

Simulação da Central de Cogeração da Refinaria de Matosinhos (Petrogal)



Ana Luísa Oliveira Monteiro

Novembro de 2013

Orientação ISEP: Engenheiros Lerenio Machado e Luís Silva

Orientação Petrogal: Engenheiros Silva Pinto e Martins Pereira

Agradecimentos

Este trabalho não ficaria concluído sem agradecer a todos os que me ajudaram a concretizá-lo.

Em primeiro lugar, quero agradecer aos Engenheiros Silva Pinto e Martins Pereira pela oportunidade que me deram em realizar esta tese na Central de Cogeração da Refinaria de Matosinhos (Petrogal).

Aos meus orientadores, Engenheiros Lereno Machado e Luís Silva, pela disponibilidade, dedicação, apoio, conhecimentos transmitidos e acessibilidade.

A todos os professores que durante estes cinco anos me transmitiram conhecimentos e ferramentas que me proporcionaram chegar à etapa final, do ciclo de estudos.

Ao Marco, meu namorado, que sempre me apoiou e acreditou que ia conseguir. Agradeço-lhe também pela paciência que teve comigo.

Aos meus amigos e colegas de trabalho que me incentivaram, animaram e deram força quando os imprevistos ocorriam, e surgia o meu mau humor.

Por fim, e o mais importante, quero agradecer à grande mulher que é a minha mãe. Mãe agradeço-te pela pessoa que sou, por tudo que fizeste por mim, por me teres ajudado a concretizar o meu sonho, apesar de todas as dificuldades que ultrapassamos juntas, e por teres acreditado que eu era capaz. A ti devo-te tudo. Um muito obrigado, minha querida Mãe.

Resumo

A atual crise tem vindo a despertar, cada vez mais, o sentido de racionalização e otimização energética. A nível industrial uma das tecnologias utilizadas para combater o desperdício de energia diz respeito à cogeração. É neste contexto que surge a central de cogeração da Refinaria de Matosinhos (Petrogal), uma vez que depende fortemente da produção de vapor para garantir o funcionamento.

O tema desta tese surge da ideia de modelar e simular a cogeração no simulador de processos químicos *Aspen Plus*. Assim sendo, o tema desta tese consiste na “*Simulação da central de cogeração da refinaria de Matosinhos (Petrogal)*” e, como o nome indica, o objetivo principal deste trabalho é simular a central de cogeração no programa *Aspen Plus*.

Neste documento encontra-se descrito uma pequena apresentação da empresa, o processo de cogeração, os vários tipos de sistemas de cogeração que se encontram atualmente no mercado, o programa *Aspen Plus*, os resultados obtidos e conclusões.

Para execução deste trabalho procedeu-se, numa primeira fase, à recolha de informação para elaboração de um modelo que pretende descrever um grupo turbogerador e caldeira de recuperação, com queima adicional da central de cogeração. Após concluído o modelo, simulou-se este com valores reais, VR, de operação e de seguida com valores de projeto, VP. Relativamente a VR, o grupo turbogerador encontra-se a produzir 91,48 ton/h de vapor a 450°C e uma potência de 39,97 MW. Para o efeito, foram introduzidas no simulador as características das correntes de entrada e dos blocos (equipamentos). No que diz respeito a resultados principais, na primeira simulação (que utilizou valores reais de operação) obteve-se para o vapor sobreaquecido um caudal de 91437 kg/h, a 447°C e 67 bar e a potência produzida pela turbina foi de 39,57MW. Para a segunda simulação, que foi construída com base no VP, os principais resultados obtidos pelo aspen plus foram de 82757 kg/h de vapor sobreaquecido a uma temperatura de 448°C.

Os resultados obtidos nas duas simulações foram muito próximos aos valores a que lhes deram origem, isto é, o desvio entre o simulado e o real foi muito pequeno. A corrente que apresentou o desvio maior, cerca de 3,5%, foi a dos gases de pós-combustão.

Em suma, o objetivo da tese foi cumprido, uma vez que o modelo construído gera simulações com resultados fiáveis, desde que as correntes de entrada e os blocos sejam corretamente caracterizados.

Palavras-chave: Cogeração, simulação, *Aspen Plus*,

Abstract

The current crisis has been awakening, more and more, the sense of energy rationalization and optimization. At an industrial level one of the technologies used to fight the waste of energy is cogeneration. It is in this context that the cogeneration plant of the Matosinhos Refinery (Petrogal) emerges, once it depends heavily on the production of steam to ensure its function.

The theme of this thesis arises from the idea to simulate the cogeneration on the chemical process simulator Aspen Plus. Therefore the theme is “Simulation of the cogeneration central of the Matosinhos Refinery (Petrogal) and, as the name implies, the major objective of this work is to simulate the cogeneration central in the computer program Aspen Plus.

In this document a small description of the company is presented, as well as the cogeneration process, the various types of cogeneration systems that are currently on the market, the Aspen Plus computer program, the results and the conclusions.

For the execution of this work information was collected in the first place order to create abflowchart, to model one of the turbo generators group with post-combustion and a heat recovery steam generator (HRSG) of a cogeneration plant. After completed this step, the proposed model has been simulated with real operation values and with project values. With regard to the actual values of operation, the quantity of vapor produced is 91,48 ton/h at 450 °C and a net power of 39,97 MW. For this purpose the inlet streams and blocks (equipments) were specified.

On the first simulation, when real operation data was used a flow of 91437 kg/h, of superheated steam was obtained, at 447°C and 67 bar a net duty of 39,57 MW produced by the turbine. On the second simulation, which was performed based on project data a flow of 82757 kg/h of superheated steam at a temperature of 448°C was obtained by the Aspen Plus.

The results obtained on both simulations were very similar to real and project data. In other words the deviation between the simulation and the real/project were small. The stream that presents the bigger deviation, nearly 6%, was the exhaust gases of the boiler.

In short, the thesis objective was accomplished, once the built flowchart generates simulations with reliable results, as long as the inlet streams and blocks are properly characterized.

Key-words: cogeneration, simulation, Aspen Plus.

Índice

1. Introdução	1
1.1 Enquadramento.....	1
1.2 Apresentação do trabalho/ objetivos	1
1.3 Apresentação da Empresa.....	2
1.3.1 Petrogal - Galp Energia	2
1.3.2 Refinaria de Matosinhos.....	2
1.3.3 Central de Cogeração da Refinaria de Matosinhos	3
1.3.4 Equipamento da Central de Cogeração da Refinaria de Matosinhos	4
1.3.4.1 <i>Turbogerador</i>	4
1.3.4.2 <i>Caldeira</i>	5
1.3.4.3 <i>Posto de Regulação e Medição (PRM)</i>	6
1.3.4.4 <i>Sistema elétrico</i>	6
1.4 Organização do Trabalho	7
2. Revisão Bibliográfica	9
2.1. Combustão.....	9
2.1.1. Excesso de Ar.....	10
2.1.2 Rendimento de combustão	11
2.1.3 Temperatura adiabática de chama	12
2.2 Cogeração.....	12
2.2.1 Sistemas de Cogeração	14
2.2.1.1 <i>Cogeração com turbina a gás</i>	15
2.2.1.2 <i>Cogeração com turbina a vapor</i>	18
2.2.1.3 <i>Cogeração em ciclo combinado</i>	19
2.2.1.4 <i>Cogeração com motor alternativo</i>	21
2.2.1.5 <i>Tecnologias emergentes: Pilhas de combustível e microturbinas</i>	23
2.2.1.6 <i>Vantagens e limitações dos diferentes sistemas de cogeração</i>	25
2.2.1.7 <i>Características operacionais dos diferentes sistemas de cogeração</i> ..	27
2.2.2 Caldeiras de recuperação de calor (HRSG)	28
2.2.2.1 <i>Sobreaquecedores</i>	31
2.2.2.2 <i>Economizadores</i>	32
2.3 Seleção do sistema de cogeração	33
2.4 Simulador de processos	36

3. Descrição de Atividades/ Metodologia.....	41
4. Apresentação e Discussão de Resultados	43
4.1. Fluxograma, obtido no simulador <i>Aspen Plus</i> , de um turbo grupo da central de cogeração da Refinaria de Matosinhos	43
4.2. Resultados obtidos, com o simulador <i>Aspen Plus</i> , para um turbo grupo da central de cogeração	46
4.2.1 Comparação dos resultados obtidos no simulador com valores reais de operação	46
4.2.2 Comparação dos resultados obtidos no simulador com valores de projeto, para o regime de “Ar Fresco”.....	49
5. Conclusões e Sugestões Para Trabalhos Futuros	53
Bibliografia	55
Anexos	57
Anexo A. Informação relativa a um turbogruppo da central de cogeração	57
Anexo A.1. Características operacionais da turbina a gás.....	57
Anexo A.2. Esquema representativo de uma caldeira de recuperação.....	61
Anexo B. Valores reais de operação da central de cogeração.....	63
Anexo B.1. Turbogenerador TG-4801 – FSR Regulação combustível	63
Anexo B.2. Caldeira SG-4801 – Controlo.....	64
Anexo B.3. PRM - Cogeração	65
Anexo B.4. Cogeração – Balanço energético	66
Anexo C. Valores de projeto da central de cogeração.....	67
Anexo D. Aspen Plus (Regime de funcionamento “Normal”).....	69
Anexo D.1. Especificações das correntes de entrada.....	69
Anexo D.2. Especificações impostas aos blocos	72
Anexo D.3. Desvios entre os valores obtidos no Aspen Plus e os valores reais ...	79
Anexo E. Aspen Plus (Regime de funcionamento “Ar Fresco”).....	81
Anexo E.1. Especificações das correntes de entrada	81
Anexo E.2. Especificações impostas aos blocos	84
Anexo E.3. Desvios entre os valores obtidos no Aspen Plus e os valores de projeto.....	88

Índice de figuras

Figura2. 1 Comparação dos rendimentos obtidos de um sistema de cogeração e de um sistema convencional de produção separada de energia elétrica e térmica [6].	13
Figura2. 2 Corte longitudinal de uma turbina a gás [10].	15
Figura2. 3 Representação esquemática de uma turbina a gás [11].	16
Figura2. 4 a) Ciclo aberto; b) Ciclo ideal de Brayton [10].	16
Figura2. 5 Representação esquemática de um ciclo simples da turbina a gás [13].	17
Figura2. 6 Ciclo de uma turbina de vapor em contrapressão [13].	18
Figura2. 7 Ciclo de uma turbina de condensação com extração de vapor [13].	19
Figura2. 8 Ciclo de um sistema de cogeração em ciclo combinado [13].	20
Figura2. 9 Ciclo de um motor de combustão interna (Diesel e Otto) [13].	21
Figura2. 10 Ilustração das quatro etapas do ciclo Diesel [14].	22
Figura2. 11 Ilustração das quatro etapas do ciclo de Otto [15].	22
Figura2. 12 Representação esquemática de uma pilha de combustível [16].	23
Figura2. 13 Ilustração de microturbinas a gás [17].	24
Figura2. 14 Representação esquemática de um sistema de cogeração com turbina a gás e caldeira de recuperação de calor [19].	28
Figura2. 15 Representação esquemática de um atemperador [21].	32
Figura2. 16 Modelo de uma central de cogeração utilizando como máquina térmica uma turbina a gás [22].	36
Figura2. 17 Processo global de cogeração [23].	38
Figura2. 18 Fluxograma da secção “LETDOWN” [23].	38
Figura2. 19 Fluxograma da secção “GASTURB” [23].	39
Figura2. 20 Fluxograma da secção “STMGEN” [23].	40
Figura 4. 1 Representação do fluxograma correspondente a um turbo grupo da central de cogeração da Refinaria de Matosinhos, realizado no simulador Aspen Plus.	45
Figura 4. 2 Comparação dos valores reais de operação com os obtidos no Aspen Plus para a temperatura.	48
Figura 4. 3 Comparação dos valores reais de operação com os obtidos no Aspen Plus para o caudal mássico.	49
Figura 4. 4 Comparação dos valores de projeto com os obtidos no Aspen Plus para a temperatura.	51
Figura 4. 5 Comparação dos valores de projeto com os obtidos no Aspen Plus para o caudal mássico.	51

Figura A. 1 Ilustração das características das turbinas a gás [2].	60
Figura A. 2 Representação esquemática da caldeira de recuperação utilizada na central de cogeração da refinaria de Matosinhos [2].	61
Figura B. 1 Representação esquemática de um dos turbogeradores com valores reais de operação [2].	63
Figura B. 2 Representação esquemática de uma das caldeiras com valores reais de operação [2].	64
Figura B. 3 Representação esquemática da PRM da central de cogeração.	65
Figura B. 4 Representação esquemática dos dois turbo grupos da central de cogeração [2].	66
Figura C. 1 Ilustração dos valores de projeto em diferentes condições de operação [2].	68
Figura D. 1 Características da corrente de entrada "CH4".	69
Figura D. 2 Características da corrente de entrada "AR".	71
Figura D. 3 Características da corrente de entrada "GASPC".	71
Figura D. 4 Características da corrente de entrada "AGUA".	71
Figura D. 5 Especificação de funcionamento do bloco "COMPRESS".	72
Figura D. 6 Especificação de funcionamento do bloco "COMBUST".	72
Figura D. 7 Restrições à corrente "GASCMB" e ao bloco "COMBUST".	73
Figura D. 8 Restrições à corrente "GASCMB".	73
Figura D. 9 Restrições ao bloco "COMBUST".	74
Figura D. 10 Especificação de funcionamento do bloco "TURBINA".	74
Figura D. 11 Ilustração do trabalho bruto e líquido obtido pelo aspen plus, para a turbina.	75
Figura D. 12 Especificação de funcionamento do bloco "POSCOMB".	75
Figura D. 13 Especificação de funcionamento do bloco "SOBRAQUE".	76
Figura D. 14 Especificação de funcionamento do bloco "CALOR".	76
Figura D. 15 Restrições à corrente "PURGE" e ao bloco "CALOR".	77
Figura D. 16 Restrições à corrente "PURGE".	77
Figura D. 17 Restrições ao bloco "CALOR".	77
Figura D. 18 Especificação de funcionamento do bloco "ECONOMIZ".	78

Figura D. 19 Especificação de funcionamento do bloco “CALDEIRA”	78
Figura E. 1 Características da corrente de entrada “ARFRESCO”	81
Figura E. 2 Características da corrente de entrada “GASPC”	81
Figura E. 3 Características da corrente de entrada “AGUA”	84
Figura E. 4 Especificação de funcionamento do bloco “POSCOMB”	84
Figura E. 5 Especificação de funcionamento do bloco “SOBRAQUE”	85
Figura E. 6 Especificação de funcionamento do bloco “CALOR”	85
Figura E. 7 Restrições à corrente “PURGE” e ao bloco “CALOR”	86
Figura E. 8 Restrições à corrente “PURGE”	86
Figura E. 9 Restrições ao bloco “CALOR”	87
Figura E. 10 Especificação de funcionamento do bloco “ECONOMIZ”	87
Figura E. 11 Especificação de funcionamento do bloco “CALDEIRA”	87

Índice de tabelas

Tabela 1. 1 Potência produzida por cada turbogerador a diferentes temperaturas [2]... 4	4
Tabela 1. 2 Parâmetros químicos da água de alimentação às caldeiras [2]. 6	6
Tabela 2. 1 Vantagens e desvantagens do sistema de cogeração em ciclo combinado. 20	20
Tabela 2. 2 Vantagens e desvantagens dos sistemas de cogeração [9]. 25	25
Tabela 2. 3 Principais características operacionais dos diversos tipos de sistemas de cogeração [9]. 27	27
Tabela 2. 4 Lista para verificar se a utilização de um sistema de cogeração é económica [7]. 34	34
Tabela 2. 5 Custos típicos dos diferentes sistemas de cogeração [7]. 35	35
Tabela 4. 1 Composição química do gás natural [2]. 46	46
Tabela 4. 2 Valores obtidos na simulação do Aspen Plus. 47	47
Tabela 4. 3 Valores reais de operação da central de cogeração (consultar anexo B). 48	48
Tabela 4. 4 Valores obtidos na simulação do Aspen Plus. 50	50
Tabela 4. 5 Valores de projeto da central de cogeração referentes ao caso em estudo (consultar anexo C). 50	50
Tabela D. 1 Parâmetros essenciais para a determinação do caudal de ar a diferentes temperaturas (consultar anexo B). 69	69
Tabela D. 2 Desvios entre as temperaturas obtidas pelo aspen e as reais. 79	79
Tabela D. 3 Desvios entre os caudais mássicos obtidos pelo aspen e os reais. 79	79
Tabela E. 1 Parâmetros essenciais para a determinação do caudal de gás natural a diferentes temperaturas (consultar anexo C). 82	82
Tabela E. 2 Desvios entre as temperaturas obtidas pelo aspen e as de projeto. 88	88
Tabela E. 3 Desvios entre os caudais mássicos obtidos pelo aspen e os de projeto... 88	88

Nomenclatura

AGUA: Água de alimentação à caldeira

AP: Alta Pressão

AR: Ar atmosférico

ARCOMP: Ar comprimido

ARFRESCO: Ar fresco

CH4: Gás natural

COMBUST: Câmara de combustão

COMPRESS: Compressor

ECONOMIZ: Economizador

EXAUSTAO: Gases oriundos da corrente “GASPCOMB”, mas com menor energia térmica

GASCMB: Gases de combustão da turbina

GASEXAUS: Gases de pós-combustão à saída da caldeira

GASPC: Gás natural utilizado nos queimadores da pós-combustão

GASPCOMB: Gases de pós-combustão com menor energia térmica

GASPOCO: Gases da pós-combustão

GIC: Grandes Instalações de Combustão

GNL: Gás Natural

HRSG: Heat Recovery Steam Generator (caldeiras de recuperação de calor)

MCR: Marcha Máxima Contínua

PEAK: Pico de consumo

PCI: Poder Calorífico Inferior

PCS: Poder Calorífico Superior

POSCOMB: Pós-combustão

PRM: Posto de Regulação e Medição

PURGE: Purgas da caldeira

RESP: Rede Elétrica de Serviço Público

SOBRAQUE: Sobreaquecedor

Ton: Tonelada

TURBINA: Turbina

TRABIN: Trabalho cedido pela turbina para acionamento do compressor

TRABOUT: Trabalho gerado pela turbina para acionamento do gerador

VAPOR: Vapor alimentado à caldeira

VAPORSAT: Vapor saturado

VAPORSOB: Vapor sobreaquecido

VP: Valores de projeto

VR: valores reais

1. Introdução

1.1 Enquadramento

Nos dias de hoje, as sociedades modernas encontram-se dependentes em grande escala de energia. Para satisfazer as necessidades energéticas recorre-se, em grande parte, às energias convencionais.

A questão energética apresenta cada vez mais implicações a nível político e económico e a consciencialização sobre a importância do ambiente e defesa da utilização racional e responsável das reservas fósseis tem originado várias ações para economizar energia e reduzir o impacto dos sistemas de energia.

Quando a questão assenta em reduzir as emissões responsáveis pelo efeito de estufa há que estabelecer dois objetivos principais. O primeiro consiste na promoção da utilização de recursos renováveis, e o segundo no desenvolvimento e melhoria do sector produtivo nacional com o intuito de uma melhoria da eficiência energética.

Uma das soluções possíveis para cumprir os requisitos, mencionados anteriormente, é a cogeração. Esta é caracterizada por ser um sistema de produção descentralizada simultânea de energia elétrica e térmica a partir da mesma fonte primária de energia. A energia produzida é destinada para consumo próprio ou de terceiros.

O tema desta dissertação de Mestrado em Engenharia Química – Ramo de otimização energética na indústria química é *Simulação da Central de Cogeração da Refinaria de Matosinhos (Petrogal)*.

O trabalho desenvolvido teve o apoio da empresa Petrogal – Refinaria de Matosinhos, mais precisamente da Fábrica de Utilidades, sob orientação dos Engenheiros Silva Pinto e Martins Pereira.

1.2 Apresentação do trabalho/ objetivos

O presente projeto foca-se na fiabilidade da Refinaria, uma vez que a produção de vapor é um fator crítico de sucesso. Neste contexto, o desempenho da Central de Cogeração na produção de vapor (que não exclusivamente) assume particular relevância ao maximizar a fiabilidade/ flexibilidade da Refinaria.

O objetivo deste projeto consiste em simular a Central de Cogeração da Refinaria de Matosinhos recorrendo ao programa *Aspen Plus*. Esta simulação baseia-se nos valores de projeto passando, logo que estejam disponíveis, a usar valores reais de

operação. O grande desafio deste programa será simular e analisar as condições de operação da central de cogeração num software relativamente dedicado a esta área.

1.3 Apresentação da Empresa

1.3.1 Petrogal - Galp Energia

A empresa Petrogal nasceu no ano de 1976, resultante da fusão das quatro empresas nacionalizadas (SACOR, CIDLA, SONAP e PETROSUL) [1].

A SONAP foi a primeira das empresas a ser criada. Nasceu no ano de 1933, sendo uma empresa de capital misto francês e Português. O seu principal objetivo consistia no desenvolvimento da atividade comercial e distribuidora de produtos petrolíferos no mercado nacional, em Angola e Moçambique [1].

No ano de 1938 é criada a empresa SACOR, empresa concessionária da refinação de petróleos em Portugal, e em 1939 é constituída a CIDLA para distribuição de gás butano e propano importado em Portugal [1].

A Refinaria de Matosinhos sendo, na altura, propriedade da SACOR entrou em laboração no ano de 1969 [1].

No ano de 1972 nasce a empresa PETROSUL, Sociedade Portuguesa de Refinação de Petróleos [1].

No ano de 1978 nasce a marca Galp e em 1999 é constituída a Galp Energia, agregando os negócios da Petrogal e da GDP (Gás de Portugal) [1].

Nos dias de hoje a Refinaria de Matosinhos é uma empresa do grupo Galp Energia que pertence ao grupo de indústrias petrolíferas.

1.3.2 Refinaria de Matosinhos

A refinaria de Matosinhos apresenta um consumo global de vapor, a alta pressão, entre as 190 e 260 ton/h, sendo garantido na totalidade pela central de cogeração. Em condições especiais o consumo de vapor pode baixar até às 170ton/h.

Neste contexto surge a central de cogeração da Refinaria de Matosinhos. Esta central tem o intuito de produzir vapor para consumo próprio, e o excedente de energia elétrica, não consumida, é exportada para a Rede Elétrica de Serviço Público (RESP) [2]. Além disto a central apresenta os seguintes objetivos principais [3]:

- **Eficiência energética** – melhoria dos índices de intensidade energética da refinaria de Matosinhos;
- **Impacto Ambiental** – redução das emissões de SO_x e NO_x da refinaria permitindo o licenciamento ambiental e o cumprimento da Diretiva das GIC (Grandes Instalações de Combustão);
- **Fiabilidade** – aumento da fiabilidade no fornecimento de energia elétrica e de vapor à refinaria;
- **Modernização tecnológica** – *Upgrade* da fábrica de utilidades da refinaria, de acordo com as melhores práticas disponíveis do setor;
- **Acesso às redes elétricas e de gás natural** – aumento da capacidade de interligação às redes elétrica e de gás natural, com benefícios para o plano de conversão da refinaria.

1.3.3 Central de Cogeração da Refinaria de Matosinhos

A central de cogeração da refinaria de Matosinhos é constituída por dois grupos turbogeradores, cada um acoplado a uma caldeira de recuperação, que operam com um único nível de pressão de 67 bar [2]. Cada turbogerador é composto por uma turbina a gás natural.

A central de cogeração encontra-se preparada para funcionar em dois modos. O primeiro, designado por funcionamento normal, corresponde à geração de energia elétrica, que posteriormente é exportada para a Rede Elétrica de Serviço Público (RESP), e à produção de vapor de alta pressão necessário à refinaria. O segundo sistema diz respeito ao funcionamento em modo de “ilha” que permite à refinaria utilizar a energia gerada para satisfazer todos os consumos elétricos da refinaria, caso esta fique isolada da Rede Elétrica Nacional [2].

Quando a cogeração se encontra a laborar em modo de funcionamento normal, as turbinas a gás queimam o gás natural e geram energia elétrica. Os gases de combustão, oriundos da turbina, são conduzidos para as caldeiras de recuperação, onde será produzido o vapor para consumo da refinaria [2].

Com o objetivo de garantir a máxima disponibilidade de vapor a fornecer à refinaria, a central de cogeração está equipada com um sistema de queima suplementar (pós-combustão) e um sistema de ar fresco e uma chaminé de *by-pass* [2].

Em relação às utilidades necessárias à cogeração, estas são obtidas, na maioria, a partir dos sistemas de utilidades já existentes na Refinaria. O ar geral de serviço e o ar de instrumentos são produzidos numa subunidade local da central de cogeração [2].

A central de cogeração da refinaria de Matosinhos encontra-se dimensionada para produzir 260ton/h de vapor, em Marcha Máxima Contínua (MCR). Em situações de pico de consumo (PEAK) o caudal de vapor pode atingir os 286ton/h [2]. O vapor de alta pressão (AP) gerado pela cogeração apresenta uma temperatura de $450\pm 5^{\circ}\text{C}$ e uma pressão de $66\pm 1\text{barg}$ à entrada do coletor de vapor da refinaria [2]. A potência elétrica aparente entregue à RESP está limitada a um máximo de 100 MVA, e a energia elétrica necessária à refinaria é adquirida à RESP.

Cada turbina (do turbogerador) encontra-se acoplada a um alternador trifásico síncrono de 11kV, com uma potência nominal de 45,4MW [2]. Deste modo, cada turbogerador está dimensionado para produzir a potência indicada na tabela 1.1.

Tabela 1. 1 Potência produzida por cada turbogerador a diferentes temperaturas [2].

Temperatura ambiente (°C)	Potência (MW) Gás Natural gasoduto	Potência (MW) Gás Natural terminal GNL
0	45,02	44,97
15	41,32	41,27
37	35,59	35,54

1.3.4 Equipamento da Central de Cogeração da Refinaria de Matosinhos

Os equipamentos principais da central de cogeração da refinaria de Matosinhos são os turbogeradores, as caldeiras de recuperação, o Posto de Regulação e Medição (PRM) do gás natural e o sistema elétrico.

1.3.4.1 Turbogenerator

Cada turbogerador é constituído por um compressor axial para ar, de 17 andares de compressão, por um sistema de combustão de gás natural com baixo valor de NOx e por uma turbina a gás com três andares de compressão e um alternador acoplado a esta [2].

Os turbogeradores são os responsáveis pela produção de gases de combustão para alimentação à caldeira e pela produção de energia elétrica.

1.3.4.2 Caldeira

No que diz respeito às caldeiras, estas são caldeiras recuperadoras de calor do tipo “tubos de água”, de circulação natural, apresentando resistência às intempéries. Cada caldeira está equipada por uma válvula de três vias (o que permite a utilização de ar fresco em substituição dos gases de combustão oriundos da turbina), uma chaminé de *by-pass* equipada com um silenciador adequado para manter o nível de ruído dentro dos limites legais e por um sistema de queima suplementar (pós-combustão). Este apresenta 19 queimadores acoplados a cada caldeira [2].

Os sistemas de ar-fresco e da chaminé *by-pass* permitem às caldeiras trabalhar com ar-fresco, em vez dos gases oriundos da turbina. Estes gases são enviados para a atmosfera através da chaminé *by-pass*. Esta chaminé encontra-se situada entre a saída da turbina e a entrada da caldeira de recuperação. Deste modo, as caldeiras passam a admitir combustível (gás natural) para os queimadores e ar fresco suficiente para gerar a quantidade de vapor necessária à refinaria [2].

O sistema de pós-combustão permite controlar a quantidade de vapor produzido na caldeira por meio de uma queima reduzida a gás natural.

Os sistemas referidos anteriormente garantem, assim, que a refinaria produza vapor de forma contínua, caso uma das turbinas falhe ou esteja em manutenção.

As caldeiras são, ainda, constituídas pelos seguintes equipamentos e sistemas [2]:

- 3 Economizadores;
- 3 Sobreaquecedores;
- 3 Evaporadores;
- Sistema de alimentação do gás natural aos queimadores;
- Sistema de injeção de químicos;
- Sistema de recolha de amostras e analisadores de água e vapor;
- Sistema de válvulas de segurança;
- Sistema de controlo e instrumentação com equipamento elétrico;
- Chaminé principal com monitorização permanente dos gases de escape.

