



Mestrado em Engenharia Química

Ramo Otimização Energética na Indústria Química

**Auditoria Energética às Unidades de Cogeração e Central
Térmica**

Renato Jorge dos Anjos Assunção

Outubro, 2014

Orientadores Unicer:

Eng^o. Jorge Roxo
Eng^o. Alcides Gonçalves

Orientadores ISEP:

Eng^o. Luís Silva
Eng^a. Anabela Guedes

Agradecimentos

Esta tese não seria possível sem o protocolo realizado entre a Unicer Bebidas S.A. e o Departamento de Engenharia Química do Instituto Superior de Engenharia do Porto.

Ao longo deste trabalho algumas pessoas foram cruciais tanto ao nível técnico e académico como também no âmbito social e psicológico, aos quais lhes dedico os meus sinceros agradecimentos.

Da Unicer, um agradecimento especial ao Engenheiro Jorge Roxo por ter aceite este projeto e por me ter proporcionado todas as condições para que desempenhasse o meu trabalho e ao Engenheiro Alcides Gonçalves pelas horas de *brainstorming* que resultaram nesta tese.

Ao Doutor Luís Silva e à Doutora Anabela Guedes pelo convite endereçado, pela constante preocupação e orientação e pela total disponibilidade de se reunirem e se deslocarem à Unicer para as periódicas reuniões.

À minha família pelo apoio desde o primeiro dia, dando-me condições para que pudesse conciliar da melhor maneira o estágio e as aulas noturnas sem afetar o meu rendimento académico.

À Maria Inês por sempre me ter incentivado a realizar este trabalho de extensa duração que resultou numa maior exigência académica da sua parte, e pela paciência sem limites de me ouvir nos momentos mais exigentes.

Aos restantes colaboradores do S.M.E.F., Fernanda Marinho, Engenheiro Hélder Cerqueira, Engenheiro Carlos Tavares, Engenheiro Arlindo, José Lopes, Serafim Santos e José Arieira, pelo à vontade com que me receberam e pela grande disponibilidade para me ajudar quando foi necessário.

Aos amigos pelo interesse e por todas os bons momentos que me proporcionaram e me fizeram ser uma melhor pessoa.

Resumo

A tese de mestrado teve como objetivo o estudo e análise do funcionamento das centrais de cogeração e térmica da fábrica da Unicer em Leça do Balio, com o intuito de melhorar a sua eficiência, propondo alterações processuais.

O trabalho realizado consistiu no reconhecimento das instalações, seguido da formulação e resolução dos balanços de energia globais. Com o acompanhamento diário do funcionamento foi possível propor melhorias sem custos que se revelaram muito benéficas, registando-se um aumento nas recuperações térmicas e por consequência no Rendimento Elétrico Equivalente (R.E.E.), na eficiência da instalação da cogeração e da central térmica.

Na cogeração registou-se um aumento de 36,2% na potência recuperada em água quente, aproximadamente 600 kW, sendo já superior à prevista pelo projeto. Na caldeira recuperativa registou-se um ligeiro aumento de 4,0% na potência recuperada. Deste modo o rendimento térmico da central aumentou 6,4%, atingindo os 40,8% e superando os 40,4% projetados. O rendimento global final foi de 83,1% o que representa um aumento de 6,3%. O R.E.E. em Maio de 2014 foi de 76,3%, superior ao valor em Junho de 2013 em 8,7%. Tendo como referência o valor alvo de 70,5% para o R.E.E. apontado no início do estágio, nos últimos 8 meses o seu valor tem sido sempre superior e em crescimento.

Existe ainda a possibilidade de aproveitar a energia térmica de baixa temperatura que está a ser dissipada numa torre de arrefecimento, no mínimo 40 kW, num investimento com um período de retorno de investimento máximo de 8,1 meses.

Na central térmica registou-se um aumento do rendimento para a mesma quantidade de energia produzida na central, pois esta é a principal variável do processo. Em 2014 a produção de energia apresentou um valor inferior a 2013, 6,9%, e a eficiência registou um acréscimo de 2,0%. A incorporação de biogás na alimentação de combustível à caldeira *bifuel* não pareceu comprometer significativamente a eficiência da central térmica, pelo que a sua utilização é benéfica.

Com o aumento das recuperações térmicas na central de cogeração foram estimadas poupanças de gás natural equivalentes a 3,3 GWh, o que significa 120.680€ economizados nos últimos 11 meses do trabalho. É esperado uma poupança de 18.000€ mensais com a melhoria do funcionamento obtida nas duas centrais.

Palavras chave: cogeração, energia térmica, auditoria, otimização, recuperação térmica, rendimento elétrico equivalente

Abstract

The master thesis aimed to the study and analysis of the operation of cogeneration and thermal plants of Unicer factory in Leça do Balio, in order to improve its efficiency and propose procedural changes.

The work consisted in the recognition of existing installations followed by formulating and solving the global energy balances. With daily monitoring of the operation it was possible to propose improvements without costs which have proved very beneficial, registering an increase in thermal recovery and consequently in the Electric Equivalent Efficiency (EEE), the efficiency of the cogeneration plant and the thermal power plant.

Cogeneration registered a 36.2% increase in power recovered in hot water, approximately 600 kW and is already higher than expected for the project. In recuperative boiler there was a slight increase of 4.0% on the power recovered. Thus the thermal efficiency increased 6.4%, reaching 40.8% and surpassing the 40.4% projected. The final overall yield was 83.1% which represents an increase of 6.3. The R.E.E. in May 2014 was 76.3%, higher than the value in June 2013 by 8.7%. With reference to the target value of 70.5% for the REE appointed at the beginning of the stage, in the last 8 months this value has always been higher and consecutively growing.

It is possible to take the low-temperature thermal energy that is being dissipated in a cooling tower for at least 40 kW, an investment with a maximum return period of 8.1 months.

Thermal power plant showed an increase in efficiency for the same amount of energy produced, as this is the main process variable. In 2014 the production of energy decreased 6.9% but the efficiency increased by 2.0%. The incorporation of biogas in the feed of the byfuel boiler did not compromise the efficiency of the power plant, so their use is beneficial cause is not a cost to Unicer.

With the increase of the thermal recoveries in cogeneration, the total savings are equivalent to 3.3 GWh natural gas, which means 120,680€ saved in the last 11 months of work. A saving of 18,000€ per month is expected, result of the improvements obtained from the two centrals.

Keywords: cogeneration, thermal energy audit, optimization, heat recovery, equivalent electrical efficiency

Índice geral

1.	Introdução.....	1
1.1.	A Unicer	1
1.2.	Objetivo do trabalho.....	2
1.3.	Organização da dissertação.....	2
2.	Estado da arte	5
2.1.	Cogeração.....	5
2.1.1.	Tecnologia Existente	10
2.1.2.	Tecnologias Alternativas	11
2.1.2.1.	Motor Diesel.....	12
2.1.2.2.	Turbina a gás	14
2.1.2.3.	Turbina a vapor.....	16
2.2.	Central Térmica	16
2.2.1.	Tecnologia Existente	18
2.2.2.	Tecnologias alternativas.....	19
3.	Análise e auditoria das centrais	21
3.1.	Cogeração.....	21
3.2.	Térmica	24
4.	Otimização e Resultados	29
4.1.	Central de cogeração	29
4.1.1.	Recuperação térmica em água quente.....	29
4.1.2.	Recuperação térmica sob a forma de vapor.....	32
4.1.3.	Consumo de gás natural	35
4.1.4.	Produção de Eletricidade	36
4.1.5.	Rendimentos da central	37
4.2.	Central térmica.....	39
4.2.1.	Efeito da energia produzida	42
4.2.2.	Efeito da incorporação de biogás.....	44

5. Mais-valias da otimização	47
6. Proposta de melhoria	49
7. Conclusões.....	53
8. Bibliografia.....	55
Anexos.....	57
A. Informação relativa à unidade de Cogeração	57
A1. Diagramas P&I.....	58
A2. Dados retirados do sistema de controlo da central	60
A3. Balanços de massa e energia realizados à central	61
A4. Valores calculados através dos balanços realizados	72
B. Informação relativa à central térmica.....	74
B1. Diagrama P&I da central térmica	75
B2. Dados retirados dos contadores existentes na central térmica.....	76
B3. Balanços de energia da central térmica.....	77
B4. Valores calculados da central térmica	79
C. Estudo do efeito da paragem do motor na produção diária de vapor pela caldeira recuperativa	82
D. Mais-valias para a Unicer da otimização realizada nas centrais de cogeração e térmica.....	84
E. Proposta de melhoria a implementar nas recuperações térmicas da cogeração .	86
E.1 Simulação da viabilidade do permutador existente para o projeto.....	86
E.2 Balanços de massa e energia ao projeto.....	87
E.3 Estudo do <i>payback</i> do projeto.....	88

Índice de figuras

Figura 2.1- Esquema de uma estação de cogeração com motor de combustão interna	6
Figura 2.2- Rendimentos da produção separada da energia térmica e elétrica	7
Figura 2.3- Rendimento de uma estação de cogeração	7
Figura 2.4- Estágios do funcionamento de um motor de explosão	10
Figura 2.5- Diagrama (P,v) e (T,s) do ciclo de Otto ideal	11
Figura 2.6- Características das tecnologias de cogeração	12
Figura 2.7- Estágios de funcionamento de um motor Diesel	12
Figura 2.8- Representação dos diagramas (P,v) e (T,s) do ciclo Diesel ideal	13
Figura 2.9- Ciclo real aberto (a) e ciclo de Brayton aproximado (b) de uma turbina a gás	14
Figura 2.10- Diagramas (P,v) e (T,s) do ciclo de Brayton ideal	15
Figura 2.11- Diagrama (T,s) de um ciclo de Rankine ideal	16
Figura 2.12- Caldeira do tipo tubos de fumo	17
Figura 2.13- Funcionamento de uma caldeira do tipo tubos de fumo	18
Figura 3.1- Perdas em potência (kW) na cogeração em três diferentes dias	23
Figura 3.2- Rendimentos das três caldeiras e média ponderada relativos ao mês de Julho de 2013	25
Figura 3.3- Percentagens de vapor produzido em cada caldeira relativos ao mês de Julho de 2013	26
Figura 3.4- Taxas de incorporação da energia de biogás na energia global relativos ao mês de Julho de 2013	26
Figura 4.1- Evolução da potência térmica recuperada sob a forma de água quente durante o período de estágio	29
Figura 4.2- Potência térmica recuperada no PP_HT durante o período de estágio	31
Figura 4.3- Rendimento do PP_HT durante o período de estágio	31
Figura 4.4- Potência térmica recuperada no economizador 2 durante o período de estágio	32
Figura 4.5- Variação da potência térmica recuperada na caldeira recuperativa e economizador 1 durante o período de estágio	33
Figura 4.6- Evolução da potência térmica recuperada na caldeira recuperativa durante o período de estágio	34
Figura 4.7- Potência térmica recuperada no economizador 1 durante o período de estágio	35

Figura 4.8- Variação da potência consumida de gás natural no motor MWM durante o período de estágio.....	36
Figura 4.9- Potência elétrica ativa produzida no motor MWM durante o período de estágio.....	36
Figura 4.10- Potência consumida nos auxiliares da central de cogeração durante o período de estágio.....	37
Figura 4.11- Rendimentos da central de cogeração durante o período de estágio.....	38
Figura 4.12- Resultados verificados do rendimento elétrico equivalente durante o período de estágio.....	38
Figura 4.13- Poupança de energia primária com a cogeração durante o período de estágio.....	39
Figura 4.14- Eficiência da caldeira 4 durante o período de estágio.....	40
Figura 4.15- Eficiência da caldeira 5 durante o período de estágio.....	40
Figura 4.16- Eficiência da caldeira 6 durante o período de estágio.....	41
Figura 4.17- Rendimento da central térmica durante o período de estágio.....	41
Figura 4.18- Relação entre a energia produzida e a eficiência da caldeira 4.....	42
Figura 4.19- Relação entre a energia produzida e a eficiência da caldeira 5.....	42
Figura 4.20- Efeito da energia produzida na eficiência da caldeira 6.....	43
Figura 4.21- Relação entre a energia produzida e a eficiência da central térmica.....	43
Figura 4.22- Relação entre a energia produzida e a eficiência da central.....	44
Figura 4.23- Relação entre o biogás incorporado e o rendimento da caldeira 4.....	45
Figura 4.24- Relação entre o biogás incorporado e o rendimento da caldeira 5.....	45
Figura 6.1- Esquema da instalação do projeto de melhoria.....	50
Figura A.1- Diagrama P&I da central de cogeração.....	58
Figura A.2- Diagrama P&I global da central de cogeração.....	59
Figura B.1- Diagrama P&I da central térmica.....	75

Índice de tabelas

Tabela 3.1- Comparação da performance de Junho com o projetado.....	24
Tabela 6.1- Estudo da rentabilidade do investimento	51
Tabela A.1- Dados da central de cogeração retirados do painel de controlo relativos ao ano de 2013.....	60
Tabela A.2- Dados da central de cogeração retirados do painel de controlo relativos ao ano de 2014.....	61
Tabela A.3- Composição gás natural do magrebe.....	63
Tabela A.4- Composição dos gases à entrada e saída do motor.....	65
Tabela A.5- Constantes das capacidades caloríficas molares de gases.....	66
Tabela A.6- Potências calculadas da central de cogeração no ano de 2013.....	72
Tabela A.7- Potências calculadas da central de cogeração no ano de 2014.....	72
Tabela A.8- Potências e rendimentos da central de cogeração calculados para o ano de 2013.....	73
Tabela A.9- Potências e rendimentos da central de cogeração calculados para o ano de 2014.....	73
Tabela A.10- Rendimentos da central de cogeração relativos ao ano de 2013.....	73
Tabela A.11- Rendimentos da central de cogeração relativos ao ano de 2014.....	73
Tabela B.1- Dados retirados do sistema de controlo relativos à central térmica no ano de 2013.....	76
Tabela B.2- Dados retirados do sistema de controlo relativos à central térmica no ano de 2014.....	76
Tabela B.3- Rendimentos calculados das caldeiras para o ano de 2013.....	79
Tabela B.4- Rendimentos calculados das caldeiras para o ano de 2014.....	79
Tabela B.5- Energias calculados consumidas e produzidas para o ano de 2013.....	80
Tabela B.6- Energias calculados consumidas e produzidas para o ano de 2014.....	80
Tabela B.7- Rendimentos da central térmica no ano de 2013.....	80
Tabela B.8- Rendimentos da central térmica no ano de 2013.....	81
Tabela C.1- Dados retirados e calculados para análise das paragens da C.R., 1 a 7.....	82
Tabela C.2- Dados retirados e calculados para análise das paragens da C.R., 8 a 14.....	82
Tabela C.3- Dados retirados e calculados para análise das paragens da C.R., 15 a 21.....	82

Tabela C.4- Dados retirados e calculados para análise das paragens da C.R.,22 a 28.....	83
Tabela C.5- Resultados da análise do efeito das paragens.....	83
Tabela D.1- Resultados da análise do efeito das paragens.....	84
Tabela E.1- Características do permutador.....	86
Tabela E.2- Propriedades da simulação.....	87

Lista de abreviaturas

Abr	Abril
Ago	Agosto
A.Q.	Água quente
A.R.	Água recirculada
CO ₂	Dióxido de carbono
C.R.	Caldeira recuperativa
Dez	Dezembro
ECO1	Economizador 1
ECO2	Economizador 2
E.D.R.	<i>Exchanger Design & Rating®</i>
E.T.A.	Estação de tratamento de águas
E.T.A.R.	Estação de tratamento de águas residuais
Fev	Fevereiro
G.N.	Gás natural
G.V.	Gerador de vapor
HT	<i>High temperature</i>
Jan	Janeiro
Jul	Julho
Jun	Junho
LT	<i>Low temperature</i>
Mai	Mai
Mar	Março
MWM	MaxxForce®
Nov	Novembro

Out	Outubro
P.E.P.	Poupança de energia primária
P&I	<i>Piping and Instrumentation</i>
PP	Permutador de placas
R.E.	Rendimento elétrico
R.E.E.	Rendimento elétrico equivalente
R.G.	Rendimento global
R.T.	Rendimento térmico
Set	Setembro

1. Introdução

A tese de Mestrado aqui descrita resulta da parceria estabelecida entre a Unicer e o Instituto Superior de Engenharia do Porto, que tinha como finalidade a melhoria da eficiência dos processos de produção de energia térmica e elétrica da fábrica de Leça do Balio.

A Unicer realizou nestes últimos dois anos um elevado investimento na modernização nos setores das utilidades, fabrico, enchimento entre outras áreas, pelo que foi importante o estudo do seu funcionamento neste período, logo após a reestruturação da fábrica.

No que respeita às utilidades da fábrica, e mais especificamente à produção de vapor e eletricidade, a modernização foi total com a substituição da central térmica e do motor de cogeração e recuperações térmicas associadas.

Neste trabalho foi realizada uma análise energética das unidades da cogeração e da central térmica, através do cálculo da eficiência destas operações para se determinar, caso exista, a possível fonte de ineficiência e proposta de medidas de recuperação energética.

1.1. A Unicer

A 7 de Março de 1890 ocorreu a fusão de sete fábricas, seis do Porto e uma em Ponte da Barca, dando origem à Companhia União Fabril Portuense de Cerveja e Bebidas Refrigerantes, reconhecida como C.U.P.F., que seria a base da atual Unicer, após a fusão com a Copeja e a Imperial na década de 70. Por esta altura a cota de mercado nacional era próxima dos 33% e a empresa registava uma situação líquida negativa.

Seguindo um caminho de esforço e dedicação intimamente ligados à região do Porto, e com base em estratégias corretas de expansão a empresa cresceu em importância nacional tornando-se líder no mercado cervejeiro com uma cota aproximada de 59%, atingindo uma posição relevante no panorama económico-financeiro nacional.

Hoje em dia a Unicer Bebidas de Portugal S.A. é a maior empresa de bebidas no país, produzindo vários tipos de cervejas e refrigerantes, engarrafando cinco variedades de

águas lisas e com gás e também produzindo cidra. Também comercializa várias marcas de vinho de mesa.

Conquistado o mercado nacional, a grande aposta atual da empresa é a internacionalização começando pelos países de língua portuguesa como Angola, Brasil e outros.

A dimensão da empresa é facilmente comprovada se tivermos em conta que possui atualmente nove centros de produção em território nacional, destinados para os diversos produtos que comercializa. As localidades são Leça do Balio, a sede da empresa, Santarém, Poceirão, Pedras Salgadas, Castelo de Vide, Caramulo, Envendos, Melgaço e Póvoa do Lanhoso.

1.2. Objetivo do trabalho

O objetivo do trabalho desenvolvido foi analisar a atual situação da produção da energia térmica e elétrica da fábrica e se possível melhorar os seus rendimentos através de medidas imediatas ou propor alterações com reduzido período de retorno do investimento.

Estes aumentos de rendimento significariam grandes poupanças monetárias para a empresa no imediato, dado o elevado consumo de energia térmica na fábrica de Leça do Balio.

1.3. Organização da dissertação

No capítulo 2, Estado da arte, pretende-se dar a conhecer a tecnologia que é utilizada na fábrica de Leça do Balio na cogeração e na produção de energia térmica, sendo apresentadas as soluções alternativas e os seus prós e contras.

No capítulo 3, Análise e auditoria das centrais, encontram-se expostos os componentes e funcionamento das duas centrais, e o método como estas foram analisadas. Os resultados da sua primeira análise e as primeiras impressões também se apresentam.

No capítulo 4, Otimização e Resultados, são demonstradas as eficiências das centrais e dos seus componentes ao longo do período do trabalho, com as explicações das

medidas adotadas e consequentes resultados. Comparam-se os valores com os de projeto.

No capítulo 5, Mais-valias da otimização, são apresentados os benefícios energéticos e económicos da implementação das medidas durante o trabalho, e esperadas para o futuro da empresa.

No capítulo 6, Proposta de melhoria, é apresentado o estudo e a proposta de melhoria para aumentar a recuperação de energia na central de cogeração.

No capítulo 7, Conclusões, são enumeradas as principais ilações retiradas do trabalho, o efeito das medidas adotadas e os resultados obtidos mais relevantes.

2. Estado da arte

2.1. Cogeração

O recente interesse na promoção da instalação de unidades de cogeração contrasta com a data em que esta foi utilizada pela primeira vez, no final do século 19. Nessa altura as maiores fábricas da Europa e América produziam eletricidade com recuperação de calor durante o processo, prática que foi desaparecendo com a construção das grandes centrais de produção de energia elétrica pois levaram à diminuição do preço da eletricidade, passando as empresas a ter benefício em produzir apenas energia térmica com grande eficiência. Nos anos 70 as restrições de poluição e o aumento dos custos das matérias-primas para a produção de energia elétrica aumentaram drasticamente o preço da eletricidade, forçando os governos a tomar medidas que fomentassem o retorno à cogeração nas indústrias para melhor eficiência energética interna (UNEP, 2006).

A cogeração é de acordo com o Decreto-Lei 186/95 definida como:

“ O processo de produção combinada de energia elétrica e térmica, destinando-se ambas a consumo próprio ou de terceiros, com respeito pelas condições previstas pela lei. “

Pode-se então entender que um processo onde exista a produção e aproveitamento de mais do que uma forma de energia, normalmente térmica e mecânica que se converterá em elétrica, é então denominado de cogeração se o rendimento da operação for elevado.

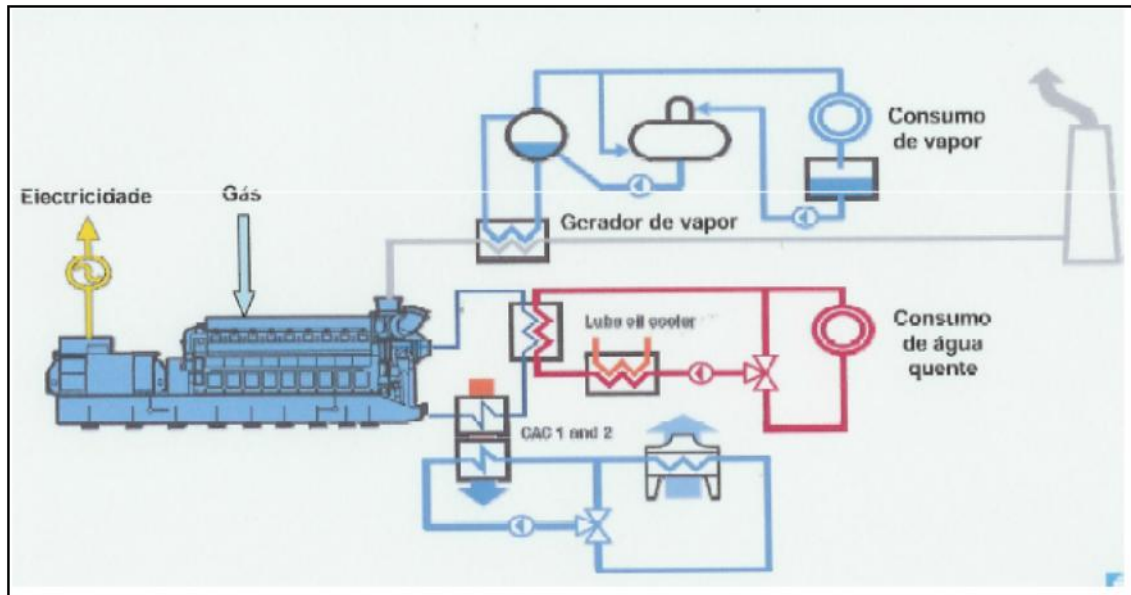


Figura 2.1-Esquema de uma estação de cogeração com motor de combustão interna

Analisando a figura 2.1 verifica-se que a eletricidade é produzida a partir do trabalho ao veio no motor, e a energia térmica é obtida através do aproveitamento térmico dos gases de combustão e dos circuitos de refrigeração através de permutadores de calor (Machado, 2012).

Existe ainda a possibilidade de se criar também frio através de um *chiller* de absorção passando a designar-se por um processo de trieração, que no entanto não será muito aprofundado no corpo do trabalho devido à sua inexistência na empresa.

