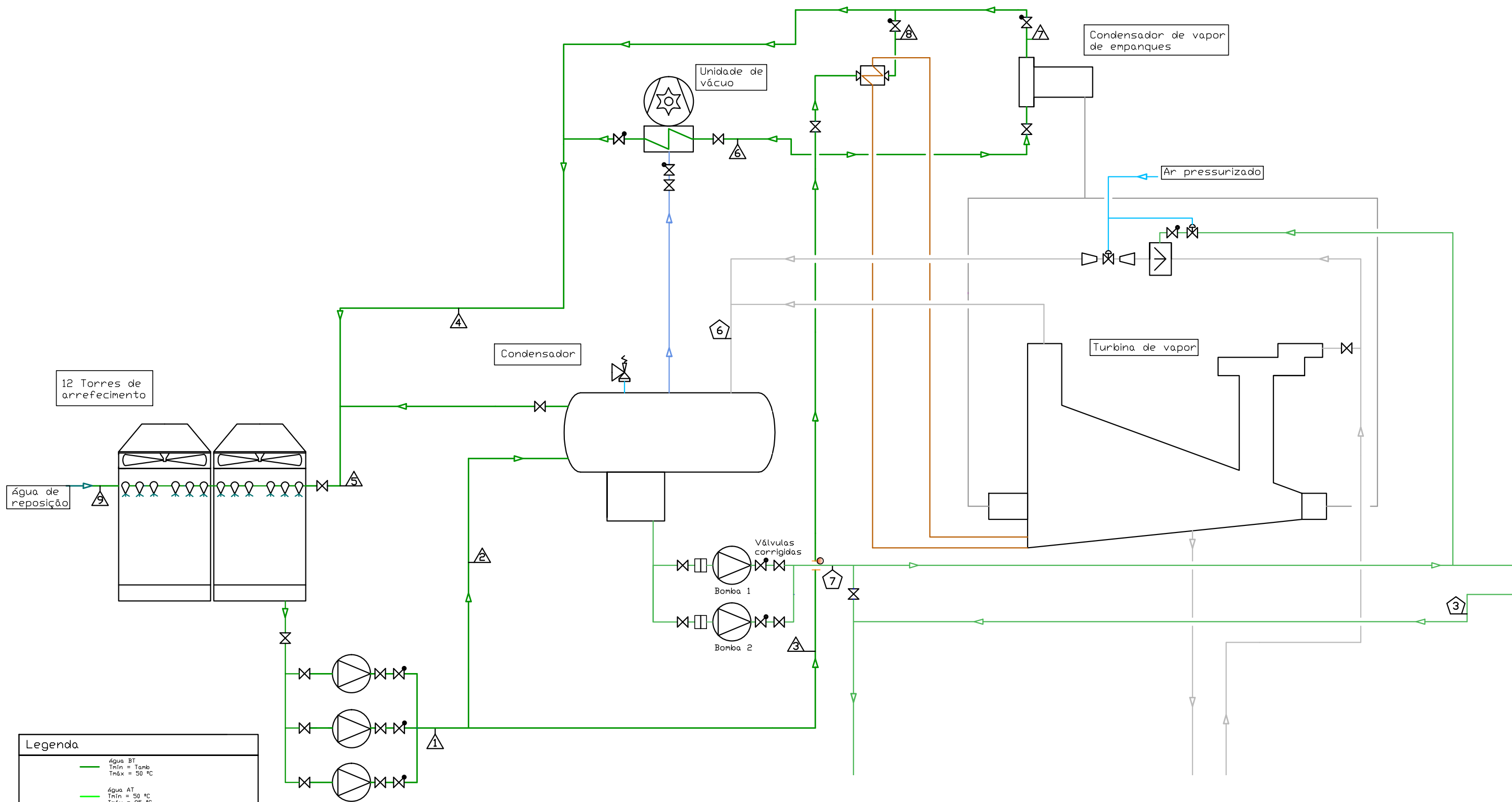
Água do condensador de vapor	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Caudal mássico [kg/s]
1	2	25	416.67
2	2	25	388.9
3	2	25	27.78
4	2	35	388.9
5	2	35	416.67
6	2	45	4.167
7	2	45	4.167
8	2	50	8.34
9	3	25	11.11

Vapor e gás escape	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Caudal mássico [kg/s]
1	12	135	6.975
2	10	345	3*2,325
3	4	85	5.762
4	6	165	0.312
5	10	345	0/0.343
6	0,07	39	6.975
7	6	39	5.762
8	10	345	0.2583
9	5	25	0.2027
10	10	345	6.975

Tese de Mestrado

André G. 19/04/14

s/ escala Diagrama geral do sistema de recuperação de calor CTV3



Legenda	
	Água BT T <sub>mín</sub> = Tamb T <sub>máx</sub> = 50 °C
	Água AT T <sub>mín</sub> = 50 °C T <sub>máx</sub> = 85 °C
	Vapor de água sobreaquecido T <sub>mín</sub> = 186 °C T <sub>máx</sub> = 360 °C
	Água Saturada T <sub>mín</sub> = 39°C T <sub>máx</sub> = 186 °C
	Óleo de lubrificação T <sub>mín</sub> = Tamb T <sub>máx</sub> = 77,5 °C
	Água de arrefecimento do condensador T <sub>mín</sub> = 25 °C T <sub>máx</sub> = 35 °C
	Vapor de empanques de labirinto T <sub>máx</sub> = 345 °C T <sub>mín</sub> = 110 °C
	HFD T <sub>mín</sub> = Tamb T <sub>máx</sub> = 130 °C
	Ar de admissão (após os intercoolers) T = 50 °C P <sub>máx</sub> = 3 bar Caudal = 16,25 kg/s (*2)
	Gases de escape T = 360 °C P = Caudal = 16,75 kg/s (*2)

				Tese de Mestrado			
				André G. 19/04/14			
s/ escala		Diagrama do sistema de recuperação de calor CTV3				2	
		rev 00					