

Avaliação do potencial energético e económico de uma unidade de trigeração numa indústria do sector automóvel

Jorge Moreira Santos Ascensão

Dissertação do MIEM

Orientador na TMG AUTOMOTIVE: Eng.º João Pedro Silva

Orientador na FEUP: Prof. José Luís Alexandre



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2011

À minha família e aos meus amigos

Resumo

A empresa em estudo tem demonstrado preocupações ambientais quanto à emissão de gases com efeito de estufa e no controlo de compostos orgânicos voláteis, por outro lado face à crescente escalada do preço da energia surge o interesse em estudar soluções para obter energia eléctrica e térmica de uma forma eficiente e com menores custos.

Para responder a estes problemas, o presente trabalho pretende avaliar a integração de uma unidade de trigeriação de forma a fornecer energia térmica para dar resposta às necessidades de funcionamento da empresa e rentabilizar a produção de energia eléctrica.

Inicialmente efectuou-se um levantamento do consumo anual de energia, a produção efectuada e o consumo específico da unidade produtiva, o que permitiu avaliar as necessidades energéticas passadas e presentes de forma a poder prever os consumos energéticos com a variação da produção. De seguida analisou-se a percentagem de consumo de energia térmica e eléctrica gerada convencionalmente que pode ser substituída por um sistema de trigeriação.

Após identificadas as necessidades energéticas da empresa, foi realizado um estudo sobre as tecnologias de trigeriação existentes no mercado de modo a escolher a solução que melhor se adapta à realidade da empresa. Foram também analisadas tecnologias de trigeriação com possibilidade de incineração de compostos orgânicos voláteis (COV) com objectivo de otimizar, ou substituir, os sistemas actuais de incineração e utilizar a energia presente nos COV para a redução do consumo energético do sistema.

Por fim realizou-se uma análise da viabilidade económica e do impacto ambiental focando os custos de consumo energético, custos de investimento com as diferentes tecnologias, os benefícios resultantes e a redução das emissões de gases com efeito de estufa.

Os resultados revelaram que a instalação de um sistema de trigeriação com incineração de COV permite uma poupança de energia primária de 29,5%, utilizando a energia contida nos COV é possível poupar até 10% no consumo de combustível, dependendo da concentração de COV emitida. Há uma redução nas emissões de gases de estufa em 20% e os valores de emissão de COV são inferiores aos valores máximos estipulados pela lei em vigor. O sistema de trigeriação representa um período de retorno de investimento de 4,7 anos e uma valorização ao fim de 10 anos de 743.000€. Para os sistemas de trigeriação sem incineração de COV, verifica-se que tem mais interesse em operar somente 17 horas por dia, visto nesse período o valor da remuneração ser superior, permitindo uma rentabilidade superior.

Abstract

The company in study has revealed environmental concerns regarding the environmental issue of greenhouse gases and the control of volatile organic compounds. On the other hand, due to the growing escalation of energy prices, an interest on studying solutions for electric and thermal energy of a efficiently and cheaply arises.

In order to answer to these problems, the present study aims to evaluate the integration of a trigeneration plant to provide thermal energy so as to meet the operational needs of the company, turning the power generation profitable.

Initially, a survey of the annual energy consumption, production and the specific consumption of the plant was performed, which made possible to assess the past and present energy needs in order to be able to predict energy consumption according to the production variation. Then the percentage of heat energy consumption and conventionally generated electricity we analysed, which can be replaced by a trigeneration system.

After identifying the company's energy needs, a study on trigeneration technologies in the market was conducted, with the purpose of choosing the optimal solution the company's outlook. Trigeneration technologies were also analyzed involving the possibility of incineration of volatile organic compounds (VOCs) to enhance or replace the current systems of incineration and use the energy from the VOC to reduce the energy consumption of the system.

Finally, an analysis of the economic feasibility and of the environmental impact focused on the energy consumption costs, investment costs with different technologies, benefits and reducing emissions of greenhouse gases was carried out.

The results revealed that the installation of a trigeneration system including the incineration of VOCs allows that a primary energy savings of 29,5%, using the energy contained on the VOCs can save up to 10% of direct energy consumption, depending on the concentration of VOCs emitted and enables a reduction in greenhouse gas emissions by 20%, and the emission of VOCs are below the ceilings set by law. The trigeneration system represents a return on investment period of 4,7 years, and an appreciation after 10 years of 743.000 €. For trigeneration systems without incineration of VOCs, it was found that its usage becomes interesting if they are operated for only 17 hours a day, since that this period of time corresponds to a higher remuneration value, allowing a superior profitability.

Agradecimentos

Agradeço aos meus pais por acreditarem sempre em mim e proporcionarem-me a oportunidade de estudar e de ter condições para ter uma vida boa, ao meu irmão pelo apoio incansável, aos bons amigos que estiveram sempre presentes e disponíveis para apoiar em todos os momentos, nomeadamente Carlos Salvador e Mauro Viera pela incansável ajuda prestada.

Agradeço à empresa TMG AUTOMOTIVE e seus colaboradores, que proporcionaram todas as condições necessárias para a realização desta dissertação, em especial ao Eng.º João Pedro Silva pelo empenho demonstrado ao longo do tempo de trabalho e pela forma como permitiu o contacto com os profissionais de várias áreas.

Agradeço por fim ao Professor José Luís Alexandre, pela orientação e apoio prestado durante o desenvolvimento da dissertação.

Aos que não foram referidos um Muito Obrigado.

Nomenclatura

Nm ³	Normal metro Cubico
G.P.L.	Gás petróleo liquefeito
Tep	Tonelada equivalente petróleo
Kgep	Quilograma equivalente petróleo
RTO	Regenerative Thermic Oxidation
CFC	Clorofluorcarboneto
COV	Compostos orgânicos voláteis
Ppm	Partes por milhão
ε	Eficiência
PUR	Poliuretano
PVC	Policloreto de vinilo
CO ₂	Dióxido de carbono
FUE	Facto de utilização de energia
RCE	Razão calor electricidade
RFE	Razão Frio electricidade
IEE	Índice de economia de energia

Índice

Resumo	v
Abstract	vii
Agradecimentos.....	ix
Nomenclatura	xi
Índice	xiii
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento e objectivos do trabalho.....	1
1.1.1 Legislação portuguesa de cogeração.....	4
1.1.2 Método de cálculo da remuneração de cogeração.....	5
1.1.3 Poupança de energia primária.....	6
1.1.4 Períodos temporais de venda de energia eléctrica	7
1.2 Organização e temas abordados	8
1.3 Apresentação da empresa	9
2 Análise energética.....	11
2.1 Evolução do consumo energético global	11
2.1.1 Análise da energia consumida com a evolução da produção	12
2.2 Análise dos consumos energéticos de 2009 e 2010.....	13
2.2.1 Análise percentual	15
2.3 Equipamentos de maior consumo energético	17
2.3.1 RTO – Oxidação Térmica Regenerativa.....	17
2.3.2 Caldeiras de aquecimento de termofluido	19
2.3.3 <i>Chillers</i> de compressão	20
2.4 Análise do consumo energético associado à implementação de um sistema de trigeriação.....	21
3 Soluções de sistemas cogeração/trigeriação	22
3.1 Principais factos históricos da cogeração	22
3.2 Conceito de cogeração	23
3.3 Tecnologias de cogeração	25
3.3.1 Turbina a gás	25
3.3.2 Turbina a gás, com destruição de COV.....	28
3.3.3 Motor de combustão interna	30
3.3.4 Microturbina	31
3.4 Tecnologias de trigeriação	33
3.4.1 <i>Chiller</i> de absorção	33
3.4.2 <i>Chiller</i> de absorção de gases directos.....	35
3.4.3 <i>Chiller</i> de adsorção	36
3.5 Parâmetros para avaliação do desempenho de uma instalação de trigeriação	38
4 Avaliação dos diferentes cenários de trigeriação aplicado ao caso real	40
4.1 Necessidades efectivas da unidade fabril a suprimir pela trigeriação	40
4.2 Cenários de trigeriação aplicados ao caso real	42

5	Análise económica	63
5.1	Cenário I	65
5.2	Cenário II	67
5.3	Cenário III	69
5.4	Cenário IV	70
6	Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros.....	72
6.1	Conclusões	72
6.2	Trabalhos futuros	74
7	Bibliografia	75
A.1		79
A.2		80
A.3		81
A.4		82
A.5		83
A.6		84
A.7		95

Lista de Figuras

Figura 1-Percentagens dos diferentes tipos da energia consumidos por Portugal em 2008.....	1
Figura 2-Percentagens dos diferentes tipos da energia consumidos por Portugal em 2009.....	1
Figura 3-Evolução de fornecimento de energia abrangido pelo regime especial.....	2
Figura 4-Modelo energético para o caso de estudo	3
Figura 5-Períodos horário de média tensão	7
Figura 6-Esquema organizativo do processo de fabrico.....	10
Figura 7-Evolução dos consumos energéticos totais e específicos	11
Figura 8-Energia em função da produção.....	12
Figura 9-Distribuição dos consumos de energia eléctrica nos anos de 2009 e 2010.....	13
Figura 10-Distribuição dos consumos de gás natural nos anos de 2009 e 2010	14
Figura 11-Consumo energético mensal de 2009	14
Figura 12-Consumo energético mensal de 2010	15
Figura 13-Análise percentual do consumo energético em 2009.....	16
Figura 14-Análise percentual do consumo energético em 2010.....	16
Figura 15-Exemplo de funcionamento de um RTO	17
Figura 16-Esquema de caldeira de termofluido.....	19
Figura 17-Diagrama de funcionamento de um <i>chiller</i> de compressão.....	20
Figura 18-Exemplo de funcionamento de um <i>Smoke Jack</i>	22
Figura 19-Balanço energético entre um sistema convencional (esquerda) e um sistema de cogeração (direita)	23
Figura 20-Princípio da cogeração	24
Figura 21-Pormenor de compressão de ar	25
Figura 22-Exemplo de uma turbina a gás.....	26
Figura 23-Câmara de combustão, com possibilidade de admissão de COV	28
Figura 25-Motor de combustão interna, a gás natural	30

Figura 26-Esquema de uma Microturbina	32
Figura 27-Esquema de funcionamento de um <i>chiller</i> de absorção	34
Figura 28-Princípio de funcionamento de <i>chiller</i> de absorção de gases directos	35
Figura 29-Esquema de funcionamento de um <i>Chiller</i> de adsorção	36
Figura 30-Princípio termodinâmico da adsorção	37
Figura 31-Potência diária das caldeiras	41
Figura 32-Diagrama de instalação de cogeração do cenário I	43
Figura 33-Esquema de uma instalação de uma turbina a gás <i>Vericor ASe 40</i>	44
Figura 34- <i>Chiller</i> de absorção de gases directos da <i>Broad</i>	45
Figura 35-Diagrama de instalação de cogeração do cenário II	49
Figura 36-Diagrama de instalação de cogeração do cenário III.....	53
Figura 37-Eficiência de incineração do tolueno	55
Figura 38-Eficiência de incineração do pentano	55
Figura 40-Diagrama de instalação de cogeração do cenário IV	59
Figura 41-Sistema de admissão da turbina a gás <i>Siemens SGT 300 VOC Combustor</i>	60

Lista de Tabelas

Tabela 1-Potencia nominal substituível por um sistema de trigerção	40
Tabela 2-Características da turbina a gás <i>Vericor ASE40</i>	44
Tabela 3-Características técnicas do <i>chiller</i> de absorção de gases directos da <i>BROAD</i>	46
Tabela 4-Energia anual produzida e consumida pelo sistema de cogeração do cenário I	47
Tabela 5-Análise da eficiência do sistema de cogeração do cenário I.....	47
Tabela 6-Emissões de CO ₂ em produção separada e combinada.....	48
Tabela 7-Características da turbina a gás <i>Centrax KB 7</i>	50
Tabela 8-Energia produzida e Consumida pelo sistema de cogeração do cenário II.....	51
Tabela 9-Análise da eficiência do sistema de cogeração do cenário II	51