Em relação à água de alimentação à caldeira, esta é desgaseificada e fornecida pela Refinaria. A água provém do coletor de compressão das bombas de água de alimentação. À entrada da central de cogeração a pressão e temperatura da água variam, respetivamente, entre 82,5 e 88,1 barg e $120 \pm 5^\circ\text{C}$ [2]. A tabela 1.2. apresenta os parâmetros químicos da água de alimentação.

Tabela 1. 2 Parâmetros químicos da água de alimentação às caldeiras [2].

Parâmetro	Valor
Resistividade (Ωcm)	100000
pH	8 a 9
Teor de sílica na forma de SiO_2 (ppm)	0,2
Teor de hidrazina livre ou equivalente (ppm)	< 0,1

1.3.4.3 Posto de Regulação e Medição (PRM)

No que diz respeito ao gás natural, combustível, este é rececionado na central de cogeração através do Posto de Redução e Medição de gás natural, PRM, que tem como objetivo regular a pressão e temperatura do gás natural. Estas variam, respetivamente, entre 42 e 45 barg e 0 a 8°C [2].

O PRM garante o aquecimento do gás natural com água quente glicolada, e permite reduzir a pressão deste para dois níveis de pressão, uma vez que o gás à pressão mais elevada é direcionado para alimentar as turbinas a gás e o restante, a uma pressão mais baixa, serve para alimentar as caldeiras de recuperação [2].

Para o aquecimento do gás natural utiliza-se água quente, como foi referido anteriormente, que cede calor a este através de dois permutadores de calor. A água é aquecida num sistema fechado composto por duas caldeiras auxiliares em paralelo e por bombas. As caldeiras recebem gás natural oriundo do PRM para o seu funcionamento [2].

1.3.4.4 Sistema elétrico

Cada turbogerador apresenta uma tensão de 11 kV, como foi referido no subcapítulo 1.3.1. e encontra-se ligado ao transformador principal que eleva a tensão para 63 kV [2]. A ligação entre os transformadores principais, da central de cogeração, e o posto de corte é realizada através de cabos subterrâneos.

O posto de corte de 60 kV, existente na refinaria, encontra-se ligado à subestação de Santa Cruz do Bispo permitindo à central de cogeração receber e exportar a energia.

Os transformadores principais (63 kV/ 11kV) têm dielétrico de óleo com regulação em carga e encontram-se protegidos, no lado da alta tensão, com descarregadores de sobretensões de óxido de zinco com revestimento de silicone e por outros equipamentos de proteção [2].

Os sistemas elétricos de média e baixa tensão encontram-se instalados no interior do edifício da central de cogeração. Os equipamentos desta são alimentados através dos transformadores secundários de 11kV/ 6,3kV (que alimentam os motores a 6kV) e dos transformadores auxiliares de 6,3kV/ 0,420kV (que alimentam os equipamentos de baixa tensão).

O sistema elétrico é, ainda, constituído pelos seguintes equipamentos [2]:

- Sistema de geração;
- Sistema de média tensão 11kV;
- Sistema de média tensão 6,3kV;
- Sistema de baixa tensão das turbinas a gás;
- Sistema de baixa tensão 400/ 230V;
- Sistema de corrente alternada ininterrupta regulada de 400/ 230V;
- Sistema de corrente contínua de 22V.

1.4 Organização do Trabalho

O capítulo 2 do presente trabalho apresenta uma revisão bibliográfica, onde os fundamentos teóricos se encontram descritos, de forma a sustentar todas as atividades desenvolvidas.

No capítulo 3 encontram-se descritas todas as fases e metodologias utilizadas no decorrer do trabalho.

Nos últimos capítulos encontram-se apresentados e discutidos os resultados e as conclusões obtidas, assim como sugestões para futuros trabalhos relacionados com o tema.

2. Revisão Bibliográfica

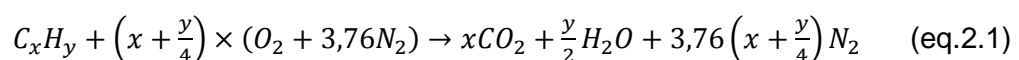
2.1. Combustão

O processo de combustão deve atender a princípios fundamentais que assegurem a economia ou eficiência da queima do combustível. A queima do combustível não garante o aproveitamento total da sua energia disponível, pois uma parte da energia é diretamente perdida para o meio ambiente com os gases de exaustão, com as cinzas, pelas paredes do equipamento, ou pela ocorrência de combustão incompleta. Deste modo, é essencial minimizar estas perdas através de um trabalho de otimização. Tal permite avaliar o seguinte:

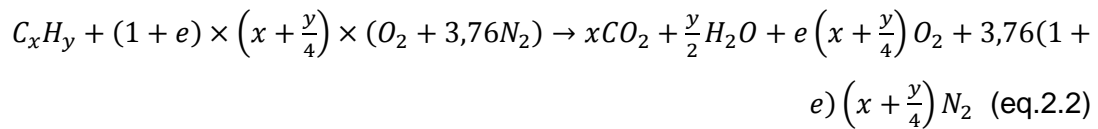
- Excesso de ar;
- Mistura ar/combustível;
- Temperaturas;
- Tempo de combustão.

O excesso de ar está intimamente relacionado com o tipo de combustível e com o equipamento de combustão. Na maioria dos casos o comburente é o ar, ou melhor o oxigénio presente no ar. Para resolução de problemas de combustão admite-se que o ar é composto por 21% de oxigénio (O_2) e 79% de azoto (N_2) em volume. Ou seja, por cada kmol de O_2 estão envolvidos 3,76 kmol (79/21) de N_2 .

A queima ideal ou queima estequiométrica corresponde à queima que utiliza apenas ar teórico, ou seja, a quantidade de ar é dada pela estequiometria da reação (ar-combustível). Uma vez que a maior parte dos combustíveis são hidrocarbonetos apresenta-se, de seguida, a expressão geral para a combustão estequiométrica de um hidrocarboneto genérico C_xH_y com ar atmosférico.



Nas fornalhas, turbinas de gás ou fornos industriais, as misturas são pobres empregando-se o conceito de excesso de ar. Isto significa que a quantidade de ar teórica não seria necessária para garantir uma queima completa do combustível. A queima completa e o excesso de ar caracterizam a queima real. A reação característica de uma queima completa, com excesso de ar (e), utilizando como combustível um hidrocarboneto genérico C_xH_y e como comburente o ar atmosférico encontra-se representada na equação 2.2.



2.1.1. Excesso de Ar

O coeficiente de excesso de ar (α), eq.2.3, indica a quantidade total de ar necessária para realizar uma combustão completa. Se este coeficiente for inferior a 1 está-se perante uma combustão redutora, se for igual a 1 a combustão diz-se neutra e se for superior a 1 a combustão é oxidante.

$$\alpha = 1 + e \quad (\text{eq.2.3})$$

O valor de α pode ser calculado a partir da análise da composição volumétrica (%) dos produtos da combustão (eq.2.4).

$$\alpha = \frac{\%CO_{2\text{estequiométrico}}}{\%CO_2} \quad (\text{eq.2.4})$$

Quando a quantidade de O_2 e N_2 , nos produtos de combustão, provém unicamente do comburente, pode-se utilizar a seguinte equação para determinação do excesso de ar [4].

$$e = \frac{1}{\frac{X'_{N_2} \times \tau_{O_2}}{X'_{O_2} \times \tau_{N_2}} - 1} \times 100\% \quad (\text{eq.2.5})$$

Em que,

X'_{N_2} : percentagem molar de azoto nos produtos secos da combustão;

X'_{O_2} : percentagem molar de oxigénio nos produtos secos da combustão;

τ_{O_2} : composição volumétrica de oxigénio, O_2 , no ar (comburente);

τ_{N_2} : composição volumétrica de azoto, N_2 , no ar (comburente);

O excesso de ar é fator determinante da eficiência da combustão, pois controla o volume, a temperatura e a entalpia dos produtos da combustão. Um excesso de ar elevado é indesejável, pois diminui a temperatura da chama e aumenta as perdas de calor devido à entalpia dos gases efluentes (Q_{ge}) reduzindo a eficiência térmica e diminuindo o comprimento da chama. Por outro lado, um excesso de ar reduzido pode resultar numa combustão incompleta e na formação de monóxido de carbono (CO),

fuligem e fumaça. Além disto, pode possibilitar a acumulação de combustível não queimado, causando risco de explosão [4].

O valor ótimo do excesso de ar é aquele que permite minimizar as perdas de calor, sem produzir combustão incompleta. Assim, o excesso de ar ótimo depende da eficiência da combustão e dos limites de poluição impostos para o NO_x e CO, e é obtido experimentalmente pela análise dos produtos da combustão durante o ajuste do equipamento de combustão.

2.1.2 Rendimento de combustão

Para se determinar o rendimento de calor útil de um sistema de combustão é necessário conhecer o Poder Calorífico do combustível, a relação ar/combustível e o grau de complexidade da combustão.

O poder calorífico de um combustível corresponde à quantidade de calor libertada pela combustão completa do combustível. Seja qual for o combustível a utilizar na combustão, um dos produtos resultantes desta é a água, e esta pode estar na fase líquida ou gasosa. Em função disto, existem dois poderes caloríficos, o superior e o inferior. O poder calorífico superior (PCS) representa o calor libertado pela combustão, estando toda a água resultante na fase líquida. O poder calorífico inferior (PCI) representa o calor libertado pela combustão, estando toda a água na fase gasosa. A equação 2.6 relaciona estes dois poderes caloríficos [5].

$$PCI = PCS - 2440(9h + u) \quad (\text{eq.2.6})$$

Sendo,

h: teor de hidrogénio constituinte do combustível (Kg/Kg);

u: teor de humidade no combustível ($\text{KgH}_2\text{O/Kg}$ de combustível seco).

Na maioria dos processos industriais a temperatura dos gases de combustão é elevada, o que significa que toda a água resultante da combustão encontra-se na fase gasosa, isto é, em vapor de água, e deste modo o conhecimento do PCI é útil e facilita os cálculos de aproveitamento de calor.

Assim, o calor útil de combustão (Q_c), ou a energia libertada na queima de um combustível é determinado através da equação 2.7 [5].

$$Q_C = \dot{m}_C \cdot PCI \quad (\text{eq.2.7})$$

Em que, \dot{m}_C corresponde ao caudal de combustível.

2.1.3 Temperatura adiabática de chama

A temperatura adiabática de chama é uma abstração, pois nenhum processo real pode ser adiabático. Mas para comparação de potenciais de combustíveis para uma dada necessidade de calor e temperatura, admite-se um processo adiabático de forma a ser possível utilizar a equação 2.8. para se determinar a temperatura adiabática de chama [5].

$$\dot{m}_C \cdot PCI = \dot{m}_g \cdot cp_g \cdot (T_g - T_{ar}) \quad (\text{eq.2.8})$$

Sendo,

\dot{m}_g : caudal de gases (Kg/h);

T_g : Temperatura adiabática de chama;

T_{ar} : temperatura do ar (°C).

2.2 Cogeração

Grande parte das indústrias necessitam de energia térmica e elétrica para os seus processos industriais, sendo a cogeração uma tecnologia interessante ao garantir economias de energia e competitividade acrescida às empresas. Deste modo a cogeração surgiu como alternativa para obtenção de energia elétrica e térmica, a partir de uma única fonte primária, e a custos inferiores aos convencionais.

A produção combinada destas duas energias permite uma redução no consumo de energia primária, comparativamente com a produção separada de energia térmica e elétrica. Além disso, o rendimento obtido num sistema de cogeração é superior ao obtido em sistemas de produção separada, como ilustra a figura 2.1.

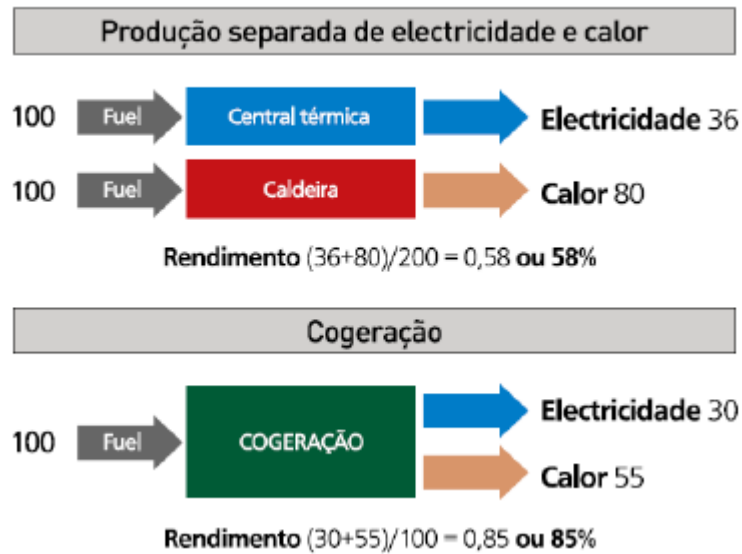


Figura2. 1 Comparação dos rendimentos obtidos de um sistema de cogeração e de um sistema convencional de produção separada de energia elétrica e térmica [6].

Associada à maior eficiência da cogeração e ao menor consumo de energia primária está a menor emissão de gases de efeito estufa.

Os potenciais utilizadores de cogeração são as instalações que verifiquem as seguintes características [7]:

- Necessidades simultâneas e contínuas de energia térmica e elétrica;
- Disponibilidade de combustíveis de qualidade;
- Período de funcionamento de pelo menos 4500 a 5000 horas por ano;
- Espaço suficiente e uma adequada localização para a implementação do novo equipamento;
- Calor residual disponível de elevada qualidade.

No que diz respeito às principais vantagens da cogeração, estas podem ser avaliadas pelos seguintes fatores [8]:

- Menor custo de energia (térmica e elétrica);
- Melhor qualidade da energia elétrica no caso de ser mantida a ligação à rede;
- Maior eficiência energética;
- Menor emissão de poluentes.

Por outro lado, a cogeração apresenta as seguintes desvantagens [8]:

- O calor só pode ser usado perto do centro produtor, devido à maior dificuldade no transporte da energia térmica (perdas térmicas nas tubagens);
- Elevado custo de investimento;
- Problemas relacionados com poluição sonora;
- No caso de não operar próximo da potência máxima e em contínuo (24h/dia) aumenta consideravelmente os custos de manutenção.

2.2.1 Sistemas de Cogeração

Os sistemas de cogeração são classificados de acordo com o tipo de máquina térmica a ser utilizada. De acordo com este critério e atendendo às tecnologias que existem no mercado, os sistemas de cogeração apresentam as seguintes designações:

- Cogeração com turbina a gás;
- Cogeração com turbina a vapor;
- Cogeração com ciclo combinado;
- Cogeração com motor alternativo;
- Pilhas de combustível e microturbinas.

Estes sistemas de cogeração podem ser divididos em dois grupos de acordo com a maturidade, patamar de desenvolvimento tecnológico e divulgação comercial em que se encontram.

Deste modo, o primeiro grande grupo corresponde às tecnologias convencionais, que agrega as turbinas a gás, os motores alternativos (explosão e de ignição por compressão) e as turbinas de vapor de contrapressão. O segundo grupo incorpora as microturbinas e as pilhas de combustível, sendo designados por tecnologias emergentes.

As tecnologias convencionais podem operar utilizando como fluido de trabalho a água ou um gás. Quando o fluido de trabalho diz respeito à água está-se perante um ciclo de Rankine, em que a água muda de fase ao longo do ciclo termodinâmico. Este tipo de tecnologia é adotado nas centrais convencionais que utilizam como combustível o carvão ou o fuelóleo [9].

Quando o fluido de trabalho é um gás, este vai sofrendo mudança na sua composição à medida que o ciclo vai sendo percorrido. Inicialmente o fluido corresponde ao ar em que é adicionado, posteriormente, o combustível, realizando-se deste modo a combustão. O fluido final é designado por produto da combustão [9]. Os equipamentos

que utilizam este tipo de fluido são designados por motores de explosão, motores a diesel e turbinas a gás.

2.2.1.1 Cogeração com turbina a gás

O sistema de cogeração com turbina a gás é dividido em três secções. A figura 2.2 representa esquematicamente o corte longitudinal de uma turbina a gás.

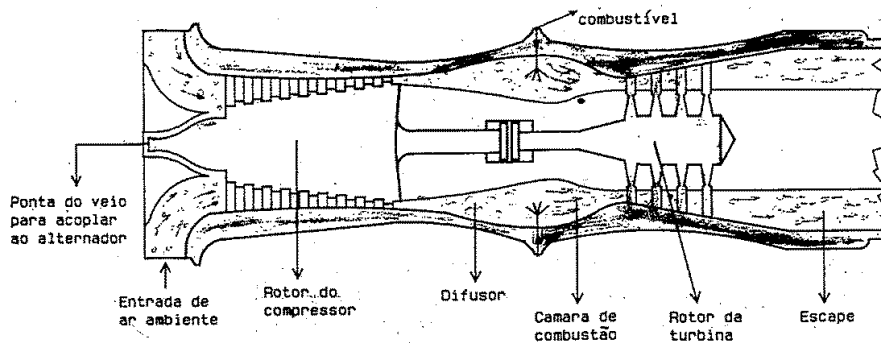


Figura 2. 2 Corte longitudinal de uma turbina a gás [10].

A primeira corresponde à entrada de ar para o compressor, seguido de uma câmara de combustão e uma turbina de expansão associada aos gases de combustão.

A turbina necessita de um sistema de arranque para colocar o compressor em funcionamento. No momento em que este alcança uma determinada velocidade, o ar atmosférico é aspirado pelo compressor sendo, posteriormente, comprimido. De seguida, o ar comprimido é misturado com o combustível na câmara de combustão. A elevada energia resultante da combustão liberta gases quentes que são expandidos numa turbina produzindo energia mecânica e térmica.

A figura 2.3. representa esquematicamente uma turbina a gás que opera em ciclo aberto.

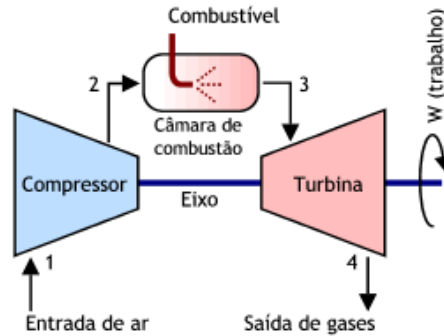


Figura2. 3 Representação esquemática de uma turbina a gás [11].

O ciclo mais usado nas turbinas a gás corresponde ao ciclo aberto (figura 2.4.a). Este ciclo aproxima-se do ciclo de Brayton, assumindo a idealidade (figura 2.4.b).

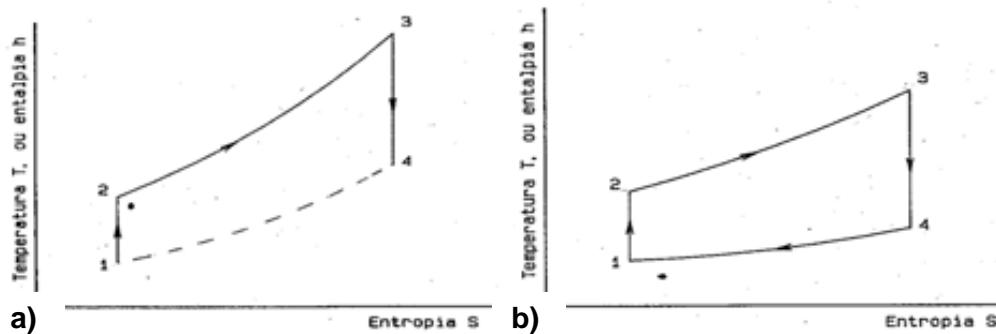


Figura2. 4 a) Ciclo aberto; **b)** Ciclo ideal de Brayton [10].

O ciclo de Brayton (pressão constante) consiste numa compressão isentrópica com um aumento consequente da temperatura, de seguida ocorre uma expansão isentrópica e, finalmente, um decréscimo da temperatura a pressão constante [10].

No que diz respeito à energia mecânica uma parte desta é utilizada para acionamento do compressor e a parte restante para acionamento de um gerador. A diferença entre o trabalho realizado pela turbina e o trabalho fornecido ao compressor designa-se por trabalho útil.

No que diz respeito à energia térmica, transportada pelos gases de exaustão da turbina, estes apresentam temperaturas elevadas, na gama entre os 400 a 600°C [9]. Esta energia térmica pode ser aproveitada diretamente ou por intermédio de uma caldeira de recuperação.

No caso das necessidades de calor serem superiores às oferecidas pela turbina existe a possibilidade de colocar queimadores auxiliares à caldeira de recuperação, ultrapassando deste modo a limitação térmica. Este processo é designado por pós-combustão.

A pós-combustão possibilita aproveitar a elevada percentagem de oxigénio contida nos gases de escape (10 a 14%) [12], através da sua utilização como elemento comburente para a combustão, nos queimadores acoplados à caldeira de recuperação.

Os gases de combustão da turbina podem ter as seguintes aplicações:

- Utilização direta no processo como, por exemplo, para a secagem;
- Produção de vapor;

A turbina a gás apresenta algumas vantagens como, por exemplo [12]:

- Fácil recuperação de calor, uma vez que possibilitam um elevado nível térmico dos efluentes gasosos;
- Apresentam reduzidos tempos de paragem;
- Menores custos de manutenção;
- Gama de potências unitárias mais elevadas.

Na figura 2.5. encontra-se representado esquematicamente um ciclo de um sistema de cogeração, utilizando como máquina térmica a turbina a gás.

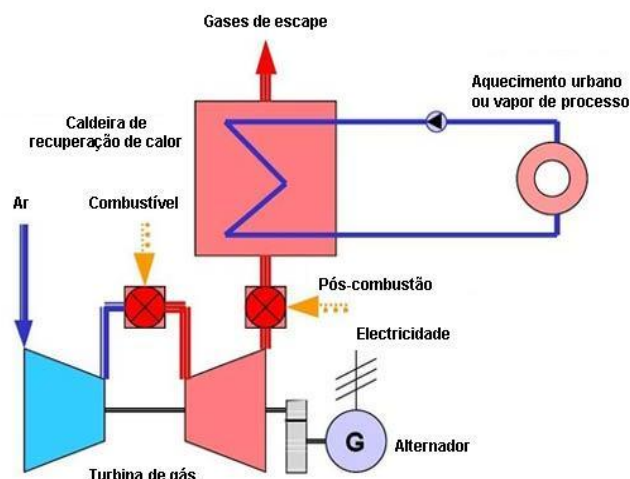


Figura 2. 5 Representação esquemática de um ciclo simples da turbina a gás [13].

A tecnologia ilustrada na figura anterior apresenta uma grande eficiência energética na produção de energia térmica (vapor).

A cogeração a gás natural apresenta como principais vantagens [12]:

- Redução da fatura energética da instalação;
- Redução dos consumos de energia primária;
- Redução do impacto ambiental;
- Produção descentralizada de eletricidade.

A redução do impacto ambiental está, de certa forma, relacionada com o tipo de combustível que a turbina a gás pode utilizar, como por exemplo, o gás natural.

No que diz respeito a aplicações, a cogeração com turbina a gás é habitualmente usada em sistemas de média e grande dimensão, onde são exigidas potências no escalão entre os 40KW e os 250MW, e em que as exigências de energia são constantes.

2.2.1.2 Cogeração com turbina a vapor

A utilização de turbinas a vapor é a opção tecnológica mais aplicada em indústrias e em sistemas de rede de calor. Neste tipo de turbina, o vapor produzido em caldeiras é expandido na turbina a vapor para geração de energia mecânica. O gás de escape ou de extração é utilizado como calor do processo.

As turbinas a vapor dividem-se em dois tipos de acordo com a pressão do vapor à saída da turbina. Quando a pressão de saída é superior à atmosférica está-se perante uma turbina de contrapressão (figura 2.6.). No caso da pressão de saída ser inferior à atmosférica, a turbina designa-se por turbina de condensação, e surge a necessidade de inserir um condensador ao processo (figura 2.7.).

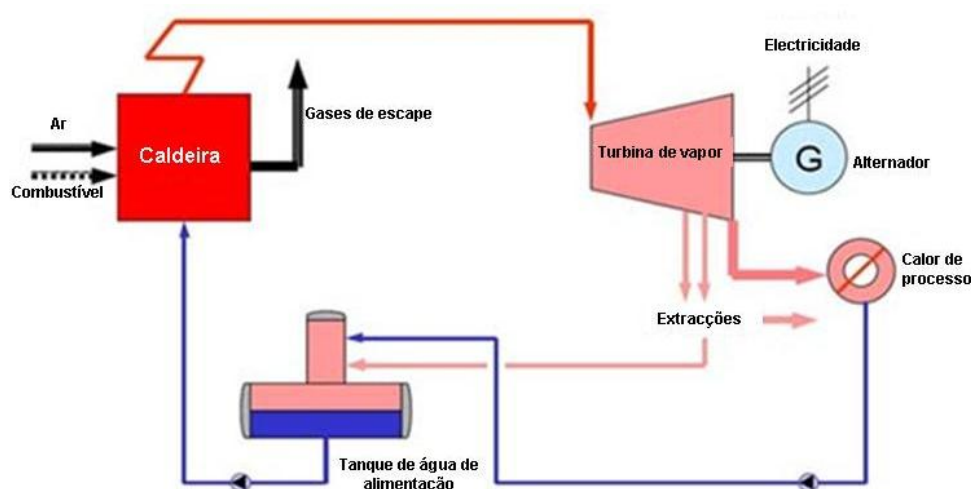


Figura2. 6 Ciclo de uma turbina de vapor em contrapressão [13].

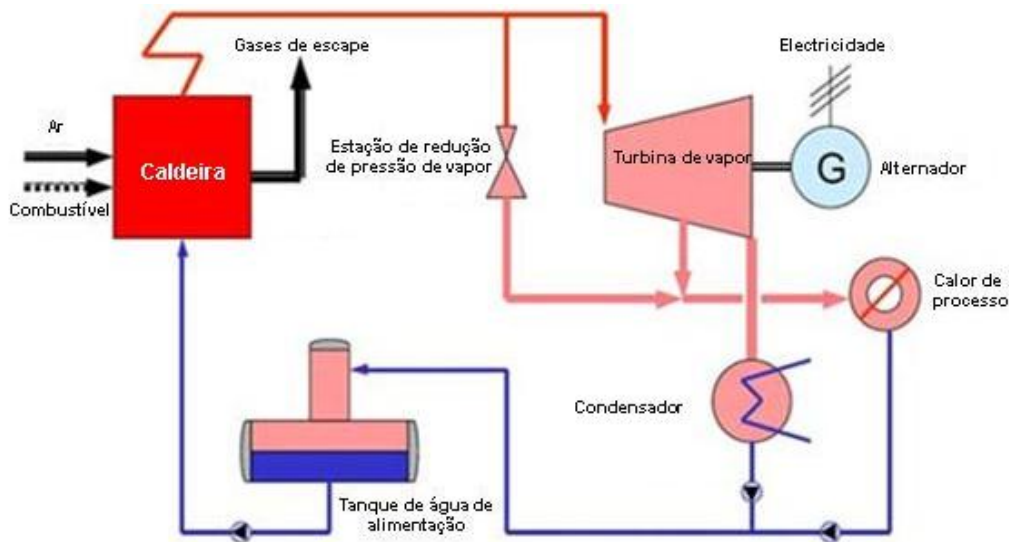


Figura2. 7 Ciclo de uma turbina de condensação com extração de vapor [13].

As turbinas a vapor não operam diretamente com os gases de combustão, tendo a possibilidade de utilizar qualquer tipo de combustível como, por exemplo, gás natural, fuelóleo, carvão, resíduos.

2.2.1.3 Cogeração em ciclo combinado

Com a evolução tecnológica dos sistemas energéticos, têm surgido sistemas cada vez mais fiáveis e eficientes. Deste modo, surge um novo tipo de cogeração designado por ciclo combinado que permite aumentar o rendimento e eficácia global da cogeração.

Este ciclo é constituído, geralmente, por um sistema com turbinas a gás e por um sistema com turbinas a vapor, que são projetados e executados de modo a complementarem-se.

Os gases de exaustão da turbina a gás são utilizados para produção de vapor a alta pressão numa caldeira de recuperação ou convencional. Este vapor aciona a turbina de vapor e esta, por sua vez, fornece vapor de baixa pressão para utilização no processo. A figura 2.8. representa esquematicamente um ciclo de cogeração em ciclo combinado.