Com a produção combinada espera-se então reduzir os consumos de matéria-prima e de emissões de dióxido de carbono para a atmosfera, tal como se demonstra nas figuras 2.2 e 2.3 (Cogem, 2011):

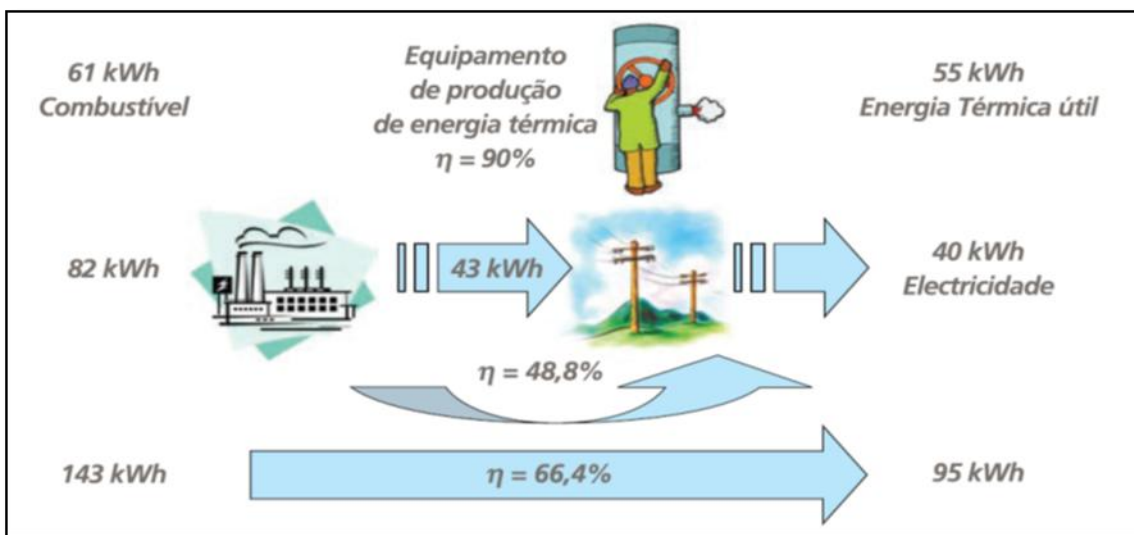


Figura 2.2- Rendimentos da produção separada da energia térmica e elétrica

Na figura 2.3 está demonstrado o consumo e rendimentos de uma cogeração:

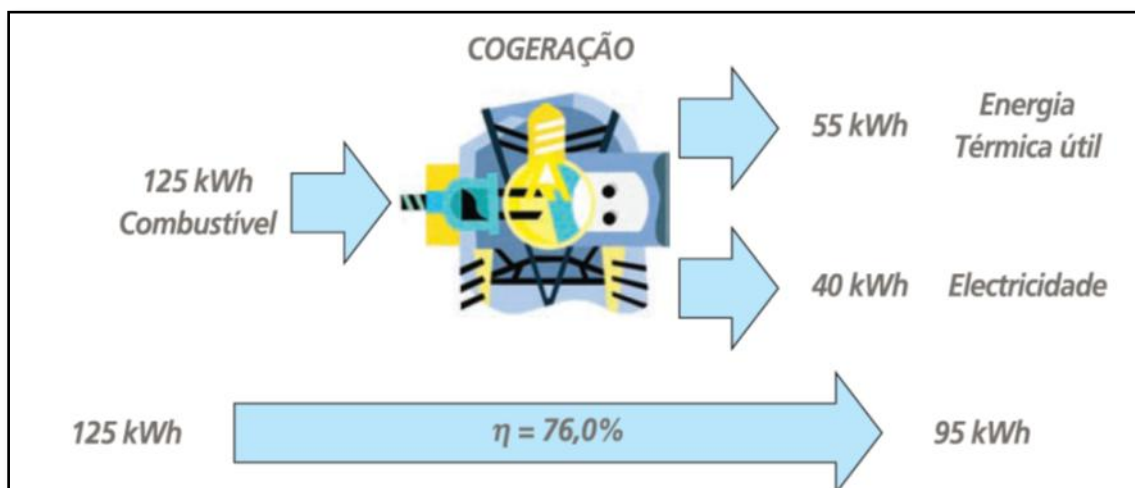


Figura 2.3- Rendimento de uma estação de cogeração

As figuras 2.2 e 2.3 mostram que, para se obter a mesma quantidade de energia elétrica e térmica através da cogeração, se reduz o consumo de energia primária e consequentemente as emissões de dióxido de carbono em 12,6 %, obtendo-se um aumento teórico no rendimento global da operação em 9,6% (Cogen, 2011).

A produção separada de vapor apresenta rendimentos na ordem dos 90%, tratando-se de uma das mais eficientes formas de conversão de energia, pelo que a sua substituição pela cogeração apenas pela vertente térmica não trará vantagens de eficiência. A grande vantagem reside então num maior aproveitamento da conversão

da energia primária utilizada na produção de energia elétrica, já que existe a formação de uma grande quantidade de energia (UNEP, 2006).

A produção convencional da energia elétrica apresenta um rendimento aproximado de 49% pois é muito difícil de encontrar nas suas proximidades consumidores de toda a energia térmica gerada, e o distanciamento torna economicamente inviável o seu transporte, ao contrário da eletricidade que pode ser transportada a grandes distâncias em alta e muito alta tensão sem grandes perdas (Silva & Mendonça, 2003).

Por este motivo uma cogeração deve ser dimensionada tendo em conta as necessidades térmicas reais, para não se baixar o rendimento da operação até à eficiência da produção separada de eletricidade.

A cogeração é um processo de produção de energia que suscitou a criação de muita legislação devido à necessidade de definir a sua eficiência mínima para que possa ser considerado geração combinada de energia elétrica e térmica. Para este parâmetro muito importante existem dois indicadores que são as referências para a análise de uma cogeração, o rendimento elétrico equivalente, R.E.E. e a poupança de energia primária, P.E.P.

O R.E.E. permite comparar a eficiência da produção da energia elétrica numa cogeração com a sua produção convencional, através da equação 1.1 (Dec. Lei 313/2001):

$$R.E.E. = \frac{E_e}{E_p - \left(\frac{E_t}{0,9 - 0,2 \frac{E_{pr}}{E_p}} \right)} \quad (1.1)$$

Os índices significam:

E_e - Energia elétrica produzida já descontados os consumos próprios da instalação (MWh)

E_p - Energia primária consumida na operação (MWh)

E_t - Energia térmica recuperada na cogeração (MWh)

E_{pr} - Energia primária consumida na cogeração proveniente de recursos renováveis ou resíduos industriais, agrícolas ou urbanos (MWh)

O R.E.E. de referência para instalações a gás natural é de 55,5%, pois é a melhor eficiência da produção de eletricidade em Portugal, mais concretamente na central termoelétrica de ciclo combinado da Tapada do Outeiro (Cogen, 2011).

O P.E.P. calcula a redução de energia primária consumida numa cogeração em relação à produção separada de energia elétrica e térmica usando rendimentos de referência destas operações, diferenciando também os métodos existentes, segundo a equação 1.2 (Dec. lei 23/2010):

$$P.E.P. = \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{\eta_{t\acute{e}rmico}}{\eta_{ref\acute{e}rmico}} + \frac{\eta_{el\acute{e}trico}}{\eta_{ref\acute{e}trico}} \right)} \right] \quad (1.2)$$

Os índices representam:

$\eta_{t\acute{e}rmico}$ – rendimento térmico da cogeração (%)

$\eta_{ref\acute{e}rmico}$ – rendimento térmico de referência -90 (%)

$\eta_{el\acute{e}trico}$ – rendimento elétrico de referência da cogeração (%)

$\eta_{ref\acute{e}trico}$ – rendimento elétrico de referência para o equipamento instalado na cogeração – 52,5 (%)

A poupança efetiva de energia é obtida então através da comparação dos rendimentos elétricos e térmicos obtidos na cogeração com os rendimentos de referência da produção separada, dependentes do tipo de equipamento utilizados.

Para se considerar cogeração de alta eficiência o P.E.P. de uma instalação tem de ser superior a 10%, se inferior apenas é considerada eficiente, segundo o Decreto-Lei nº 23/2010.

Apenas quando o rendimento global anual de uma cogeração é superior a 75% se considera que toda a eletricidade produzida é proveniente de cogeração, caso contrário a eletricidade produzida será determinada através do rácio energia elétrica produzida/energia térmica útil produzida. Se o rácio não for conhecido pode-se usar valores implícitos constantes no decreto lei acima citado que, no caso dos motores de combustão interna, é de 0,75.

Os sistemas de cogeração também podem ser divididos em dois tipos, consoante a sequência da utilização de energia e o esquema de operação adotado. Num sistema do tipo *topping*, como é o caso em estudo neste trabalho, é gerada energia elétrica logo após a combustão, recorrendo à temperatura máxima possível, enquanto no sistema *bottoming* é produzida energia térmica que será utilizada no processo da fábrica e só depois irá gerar eletricidade. Esta utilização está dependente da prioridade que se atribui à produção de energia elétrica em detrimento da energia térmica, gerando-se no regime *topping* uma maior quantidade de energia elétrica. Na generalidade dos casos o foco está na produção de eletricidade, exceto nas indústrias

onde existe um consumo intensivo de energia térmica a alta temperatura como siderurgias ou indústria petroquímica (Oliveira, Paulos, & Reis, 2003).

As tecnologias utilizadas para a produção simultânea da energia térmica e energia elétrica podem dividir-se em convencionais e emergentes. As convencionais recorrem a turbinas e motores de combustão para a conversão de energia mecânica em elétrica, já nas tecnologias mais recentes são utilizadas microturbinas e pilhas de combustível. No entanto, estas últimas ainda não atingiram um grau de maturidade tecnológica necessário para igualar a capacidade das mais antigas.

2.1.1. Tecnologia Existente

Na fábrica de Leça do Balio da Unicer recorre-se a um motor a gás natural, a funcionar num sistema *topping*. O motor a quatro tempos opera em ciclo Otto, com os seus estágios e respetivos diagramas termodinâmicos representados nas figuras 2.4 e 2.5 respetivamente (Oliveira, Paulos, & Reis, 2003).

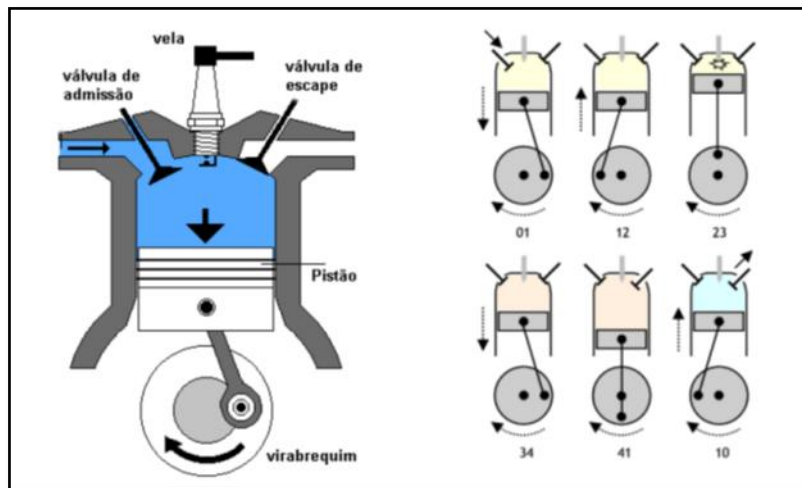


Figura 2.4- Estágios do funcionamento de um motor de explosão

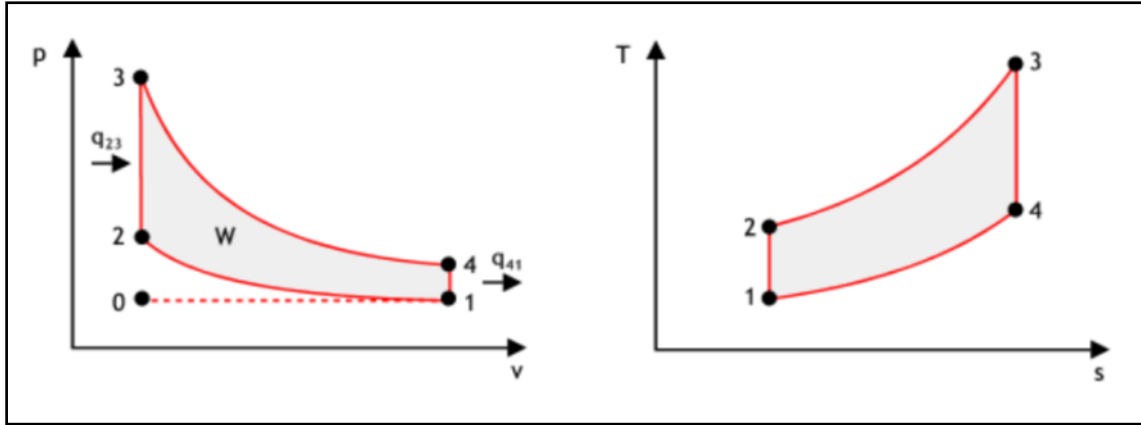


Figura 2.5- Diagrama (P,v) e (T,s) do ciclo de Otto ideal.

Os quatro estágios de um ciclo de Otto contemplam:

- 1-2 Compressão isentrópica da mistura por ação do pistão;
- 2-3 Aumento da pressão na mistura após ignição e explosão, a volume constante;
- 3-4 Expansão isentrópica da mistura devido ao movimento descendente do pistão;
- 4-1 Diminuição da pressão pela libertação dos gases, a volume constante.

A principal característica de um motor a gás é o seu alto desempenho quando as necessidades térmicas são médias, pois o elevado calor libertado na sua combustão pode ser recuperado nos diversos sistemas de refrigeração do motor, resultando em baixas perdas o que representa bons rendimentos de operação (Castro, 2009).

A potência elétrica produzida esperada no motor existente é de 4,23 MW, e para um consumo esperado em gás natural de 10,2 MW é esperado recuperar 2,086 MW nos sistemas de refrigeração sob a forma de água quente, e produção de 2,047 MW de vapor a baixa pressão na caldeira recuperativa através dos gases de exaustão do motor.

2.1.2. Tecnologias Alternativas

As tecnologias convencionais, motor e turbina, continuam a ser as mais fiáveis e sobretudo as que apresentam grande capacidade de produção.

Na figura seguinte, (Castro, 2009), estão demonstradas as principais características de cada uma das tecnologias existentes que serão desenvolvidas nas secções seguintes.

Tecnologia	Turbinas a gás	Motores de explosão a GN	Motores de compressão interna	Turbinas a vapor	Microturbinas	Pilhas de combustível
Rendimento eléctrico	15% - 35%	22% - 40%	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 PV/Pe	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
Investimento (€/kWe)	600 - 800	700 - 1400	700 - 1400	700 - 900	1300 - 2500	> 2500
O&M (€/MWh)	2 - 7	7 - 15	6 - 12	3	10 (estimativa)	2 - 12
Disponibilidade	90% - 98%	92% - 97%	92% - 97%	99%	90% - 98%	> 95%
Revisões (h)	30.000 - 50.000	24.000 - 60.000	25.000 - 30.000	> 50.000	5.000 - 40.000	10.000 - 40.000
Arranque	10 m - 1 h	10 s	10 s	1 h - 1 dia	1 m	3 h - 2 dias
Pressão do combustível (bar)	8 - 35	0,07 - 3,1	< 0,35	NA	3 - 7	0,03 - 3
Combustíveis	GN, biogás, propano	GN, biogás, propano	Diesel, óleo residual	Todos	GN, biogás, propano	Hidrogeneo, GN, propano, metanol
Ruído	Médio	Alto	Alto	Alto	Médio	Baixo
Uso do calor	Água quente, vapor AP e BP	Água quente, vapor BP	Água quente, vapor BP	Vapor AP e BP	Água quente, vapor BP	Água quente, vapor BP
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

Figura 2.6- Características das tecnologias de cogeração

2.1.2.1. Motor Diesel

O motor a Diesel é, tal como o motor a gás, a solução mais usada quando se pretende maximizar o rendimento eléctrico. Neste caso particular a ignição do combustível ocorre por compressão da mistura, não necessitando de faísca. Os quatro estágios do seu funcionamento estão representados na figura 2.6.

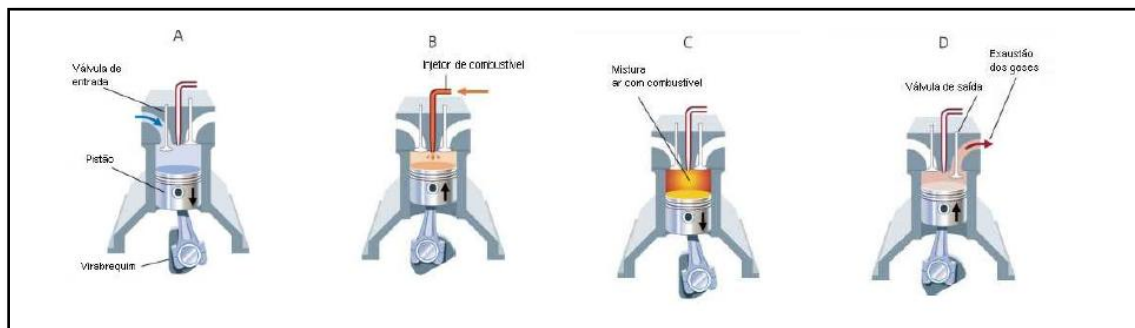


Figura 2.7- Estágios de funcionamento de um motor Diesel.

Verifica-se então que:

- No primeiro estágio (A) entra ar no interior do cilindro através da válvula de entrada;
- No segundo estágio (B) o pistão exerce pressão sobre o ar comprimindo-o, aumentando a temperatura do ar acima dos 700°C;
- O terceiro estágio (C) é onde ocorre a injeção do combustível a alta pressão no interior do cilindro ocorrendo combustão espontânea, empurrando o pistão no sentido inverso;
- Por último os gases resultantes da combustão saem do cilindro por ação do pistão.

Na figura 2.7 apresentam-se os diagramas termodinâmicos que relacionam a pressão em função do volume e a temperatura versus a entropia do sistema para o ciclo Diesel ideal.

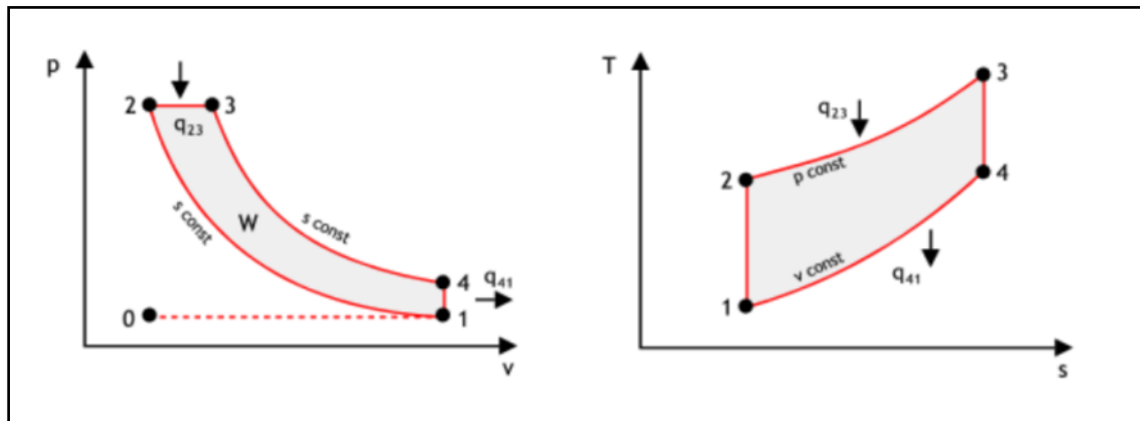


Figura 2.8- Representação dos diagramas (P,v) e (T,s) do ciclo Diesel ideal.

Na mesma figura indicam-se os quatro passos a saber:

- 1-2 Compressão isentrópica do ar no cilindro por ação do pistão;
- 2-3 Injeção do combustível e explosão a pressão constante no cilindro;
- 3-4 Expansão isentrópica dos gases devido ao movimento do pistão;
- 4-1 Libertação dos gases do cilindro a volume constante.

As taxas de compressão no ciclo Diesel são bastante superiores à do ciclo Otto pois no primeiro ciclo apenas o ar é comprimido, permitindo uma maior compressão do que

no ciclo Otto em que a compressão se faz com a mistura ar-combustível (Castro, 2009).

Em comparação com um motor de explosão a gás natural, o motor de ignição por compressão apresenta como vantagem um maior rendimento elétrico, na ordem dos 5%, permitindo projetar instalações numa gama maior de potência elétrica que vai desde 0,015 até 30 MWe. O rendimento térmico é igual para os dois tipos de motor.

As desvantagens são resultantes do combustível utilizado, o que se repercute no preço da operação e nas emissões. Verificam-se aumentos de 14% nas emissões de NO_x e de CO_2 (Castro, 2009).

2.1.2.2. Turbina a gás

Numa turbina a gás a eletricidade gera-se através do movimento das hélices devido à passagem dos gases da combustão realizada numa etapa anterior. No entanto é preciso descontar o trabalho entregue ao compressor do ar utilizado. A energia térmica é obtida pela recuperação dos gases de combustão a 500°C que são libertados da turbina numa caldeira recuperativa ou em permutadores (Castro, 2009).

O esquema das operações realizadas numa turbina e respetivo diagrama termodinâmico são representados nas figuras 2.8 e 2.9.

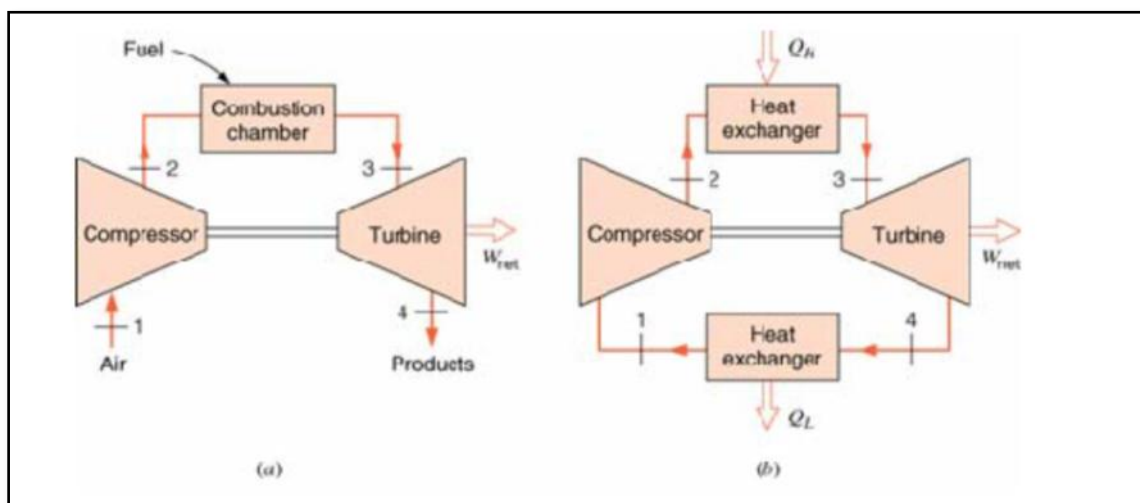


Figura 2.9- Ciclo real aberto (a) e ciclo de Brayton aproximado (b) de uma turbina a gás

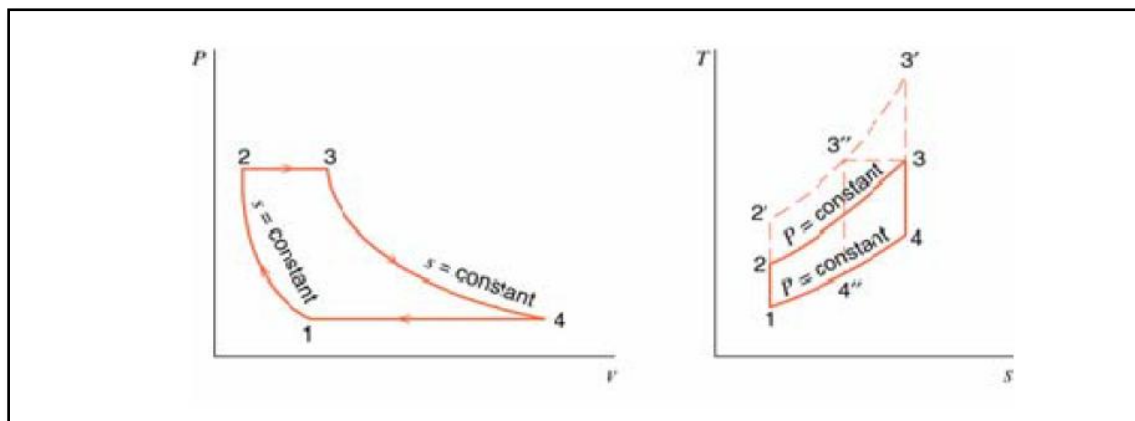


Figura 2.10- Diagramas (P,v) e (T,s) do ciclo de Brayton ideal.

Retira-se então das figuras 2.8 (b) e 2.9 as seguintes etapas no ciclo de Brayton ideal:

- 1-2 Compressão isentrópica do ar;
- 2-3 Adição de calor a pressão constante;
- 3-4 Expansão isentrópica dos gases de combustão na turbina;
- 4-1 Recuperação do calor a pressão constante.

Na realidade, como a compressão e expansão não são isentrópicas, é necessário verificar o trabalho que é realmente fornecido ao compressor e aquele que a turbina realmente produz. Se o ciclo fosse ideal o compressor apenas necessitaria de 2% do trabalho realizado pela turbina quando na realidade este valor ascende a valores entre os 40 a 80% (Castro, 2009).

A turbina a gás apresenta como vantagens uma potência elétrica projetada muito superior à que é possível produzir nos motores de combustão interna, até aos 100 MWe, e um rendimento global superior em 5% à solução estudada neste trabalho bem como um investimento inicial inferior por unidade de potência elétrica produzida (600 a 800 €/MWe).

Como desvantagens o rendimento elétrico é 5% inferior, o tempo de arranque é substancialmente superior, entre 10 minutos e 1 hora, e apresenta também um pior desempenho face a variações das necessidades térmicas, o que é uma realidade na fábrica de Leça do Balio.

2.1.2.3. Turbina a vapor

Neste sistema de cogeração a combustão irá ocorrer numa caldeira, e é o vapor aí produzido a alta pressão que irá mover as pás da turbina realizando trabalho ao veio ao qual se liga a um gerador que transforma em eletricidade por indução. A turbina deverá estar dimensionada para que o vapor à saída ainda possua a pressão necessária de forma a satisfazer os consumos térmicos exigidos pelo processo.

Esta tecnologia opera segundo um ciclo de Rankine, demonstrado na figura seguinte.

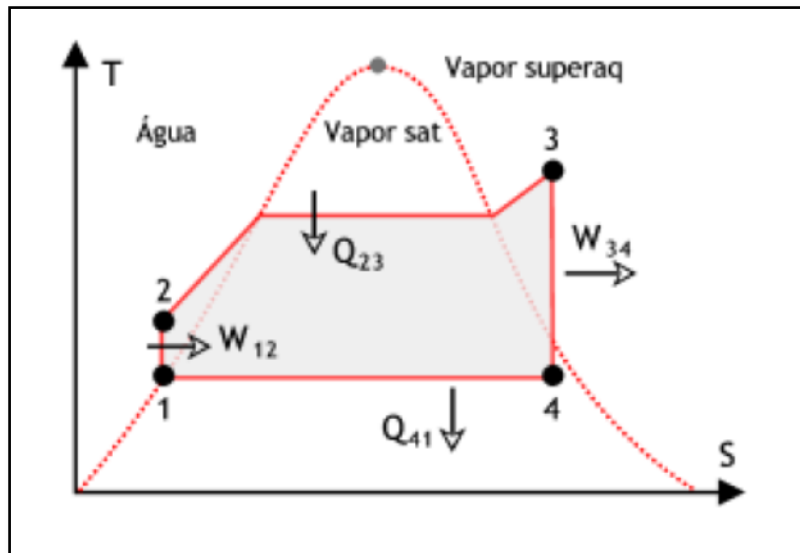


Figura 2.11- Diagrama (T,s) de um ciclo de Rankine ideal.