Tabela 10-Emissões de CO ₂ em produção separada e combinada	52
Tabela 11-Propriedades da turbina a gás <i>Vericor ASE8 VOC</i>	54
Tabela 12-Valores do poder calorífico inferior de alguns COV mais comuns	56
Tabela 13-Energia produzida e consumida pelo sistema apresentado no cenário III.....	57
Tabela 13-Analise da eficiência do sistema de cogeração do cenário III.....	57
Tabela 14-Emissões de CO ₂ em produção separada e combinada.	58
Tabela 15-Características da turbina a gás, <i>SGT 300 VOC Destruction</i>	60
Tabela 16-Energia produzida e consumida pelo sistema apresentado no cenário IV	61
Tabela 17-Analise da eficiência do sistema de cogeração do cenário IV	62
Tabela 18-Emissões de CO ₂ em produção separada e combinada.	62
Tabela 19-Valor da remuneração e custos do cenário I.....	65
Tabela 20- <i>Cash Flow</i> para a solução do cenário I.....	65
Tabela 21-Análise de rentabilidade para o cenário I	66
Tabela 22-Valor da remuneração e custos do cenário II	67
Tabela 23- <i>Cash Flow</i> para a solução do cenário II	67
Tabela 24-Análise de rentabilidade para o cenário II.....	67
Tabela 25-Valor da remuneração e custos do cenário III.....	69
Tabela 26- <i>Cash Flow</i> para a solução do cenário III.....	69
Tabela 27-Análise de rentabilidade para o cenário III	69
Tabela 28-Valor da remuneração e custos do cenário IV.....	70
Tabela 29- <i>Cash Flow</i> para a solução do cenário IV	70
Tabela 30-Análise de rentabilidade para o cenário IV	71
Tabela 31-Comparação da eficiencia dos sistemas de trigeriação propostos	74
Tabela 32-Comparação da rentabilidade económica por unidade de potência instalada dos sistemas de trigeriação propostos ao fim de 10 anos.....	74
Tabela 33-Comparação da redução de emissões de CO ₂ dos sistemas de trigeriação propostos	74

1 Introdução

1.1 Enquadramento e objectivos do trabalho

A forte dependência energética do país, num contexto de energia cada vez mais cara, é um dos problemas mais graves que Portugal enfrenta actualmente, constituindo também uma das causas da crise geral que abala a economia e a sociedade portuguesa. O cenário energético nacional actual é caracterizado por uma forte dependência externa, devido a uma escassez de recursos próprios, com uma procura energética com taxas de crescimento significativamente superiores às do crescimento do PIB e com um sistema energético fortemente dependente de fontes primárias de origem fóssil (petróleo, gás natural e carvão). [1]

Na figura 1 e 2 apresenta-se as diferentes origens da energia eléctrica consumida em Portugal dos anos de 2008 e 2009 respectivamente, verifica-se que cerca de 75% da energia provinha de fonte não renovável e importada, existindo desta forma uma dependência externa elevada.

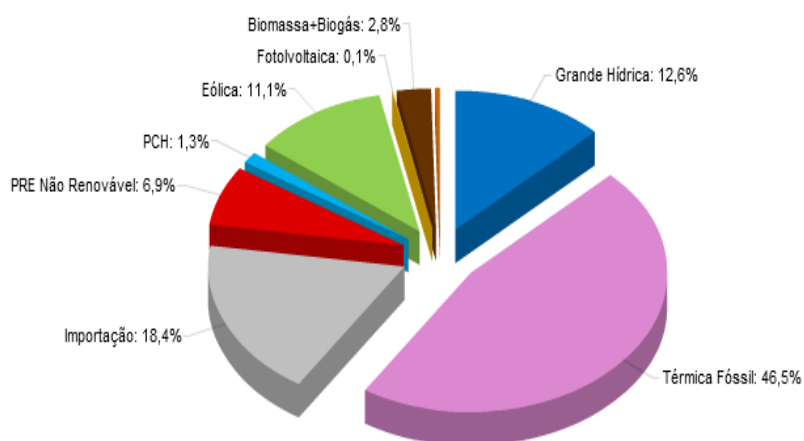


Figura 1-Percentagens dos diferentes tipos da energia consumidos por Portugal em 2008 [2]

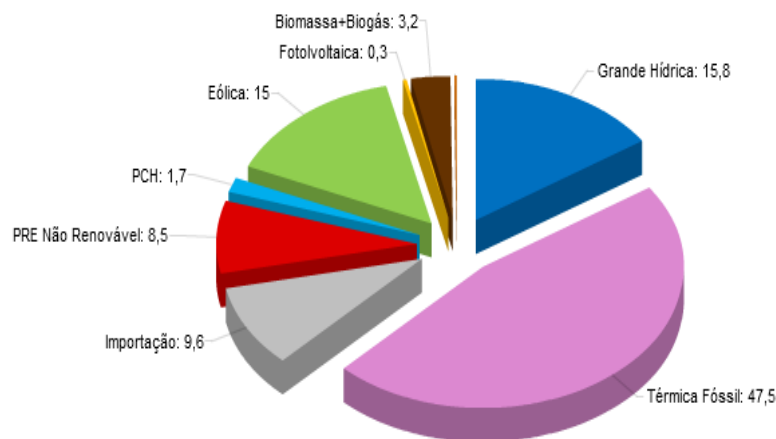


Figura 2- Percentagens dos diferentes tipos da energia consumidos por Portugal em 2009 [2]

Portugal tem dado passos no bom sentido, no que toca a sustentabilidade energética, com investimentos realizados no sector eólico, solar e dando incentivos fiscais à utilização de “energias verdes”. Foi criado o estatuto de produção em regime especial (PRE), sendo a actividade licenciada ao abrigo de regimes jurídicos especiais, no âmbito da adopção de políticas destinadas a incentivar a produção de energia eléctrica, nomeadamente através da utilização de recursos endógenos renováveis ou de tecnologias de produção combinada de calor e electricidade.

Conforme ilustra a figura 3, destaca-se o crescimento do fornecimento de energia abrangido pelo regime especial.

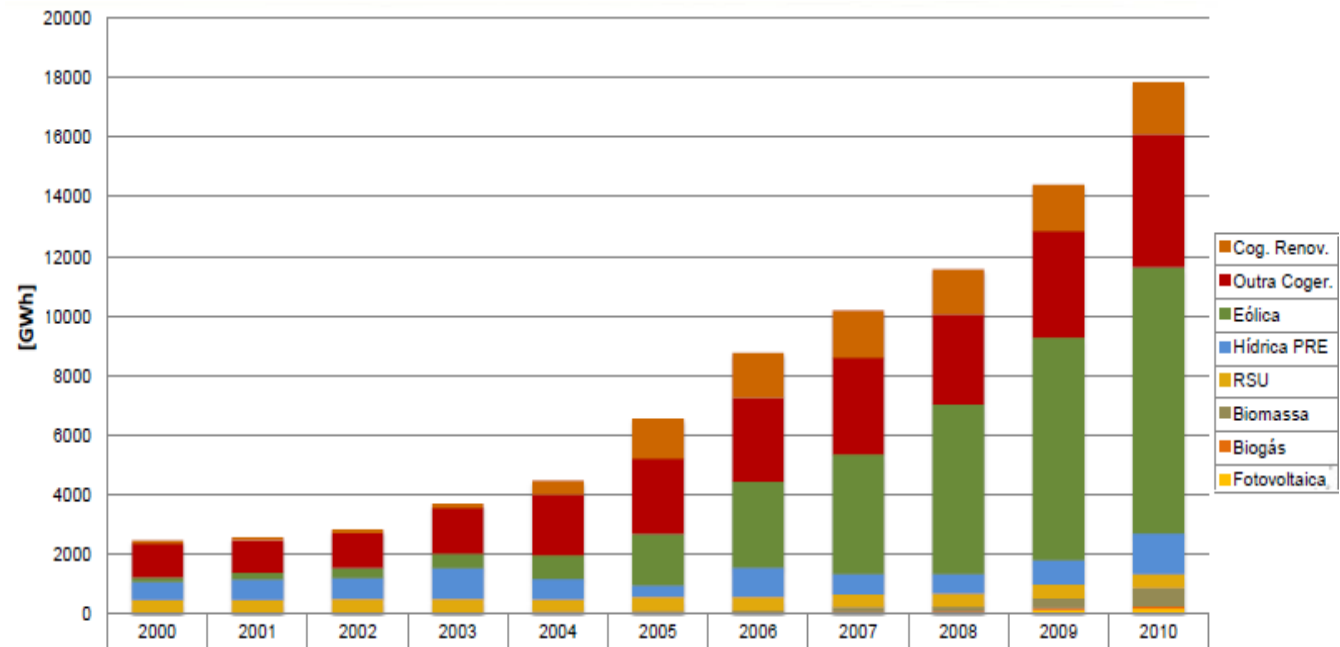


Figura 3-Evolução de fornecimento de energia abrangido pelo regime especial.[3]

A empresa em estudo tem como actividade a produção de tecidos plastificados e revestimentos para a indústria automóvel, sendo os principais tipos de energia consumidos o gás natural e a energia eléctrica.

Devido ao aumento sucessivo do preço da energia consumida e às preocupações demonstradas por parte da empresa perante as questões ambientais, nomeadamente às emissões de CO₂ e de compostos orgânicos voláteis, tem todo o interesse estudar-se soluções que permitam aumentar a eficiência energética, diminuindo a dependência de energia primária.

Desta forma deve-se desenvolver um modelo energético ideal com base nos três pontos principais apresentados na figura 4, que engloba o aumento da eficiência da componente energética reduzindo o gasto de energia primária, o estudo económico de forma a avaliar a viabilidade do investimento e o factor ambiental onde se aplicam esforços na medida da redução de emissões de efluentes perigosos para a atmosfera, tornando a indústria mais “verde”.

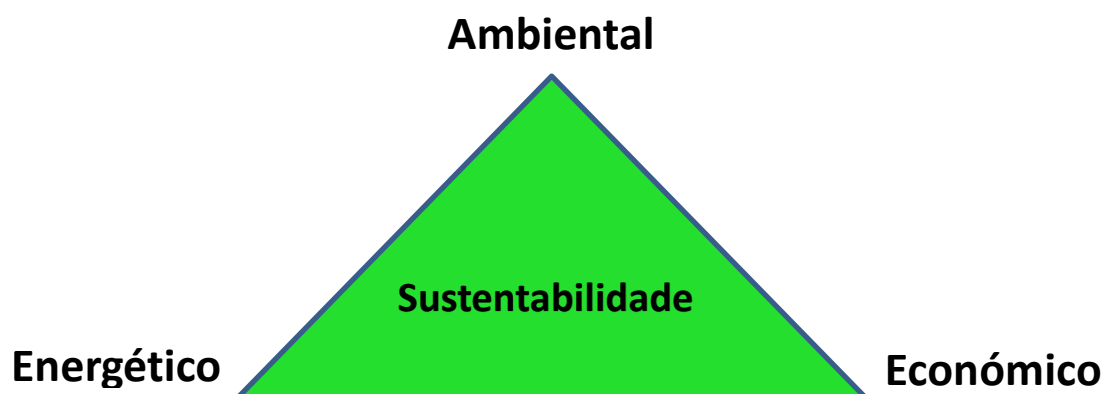


Figura 4- Modelo de análise energético para o caso de estudo

É neste sentido que surge o estudo da implementação de um sistema de cogeração, que aproveita o calor libertado do processo da conversão da energia química em energia eléctrica para soluções de recuperação térmica das caldeiras e para a produção de frio através da utilização de equipamentos de absorção/adsorção, passando a denominar-se de sistema de trigeração.

A cogeração proporciona um aproveitamento em mais de 70% da energia consumida e dado que Portugal é um país importador de combustíveis fósseis, a cogeração permite uma poupança ao nível da energia consumida para a produção de calor reduzindo assim a quantidade de combustíveis importados.

A actual legislação que define a renumeração da cogeração, o preço de venda à rede da energia eléctrica não reflecte o verdadeiro custo de produção, o que dificulta uma maior penetração se sistemas de cogeração no sistema eléctrico nacional. É necessário actualizar o actual sistema de renumeração de modo a fazer a indexação adequada e permanente do preço da energia eléctrica ao preço dos combustíveis. Outra grande oposição para uma maior implementação da cogeração é a disponibilidade de pontos de interligação à rede pública, visto ser necessário cumprir um elevado número de requisitos, juntamente com processos burocráticos que dificultam o acesso á rede pública e são morosos.

1.1.1 Legislação portuguesa de cogeração

Em 1999 é estabelecido com o Decreto-Lei nº 538/99 o regime de actividade de cogeração, sendo modificado pelo Decreto-Lei nº 312/2001 que define o regime de gestão da capacidade de recepção de energia eléctrica nas redes do Sistema Eléctrico de Serviço Público proveniente de centros electroprodutores do Sistema Eléctrico Independente. Estes Decretos-Lei abordam questões de exploração.