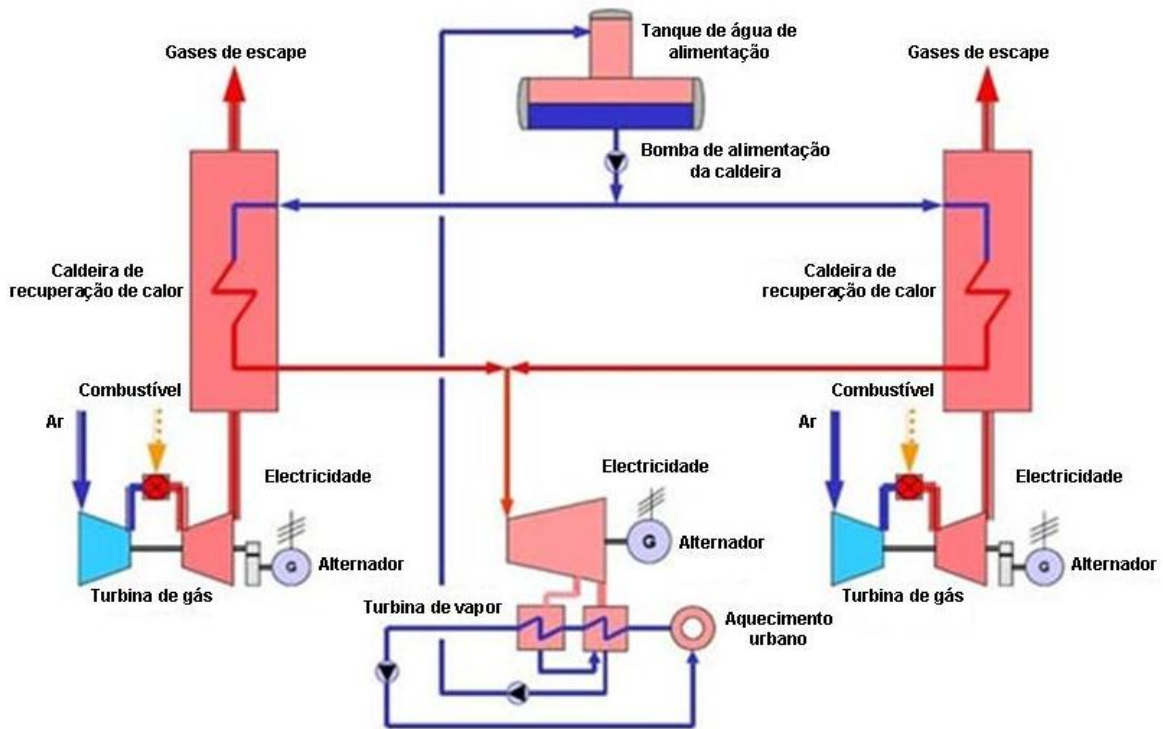


Figura2. 8 Ciclo de um sistema de cogeração em ciclo combinado [13].

O sistema de cogeração em ciclo combinado é utilizado em situações em que se deseja produzir energia elétrica e térmica úteis em quantidades variáveis, de acordo com as cargas consumidoras, ou para atender a mercados específicos [7].

Este tipo de sistema apresenta uma grande flexibilidade na relação de produção de energia térmica e elétrica, face às várias possibilidades de arranjo destes sistemas. A principal vantagem deste sistema é a sua maior eficiência global na produção de energia elétrica, comparativamente com as alternativas descritas anteriormente.

A tabela 2.1. apresenta as principais vantagens e desvantagens do ciclo combinado.

Tabela 2. 1 Vantagens e desvantagens do sistema de cogeração em ciclo combinado.

Vantagens	Desvantagens
- Elevada eficiência;	- Maior complexidade do sistema global
- Grande flexibilidade na quantidade de energia térmica produzida;	- Sistema global sujeito a um somatório das desvantagens dos dois sistemas isolados.
- Redução dos custos globais de operação.	

2.2.1.4 Cogeração com motor alternativo

Os motores alternativos, também denominados de Combustão Interna são utilizados de maneira mais disseminada no Sector Terciário e nas pequenas indústrias. Estes motores também estão associados à satisfação de necessidades industriais de energia elétrica, em projetos de cogeração, sempre que as necessidades térmicas sejam pouco significativas, ou quando os consumos de energia sofrem variações ao longo do tempo.

Os motores alternativos podem ser de dois tipos. Os motores de explosão (motores de ciclo de Otto) e os de ignição por compressão (diesel), sendo os primeiros os mais utilizados nas centrais de cogeração, uma vez que possuem várias fontes de recuperação de calor (gases de exaustão e circuitos de refrigeração do óleo e do motor) [9]. A figura 2.9. representa esquematicamente um ciclo de um sistema de cogeração, utilizando como máquina térmica o motor de combustão interna (otto e diesel).

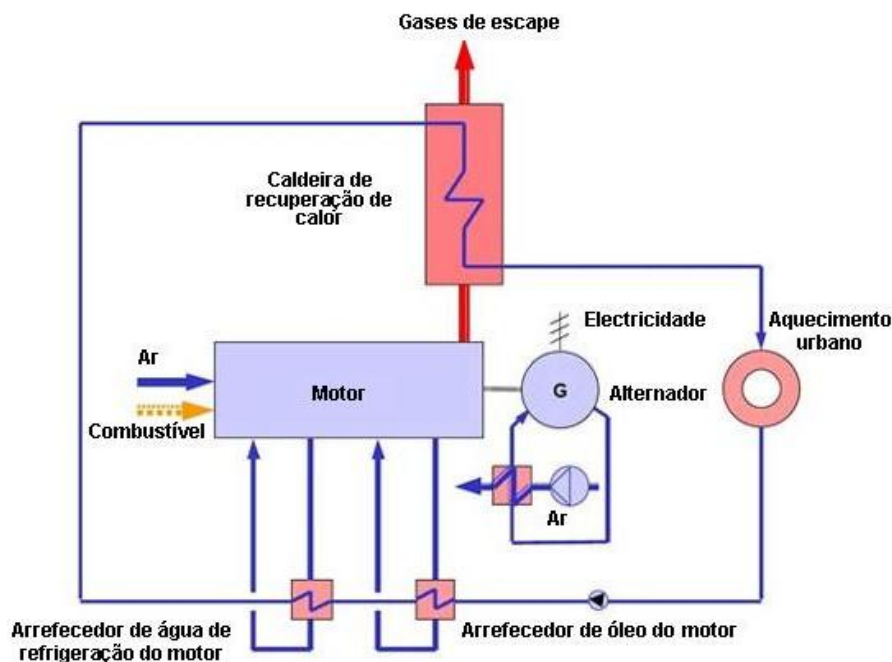


Figura2. 9 Ciclo de um motor de combustão interna (Diesel e Otto) [13].

Nos motores de explosão a produção de energia elétrica é assegurada pelo gerador acoplado ao veio do motor e a energia térmica é aproveitada a partir dos gases de escape do motor com temperatura elevada e a partir da água proveniente dos sistemas de arrefecimento do motor [12].

A diferença básica entre o Ciclo Otto e Diesel está na forma como ocorre a combustão do combustível. No ciclo Diesel (figura 2.10.) apenas o ar é admitido para a câmara

sendo, posteriormente, comprimido através do movimento do pistão. Quase no final da corrida do pistão é injetado, através do injetor, o combustível que entra em autoignição.

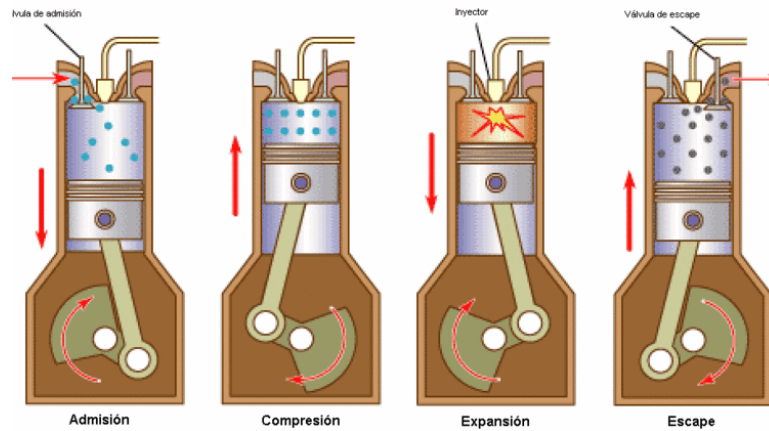


Figura2. 10 Ilustração das quatro etapas do ciclo Diesel [14].

No ciclo de Otto é admitido, na primeira etapa, uma mistura de ar mais combustível. Esta é comprimida com o movimento do pistão e, na terceira etapa, entra em ignição através de uma faísca provocada por uma vela. A figura 2.11. ilustra este ciclo.

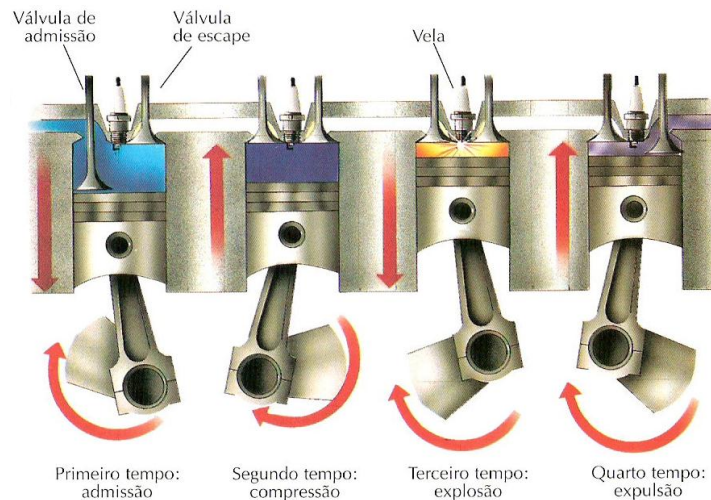


Figura2. 11 Ilustração das quatro etapas do ciclo de Otto [15].

O tipo de combustível que o ciclo de Diesel e Otto utilizam é distinto. O primeiro pode utilizar fuelóleo, gasóleo e gás natural, e o segundo pode utilizar gasolina e gás natural.

No que diz respeito às aplicações da energia térmica aproveitada pelo motor alternativo destacam-se as seguintes [12]:

- Produção de água quente a partir dos sistemas de arrefecimento do motor;

- Produção de vapor gerado por aproveitamento dos gases de escape;
- Produção de água sobreaquecida ou vapor a baixa pressão;
- Recuperação direta dos gases de escape para processos como, por exemplo, a secagem;
- Geração de ar quente.

Os motores de explosão apresentam as seguintes vantagens [12]:

- Maior adaptabilidade a situações em que há variações de carga e paragens frequentes;
- Maior eficiência elétrica;
- Não necessitam de fornecimento de gás a alta pressão.

2.2.1.5 Tecnologias emergentes: Pilhas de combustível e microturbinas

As pilhas de combustível, ainda em fase de desenvolvimento e aperfeiçoamento, configuram um modo de obtenção de energia elétrica completamente diferente das tecnologias convencionais.

A pilha de combustível é um dispositivo eletromecânico, produtora de energia, silenciosa e sem partes móveis que usam hidrogénio e oxigénio para produção de eletricidade e calor através de um processo eletroquímico. A pilha converte a energia química do combustível diretamente em energia elétrica, sem estágios intermédios de combustão e produção de energia mecânica. O hidrogénio pode ser obtido a partir de gás natural, propano, ou de outros combustíveis ricos em hidrocarbonetos, mas requerem um processamento. A figura 2.12. ilustra uma pilha de combustível.

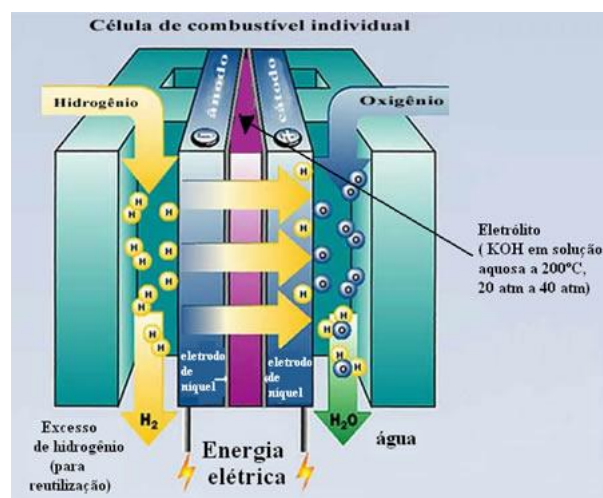


Figura 2. 12 Representação esquemática de uma pilha de combustível [16].

As pilhas são normalmente usadas em foguetes, naves espaciais ou submarinos, mas também começam a ser usadas em indústrias como fontes de energia e como geradores de emergência em edifícios e em carros movidos a hidrogénio. Em aplicações de cogeração, o calor é geralmente recuperado na forma de água quente ou vapor de alta e baixa pressão.

No que diz respeito a vantagens, a pilha apresenta a capacidade de produzir água na forma de vapor que pode ser purificada e consumida, não polui o meio ambiente e nunca se gasta, ou seja, os reagentes são continuamente injetados no aparelho durante o processo de oxirredução. Como limitações a pilha apresenta um custo elevado, uma baixa densidade de potência e fiabilidade e durabilidade incerta [16].

O termo “Microturbina” refere-se em geral a um sistema de dimensões relativamente reduzido composto por um compressor, uma câmara de combustão, uma turbina e um gerador elétrico, com uma potência total disponível até 250 kW. Para sistemas semelhantes mas com potências entre 250kW e 1MW é usualmente utilizado o termo “Mini-turbina” [7].

As microturbinas apresentam um princípio de operação muito idêntico ao das turbinas a gás e podem ser utilizadas na produção de energia elétrica ou em cogeração para gamas de baixa potência. Esta tecnologia pode ser alimentada por gás natural, gasolina, gasóleo ou biogás. A figura seguinte ilustra dois tipos distintos de microturbinas.



Figura2. 13 Ilustração de microturbinas a gás [17].

Quando se pretende que a microturbina funcione em cogeração é utilizado um permutador de calor adicional de forma a aproveitar a temperatura elevada dos gases de escape.

As microturbinas são ideais para aplicações de produção de energia distribuída devido à sua flexibilidade nos métodos de conexão, e capacidade de se juntarem em paralelo para suprir necessidades superiores. Elas apresentam, ainda, a capacidade de fornecer energia estável e baixas emissões de gases de efeito estufa. Como limitações, as microturbinas apresentam custos elevados, baixa eficiência elétrica e sensibilidade a condições ambientais.

2.2.1.6 Vantagens e limitações dos diferentes sistemas de cogeração

Com o objetivo de entender as diferenças de cada sistema de cogeração, apresentam-se, na tabela 2.2, algumas vantagens e desvantagens que estes podem oferecer a uma indústria.

Tabela 2. 2 Vantagens e desvantagens dos sistemas de cogeração [9].

Tecnologia	Vantagens	Desvantagens
Turbina a Gás	<ul style="list-style-type: none"> - Fiabilidade elevada; - Emissões poluentes reduzidas; - Não necessita de refrigeração; - Elevada intensidade energética (400 a 600°C). 	<ul style="list-style-type: none"> - Operação com gás a pressão elevada; - Rendimento reduzido a carga parcial; - Potência de saída diminui com o aumento da temperatura ambiente; - Eficiência reduzida em processos com poucas necessidades térmicas.
Motor de explosão e de compressão interna	<ul style="list-style-type: none"> - Rendimento elétrico elevado; - Operação com gás a baixa pressão; - Bom desempenho com carga parcial. - Arranque rápido; 	<ul style="list-style-type: none"> - Custos de manutenção elevados; - Emissões poluentes elevadas; - Necessita de refrigeração; - Calor de baixa temperatura; - Ruído de baixa frequência.

Turbinas a vapor	<ul style="list-style-type: none"> - Rendimento global elevado; - Possibilidade de utilizar diversos combustíveis; - Grandes quantidades de vapor disponíveis; - Vapor a alta pressão; - Vida útil e fiabilidade elevadas. 	<ul style="list-style-type: none"> - Baixo rendimento elétrico; - Arranque lento.
Microturbinas	<ul style="list-style-type: none"> - Dimensões compactas; - Emissões de poluentes reduzidas; - Não necessita de refrigeração; - Peso reduzido. 	<ul style="list-style-type: none"> - Custos elevados; - Calor de baixa temperatura; - Tecnologia em desenvolvimento.
Pilhas de combustível	<ul style="list-style-type: none"> - Baixas emissões de poluentes; - Ruído reduzido. 	<ul style="list-style-type: none"> - Custo elevados; - Fiabilidade incerta; - Necessidade de pré-processamento do combustível (excepto H puro); - Tecnologia em desenvolvimento.

2.2.1.7 Características operacionais dos diferentes sistemas de cogeração

Na tabela 2.3 apresenta-se as principais características operacionais dos diversos tipos de sistemas de cogeração.

Tabela 2. 3 Principais características operacionais dos diversos tipos de sistemas de cogeração [9].

	Tecnologia					
	Turbina a gás	Motores de explosão a Gás Natural	Motor de compressão interna	Turbinas a vapor	Microturbinas	Pilhas de combustível
Rendimento elétrico (%)	15 – 35	22 – 44	25 – 45	10 – 40	18 – 27	35 – 40
Rendimento térmico (%)	40 – 60	40 – 60	40 – 60	40 – 60	40 – 60	20 – 50
Rendimento global (%)	60 – 85	70 – 80	70 – 85	60 – 85	55 – 75	55 – 90
Potência típica (MWe)	0,2 – 100	0,05 – 5	0,015 – 30	0,5 – 100	0,03 – 0,35	0,01 – 0,25
Relação Ptérmica/Pelétrica	1,25 – 2	0,4 – 1,7	0,4 – 1,7	2 – 10	1 – 2,5	1,1
Desempenho com carga parcial	Mau	Médio	Bom	Bom	Médio	Muito Bom
Disponibilidade (%)	90 – 98	92 – 97	92 – 97	99	90 – 98	>95
Revisões (h)	30000 – 50000	24000 – 60000	25000 – 30000	>50000	5000 – 40000	10000 – 40000
Arranque	10m a 1h	10s	10s	1h – 1dia	1m	3h – 2dias
Pressão do combustível (bar)	8 – 35	0,07 – 3,1	<0,35	NA	3 – 7	0,03 – 3
Combustíveis	Gás natural, propano, biogás	Gás natural, propano, biogás	Diesel, óleo residual	Todos	Gás natural, propano, biogás	Hidrogénio, gás natural, metanol, propano
Ruído	Médio	Alto	Alto	Alto	Médio	Baixo
Uso do calor	Água quente, vapor a alta e baixa pressão	Água quente, vapor de baixa pressão	Água quente, vapor de baixa pressão	Vapor a alta e baixa pressão	Água quente e vapor de baixa pressão	Água quente e vapor de baixa pressão
Densidade de potência (kW/m ²)	20 - 500	35 – 50	35 – 50	>100	5 – 70	5 – 20
NOx (kg/MWh total)	0,2 – 2	0,5	1 - 14	0,9	0,07	0,01

2.2.2 Caldeiras de recuperação de calor (HRSG “Heat Recovery Steam Generator”)

As caldeiras de recuperação de calor são equipamentos utilizados para aproveitar o calor dos gases de exaustão, oriundos de processos de combustão, ou de fluxos de ar quente de exaustão, a partir de processos industriais, para a produção de água quente ou vapor. Este tipo de caldeira apresenta os mesmos componentes que as convencionais, com a exceção da fornalha.

Uma vez que os processos industriais encontram-se, cada vez mais, sob a influência dos crescentes custos de energia, a caldeira de recuperação tem sido uma forma de otimizar os processos industriais através do aproveitamento da energia térmica residual.

Como é óbvio esta energia não é totalmente aproveitada, uma vez que cerca de 10% é perdida nos gases de exaustão da caldeira, visto que a temperatura destes deve estar compreendida entre 130 e 170°C com o objetivo de evitar a ocorrência de corrosão provocada pela condensação do vapor de água. Além destas perdas existem, ainda, perdas associadas às purgas contínuas e às perdas por radiação [18].

Devido às condições económicas e jurídicas, as caldeiras de recuperação de calor são, geralmente, acopladas com turbinas de gás em sistemas de cogeração. A figura 2.14 representa esquematicamente este sistema.

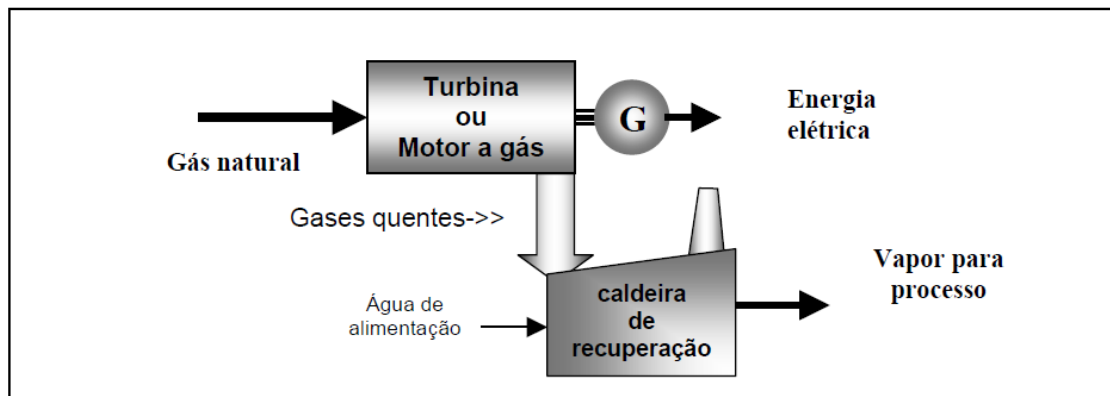


Figura2. 14 Representação esquemática de um sistema de cogeração com turbina a gás e caldeira de recuperação de calor [19].

As caldeiras de recuperação de calor mais utilizadas são as aquotubulares de circulação natural, e podem ser do tipo horizontal ou vertical. Este tipo de caldeiras apresenta as seguintes características principais [19]:

- Produz vapor a partir da recuperação de calor disponível nos gases de exaustão das turbinas a gás;

- Melhora a eficiência do ciclo na produção de energia elétrica e na geração de vapor de processo (ciclo combinado/cogeração);
- Pode ser equipada com queimadores para aumentar a geração de vapor e/ou proporcionar mais flexibilidade na operação do conjunto turbina a gás – caldeira. A esta tecnologia dá-se o nome de pós-combustão.

As caldeiras de recuperação de calor são constituídas por sobreaquecedores, evaporadores, economizadores e barrilete, ligados em série, onde passam, no seu exterior, os gases quentes (oriundos da turbina) e no interior circula água/vapor, desempenhando cada um o seu papel de permuta de calor.

Para além dos equipamentos de troca de calor indicados anteriormente, outros podem ser instalados nas caldeiras recuperadoras de calor, dependendo principalmente de considerações económicas, condições do ciclo e/ou exigências do processo de vapor.

No que diz respeito à água, esta necessita de tratamento químico para garantir durabilidade e segurança do equipamento. Neste sentido, toda a caldeira dispõe de dispositivos de medição e drenagem para eliminação de sulfatos, carbonatos, silicatos e sólidos em suspensão e depósito. É de salientar que o volume de água no interior da caldeira deve ser controlado de modo que o volume de água no interior do barrilete não diminua, pois uma eventual falta de água pode provocar o superaquecimento localizado dos tubos, seguido de explosão [21].

A água de alimentação é bombeada através do economizador e introduzida no barrilete. A partir deste o fluido desce por diversos tubos e sobe, posteriormente, pelos evaporadores, retornando ao barrilete. A pressão aumenta até limites pré-estabelecidos para operação, forçando o vapor saturado a deixar o barrilete, na direção dos sobreaquecedores [15].

O barrilete tem como principal objetivo separar o vapor da água, e sempre que possível o vapor deve ter um título igual ou próximo de 1, ou seja, não deve apresentar água no estado líquido. A obtenção de vapor de boa qualidade depende da carga da caldeira, da pressão de trabalho e dos dispositivos auxiliares instalados no barrilete [21].

Relativamente à eficiência deste tipo de caldeiras, existe uma pressão ideal que permite obter a eficiência máxima, isto é, permite recuperar o máximo de calor em função da temperatura mínima permitida à saída da caldeira.

Para o rendimento máximo, a pressão ideal escolhida é função da temperatura dos gases, tanto à entrada como à saída da caldeira, e depende do caudal mássico na linha do sistema de água [20].

Durante o projeto da caldeira, e durante o seu funcionamento normal, deve ser efetuado uma análise e controlo dos seguintes parâmetros [20]:

- Seleção da pressão de operação, garantindo a melhor possibilidade de recuperação de calor e aumentando a eficiência da caldeira e do ciclo combinado;
- A temperatura da água de alimentação deve ser suficientemente alta para prevenir a condensação (ponto de orvalho) nos tubos da caldeira, evitando problemas de corrosão;
- A temperatura de sobreaquecimento é limitada, tanto pelos limites metalúrgicos dos materiais aplicados, como pela temperatura dos gases de exaustão da turbina;
- A temperatura dos gases quentes à saída da caldeira deve ser controlada acima dos 85°C, de modo a evitar a condensação dos gases quentes nos tubos do economizador evitando, assim, a corrosão dos mesmos.

Para se otimizar e controlar a produção de vapor nas caldeiras é importante agrupar as seguintes condições [20]:

- Aumentar a quantidade de energia térmica recuperada nos gases de exaustão da turbina a gás, estudando novas configurações geométricas das caldeiras e dos próprios elementos que mecanizam a troca de calor;
- Aumentar a temperatura dos gases de exaustão, permitindo uma maior quantidade de energia térmica disponível na caldeira e conseqüentemente níveis de temperatura mais elevados, exigindo materiais mais resistentes, obrigando a processos termodinâmicos mais complexos, bem como o uso de vários níveis de pressão relativamente a uma caldeira convencional;

- Baixar os custos, onde em centrais a ciclo combinado mais modernas, a caldeira recuperadora de calor contribui com aproximadamente 10% do custo total, e cerca de 20% dos custos de equipamento;
- Relativamente ao desempenho, e comparativamente às caldeiras convencionais, a caldeira recuperadora de calor está intrinsecamente dependente do calor proveniente dos gases de combustão da turbina a gás, das condições que daí advêm, das condições climáticas e dos recursos, sejam eles naturais ou logísticos, disponíveis na área onde a central é instalada;
- Desenvolver novos materiais isolantes, mais eficientes e fiáveis na resistência à passagem do calor, garantindo uma maior conservação da energia térmica do sistema termodinâmico;
- Maximizar o caudal de vapor sobreaquecido à saída da caldeira em consequência da quantidade de calor recuperada, aumentando assim a produção de energia, e ao mesmo tempo respeitar, segundo diretivas e normas ambientais, os níveis de emissões gasosas de CO₂, CO e NO_x.

2.2.2.1 Sobreaquecedores

Os sobreaquecedores são feixes tubulares que têm como objetivo elevar a temperatura do vapor, proveniente do barrilete da caldeira, e encontram-se localizados de forma a aproveitar o máximo do calor disponível nos gases de combustão.

A localização do sobreaquecedor é um fator determinante para a temperatura requerida para o vapor. Deste modo para temperaturas elevadas é conveniente instalar o sobreaquecedor à entrada da caldeira, ou seja, onde entram os gases de exaustão da turbina a gás [15]. Além disto, este pode ser dividido em módulos, de forma a simplificar a construção, facilitar a manutenção e o controlo de temperatura do vapor.

No projeto de sobreaquecedores é necessário ter atenção à influência dos seguintes fatores [20]:

- Temperatura e velocidade dos gases de combustão;
- Temperatura e velocidade do vapor;
- Arranjo e posicionamento dos tubos;
- Tipo de material recomendado para os tubos e suporte (o material depende da faixa de temperaturas dos gases de exaustão da turbina).

Como se pode verificar a temperatura é um fator fundamental para a operação da caldeira. Assim, é importante realizar um controlo permanente à temperatura final do vapor sobreaquecido. O dispositivo mais utilizado para realizar este controlo é o atemperador (figura 2.15.), e uma unidade pode dispor de vários atemperadores. Estes têm como objetivo diminuir a temperatura do vapor, através da injeção de água no vapor sobreaquecido.

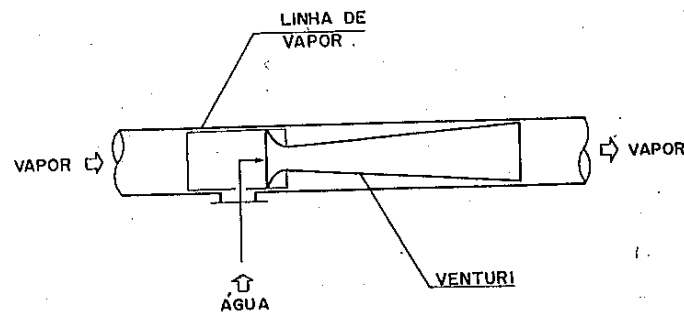


Figura2. 15 Representação esquemática de um atemperador [21].