As etapas que ocorrem neste ciclo ideal são:

- 1-3 Na caldeira a água é convertida a vapor saturado ou até sobreaquecido através de fornecimento de calor e trabalho;
- 3-4 O vapor passa na turbina produzindo energia elétrica, perdendo pressão numa transformação isentrópica;
- 4-1 Nos consumidores o vapor perde calor correspondente ao calor latente de vaporização.

2.2. Central Térmica

A maioria das indústrias apresenta grandes necessidades de energia térmica nos seus processos, recorrendo a equipamentos que preencham esses requisitos. É então estudado para cada caso a maneira e o meio mais eficiente e que apresente menor

custo consoante o tipo das necessidades, em termos de caudal ou temperatura necessárias. Como transportador de energia térmica entre a fonte e os consumidores utiliza-se água, no estado líquido ou como vapor, e óleos térmicos quando são exigidas altas temperaturas.

Recorre-se então à combustão em equipamentos isolados sob pressão para se obter rendimentos de operação muito elevados, entre 85% a 93%. Estes equipamentos denominam-se por geradores de vapor, e podem ser caldeira do tipo tubos de fumo para necessidades mais baixas ou caldeira aquotubular ou turbina para grandes necessidades de vapor da fábrica (Machado, 2012).

Na figura 2.11 apresenta-se um gerador de vapor do tipo tubos de fumo.



Figura 2.12-- Caldeira do tipo tubos de fumo

Os geradores terão de ser acompanhados de sistemas de descalcificação de água para que os problemas de corrosão no circuito sejam praticamente nulos, e para que os rendimentos de vaporização dos geradores sejam os mais altos possíveis, minimizando as purgas (Machado, 2012).

A água alimentada a um gerador de vapor reaproveita o calor sensível contido nos condensados, retornando-os para um tanque aquecido designado por desgasificador que retira gases contidos na água para diminuir efeitos de corrosão nos equipamentos a jusante.

Um outro tipo de gerador de vapor que não recorre à combustão, não sendo autónomo, é a caldeira recuperativa que se limita a aproveitar energia contida em gases de exaustão de um motor ou turbina a altas temperaturas para vaporizar água, funcionando como um permutador de calor.

É com base na potência térmica requerida por uma instalação, soma das necessidades dos consumidores mais as perdas de calor nas tubagens isoladas no acesso aos utilizadores, que se escolhe o tipo de gerador de vapor.

2.2.1. Tecnologia Existente

A central térmica da fábrica de Leça do Balio possui três caldeiras do tipo tubos de fumo da marca *Cerney* com potência térmica de 9,2 MW, caudal máximo de vapor de 15 ton/h e pressão máxima 10 barg cada. Duas das caldeiras estão preparadas para funcionar com uma mistura de combustível de biogás e gás natural, funcionando uma outra apenas a gás natural.

Na figura 2.12 está representado de forma esquemática o funcionamento de uma caldeira do tipo tubos de fumo.

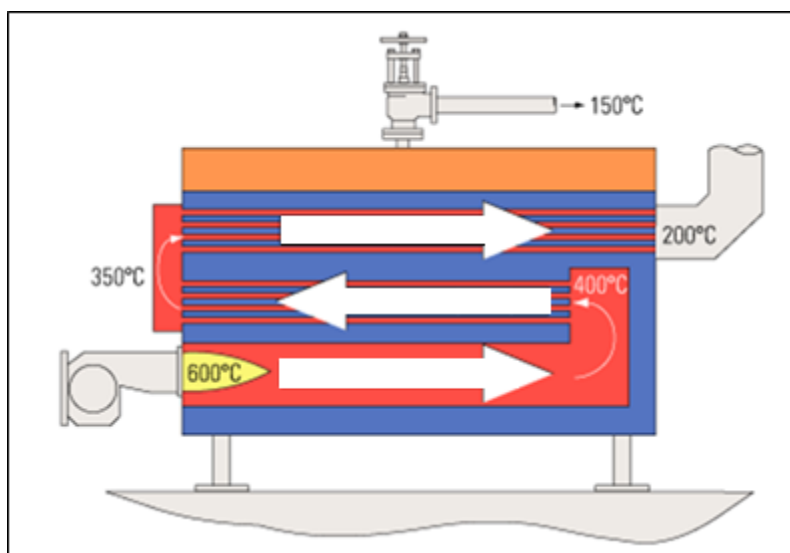


Figura 2.13- Funcionamento de uma caldeira do tipo tubos de fumo

O combustível é injetado juntamente com ar num queimador que maximizará a mistura ao nível molecular aumentando a eficiência da combustão, gerando-se uma chama com 600°C de temperatura aproximadamente. Os gases gerados pela combustão irão percorrer então um circuito dentro de tubos imersos em água, transferindo calor durante a sua passagem. O percurso varia consoante o fabricante, sendo que duas passagens costuma ser o mínimo (Machado, 2012).

A água que se encontra dentro da caldeira será então aquecida, aproximando-se do topo pela diminuição da sua densidade até passar para o estado gasoso, saindo da mesma pela tubagem própria.

Os gases produzidos na combustão abandonam a caldeira ainda com um significativo calor sensível, pelo que normalmente existe acoplado um permutador de calor que retira energia dos gases para aquecer a água de alimentação da caldeira. No entanto esta recuperação fica condicionada pela temperatura dos gases, que não poderá baixar dos 120° C para que não exista a hipótese destes condensarem e provocarem corrosão nos materiais.

2.2.2. Tecnologias alternativas

Os equipamentos alternativos existentes no mercado são normalmente utilizados para potências térmicas muito superiores às da caldeira de tubos de fumo. São elas as caldeiras aquotubulares e a turbina a vapor.

Na caldeira aquotubular o método de funcionamento é o mesmo que na caldeira tubos de fumo, apenas variam a transmissão de calor do interior dos tubos para o exterior, pois os gases de combustão encontram-se no exterior dos tubos.

A turbina a vapor encontra-se explicada neste trabalho na secção 2.1.2.3.

3. Análise e auditoria das centrais

O primeiro passo do trabalho desenvolvido foi analisar os diagramas P&I das duas centrais para poder proceder ao seu estudo. Desta análise foi possível retirar a melhor opção para “separar” as centrais em circuitos mais pequenos, tornando mais visível quais as áreas em sub-rendimento através dos respetivos balanços de energia.

3.1. Cogeração

Numa central de cogeração, onde existem vários circuitos de energia térmica e muitas trocas de calor em permutadores, é importante fazer uma “separação” racional do esquema da central para se ter uma visão muito mais objetiva das perdas por circuitos numa primeira fase, e de seguida chegar ao pormenor das perdas por equipamentos.

Com base no esquema P&I, anexo A1, a central de cogeração foi decomposta em cinco circuitos diferentes, tendo em conta os fluxos de massa e energia existentes, ocorrendo permutas de energia entre eles.

O circuito denominado motor engloba apenas o motor MWM, ocorrendo aí a conversão da energia contida no gás natural para produção da energia elétrica e energia térmica nos gases de combustão. As perdas térmicas e mecânicas consideradas no motor foram as fornecidas pelo fabricante.

O circuito denominado de altas temperaturas consiste na recirculação de 107 m³/h de água glicolada a 30%, que refrigera o motor abandonando-o a aproximadamente 92 °C e que permuta calor com a água quente utilizada na fábrica nos passos da pasteurização da cerveja, através do PP_HT. De seguida é enviada a um aeroarrefecedor para que a sua temperatura não seja superior a 75°C, pois terá de permutar calor com o circuito de óleo, retirando-lhe energia calorífica, retornando de seguida para o motor.

O circuito denominado por baixas temperaturas baseia-se na recirculação de 67 m³/h de água glicolada a 30%, que refrigera o motor e sai deste a 43°C para retornar a 38°C. Esta perda de energia ocorre numa torre de arrefecimento. Como não existe um controlo do caudal e temperaturas deste circuito, foi admitido que esta perda de energia era constante.

O circuito denominado por óleo é o caudal de óleo que é consumido pelo motor e que retira energia do sistema, pois o óleo após utilização está bem mais quente do que quando entra no motor, pelo que é considerado uma perda do processo pois não existe controlo das suas variáveis. Ainda existe uma permuta de calor com o circuito das altas temperaturas antes de ser enviado para os resíduos.

Por fim o circuito da caldeira recuperativa corresponde a todas as trocas de energia dos gases de combustão até serem enviados para a atmosfera a uma temperatura um pouco superior a 120°C. Estas trocas incluem a caldeira recuperativa e o respetivo economizador e ainda uma última cedência de energia para o caudal de água da fábrica utilizada na pasteurização, no economizador 2.

Estas recuperações térmicas tinham de projeto o objetivo de recuperar 2,19 MW de potência térmica para o caudal de água quente da fábrica e 1,81 MW de potência térmica sob a forma de vapor na caldeira recuperativa.

Tratando-se de uma central nova, esperava-se que esta produzisse as respetivas energias elétrica e térmica de acordo com o projetado e que no mínimo o R.E.E. fosse de 70,5%, no entanto o valor do R.E.E. estava bastante abaixo do valor projetado, pelo que o valor pretendido com este trabalho era de 70,5%.

No mês de Junho de 2013 foi possível recolher todos os dados necessários para uma auditoria energética rigorosa à central, anexo A2, pelo que esse mês foi considerado como o mês tipo do funcionamento da cogeração antes do estágio, sendo a base de comparação para as melhorias obtidas nos meses seguintes.

Realizados os respetivos balanços de massa e energia, anexo A3, aos diferentes circuitos foi possível verificar onde existiam as perdas mais consideráveis, demonstradas na figura 3.1.

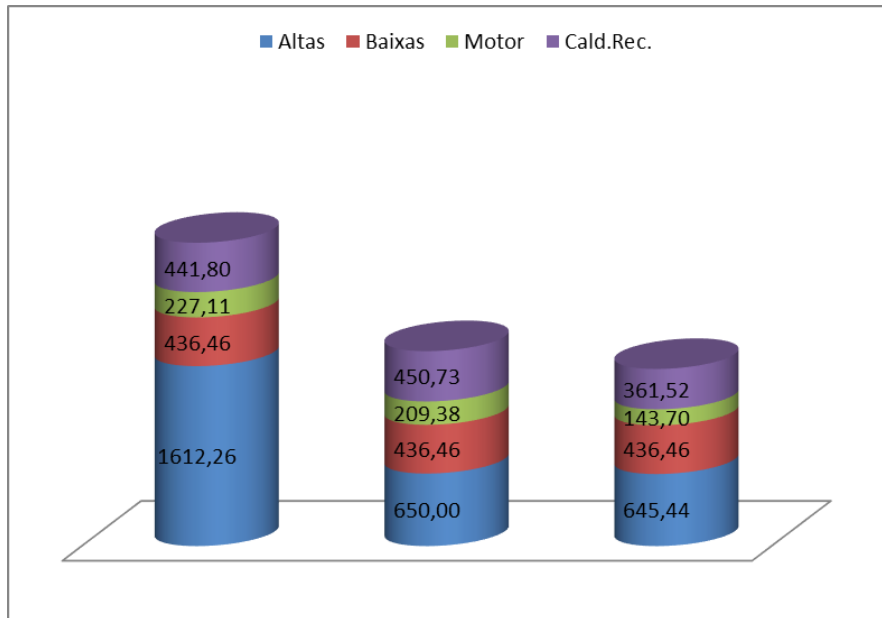


Figura 3.1- Perdas em potência (kW) na cogeração em três diferentes dias

Verifica-se que a maior parte das perdas ocorre no circuito das altas temperaturas, sendo, no mínimo, responsável por quase 50%, seguindo-se o circuito da caldeira recuperativa. O circuito das baixas temperaturas não pode ser contabilizado para o estudo pois não existem medições das pressões nem das temperaturas, pelo que o valor de 436,5 kW é a potência perdida sistematicamente.

Analisando as variáveis retiradas da central no circuito das altas temperaturas os fatores a realçar são a elevada temperatura da água quente quando retorna da pasteurização de volta à cogeração tendo em conta o seu baixo caudal. O caudal de água verificado em Junho foi de 85,17 m³/h, muito abaixo dos 120,9 m³/h projetados para a troca necessária na pasteurização. A temperatura de retorno da água do processo deveria ser de 74 °C e a sua média no mês de Junho foi de 75,5 °C o que obrigou a um sucessivo arrefecimento no aeroarrefecedor. O problema destas duas variáveis é que a sua manipulação está dependente das condições existentes no processo e na fábrica para poderem ser alteradas. A temperatura está dependente do consumo real nos pasteurizadores das linhas de enchimento, pois quanto maior for o consumo nos pasteurizadores menor será a temperatura de retorno para a cogeração. Já o caudal está dependente das bombas existentes que movimentam a água quente da cogeração para as linhas de enchimento.

Na tabela 3.1 comparam-se os valores do desempenho da cogeração em relação com os valores de projeto.

Tabela 3.1- Comparação da performance de Junho com o projetado

Indicadores	Junho	Projeto	Δ
Rendimento Térmico (%)	34,3	40,4	-6,1
Rendimento Elétrico (%)	42,5	41,4	1,1
Rendimento Global (%)	76,8	81,8	-5
R.E.E. (%)	67,6	75,1	-7,5

Conclui-se que as recuperações térmicas eram as principais responsáveis pela má prestação da cogeração pois estavam 6,1% abaixo do esperado, o que se refletia em 5% abaixo do rendimento global e em 7,5% a menos no R.E.E.. O rendimento elétrico apresentou um valor minimamente superior ao esperado em 1,1% pelo consumo do motor ter sido ligeiramente inferior ao esperado.

3.2. Térmica

A central térmica está apetrechada com as mais recentes inovações na recuperação de energia térmica, conforme se atesta no diagrama P&I no anexo B1 através de, por exemplo, o separador *flash* que recupera o vapor *flash* formado nas purgas ou do permutador de calor entre as purgas e a água de *make-up*. No entanto, estes equipamentos não possuem medidores de caudal ou temperatura, pelo que não se pode efetuar a análise ao seu funcionamento. Sendo assim, na central térmica será estudado o seu comportamento global, ou seja, a eficiência com que é produzido vapor tendo em conta a água de *make-up*, o gás natural e biogás consumidos. Serão também analisados os rendimentos separados das três caldeiras existentes de igual capacidade, 15 ton/h a 11 barg cada, com uma eficiência de 95%.

As caldeiras 4 e 5 podem funcionar em regime *bi-fuel*, consumindo biogás e gás natural simultaneamente, enquanto a caldeira 6 apenas funciona a gás natural.

Na central térmica não existe um valor alvo a atingir pese embora se procure sempre ter o melhor rendimento possível pois pequenas reduções percentuais no consumo podem representar muito dinheiro poupado a uma empresa.

Individualizando as caldeiras, estas apresentam rendimentos a trabalhar em contínuo a plena carga superiores a 90%. No entanto, estas condições ideais para o seu funcionamento podem não ocorrer no dia-a-dia de uma empresa, o que baixa o seu rendimento.

A auditoria à central térmica foi iniciada em Julho, pelo que o seu desempenho nesse mês foi considerado como referência para o resto do trabalho.

Através dos dados recolhidos, anexo B2, e com os balanços de massa e energia à instalação, anexo B3, foi possível chegar aos valores demonstrados nas figuras 3.2, 3.3 e 3.4. tal como demonstrados no anexo B4.

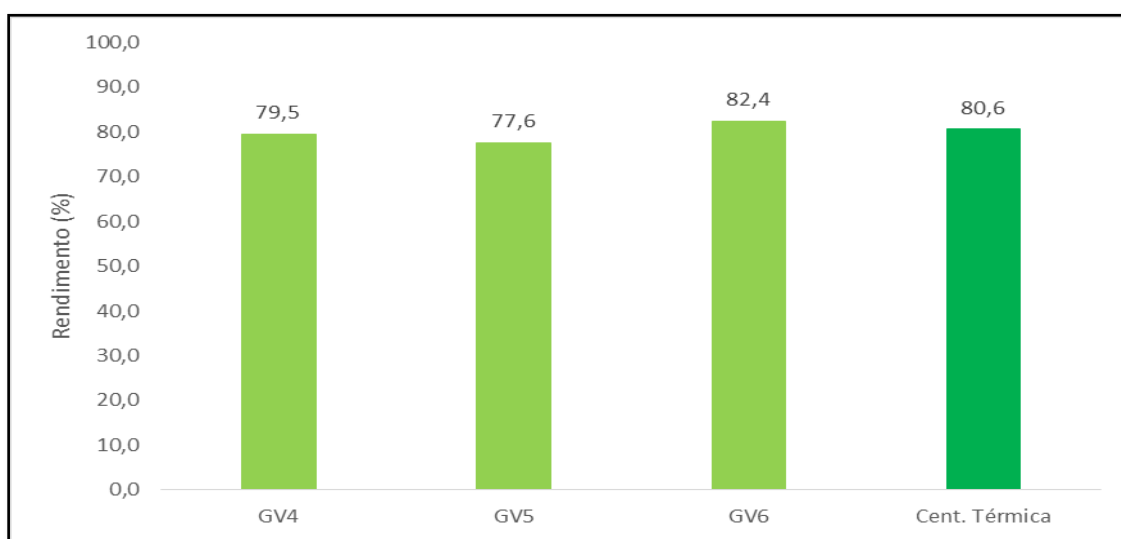


Figura 3.2- Rendimentos das três caldeiras e média ponderada relativos ao mês de Julho de 2013.

Verifica-se que os rendimentos das caldeiras são próximos dos 80%, sendo o rendimento maior o da caldeira 6, 82,4% que funciona apenas com gás natural.

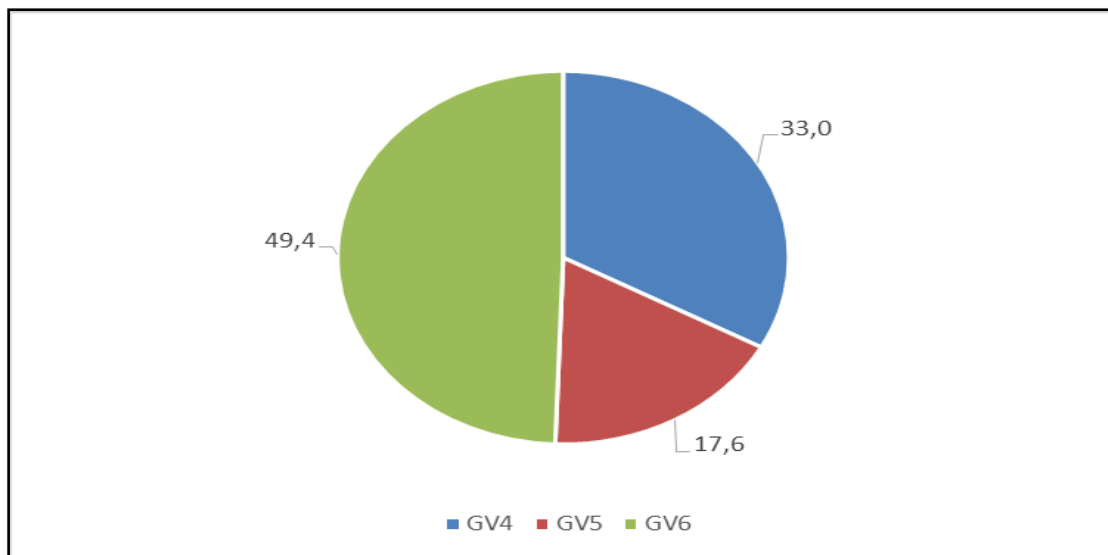


Figura 3.3- Percentagens de vapor produzido em cada caldeira relativos ao mês de Julho de 2013.

Como os resultados dos rendimentos foram concordantes com as quantidades de vapor produzidos, mostrou-se importante estabelecer a relação entre a produção de vapor e o rendimento da caldeira. O rendimento médio global da central foi de 80,6% devido à grande produção da caldeira 6, que perfaz 49,4% do total do vapor produzido.

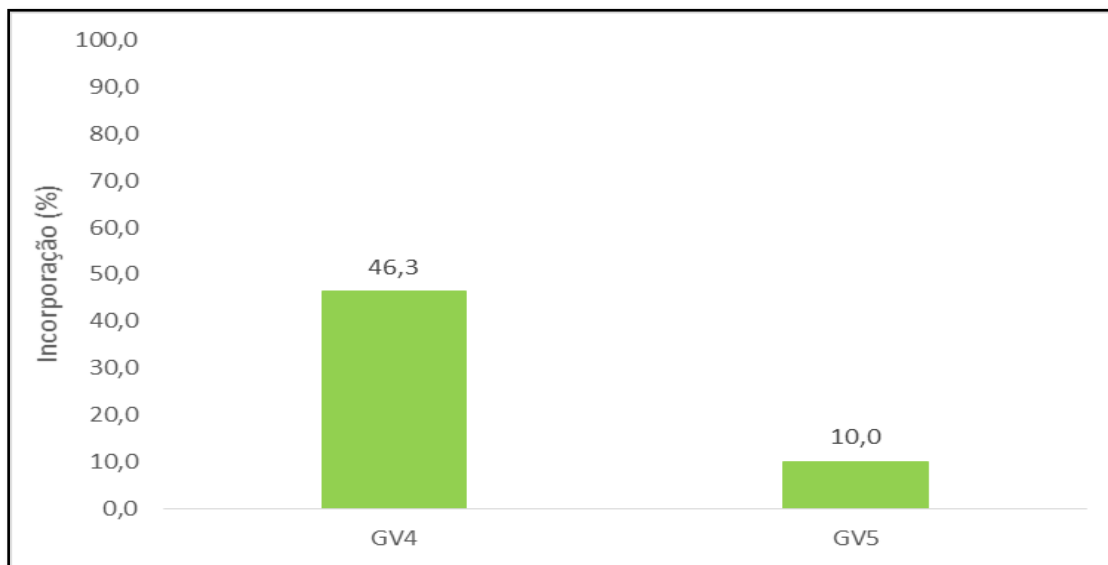


Figura 3.4- Taxas de incorporação da energia de biogás na energia global relativos ao mês de Julho de 2013.

As caldeiras *bi-fuel* apresentam eficiências inferiores ao gerador de vapor 6, levando a questionar o efeito do biogás no rendimento. No mês de Julho a caldeira 4 apresenta uma taxa de incorporação de biogás significativamente superior à caldeira 5, aproximadamente 4,6 vezes mais, mas como a sua produção foi também muito superior não se podem tirar já algumas indicações.

A central parece sobredimensionada em termos de potência para as necessidades da fábrica, o que se reflete no seu rendimento. Uma caldeira sem estar a plena carga é suficiente para as necessidades da fábrica. Quando a cogeração se encontra a funcionar, garante aproximadamente 3 ton/h de vapor, pelo que as outras caldeiras se encontram em funcionamento de *backup*, mas em condições para arrancar se necessário, o que significa consumo de energia sem produção efetiva.

4. Otimização e Resultados

Após a primeira auditoria retiraram-se algumas indicações iniciais que levaram à implementação de medidas, que serão de seguida apresentadas, tal como os respetivos impactos no funcionamento das centrais.

4.1. Central de cogeração

Para uma melhor compreensão a otimização e resultados na cogeração serão apresentados pelos diferentes tipos de energia recuperada.

4.1.1. Recuperação térmica em água quente

Como já foi referido, no início do estágio a eficiência das recuperações térmicas estavam aquém das projetadas, e algumas razões tinham já sido apontadas.

As medidas tomadas para tentar resolver esses problemas vão ser descritas após a figura 4.1 que demonstra a evolução da potência recuperada pela água de pasteurização nos dois permutadores durante o estágio.

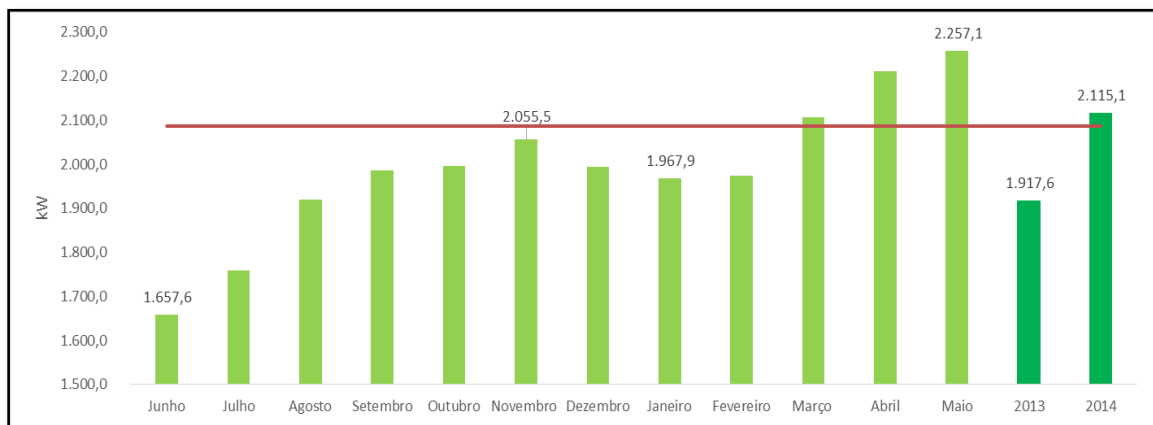


Figura 4.1- Evolução da potência térmica recuperada sob a forma de água quente durante o período de estágio.