Em 2002 foi implementada um regime remuneratório em função da potência de ligação, as portarias 57/2002, 58/2002, 59/2002 e 60/2002 definem a tarifa a receber pelo cogrador.[4-7]

A União Europeia em 2004 lançou a Directiva 2004/8/CE com o objectivo de fazer promoção da cogeração de alta eficiência com base na procura de calor útil no mercado interno da energia.[8]

Em 21 de Dezembro de 2006 definiu-se as bases gerais da organização e funcionamento do Sistema Eléctrico Nacional, onde foram estabelecidos valores de referência harmonizados para a eficiência de produção separada de energia eléctrica e de calor necessários para o cálculo de electricidade de cogeração de elevada eficiência. Posteriormente a 19 de Novembro de 2008 foi tomada uma nova decisão da comissão que estabelece orientações para a implementação e aplicação do anexo II da directiva 2004/8/CE.[9, 10]

Actualmente com o Decreto-Lei nº 19/2010 de 23 de Agosto de 2010, é estabelecido um regime jurídico e remuneratório aplicável à energia eléctrica e mecânica e de calor útil produzidos em cogeração, transpondo para a ordem jurídica interna a Directiva nº 2004/8/CE, do Parlamento Europeu.[11]

1.1.2 Método de cálculo da remuneração de cogeração

Segundo o Artigo 4º do Decreto-Lei 19/2010, o método de cálculo da remuneração em regime especial da energia proveniente de cogeração será actualizado futuramente, sendo de momento desconhecido a data. Todavia, actualmente a remuneração ainda é realizada através do método de cálculo presente na Portaria n.º 58/2002, *DR 12 SÉRIE I-B* (Potencia eléctrica inferior a 10 MW).

O método de cálculo para a remuneração em regime especial, onde é calculado o valor indicativo em euros por kWh, segue a seguinte fórmula:

$$VRD_m = (KMHO_m \times [PF(VRD)_m + PV(VRD)_m] + PA(VRD)_m \times Z) \times \frac{IPC_m - 1}{IPC_{ref}} \times \frac{1}{1 - LEV}$$

- **VRD_m**-remuneração aplicável a centrais renováveis, no mês “m”
- **KMHO_m** -coeficiente que modula os valores de **PF(VRD)_m** e de **PV(VRD)_m** em função do posto horário em que a electricidade tenha sido fornecida
- **PF(VRD)_m** - parcela fixa da remuneração aplicável a centrais renováveis
- **PV(VRD)_m** -parcela variável da remuneração aplicável a centrais renováveis
- **PA(VRD)_m** -parcela ambiental da remuneração aplicável a centrais renováveis
- **Z** -coeficiente adimensional que traduz as características específicas do recurso endógeno e da tecnologia utilizada na instalação licenciada
- **IPC_{m-1}** - índice de preços no consumidor, sem habitação, no continente
- **IPC_{ref}** -índice de preços no consumidor, sem habitação, no continente, referente ao mês anterior ao do início do fornecimento de electricidade à rede pela central
- **LEV**- perdas, nas redes de transporte e distribuição, evitadas pela central renovável

1.1.3 Poupança de energia primária

Actualmente a legislação em vigor refere que a cogeração é de elevada eficiência se existir uma redução de energia primária superior a 10% para instalações com potência eléctrica instalada entre 1 a 25 MW, sendo o método de cálculo apresentado na seguinte fórmula:

$$PEP = \left[1 - \frac{1}{\left[\frac{CHP_{H\eta}}{REF_{H\eta}} + \frac{CHP_{E\eta}}{REF_{E\eta}} \right]} \right] \times 100$$

Em que:

$CHP_{H\eta}$ – Eficiência térmica do processo

$CHP_{H\eta}$ – Referência de produção de energia térmica

$CHP_{E\eta}$ – Eficiência eléctrica do processo

$CHP_{E\eta}$ – Referência de produção de energia eléctrica

1.1.4 Períodos temporais de venda de energia eléctrica

A venda de energia eléctrica tem uma tarifa variável ao longo do dia. Existem quatro períodos temporais que são: hora do super vazio, hora do vazio, hora de ponta e hora de cheia.

Na figura 5 apresenta-se um exemplo da distribuição diária dos períodos temporais de compra de energia eléctrica (referentes à EDP) e da mesma forma que o preço de compra da energia eléctrica é variável, dependendo do período horário, o preço de venda também depende deste mesmo período, como tal tem todo o interesse em analisar se é mais rentável a cogeração funcionar a tempo inteiro, ou funcionar parcialmente no período horário de pontas e cheias, onde a tarifa de venda é superior.

Para além do preço variável em função do período temporal, a venda de energia eléctrica proveniente de sistemas de cogeração é remunerada de uma forma bonificada.



Figura 5- Períodos horário de média tensão [12]

1.2 Organização e temas abordados

A avaliação de instalação de uma unidade de trigeriação desenvolve-se em seis capítulos que abordam os diferentes temas do trabalho.

Capítulo 2

Análise energética do caso de estudo, onde são identificados os tipos de energia consumidos, evolução do consumo energético e a percentagem de energia que pode ser substituída por um sistema de trigeriação.

Capítulo 3

Apresenta-se as soluções técnicas da trigeriação e do seu aproveitamento energético.

Capítulo 4

Apresentação de quatro soluções de trigeriação aplicado ao caso real, efectuando-se para cada solução proposta, uma análise de eficiência e redução de emissões de gases com efeito de estufa.

Capítulo 5

É realizado uma análise económica às diferentes soluções abordadas.

Capítulo 6

Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros.

1.3 Apresentação da empresa

A empresa em estudo pertence a um grupo têxtil fundado em 1937, transformado em Sociedade Anónima em 1965. Distingue-se pela filosofia do seu fundador onde afirmava que “Tecnologia e Qualidade de mãos dadas”.

A empresa dedica-se ao revestimento de tecidos plastificados, ao fabrico de folhas compactas expandidas de policloreto de vinilo (PVC) ou de poliuretano (PUR) e à confecção de têxteis e plastificados, estando em constante aquisição de equipamento tecnológico, o que tem dotado eficazmente as suas plataformas industriais e a sua capacidade competitiva.

De forma a ilustrar o processamento das matérias-primas até se obter o produto final, é apresentado na figura 6 um esquema representativo do processo de fabrico.

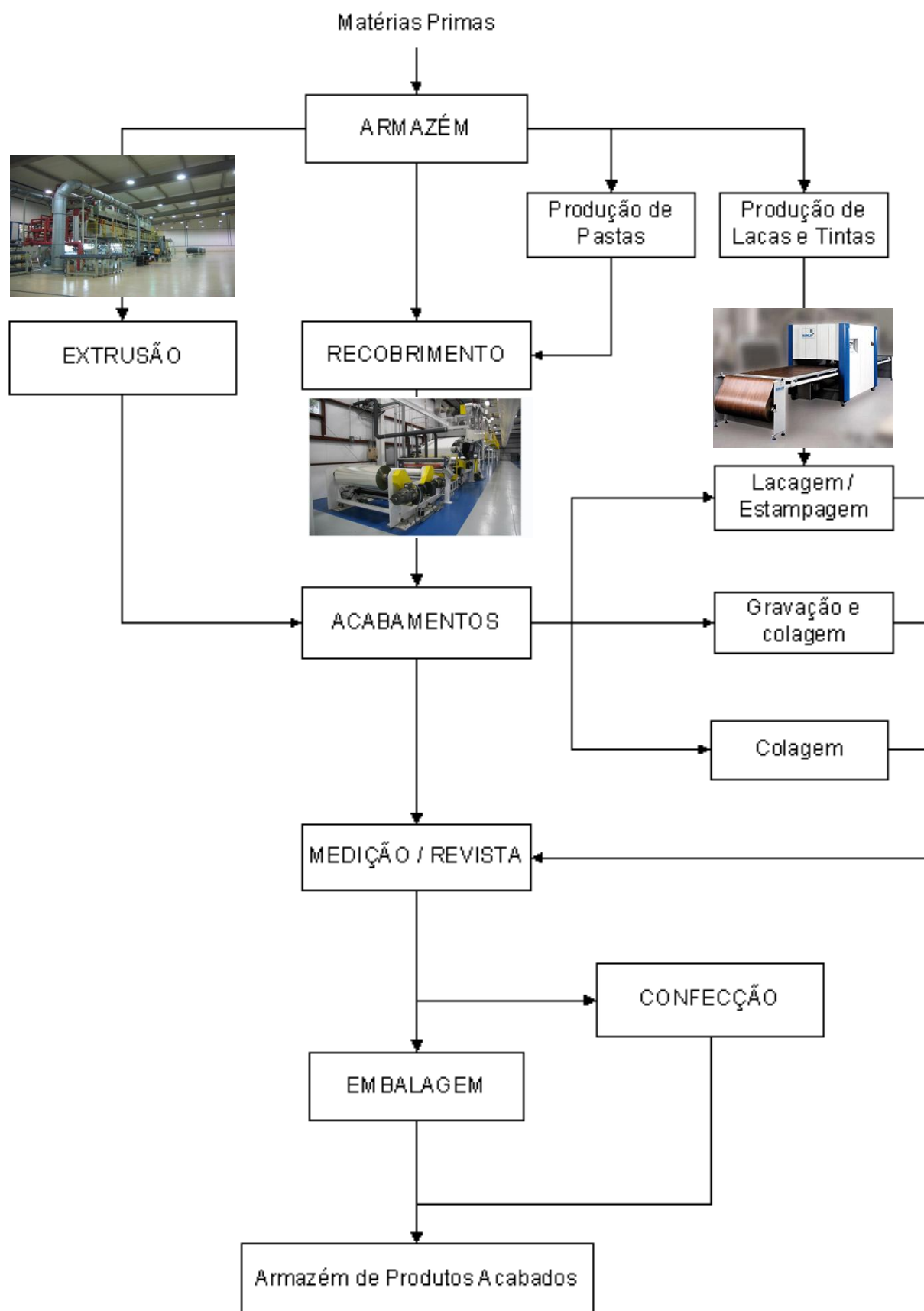


Figura 6- Esquema organizativo do processo de fabrico

2 Análise energética

2.1 Evolução do consumo energético global

Na figura 7 apresenta-se a evolução do consumo energético da empresa dos últimos cinco anos, com base nos dados do plano de racionalização de consumos de energia, onde se verifica que nos primeiros três anos o consumo tem tido uma evolução aproximadamente constante, diminuindo em 2009 face à quebra de produção. Em 2010 houve um forte crescimento no consumo causado pela recuperação do sector automóvel.

Para efeitos de comparação, os diferentes tipos de consumos energéticos foram convertidos para uma unidade comum, a tonelada equivalente de petróleo (tep).

Na figura 7, o rácio entre o consumo energético (em quilograma equivalente petróleo) e a produção efectiva (em toneladas), designado por “consumo específico”, é sobreposto ao gráfico do consumo energético. Verifica-se que o consumo específico tem uma tendência decrescente à excepção do ano 2009, em que existiram muitas paragens na produção, causando desta forma um aumento de energia por unidade de produzida. Em 2010 a empresa trabalhou em contínuo, reduziram-se as paragens de produção, permitindo a diminuição substancialmente do consumo específico.