No que diz respeito à localização do atemperador, este situa-se, geralmente, entre o penúltimo e o último sobreaquecedor da caldeira.

Em suma, a construção dos sobreaquecedores em módulos, a instalação de atemperadores, a recirculação dos gases de combustão e a operação balanceada do sistema de pós combustão são recursos eficientes e utilizados para controlar a temperatura final do vapor sobreaquecido [21].

2.2.2.2 Economizadores

Os economizadores são permutadores de calor que têm como objetivo aumentar a temperatura da água de alimentação à caldeira, através do aproveitamento de energia residual, ainda disponível nos gases de exaustão da turbina. Este tipo de equipamento é, geralmente, instalado depois dos sobreaquecedores [21].

Relativamente à forma construtiva dos economizadores, esta varia de acordo com o tipo de instalação, mas os tubos encontram-se devidamente espaçados e conectados a coletores de entrada e saída [21]. A escolha do tipo de material e o projeto da estrutura de sustentação dos economizadores baseiam-se nos fatores indicados para os sobreaquecedores [21].

Refere-se, ainda, que a presença do economizador é vantajosa, uma vez que aumenta o rendimento térmico da caldeira.

2.3 Seleção do sistema de cogeração

Os projetos de cogeração são altamente flexíveis, não havendo soluções rígidas para cada tipo de consumidor energético. O desenvolvimento destes projetos requer um estudo rigoroso de viabilidade, com o objetivo de identificar o sistema mais adequado para as necessidades do consumidor e avaliar as vantagens económicas obtidas por este. Deste modo o estudo deve envolver as seguintes fases [7]:

- Análise da situação existente;
- Estimativa das necessidades;
- Viabilidade técnica;
- Viabilidade económica.

A seleção de um sistema de cogeração deve obedecer a uma avaliação rigorosa da potência requerida, do nível térmico necessário, do horário de funcionamento e da relação calor útil/ eletricidade [1].

A escolha do sistema de cogeração (apresentados no subcapítulo 2.2.1) é feita tendo em consideração o sistema mais vantajoso para o caso em estudo, ou seja, tendo em conta a estrutura de consumos de energia térmica e elétrica, o período de funcionamento, o combustível disponível, entre outros aspetos. Deste modo a seleção do sistema é regida por diferentes critérios, como se apresenta de seguida.

- **Turbina a gás**
 - Necessidade contínua de energia;
 - Gás natural disponível;
 - Preferência pela produção de energia térmica;
 - Consumidores com necessidade de gases a temperaturas altas (400 a 600°C);
 - Necessidade, por parte do consumidor, de quantidades elevadas de vapor a alta pressão;
- **Turbina a vapor [7]**
 - Suplemento de uma turbina de ciclo combinado de forma a aumentar a produção de energia elétrica relativamente à produção de energia térmica;
 - Substituição de um gerador de vapor, quando necessário, para que o seu custo não seja acrescentado ao do sistema de cogeração a instalar;

→ Uso de desperdícios de combustível ou efluentes com nível térmico suficiente;

- **Motor alternativo [7]**

- Variação nas necessidades de energia, ou necessidade de energia não é contínua;
- Necessidade de vapor a baixa pressão, ou água quente até 115°C e/ou gases quentes (90 a 150°C);
- Relação eletricidade/calor elevada;
- Necessidade graduada do fornecimento de energia;
- Gás natural não se encontra disponível e não existem restrições ambientais;

Após a seleção do sistema é necessário escolher o correspondente equipamento auxiliar, e configurar o sistema de cogeração de forma a satisfazer as necessidades energéticas do consumidor.

A fase seguinte consiste na avaliação técnica do sistema, ou seja, na determinação dos consumos de eletricidade e combustível, e no cálculo da economia de energia. É de salientar que sempre que existe legislação abrangendo esta área, podem ser impostos limites à utilização de sistemas de cogeração.

Com o objetivo de facilitar a primeira avaliação do potencial de aplicação de um sistema de cogeração, construiu-se a lista de verificação que consta na tabela 2.4. Desta pode-se verificar se a utilização de um sistema de cogeração traz vantagens económicas, isto é, quantas mais questões forem respondidas com “sim” maior a probabilidade da utilização económica de um sistema de cogeração.

Tabela 2. 4 Lista para verificar se a utilização de um sistema de cogeração é económica [7].

1. Consumo de energia térmica (vapor, água quente) ex. Consumo de combustíveis para a produção de calor	> 80.000 l/ano de fuelóleo ou > 80.000 m ³ /ano de gás	SIM <input type="checkbox"/> NÃO <input type="checkbox"/> SIM <input type="checkbox"/> NÃO <input type="checkbox"/>
2. Elevado consumo de electricidade	> 500.000 kWh/ano	SIM <input type="checkbox"/> NÃO <input type="checkbox"/>
3. Elevada potência da base do diagrama de carga eléctrico	min. 100kWe durante min. 5.000 horas/ano	SIM <input type="checkbox"/> NÃO <input type="checkbox"/>
4. Razão de consumos electricidade/calor	> 0,7	SIM <input type="checkbox"/> NÃO <input type="checkbox"/>
5. Existe autoprodução de energia eléctrica, através de um gerador a diesel ou por outro meio similar?		SIM <input type="checkbox"/> NÃO <input type="checkbox"/>

Para finalizar o estudo, surge a etapa mais importante que diz respeito à análise económica. Esta tem como objetivo provar se o sistema de cogeração é aceitável e qual a tecnologia a ser implantada. Para tal estima-se a economia anual a obter com o uso da cogeração, calculando os novos custos de energia (térmica e elétrica) e os novos custos de manutenção. A tabela seguinte apresenta os custos típicos dos diferentes sistemas de cogeração.

Tabela 2. 5 Custos típicos dos diferentes sistemas de cogeração [7].

	Tecnologia					
	Turbina a gás	Motor de explosão a gás natural	Motor de compressão interna	Turbina a vapor	Microturbinas	Pilhas de combustível
Investimento (€/MWe)	600 a 800	700 a 1400	700 a 1400	700 a 900	1300 a 2500	>2500

2.4 Simulador de processos

Como já foi referido no capítulo 1, um dos objetivos deste projeto consiste na modelação e simulação da central de cogeração da refinaria de Matosinhos. Para tal, a plataforma usada foi o simulador de processos químicos Aspen Plus.

O Aspen Plus é um programa de simulação que permite construir o modelo do processo, neste caso o modelo de um grupo turbogerador da central de cogeração da Refinaria de Matosinhos.

Para a construção do modelo de cogeração é importante definir a máquina térmica a operar. Neste caso em particular, o modelo de cogeração a ser desenvolvido utiliza a turbina a gás como máquina térmica. Na figura 2.16 encontra-se representado um modelo típico deste sistema de cogeração, que respeita um ciclo de Brayton aberto.

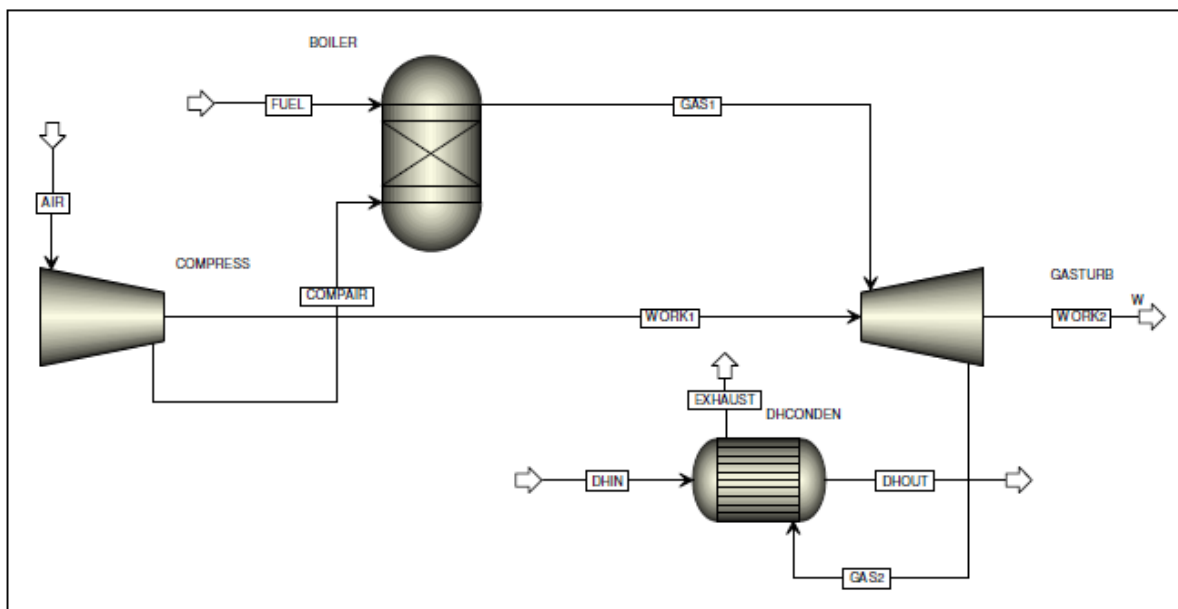


Figura2. 16 Modelo de uma central de cogeração utilizando como máquina térmica uma turbina a gás [22].

Uma vez que as centrais de cogeração diferem de umas para as outras, torna-se necessário moldar o modelo à central pretendida. Deste modo, o bloco correspondente à caldeira, por exemplo, tem que ser projetado de acordo com o número de evaporadores, sobreaquecedores, economizadores e de acordo com as condições de operação (temperatura, pressão, caudal, composição). O descrito para a caldeira aplica-se aos restantes equipamentos da central de cogeração.

Deste modo, o programa (Aspen Plus) inclui uma biblioteca de blocos de cálculo a diversas operações que modelam equipamentos constituintes de uma unidade química

real como, por exemplo, bombas, permutadores de calor, reatores, separadores, etc., e que permitem dimensionar o processo de acordo com o que se pretende [22].

A simulação de uma unidade de processo é realizada especificando configurações de operações unitárias, correntes, e fluxos de calor e trabalho. O programa também é composto por uma biblioteca de dados contendo propriedades físicas de um grande número de componentes puros, e permite prever propriedades termodinâmicas e de transporte a partir da escolha de um método de propriedades termodinâmicas [22].

Além da unidade de operação de blocos, o Aspen Plus utiliza dois mecanismos para simular os processos químicos, os blocos FORTRAN e as especificações de projeto.

Os blocos FORTRAN são utilizados para controlar a alimentação e permitem a incorporação do código do utilizador num modelo com o objetivo de controlar as variáveis num fluxograma do programa. A especificação do projeto permite ao utilizador definir os valores de projeto para qualquer variável ou função de uma variável do fluxograma [22].

O simulador também é capaz de operar com correntes de reciclo, utilizando um recurso designado por "correntes de ligação". As variáveis da corrente e do bloco são manipuladas de forma iterativa, a convergir sobre os balanços de massa e energia, até se obter uma solução.

A construção de um modelo de processo engloba as seguintes etapas:

- Definição do fluxograma: todas as correntes de entrada para o sistema têm de ser definidas, assim como os diferentes blocos de cálculo. O fluxograma também indica todos os produtos.
- Componentes químicos: todos os componentes químicos do sistema, desde os reagentes aos produtos têm de ser especificados.
- Condições de funcionamento: temperatura, pressão, calor, entre outros, devem ser especificados para todas as operações de unidade. Todas as correntes de entrada têm de ser definidas.

Através da literatura foi possível verificar que o Aspen Plus apresenta um modelo para simular sistemas de cogeração utilizando o método de propriedades Peng-Robinson com a função $\alpha(T)$ proposta por Boston-Mathias (PR-BM). Este método é utilizado para prever coeficientes de fugacidade do gás natural e dos produtos de combustão [23]. Este modelo que constitui um dos exemplos de aplicação do simulador encontra-se ilustrado na figura 2.17.

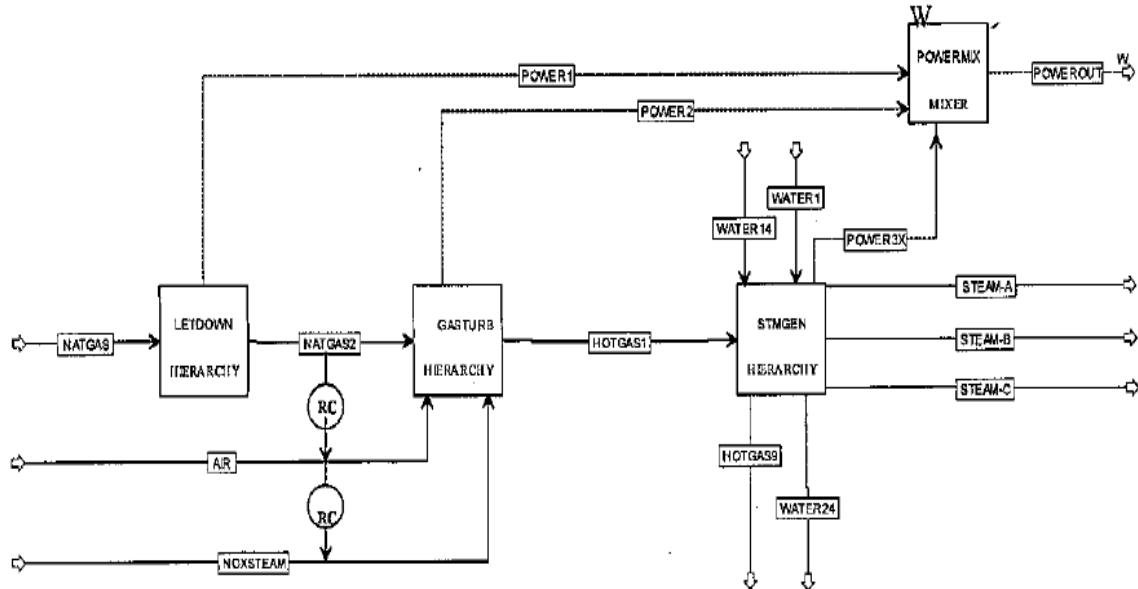


Figura2. 17 Processo global de cogeração [23].

O processo anterior inclui uma secção de receção do gás natural (“LETDOWN”), uma secção correspondente à turbina a gás (“GASTURB”) e secção de cogeração (“STMGEN”). Estas secções são compostas por vários blocos e correntes.

A secção “LETDOWN” utiliza a energia interna do gás natural para produzir energia elétrica através de uma expansão. O fluxograma representativo desta secção encontra-se esquematizado na figura 2.18.

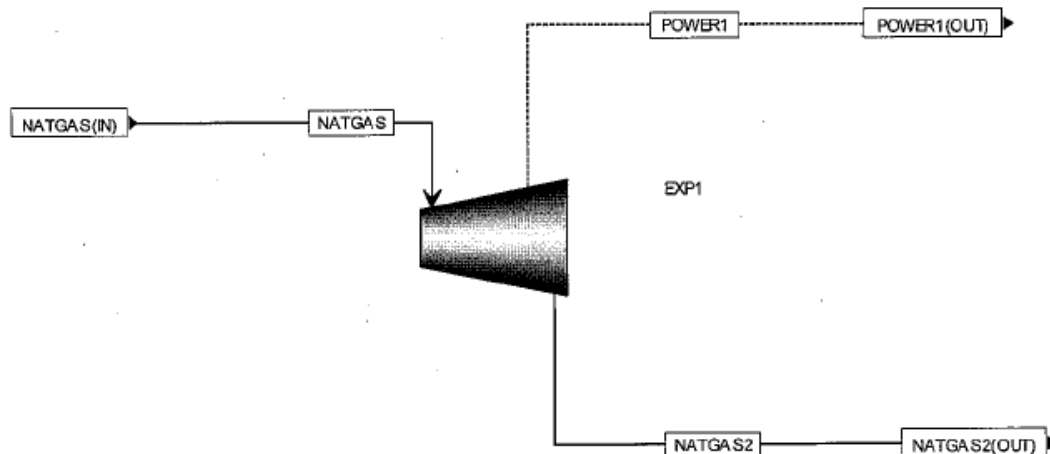


Figura2. 18 Fluxograma da secção “LETDOWN” [23].

A secção “GASTURB” queima o gás natural com ar comprimido e os gases quentes de exaustão são expandidos numa turbina, gerando energia elétrica. Na figura 2.19 encontra-se representado o fluxograma desta secção.

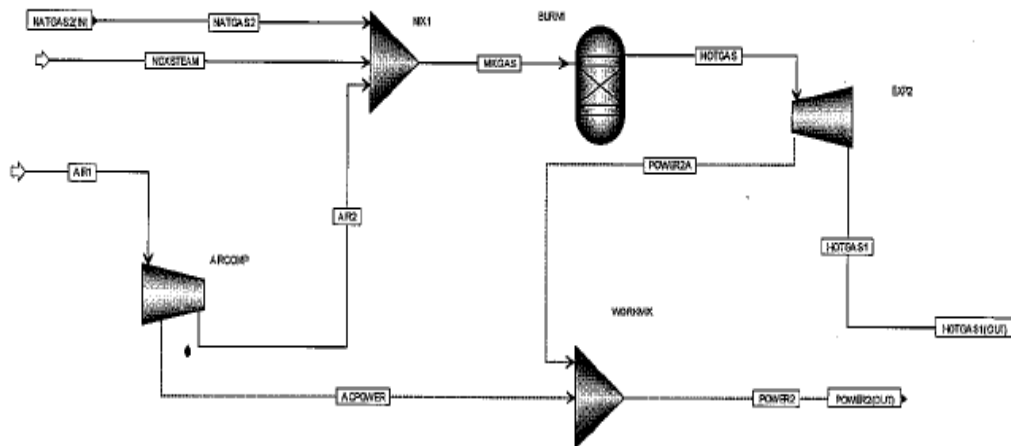


Figura2. 19 Fluxograma da secção “GASTURB” [23].

A secção “STMGEN” aproveita o calor dos gases quentes de exaustão, da turbina a gás, para produzir vapor e energia elétrica, utilizando turbinas a vapor. A figura 2.20 apresenta o fluxograma representativo desta secção.

O modelo apresentado serve como ponto de partida para a criação de modelos mais sofisticados, elaboração de plantas e especificação de equipamentos.

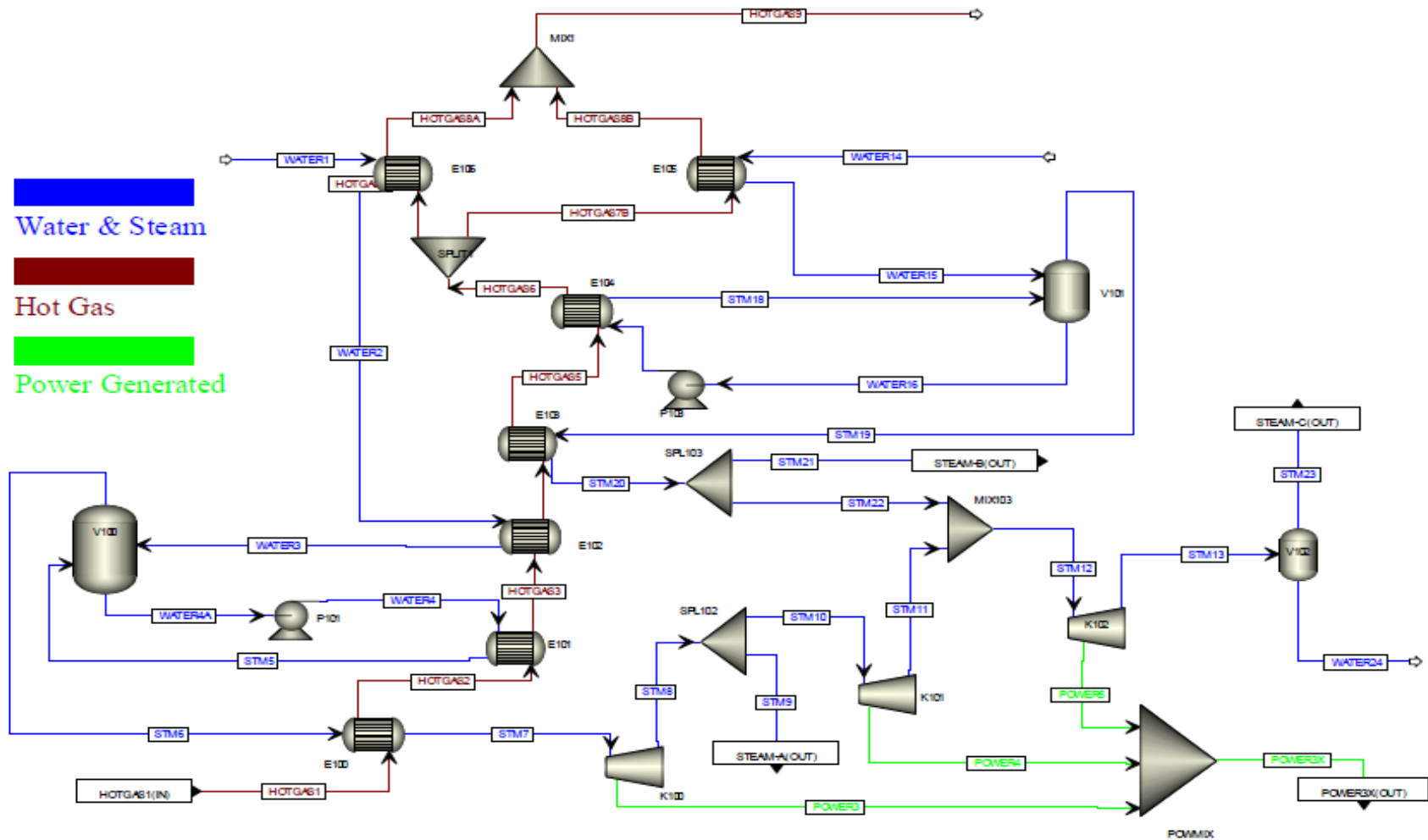


Figura2. 20 Fluxograma da secção “STMGEN” [23].

3. Descrição de Atividades/ Metodologia

Para a realização da simulação da central de cogeração da Refinaria de Matosinhos foi, inicialmente necessário estabelecer o contacto com os responsáveis pela instalação, os quais, disponibilizaram toda a informação possível e permitiram a realização de visitas para levantamento de valores operacionais da cogeração.

A primeira fase diz respeito a um período de recolha de informação, desde o documento informativo da central de cogeração aos documentos característicos das turbinas a gás e das caldeiras (consultar anexo A).

Na segunda fase procedeu-se à construção de um fluxograma que simule corretamente o grupo turbogerador da central de cogeração no simulador *Aspen Plus*, utilizando os valores de projeto adquiridos anteriormente.

Numa terceira fase, e com o objetivo de validar a simulação criada, realizaram-se alguns levantamentos dos valores operacionais da central de cogeração (ver anexo B). Uma vez que a cogeração em causa permite funcionar em diferentes regimes como, por exemplo, em regime de ar fresco, foram realizadas simulações deste utilizando os valores de projeto (consultar anexo C), uma vez que durante o período em que decorreu este trabalho, a central de cogeração não funcionou no regime de ar fresco, ou seja, não existem valores de operação.

Após a simulação, elaborou-se um relatório com a apresentação das diferentes simulações realizadas e com recomendações para trabalhos futuros.

4. Apresentação e Discussão de Resultados

Neste capítulo será apresentado inicialmente o fluxograma, criado no simulador *Aspen Plus*, para um dos dois grupos turbogerador da central de cogeração da Refinaria de Matosinhos.

Posteriormente serão apresentados os resultados obtidos numa simulação que serão comparados com valores reais obtidos na central de cogeração (consultar anexo B).

Por fim, apresenta-se uma simulação em regime de ar fresco e a respetiva comparação com os valores de projeto (consultar anexo C).

É, ainda, de salientar que para a elaboração das duas simulações o método de propriedades termodinâmicas utilizado foi o de Peng-Robinson com a função α de Boston-Mathias (PR-BM).

4.1. Fluxograma, obtido no simulador *Aspen Plus*, de um turbo grupo da central de cogeração da Refinaria de Matosinhos

Para a construção do fluxograma representativo de um turbo grupo da central de cogeração foi necessário dividir o turbogerador e a caldeira em diferentes blocos de cálculo. A figura 4.1 representa o esquema obtido, no simulador *Aspen Plus*, de um turbo grupo da central de cogeração da Refinaria de Matosinhos.

No que diz respeito ao turbogerador, este foi constituído por três blocos, um que modela um compressor “COMPRESS”, outro uma câmara de combustão “COMBUST” e por fim outro que modela uma turbina “TURBINA”.

Relativamente ao bloco “COMPRESS”, este apresenta como corrente de entrada o “AR” (ar atmosférico) e como corrente de saída o “ARCOMP” (ar comprimido), sendo esta a corrente de entrada no bloco “COMBUST”. O bloco “COMPRESS” encontra-se, ainda, ligado ao bloco “TURBINA” através da corrente “TRABIN”, que corresponde ao trabalho cedido pela turbina para acionamento do compressor.

Para além da corrente “ARCOMP”, no bloco “COMBUST” entra também a corrente “CH₄” (gás natural) e sai a corrente “GASCOMB” (gases de combustão), sendo esta a corrente de entrada da “TURBINA”. Esta apresenta duas correntes de saída, a “TRABOUT” que corresponde ao trabalho gerado pela turbina para acionamento de um gerador, e a “GASCMB” (gases de combustão da turbina) que corresponde a uma das correntes de entrada do bloco “POSCOMB”.

O “POSCOMB” (pós-combustão) corresponde a um dos blocos que modelam a caldeira de recuperação. Aliás, os restantes blocos e correntes estão todos associados à caldeira, começando no “POSCOMB” e terminando na corrente “VAPORSOB” (vapor sobreaquecido).

Deste modo as restantes correntes de entrada, relativas ao “POSCOMB” são o “ARFRESCO” (ar fresco) e o “GASPC” (gás natural utilizado nos queimadores da pós-combustão). Relativamente à corrente de saída, esta é designada por “GASPOCO” (gases de pós-combustão) sendo esta a corrente de entrada para o bloco “SOBRAQUE” (sobreaquecedor). Este bloco consiste num permutador de calor que utiliza a energia térmica da corrente “GASPOCO” para aquecer a corrente “VAPORSAT” (vapor saturado) dando origem a vapor sobreaquecido “VAPORSOB” e “GASPCOMB” (gases de pós-combustão com menor energia térmica). Esta encontra-se ligada ao bloco “CALOR” que, por sua vez, está associado ao bloco “CALDEIRA”, à corrente “PURGE” (purgas da caldeira) e “VAPORSAT”, e tem como objetivo controlar o caudal de purgas e de vapor saturado. Ainda, relativamente ao “CALOR”, este apresenta a corrente “EXAUSTAO” (gases oriundos da corrente “GASPCOMB”, mas com menor energia térmica) como corrente de saída.

As correntes “EXAUSTAO” e “AGUA” (água de alimentação à caldeira) alimentam o bloco “ECONOMIZ” (economizador) que, tal como o “SOBRAQUE”, consiste num permutador de calor que tem como objetivo aumentar a temperatura da água de alimentação à caldeira. Estas duas correntes dão origem às correntes de saída “VAPOR” e “GASEXAUS”. A última corresponde aos gases de pós combustão que perderam energia térmica, devido às trocas de calor que realizaram com a água e vapor de água, ao longo da caldeira e encontram-se a sair para a atmosfera através da chaminé.

No que diz respeito à corrente “VAPOR”, esta é alimentada à “CALDEIRA”, onde são realizadas as purgas e onde a água passa a vapor através do *flash* “CALOR”. Deste bloco sai a corrente “PURGE” e “VAPORSAT” que, como já foi referido, dá origem à corrente “VAPORSOB”. Esta é que apresenta a quantidade de energia térmica produzida pela cogeração que será, posteriormente, utilizada para alimentar os vários processos que a refinaria de Matosinhos abrange.