Como fica demonstrado na figura 4.1, existiu um aumento muito significativo na potência térmica recuperada ao longo do período de tempo do estágio. No início do

estágio as recuperações apresentavam um déficit de aproximadamente 440 kW, 21% abaixo do projetado. No último mês contabilizado do estágio o valor da recuperação atingiu os 2257 kW, um aumento de 36% face ao valor inicial e mais 7,5% do que o valor projetado.

O ano de 2014 dá resultados seguros de que as recuperações estão definitivamente otimizadas, apresentando uma média igual à esperada.

As modificações adotadas estão relacionadas com os problemas verificados com as condições de retorno do caudal de água de pasteurização.

A temperatura de retorno para a cogeração estava elevada, pelo que esta foi inteiramente direcionada para um sistema de permutadores já existentes à entrada da cogeração, o que permitiu baixar o máximo possível a sua temperatura. A temperatura baixou alguns graus Celsius, como se constata no anexo A2, maximizando a recuperação de energia com o circuito de refrigeração das altas temperaturas no PP_HT.

Existia também uma válvula de três vias que estava a fazer uma percentagem significativa de *bypass* à passagem do circuito de altas temperaturas no permutador com a água quente da pasteurização. Este *bypass* estava a fornecer energia térmica ao aeroarrefecedor para aí ser dissipada, pelo que os parâmetros da válvula foram modificados para minimizar o *bypass*. Estas medidas incrementaram a recuperação térmica registada desde Agosto, aproximadamente 350 kW, representando um aumento de 21.7%.

O caudal da água de pasteurização estava longe do ideal, mas as bombas existentes não permitiam o seu aumento. Numa das paragens da fábrica de Leça do Balio procedeu-se à substituição das mesmas para bombas de maior potência e caudal, pelo que foi preciso adicionar água ao circuito fechado levando ao aumento do caudal existente, como se verifica no anexo A2, o que foi responsável pelo aumento registado desde Março. A potência térmica aumentou cerca de 200 kW, o que representou 10% de acréscimo, ultrapassando o valor projetado.

Para uma análise mais pormenorizada ao circuito seguem as figuras que demonstram o funcionamento do permutador PP_HT.

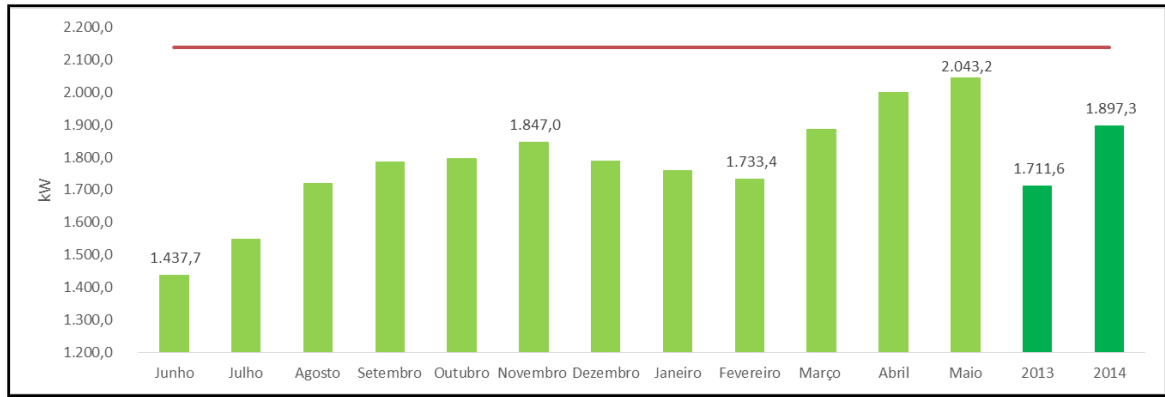


Figura 4.2- Potência térmica recuperada no PP_HT durante o período de estágio.

A evolução da potência recuperada é muito semelhante à já apresentada para o global das recuperações térmicas. As medidas tomadas incidiram sobretudo nas condições do caudal de entrada no PP_HT, e fica comprovado que se mostraram acertadas. Observou-se um aumento aproximado de 42% do valor do primeiro para o último mês do estágio, e um aumento na média anual de 10,8%. Ainda assim, a média de 2014 é apenas 88% do projetado o que, levando em conta os valores finais da potência recuperada em água quente, pode indiciar que o permutador está um pouco sobredimensionado.

Na figura 4.3 está representado o rendimento do PP_HT, através da energia cedida pelo circuito das altas temperaturas e o calor recuperado pela água quente.

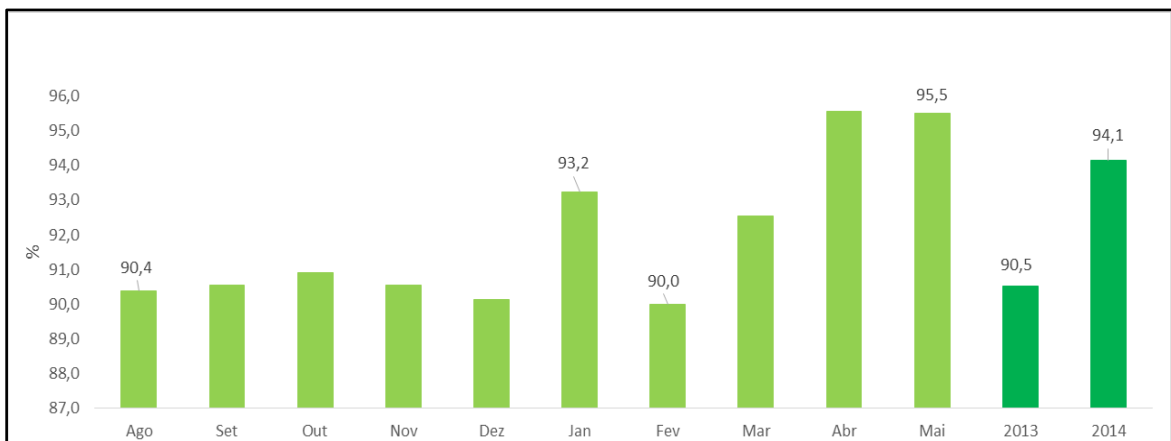


Figura 4.3- Rendimento do PP_HT durante o período de estágio.

O rendimento do permutador de placas destinado à recuperação da energia térmica revelou-se sempre elevado e as alterações ao longo do tempo aumentaram o mesmo.

O menor rendimento inicial pode ser explicado pela grande diferença entre o calor trocado e a capacidade do permutador, pelo caudal baixo e respetivo défice de turbulência no interior do permutador que inibe a permuta de calor. Um facto que o comprova é que quando se aumentou o caudal da água quente da pasteurização para valores próximos dos usados no seu dimensionamento, a eficiência teve um acréscimo de 3,6% em comparação com a média do ano de 2013, situando-se já nuns muito satisfatórios 94,1%.

Para o outro componente da recuperação térmica em água quente, o economizador 2, é demonstrado o seu desempenho através da figura 4.4.

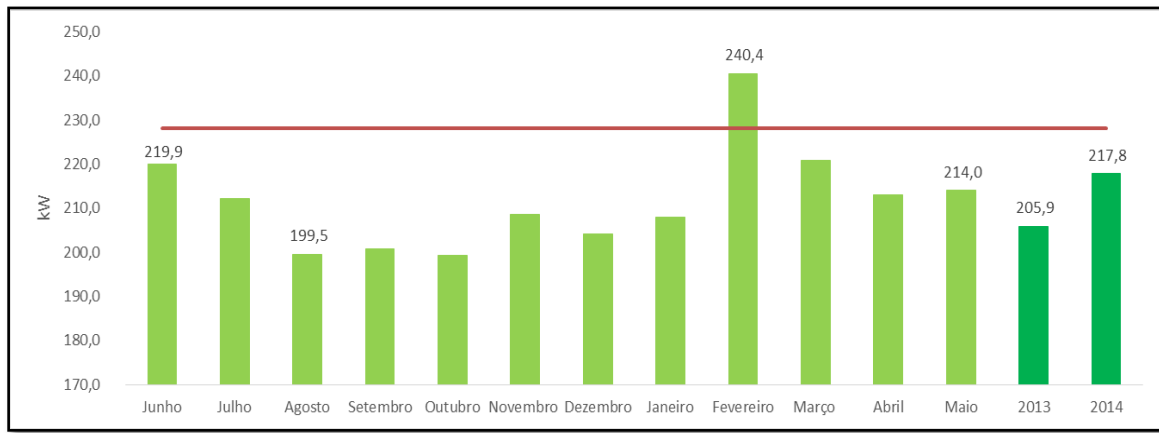


Figura 4.4- Potência térmica recuperada no economizador 2 durante o período de estágio.

Estando situado após o PP_HT é de esperar que a variação no seu rendimento seja a inversa do PP_HT devido às restrições que as temperaturas das correntes à sua entrada implicam já que, se a água quente recebe mais calor no PP_HT, menor será o seu potencial para aquecer no ECO2 face aos níveis térmicos dos gases de exaustão. No início do estágio e num mês em que a recuperação térmica no PP_HT foi baixa, o economizador teve os seus melhores desempenhos, chegando a ultrapassar a potência projetada em 5,4%. No geral registou-se mesmo um aumento de 5,9% entre as médias dos dois anos.

4.1.2. Recuperação térmica sob a forma de vapor

A caldeira recuperativa não apresentou resultados satisfatórios aquando da auditoria, e as razões apontavam para as grandes variações na condutividade elétrica das

purgas e o muito calor sentido nas suas portas poder indicar perdas excessivas sobretudo por radiação.

A figura 4.5 representa a potência térmica recuperada na caldeira recuperativa e economizador 1.

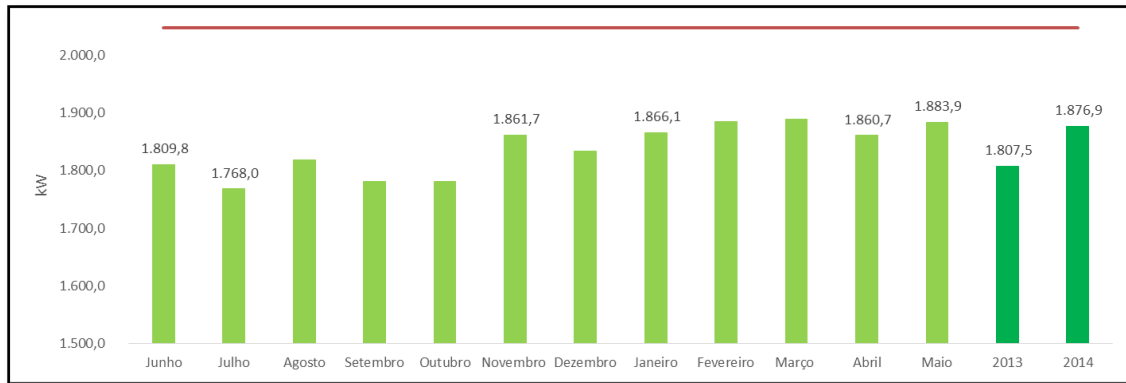


Figura 4.5- Variação da potência térmica recuperada na caldeira recuperativa e economizador 1 durante o período de estágio.

Ao contrário da energia recuperada na forma de água quente, na energia sob a forma de vapor não existe um aumento tão significativo tanto mais que o valor de 2047 kW projetado nunca foi atingido no decorrer do estágio. No entanto, existe um acréscimo de 69,4 kW, que representa 3,8% de aumento desde o início. Ainda assim, continua a cumprir apenas 83% do projetado, faltando ainda 170 kW para alcançar o valor de projeto.

Apesar das variações na condutividade, esta manteve-se sempre dentro dos limites da especificação pelo que não terá sido a responsável pelo baixo rendimento.

Na sala da caldeira era fácil de perceber que as portas da caldeira não estavam bem isoladas. Este problema foi solucionado pelo fornecedor do equipamento no mês de Outubro, pelo que o aumento registado em Novembro é efeito do melhor isolamento e resultou numa recuperação de aproximadamente 60 kW, que representa 3,3% de acréscimo.

Outro problema detetado resultou de uma análise ambiental aos gases de combustão à saída da chaminé. A sua temperatura era superior à temperatura registada após o ECO₂, o que evidenciava que existia um *bypass* à caldeira recuperativa. A manutenção à válvula de três vias posicionada à entrada da caldeira recuperativa foi efetuada em Janeiro, pelo que o ligeiro aumento de 20 kW registado nos meses

seguintes é resultado do menor *bypass*. Ainda assim este aumento de 1,07% parece curto, o que poderá indicar que a válvula continua a não vedar totalmente.

Uma variável da caldeira que está dependente do modo de funcionamento da cogeração é o número de paragens. Um estudo efetuado à quantidade de vapor produzido pela caldeira recuperativa no período imediato ao arranque, anexo C, indicou que esta demora em média 42 minutos até atingir o vapor produzido em média nesse dia. Cada paragem tem como consequência um decréscimo de 64 kW na potência térmica recuperada do dia, pelo que nos meses em que a cogeração para diariamente terá uma potência média recuperada inferior à registada nos meses em que esta apenas tem uma paragem planeada por semana, o que indica que se deve optar sempre que possível por realizar o menor número de paragens possíveis, para se obter o máximo de energia recuperada na caldeira recuperativa.

Separando agora a potência recuperada em caldeira recuperativa e economizador 1 pode-se observar os seguintes resultados.

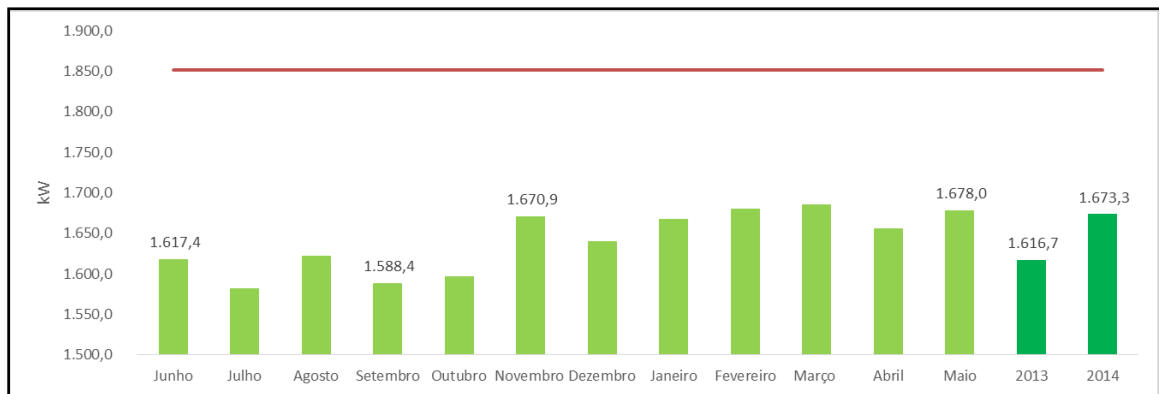


Figura 4.6- Evolução da potência térmica recuperada na caldeira recuperativa durante o período de estágio.

Existe sempre uma distância considerável em relação à potência térmica de projeto da caldeira, entre um máximo de 13% e 9% para o início e fim do estágio, registando-se assim um ganho de 4% na eficiência da caldeira após a melhor isolamento das suas portas e da manutenção à válvula de três vias na entrada dos gases.

Foi realizado um teste para tentar aumentar a eficiência da caldeira através da diminuição da temperatura da água de alimentação em cerca de 10°C. No entanto, após algumas horas de teste não se constatou um aumento da potência recuperada.

Já em relação ao economizador 1, que pré-aquece a água de alimentação à caldeira, a figura 4.7 pretende esclarecer o seu funcionamento.

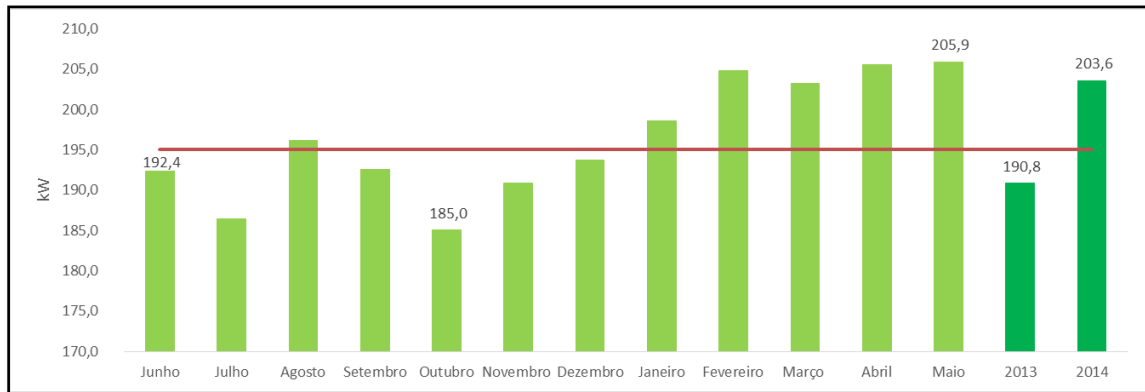


Figura 4.7- Potência térmica recuperada no economizador 1 durante o período de estágio.

Como se observa no gráfico existe uma pequena variação na potência recuperada, e que em vários meses excede até a potência projetada para este permutador. O pior resultado verificou-se em Outubro, estando a fornecer 95% do projetado. No entanto a média em 2014 foi 4,4% superior.

4.1.3. Consumo de gás natural

Apesar de não poder ser controlado, é importante acompanhar o consumo de gás natural pois pode estar a ser dissipada energia em excesso sem benefício das recuperações. Este valor é particularmente sensível para os rendimentos da cogeração.

A figura seguinte retrata a sua variação com o tempo.

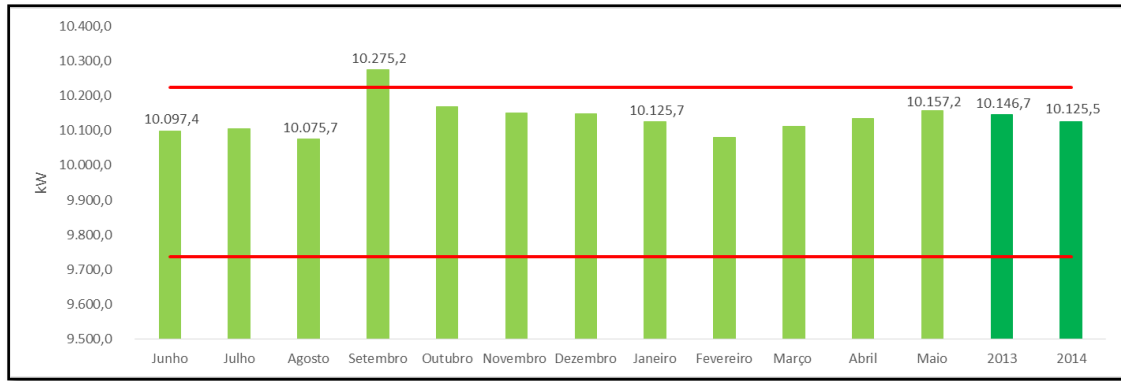


Figura 4.8- Variação da potência consumida de gás natural no motor MWM durante o período de estágio.

Excluindo o mês de Setembro, o consumo de gás natural manteve-se dentro dos valores fornecidos pelo construtor, no entanto próximos do seu consumo máximo esperado. Podemos então retirar deste facto que a energia disponível na cogeração é praticamente a mesma, pelo que os aumentos nas recuperações são resultado de uma melhoria nas condições existentes e um aumento das eficiências dos seus componentes.

4.1.4. Produção de Eletricidade

Não tendo o objetivo do trabalho centrado na produção de eletricidade, porque depende mais de um estudo da vertente mecânica do motor, é importante seguir os seus resultados pois irão interferir nos rendimentos elétrico, global e elétrico equivalente da central.

A figura 4.9 ilustra a potência elétrica ativa do motor.

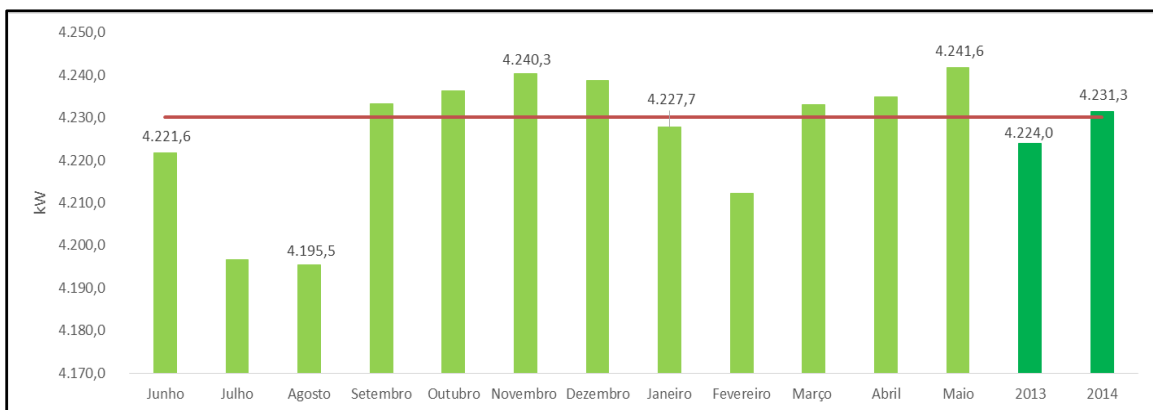


Figura 4.9- Potência elétrica ativa produzida no motor MWM durante o período de estágio.

Pode-se observar que tirando poucas exceções, a potência ativa foi superior à do projeto. No entanto, os três meses em que a produção foi inferior terão resultado em R.E.E. mais baixos, mesmo tendo em conta que as oscilações na potência produzida são inferiores a 1%.

Para este valor não estão só contabilizadas as ineficiências do alternador, como também os autoconsumos da central, que serão de seguida demonstrados.

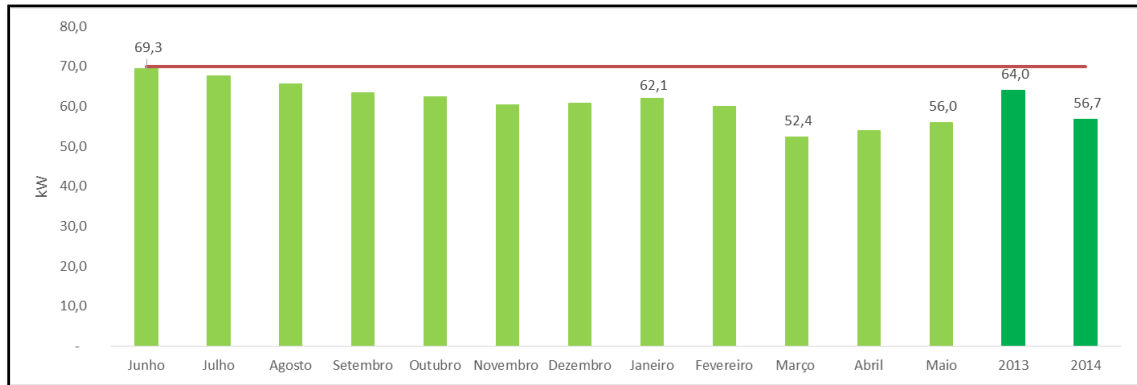


Figura 4.10- Potência consumida nos auxiliares da central de cogeração durante o período de estágio.

Constata-se que existe uma gradual diminuição dos consumos nos auxiliares da central de cogeração, devido à diminuição da utilização dos aeroarrefecedores, pela medida implementada na válvula de três vias à entrada do PP_HT. A diminuição entre as médias dos dois anos foi de 11,4%, passando a estar 19% abaixo do valor projetado.

4.1.5. Rendimentos da central

Após se ter dado a conhecer as medidas tomadas e os seus resultados em termos de potências elétricas e térmicas produzidas, chegou a altura de se verificar os vários rendimentos que se podem determinar de uma central de cogeração.

Auditoria Energética às Unidades de Cogeração e Central Térmica

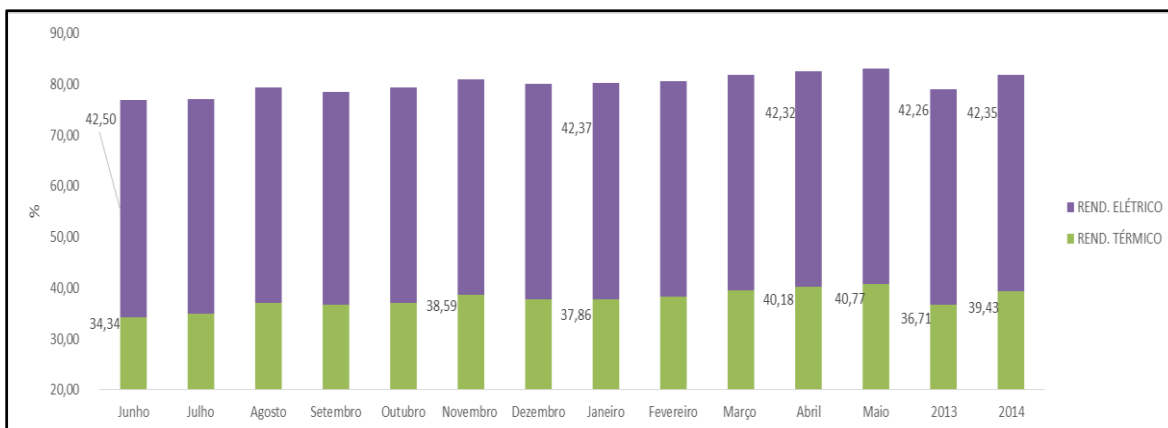


Figura 4.11- Rendimentos da central de cogeração durante o período de estágio.

O rendimento elétrico apresenta variações de décimas, mantendo-se nos 42%, resultantes das diminuições nos consumos dos auxiliares e no consumo de gás natural pelo motor.