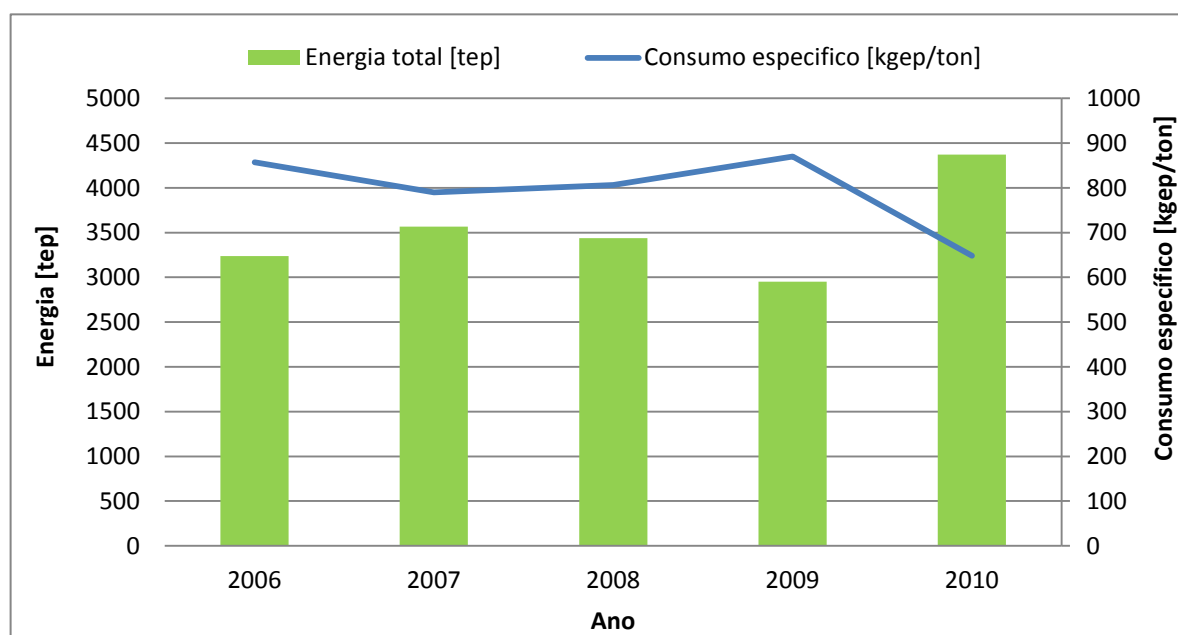


Figura 7 - Evolução dos consumos energéticos totais e específicos

Sendo o mercado automóvel um mercado muito variável, o fluxo de produto consumido pelas marcas não é constante, mas à luz dos contratos celebrados, prevê-se um crescimento na produção nos próximos anos, conduzindo necessariamente a um aumento do consumo energético.

2.1.1 Análise da energia consumida com a evolução da produção

Na figura 8 apresenta-se o gráfico da evolução da quantidade de produção com a quantidade de energia primária consumida resultante dos valores mensais de 2009 e 2010. Com base na criação de uma nuvem de pontos, obtém-se uma linha de tendência indicativa onde se verifica, de grosso modo, que o processo produtivo ao trabalhar em vazio tem um consumo mínimo de 119 tep. Devem incidir esforços para diminuir o custo energético em vazio e o declive da recta de forma a consumir energia apenas quando se produz. Um factor para diminuir este parâmetro é evitar os arranques e paragens das unidades, sendo nessas alturas que o consumo energético é o mais elevado. Também para a contribuição desta diminuição é encontrar/solucionar uma gestão eficaz dos planos de produção e manutenção de forma a ter os equipamentos em operação contínua o maior tempo possível.

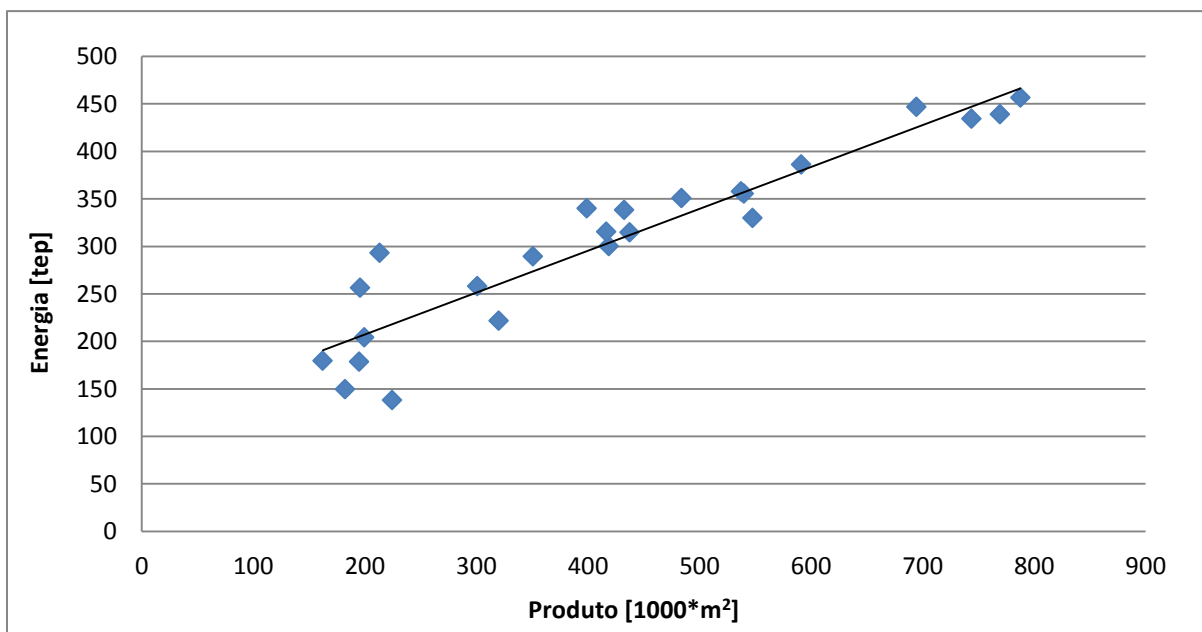


Figura 8- Energia em função da produção

2.2 Análise dos consumos energéticos de 2009 e 2010

De forma a contabilizar o consumo energético de 2009 e 2010, fez-se uma análise global ao consumo de energia eléctrica, gás natural, G.P.L e ao gasóleo de acordo com os dados do plano de racionalização de consumo energético da empresa.[13]

Na figura 9 e 10 apresentam-se os consumos de energia eléctrica e de gás natural respectivamente. Os consumos de G.P.L e de gasóleo não estão directamente relacionados com processo produtivo mas sim para abastecimento de empilhadores, em comparação aos outros tipos de consumos energéticos, estes representam menos de 1% do consumo, por esse motivo foram desprezados.

Uma forte quebra de produção em 2009 causada pela crise instalada no sector automóvel com os resultados de uma recuperação acentuada do sector em 2010 justifica o consumo energético de 2009 ter sido bastante inferior ao do ano 2010.

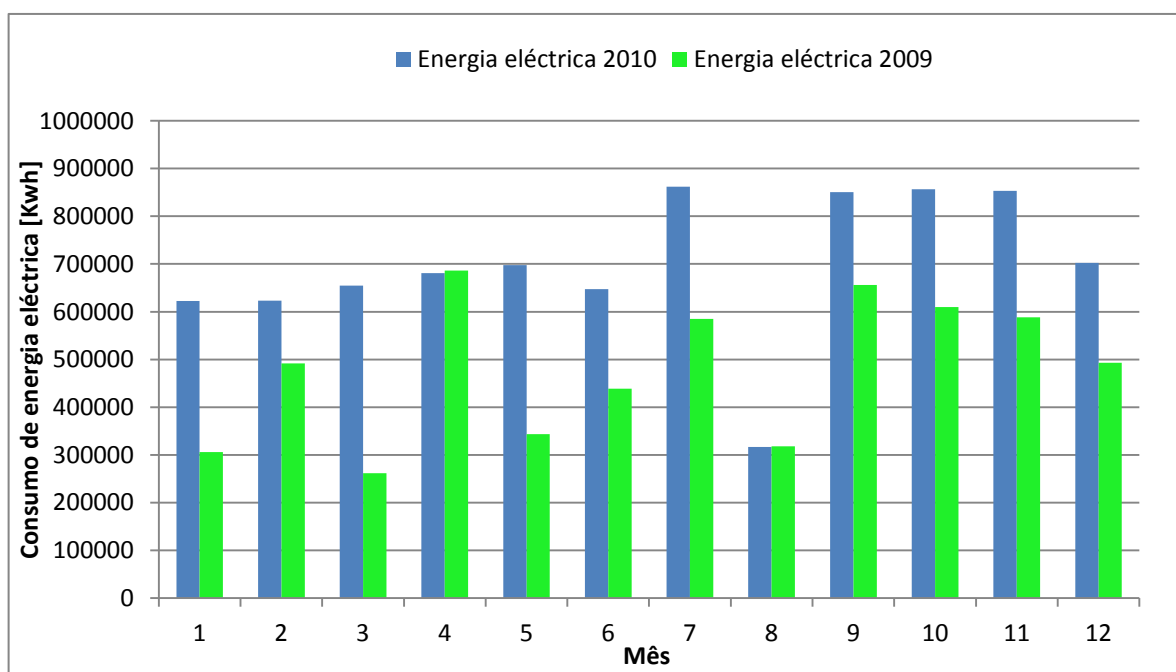


Figura 9- Distribuição dos consumos de energia electrica nos anos de 2009 e 2010

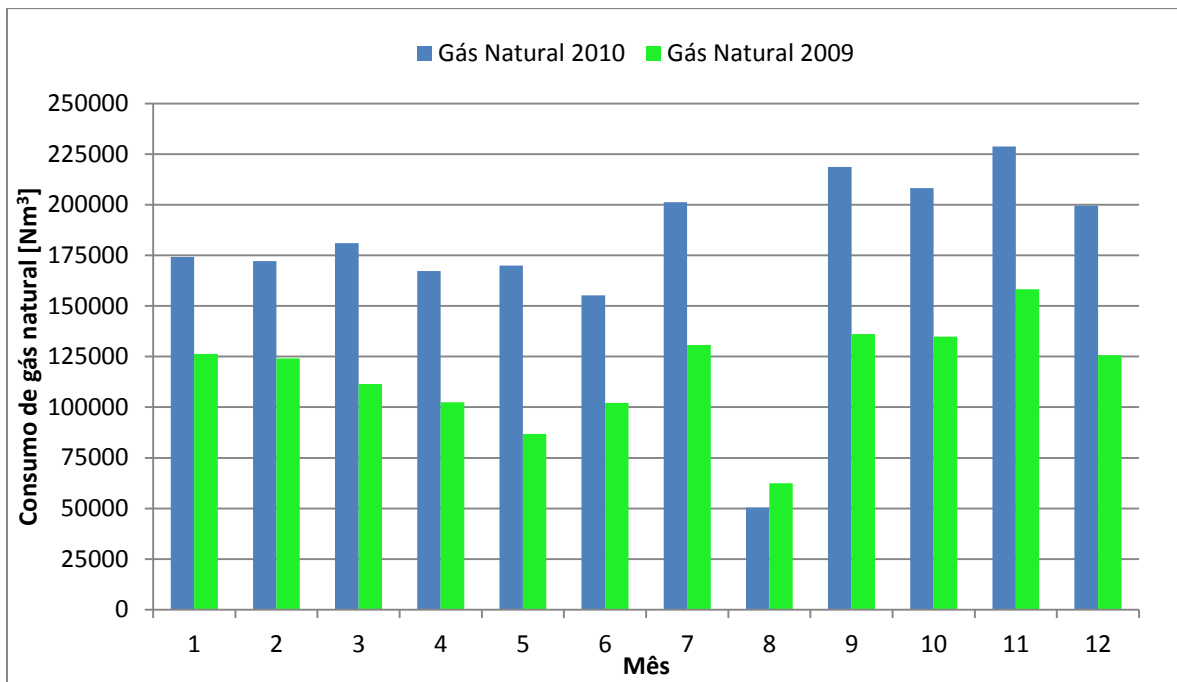


Figura 10 - Distribuição dos consumos de gás antural nos anos de 2009 e 2010

Nas figuras 11 e 12 são apresentados os consumos energéticos com a mesma unidade base (tep) para os anos de 2009 e 2010 respectivamente. Os coeficientes de conversão dos diferentes tipos de energia para tep são apresentados no anexo A.1.