4.2. Resultados obtidos, com o simulador *Aspen Plus*, para um turbo grupo da central de cogeração

4.2.1 Comparação dos resultados obtidos no simulador com valores reais de operação

Com já foi referido, anteriormente, simulou-se um turbo grupo da central de cogeração utilizando valores reais de operação. Deste modo utilizou-se as características de alimentação do gás natural, do ar, do gás de pós combustão e da água de alimentação à caldeira, na simulação, e no fim comparou-se os resultados obtidos com os valores reais de operação. Estes valores apresentam-se no anexo B. O cenário apresentado diz respeito a um funcionamento “normal” da cogeração, ou seja, a cogeração encontra-se a funcionar com o turbogerador e a respetiva caldeira, deixando o regime de ar fresco de parte.

O gás natural utilizado na cogeração apresenta, tipicamente, a composição química ilustrada na tabela 4.1.

Tabela 4. 1 Composição química do gás natural [2].

Componente	% molar
Gás natural	88,382
Etano	7,827
Propano	1,52
Iso-butano	0,157
N-butano	0,162
Iso-pentano	0,012
N-pentano	0,018
N-hexano	0,006
Azoto	0,754
Dióxido de carbono	1,161

Relativamente às condições operatórias utilizadas para a corrente “CH4”, estas foram as seguintes:

- Temperatura de entrada de 40,77°C;
- Pressão de 24 bar;
- Caudal de 9504 kg/h.

No que diz respeito à corrente “AR”, esta foi especificada com as seguintes características:

- Composição química: 79% de azoto e 21% de oxigénio (% molar);
- Temperatura de 20,9°C;
- Pressão de 58,4 mm-water-g;

Uma vez que o caudal de ar depende do caudal de gás natural e do excesso de ar, foi necessário determinar este excesso a partir dos gases de combustão à saída da turbina, recorrendo à equação 2.5 (consultar anexo D.1). Deste modo o valor obtido para o caudal da corrente “AR” foi de 499629 kg_{arseco}/h.

Relativamente ao gás natural de pós combustão “GASPC”, este apresenta a mesma composição química que o “CH₄”, mas tem um menor caudal, pressão e temperatura como se pode observar no anexo D.1.

Por fim, a corrente “AGUA” apresenta uma temperatura de 123°C, uma pressão de 82bar e um caudal de 92,04 ton/h (consultar anexo D.1).

Além das correntes de entrada foi necessário caracterizar os blocos. No anexo D.2 encontram-se ilustradas as especificações adotadas para estes.

Na tabela seguinte encontram-se os valores obtidos, de diferentes parâmetros, das correntes intermédias e de saída do fluxograma da simulação.

Tabela 4. 2 Valores obtidos na simulação do Aspen Plus.

Tabela Correntes	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Caudal mássico (kg/h)
ARCOMP	367,5	12,413	499629
GASCOMB	1066,0	12,413	509133
GASCMB	547,1	1,029	509133
GASPOCO	633,1	1,029	510258
GASPCOMB	570,2	1,029	510258
EXAUSTAO	303,7	1,029	510258
GASEXAUS	184,4	1,029	510258
VAPOR	264	82	92040
PURGE	281,9	67	596
VAPORSAT	281,9	67	91437
VAPORSOB	446,9	67	91437

Na tabela 4.3 encontram-se valores reais, relativos às correntes em que se pode comparar os valores obtidos na simulação.

Tabela 4. 3 Valores reais de operação da central de cogeração (consultar anexo B).

Tabela Correntes	Temperatura (°C)	Pressão (barg)	Caudal mássico (kg/h)
ARCOMP	363,95	11,4	---
GASCMB	546,50	---	511452
GASPOCO	611,7	---	---
GASEXAUS	190,2	---	---
VAPOR	264,5	64,97	92040
VAPORSOB	450	63	91480

Com o objetivo de facilitar a comparação entre os valores reais e os obtidos no aspen plus construiu-se os gráficos ilustrados nas figuras 4.2 e 4.3.

A figura 4.2 representa graficamente as temperaturas obtidas pelo simulador e as reais.

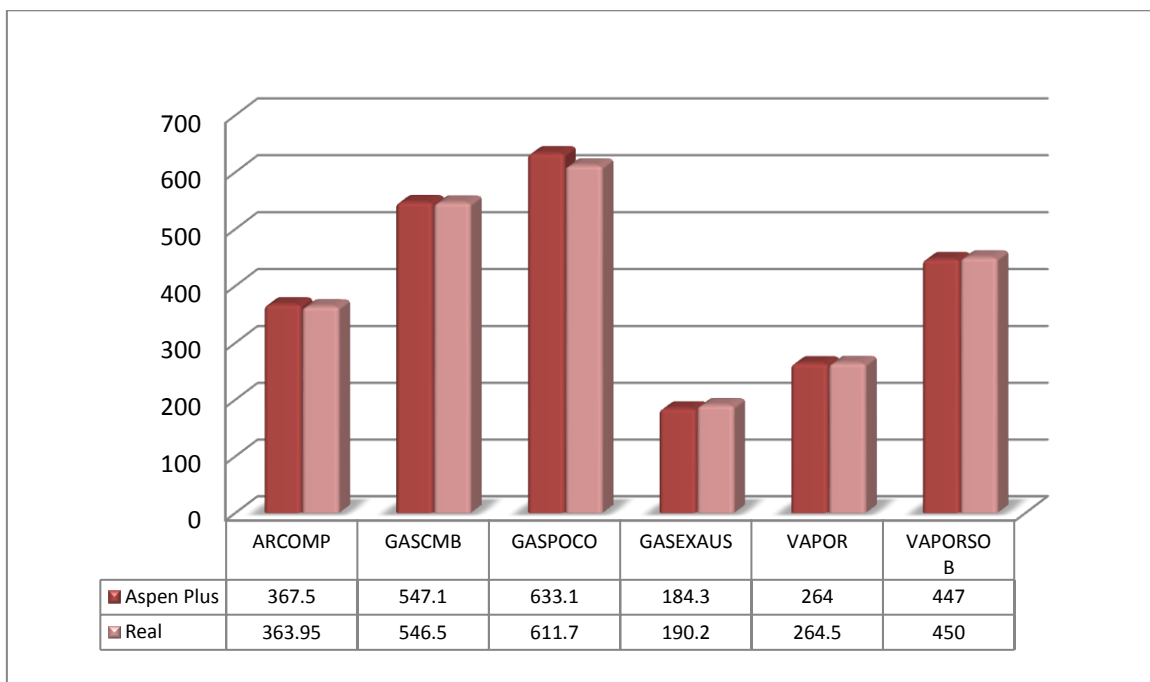


Figura 4. 2 Comparação dos valores reais de operação com os obtidos no Aspen Plus para a temperatura.

Analisando a figura anterior verifica-se que o desvio entre a temperatura real e a obtida pelo aspen é pequeno, obtendo-se para a corrente “GASPOCO” o maior desvio, cerca de 3,5% (consultar anexo D.3).

A figura 4.3 representa graficamente os caudais mássicos obtidos pelo aspen plus e os reais.

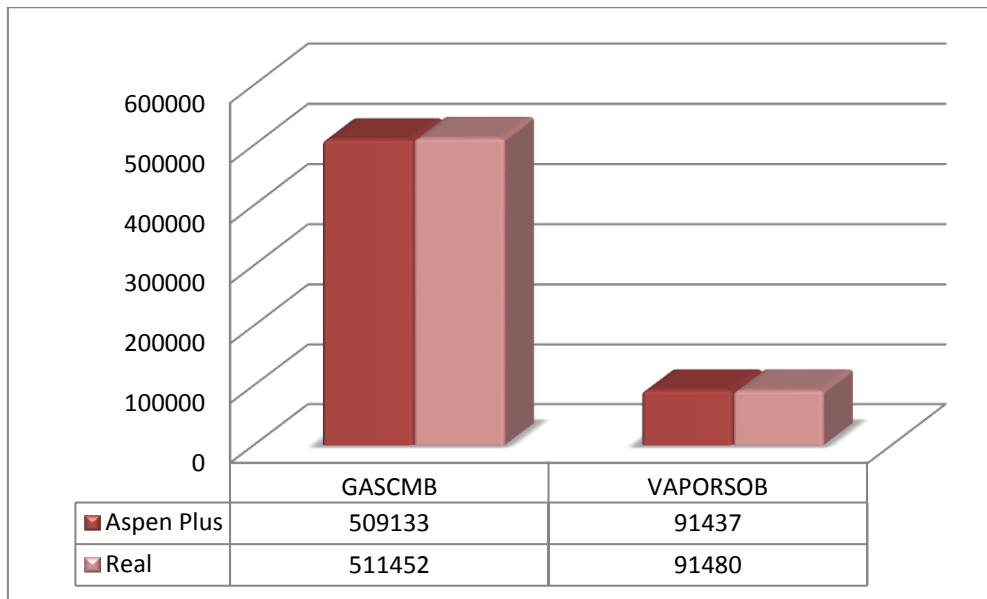


Figura 4. 3 Comparação dos valores reais de operação com os obtidos no Aspen Plus para o caudal mássico.

Através da figura 4.3 é possível verificar que os desvios encontrados para o caudal mássico são muito reduzidos, isto é, inferiores a 0,5% (consultar anexo D.3).

Relativamente ao trabalho produzido pela turbina obteve-se, pelo aspen, uma potência de 39,93MW, sendo muito próxima da real,39,97 MW (consultar anexo D.2).

4.2.2 Comparação dos resultados obtidos no simulador com valores de projeto, para o regime de “Ar Fresco”

Na simulação referente ao regime de “Ar Fresco” uma parte do turbo grupo fica inoperacional, isto é, o turbogerador não realiza as suas operações. Deste modo apenas a caldeira de recuperação encontra-se em serviço, passando a admitir ar e gás natural suficiente para garantir a mesma produção de vapor.

Neste regime as correntes de entrada correspondem ao “ARFRESCO”, “GASPC” e “AGUA”. A simulação em causa utilizou os valores de projeto à carga mínima da caldeira, MNT, e à temperatura ambiente de 15°C (consultar anexo C). Assim sendo, a corrente “ARFRESCO” foi alimentada ao “POSCOMB” com um caudal de 529560kg/h, a 15°C e a uma pressão de 1,013bar (consultar anexo E.1).

Relativamente ao “GASPC”, este apresenta, à entrada do “POSCOMB”, uma temperatura de 27°C à pressão 6,013bar e com um caudal de 7054 kg/h (consultar anexo E.1).

Para a água utilizou-se as condições de projeto, ou seja, um caudal de alimentação de 84 ton/h, a 120°C e a uma pressão de 82barg (consultar anexo E.1).

Por fim caracterizou-se os blocos essenciais à simulação. No anexo E.2 encontram-se ilustradas as especificações adotadas para estes.

Tabela 4. 4 Valores obtidos na simulação do Aspen Plus.

Tabela Correntes	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Caudal mássico (kg/h)
GASPOCO	590,5	1,013	536614
GASPCOMB	535,1	1,013	536614
EXAUSTAO	320	1,013	536614
GASEXAUS	193,9	1,013	536614
VAPOR	285	83,013	84000
PURGE	285	70,145	1250,77
VAPORSAT	285	70,145	82757,137
VAPORSOB	448	70,145	82757,137

Na tabela 4.5 encontram-se valores de projeto, relativos às correntes em que se pode comparar os valores obtidos na simulação.

Tabela 4. 5 Valores de projeto da central de cogeração referentes ao caso em estudo (consultar anexo C).

Tabela Correntes	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Caudal mássico (kg/h)
GASPOCO	588,7	---	536640
GASEXAUS	190,8	---	536640
VAPOR	285,5	69,68	83350
VAPORSOB	450	67,00	83350

Na figura 4.4 encontra-se ilustrado um gráfico que compara as temperaturas obtidas no aspen plus com as de projeto, para o caso em estudo.

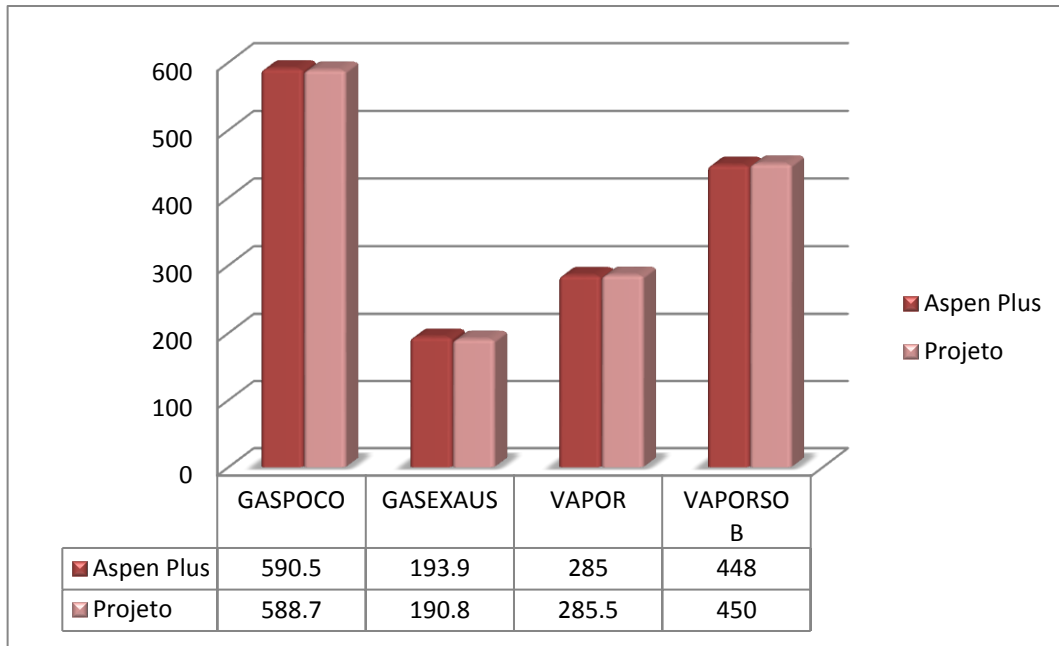


Figura 4. 4 Comparação dos valores de projeto com os obtidos no Aspen Plus para a temperatura.

Alisando a figura anterior verifica-se que os valores obtidos, para a temperatura, na simulação encontram-se muito próximos dos valores de projeto, apresentado a corrente “GASEXAUS” o desvio maior, cerca de 1,95% (consultar anexo E.3).

Na figura 4.5 encontra-se ilustrado um gráfico que compara os caudais mássicos obtidos no aspen plus com as de projeto, para o caso em estudo.

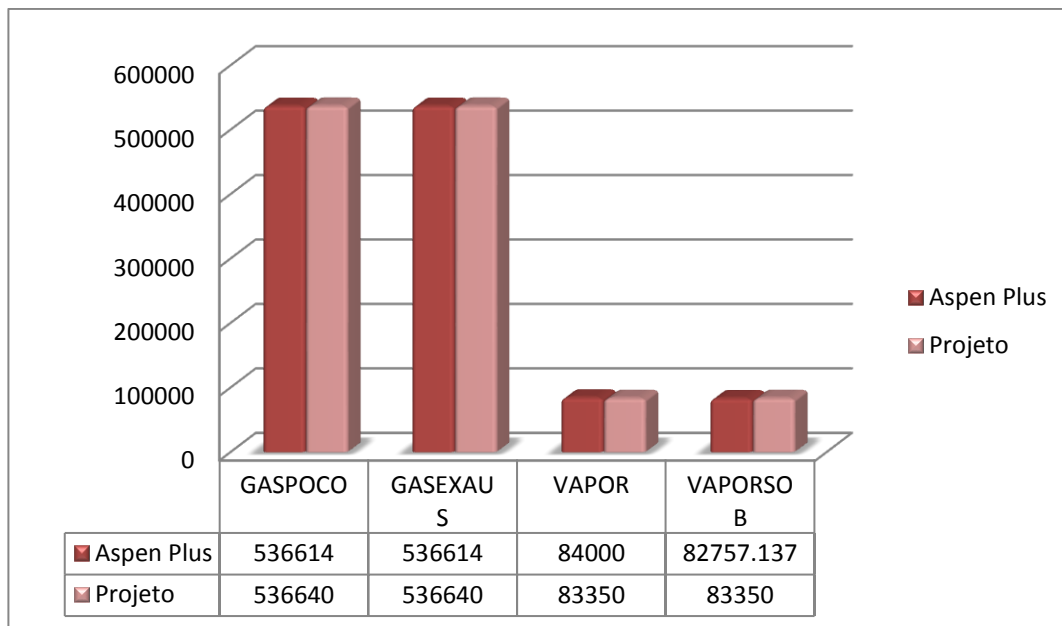


Figura 4. 5 Comparação dos valores de projeto com os obtidos no Aspen Plus para o caudal mássico.

Através da figura 4.5 verifica-se que os caudais mássicos obtidos, com o Aspen Plus, são muito semelhantes aos reais, sendo a corrente “VAPOR” a que apresenta o maior desvio, cerca de 0,78% (consultar anexo E.3).

5. Conclusões e Sugestões Para Trabalhos Futuros

Esta tese teve como objetivo desenvolver uma simulação da central de cogeração da Refinaria de Matosinhos, no programa Aspen Plus, utilizando o método das propriedades de *Peng-Robinson* com função α de *Boston-Mathias* “PR-BM”.

O programa utilizado permitiu construir um modelo utilizando blocos, para modelar os equipamentos, e correntes. Uma vez que os modelos presentes na literatura do Aspen Plus eram muito complexos, decidiu-se por construir um modelo de raiz que mostrou ser mais simples e suficientemente representativo do funcionamento de um turbogerador da central de cogeração.

A caracterização dos blocos e das correntes, do modelo, foi a primeira etapa a ser concluída.

A segunda etapa foi a utilização de VR de operação, de um turbo grupo, para realização de uma simulação.

A terceira etapa foi criar uma simulação através do VP da cogeração.

Relativamente aos resultados obtidos, pode-se dizer que foram razoáveis, uma vez que estes apresentaram desvios muito baixos (valor máximo 3,5%) quando se compara os valores reais com os de projeto.

Os resultados principais obtidos na simulação, que foi construída com base em VR de operação, foram o caudal de vapor sobreaquecido (91437 kg/h), a sua temperatura (447°C), pressão (67 bar) e a potência produzida pela turbina (39,57MW).

Relativamente à simulação, que foi construída com base no VP, os principais resultados obtidos pelo simulador foram de 82757 kg/h de vapor sobreaquecido a uma temperatura de 448°C e 70 bar.

Assim, conclui-se que o modelo construído gera simulações com resultados fiáveis em diferentes condições de funcionamento, desde que as correntes de entrada e os blocos estejam corretamente caracterizados.

No que diz respeito a sugestões para trabalhos futuros, sugere-se a criação de uma simulação que englobe as caldeiras da central de vapor (caldeiras de reserva) com o intuito de otimizar o processo e das utilizar em substituição do regime de ar fresco da cogeração, uma vez que este origina rendimentos muito baixos quando comparado com os rendimentos obtidos pelas caldeiras de reserva.

Bibliografia

- [1] <http://www.galpenergia.com/PT/agalpenergia/ogrupos/origemhistoria/Cronologiaillustrada/Paginas/Cronologiaillustrada.aspx> (acedido em 12 de Outubro de 2013).
- [2] Ensulmec, Efacec, cogeração do Porto A.C.E., 2012. *Descrição geral da central de cogeração*. Central de cogeração da refinaria do Porto.
- [3] <http://www.galpenergia.com/PT/investidor/ConhecerGalpEnergia/Os-nossos-negocios/Gas-Power/Power/Cogeracao/Paginas/Cogeracao.aspx> (acedido em 20 de Fevereiro de 2013).
- [4] Pinho, FT. *Redes de gás 2. Características da combustão*. Curso de projetista de gás. Instalações e serviços industriais – UM – LEGI. INEGI – CATIM.
- [5] 2010/2012. *Apostamentos da disciplina de fontes e conversão de energia*. Mestrado em Engenharia Química, ramo de otimização energética na indústria química. Instituto Superior de Engenharia do Porto.
- [6] <http://www.cogenportugal.com/eventos/ev22/Apresenta%C3%A7%C3%A3o%20Resultados%20do%20Manual%20e%20do%20Simulador%20do%20Cogerador.pdf> (acedido em 12 de Outubro de 2013).
- [7] Martins Vieira, M. *Auditoria e otimização energética de uma unidade fabril*. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa. 67pp
- [8] Santos, L, 2012. *Desenvolvimento de ferramentas de apoio ao pré-projecto de sistemas de cogeração*. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra. 72pp
- [9] – Castro, RMG, Maio de 2009. *Energias renováveis e produção descentralizada – Introdução à cogeração*. Universidade técnica de Lisboa, Instituto Superior Técnico, DEEC/ Área científica de energia.
- [10] Tavares da Silva, N, 1995. *Turbinas a vapor e a gás*. Edições CETOP, Tecnologias.
- [11] <http://www.mspc.eng.br/termo/termod0530.shtml> (acedido em 12 de Outubro de 2013).

- [12] <http://www.edpgassu.pt> (acedido em 9 de Março de 2013).
- [13] http://www.cogenportugal.com/general_content/showInformation.aspx?mt=1&ml=34&type=2 (acedido em 9 de Março de 2013).
- [14] <http://motorcombustioninterna.wikispaces.com/Diesel> (acedido em 12 de Outubro de 2013)
- [15] <http://www.ciaar.com.br/EM%20FOCO/2006/av-2/av2-alcool.html> (acedido em 12 de Outubro de 2013)
- [16] <http://www.mundoeducacao.com/quimica/pilha-combustivel.htm> (acedido em 15 de Outubro de 2013).
- [17] Pontes, A, Maricato, B, Janeiro 2003. *Estudo da viabilidade económica da implementação de uma microturbina*. Ramo de termodinâmica e fluidos. Gestão da energia. Departamento de engenharia mecânica. Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra.
- [18] http://www.cogen.com.br/paper/2004/Cogeracao_Gas_Natural_052004.pdf (acedido em 23 Outubro 2013)
- [19] <http://www.cbcsa.com.br/caldeirahrsq.asp> (acedido em 23 de Outubro de 2013).
- [20] <http://tfc.no.sapo.pt/Presentation.htm> (acedido em 23 de Outubro de 2013).
- [21] Edson Bazzo, 1992. *Geração de vapor*. Editora DAUFSC.
- [22] Magnusson Helen. *Process Simulation in Aspen Plus of an Integrated Ethanol and CHP plant*.
- [23] Aspen Plus, versão 7, Julho de 2008. *Aspen Plus Cogeneration Model*. Aspen Technology, Inc.

Anexos

Anexo A. Informação relativa a um turbo grupo da central de cogeração

Anexo A.1. Características operacionais da turbina a gás

3.4.1 Estimated performance PG6581 Maghreb Europe Pipeline natural gas at design ambient temperature 15 deg C

ESTIMATED PERFORMANCE PG6581

Fuel Composition (Volume %)

CH ₄ - Methane	87.88588
C ₂ H ₆ - Ethane	8.05608
C ₃ H ₈ - Propane	1.378014
C ₄ H ₁₀ - n-Butane	0.266003
C ₅ H ₁₂ - n-Pentane	0.04
C ₆ H ₁₄ - n-Hexane	0.02
N ₂ - Nitrogen	1.088011
CO ₂ - Carbon Dioxide	1.266013

Load Condition		BASE
Inlet Loss	mm H2O	85.
Exhaust Static Pressure	mm H2O	240.7
Ambient Temperature	deg C	15.
Ambient Relative Humidity	%	78.0
Evap. Cooler Status		None
Fuel Type		Cust Gas
Fuel LHV	kJ/kg	47 166
Fuel Temperature	deg C	33
Gross Output	kW	41 319.
Gross Heat Rate (LHV)	kJ/kWh	11 160.
Heat Cons. (LHV)	GJ/hr	461.0
Auxiliary Power	kW	196
<u>Output - Net</u>	kW	41 123.
Heat Rate (LHV) - Net	kJ/kWh	11 215.
Exhaust Flow	x10 ³ kg/hr	529.5
Exhaust Temperature	deg C	543.8
Exhaust Energy	GJ/hr	299.8

EMISSIONS

NOx	ppmvd @ 15% O2	15.
CO	ppmvd	15.
UHC	ppmvw	7.

Particulates kg/hr 2
(PM10 Front-half Filterable Only)

EXHAUST ANALYSIS % VOL.

Argon 0.90
Nitrogen 74.73
Oxygen 13.86
Carbon Dioxide 3.24
Water 7.27

SITE CONDITIONS

Site Pressure bar 1.0150
Exhaust Static Pressure mm H2O 240.00 @ ISO Conditions
Relative Humidity % 78
Application TEWAC Generator
Power Factor (lag) 0.9
Combustion System 15/42 DLN Combustor

Load Condition		BASE	BASE	BASE	BASE	BASE
Inlet Loss	mm H2O	85.	85.	85.	85.	85.
Exhaust Static Pressure	mm H2O	268.8	259.3	250.0	240.7	231.4
Ambient Temperature	deg C	0.	5.	10.	15.	20.
Ambient Relative Humidity	%	78.0	78.0	78.0	78.0	78.0
Fuel Type		Cust Gas	Cust Gas	Cust Gas	Cust Gas	Cust Gas
Fuel LHV	kJ/kg	47 166	47 166	47 166	47 166	47 166
Fuel Temperature	deg C	33	33	33	33	33
Gross Output	kW	45 020.	43 810.	42 570.	41 310.	40 030.
Gross Heat Rate (LHV)	kJ/kWh	10 950.	11 010.	11 080.	11 160.	11 250.
Heat Cons. (LHV)	GJ/hr	493.0	482.3	471.7	461.0	450.3
Exhaust Flow	x10 ³ kg/hr	562.2	551.4	540.5	529.5	518.5
Exhaust Temperature	deg C	532.4	536.1	539.9	543.8	547.6
Exhaust Energy	GJ/hr	318.3	312.0	305.8	299.8	293.9

EMISSIONS

NOx	ppmvd @ 15% O2	15.	15.	15.	15.	15.
CO	ppmvd	15.	15.	15.	15.	15.
UHC	ppmvw	7.	7.	7.	7.	7.
Particulates	kg/hr	2	2	2	2	2
(PM10 Front-half Filterable Only)						

EXHAUST ANALYSIS % VOL.

Argon		0.90	0.89	0.90	0.90	0.89
Nitrogen		75.34	75.20	75.00	74.73	74.37
Oxygen		13.97	13.95	13.91	13.86	13.79
Carbon Dioxide		3.27	3.26	3.25	3.24	3.23
Water		6.52	6.70	6.94	7.27	7.72

SITE CONDITIONS

Site Pressure	bar	1.0150
Exhaust Static Pressure	mm H2O	240.00 @ ISO Conditions
Relative Humidity	%	78
Application		TEWAC Generator

3.4.3 Estimated performance PG6581 Maghreb Europe Pipeline natural gas (ambient site temperature from 25 deg C to 35 deg C (step of 5 degC and maximum ambient temperature 37 deg C)

GALP PORTO

ESTIMATED PERFORMANCE PG6581

Load Condition		BASE	BASE	BASE	BASE
Inlet Loss	mm H2O	85.	85.	85.	85.
Exhaust Static Pressure	mm H2O	222.2	213.0	203.6	199.8
Ambient Temperature	deg C	25.	30.	35.	37.
Ambient Relative Humidity	%	78.0	78.0	78.0	78.0
Fuel Type		Cust Gas	Cust Gas	Cust Gas	Cust Gas
Fuel LHV	kJ/kg	47 166	47 166	47 166	47 166
Fuel Temperature	deg C	33	33	33	33
Gross Output	kW	38 730.	37 420.	36 120.	35 590.
Gross Heat Rate (LHV)	kJ/kWh	11 360.	11 480.	11 620.	11 680.
Heat Cons. (LHV)	GJ/hr	440.0	429.6	419.7	415.7
Exhaust Flow	x10 ³ kg/hr	507.2	495.8	484.	479.1
Exhaust Temperature	deg C	551.5	555.4	559.6	561.3
Exhaust Energy	GJ/hr	288.1	282.5	277.2	275.2

EMISSIONS

NOx	ppmvd @ 15% O2	15.	15.	15.	15.
CO	ppmvd	15.	15.	15.	15.
UHC	ppmvw	7.	7.	7.	7.
Particulates	kg/hr	2	2	2	2
(PM10 Front-half Filterable Only)					

EXHAUST ANALYSIS % VOL.

Argon	0.88	0.88	0.87	0.87
Nitrogen	73.90	73.28	72.49	72.11
Oxygen	13.69	13.55	13.36	13.27
Carbon Dioxide	3.21	3.20	3.19	3.18
Water	8.32	9.09	10.10	10.58

SITE CONDITIONS

Site Pressure	bar	1.0150
Exhaust Static Pressure	mm H2O	240.00 @ ISO Conditions
Relative Humidity	%	78
Application		TEWAC Generator
Power Factor (lag)		0.9
Combustion System		15/42 DLN Combustor

Figura A. 1 Ilustração das características das turbinas a gás [2].