O rendimento térmico apresenta um aumento de 5,1% se se comparar a média de 2014 com a referência do mês de Junho, muito devido aos bons resultados das recuperações térmicas em água quente.

O rendimento global teve um acréscimo de 4,4% beneficiando do aumento do rendimento térmico.

Já em relação ao R.E.E. que foi projetado para 75,5% mas que se fixou nos 70,5% como objetivo deste estágio devido ao mau arranque da central, teve os seguintes resultados.

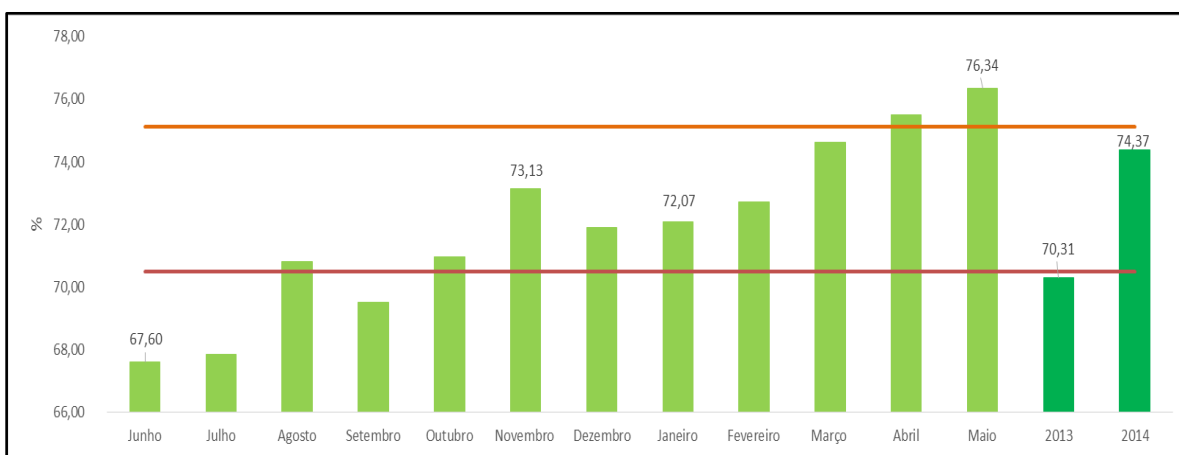


Figura 4.12- Resultados verificados do rendimento elétrico equivalente durante o período de estágio.

Como se observa pela figura 4.12, no início do trabalho o R.E.E. obtido era de 67,6%, e que desde Junho de 2013 com o grande aumento nas recuperações térmicas de água quente o seu valor foi sempre superior ao de objetivo. O valor máximo alcançado foi de 76,3%, tornando-se superior ao projetado. Em relação às médias anuais, registou-se um aumento significativo de 4%.

Na variável que compara as poupanças de energia para as produções separadas de energia elétrica e térmica constata-se que:

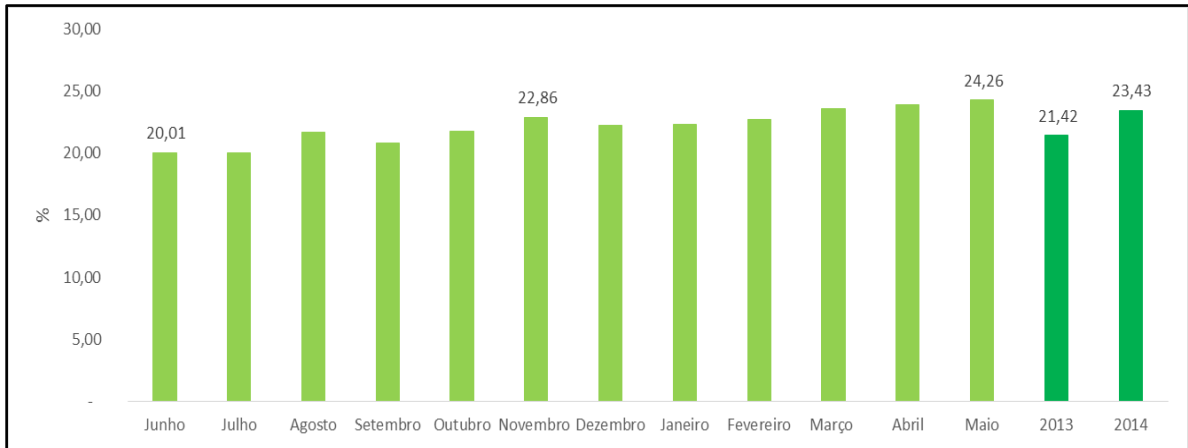


Figura 4.13- Poupança de energia primária com a cogeração durante o período de estágio.

Todas as alterações sofridas pela cogeração aumentaram o P.E.P. em 4,2%, indicando que a cogeração de Leça do Balio poupou 24,26% em energia durante o mês de Maio de 2014 se estivesse a produzir as duas quantidades de energia térmica e elétrica em separado, sendo este o valor a esperar para o futuro.

4.2. Central térmica

O estudo da otimização da central térmica centrou-se no aumento da eficiência individual das caldeiras, que serviria para aumentar a eficiência da central térmica.

Da auditoria surgiu o interesse em estudar a relação entre o rendimento e a quantidade de vapor produzido e para as caldeiras 4 e 5 o efeito na eficiência da incorporação de biogás.

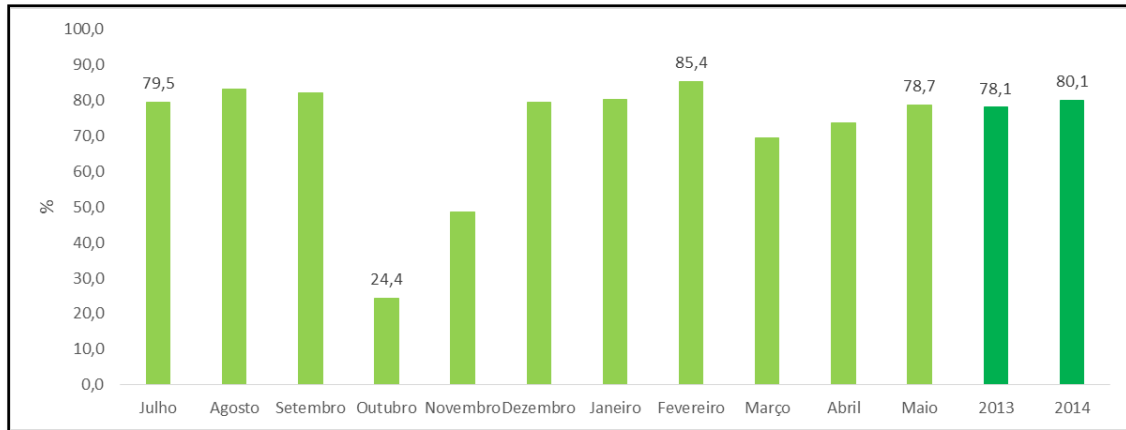


Figura 4.14- Eficiência da caldeira 4 durante o período de estágio.

A caldeira 4 apresenta oscilações no rendimento relacionadas com a quantidade de vapor produzido e tempo em *standby*. Nos últimos meses de estágio alternou a maior parte da produção com o gerador de vapor 5, estando menos tempo em *standby* que no início do trabalho, o que favoreceu a eficiência com um aumento de 2%.

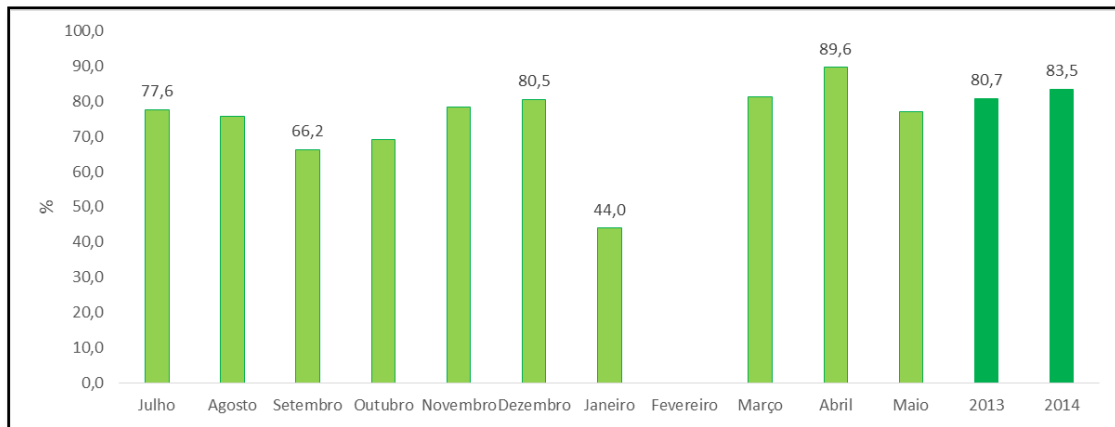


Figura 4.15- Eficiência da caldeira 5 durante o período de estágio.

Na caldeira 5 ocorreram variações resultantes da energia produzida, registando-se um grande aumento de produção nos últimos meses através de uma maior incorporação de biogás. O aumento de produção resultou no aumento de 2,8% na sua eficiência final.

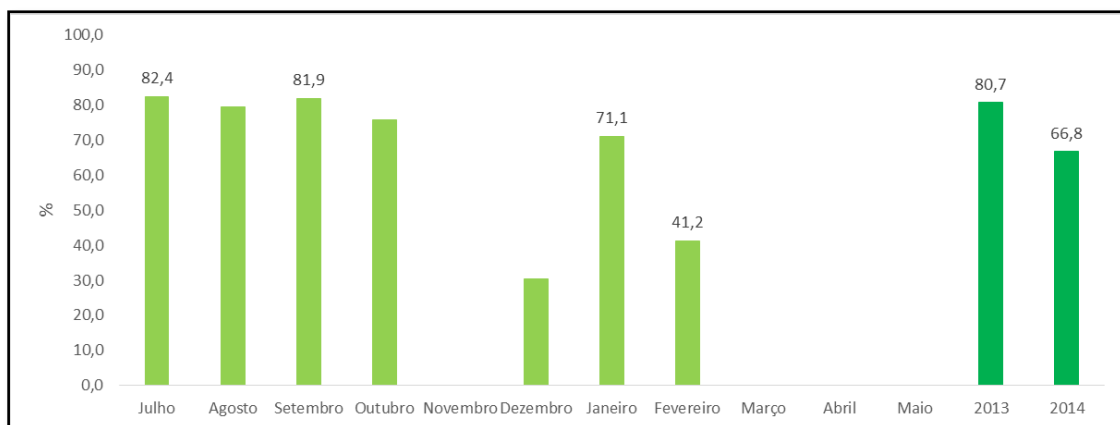


Figura 4.16- Eficiência da caldeira 6 durante o período de estágio.

A caldeira 6 era a que apresentava um maior rendimento em virtude de ser a que menos tempo passava em *standby* nos meses iniciais do trabalho. Desde Novembro que passou a estar quase permanentemente em *standby* para maximizar o consumo de biogás nas caldeiras 4 e 5, efeito este que causou uma grande diminuição no seu rendimento.

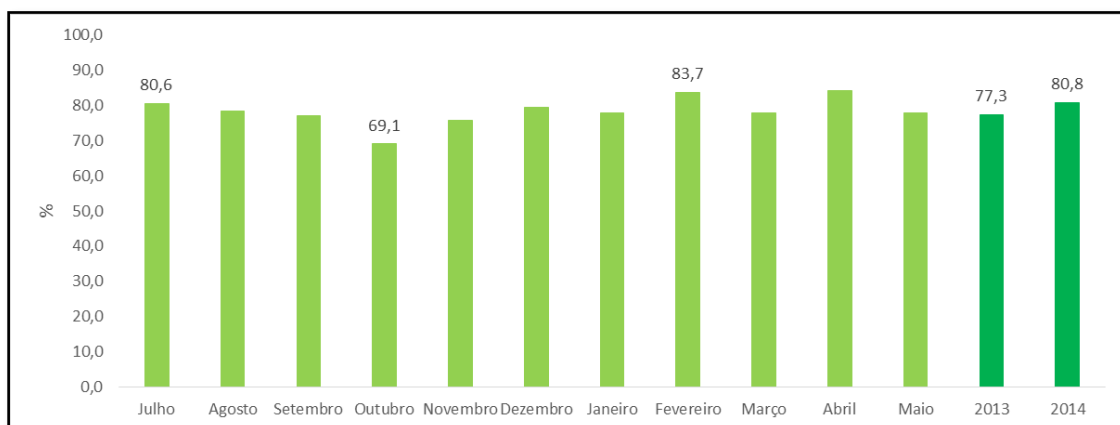


Figura 4.17- Rendimento da central térmica durante o período de estágio.

Dos resultados apresentados verifica-se que a máxima eficiência foi de 83,7%, o que para as condições industriais é muito satisfatório. No entanto as médias para o ano de 2013 e 2014 são significativamente inferiores, tendo-se registado no entanto um aumento na eficiência de 3,5%. Este acréscimo deve-se à mudança no tipo de funcionamento da central, através da diminuição do tempo de caldeiras em *standby*. Em Outubro o desempenho foi abaixo do esperado, 69,1%, mas que é explicado pela clara menor produção de vapor.

4.2.1. Efeito da energia produzida

Da auditoria realizada em Julho ressaltou a possibilidade da energia produzida ser um fator preponderante na eficiência dos geradores de vapor. Os resultados deste estudo às três diferentes caldeiras são demonstrados de seguida.

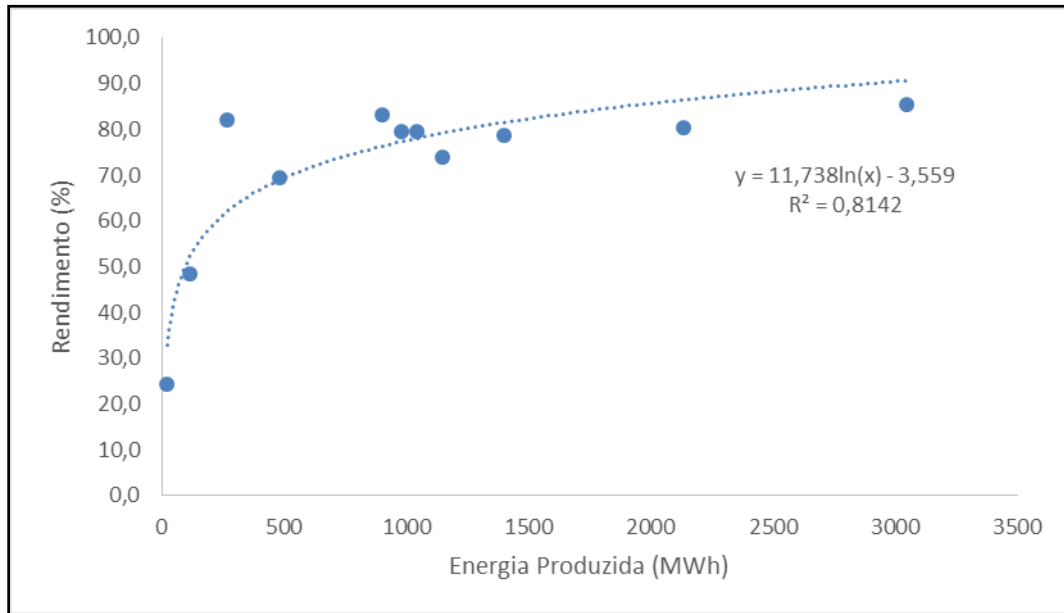


Figura 4.18- Relação entre a energia produzida e a eficiência da caldeira 4

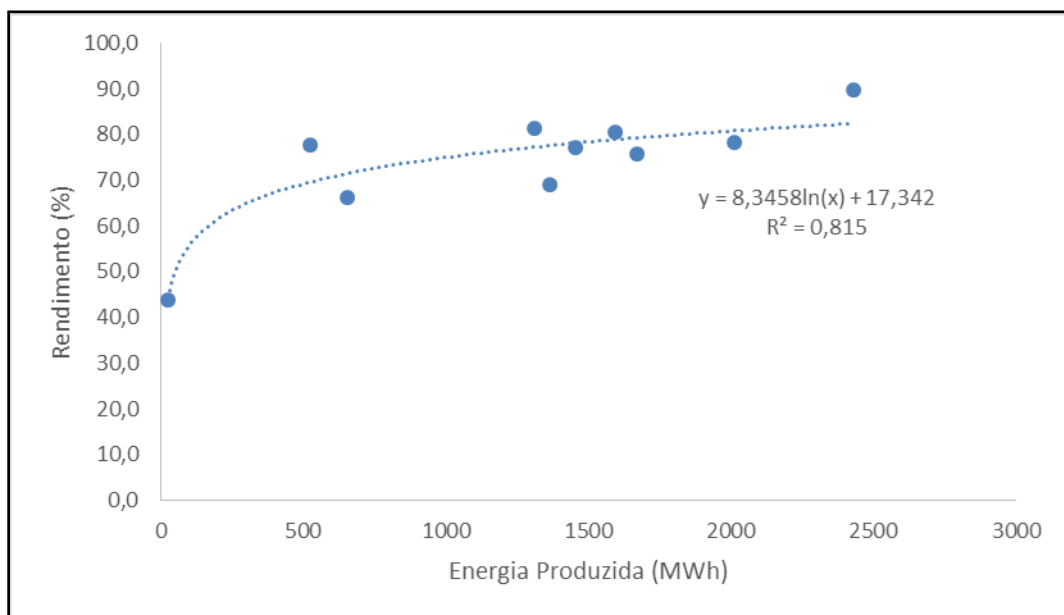


Figura 4.19- Relação entre a energia produzida e a eficiência da caldeira 5

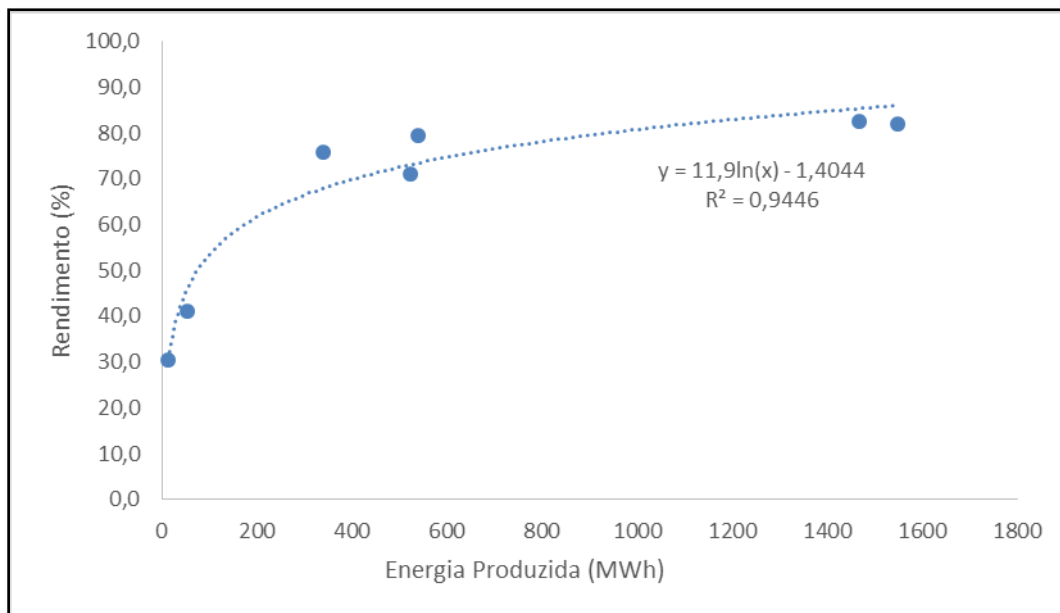


Figura 4.20- Efeito da energia produzida na eficiência da caldeira 6

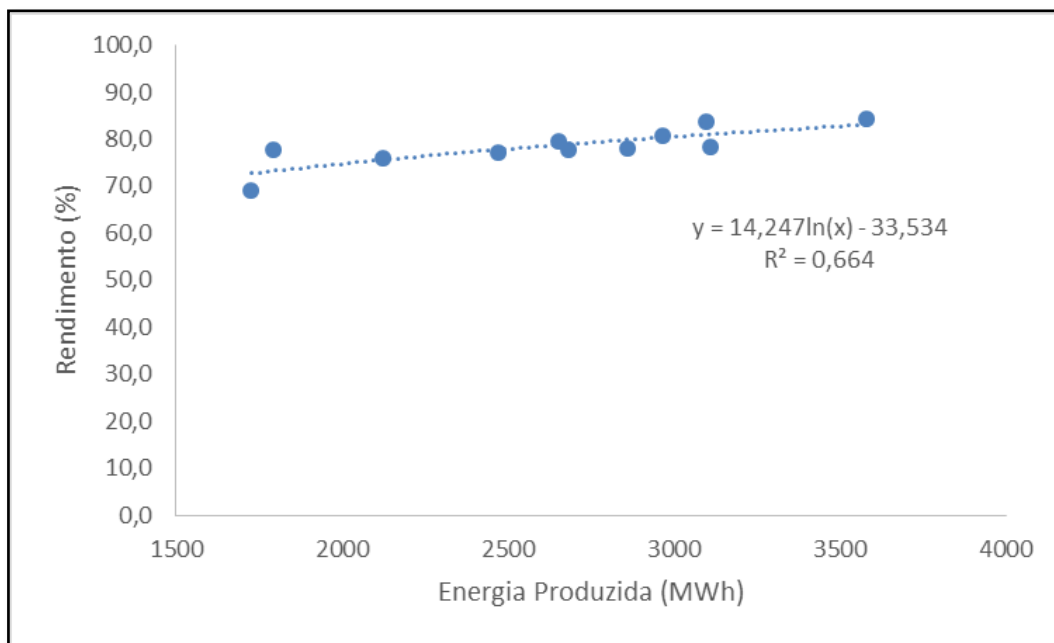


Figura 4.21- Relação entre a energia produzida e a eficiência da central térmica

Ao observar as figuras 4.19, 4.20 e 4.21 ressalta uma clara relação entre o rendimento e a energia produzida. As correlações são elevadas para o estudo em causa e todas as variáveis que podem interferir, sendo bastante elevada na caldeira 6.

Se para as caldeiras 4 e 6, a energia que é necessária produzir para se obter um rendimento superior aos 80% ronda os 1000 MWh, no caso da caldeira 5 parece necessário produzir perto de 2000 MWh, o que a torna a caldeira menos eficiente das 3 dado que esse valor é elevado para as necessidades da fábrica.

Fica claro então que, dado a grande capacidade das caldeiras, as suas produções são baixas, prejudicando inequivocamente os seus rendimentos.

No entanto é possível tirar conclusões quanto à melhoria deste parâmetro com as alterações levadas a cabo durante o trabalho, através da figura 4.22.

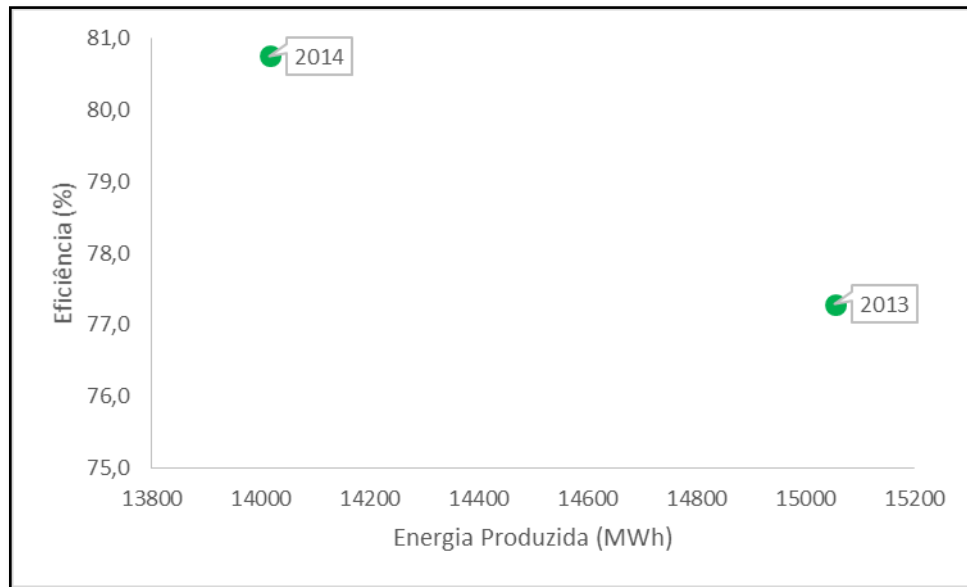


Figura 4.22- Relação entre a energia produzida e a eficiência da central.

Como se comprova pela figura, o efeito da energia produzida foi amenizado com as alterações no funcionamento da central térmica pois esta apresenta uma maior eficiência em 2014 para uma menor energia produzida, quando comparada ao ano de 2013.

4.2.2. Efeito da incorporação de biogás

É muito importante realizar um estudo ao efeito do consumo de biogás nas caldeiras pois apesar de diminuir os custos da operação por baixar a aquisição de gás natural, é necessário saber se diminui a eficiência das caldeiras e se tal se verificar, se compensa a sua incorporação, anexo B.

Para minimizar os erros quanto à percentagem de metano e etano no biogás e respetivo poder calorífico, assumiu-se um PCI fixo de 7,5 kW·h/Nm³ para os cálculos efetuados à energia consumida em biogás.

De seguida estão expostos os resultados dos estudos à incorporação de biogás.