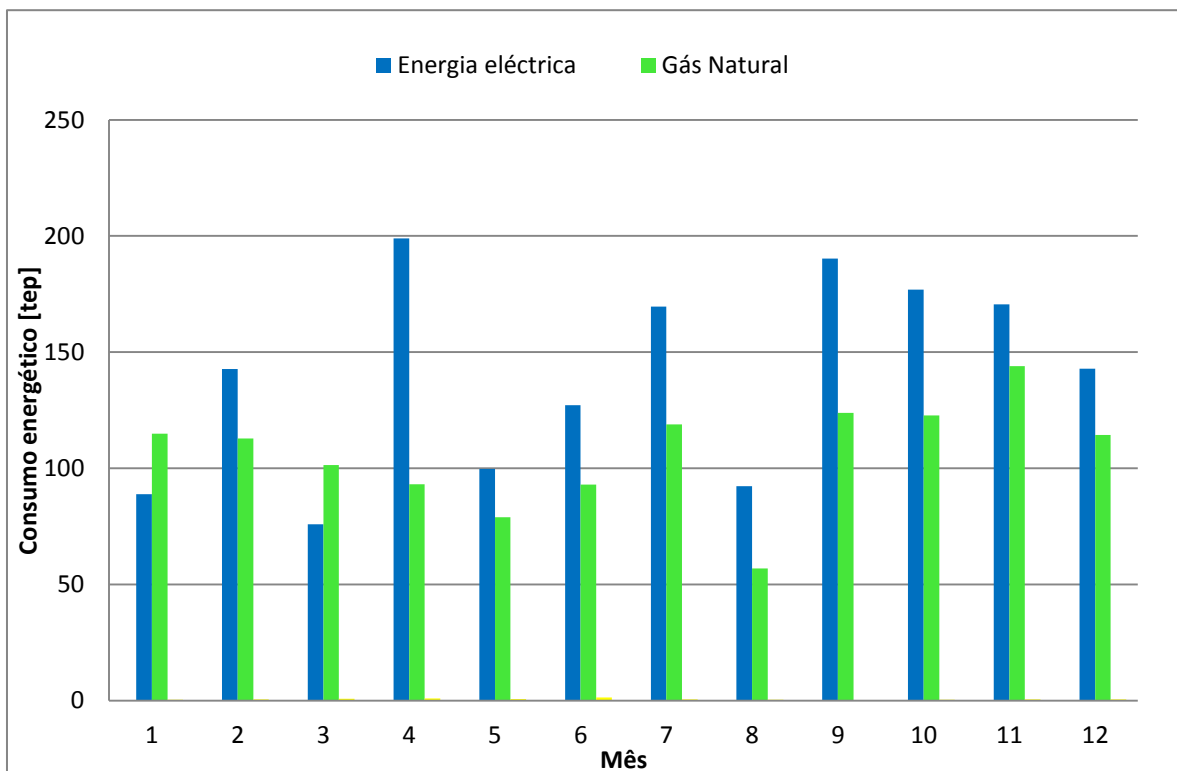


Figura 11-Consumo energético mensal de 2009

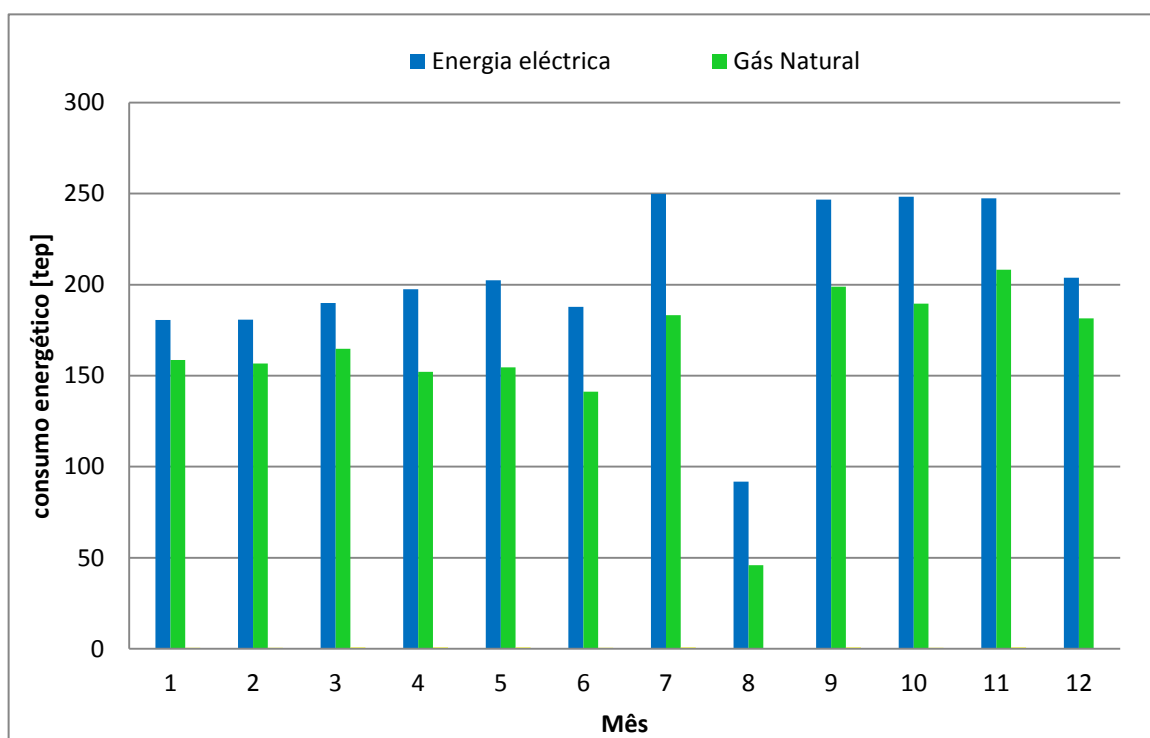


Figura 12-Consumo energético mensal de 2010

O consumo de energia passou de 2958 tep em 2009 para 4371 tep em 2010, o que reflecte a evolução ascendente do mercado.

É de referir que no mês de Agosto a empresa pára a produção durante três semanas para férias dos seus colaboradores, justificando o consumo inferior.

2.2.1 Análise percentual

A análise percentual dos consumos em 2009 e 2010 apresentam-se nas figuras 13 e 14 respectivamente. Os consumos de energia eléctrica e de gás natural correspondem a mais de 99% do consumo energético da empresa, sendo o consumo de energia eléctrica superior ao do gás natural, justificado pelo facto de a empresa ter bastantes *chillers* e todas as máquinas do processo de produção funcionam a energia eléctrica. A utilização do gás natural tem uma forte presença, pois é utilizado como combustível nas caldeiras para aquecimento de termofluido e num processo de controlo ambiental de emissões.

Repartição do consumo energético em 2009

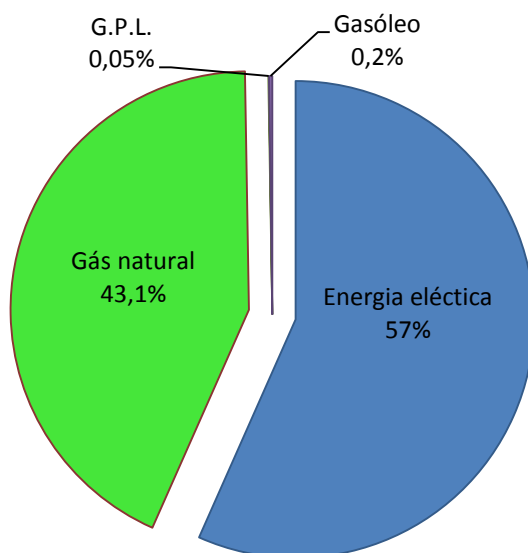


Figura 13-Análise percentual do consumo energético em 2009

Repartição do consumo energético em 2010

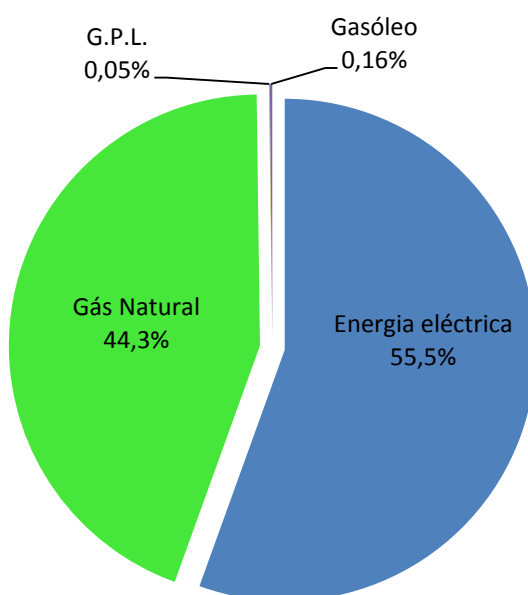


Figura 14-Análise percentual do consumo energético em 2010

2.3 Equipamentos de maior consumo energético

Do modelo energético traçado, foi adoptada a estratégia de identificar os equipamentos com maior consumo de energia analisando a sua função dentro do funcionamento da empresa e a possibilidade de serem optimizados ou substituídos por soluções mais eficientes.

De seguida são apresentados os equipamentos referidos, bem como o seu modo de funcionamento.

2.3.1 RTO – Oxidação Térmica Regenerativa

Da produção de revestimentos plastificados resultam efluentes gasosos, nomeadamente os COV¹, que são hidrocarbonetos prejudiciais ao meio ambiente, como tal legalmente não podem ser emitidos directamente para atmosfera, existindo necessidade de tratar estes efluentes previamente.

O RTO, sigla inglesa que significa *Regenerative Thermal Oxidation*, é uma solução para a incineração destes efluentes gasosos, têm uma eficiência de incineração acima dos 97%.

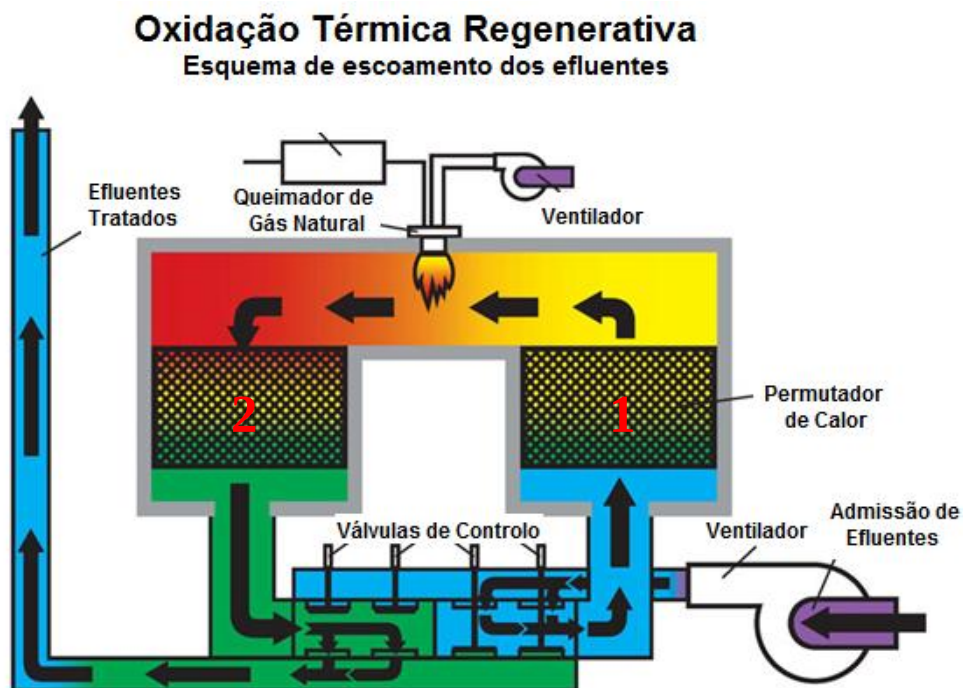


Figura 15-Exemplo de funcionamento de um RTO [14]

¹ Compostos orgânicos voláteis

Na figura 15 apresenta-se uma ilustração exemplificativa do funcionamento de um RTO. O processo começa com a admissão de efluentes com recurso a um ventilador, passando de seguida por um sistema de válvulas que controlaram o escoamento. De forma a ocorrer regeneração, os efluentes são encaminhados para a “zona 1” onde são pré-aquecidos pelas cerâmicas (permutadores de calor), passando depois para a zona de queima em que atingem os 700°C, saindo para a “zona 2” onde a energia térmica é transferida para as cerâmicas, posteriormente são encaminhados para a chaminé de exaustão.

Se a concentração de COV for superior a 3 g/Nm³, o RTO funciona de forma autónoma em que os COV se auto-inflamam, não havendo consumo de gás natural.

Contudo as concentrações de COV no caso de estudo não são suficientes para haver a auto-inflamação, como tal existe a necessidade de utilizar uma quantidade razoável de gás natural (1750 tep/ano) para a incineração dos COV, facto que tem um elevado peso na factura mensal.

Outras opções de forma a reduzir o uso do RTO são apresentadas no capítulo 4.2, garantindo que os efluentes são convenientemente tratados, mantendo inabalável a qualidade ambiental.

2.3.2 Caldeiras de aquecimento de termofluido

A maior parte das máquinas de processo utilizam termofluido a 290°C. Na figura 16 apresenta-se um exemplo ilustrativo de funcionamento de uma caldeira de termofluido, onde se verifica que tem uma concepção multitubular onde o fluido térmico circula. Os tubos estão directamente em contacto com a câmara de combustão. Os gases de escape a alta temperatura realizam um ciclo de permutação de calor com a tubagem, sendo posteriormente enviados para a chaminé para exaustão. As caldeiras de termofluido têm eficiências acima dos 85%.