Anexo A.2. Esquema representativo de uma caldeira de recuperação.

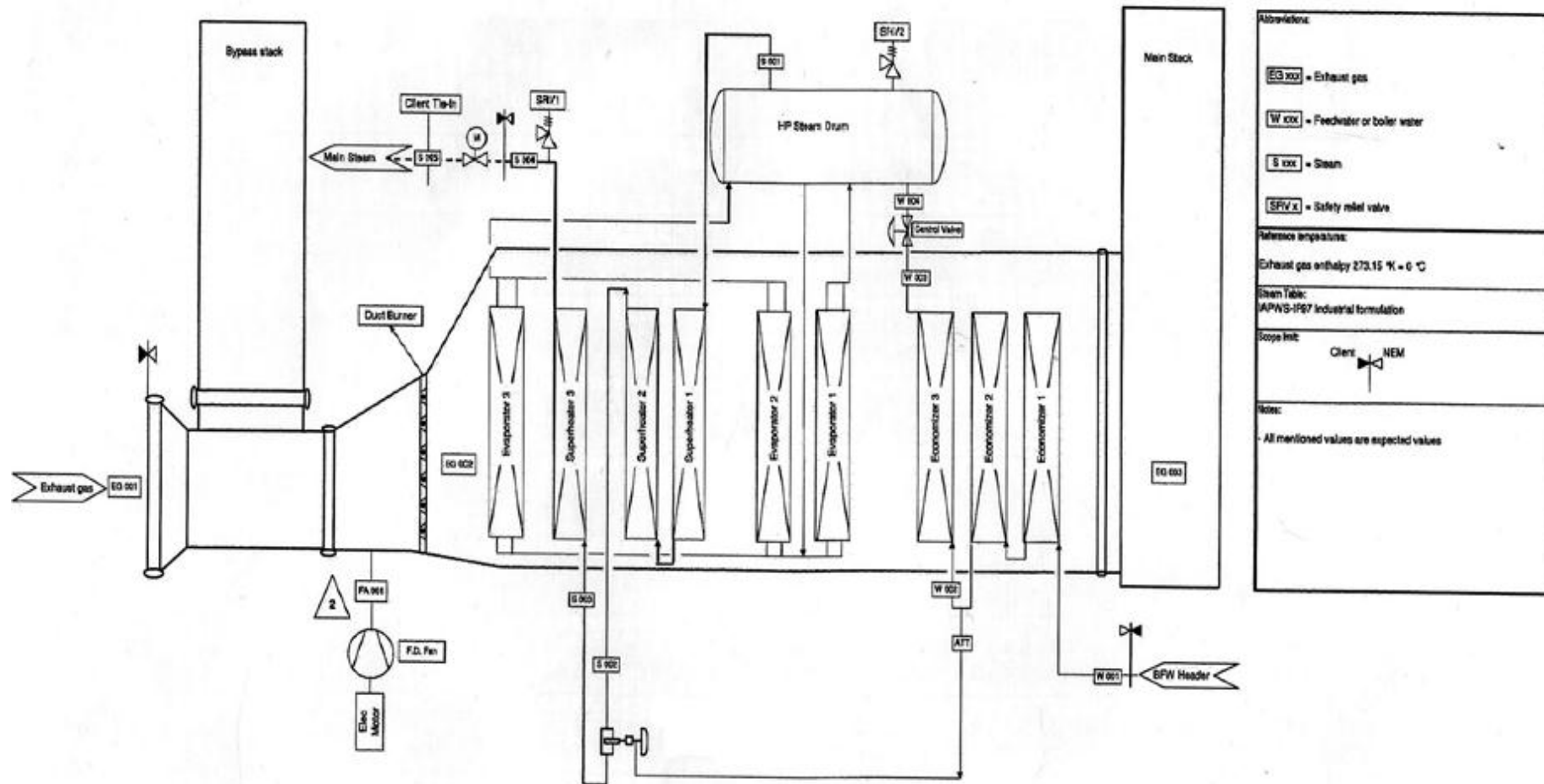


Figura A. 2 Representação esquemática da caldeira de recuperação utilizada na central de cogeração da refinaria de Matosinhos [2].

Anexo B. Valores reais de operação da central de cogeração

Anexo B.1. Turbogenerador TG-4801 – FSR Regulação combustível

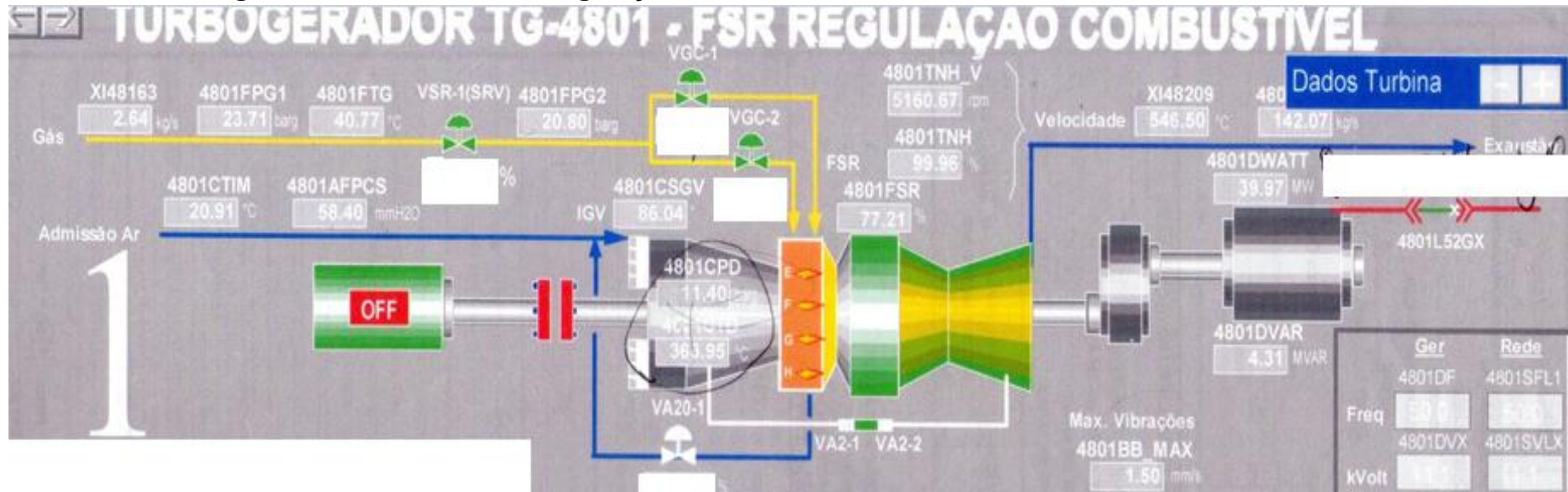


Figura B. 1 Representação esquemática de um dos turbogeradores com valores reais de operação [2].

Anexo B.3. PRM - Cogeração

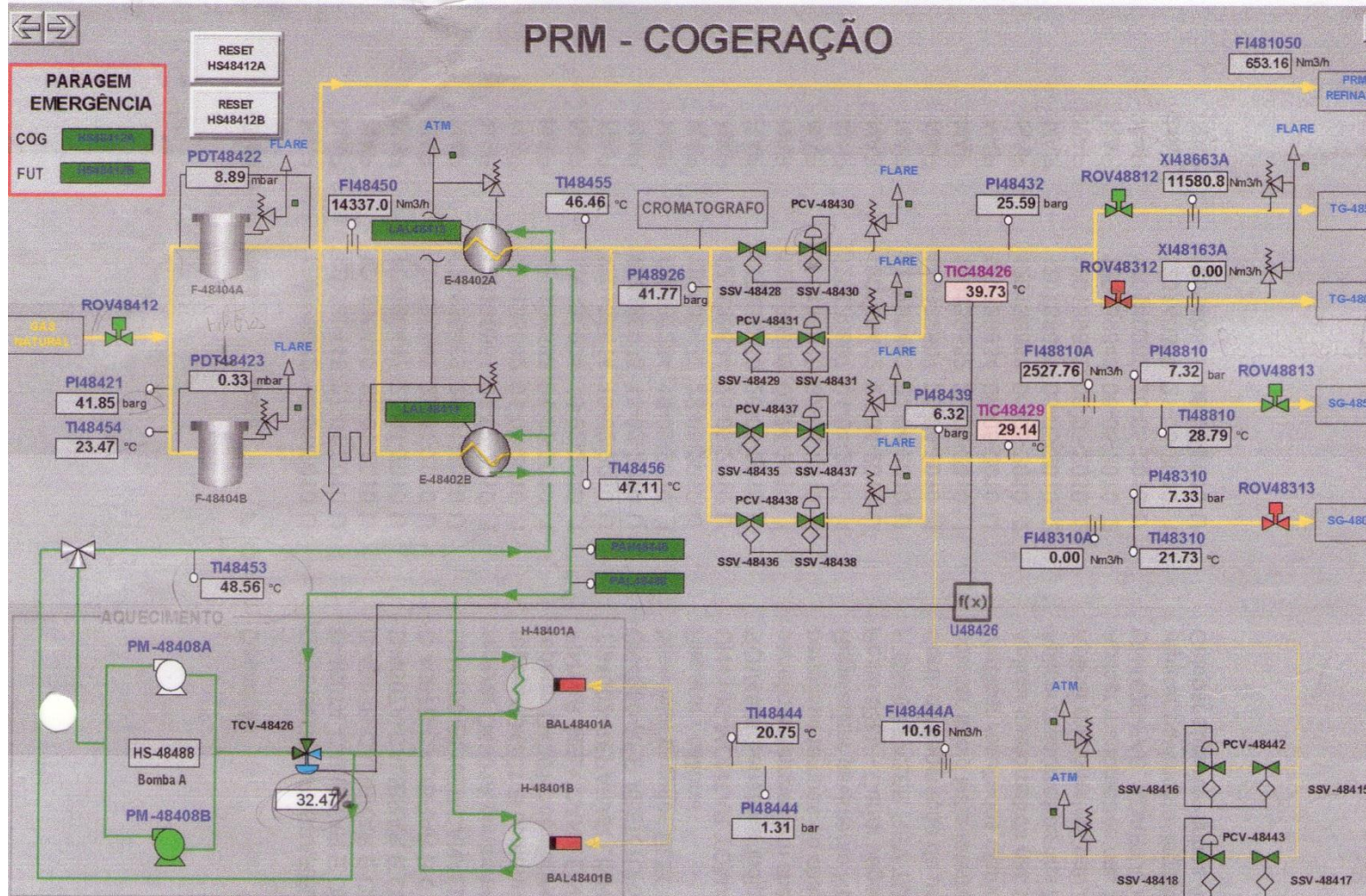


Figura B. 3 Representação esquemática da PRM da central de cogeração.

Anexo B.4. Cogeração – Balanço energético

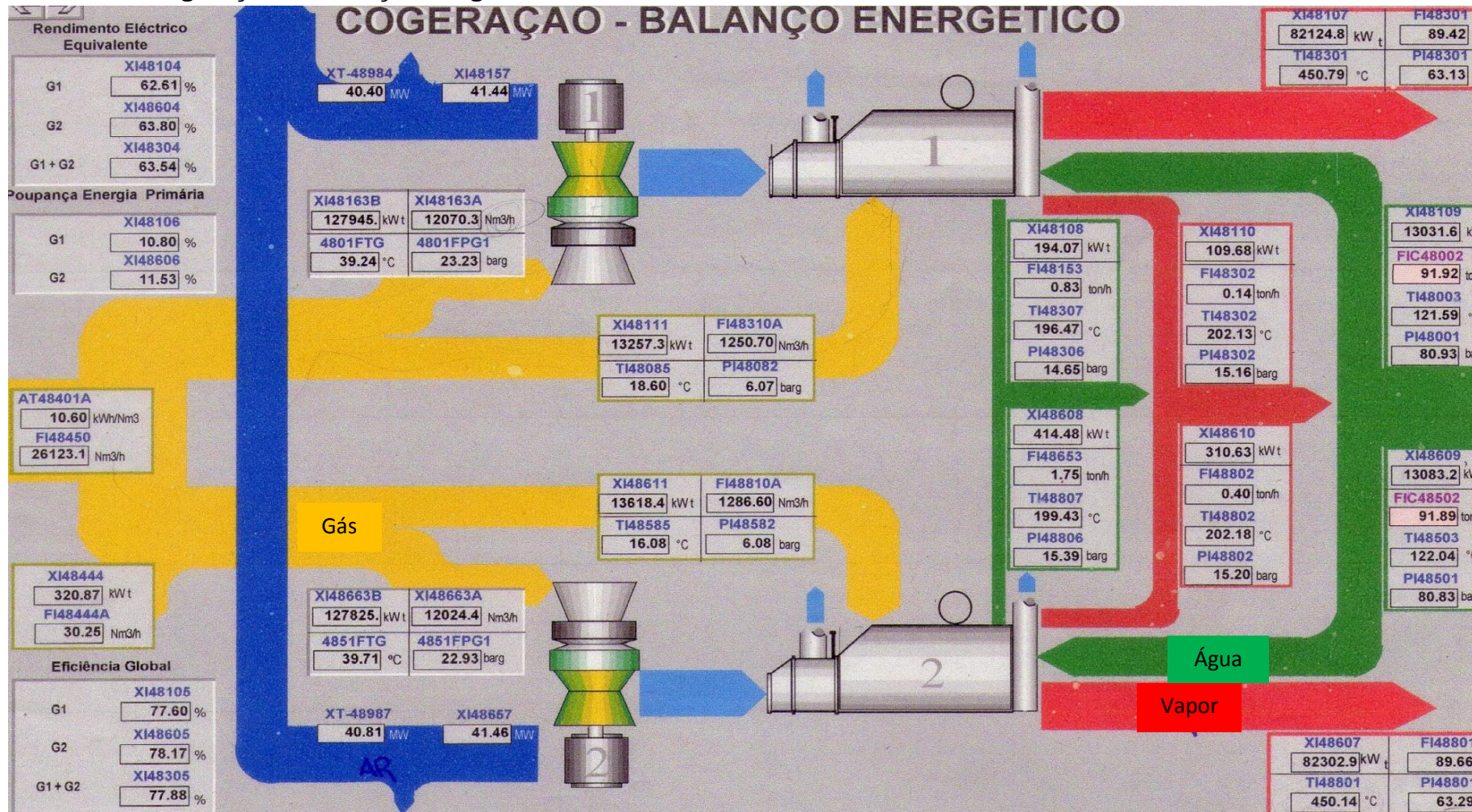


Figura B. 4 Representação esquemática dos dois turbo grupos da central de cogeração [2].

Anexo C. Valores de projeto da central de cogeração

Load Point	NEM	11	12	14	15	16	18	19	30	32	33	34
Parameter	Units	Burner (7 MW)	MNT (85 t/h)	MCR (130 t/h)	PEAK (143 t/h)	MNT (85 t/h)	MCR (130 t/h)	PEAK (143 t/h)	Burner (7 MW)	MNT (84 t/h)	NML (110 t/h)	MCR (130 t/h)
GT load operation		100%	100%	100%	100%	0%	0%	0%	100%	100%	100%	100%
Fresh Air Fan load of operation		0%	0%	0%	0%	100%	100%	100%	0%	0%	0%	0%
Burner Duty	MW	7.00	8.12	39.85	49.37	97.90	129.58	139.12	7.00	8.42	26.10	41.20
Gas side pressure drop	mmH2O	<300	<300	<300	<300	<300	<300	<300	<240	<240	<240	<240
Ambient air	Pressure	mbar	1015	1015	1015	1015	1015	1015	1015	1015	1015	1015
	Temperature	°C	0	0	0	0	0	0	15	15	15	15
	Relative	%	78	78	78	78	78	78	78	78	78	78
EXHAUST GAS												
FA 001 2	Flow	t/h	0.00	0.00	0.00	0.00	559.04	559.04	559.04	0.00	0.00	0.00
	Temperature	°C	NA	NA	NA	NA	0.00	0.00	0.00	NA	NA	NA
	Enthalpy	kJ/kg	NA	NA	NA	NA	0.00	0.00	0.00	NA	NA	NA
	N2	%vol	NA	NA	NA	NA	77.74	77.74	77.74	NA	NA	NA
	O2	%vol	NA	NA	NA	NA	20.85	20.85	20.85	NA	NA	NA
	CO2	%vol	NA	NA	NA	NA	0.03	0.03	0.03	NA	NA	NA
	Ar	%vol	NA	NA	NA	NA	0.91	0.91	0.91	NA	NA	NA
	H2O	%vol	NA	NA	NA	NA	0.47	0.47	0.47	NA	NA	NA
	SO2	%vol	NA	NA	NA	NA	0.00	0.00	0.00	NA	NA	NA
	EG 001 2	Flow	t/h	562.20	562.20	562.20	562.20	0.00	0.00	0.00	529.50	529.50
Temperature		°C	532.40	532.40	532.40	532.40	NA	NA	NA	543.80	543.80	543.80
Enthalpy		kJ/kg	578.04	578.04	578.04	578.04	NA	NA	NA	593.59	593.59	593.59
N2		%vol	75.34	75.34	75.34	75.34	NA	NA	NA	74.73	74.73	74.73
O2		%vol	13.97	13.97	13.97	13.97	NA	NA	NA	13.86	13.86	13.86
CO2		%vol	3.27	3.27	3.27	3.27	NA	NA	NA	3.24	3.24	3.24
Ar		%vol	0.90	0.90	0.90	0.90	NA	NA	NA	0.90	0.90	0.90
H2O		%vol	6.52	6.52	6.52	6.52	NA	NA	NA	7.27	7.27	7.27
SO2		%vol	0.00	0.00	0.00	0.00	NA	NA	NA	0.00	0.00	0.00
EG 002		Flow	t/h	564.70	564.79	567.21	567.93	566.51	568.93	569.65	531.89	531.97
	Temperature	°C	567.60	573.60	736.40	783.30	577.20	741.40	789.00	581.00	587.30	686.00
	Enthalpy	kJ/kg	619.59	626.67	825.63	884.95	622.90	820.97	880.27	637.84	645.40	765.68
	N2	%vol	75.23	75.21	74.69	74.53	76.05	75.52	75.36	74.62	74.60	74.28
	O2	%vol	13.66	13.61	12.09	11.63	15.97	14.43	13.97	13.53	13.47	12.55
	CO2	%vol	3.42	3.44	4.16	4.37	2.33	3.05	3.27	3.40	3.42	3.86
	Ar	%vol	0.90	0.90	0.89	0.89	0.89	0.89	0.89	0.90	0.90	0.89
	H2O	%vol	6.80	6.84	8.18	8.57	4.76	6.11	6.51	7.56	7.61	8.41
	SO2	%vol	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	EG 003	Flow	t/h	564.70	564.79	567.21	567.93	566.51	568.93	569.65	531.89	531.97
Temperature		°C	195.90	194.80	172.00	167.90	194.10	171.30	167.30	192.40	191.10	175.90
Enthalpy		kJ/kg	206.25	205.17	182.09	178.00	202.12	179.38	175.45	203.38	201.98	186.55
HP SYSTEM												
W001	Flow	t/h	83.51	85.00	130.00	143.00	85.00	130.00	143.00	82.29	84.00	110.00
	Pressure	bar a	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2
	Temperature	°C	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00
W002	Flow	t/h	83.51	85.00	121.06	131.16	85.00	120.82	130.86	82.04	83.42	103.98
	Pressure	bar a	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	
	Temperature	°C	260.10	258.90	227.50	220.00	258.40	226.80	219.50	257.50	256.00	235.90
W003	Flow	t/h	83.51	85.00	121.06	131.16	85.00	120.82	130.86	82.04	83.42	103.98
	Pressure	bar a	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	
	Temperature	°C	278.00	277.30	258.40	253.10	277.00	257.90	252.80	276.40	275.40	263.70
W004 Control Valve	Flow	t/h	83.51	85.00	121.06	131.16	85.00	120.82	130.86	82.04	83.42	103.98
	Pressure	bar a	69.72	69.82	73.19	74.35	69.83	73.17	74.34	69.65	69.76	71.53
	Temperature	°C	277.90	277.30	258.40	253.10	277.00	257.90	252.80	276.30	275.40	263.70
STEAM DRUM	Flow	t/h	83.51	85.00	121.06	131.16	85.00	120.82	130.86	82.04	83.42	103.98
	Pressure	bar a	69.72	69.82	73.19	74.35	69.83	73.17	74.34	69.65	69.76	71.53
	Temperature	°C	285.60	285.70	288.90	289.90	285.70	288.80	289.90	285.50	285.60	287.30
S001	Flow	t/h	83.51	85.00	121.06	131.16	85.00	120.82	130.86	82.04	83.42	103.98
	Pressure	bar a	69.64	69.74	73.04	74.17	69.75	73.02	74.17	69.58	69.68	71.41
	Temperature	°C	285.50	285.60	288.70	289.80	285.60	288.70	289.80	285.40	285.50	287.20
S002	Flow	t/h	83.51	85.00	121.06	131.16	85.00	120.82	130.86	82.04	83.42	103.98
	Pressure	bar a	69.02	69.10	71.75	72.68	69.10	71.74	72.68	68.98	69.06	70.45
	Temperature	°C	401.60	402.90	431.70	435.20	403.90	429.20	436.30	406.20	407.50	425.10
ATT	Flow	t/h	0.00	0.00	8.94	11.84	0.00	9.18	12.14	0.26	0.59	6.02
	Pressure	bar a	68.66	68.72	70.96	71.75	68.73	70.96	71.75	68.62	68.69	69.86
	Temperature	°C	401.30	402.60	373.40	364.50	403.60	369.80	363.70	403.50	401.80	379.50
S003	Flow	t/h	83.51	85.00	130.00	143.00	85.00	130.00	143.00	82.29	84.00	110.00
	Pressure	bar a	68.66	68.72	70.96	71.75	68.73	70.96	71.75	68.62	68.69	69.86
	Temperature	°C	401.30	402.60	373.40	364.50	403.60	369.80	363.70	403.50	401.80	379.50
S004	Flow	t/h	83.51	85.00	130.00	143.00	85.00	130.00	143.00	82.29	84.00	110.00
	Pressure	bar a	68.03	68.07	69.49	70.00	68.07	69.49	70.00	68.01	68.05	68.79
	Temperature	°C	447.80	450.00	453.00	453.00	451.50	453.00	453.00	453.00	453.00	453.00
S005	Flow	t/h	83.51	85.00	130.00	143.00	85.00	130.00	143.00	82.29	84.00	110.00
	Pressure	bar a	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00
	Temperature	°C	444.80	447.00	450.00	450.00	448.50	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00

Load Point	NEM	35	37	39	40	51	52	54	55	56	58	59		
Parameter	Units	PEAK (143 t/h)	MNT (84 t/h)	MCR (130 t/h)	PEAK (143 t/h)	Burner (7 MW)	MNT (85 t/h)	MCR (130 t/h)	PEAK (143 t/h)	MNT (85 t/h)	MCR (130 t/h)	PEAK (143 t/h)		
GT load operation	-	100%	0%	0%	0%	100%	100%	100%	100%	0%	0%	0%		
Fresh Air Fan load of operation	-	0%	100%	100%	100%	0%	0%	0%	0%	100%	100%	100%		
Burner Duty	MW	50.23	94.20	127.00	135.04	7.00	9.62	41.85	51.53	88.44	120.55	130.21		
Gas side pressure drop	mmH2O	<240	<240	<240	<240	<240	<240	<240	<240	<240	<240	<240		
Ambient air	Pressure	mbar	1015	1015	1015	1015	1015	1015	1015	1015	1015	1015		
	Temperature	°C	15	15	15	15	37	37	37	37	37	37		
	Relative	%	78	78	78	78	78	78	78	78	78	78		
EXHAUST GAS														
FA 001 2	Flow	t/h	0.00	529.56	529.56	529.56	0.00	0.00	0.00	0.00	492.34	492.34	492.34	
	Temperature	°C	NA	15.00	15.00	15.00	NA	NA	NA	NA	37.00	37.00	37.00	
	Enthalpy	kJ/kg	NA	15.18	15.18	15.18	NA	NA	NA	NA	38.20	38.20	38.20	
	N2	%vol	NA	77.08	77.08	77.08	NA	NA	NA	NA	74.33	74.33	74.33	
	O2	%vol	NA	20.67	20.67	20.67	NA	NA	NA	NA	19.94	19.94	19.94	
	CO2	%vol	NA	0.03	0.03	0.03	NA	NA	NA	NA	0.03	0.03	0.03	
	Ar	%vol	NA	0.91	0.91	0.91	NA	NA	NA	NA	0.87	0.87	0.87	
	H2O	%vol	NA	1.31	1.31	1.31	NA	NA	NA	NA	4.83	4.83	4.83	
	SO2	%vol	NA	0.00	0.00	0.00	NA	NA	NA	NA	0.00	0.00	0.00	
	EG 001 2	Flow	t/h	529.50	0.00	0.00	0.00	479.10	479.10	479.10	479.10	0.00	0.00	
Temperature		°C	543.80	NA	NA	NA	561.30	561.30	561.30	561.30	NA	NA		
Enthalpy		kJ/kg	593.59	NA	NA	NA	625.44	625.44	625.44	625.44	NA	NA		
N2		%vol	74.73	NA	NA	NA	72.10	72.10	72.10	72.10	NA	NA		
O2		%vol	13.86	NA	NA	NA	13.27	13.27	13.27	13.27	NA	NA		
CO2		%vol	3.24	NA	NA	NA	3.18	3.18	3.18	3.18	NA	NA		
Ar		%vol	0.90	NA	NA	NA	0.87	0.87	0.87	0.87	NA	NA		
H2O		%vol	7.27	NA	NA	NA	10.58	10.58	10.58	10.58	NA	NA		
SO2		%vol	0.00	NA	NA	NA	0.00	0.00	0.00	0.00	NA	NA		
EG 002		Flow	t/h	535.18	536.64	539.13	539.86	481.31	481.51	483.97	484.71	499.08	501.53	502.26
	Temperature	°C	812.00	588.70	764.80	814.70	601.60	617.30	803.00	856.30	609.50	791.20	843.40	
	Enthalpy	kJ/kg	925.08	639.09	853.54	916.53	674.54	693.88	930.38	1000.96	676.44	903.89	971.86	
	N2	%vol	73.87	75.41	74.84	74.68	71.98	71.93	71.35	71.17	72.71	72.13	71.96	
	O2	%vol	11.35	15.80	14.15	13.66	12.90	12.76	10.99	10.46	15.03	13.30	12.79	
	CO2	%vol	4.43	2.33	3.11	3.34	3.35	3.42	4.26	4.51	2.35	3.17	3.41	
	Ar	%vol	0.89	0.89	0.88	0.88	0.87	0.87	0.86	0.86	0.85	0.85	0.85	
	H2O	%vol	9.47	5.58	7.02	7.45	10.89	11.02	12.55	13.00	9.06	10.55	10.99	
	EG 003	Flow	t/h	535.18	536.64	539.13	539.86	481.31	481.51	483.97	484.71	499.08	501.53	502.26
		Temperature	°C	164.20	190.80	167.80	164.00	186.90	184.10	162.60	159.00	186.00	164.30	160.60
Enthalpy		kJ/kg	174.86	199.53	176.49	172.81	201.08	198.16	176.15	172.61	198.17	176.08	172.47	
HP SYSTEM														
W001	Flow	t/h	143.00	84.00	130.00	143.00	81.15	85.00	130.00	143.00	85.00	130.00	143.00	
	Pressure	bar a	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2		
	Temperature	°C	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00	120.00		
W002	Enthalpy	kJ/kg	509.21	508.79	509.10	509.21	508.78	508.80	509.10	509.20	508.80	509.10		
	Flow	t/h	129.40	83.35	119.37	129.29	79.45	82.47	117.09	126.86	82.98	117.78	127.59	
	Pressure	bar a	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2		
W003	Temperature	°C	215.40	255.80	222.50	215.30	253.10	249.70	215.90	208.60	251.40	218.10	210.80	
	Enthalpy	kJ/kg	924.40	1113.64	956.46	923.84	1100.46	1084.08	926.65	893.68	1092.59	936.50	903.40	
	Flow	t/h	129.40	83.35	119.37	129.29	79.45	82.47	117.09	126.86	82.98	117.78	127.59	
W004 Control Valve	Pressure	bar a	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2		
	Temperature	°C	249.80	275.30	254.80	249.80	273.70	271.80	250.20	244.80	272.90	251.80	246.40	
	Enthalpy	kJ/kg	1084.73	1211.54	1108.83	1084.63	1203.37	1193.81	1086.64	1060.62	1199.16	1094.34	1068.61	
STEAM DRUM	Flow	t/h	129.40	83.35	119.37	129.29	79.45	82.47	117.09	126.86	82.98	117.78	127.59	
	Pressure	bar a	74.30	69.76	73.14	74.30	69.56	69.79	73.08	74.23	69.79	73.09	74.25	
	Temperature	°C	249.80	275.30	254.80	249.80	273.70	271.80	250.20	244.80	272.90	251.80	246.40	
S001	Enthalpy	kJ/kg	1084.73	1211.54	1108.83	1084.63	1203.37	1193.81	1086.64	1060.62	1199.16	1094.34	1068.61	
	Flow	t/h	129.40	83.35	119.37	129.29	79.45	82.47	117.09	126.86	82.98	117.78	127.59	
	Pressure	bar a	74.13	69.68	72.98	74.13	69.49	69.71	72.93	74.06	69.72	72.95	74.08	
S002	Temperature	°C	289.70	265.50	288.70	289.70	285.30	285.50	288.60	289.70	285.60	288.60	289.70	
	Enthalpy	kJ/kg	2766.79	2772.89	2768.39	2766.79	2773.14	2772.85	2768.47	2766.89	2772.84	2768.45	2766.86	
	Flow	t/h	129.40	83.35	119.37	129.29	79.45	82.47	117.09	126.86	82.98	117.78	127.59	
S003	Pressure	bar a	72.66	69.06	71.73	72.66	68.92	69.09	71.71	72.64	69.10	71.71	72.65	
	Temperature	°C	441.40	407.70	434.50	441.90	413.00	416.20	443.10	450.70	413.80	440.50	448.00	
	Enthalpy	kJ/kg	3262.35	3181.42	3246.24	3263.60	3195.40	3203.51	3268.27	3286.04	3197.20	3261.61	3279.28	
S004	Flow	t/h	13.80	0.65	10.63	13.71	1.70	2.54	12.91	16.14	2.02	12.22	15.41	
	Pressure	bar a	143.00	84.00	130.00	143.00	81.15	85.00	130.00	143.00	85.00	130.00	143.00	
	Temperature	°C	359.20	401.40	364.90	358.90	396.10	392.10	357.10	351.30	394.60	359.50	353.70	
S005	Enthalpy	kJ/kg	3040.01	3165.34	3059.01	3039.22	3151.49	3140.25	3035.72	3015.97	3147.21	3043.01	3023.27	
	Flow	t/h	143.00	84.00	130.00	143.00	81.15	85.00	130.00	143.00	85.00	130.00	143.00	
	Pressure	bar a	70.00	68.05	69.49	70.00	67.98	68.08	69.49	70.00	68.08	69.49	70.00	
S006	Temperature	°C	453.00	453.00	453.00	453.00	453.00	453.00	453.00	453.00	453.00	453.00		
	Enthalpy	kJ/kg	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03		
	Flow	t/h	143.00	84.00	130.00	143.00	81.15	85.00	130.00	143.00	85.00	130.00	143.00	
S007	Pressure	bar a	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00	67.00		
	Temperature	°C	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00		
	Enthalpy	kJ/kg	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03	3300.03		

Figura C. 1 Ilustração dos valores de projeto em diferentes condições de operação [2].