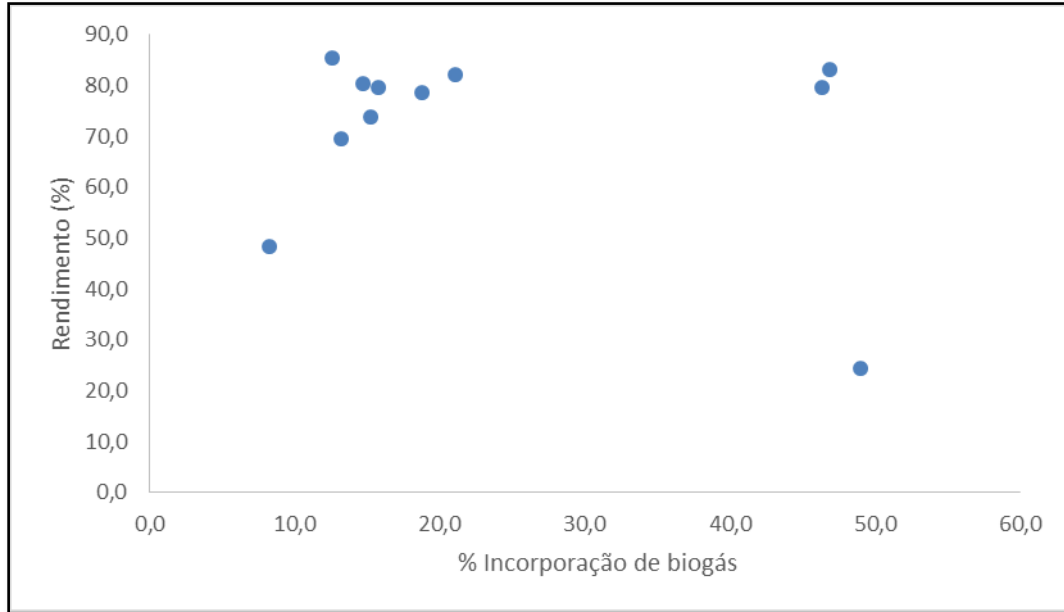


Figura 4.23- Relação entre o biogás incorporado e o rendimento da caldeira 4

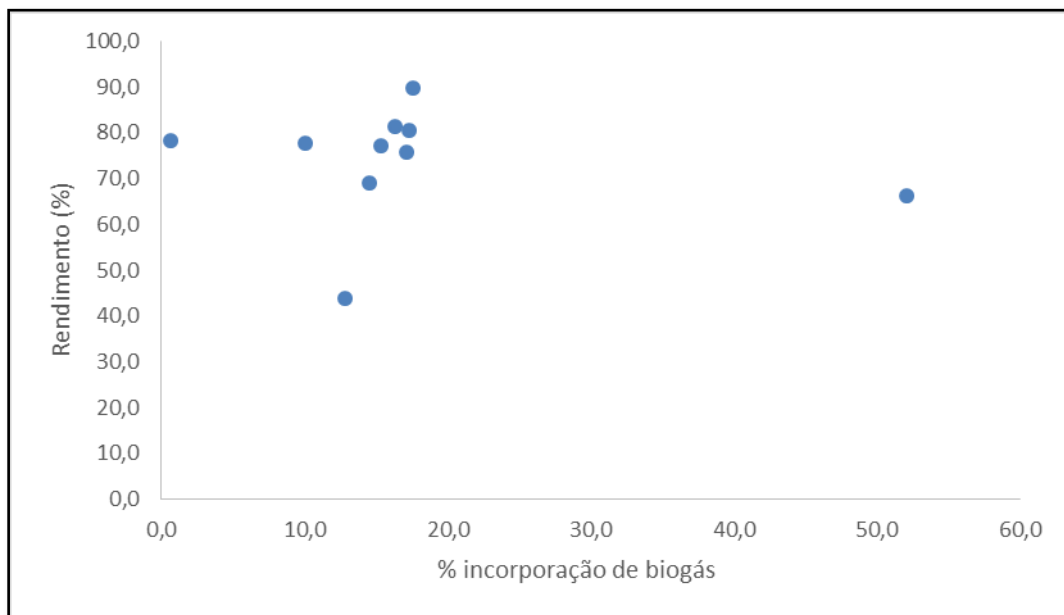


Figura 4.24- Relação entre o biogás incorporado e o rendimento da caldeira 5

O estudo do efeito do consumo de biogás no gerador de vapor 4 e 5, figuras 4.23 e 4.24, não apresentam resultados consistentes, o que pode resultar da

irreprodutibilidade diária do PCI do biogás, pois é certo que este varia e as percentagens de incorporação não seriam as mesmas.

Assumindo o erro do PCI, parece existir entre os 10% e 20% de incorporação um comportamento benéfico, no entanto é difícil dissociar esse fator da energia produzida, pois existem valores com uma taxa de incorporação semelhante que resultam em diferenças consideráveis de eficiência.

Pode-se concluir então que apesar de não ser muito consistente que a incorporação seja benéfica do ponto de vista energético, parece certo que não diminui a eficiência das caldeiras, o que já é um bom resultado pois permite uma redução no consumo de gás natural.

5. Mais-valias da otimização

Como se verificou nos anteriores capítulos, o trabalho realizado resultou numa melhoria das eficiências das centrais, o que representa uma maior quantidade de energia térmica disponível. Torna-se então imperativo calcular os benefícios energéticos e sobretudo económicos até à data e previstos para o futuro da empresa.

Para o cálculo da poupança da energia primária considerou-se o rendimento médio da central térmica da fábrica durante o período do estágio, que foi de 78,9%.

De acordo com os cálculos realizados no anexo D, o aumento nas recuperações térmicas da cogeração significou um acréscimo na energia térmica recuperada durante o período deste trabalho de 1,99 GWh, pelo que seria necessário consumir na central térmica 2,52 GWh de gás natural, gerando um benefício de 91119€. Se projetarmos estas mais-valias no futuro, considerando o horário de funcionamento normal do motor e as recuperações dos últimos três meses, estima-se um valor próximo dos 12000€ mensais.

Na central térmica, a melhoria na eficiência de 3,5% significou uma poupança de 785,4 MWh em gás natural em 2014, o que representa uma economia de 28377€ em apenas cinco meses. Apesar de depender do consumo de energia térmica na fábrica, a poupança mensal estimada ronda os 6.000€.

O total de mais-valias resultantes da melhoria nas eficiências térmicas das centrais ascende a cerca de 120000€ para o período do trabalho, esperando-se um valor permanente mensal de 18000€.

6. Proposta de melhoria

As duas centrais são muito recentes e já se encontram equipadas com vários sistemas de recuperação de energia, pelo que a tarefa de encontrar uma situação de desperdício de energia se resumiu ao circuito de baixas temperaturas da cogeração.

Recordando o que aí ocorre, trata-se da refrigeração do motor através de um circuito de 67 m³/h de água glicolada a 30%, que refrigera o motor e sai deste a 43°C para retornar a 38°C.

Esta perda de energia, com uma potência estimada de 436 kW, ocorre numa torre de arrefecimento. O grande problema reside das temperaturas serem muito baixas para um potencial aproveitamento energético.

A primeira sugestão para a sua recuperação passava por aquecer as purgas dos tratamentos dos diferentes tipos de água na E.T.A., que posteriormente são encaminhados para a E.T.A.R.. Esta situação seria a ideal pois existe muito consumo de vapor no biodigestor da E.T.A.R. No entanto, as características dos caudais de purga não o permitiram. Caudais muito elevados mas durante pouco tempo e com grandes intervalos entre si impossibilitaram esta solução, que em tese seria muito vantajosa.

Como segunda hipótese foi ponderada a instalação de um chiller de absorção tornando a cogeração numa trigerção. No entanto estes sistemas de frio requerem temperaturas mais elevadas, na ordem dos 80 °C, para terem eficiências competitivas, não possibilitando o estudo mais aprofundado do projeto.

Não existindo possibilidade de realizar integração energética com a área da produção devido à baixa temperatura, a possibilidade viável do ponto de vista técnico seria recuperar energia do circuito das baixas temperaturas para pré-aquecer a água de *make-up* da central térmica, num estágio anterior a umas recuperações que já são efetuadas, sem prejuízo das mesmas e resultando num aumento da temperatura da água de *make-up* à entrada do desgaseificador.

A figura seguinte demonstra o esquema do projeto de melhoria.

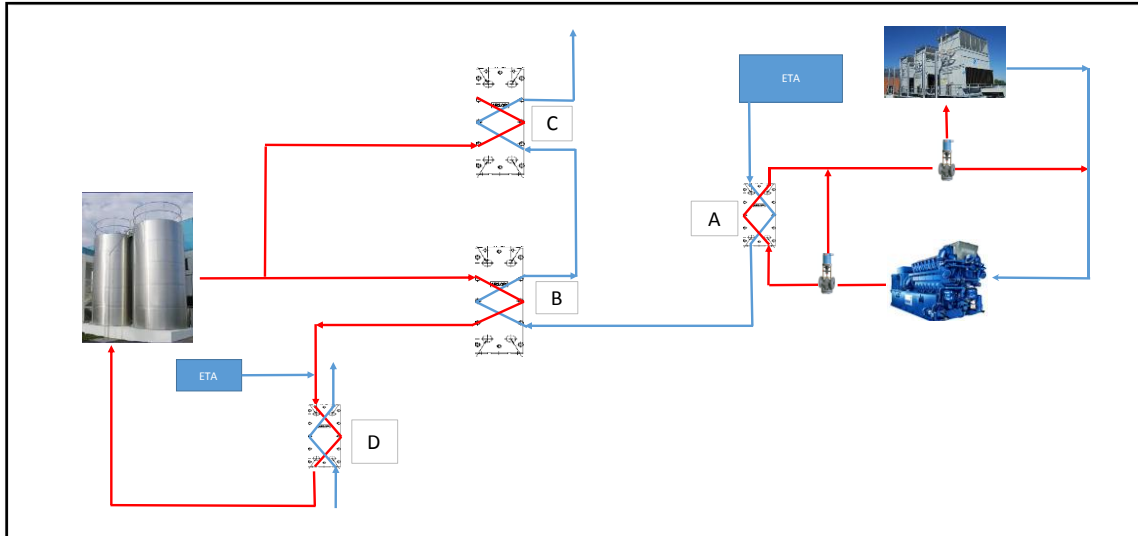


Figura 6.1- Esquema da instalação do projeto de melhoria

Na atualidade a água de *make-up* é aquecida através dos permutadores de placas B e C, retirando energia à água em *stockagem*.

A ideia para o projeto, demonstrada na figura 6.1, passaria por retirar o calor possível ao circuito de baixas temperaturas da cogeração, através do permutador A, e de seguida este seguiria o atual percurso, levando a um aumento da sua temperatura final e a uma diminuição de energia retirada à água armazenada.

Tendo em conta o perfil de consumo diário de água de *make-up*, 46 m³ em média e um máximo de 99 m³, a potência a recuperar esperada seria no mínimo de 40 kW.

Existindo na fábrica alguns permutadores sem utilização, foi feito o estudo no simulador *Aspen*, com recurso à ferramenta *Exchanger Design & Rating* quanto à sua adequação à situação do projeto do ponto de vista térmico mas sobretudo do ponto de vista da mecânica dos fluidos, pois a perda de carga no circuito das baixas temperaturas tem restrições que necessitam de ser cumpridas. A análise demonstrada no anexo E1 qualifica a utilização do permutador, cumprindo com a perda de carga inferior a 0,3 bar no circuito LT, o requisito mais exigente do projeto.

Foi pedido um orçamento para as obras idealizadas no projeto, anexo E3, que teriam o valor de 6818€, sendo este o seu custo final.

O estudo da viabilidade económica do projeto está demonstrado na tabela 6.1.

Tabela 6.1- Estudo da rentabilidade do investimento

Potência recuperada (kW)	Energia Recuperada (MWh)	Poupança gás natural (€)	Payback (meses)
40	220	10074	8,1
50	275	12593	6,5
60	330	15111	5,4

Realizando a análise ao retorno do investimento para a pior e melhor recuperação térmica possível, 40 kW e 60 kW, verifica-se que o *payback* situa-se entre os 8,1 e os 5,4 meses, o que é um prazo muito satisfatório para o investimento inicial proposto.

7. Conclusões

O objetivo do trabalho descrito era a aprendizagem num ambiente industrial de conhecimentos adquiridos no curso.

A energia térmica da fábrica de Leça do Balio, pertencente à Unicer, era a utilidade que se pretendia estudar, com a finalidade de validar as condições de projeto e melhorar a eficiência das suas centrais térmica e de cogeração.

Na central de cogeração o desafio proposto era o de atingir os 70,5% de R.E.E., valor que era próximo dos 67,6% aquando do início do estágio. O valor foi amplamente ultrapassado tendo-se registado no último mês de trabalho um máximo da instalação de 76,34% de R.E.E. e para o ano de 2014 um R.E.E. médio de 74,4%, um aumento de 6,8%. As principais medidas que permitiram este notável acréscimo foram desenvolvidas nas recuperações térmicas da cogeração, através da redução das frações de *bypass* existentes ao permutador de placas, PP_HT e à caldeira recuperativa, o envio da totalidade do caudal de água de pasteurização para recuperações térmicas já existentes à entrada da central e o aumento do caudal de água de pasteurização para valores próximos dos projetados. A potência térmica recuperada em água quente aumentou 36% e a potência térmica em vapor produzido aumentou 4%.

Foi desenvolvido um projeto que visa recuperar energia térmica de baixa temperatura dissipada numa torre de arrefecimento, aquecendo a água de *make-up* da central térmica. Para uma potência mínima recuperada de 40 kW o *payback* do investimento é de 9,3 meses, podendo diminuir para os 6,2 meses se o consumo de água de *make-up* for maior que o estimado.

Na central térmica detetou-se que esta se encontra sobredimensionada e que estava a operar num regime muito penalizador para a eficiência da central, que após alterado diminui a sua dependência da energia produzida. A eficiência da central aumentou 2% se compararmos as médias obtidas em 2013 e 2014. A incorporação de biogás não se mostrou do ponto de vista energético um fator negativo para a eficiência da central.

Estima-se que com as medidas desenvolvidas a empresa poupou o consumo de 3,3 GWh de gás natural, que representam 120.680€, durante o período do trabalho. É também estimado que a poupança mensal seja de 18.000€.

8. Bibliografia

Castro, R. M. (2009). *Introdução à Cogeração*. Lisboa: Instituto Superior Técnico.

Cogen, P. (2011). *Cogeração*. Porto.

Machado, L. (2012). *Geradores de Vapor*. Porto.

Oliveira, A., Paulos, D., & Reis, N. (2003). *Cogeração- Motores a Gás e Diesel*. Porto.

Silva, C. S., & Mendonça, J. P. (2003). *Produção e Distribuição Centralizada de Energia Térmica e Cogeração*. Coimbra.

UNEP, U. N. (2006). *Greenhouse Gas Emission Reduction from Industry in Asia and the Pacific*. Índia.

Decreto Lei nº 313/2001, Artigo 4º, Ministério da Economia

Decreto Lei nº 23/2010, Artigo 40º, Capítulo VIII, Anexo 3. Ministério da Economia, da Inovação e do Desenvolvimento

Anexos

A. Informação relativa à unidade de Cogeração

Neste subcapítulo será fornecida toda a informação técnica que foi utilizada para as conclusões retiradas sobre a central de cogeração no corpo do trabalho. Desde a exposição dos diagramas P&I utilizados, os dados retirados do painel de controlo e os balanços de energia e massa realizados para a realização dos cálculos.

A1. Diagramas P&I

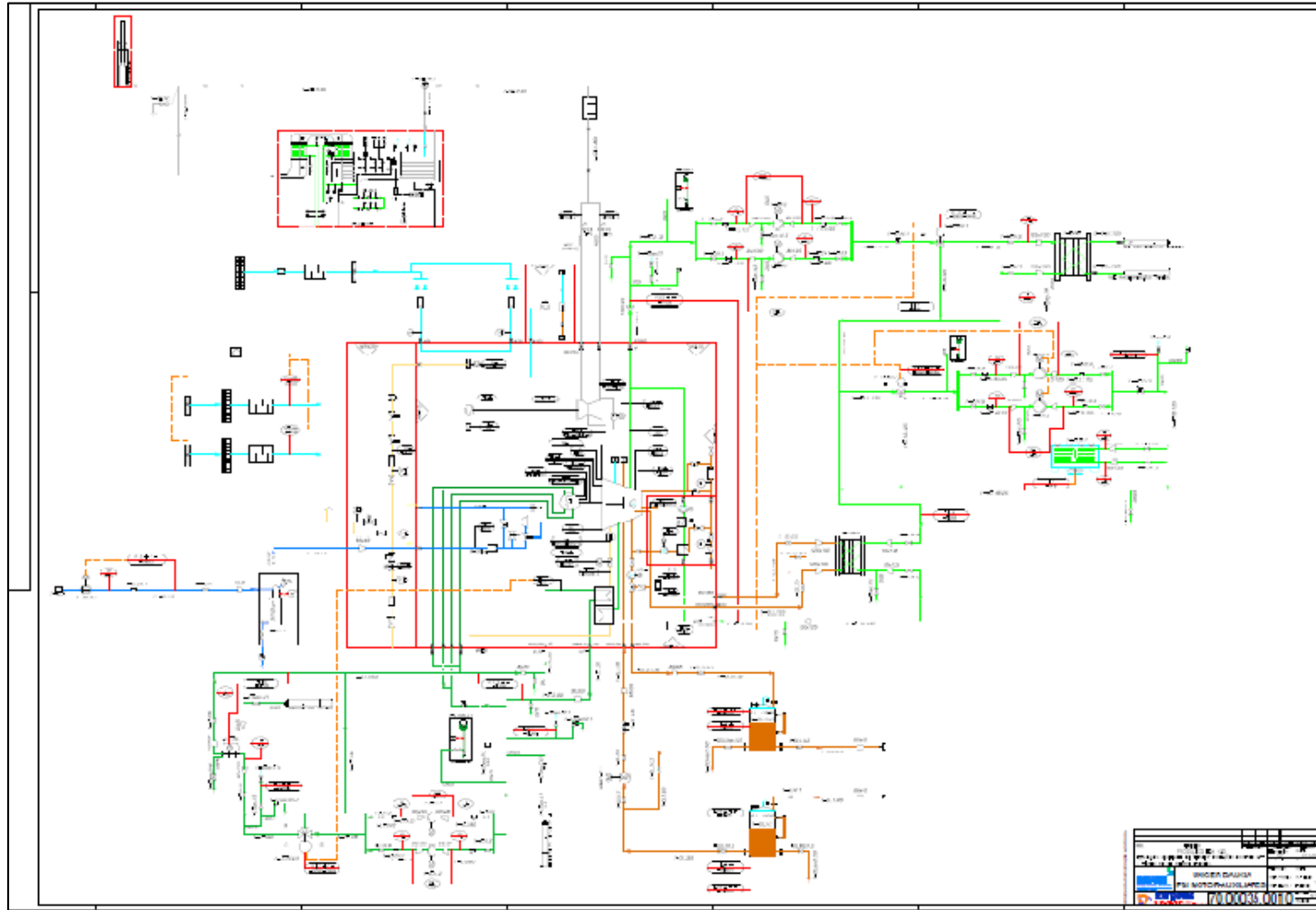


Figura A. 1-Diagrama P&I global da central de cogeração

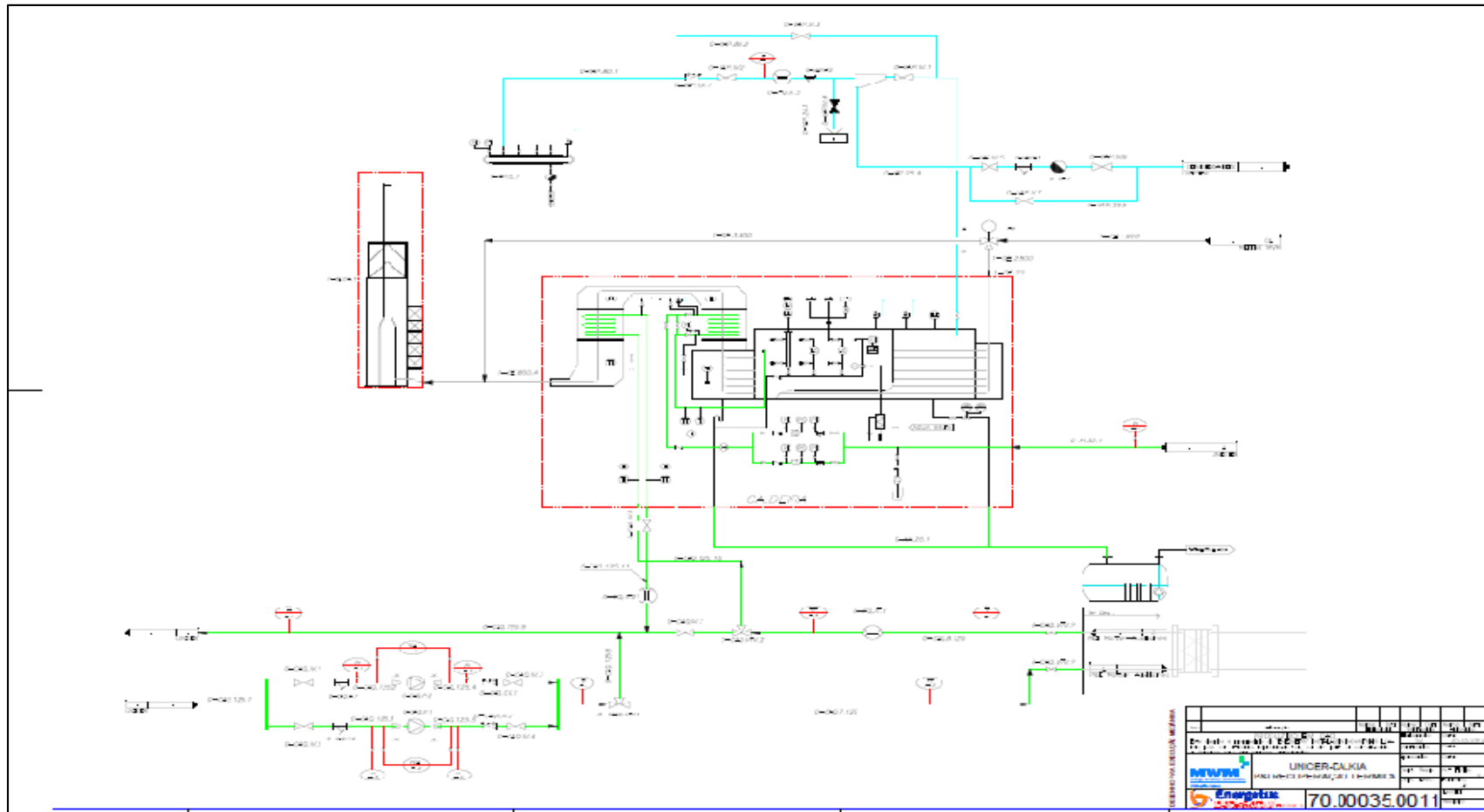


Figura A.2 - Diagrama P&I global da cogeração

A2. Dados retirados do sistema de controlo da central

Os valores das variáveis apresentadas em seguida são as médias mensais, exceto para as horas de funcionamento da central que são totais. Na coluna respetiva a 2013 e 2014 estão as médias anuais registadas para a variável, durante o período do estágio.

Os valores foram retirados do painel de controlo existente na fábrica de Leça do Balio.