Os gases de escape possuem uma quantidade considerável de energia térmica a ser desperdiçada, e há interesse em estudar as implementações de soluções de recuperação de calor nesta área.

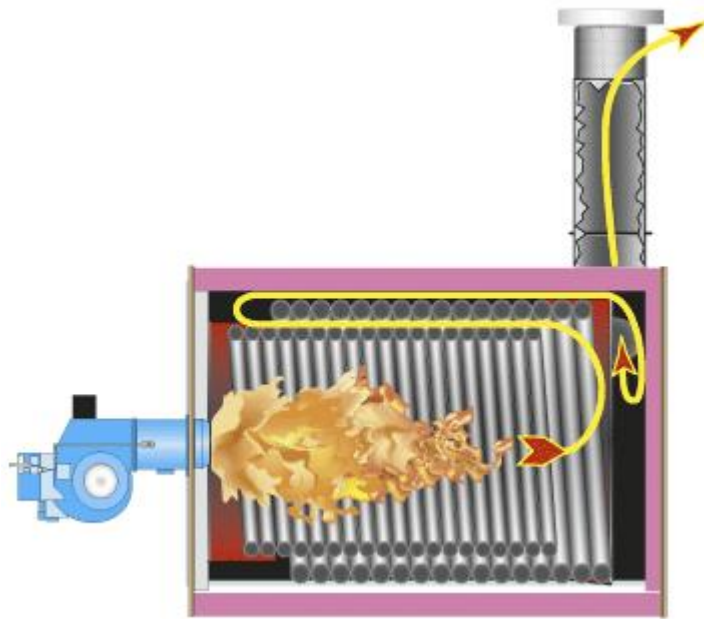


Figura 16-Esquema de caldeira de termofluido [15]

2.3.3 Chillers de compressão

A empresa tem necessidade de água fria para o processo produtivo, bem como para os sistemas de climatização. Actualmente a empresa tem vários *chillers*, sendo na maior parte das máquinas de processo, um por cada máquina.

Os *chillers* utilizados são de compressão, são designados desta forma visto utilizarem um compressor mecânico, usualmente accionado por um motor eléctrico, de forma a aumentar a pressão em determinada fase do ciclo termodinâmico do sistema. Na figura 17 está representado um exemplo de um *chiller* de compressão.

Estes *chillers* são muito comuns na indústria, contudo a desvantagem deste processo reside no seu elevado consumo energético.



Figura 17- Diagrama de funcionamento de um *chiller* de compressão[16]

2.4 Análise do consumo energético associado à implementação de um sistema de trigeriação

As caldeiras para aquecimento de termofluido representam 60% do consumo de gás natural, nos capítulos seguintes são estudadas possíveis soluções para a redução deste consumo. O RTO consome 40% do gás natural, encontrar soluções para minimizar o seu consumo é mais difícil, visto esta já ser uma das soluções mais interessantes presente no mercado, todavia são analisados outras soluções com o objectivo de minimizar este consumo.

Os *chillers* representam 23% do consumo eléctrico, a integração de um sistema de trigeriação iria reduzir significativamente esta parcela. Os outros 77% de consumo de energia eléctrica são relativos às máquinas de produção, nestes equipamentos um sistema de co-geração/trigeriação não reduz directamente os seus consumos eléctricos, pois toda a energia eléctrica gerada é vendida à rede pública a valor bonificado.

3.2 Conceito de cogeração

A conversão de energia térmica em trabalho está limitada pelas restrições implícitas na segunda lei da termodinâmica, grande parte da energia primária que é disponibilizada para se produzir uma dada quantidade de trabalho é pura e simplesmente desperdiçada na rejeição de calor a fonte fria. Ora, há situações em que juntamente com a necessidade da produção de trabalho ou energia eléctrica, há consumos de energia térmica que não raramente se processam a baixos níveis de temperatura e que assim sendo poderiam recorrer ao uso da energia térmica inevitavelmente rejeitada pelos motores. [18]

Cogeração ou CHP (*Combined heat and power*) consiste na produção simultânea de energia eléctrica e energia térmica. O principal objectivo é aumentar a eficiência dos sistemas utilizados, minimizando as perdas sob efeito de calor. Os sistemas de cogeração são sistemas eficientes e têm muitas aplicações pois podem ser aplicados a uma pequena industria ou satisfazer as necessidades energéticas de uma cidade. Contudo tem de ser estudados devidamente os seus proveitos financeiros de forma a analisar se a sua viabilidade é possível ou não face à substituição dos sistemas convencionais por sistemas de cogeração num determinado tempo. Na figura 19 é apresentada uma comparação entre um sistema convencional e um sistema de cogeração onde constata-se que as diferenças prendem-se por um aproveitamento até 50% de energia térmica.

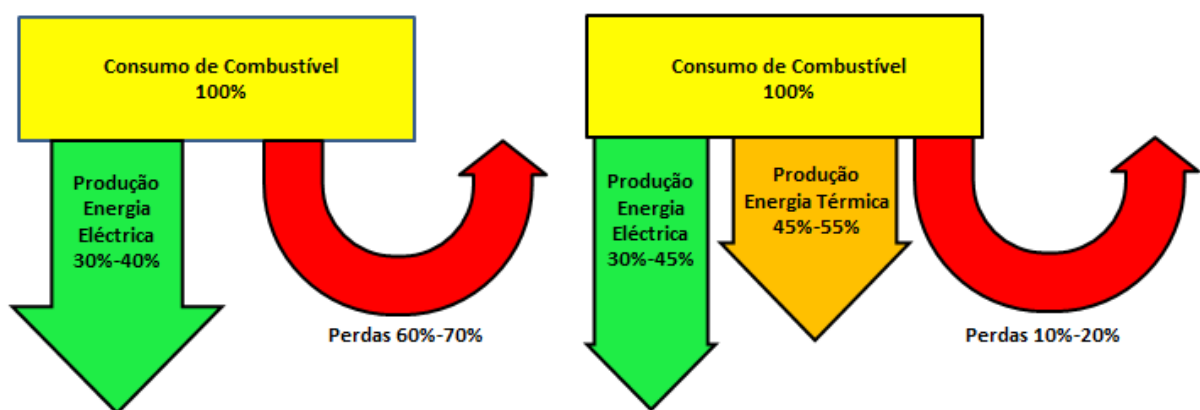


Figura 19-Balanço energético entre um sistema convencional (esquerda) e um sistema de cogeração (direita)

Na vertente da tecnologia existente de cogeração deparamo-nos que existem vários tipos de tecnologias, utilizando combustíveis distintos, sendo estas aplicáveis mediante a finalidade a que se destinam, na figura 20, apresenta-se de uma forma condensada um esquema de cogeração com as variadas tecnologias utilizadas bem como os tipos de combustíveis.

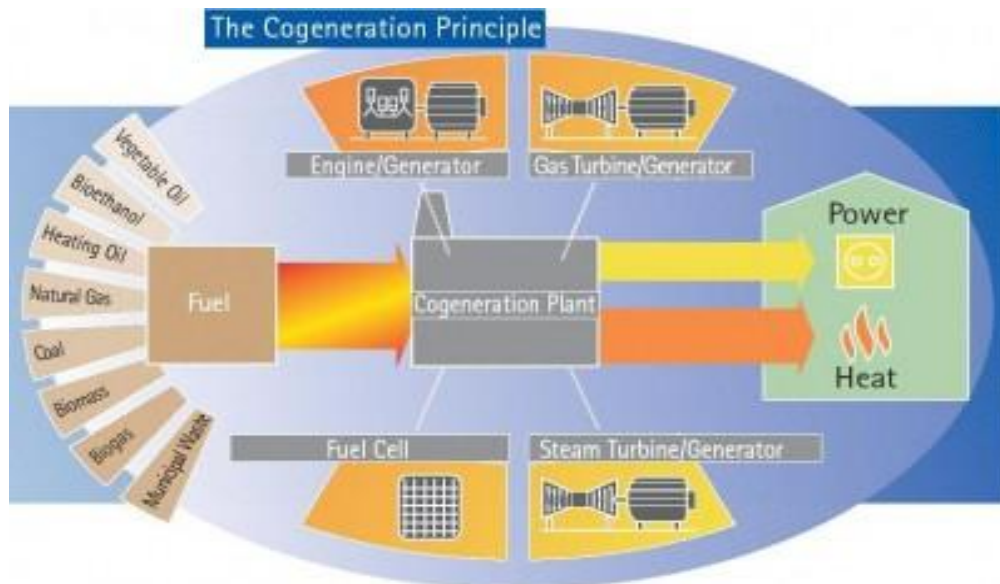


Figura 20-Princípio da cogeração [19]

Analisando numa vertente comunitária europeia, em que estamos inseridos, foi aprovada em 2007 pelo conselho europeu uma estratégia energética denominada “*Energy 2020*”, ao qual os estados membros comprometem-se a reduzir em 20% as emissões de dióxido de carbono, aumentar em 20% a utilização de energias renováveis, e reduzir em 20% a dependência de energia primária, até ao ano de 2020. Esta estratégia está incluída num projecto ainda mais abrangente e ambicioso, ao qual os estados membros até 2050 devem efectuar uma redução de emissões carbónicas em pelo menos 80%.

Para tal a cogeração tem um papel relevante, visto a sua utilização contribui para uma conversão energética mais eficaz, bem como contribui para a sustentabilidade da indústria onde esta inserida.

3.3 Tecnologias de cogeração

Actualmente existem no mercado vários tipos de tecnologias de cogeração que podem ser adoptadas ao caso em estudo, cada uma delas tem especificidades diferentes e são aplicáveis mediante algumas condições. Nesta secção serão apresentadas algumas das tecnologias de cogeração utilizadas na indústria referindo-se as suas características e limitações.

3.3.1 Turbina a gás

As turbinas industriais a gás são predominantemente utilizadas na indústria, visto terem um tamanho compacto, baixas emissões e permitir estar integrado num sistema de cogeração. Nos últimos anos têm sido alvo de estudo por parte dos engenheiros com objectivo de aumentar a eficiência de conversão de energia, para tal tem sido estudadas algumas zonas fulcrais da turbina, como o compressor e câmara de combustão.

O compressor geralmente trabalha com fluxo axial com cerca de 18 estágios de compressão, em que uma fileira de palhetas força o fluxo de ar e a fileira seguinte constituída por palhetas estáticas comprime o ar, no pormenor da figura 21 apresenta-se o processo de compressão.

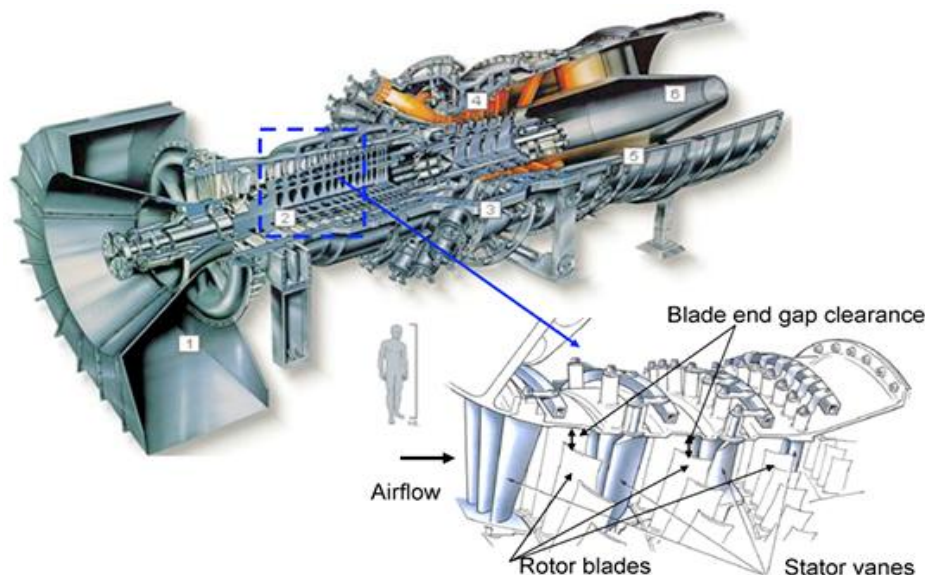


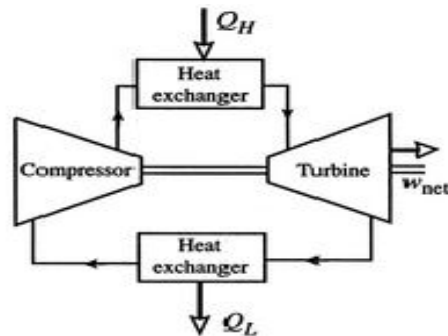
Figura 21-Pormenor de compressão de ar [20]

Quanto à câmara de combustão após incineração do combustível a mistura de gases atinge uma temperatura de cerca de 1300°C. Esta zona da turbina tem sido alvo de vários estudos com objectivo de aumentar a temperatura de admissão de ar.