Anexo D. Aspen Plus (Regime de funcionamento “Normal”)

Anexo D.1. Especificações das correntes de entrada

Na figura D.1 encontra-se ilustrado o ficheiro do Aspen com as características da corrente de entrada “CH4”.

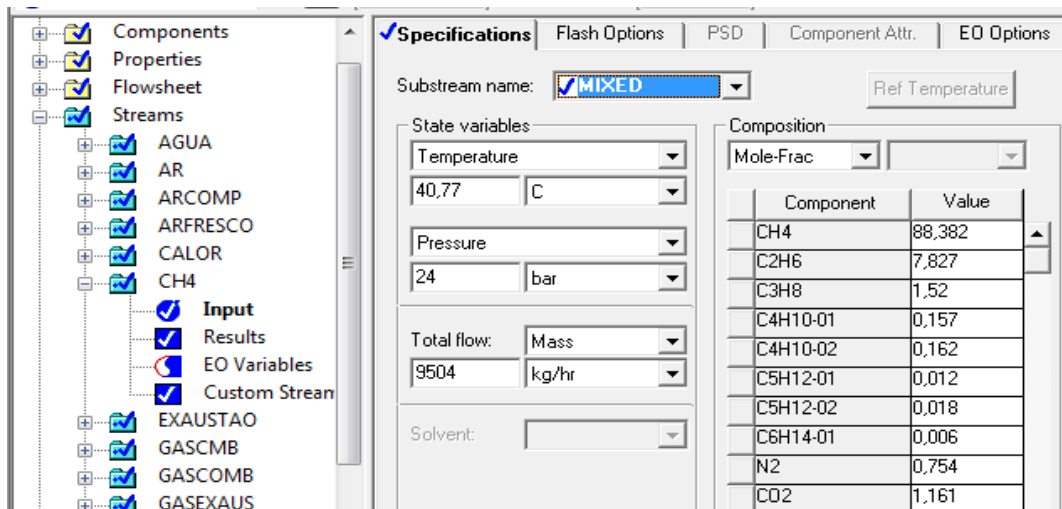


Figura D. 1 Características da corrente de entrada “CH4”.

A tabela D.1 apresenta, para diferentes temperaturas, os parâmetros necessários para se determinar o caudal de ar.

Tabela D. 1 Parâmetros essenciais para a determinação do caudal de ar a diferentes temperaturas (consultar anexo B).

T. amb (°C)	0	5	10	15	20	25	30	35	37
%O ₂ exaustão	13,97	13,95	13,91	13,86	13,79	13,69	13,55	13,36	13,27
%N ₂ exaustão	75,34	75,2	75	74,73	74,37	73,9	73,28	72,49	72,11
% H ₂ O exaustão	6,52	6,70	6,94	7,27	7,72	8,32	9,09	10,10	10,58
% gsecos	93,48	93,3	93,06	92,73	92,28	91,68	90,91	89,9	89,42
Fração O ₂ gsecos (X' _{O₂})	0,149	0,150	0,149	0,149	0,149	0,149	0,149	0,149	0,148
Fração N ₂ gsecos (X' _{N₂})	0,806	0,806	0,806	0,806	0,806	0,806	0,806	0,806	0,806
Excesso ar (%)	2,31	2,31	2,31	2,31	2,31	2,30	2,29	2,26	2,25
KgArseco/kgCH	52,57	52,62	52,60	52,60	52,57	52,46	52,23	51,85	51,67

Nota: as percentagens de O₂ e N₂ nos gases de combustão (exaustão) foram retiradas dos ficheiros presentes no anexo A.1.

Para facilitar os cálculos utiliza-se frações em base seca, como se pode verificar na tabela anterior.

Através da equação 2.5, apresentada no subcapítulo 2.1, torna-se possível determinar o excesso de ar.

$$e = \frac{1}{\frac{X'_{N_2} \times \tau_{O_2}}{X'_{O_2} \times \tau_{N_2}} - 1} \times 100\%$$

Sendo,

$$\tau_{O_2}:0,21$$

$$\tau_{N_2}:0,79$$

E considerando a temperatura do ar próxima de 20°C, tem-se

$$e = \frac{1}{\frac{0,806 \times 0,21}{0,149 \times 0,79} - 1} \times 100\% = 2,31\%$$

Uma vez que a quantidade de azoto no gás natural é reduzida (inferior a 1% molar), admitiu-se que o azoto presente nos gases de combustão tem origem no ar (comburente).

Considerando que a razão entre o caudal de ar seco e o caudal de gás natural é de 15,9 Kg_{arseco}/Kg_{gás natural}, valor típico para este tipo de combustível, torna-se possível determinar esta razão considerando, ainda, o excesso de ar. Assim sendo fica

$$Kg_{arseco} / Kg_{gásnatural} = 15,9 \times (1 + e) = 15,9 \times (1 + 2,31) = 52,57 \quad (\text{eq.D.1})$$

Através deste valor e do caudal de gás natural, neste caso de 9504Kg/h, é possível determinar o caudal de ar seco.

$$\dot{m}_{arseco} = 52,57 \times 9504 = 499629 \text{ Kg}_{arseco}/h \quad (\text{eq.D.2})$$

Na figura D.2 encontra-se ilustrado o ficheiro do Aspen com as características de entrada da corrente "AR".

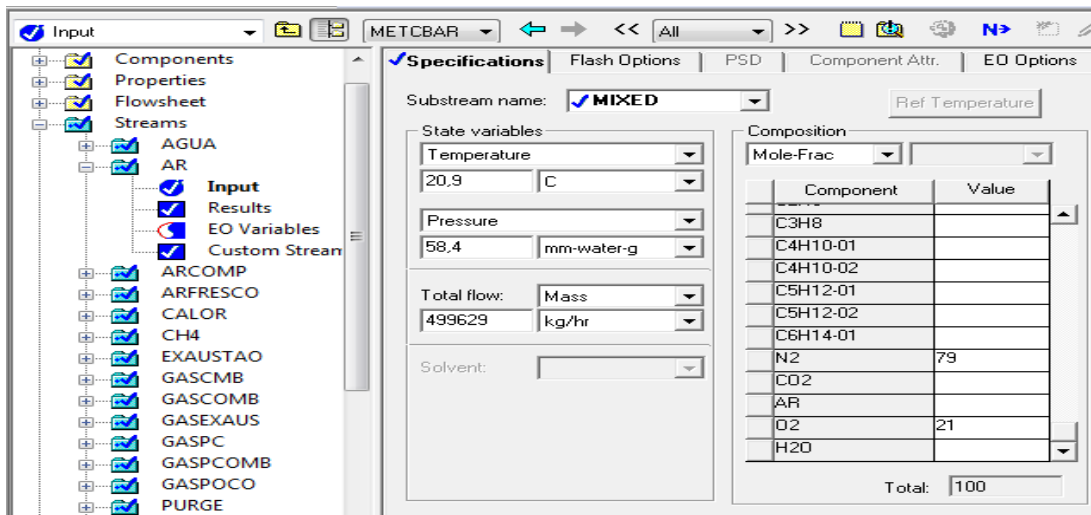


Figura D. 2 Características da corrente de entrada “AR”.

Na figura D.3 encontra-se ilustrado o ficheiro do Aspen com as características da corrente de entrada “GASPC”.

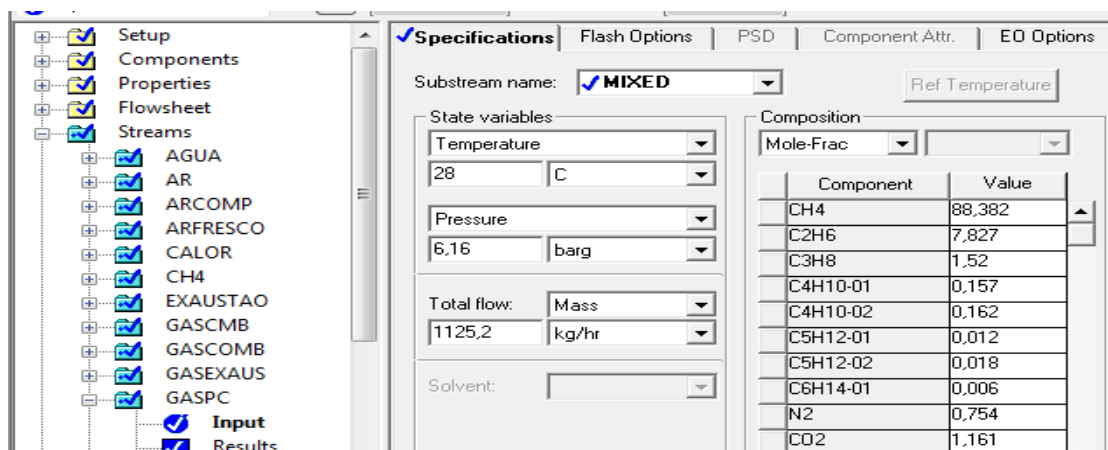


Figura D. 3 Características da corrente de entrada “GASPC”.

Na figura D.4 encontra-se ilustrado o ficheiro do Aspen com as características da corrente de entrada “AGUA”.

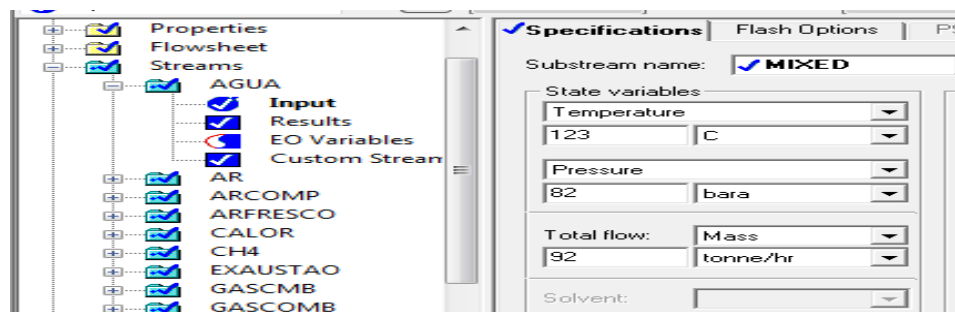


Figura D. 4 Características da corrente de entrada “AGUA”.

Anexo D.2. Especificações impostas aos blocos

Na figura D.5 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “COMPRESS”.

The screenshot shows the 'Specifications' tab for the 'COMPRESS' block. The 'Model and type' section has 'Compressor' selected and 'Type' set to 'Isentropic'. The 'Outlet specification' section has 'Discharge pressure' set to 11.4 barg. The 'Efficiencies' section shows 'Isentropic' efficiency set to 0.86.

Figura D. 5 Especificação de funcionamento do bloco “COMPRESS”.

Para o bloco “COMPRESS” especificou-se que o compressor é do tipo isentrópico, com uma eficiência de 86% e com uma pressão de descarga de 11,4 barg, como ilustra a figura B.1 do anexo B.1.

A eficiência do “COMPRESS” é igual à do bloco “TURBINA”, uma vez que ambos constituem o turbogerador. Relativamente ao valor especificado (0,86), este foi ajustado pelo método “tentativa-erro”, uma vez que o valor especificado, pelo aspen plus, para a eficiência era muito baixo (0,72).

Na figura D.6 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “COMBUST”.

The screenshot shows the 'Specifications' tab for the 'COMBUST' block. The 'Operating conditions' section has 'Pressure' set to 0 bar and 'Temperature' set to 1000 C. The 'Calculation options' section has 'Calculate phase equilibrium and chemical equilibrium' selected. The 'Phases' section has 'Include vapor phase' checked.

Figura D. 6 Especificação de funcionamento do bloco “COMBUST”.

A figura D.7 identifica uma nova variável que impõe limites à temperatura da corrente “GASCMB” e à temperatura do bloco “COMBUST”.

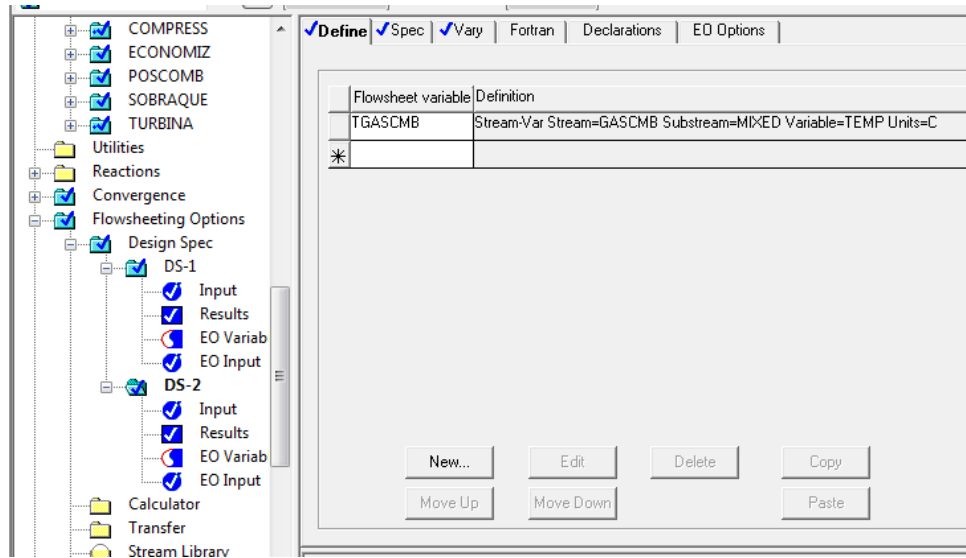


Figura D. 7 Restrições à corrente “GASCMB” e ao bloco “COMBUST”.

Na figura D.8 observa-se que a temperatura da corrente “GASCMB” deve ser de 547°C, com uma tolerância de 0,1°C.

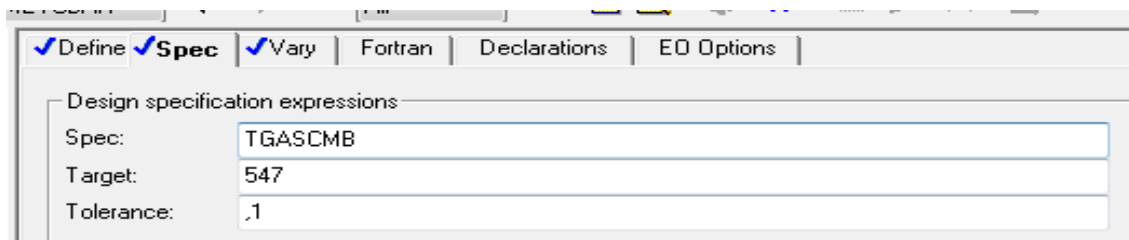


Figura D. 8 Restrições à corrente “GASCMB”.

A figura D.9 apresenta os limites impostos à temperatura do bloco “COMBUST”, sendo estes compreendidos entre 800 e 1100°C. Esta gama de temperatura surgiu através da temperatura de chama adiabática (aproximadamente 1000°C).

Figura D. 9 Restrições ao bloco “COMBUST”.

Na figura D.10 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “TURBINA”.

Figura D. 10 Especificação de funcionamento do bloco “TURBINA”.

A especificação imposta à turbina diz respeito à queda de pressão, sendo esta igual a 165 mmH₂Og. Relativamente à eficiência isentrópica, esta é igual à do bloco “COMPRESS”, como foi referido anteriormente.

No que diz respeito ao trabalho envolvido na turbina, este é demonstrado através da figura D.11.

Summary	Balance	Parameters	Performance	Regression	Uti
Compr results					
Compressor model:	Isentropic Turbine				
Phase calculations:	Vapor phase calculation				
Indicated horsepower:	-89360,023	kw			
Brake horsepower:	-89360,023	kw			
Net work required:	-39572,629	kw			
Power loss:	0	kw			
Efficiency:	0,86				
Mechanical efficiency:	1				
Outlet pressure:	1,02943097	bar			
Outlet temperature:	547,055612	C			
Isentropic outlet temperature:	457,349378	C			
Vapor fraction:	1				
Displacement:					
Volumetric efficiency:					

Figura D. 11 Ilustração do trabalho bruto e líquido obtido pelo aspen plus, para a turbina.

Na figura D.12 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “POSCOMB”.

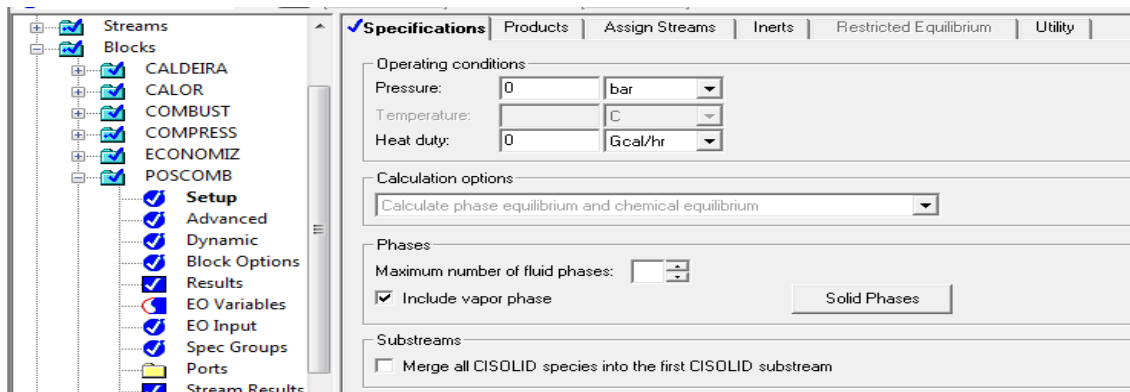


Figura D. 12 Especificação de funcionamento do bloco “POSCOMB”.

A especificação anterior garante que os produtos oriundos do “POSCOMB” encontram-se na fase gasosa.

Na figura D.13 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “SOBRAQUE”.

Figura D. 13 Especificação de funcionamento do bloco “SOBRAQUE”.

O valor de 165°C corresponde à diferença entre a temperatura do “VAPORSOB” e a temperatura do “VAPORSAT”. Este valor já admite uma perda de calor de 3°C ao longo das tubagens e utilizou-se a equação D.3 para o determinar.

$$\Delta T = T_{\text{vaporsob}} - T_{\text{vaporsat}} = 450 - 182 = 168^{\circ}\text{C} \quad (\text{eq. D.3})$$

Na figura D.14 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “CALOR”.

Figura D. 14 Especificação de funcionamento do bloco “CALOR”.

O valor indicado na especificação anterior é ajustável e permite controlar a quantidade de purgas que se pretende.

A figura D.15 identifica uma nova variável que impõe limites ao caudal de purgas “PURGE” e à temperatura do bloco “CALOR”

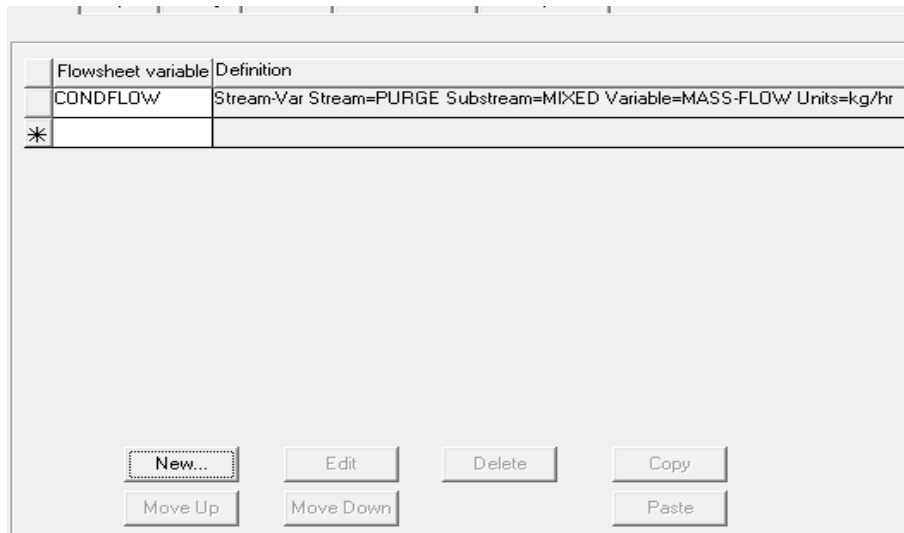


Figura D. 15 Restrições à corrente “PURGE” e ao bloco “CALOR”.

A figura D.16 impõe que a corrente “PURGE” esteja compreendida num caudal de 600 Kg/h, com uma tolerância de 50Kg/h.



Figura D. 16 Restrições à corrente “PURGE”.

A figura D.17 impõe ao bloco “CALOR” uma temperatura compreendida entre 250 e 350°C.

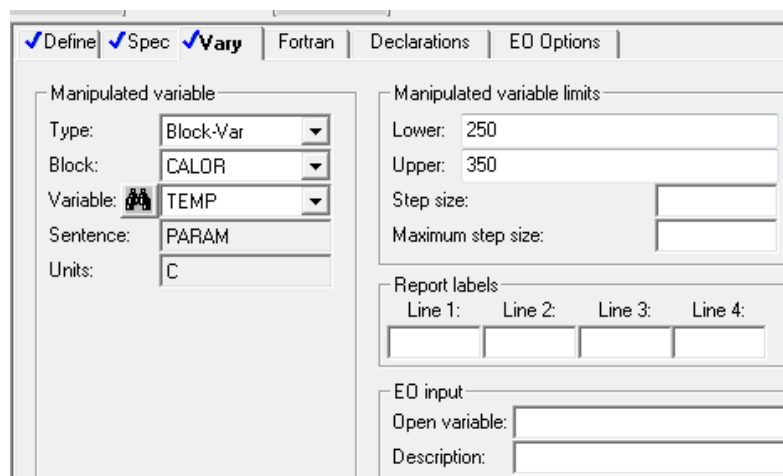


Figura D. 17 Restrições ao bloco “CALOR”.

Na figura D.18 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “ECONOMIZ”.

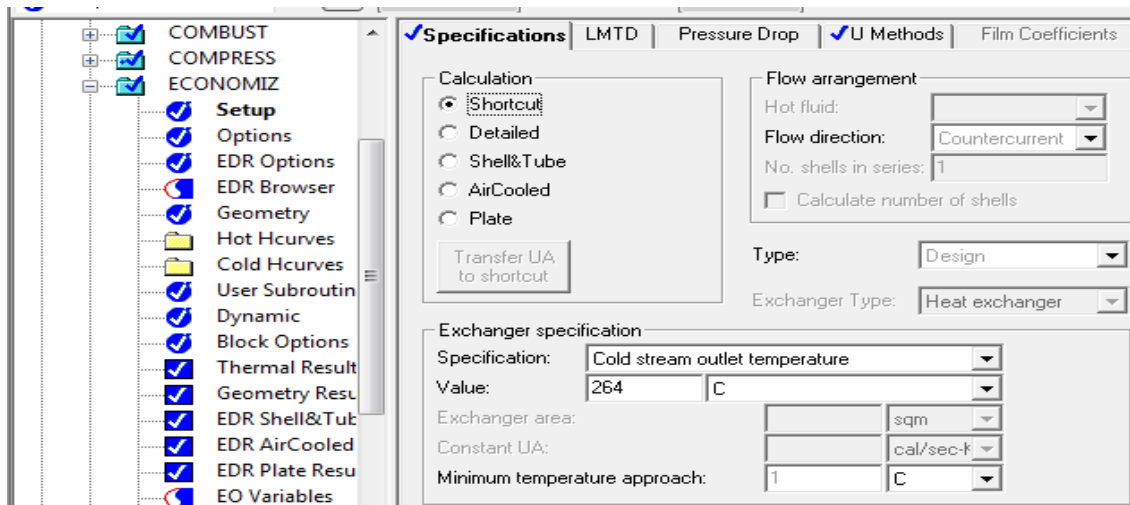


Figura D. 18 Especificação de funcionamento do bloco “ECONOMIZ”.

Na figura D.19 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “CALDEIRA”.

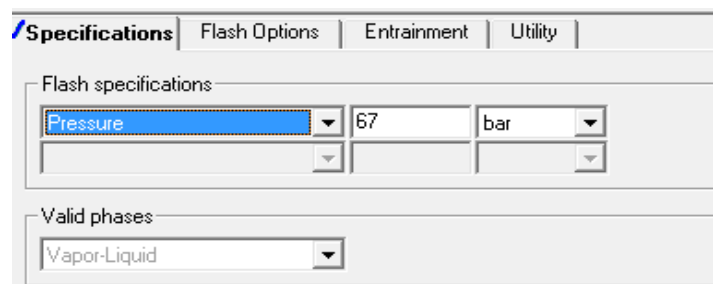


Figura D. 19 Especificação de funcionamento do bloco “CALDEIRA”.

O valor especificado para a temperatura no bloco “ECONOMIZ” e a pressão no bloco “CALDEIRA” correspondem à temperatura e pressão a que se pretende que saia o vapor saturado.

Anexo D.3. Desvios entre os valores obtidos no Aspen Plus e os valores reais

A tabela D.2 apresenta os desvios entre as temperaturas obtidas pelo aspen e as reais.

Tabela D. 2 Desvios entre as temperaturas obtidas pelo aspen e as reais.