Tabela A. 1- Dados da central de cogeração retirados do painel de controlo relativos ao ano de 2013

Variável	Unidade	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	2013
Horas de funcionamento	h	404,5	466,3	441,0	444,5	556,5	474,0	522,8	3309,6
Pot. elétrica Produzida	kW	4291,0	4264,2	4261,1	4296,7	4298,7	4300,7	4299,3	4288,0
Pot. elétrica Vendida	kW	4221,6	4196,6	4195,5	4233,3	4236,3	4240,3	4238,6	4224,0
Consumo gás natural	N*m ³ /h	946,6	948,2	950,2	954,1	970,7	970,5	966,2	958,1
Temp. A.R. in PP_óleo	°C	71,8	71,6	71,9	72,2	72,1	72,2	72,0	72,0
Temp. A.R. out PP_óleo	°C	78,0	77,9	77,9	77,8	77,8	77,4	77,5	77,8
Temp. A.R. in PP_HT	°C	92,0	91,9	92,1	92,1	91,9	91,3	91,5	91,8
Temp. A.R. out PP_HT	°C	79,0	78,3	75,7	75,0	75,0	73,1	74,4	75,8
Caudal A.Q.	m ³ /h	85,2	75,8	81,3	82,8	82,9	83,7	83,2	82,1
Temp. A.Q. in PP_HT	°C	75,5	72,4	72,3	71,7	71,3	69,9	71,0	72,0
Temp. A.Q. out PP_HT	°C	91,6	91,8	91,4	91,5	91,2	90,1	90,5	91,2
Temp. AQ out ECO2	°C	93,9	94,3	93,6	93,7	93,4	92,3	92,6	93,4
Temp. Ar admissão	°C	23,9	26,9	30,6	26,6	23,4	18,1	17,8	23,9
Temp. Gases out motor	°C	442,5	445,8	443,4	445,9	447,9	447,5	445,4	445,5
Caudal mássico vapor C.R.	kg/h	2784,5	2711,2	2795,8	2724,3	2720,9	2832,0	2811,5	2768,6
Caudal mássico água C.R.	Kg/h	2752,8	2660,7	2795,8	2750,8	2681,1	2752,1	2777,6	2738,6
Condutividade C.R.	µS/cm	1885,4	1346,5	1894,7	849,9	482,9	1913,1	1966,9	1477,0
Temp. Água in ECO1	°C	102,3	101,0	102,0	101,9	102,5	102,3	100,9	101,8
Temp. Água out ECO1	°C	161,7	160,4	161,4	160,3	160,8	160,6	160,1	160,7
Temp. Gases in ECO2	°C	155,4	153,6	152,9	152,5	152,8	152,9	152,3	153,2
Temp. Gases out ECO2	°C	122,8	122,6	122,9	121,7	121,8	120,7	120,5	121,9
Pressão relativa C.R.	barg	5,7	5,6	5,6	5,3	5,3	5,3	5,2	5,4
Pot. térmica recuperada	kW	1667,7	1756,8	1922,1	1991,6	1998,7	2065,3	1991,0	1913,3

Tabela A. 2-Dados da central de cogeração retirados do painel de controlo relativos ao ano de 2014

Variável	Unidade	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	2014
Horas de funcionamento	h	458,8	319,8	434,5	410,9	543,9	2167,8
Pot. elétrica Produzida	kW	4289,8	4272,0	4285,4	4288,8	4297,6	4288,1
Pot. elétrica Vendida	kW	4227,7	4212,1	4233,0	4234,9	4241,6	4231,3
Consumo gás natural	N*m ³ /h	960,2	960,5	964,4	967,9	968,0	964,2
Temp. A.R. in PP_óleo	°C	72,1	72,0	73,6	74,2	74,7	73,3
Temp. A.R. out PP_óleo	°C	77,6	77,7	77,8	77,9	77,9	77,8
Temp. A.R. in PP_HT	°C	91,5	91,6	91,9	92,1	92,9	92,0
Temp. A.R. out PP_HT	°C	75,1	74,6	72,4	70,6	71,2	72,8
Caudal A.Q.	m ³ /h	83,1	104,3	108,7	108,4	109,2	102,7
Temp. A.Q. in PP_HT	°C	71,4	73,5	72,1	70,3	70,8	71,6
Temp. A.Q. out PP_HT	°C	90,6	88,8	87,8	86,9	87,7	88,4
Temp. A.Q. out ECO2	°C	92,7	90,9	89,6	88,7	89,4	90,3
Temp. Ar admissão	°C	18,9	19,2	19,5	21,8	22,8	20,4
Temp. Gases out motor	°C	444,2	443,0	443,0	446,1	444,2	444,1
Caudal mássico água C.R.	Kg/h	2760,6	2847,2	2833,5	2899,9	2923,2	2852,9
Caudal mássico vapor C.R.	kg/h	2756,5	2856,3	2885,3	2870,0	2903,2	2854,3
Condutividade C.R.	μS/cm	1881,9	1955,5	1783,4	1834,6	1985,4	1888,2
Temp. Água in ECO1	°C	101,0	99,4	99,6	100,3	102,0	100,5
Temp. Água out ECO1	°C	158,4	159,3	160,4	160,3	161,8	160,0
Temp. Gases in ECO2	°C	150,9	152,0	153,1	152,2	154,1	152,5
Temp. Gases out ECO2	°C	120,5	120,5	120,9	120,3	122,0	120,8
Pressão relativa C.R.	barg	5,2	5,3	5,3	5,2	5,4	5,3
Pot. térmica recuperada	kW	1967,5	1969,8	2114,7	2207,4	2260,0	2103,9

A3. Balanços de massa e energia realizados à central

As demonstrações dos cálculos efetuados à central de cogeração serão realizados recorrendo aos valores mensais do mês de Junho de 2013, tabela A1, e com a utilização das propriedades químicas, físicas e termodinâmicas demonstradas no anexo G.

Para simplificação dos balanços, e melhor visualização das perdas, a central foi separada em 4 circuitos de energia.

A energia do ar é considerada desprezável devido à grande quantidade de energia de gás natural.

A energia do circuito LT é considerada constante por não existirem medidores de temperatura e caudal, pelo que apenas se pode considerar os dados de projeto.

Por indicação do fabricante considera-se a energia das perdas por radiação no motor como sendo 3% do total da energia de gás natural consumida,.

Balances ao “circuito Motor”:

Apenas são consideradas as entradas e saídas de energia ou trabalho do motor de combustão de cogeração.

$$E_{gás\ natural} = E_{mecânica} + E_{circuito\ HT} + E_{circuito\ CR} + E_{circuito\ LT} + E_{radiação}$$

$$E_{gás\ natural} = \Sigma(q_{gás\ natural}(\frac{Nm^3}{h}) * \frac{pci_{gás\ natural}(\frac{MJ \cdot h}{Nm^3})}{1000} * horas_{motor}(h))$$

$$= 4077,9\ MWh$$

$$E_{mecânica} = \frac{P_{mecânica\ produzida}(MW)}{1000} * horas_{motor}(h) = \frac{4291}{1000} * 404,5 = 1735,7\ MWh$$

$$E_{circuito\ LT} = (T_{saída\ motor}(^{\circ}C) - T_{entrada\ motor}(^{\circ}C)) * q_{H2O\ glicolada}(\frac{m^3}{h})$$

$$* \rho_{H2O\ glicolada}(\frac{kg}{m^3}) * \frac{cp_{H2O\ glicolada}(\frac{MJ}{kg \cdot K})}{1000} * horas_{motor}$$

$$= (43 - 38) * \frac{67}{3600} * 1036,6 * \frac{4,12}{1000} * 404,5 = 160,8\ MWh$$

$$E_{radiação} = 3\% * E_{gás\ natural} = 122,3\ MWh$$

$$E_{circuito\ HT} = (T_{saída\ motor}(^{\circ}C) - T_{entrada\ motor}(^{\circ}C)) * q_{H2O\ glicolada}(\frac{m^3}{h})$$

$$* \rho_{H2O\ glicolada}(\frac{kg}{m^3}) * \frac{cp_{H2O\ glicolada}(\frac{MJ}{kg \cdot K})}{1000} * horas_{motor}(h)$$

$$= (92 - 78) * \frac{104}{3600} * 1017,5 * \frac{4,04}{1000} * 404,5 = 672,5\ MWh$$

O cálculo da energia contida no circuito da caldeira recuperativa é mais complexo pois existem reações no interior do motor que é necessário levar em conta, pelo que o seu cálculo envolve vários passos que são revelados de seguida.

Para o cálculo das propriedades químicas do gás natural recorreu-se à mistura mais usual de componentes de gás do Magrebe, tabela A.3.

Tabela A. 3- Composição gás natural do magrebe

Composição		MM(g/mol)
Metano	0,85097	16
Etano	0,096243	30
Propano	0,017039	44
Isobutano	0,001584	58
N-butano	0,001909	58
Isopentano	0,00037	72
N-pentano	0,00026	72
Azoto	0,01342	28
CO2	0,01803	44
Hexano	0,000176	86

$$Mm_{gás\ natural} \left(\frac{g}{mol} \right) = \Sigma (X * Mm_x) = 18,68 \left(\frac{g}{mol} \right)$$

$$\rho_{gás\ natural} \left(\frac{g}{m^3} \right) = \Sigma (X * \rho_{gás\ natural_x}) = 838,4 \left(\frac{g}{m^3} \right)$$

Assim o caudal molar será

$$q_{gás\ natural} \left(\frac{mol}{h} \right) = q_{gás\ natural} \left(\frac{Nm^3}{h} \right) * \frac{\rho_{gás\ natural} \left(\frac{g}{m^3} \right)}{Mm_{gás\ natural} \left(\frac{g}{mol} \right)}$$

$$q_{gás\ natural} \left(\frac{mol}{h} \right) = 946,6 * \frac{838,4}{18,68} = 42474,8 \text{ mol/h}$$

Devido ao caudal de ar em excesso adicionado e às reações de combustão que irão ocorrer dentro do motor, as composições molares dos gases irão modificar das composições verificadas no gás natural à entrada, sendo necessário descrever as devidas reações, que serão consideradas completas devido ao excesso de ar adicionado.

Para reação completa as reações de combustão são:



Com os coeficientes estequiométricos da reação é possível determinar as variações molares dos coeficientes que residirão na quase totalidade dos gases, CO_2 , H_2O , N_2 e O_2 .

A razão estequiométrica do consumo molar de oxigénio por mol de combustível será dada por:

$$\text{razão}_{\text{O}_2} = \Sigma(X(\text{mol}) * \text{coeficiente estequiométrico } x)$$

$$\begin{aligned} \text{razão}_{\text{O}_2} &= 0,85097 * 2 + 0,09643 * 3,5 + 0,017039 * 5 + 0,001584 * 6,5 + 0,001909 * 6,5 \\ &+ 0,00037 * 8 + 0,00026 * 8 + 0,000176 * 9,5 = 2,153 \left(\frac{\text{mol}_{\text{O}_2}}{\text{mol}_{\text{gás natural}}} \right) \end{aligned}$$

Seguindo o mesmo raciocínio é possível calcular a formação de vapor de água com a reação, formação de dióxido de carbono.

$$\text{razão}_{\text{H}_2\text{O}} = 2,08 \left(\frac{\text{mol}_{\text{O}_2}}{\text{mol}_{\text{gás natural}}} \right)$$

$$\text{razão}_{\text{CO}_2} = 1,113 \left(\frac{\text{mol}_{\text{CO}_2}}{\text{mol}_{\text{gás natural}}} \right)$$

$$\text{razão}_{\text{N}_2} = \text{razão}_{\text{O}_2} * 3,76 = 8,096 \left(\frac{\text{mol}_{\text{N}_2}}{\text{mol}_{\text{gás natural}}} \right)$$

$$\text{razão}_{\text{ar}} = \text{razão}_{\text{O}_2} * 4,76 = 10,25 \left(\frac{\text{mol}_{\text{ar}}}{\text{mol}_{\text{gás natural}}} \right)$$

Na bibliografia do motor é referido que o caudal de ar deve rondar os 21500 kg/h, o que tendo em conta que já se conhece a razão estequiométrica, torna possível o cálculo do excesso de ar.

$$\dot{m}_{ar} \left(\frac{kg}{h} \right) = 21500 = q_{ar} \left(\frac{mol}{h} \right) * \frac{29,68}{1000}$$

$$q_{ar} \left(\frac{mol}{h} \right) = 724393,5 \frac{mol}{h}$$

$$\frac{q_{ar} \left(\frac{mol}{h} \right)}{q_{gás\ natural} \left(\frac{mol}{h} \right) * razão_{O_2}} = \left(1 + \frac{Excesso_{O_2}}{100} \right)$$

$$Excesso_{O_2} = 65\%$$

Possuindo um valor de excesso de O₂ já será possível saber os constituintes dos gases de combustão e por conseguinte o seu caudal molar e o seu valor energético.

Os componentes da mistura gás natural e ar à entrada e dos gases à saída do motor são demonstrados na tabela A4.

Tabela A. 4- Composição dos gases à entrada e saída do motor

Balanco com excesso de 65% de ar		
Composto	moles/h entrada	moles/h saída
metano	36144,81	0
etano	4087,91	0
propano	723,73	0
isobutano	67,28	0
n-butano	81,08	0
isopentano	15,72	0
n-pentano	11,04	0
N2	568021,36	568021,36
CO2	765,82	48029,74
C++	7,48	0
Vapor H2O	0	88402,97
O2	150917,91	59452,51
Soma	760844,14	763906,58

Seria de esperar que os números de mol não variassem, no entanto o erro associado aos arredondamentos resulta numa diferença de aproximadamente 3000 mol/h, que no entanto apenas representa um erro de 0,3%, o que é manifestamente irrelevante.

Para se determinar a capacidade calorífica dos gases à saída do motor utilizou-se as capacidades caloríficas molares dos gases, representadas as suas constantes na tabela A5.

Tabela A. 5- Constantes das capacidades caloríficas molares de gases

Elementos	a	b*10 ²	c*10 ⁵	d*10 ⁹
O2	6,085	0,3631	-0,1709	0,3133
N2	6,903	-0,03753	0,193	-0,6861
CO2	5,316	1,4285	-0,8362	1,784
H2O	7,7	0,04594	0,2521	-0,8587

$$cp_{gases} \left(\frac{cal}{mol.K} \right) = \sum X * (a * (T_{gases} - T_{ref}) + b * \frac{(T_{gases}^2 - T_{ref}^2)}{2} + c * \frac{(T_{gases}^3 - T_{ref}^3)}{3} + d * \frac{(T_{gases}^4 - T_{ref}^4)}{4})$$

$$cp_{gases} \left(\frac{cal}{mol.K} \right) = 0,078 * 3135 + 0,744 * 2977,6 + 0,063 * 4407,8 + 0,116 * 3542,9 =$$

$$cp_{gases} \left(\frac{cal}{mol} \right) = 3145,2 \frac{cal}{mol}$$

$$Q_{gases}(kW) = cp_{gases} \left(\frac{cal}{mol} \right) * q_{gases} \left(\frac{mol}{h} \right) * \frac{4,18}{1000 * 3600}$$

$$Q_{gases}(kW) = 3145,2 * 763906,6 * \frac{4,18}{1000 * 3600} = 2789,7 kW$$

$$E_{gases}(MWh) = \frac{Q_{gases}(kW)}{1000} * horas_{motor} = \frac{2789,7}{1000} * 404,5 = 1128,5 MWh$$

$$E_{saída} - E_{entrada} = (1128,5 + 672,5 + 122,3 + 160,8 + 1735,7) - 4078$$

$$E_{saída} - E_{entrada} = -258,2 \text{ MWh}$$

Do balanço ao motor verificaram-se perdas não contabilizadas que representam 6,3% da energia introduzida.

Balanço do circuito da caldeira recuperativa

Neste circuito é retirada energia aos gases de combustão primeiro na caldeira recuperativa, de seguida no ECO1 e depois no ECO2. No ECO1 é aquecida a água de alimentação à caldeira recuperativa e no ECO2 é aquecida a água quente da fábrica, o seu último aquecimento antes do seu retorno para a empresa.

Como a quantidade da água alimentada à caldeira recuperativa é inferior ao vapor produzido, considera-se que a água alimentada é superior em 10% ao vapor produzido.

Com base nestes pressupostos o balanço ao circuito será:

$$E_{saída} - E_{entrada} = E_{gases} + E_{A.Q.} + E_{CR}$$

$$E_{A.Q.}(MWh) = \frac{q_{A.Q.}}{3600} \left(\frac{m^3}{s} \right) * \rho_{A.Q.} \left(\frac{kg}{m^3} \right) * cp_{A.Q.} \left(\frac{MJ}{kg.K} \right) * (T_{s_{A.Q.}} - T_{e_{A.Q.}})(K) * horas_{motor}$$

$$E_{A.Q.}(MWh) = \frac{85,2}{3600} * 964,59 * \frac{4,2}{1000} * (366,9 - 364,6) * 404,5 = 88,9 \text{ MWh}$$

$$E_{CR}(MWh) = E_{vapor} - E_{H2O}$$

$$= horas_{motor} * \left[\frac{\dot{m}_{vapor}}{3600} \left(\frac{ton}{s} \right) * 1000 * \frac{H_{vapor}}{1000} \left(\frac{MJ}{kg} \right) \right] - \frac{\dot{m}_{H2O}}{3600} \left(\frac{ton}{s} \right) * 1000 * \frac{h_{H2O}}{1000} \left(\frac{MJ}{kg} \right)$$

$$= 404,5 * \left(\frac{2,784}{3600} * 1000 * \frac{2756,82}{1000} \right) - \frac{3,063}{3600} * 1000 * \frac{428,8}{1000} = 714,8 \text{ MWh}$$

$$E_{gases}(MWh) = \left(\frac{H_{gases e}}{1000} \left(\frac{MJ}{kg} \right) - \frac{H_{gases s}}{1000} \left(\frac{MJ}{kg} \right) \right) * horas_{motor} = \left(\frac{2789,7}{1000} - \frac{630,8}{1000} \right) * 404,5$$

$$E_{gases}(MWh) = 873,3 \text{ MWh}$$

$$E_{gases} = E_{CR} + E_{A.Q.}$$

$$873,3 - 714,8 - 88,9 = 69,6 \\ \text{MWh}$$

Do balanço ao circuito da caldeira recuperativa existem perdas de 69,6 MWh, que representam 7,9% da energia.

Balanço de energia ao circuito HT

No circuito HT existem dois pontos de perdas claros, o aeroarefecedor e o permutador de óleo que retiram energia do circuito.

No PP_HT a água de recirculação cede energia térmica à água quente da fábrica, e pode ser representado pelos balanços seguintes.

$$E_{saída} - E_{entrada} = E_{A.Q.} - E_{A.R.}$$

$$E_{A.Q.}(MWh) = \frac{q_{A.Q.}}{3600} \left(\frac{m^3}{s} \right) * \rho_{A.Q.} \left(\frac{kg}{m^3} \right) * \frac{cp_{A.Q.}}{1000} \left(\frac{MJ}{kg.K} \right) * (T_{s_{A.Q.}} - T_{e_{A.Q.}})(K) * horas_{motor}$$

$$E_{A.Q.}(MWh) = \frac{85,2}{3600} * 969,1 * \frac{4,2}{1000} * (364,6 - 348,5) * 404,5 = 627,3 MWh$$

$$E_{A.R.}(MWh) = (T_{saída\ motor}(K) - T_{entrada\ motor}(K)) * q_{H2O\ glicolada} \left(\frac{m^3}{s} \right) \\ * \rho_{H2O\ glicolada} \left(\frac{kg}{m^3} \right) * \frac{cp_{H2O\ glicolada}}{1000} \left(\frac{MJ}{kg.K} \right) * horas_{motor}$$

$$E_{circuito\ HT} = (T_{saída\ motor}(K) - T_{entrada\ motor}(K)) * q_{H2O\ glicolada} \left(\frac{m^3}{s} \right) \\ * \rho_{H2O\ glicolada} \left(\frac{kg}{m^3} \right) * \frac{cp_{H2O\ glicolada}}{1000} \left(\frac{MJ}{kg.K} \right) * horas_{motor}(h)$$

$$= (365 - 351) * \frac{104}{3600} * 1017,5 * \frac{4,04}{1000} * 404,5 = 672,5 MWh$$

$$E_{A.R.} - E_{A.Q.} = 672,5 - 627,3 = 45,2 MWh$$

No circuito HT existem perdas não contabilizadas de 45,2 MWh, 6,7% da energia.

Os balanços aos circuitos já foram demonstrados, seguem de seguida os balanços aos componentes separados para o mês de Junho.

Cálculo do calor transferido no Economizador 1:

Inserido no circuito da caldeira recuperativa, serve para recuperar alguma energia contida nos gases de combustão após a sua saída da caldeira.

$$Q_{H_2O}(KW) = \frac{\dot{m}_{H_2O}(\text{ton})}{3600} \left(\frac{\text{ton}}{\text{s}} \right) * 1000 * c_{p_{H_2O}} \left(\frac{MJ}{kg.K} \right) * (T_{S_{ECO1}} - T_{e_{ECO1}})(K)$$

Cálculo do calor transferido no Economizador 2:

No economizador 2 pretende-se recuperar o máximo possível de energia contida nos gases de combustão, sem que esta baixe dos 120 °C, para que não ocorra corrosão.

Pode ser calculado o rendimento total do ECO2 pois são conhecidas as quatro temperaturas envolvidas.

$$Q_{A.Q.}(kW) = \frac{q_{A.Q.}(\text{m}^3)}{3600} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) * \rho_{A.Q.} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * \frac{c_{p_{A.Q.}}(\text{MJ})}{1000} \left(\frac{\text{MJ}}{\text{kg.K}} \right) * (T_{S_{ECO2.}} - T_{e_{ECO2.}})(K)$$

$$Q_{gases}(kW) = H_{gases\ s}(kW) - H_{gases\ e}(kW)$$

$$\eta_{ECO2}(\%) = \frac{Q_{A.Q.}}{Q_{gases}} * 100$$

Calor total transferido na água quente:

Contempla o ganho térmico da água quente no PP_HT e de seguida no ECO2.

$$Q_{A.Q.}(kW) = \frac{q_{A.Q.}(\text{m}^3)}{3600} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) * \rho_{A.Q.} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * \frac{c_{p_{A.Q.}}(\text{MJ})}{1000} \left(\frac{\text{MJ}}{\text{kg.K}} \right) * (T_{S_{ECO2.}} - T_{e_{PP_HT}})(K)$$

Calor recuperado na caldeira recuperativa:

Neste cálculo é considerado o ECO1 como parte integrante para a caldeira recuperativa, pelo que a energia recebida na caldeira é à temperatura da água de alimentação que sai do desgaseificador.

$$Q_{CR+ECO1}(kW) = \left[\frac{\dot{m}_{vapor} (ton)}{3600} \left(\frac{ton}{s} \right) * 1000 * \frac{H_{vapor} (MJ)}{1000} \left(\frac{MJ}{kg} \right) \right] - \frac{\dot{m}_{H2O} (ton)}{3600} \left(\frac{ton}{s} \right) * 1000 * \frac{h_{H2O} (MJ)}{1000} \left(\frac{MJ}{kg} \right)$$

Calor total térmico recuperado:

Neste cálculo é considerado todas as recuperações térmicas existentes na cogeração, sob a forma de vapor ou de água quente.

$$Q_{total}(kW) = Q_{ECO1} + Q_{CR} + Q_{ECO2}$$

Potência primária consumida:

Consiste no cálculo do calor consumido pelo motor para a sua produção elétrica.

$$Q_{consumido}(kW) = q_{gás\ natural} \left(\frac{Nm^3}{h} \right) * pci_{gás\ natural} \left(\frac{MJ \cdot h}{Nm^3} \right)$$

Calor perdido na cogeração:

Toda a potência que não foi aproveitada na realidade. Apenas se considera a potência elétrica ativa e o total da potência térmica recuperada.

$$Q_{perdido}(kW) = Q_{consumido} - Q_{total} - W_{ativo}$$

Eficiência da caldeira recuperativa:

$$\eta_{CR} = \frac{\left[\frac{\dot{m}_{vapor} (ton)}{3600} \left(\frac{ton}{s} \right) * 1000 * \frac{H_{vapor} (MJ)}{1000} \left(\frac{MJ}{kg} \right) \right] - \frac{\dot{m}_{H2O} (ton)}{3600} \left(\frac{ton}{s} \right) * 1000 * \frac{h_{H2O} (MJ)}{1000} \left(\frac{MJ}{kg} \right)}{H_{gases\ entrada\ CR} (MW) - H_{gases\ saída\ ECO1} (MW)}$$

Rendimento elétrico:

$$\eta_{elétrico}(\%) = \frac{W_{produzido}(kW)}{Q_{consumido}(kW)} * 100$$

Rendimento térmico:

$$\eta_{térmico}(\%) = \frac{Q_{total}(kW)}{Q_{consumido}(kW)} * 100$$

Rendimento global:

$$\eta_{global}(\%) = \frac{Q_{total}(kW) + W_{produzido}(kW)}{Q_{consumido}(kW)} * 100$$

Rendimento elétrico equivalente:

Como não são utilizados combustíveis reaproveitados, a fórmula fica simplificada.

$$\eta_{EE}(\%) = \frac{W_{ativa}(kW)}{Q_{consumido}(kW) - \frac{Q_{total}(kW)}{0,9}} * 100$$

Poupança de energia primária:

Para a poupança energética é necessário pesquisar os rendimentos de referência para cada caso específico, pois depende do tipo de cogeração. No caso do motor de combustão a $ref_{elé} = 0,521$ e a $ref_{tér} = 0,9$

$$PEP(\%) = 1 - \frac{1}{\left(\frac{W_{auto.consumo}}{W_{bornes}} * 0,86 + \frac{W_{ativa}}{W_{bornes}} * 0,925 \right) * 0,521 + \frac{\eta_{tér}}{ref_{tér}}}$$

A4. Valores calculados através dos balanços realizados

Através dos balanços de energia e massa demonstrados em A3 e com os respetivos valores expostos em A2 foi possível calcular as potências e energias trocadas ou produzidas na central. Também eficiências de alguns componentes, circuitos ou globais da central são demonstrados de seguida.