O ciclo termodinâmico que corresponde ao funcionamento da turbina a gás é o ciclo de Brayton, em que pode ter dois tipos de configuração.

Ciclo fechado

O fluido de trabalho permanece no sistema, o combustível é queimado fora do sistema utilizando-se um permutador de calor para fornecer a energia da combustão ao fluido de trabalho.



Ciclo aberto

O fluido de trabalho é constantemente renovado, o ar é retirado da atmosfera percorre um ciclo termodinâmico e os produtos são libertados novamente para a atmosfera.

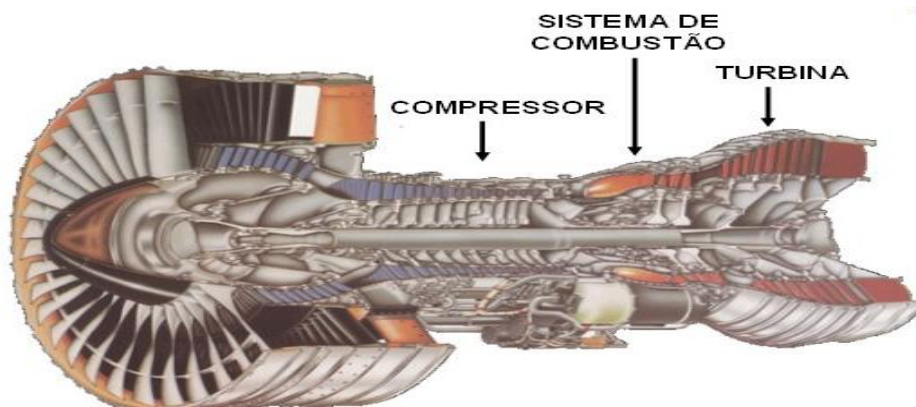
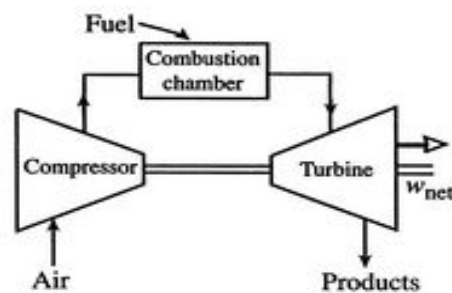


Figura 22-Exemplo de uma turbina a gás [21]

Tipos de combustível

Embora o nome da turbina seja turbina a gás, de referir que a designação refere-se ao fluido de trabalho e não ao combustível utilizado. Os combustíveis em ciclo aberto geralmente utilizados são: Gás natural, Propano, biogás, quando operado em ciclo fechado o combustível pode ser desde combustíveis gasosos a combustíveis líquidos.

Rendimento das instalações

- Rendimento eléctrico 30 a 35%
- Rendimento global 65 a 90%

Vantagens

- Arranques e paragens rápidos (comparativamente com sistemas vapor)
- Manutenção simples (menores tempos de paragem)
- Unidades compactas, com razões potencia/peso altas
- Elevada fiabilidade
- Baixa poluição ambiental (Emissões reduzidas)
- Disponibiliza energia térmica a temperaturas elevadas

Desvantagens

- Sensível à qualidade do combustível
- Tempo de vida útil curto
- Muitos componentes sob alta tensão mecânica
- Ruído de alta frequência
- Sensível a variações de temperatura

3.3.2 Turbina a gás, com destruição de COV

Nas refinarias de petróleo e na maioria das indústrias que utilizam solventes são emitidos compostos orgânicos voláteis (COV). Para proteger a saúde pública e o ambiente é necessário que os COV sejam incinerados. Actualmente no mercado existem várias soluções para a incineração de COV, como é o caso da oxidação térmica, oxidação catalítica, oxidação térmica regenerativa entre outras tecnologias. Contudo estes sistemas embora muito eficazes (acima de 97%), tem um consumo elevado de combustível visto a câmara de combustão tem de estar a temperaturas superiores a 700°C para a correcta incineração dos efluentes gasosos.

Devido a este factor tem existido muitos estudos relacionados com a incineração de efluentes gasosos em turbinas a gás, desenvolvendo câmaras de combustão avançadas que permitem a admissão de COV em forma de vapores e gases, oxidando termicamente estes hidrocarbonetos em dióxido de carbono e vapor de água. Os COV utilizados na câmara de combustão da turbina funcionam como combustível suplementar, diminuindo desta forma o consumo da turbina. Além de permitirem a incineração dos efluentes, estes sistemas tem a possibilidade estarem incorporados em sistemas de cogeração/trigeriação possibilitando assim a produção de energia eléctrica, bem como energia térmica.

No mercado existem turbinas a gás com incineração de COV apresentando resultados positivos como é o caso da turbina “*Siemens SGT-300 VOC Destruction*” com uma potência eléctrica de 7.9MW_e. Foram analisados alguns dados fornecidos pelo fabricante quanto á eficiência de incineração de alguns tipos COV onde verifica-se que a incineração dos COV, desta turbina tem uma eficiência de incineração acima dos 97%. Isto deve-se ao facto de as temperaturas na câmara de combustão serem na ordem dos 900°C necessitando de apenas 1-2 segundos para ser incinerados Na figura 23 apresenta-se um exemplo da câmara de combustão apropriada para incineração de COV.

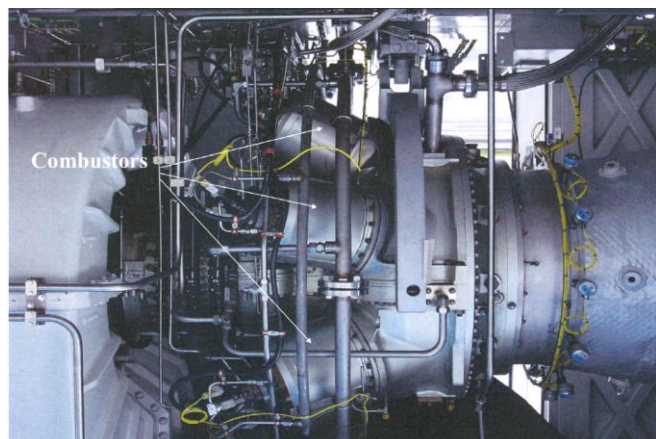


Figura 23- Camara de combustao, com possibilidade de admissao de COV [22]

Numa gama de potências mais baixa existe outro exemplo de turbina a gás com incineração a turbina *Vericor ASE8 VOC Combustor*. Esta turbina tem uma potência eléctrica de 525KWe, sendo a eficiência de incineração na ordem dos 96%-99%. Na figura 24, apresenta-se um exemplo da turbina a gás com incineração de COV.



Figura 24- Turbina a gás VERICOR com câmara de incineração de COV [23]

No contexto nacional actual existem várias empresas com necessidade de tratamento dos efluentes gasosos perigosos para o ambiente como o caso dos COV, nomeadamente as refinarias de petróleo onde as concentrações de COV são elevados, sendo a energia presente nestes hidrocarbonetos simplesmente desperdiçada.

O estudo de soluções como as apresentadas pode trazer fortes contributos a nível ambiental e a nível económico pois numa só solução é possível incinerar os efluentes e ao mesmo tempo gerar energia térmica e eléctrica, bem como deter equipamentos que são mais amigos do ambiente e permitem a poupança directa do consumo de energia primária.

De referir no entanto que estes sistemas têm algumas desvantagens como o caso da temperatura de admissão dos efluentes que não devem ser superiores a 30°C, bem como o rendimento eléctrico ser mais baixo que uma turbina a gás convencional.

3.3.3 Motor de combustão interna

Motores alternativos de combustão interna são máquinas térmicas que convertem a energia calórica do combustível em energia mecânica. Estes motores podem ter dois tipos de configuração ciclo Otto ou ciclo Diesel, estes ciclos são semelhantes que variam no método de ignição. Se a configuração for ciclo Otto, dá-se previamente uma mistura gasosa entre ar e combustível, ocorrendo a ignição a partir de uma faísca. Por outro lado se for ciclo Diesel, o ar é comprimido no cilindro, sendo associado ao processo o combustível, e a combustão ocorre devido a compressão da mistura.

Na figura 25 é apresentado um exemplo de um motor de combustão interna que utiliza como combustível gás natural.

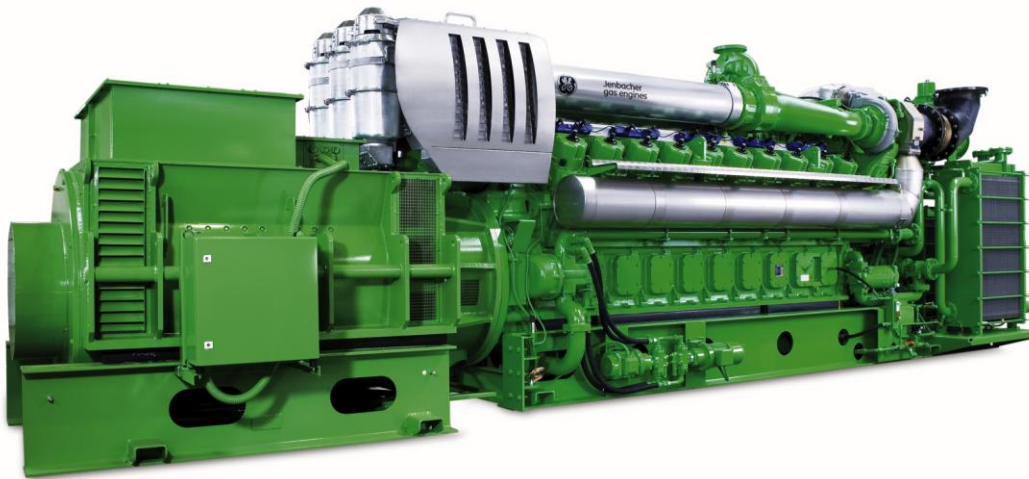


Figura 25- Motor de combustão interna, a gás natural [24]

Combustíveis utilizados

Se o motor funcionar como ciclo Otto geralmente o combustível é gás natural, contudo pode funcionar a propano, butano, bio gás. Por outro lado se funcionar a ciclo Diesel, o combustível é fuelóleo, gasóleo, entre outros combustíveis líquidos e misturas.

Rendimento das instalações

- Rendimento eléctrico 30 a 48%
- Rendimento global 70 a 90%

Vantagens

- Rapidez no arranque
- Grande eficiência em energia mecânica (e consequentemente em energia eléctrica)
- Não necessita de vigilância constante
- Baixo custo de investimento
- Adaptável a variações eléctricas
- Manutenção simples

Desvantagens

- Baixo rendimento em energia térmica
- Custos de manutenção elevados com paragens mais frequentes
- Tempo de vida útil curto
- Emissões relativamente elevadas
- Necessita de refrigeração mesmo que o calor recuperado não seja utilizado

3.3.4 Microturbina

As microturbinas tem esta designação visto serem compactas e de pequenas dimensões. Estas máquinas são compostas por um compressor, uma câmara de combustão, turbina e gerador eléctrico, em que geram potências de 20 KW a 250 KW. São muitas vezes aplicadas para cogeração em edifícios de serviços e restaurantes pois para além de serem compactos, são pouco ruidosas e de boa fiabilidade. De destacar que para possibilitar o aumento dos rendimentos são frequentemente utilizados regeneradores utilizando os gases de escape para fazer pré-aquecimento do ar novo.

Na figura 26, apresenta-se um esquema de uma microturbina, onde se pode verificar a disposição de todos os equipamentos que a constituem.