	Temperatura (°C)					
	ARCOMP	GASCMB	GASPOCO	GASEXAUS	VAPOR	VAPORSOB
Aspen Plus (V_{Aspen})	367,5	547,1	633,1	184,4	264	447
Real (V_{Real})	363,95	546,5	611,7	190,2	264,5	450
Desvio (%)	0,98	0,09	3,50	3,10	0,19	0,67

A equação utilizada para calcular o desvio foi a seguinte:

$$Desvio = \frac{|V_{Aspen} - V_{Real}|}{V_{Real}} \times 100 \quad (\text{eq. D.3})$$

Da mesma forma determinou-se os desvios para os caudais mássicos, como se apresenta na tabela D.3.

Tabela D. 3 Desvios entre os caudais mássicos obtidos pelo aspen e os reais.

	Caudal mássico (Kg/h)	
	GASCMB	VAPORSOB
Aspen Plus (V_{Aspen})	509133	91437
Real (V_{Real})	511452	91480
Desvio (%)	0,45	0,05

Anexo E. Aspen Plus (Regime de funcionamento “Ar Fresco”)

Anexo E.1. Especificações das correntes de entrada

Na figura E.1 encontra-se ilustrado o ficheiro do Aspen com as características da corrente de entrada “ARFRESCO”.

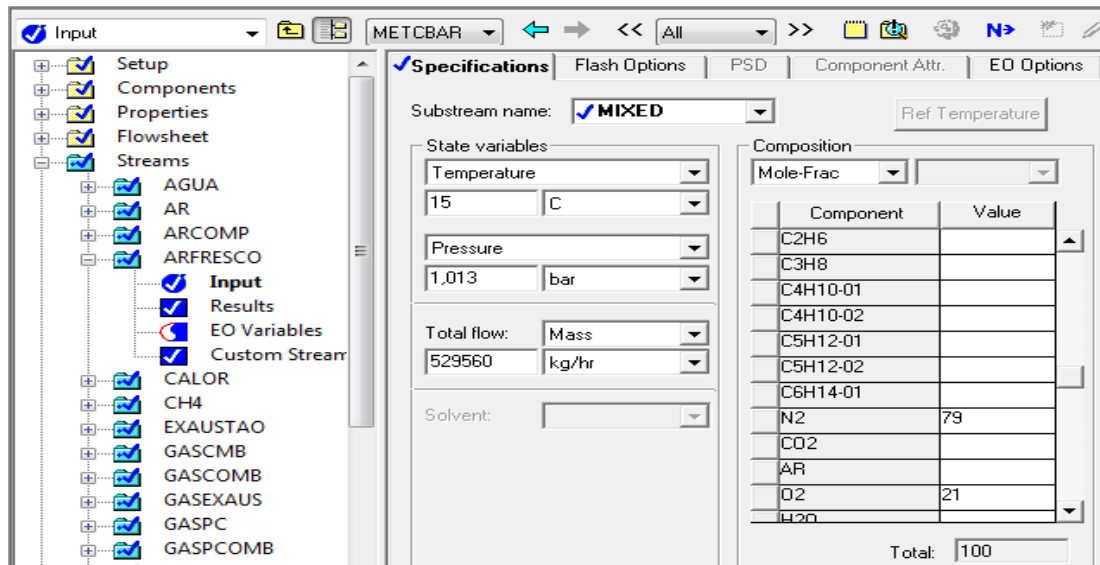


Figura E. 1 Características da corrente de entrada “ARFRESCO”.

Na figura E.2 encontra-se ilustrado o ficheiro do Aspen com as características da corrente de entrada “GASPC”.

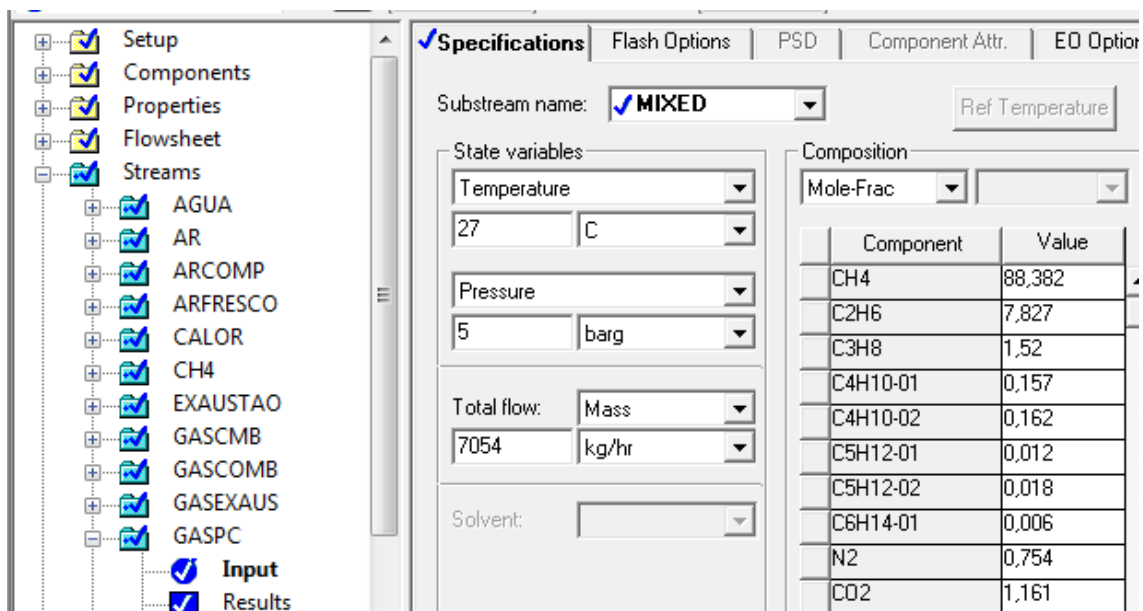


Figura E. 2 Características da corrente de entrada “GASPC”.

O caudal de gás natural nesta corrente, “GASPC”, foi determinado a partir da composição química da corrente “GASPOCO” (gases à saída da pós-combustão) e do caudal de ar fresco alimentado ao “POSCOMB”. A tabela E.1 apresenta, para diferentes temperaturas, os parâmetros necessários para se determinar o caudal de gás natural.

Tabela E. 1 Parâmetros essenciais para a determinação do caudal de gás natural a diferentes temperaturas (consultar anexo C).

T. amb (°C)	0			15			37		
Vapor	MNT (85t/h)	MCR (130t/h)	PEAK (143t/h)	MNT (85t/h)	MCR (130t/h)	PEAK (143t/h)	MNT (85t/h)	MCR (130t/h)	PEAK (143t/h)
Ar fresco (t/h)		559,04			529,56			492,34	
Ar fresco (Kg/h)		559040			529560			492340	
%O ₂ exaustão	15,97	14,43	13,97	15,8	14,15	13,66	15,03	13,3	12,79
%N ₂ exaustão	76,05	75,52	75,36	75,41	74,84	74,68	72,71	72,13	71,96
%H ₂ O exaustão	4,76	6,11	6,51	5,58	7,02	7,45	9,06	10,55	10,99
% gsecos	95,24	93,89	93,49	94,42	92,98	92,55	90,94	89,45	89,01
Fração O ₂ gsecos (X ^{o₂})	0,168	0,154	0,149	0,167	0,152	0,148	0,165	0,149	0,144
Fração N ₂ gsecos (X ^{N₂})	0,799	0,804	0,806	0,799	0,805	0,807	0,800	0,806	0,808
Excesso ar (%)	3,76	2,56	2,30	3,72	2,46	2,21	3,50	2,26	2,02
Gases exaustão (t/h)	566,51	568,93	569,65	536,64	539,13	539,86	499,08	501,53	502,26
Gases secos exaustão (t/h)	539,54	534,17	532,57	506,70	501,28	499,64	453,86	448,62	447,06
KgArseco/KgCH ₄	75,71	56,54	52,54	75,07	55,07	50,98	71,50	51,90	47,98
CH ₄ (t/h)	7,38	9,89	10,64	7,05	9,62	10,39	6,89	9,49	10,26
CH ₄ (Kg/h)	7384	9887	10640	7054	9617	10388	6886	9486	10261

Uma vez que a simulação criada utilizou os valores referentes à caldeira em carga mínima e com uma alimentação em ar fresco a 15°C, de seguida apresenta-se os cálculos que foram necessários para se determinar o caudal de gás natural, nestas condições.

Inicialmente determinou-se a fração de oxigénio e azoto, em base seca, para se determinar o excesso de ar necessário. Para tal recorreu-se à equação 2.5.

$$e = \frac{1}{\frac{X'_{N_2} \times \tau_{O_2}}{X'_{O_2} \times \tau_{N_2}} - 1} \times 100\%$$

Sendo,

$$\tau_{O_2}:0,21$$

$$\tau_{N_2}:0,79$$

Então,

$$e = \frac{1}{\frac{0,799 \times 0,21}{0,167 \times 0,79} - 1} \times 100\% = 3,72\%$$

Uma vez que a quantidade de azoto no gás natural é reduzida (inferior a 1% molar), admitiu-se que o azoto presente nos gases de combustão tem origem no ar (comburente).

Considerando que a razão entre o caudal de ar seco e o caudal de gás natural é de 15,9 Kg_{ar seco}/Kg_{gás natural}, valor típico para este tipo de combustível, torna-se possível determinar esta razão considerando, ainda, o excesso de ar. Assim sendo fica

$$Kg_{ar\ seco} / Kg_{gás\ natural} = 15,9 \times (1 + e) = 15,9 \times (1 + 3,72) = 75,07 \quad (\text{eq.E.1})$$

Através deste valor e do caudal de ar fresco, neste caso de 529560Kg/h (admite-se que esta caudal corresponde ao ar seco), é possível determinar o caudal de gás natural.

$$\dot{m}_{gás\ natural} = \frac{15,9}{75,07} = 7054 \text{ Kg}_{gás\ natural} / h \quad (\text{eq.E.2})$$

Na figura E.3 encontra-se ilustrado o ficheiro do Aspen com as características da corrente de entrada “AGUA”.

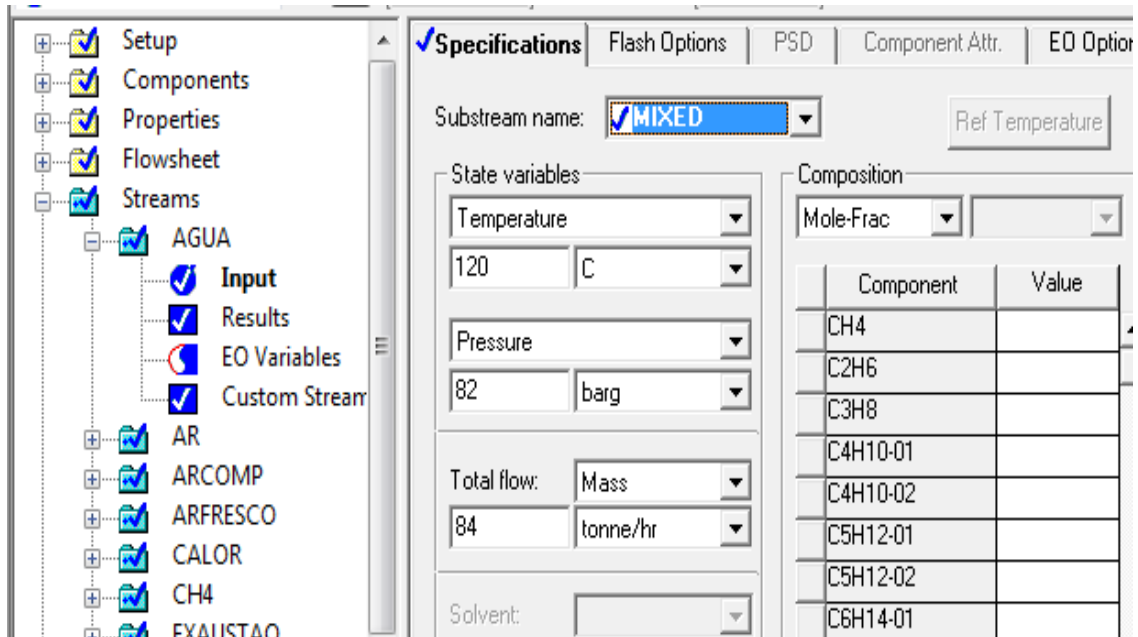


Figura E. 3 Características da corrente de entrada “AGUA”.

Anexo E.2. Especificações impostas aos blocos

Na figura E.4 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “POSCOMB”.

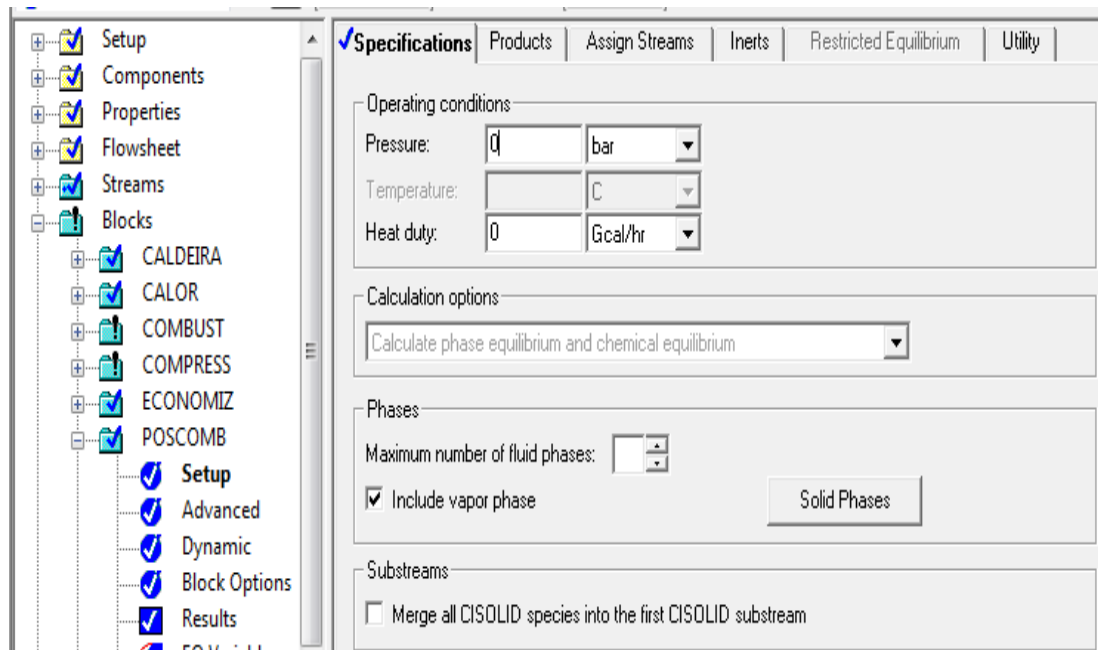


Figura E. 4 Especificação de funcionamento do bloco “POSCOMB”.

Na figura E.5 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “SOBRAQUE”.

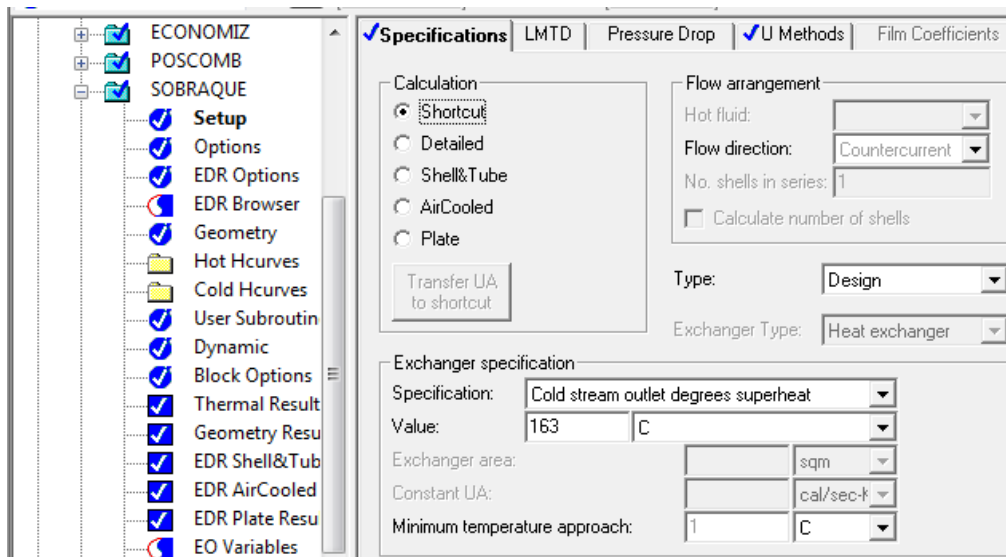


Figura E. 5 Especificação de funcionamento do bloco “SOBRAQUE”.

O valor de 163°C corresponde à diferença entre a temperatura do “VAPORSOB” e a temperatura do “VAPOR”. Este valor já admite uma perda de calor de 1,5°C ao longo das tubagens e utilizou-se a equação E.3 para o determinar.

$$\Delta T = T_{vaporsob} - T_{vaporsat} = 450 - 285,5 = 164,5^{\circ}\text{C} \quad (\text{eq. E.3})$$

Na figura E.6 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “CALOR”.

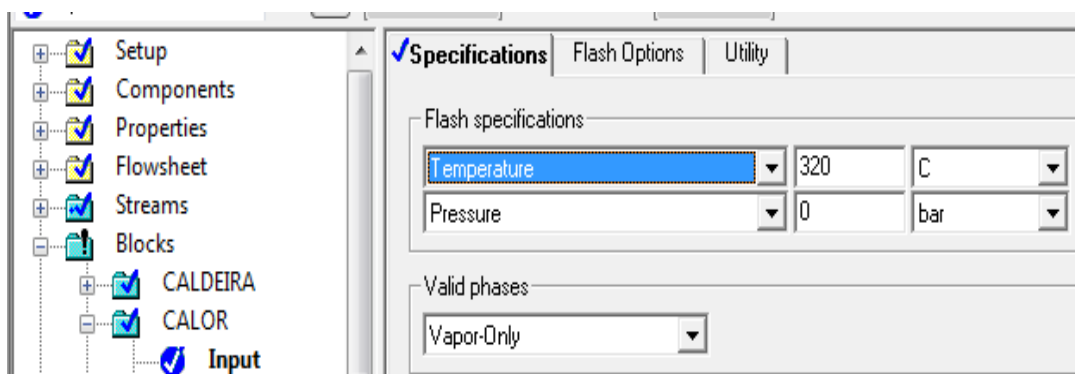


Figura E. 6 Especificação de funcionamento do bloco “CALOR”.

O valor indicado na especificação anterior é ajustável e permite controlar a quantidade de purgas que se pretende. Mas ambos encontram-se limitados, como se pode verificar nas figuras seguintes.

A figura E.7 identifica uma nova variável que vai impor limites ao caudal de purgas “PURGE” e à temperatura do bloco “CALOR”

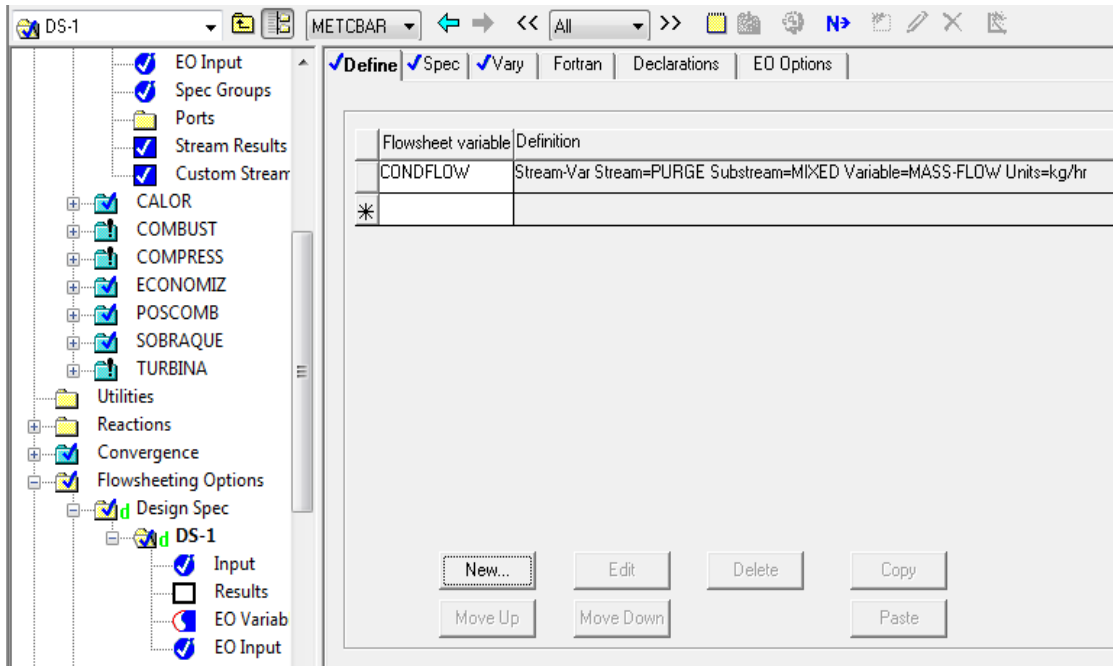


Figura E. 7 Restrições à corrente “PURGE” e ao bloco “CALOR”.

A figura E.8 impõe que a corrente “PURGE” esteja compreendida num caudal de 1500 Kg/h, com uma tolerância de 250Kg/h.

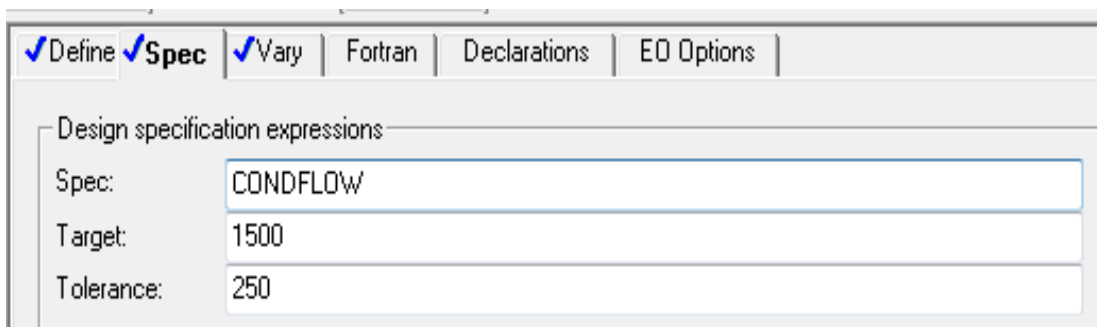


Figura E. 8 Restrições à corrente “PURGE”.

A figura E.9 impõe ao bloco “CALOR” uma temperatura compreendida entre 250 e 350°C.

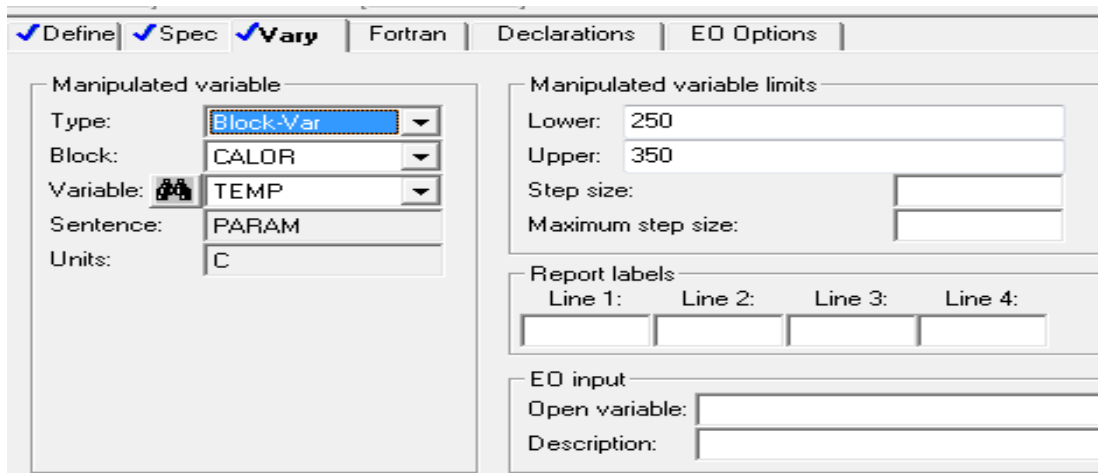


Figura E. 9 Restrições ao bloco “CALOR”.

Na figura E.10 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “ECONOMIZ”.

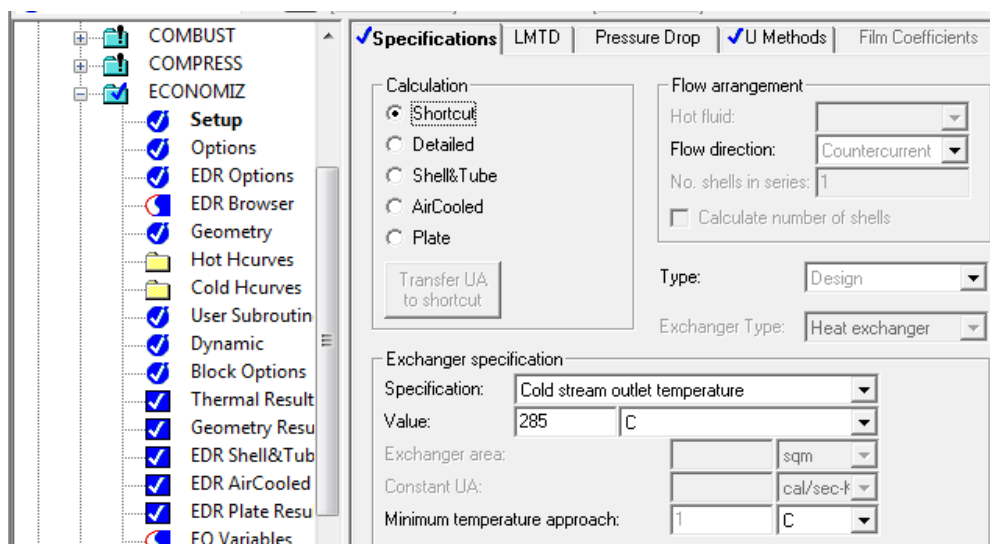


Figura E. 10 Especificação de funcionamento do bloco “ECONOMIZ”.

Na figura E.11 encontra-se ilustrada a especificação imposta ao bloco “CALDEIRA”.

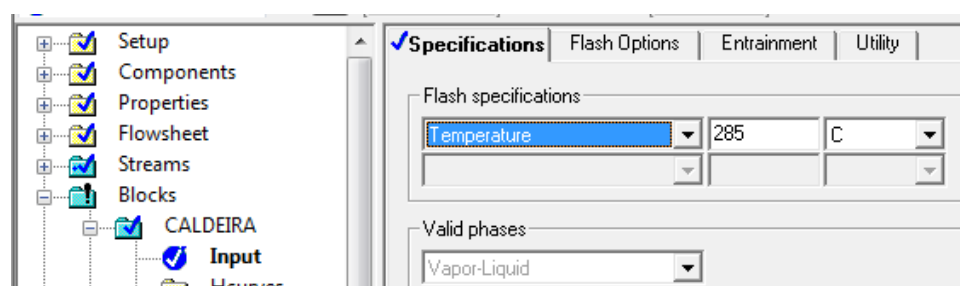


Figura E. 11 Especificação de funcionamento do bloco “CALDEIRA”.

O valor especificado para a temperatura dos dois últimos blocos corresponde à temperatura a que se pretende que saia o vapor saturado.

Anexo E.3. Desvios entre os valores obtidos no Aspen Plus e os valores de projeto

A tabela E.2 apresenta os desvios entre as temperaturas obtidas pelo aspen e as de projeto.

Tabela E. 2 Desvios entre as temperaturas obtidas pelo aspen e as de projeto.

Temperatura (°C)				
	GASPOCO	GASEXAUS	VAPOR	VAPORSOB
Aspen Plus (V_{Aspen})	590,5	193,9	285	448
Real (V_{Real})	588,7	190,2	285,5	450
Desvio (%)	0,31	1,95	0,18	0,44

A tabela E.3 apresenta os desvios entre os caudais mássicos obtidos pelo aspen e os de projeto.

Tabela E. 3 Desvios entre os caudais mássicos obtidos pelo aspen e os de projeto.

Caudal mássico (Kg/h)				
	GASPOCO	GASEXAUS	VAPOR	VAPORSOB
Aspen Plus (V_{Aspen})	536614	536614	84000	82757
Real (V_{Real})	536640	536640	83350	83350
Desvio (%)	0,005	0,005	0,78	0,71