Tabela A. 6- Potências calculadas da central de cogeração no ano de 2013

Potências Calculadas	Unidade	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	2013
Térmica no PP_óleo	kW	731,3	745,4	706,4	674,1	667,4	630,0	642,4	683,0
Térmica no ECO1	kW	192,4	186,4	196,1	192,6	185,0	190,8	193,7	190,8
Térmica no ECO2	kW	219,9	212,1	199,5	200,8	199,2	208,5	204,1	205,9
Térmica total em A.Q.	kW	1657,6	1759,6	1918,7	1984,9	1995,6	2055,5	1993,2	1917,6
Térmica de vapor na C.R.	kW	1809,8	1768,0	1817,9	1781,0	1781,5	1861,7	1833,0	1807,5
Total térmica recuperada	kW	3467,4	3527,7	3736,6	3766,0	3777,1	3917,3	3826,2	3725,0
Elétrica produzida	kW	4291,0	4264,2	4261,1	4296,7	4298,7	4300,7	4299,3	4288,0
Elétrica entregue	kW	4221,6	4196,6	4195,5	4233,3	4236,3	4240,3	4238,6	4224,0
Auto-consumos elétricos	kW	69,3	67,6	65,6	63,4	62,4	60,4	60,7	64,0
Consumo primário	kW	10097,4	10104,2	10075,7	10275,2	10167,6	10151,2	10147,1	10146,7
Perdas central	kW	2408,3	2380,0	2143,7	2276,0	2154,1	1993,6	2082,3	2197,7

Tabela A. 7- Potências calculadas da central de cogeração no ano de 2014

Potências Calculadas	Unidade	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	2014
Térmica no PP_óleo	kW	658,6	673,2	503,6	433,7	373,6	515,6
Térmica no ECO1	kW	198,6	204,8	203,2	205,5	205,9	203,6
Térmica no ECO2	kW	208,0	240,4	220,8	213,0	214,0	217,8
Térmica total em A.Q.	kW	1967,9	1973,9	2106,0	2211,2	2257,1	2115,1
Térmica de vapor na C.R.	kW	1866,1	1885,3	1888,5	1860,7	1883,9	1876,9
Total térmica recuperada	kW	3833,9	3859,1	3994,4	4071,9	4141,1	3992,0
Elétrica produzida	kW	4289,8	4272,0	4285,4	4288,8	4297,6	4288,1
Elétrica entregue	kW	4227,7	4212,1	4233,0	4234,9	4241,6	4231,3
Auto-consumos elétricos	kW	62,1	59,9	52,4	53,9	56,0	56,7
Consumo primário	kW	10125,7	10079,6	10111,5	10133,9	10157,2	10125,5
Perdas central	kW	2064,0	2008,4	1884,0	1827,1	1774,4	1902,2

Auditoria Energética às Unidades de Cogeração e Central Térmica

Tabela A. 8- Potências e rendimentos da central de cogeração calculados para o ano de 2013

Recuperações térmicas	Unidade	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	2013
Caldeira Recuperativa	kW	1617,4	1581,6	1621,8	1588,4	1596,5	1670,9	1639,3	1616,7
Permutador placas HT	kW	1437,7	1547,5	1719,2	1784,1	1796,4	1847,0	1789,1	1711,6
Gases de combustão	kW	2029,7	1980,1	2017,3	1981,8	1980,7	2070,3	2037,2	2013,4
Eficiência da C.R.	%	88,4	86,4	88,8	87,0	87,0	90,9	89,5	88,3

Tabela A. 9- Potências e rendimentos da central de cogeração calculados para o ano de 2014

Recuperações térmicas	Unidade	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	2014
Caldeira Recuperativa	kW	1667,5	1680,4	1685,3	1655,2	1678,0	1673,3
Permutador placas HT	kW	1759,9	1733,4	1885,2	1998,2	2043,2	1897,3
Gases de combustão	kW	2074,1	2125,7	2109,2	2073,7	2097,9	2094,7
Eficiência da C.R.	%	91,6	92,1	92,3	90,9	92,0	91,7

Tabela A. 10- Rendimentos da central de cogeração relativos ao ano de 2013

Rendimento		Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	2013
Elétrico	%	42,5	42,2	42,3	41,8	42,3	42,4	42,4	42,3
Térmico (>26,92%)	%	34,3	34,9	37,1	36,7	37,1	38,6	37,7	36,7
Global	%	76,8	77,1	79,4	78,5	79,4	81,0	80,1	78,3
R.E.E.	%	67,6	67,9	70,8	69,5	71,0	73,1	71,9	70,3
P.E.P.	%	20,0	20,0	21,7	20,8	21,8	22,9	22,3	21,4

Tabela A. 11- Rendimentos da central de cogeração relativos ao ano de 2014

Rendimento		Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	2014
Elétrico	%	42,4	42,4	42,4	42,3	42,3	42,3
Térmico (>26,92%)	%	37,9	38,3	39,5	40,2	40,8	39,4
Global	%	80,2	80,7	81,9	82,5	83,1	81,2
R.E.E.	%	72,1	72,7	74,6	75,5	76,3	74,4
P.E.P.	%	22,4	22,7	23,6	23,9	24,3	23,4

B. Informação relativa à central térmica

Neste subcapítulo será fornecida toda a informação técnica que foi utilizada para as conclusões retiradas sobre a central térmica no corpo do trabalho. Desde a exposição dos diagramas P&I utilizados, os dados retirados do painel de controlo e os balanços de energia e massa realizados para a realização dos cálculos

B2. Dados retirados dos contadores existentes na central térmica

Através do painel de controlo instalado na estação da central das utilidades foi possível acompanhar os valores das várias variáveis relacionadas com a central térmica.

De seguida serão demonstrados esses valores.

Tabela B.1 -Dados retirados do sistema de controlo relativos à central térmica no ano de 2013

Variável	Unidades	Caldeira	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	2013
Consumo GN	N.m ³	GV4	50740	44988	19359	2811	16564	86478	220940
		GV5	47177	142807	35363	128371	202237	129783	685738
		GV6	139242	52778	146629	34981	0	3337	376967
Consumo Biogás	N.m ³	GV4	62121	55870	7443	3761	2075	22808	154078
		GV5	7483	41568	55278	30315	1914	38029	174587
Água alimentada	m ³	GV4	1516	1346	420	68	179	1539	5069
		GV5	753	2465	1063	2345	2930	2278	11834
		GV6	2073	785	2169	508	1	33	5569
Vapor produzido	ton	GV4	1278	1179	349	29	147	1362	4344
		GV5	682	2182	853	1783	2627	2082	10209
		GV6	1916	703	2023	444	0	19	5105

Tabela B.2- Dados retirados do sistema de controlo relativos à central térmica no ano de 2014

Variável	Unidades	Caldeira	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	2014
Consumo GN	N.m ³	GV4	179207	249090	46684	101567	113263	689811
		GV5	3089	440	216785	194993	125364	540671
		GV6	56743	9298	0	0	0	66041
Consumo Biogás	N.m ³	GV4	43406	50320	9942	25539	36557	165764
		GV5	634	132	29272	57968	31791	119797
Água alimentada	m ³	GV4	3143	4276	792	1894	2130	12236
		GV5	76	34	3713	3415	2171	9408
		GV6	811	116	6	0	0	933
Vapor produzido	ton	GV4	2791	3978	630	1497	1832	10728
		GV5	33	0	1712	3177	1901	6823
		GV6	682	70	0	0	0	752

B3. Balanços de energia da central térmica

Para os geradores de vapor 4 e 5 o biogás tem um poder calorífico constante de 7,5 kW/N.m³, valor de referência na Unicer pois não são realizadas análises com periodicidade. Já a energia do gás natural variou diariamente pois era assumido o valor reportado pela empresa Redes Energéticas Nacionais.

As caldeiras estão reguladas para produzir vapor a 5 barg, pelo que a entalpia do vapor utilizada nos cálculos é constante, 2756,82 kJ/kg.

A temperatura da água de alimentação das caldeiras é a mesma da alimentada à caldeira recuperativa, que se encontra no anexo A2.

Como referência o mês de Julho, serão demonstrados os cálculos efetuados para a análise de um gerador de vapor ou para a central térmica:

Cálculo da eficiência do gerador de vapor 4:

$$\eta_{GV4}(\%) = \left(\frac{E_{vapor} - E_{H2O}}{E_{gás\ natural} + E_{biogás}} \right) * 100$$

$$E_{vapor}(MWh) = \frac{M_{vapor}}{3,6} \left(\frac{Kg}{s} \right) * H_{vapor} \left(\frac{MJ}{kg} \right) = \frac{1278}{3,6} * \frac{2756,82}{1000} = 979 MWh$$

$$E_{H2O}(MWh) = \Sigma \left[\frac{M_{H2O}}{3600} \left(\frac{Kg}{s} \right) * h_{H2O} \left(\frac{MJ}{kg} \right) \right] = \frac{1516}{3,6} * \frac{422,7}{1000} = 178 MWh$$

$$E_{biogás}(MWh) = V_{biogás}(Nm^3) * \frac{pci_{biogás}}{1000} \left(\frac{MWh}{Nm^3} \right) = 62121 * \frac{7,5}{1000} = 466 MWh$$

$$E_{gás\ natural}(MWh) = \Sigma \left[V_{gás\ natural}(Nm^3) * \frac{pci_{gás\ natural}}{1000} \left(\frac{MWh}{Nm^3} \right) \right] =$$

$$= 50740 * 10,64 = 540 MWh$$

$$\eta_{GV4}(\%) = \left(\frac{979 - 178}{466 + 540} \right) * 100 = 79,5\%$$

Cálculo da eficiência da central térmica: são contabilizados os consumos e produções das três caldeiras

$$\eta_{C.T.}(\%) = \left(\frac{\Sigma E_{vapor}(MWh) - \Sigma E_{H_2O}(MWh)}{\Sigma E_{biogás}(MWh) + \Sigma E_{gás\ natural}(MWh)} \right) * 100 =$$

$$= \left(\frac{(979 + 522 + 1467) - (178 + 89 + 244)}{(466 + 56) + (540 + 503 + 1484)} \right) * 100 = 80,6\%$$

Rendimento da vaporização: razão entre a água alimentada e a realmente utilizada para produzir vapor, sendo a restante purgada

$$\eta_{vaporização}(\%) = \left(\frac{M_{vapor}(ton)}{M_{H_2O}(ton)} \right) * 100 = \left(\frac{1278}{1516} \right) * 100 = 84,3\%$$

Energia consumida por tonelada de vapor: cálculo da energia necessária para produzir uma tonelada de vapor

$$E \left(\frac{MWh}{ton} \right) = \left(\frac{E_{biogás}(MWh) + E_{gás\ natural}(MWh)}{M_{vapor}(ton)} \right) = \left(\frac{540 + 466}{1278} \right) = 0,79 \left(\frac{MWh}{ton} \right)$$

Incorporação de biogás: percentagem de energia de biogás utilizada na central para a produção de vapor

$$Incorporação_{biogás}(\%) = \left(\frac{E_{biogás}(MWh)}{E_{biogás}(MWh) + E_{gás\ natural}(MWh)} \right) * 100$$

$$= \left(\frac{466}{466 + 540} \right) * 100 = 46,3\%$$

B4. Valores calculados da central térmica

Através dos balanços de energia e massa demonstrados em B3 e com os respectivos valores expostos em B2 foi possível calcular as potências e energias produzidas na central. Também eficiências individuais das caldeiras ou globais da central são demonstrados de seguida.

Tabela B.3- Rendimentos calculados das caldeiras para o ano de 2013

Cálculos	Unidade	Caldeira	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	2013
Rendimento Vaporização	%	GV4	84,3	87,6	83,1	42,6	82,0	88,5	85,7
		GV5	90,5	88,5	80,3	76,0	89,7	91,4	86,3
		GV6	92,4	89,5	93,3	87,4	0,0	58,2	91,7
Rendimento Caldeira	%	GV4	79,5	83,2	82,2	24,4	48,5	79,6	78,1
		GV5	77,6	75,8	66,2	69,2	78,3	80,5	75,3
		GV6	82,4	79,5	81,9	75,7	0	30,5	80,7
Energia consumida por tonelada de vapor	MWh/ton	GV4	0,8	0,8	0,8	2,0	1,3	0,8	0,8
		GV5	0,8	0,8	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8
		GV6	0,8	0,8	0,8	0,8	0	1,9	0,8
Incorporação Biogás	%	GV4	46,3	46,9	21,1	49,0	8,3	15,8	33,1
		GV5	10,0	17,2	52,1	14,5	0,7	17,3	15,4

Tabela B.4- Rendimentos calculados das caldeiras para o ano de 2014

Cálculos	Unidade	Caldeira	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	2014
Rendimento Vaporização	%	GV4	88,8	93,0	79,5	79,0	86,0	87,7
		GV5	43,5	0,0	46,1	93,0	87,6	72,5
		GV6	84,1	60,2	0,0	0,0	0,0	80,6
Rendimento Caldeira	%	GV4	80,3	85,4	69,5	73,8	78,7	80,1
		GV5	44,0	0,0	81,3	89,6	77,2	83,5
		GV6	71,1	41,2	0	0	0	66,8
Energia consumida por tonelada de vapor	MWh/ton	GV4	0,8	0,8	0,9	0,8	0,8	0,8
		GV5	1,1	0	0,8	0,8	0,8	0,8
		GV6	0,9	1,4	0	0	0	0,9
Incorporação Biogás	%	GV4	14,7	12,6	13,2	15,3	18,8	14,7
		GV5	12,8	17,6	16,3	17,6	15,4	16,6

Auditoria Energética às Unidades de Cogeração e Central Térmica

Tabela B.5 - Energias calculados consumidas e produzidas para o ano de 2013

Energia	Unidades	Caldeira	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	2013
Consumida Gás Natural	MWh	GV4	540	475	209	29	173	913	2339
		GV5	503	1505	381	1342	2114	1362	7206
		GV6	1484	559	1579	369	0	35	4027
Consumida Biogás	MWh	GV4	466	419	56	28	16	171	1156
		GV5	56	312	415	227	14	285	1309
Água alimentada	MWh	GV4	178	160	50	8	21	180	597
		GV5	89	293	126	280	347	268	1403
		GV6	244	94	256	61	0	4	659
Vapor produzido	MWh	GV4	979	903	267	22	113	1043	3327
		GV5	522	1671	653	1365	2012	1594	7818
		GV6	1467	538	1549	340	0	15	3909

Tabela B.6 - Energias calculados consumidas e produzidas para o ano de 2014

Energia	Unidades	Caldeira	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	2014
Consumida Gás Natural	MWh	GV4	1883	2611	490	1062	1187	7233
		GV5	32	5	1129	2040	1315	4520
		GV6	599	97	0	0	0	696
Consumida Biogás	MWh	GV4	326	377	75	192	274	1243
		GV5	5	1	220	435	238	898
Água alimentada	MWh	GV4	364	494	90	221	253	1422
		GV5	9	4	215	215	258	699
		GV6	97	13	1	0	0	111
Vapor produzido	MWh	GV4	2137	3046	482	1146	1403	8215
		GV5	25	0	1311	2433	1456	5225
		GV6	522	54	0	0	0	576

Tabela B.7 – Rendimentos da central térmica no ano de 2013

Central Térmica	Unidades	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro	2013
Energia Produzida	MWh	2968	3112	2470	1728	2124	2652	15053,8
Rendimento Central	%	80,6	78,5	77,2	69,1	75,8	79,5	77,3
Incorporação Biogás	%	17,1	22,4	17,8	12,8	1,3	16,5	15,4

Auditoria Energética às Unidades de Cogeração e Central Térmica

Tabela B.8 - Rendimentos da central térmica no ano de 2013

Central Térmica	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maior	2014
Energia Produzida	MWh	2684,8	3099,9	1793,5	3579	2858,7	14016,1
Rendimento Central	%	77,9	83,7	77,8	84,31	77,9	80,8
Incorporação Biogás	%	12,2	12,2	15,4	16,8	17,0	14,7

C. Estudo do efeito da paragem do motor na produção diária de vapor pela caldeira recuperativa

A baixa produção da caldeira recuperativa em relação à esperada aliada a sucessivas paragens do motor não planeadas levaram à determinação do efeito destas mesmas na produção diária de vapor na caldeira recuperativa, pois esta necessita de algum tempo para estabilizar o valor pretendido de produção horária.

A análise seguinte baseia-se na diferença entre as variáveis registadas de caudal mássico de vapor produzido e R.E.E. após estabilização e o valor médio desse dia, afetado pela paragem.

Foi estudado o efeito de 28 paragens não planeadas que ocorreram durante o estágio, cujos dados retirados e valores calculados se encontram de seguida.

Tabela C.1 - Dados retirados e calculados para análise das paragens da C.R., 1 a 7

Variável	Unidade	1	2	3	4	5	6	7
Tempo até estabilizar	min	35	48	27	43	30	31	81
ΔR.E.E.	%	-0,3	-0,4	-0,3	-0,8	-0,4	-0,7	-1,0
Δvapor produzido	kg/h	-29,3	-75,4	-38,7	-103,9	-58,4	-58,1	-158,5
Energia não produzida	MWh	-0,4	-1,0	-0,5	-1,4	-0,8	-0,8	-2,1
Potência não produzida	kW	-22,4	-57,7	-29,6	-79,5	-44,7	-44,5	-121,3

Tabela C.2 -Dados retirados e calculados para análise das paragens da C.R., 8 a 14

Variável	Unidade	8	9	10	11	12	13	14
Tempo até estabilizar	min	65	45	56	30	48	25	41
ΔR.E.E.	%	-0,4	-0,4	-1,3	-0,2	-2,4	-0,7	-0,7
Δvapor produzido	kg/h	-65,3	-64,1	-126	-46	-403	-104,4	-136,4
Energia não produzida	MWh	-0,85	-0,83	-1,6	-0,60	-1,4	-0,88	-1,8
Potência não produzida	kW	-50,0	-49,1	-96,5	-35,2	-81,7	-79,9	-104,4

Tabela C.3 - Dados retirados e calculados para análise das paragens da C.R., 15 a 21

Variável	Unidade	15	16	17	18	19	20	21
Tempo até estabilizar	min	83	65	35	52	26	30	28
ΔR.E.E.	%	-0,6	-0,7	-0,3	-0,6	-0,3	-0,2	-0,3
Δvapor produzido	kg/h	-96,7	-82,2	-70,1	-110,9	-46,1	-37,5	-80
Energia não produzida	MWh	-1,3	-1,1	-0,91	-1,4	-0,60	-0,49	-1,0
Potência não produzida	kW	-74,0	-62,9	-53,7	-84,9	-35,3	-28,7	-61,2

Auditoria Energética às Unidades de Cogeração e Central Térmica

Tabela C.4 - Dados retirados e calculados para análise das paragens da C.R.,22 a 28

Variável	Unidade	22	23	24	25	26	27	28
Tempo até estabilizar	min	40	40	50	21	28	42	41
ΔR.E.E.	%	-1,2	-2,1	-0,98	-3,3	-0,2	-0,3	-0,5
Δvapor produzido	kg/h	-167,5	-462,9	-132,6	-366,7	-46,8	-64,3	-84
Energia não produzida	MWh	-1,0	-1,2	-1,5	-0,4	-0,6	-0,8	-1,1
Potência não produzida	kW	-128,2	-154,5	-101,5	-25,7	-35,8	-49,2	-64,3

Os valores anteriores resultaram nas seguintes médias para as variações.

TabelaC.5 - Resultados da análise do efeito das paragens

Média tempo arranque	min	42,4
Média REE perdido por arranque/dia	%	-0,8
Média Energia não produzida	MWh	-1,01
Média potência não produzida	kW	-66,3

Como se verifica, cada paragem forçada no motor representa uma rampa na caldeira recuperativa de 42 minutos, o que resulta numa não produção de 1,01 MWh de vapor de baixa pressão e um R.E.E. inferior em 0,8%.

D. Mais-valias para a Unicer da otimização realizada nas centrais de cogeração e térmica

Por se tratar de aumentos de energia térmica, o critério utilizado foi o de se quantificar o gás natural que não foi consumido na central térmica da fábrica, com o seu devido rendimento inicial, para a produção dos ganhos nas recuperações desde a implementação das medidas deste projeto, para o cenário da cogeração.

No caso da central térmica será quantificada o aumento do rendimento da central e o que esta variação representou em relação ao menor consumo de gás natural face ao rendimento inicial.

Com base na evolução da potência térmica total recuperada da cogeração, tabelas A3 e A4, e admitindo o rendimento da central térmica de 78,9% e 36,13 €/MWh o preço do gás natural.

Tomando o mês de Julho como exemplo, o cálculo da mais – valia realizada nesse mês é:

$$Potência\ térmica\ ganha\ (kW) = P_{Jul} - P_{Jun} = 3527,7 - 3467,4 = 60,3\ kW$$

$$Energia\ ganha\ (MWh) = \frac{P_{ganha} * h_{Jul}}{1000} = \frac{60,3 * 466}{1000} = 28\ MWh$$

$$Mais - valia\ (€) = \frac{E_{ganha}}{\eta_{central\ térmica}} * Custogás\ natural = \frac{28}{0,789} * 36,13 = 1286\ €$$

Tabela D. 1- Mais-valias da cogeração durante o projeto

Mês	Unid.	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Total
Funcionamento	h	466	441	445	557	474	523	459	320	435	411	544	
Ganho potência	kW	60	269	299	310	450	359	367	392	527	604	674	
Ganho energia	MWh	28	119	133	172	213	188	168	125	229	248	366	1990
Mais-valia	€	1286	5436	6077	7892	9764	8589	7700	5735	10486	11373	16780	91119

Partindo do princípio que a cogeração se irá comportar como nos últimos meses, fazendo a média dos ganhos dos últimos três meses disponíveis, a mais – valia mensal esperada será de 12.000€.

Para a central térmica as mais-valias consideradas foi o aumento do rendimento da central em 2014, pois as mudanças apenas se registaram no final de 2013. Sendo assim considerou-se a poupança em gás natural na produção da quantidade de vapor produzido em 2014, com o aumento do rendimento.

$$\text{Aumento rendimento da central (\%)} = \eta_{2014} - \eta_{2013} = 80,8 - 77,3 = 3,5\%$$

$$\begin{aligned} \text{Poupança consumo gás natural (MWh)} &= \frac{\text{Energia}_{\text{vapor}}}{\eta_{2013}} - \frac{\text{Energia}_{\text{vapor}}}{\eta_{2014}} = \\ &= \frac{14016}{77,3} - \frac{14016}{80,8} = 785,4 \text{ MWh} \end{aligned}$$

$$\text{Mais – valias central térmica (€)} = 785,4 * 36.13 = 28.377€$$

Num período de cinco meses foram contabilizados 28.377€ ganhos com as mudanças efetuadas na central térmica pelo que pode representar uma poupança mensal de aproximadamente 6.000€, se a produção se mantiver estável à registada nestes meses.

E. Proposta de melhoria a implementar nas recuperações térmicas da cogeração

Para a elaboração do projeto foram realizados os balanços de energia e os seus respetivos cálculos, foi estudada a viabilidade da utilização de um permutador já existente na fábrica através do simulador *ASPEN* e o *payback* do investimento.

E.1 Simulação da viabilidade do permutador existente para o projeto

Para reduzir o custo do investimento foi estudada a possibilidade de utilizar no projeto um permutador já existente na Unicer que não estava instalado, recorrendo à ferramenta de modelização *Aspen E.D.R.*, um *software* de análise e simulação de permutadores de calor avançado, que permite dimensionar permutadores de calor para uma necessidade específica ou verificar o comportamento de um permutador numa situação já existente.

O trabalho consistia em retirar as características do permutador existente e as condições e premissas que seriam precisas cumprir para que a sua implementação fosse um sucesso, que corresponde à opção *Rating/Checking* do *Aspen E.D.R.* .

As características do permutador são:

Tabela E. 1- Características do permutador

Característica	Unidade	Valor
Passagens		1
Pratos da corrente quente		16
Pratos da corrente fria		16
Razão área actual / requerida		1,51
Área total	m ²	6
Ângulo <i>chevron</i>	Graus	60
Área de cada prato	m ²	0,207
Diâmetro entrada	mm	70
Distância horizontal das entradas	mm	186
Distância verticas das entradas	mm	760
Comprimento de um prato	mm	874
Largura de um prato	mm	300
Espessura de um prato	mm	2,2

Devido à exigência da queda de pressão no permutador ser de 0,3 bar no máximo, o caudal do circuito LT será limitado para que ocorra a transferência de calor necessária, pelo que apesar de estarem disponíveis 65 m³/h apenas 2,52 m³/h são necessários para a transferência de calor, existindo um *bypass* ao permutador do restante.

Limitando o ΔT para 3°C, com a temperatura de saída do circuito LT nos 38°C, a temperatura de saída da água de *make-up* é de 39,5 °C, um aumento de 22,5 °C, que corresponde uma potência térmica de 49,4 kW.

As performances térmicas e hidráulicas da simulação foram:

Tabela E. 2- Propriedades da simulação

	Unid.	Lado Quente	Lado Frio
Coefficiente transferência calor	W/(m ² .K)	4070	2020
Tensão de corte nas paredes	N/m ²	11,34	0,59
Queda de pressão	bar	0,1	0,0055

Como se verifica todas as necessidades foram cumpridas, pelo que o permutador pode ser utilizado no projeto de recuperação térmica do circuito LT.

E.2 Balanços de massa e energia ao projeto

Os balanços realizados no projeto pretendiam verificar a viabilidade do aumento da temperatura da água de *make-up* da central térmica.

Com a restrição de um ΔT de 3°C, a temperatura de saída da água de *make-up* será de 40°C, sendo esta a partida para os balanços. O caudal estimado é de 0,53 kg/s pois o consumo médio diário verificado é de 46 m³.

Balanço ao permutador proposto

Na corrente fria

$$\begin{aligned}
 Q_{recebido}(kW) &= \dot{m}_{make-up} \left(\frac{kg}{s} \right) * c_{p_{H2O}} \left(\frac{kJ}{kg.K} \right) * (T_{s_{H2O}} - T_{e_{H2O}})(^{\circ}C) \\
 &= 0,53 * 4,19 * (40 - 17) = 51 kW
 \end{aligned}$$

Na corrente quente, considerando perdas de 5% na transferência de calor.

$$Q_{cedido}(kW) = \frac{Q_{recebido}}{0,95} = 53,7 \text{ kW}$$

$$Q_{cedido}(kW) = \dot{m}_{circuito \text{ LT}} \left(\frac{kg}{s}\right) * c_{p,circuito \text{ LT}} \left(\frac{kJ}{kg.K}\right) * (T_{S,circuito \text{ LT}} - T_{e,circuito \text{ LT}})(^{\circ}C)$$

$$-53,7kW = 2,65 * 4,126 * (T_{S,circuito \text{ LT}} - 43)$$

$$T_{S,circuito \text{ LT}} = 38 \text{ }^{\circ}C$$

O valor retirado do balanço é o mesmo sugerido pelo software *Aspen E.D.R.* .

E.3 Estudo do *payback* do projeto

Para calcular o *payback* estimado do projeto foi considerado que o motor trabalha 5500 horas por ano, nos períodos de pontas e cheias.

A energia recuperada não será gasta em vapor que é utilizado para manter quente o degaseificador, mantendo-se o custo do gás natural em 36,13 €/MWh e o rendimento da central térmica em 78,9%.

O custo do investimento considerado foi de 6818 €, valor orçamentado pela empresa Faremi para o trabalho pretendido.

Para a recuperação mínima, 40 kW, os cálculos realizados foram:

$$E_{recuperada \text{ anual}}(MWh) = \frac{P}{1000}(MW) * horas_{motor} = \frac{40}{1000} * 5500 = 220 \text{ MWh}$$

$$E_{gás \text{ natural}}(MWh) = \frac{E_{recuperada}(MWh)}{\eta_{central}} = \frac{220}{0,789} = 278,8 \text{ MWh}$$

$$Mais - valias(€) = E_{gás \text{ natural}}(MWh) * Custo_{gás \text{ natural}}(€) = 278,8 * 36,13 = 10074 \text{ €}$$

$$\textit{Payback}(\textit{meses}) = \frac{\textit{Investimento}}{\textit{Mais - valias}} * 12 = \frac{6818}{10074} * 12 = 8,1 \textit{ meses}$$