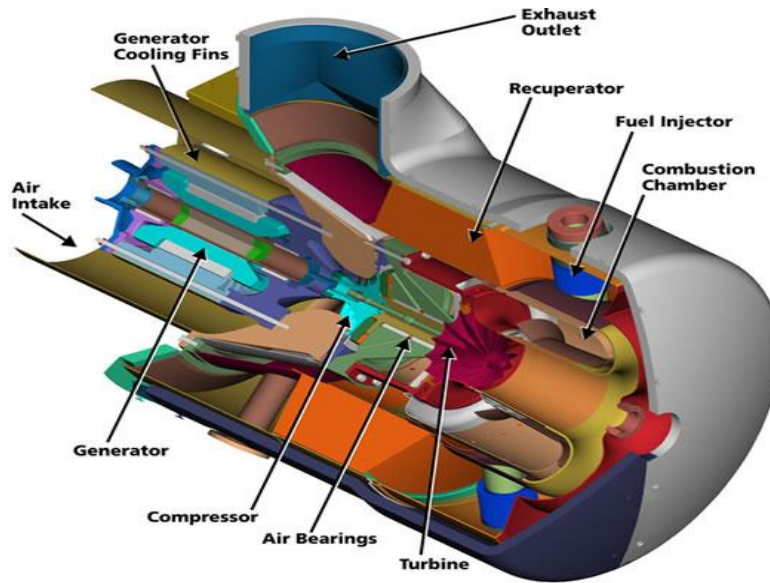


Figura 26-Esquema de uma Microturbina [25]

Rendimento das instalações

- Rendimento eléctrico 25 a 30%
- Rendimento global 62 a 88%

Combustíveis utilizados

As microturbinas podem utilizar vários tipos de combustível, como Gás Natural, GPL, Biogás, Querosene

Vantagens

- Numero reduzido de peças móveis, o que promove baixo desgaste
- Tempos de arranque rápidos
- Nível de emissões muito baixo
- Sistema pouco ruidoso
- Sem necessidade de refrigeração (quando utiliza chumaceiras a ar)

Desvantagens

- Custo elevado
- Baixa temperatura de gases de escape
- Pouco tempo de mercado (comparativamente com as outras tecnologias)

3.4 Tecnologias de trigerção

Os sistemas de trigerção são sistemas onde parte do calor resultante do ciclo termodinâmico, é conduzido para um sistema que vai converter o calor em frio. Os sistemas que permitem fazer essa conversão são os *chillers* de absorção ou os *chillers* de adsorção.

Os sistemas de trigerção são soluções interessantes, quando se tem necessidades térmicas (calor e frio), pois permitem um uso muito mais eficiente da energia primária, permitindo desta forma reduzir também as emissões de dióxido de carbono.

3.4.1 Chiller de absorção

Os *chillers* de absorção permitem converter o calor resultante do processo termodinâmico, em frio, estas máquinas são compostas por uma bomba de solução, um permutador de calor, um condensador, um evaporador, um gerador e um absorvente.

O *chiller* de absorção pode ser dividido em quatro zonas de funcionamento;

- Evaporador: zona onde é arrefecida a água a gelar, o fluido refrigerante ao passar na válvula de expansão evapora, diminuindo desta forma a sua temperatura, absorvendo o calor dos tubos onde circula a água a gelar.
- Absorvedor: zona onde o vapor de água é absorvido pela substância absorvente (solução de brometo de lítio ou amónia). O calor libertado no processo de absorção e dissipado através da passagem dos tubos de água do condensador ao atravessarem o absorvedor.
- Gerador: zona onde é fornecido o calor pela fonte quente (calor oriundo da cogeração), de forma a separar novamente o vapor de água da substância absorvente e a concentrar novamente a solução.
- Condensador: zona onde o vapor de água produzido no gerador é condensado pela água do condensador que circula nesta secção.

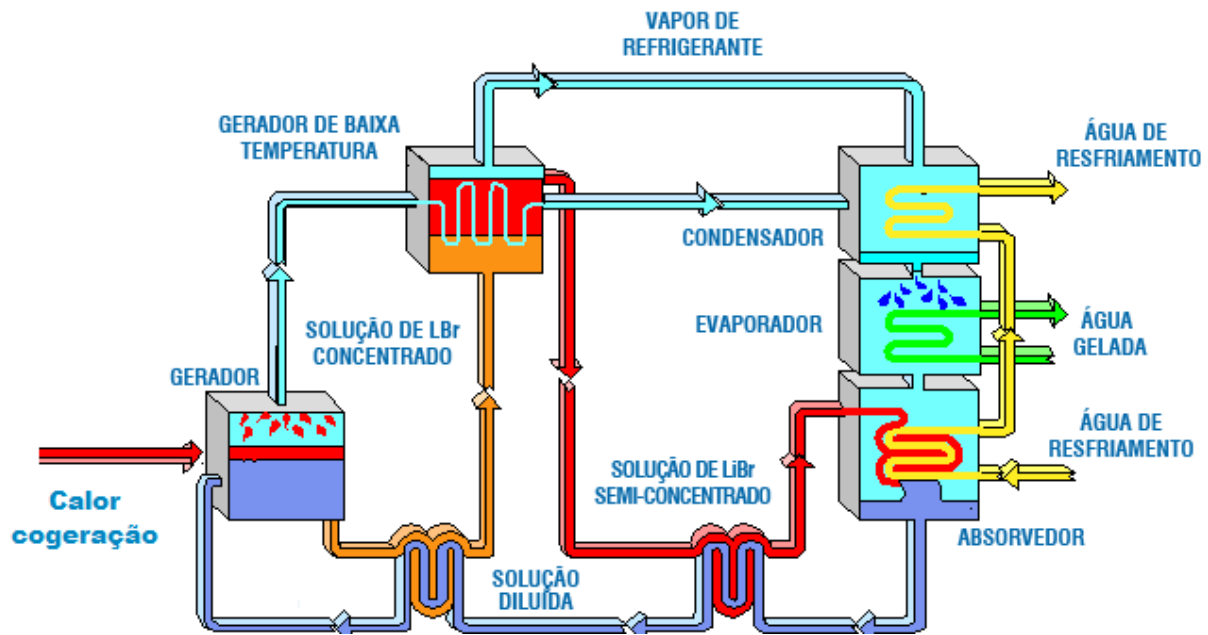


Figura 27- Esquema de funcionamento de um *chiller* de absorção

Vantagens

- Como os *chillers* de absorção não tem peças móveis, tem uma manutenção muito baixa, e um tempo útil de vida alto.
- O consumo eléctrico dos *chillers* de absorção é muito baixo, visto a principal fonte de energia ser resultante de uma fonte de calor externa.
- O fluido refrigerante é água, logo não tem danos ambientais, como o caso dos CFC, que prejudicam a camada do ozono.
- Os níveis de ruído e vibração são significativamente mais baixos nos *chillers* de absorção, isto porque são utilizadas pequenas bombas em vez de compressores do refrigerante;

Desvantagens

- Consumo alto de energia térmica, com eficiências baixas.
- Custo Alto
- Necessita de uma boa estanquicidade, por causa da câmara de vácuo.
- No caso do Brometo de Lítio pode ocorrer cristalização.

3.4.2 Chiller de absorção de gases directos

Os *chillers* de absorção de Gases directos, funcionam sob o mesmo ciclo apresentado na figura 27, contudo a principal diferença está no modo de utilização da energia, onde neste caso existe a possibilidade de admissão directa dos gases de escape, em vez dos tradicionais *chillers* de absorção que utilizam como fonte de calor, vapor, ou água quente.

Estes sistemas são muito interessantes pelo facto de permitirem o uso directo dos gases de escape da turbina, suprimindo desta forma o uso de caldeiras acessórias que iriam acrescentar no custo final, visto ser mais uma custo com manutenção, bem como perdas térmicas associadas a mais uma máquina de produção de água quente ou vapor.

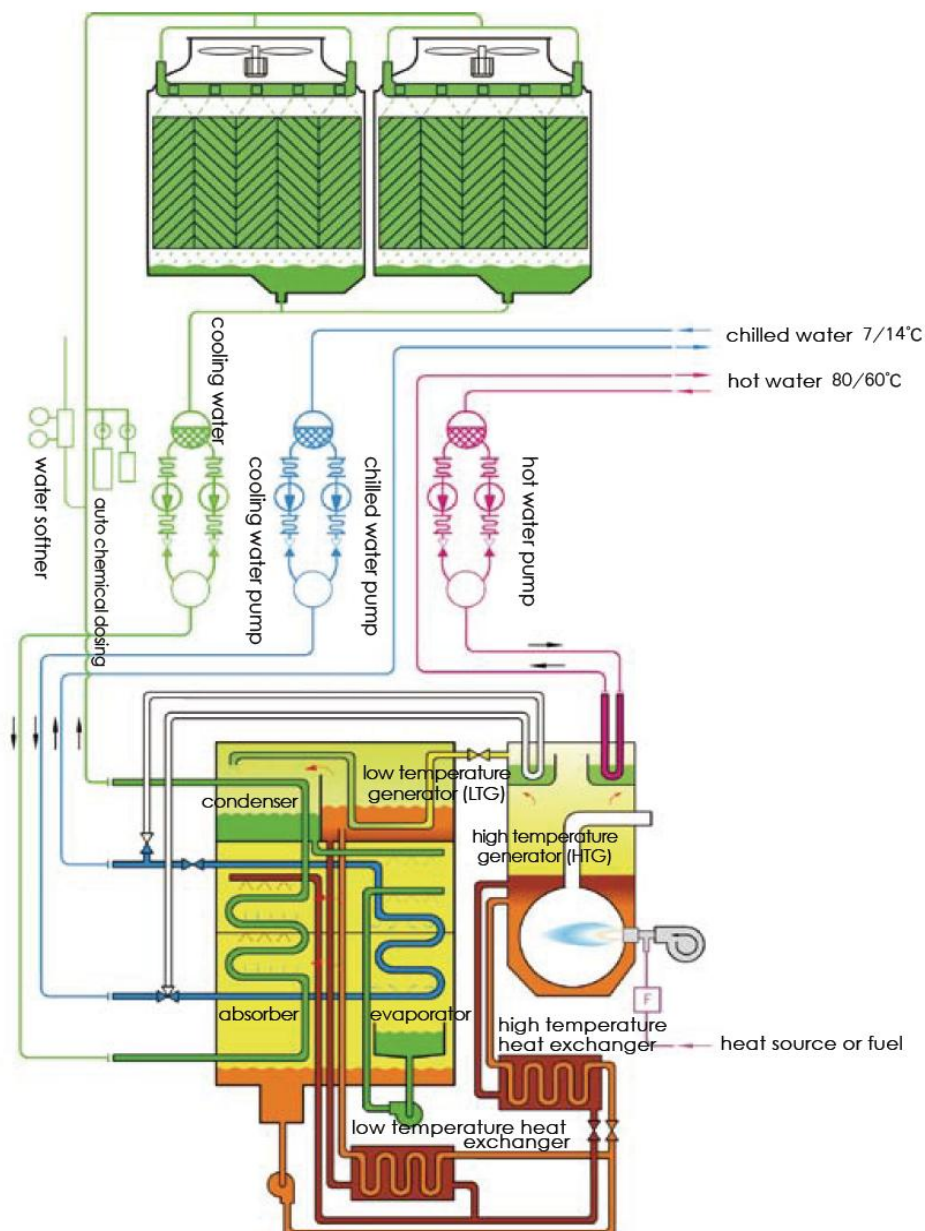


Figura 28- Princípio de funcionamento de *chiller* de absorção de gases directos[26]

3.4.3 Chiller de adsorção

O *chiller* de adsorção, de forma análoga aos *chillers* de absorção tem a função de a partir do calor gerado por uma fonte de calor externa, produzir frio, contudo a forma de o obter é distinta dos *chillers* de absorção.

O *chiller* de adsorção é composto por dois compartimentos com adsorvente (exemplo: sílica gel), um evaporador e um condensador.

No compartimento 1 o adsorvente é regenerado, com a água quente vinda de fonte externa provocando a vaporização do fluido refrigerante, este passa no condensador tornando o fluido refrigerante líquido. Existe uma ligação entre o condensador e o evaporador que vai enviar o fluido refrigerante, na forma de líquido saturado para o evaporador, no compartimento 2 o adsorvente adsorve o vapor de água que vem do evaporador. Este compartimento tem de ser arrefecido de forma a garantir que a adsorção é contínua. Como a pressão no evaporador é relativamente baixa, o fluido refrigerante no evaporador é transferido de forma gasosa para o compartimento 2 retirando o calor por evaporação do circuito de água gelada e produzindo, assim o "frio". Na figura 29 apresenta-se de forma simplificada o interior de um *chiller* de adsorção, enquanto na figura 30 é representado o ciclo de adsorção.

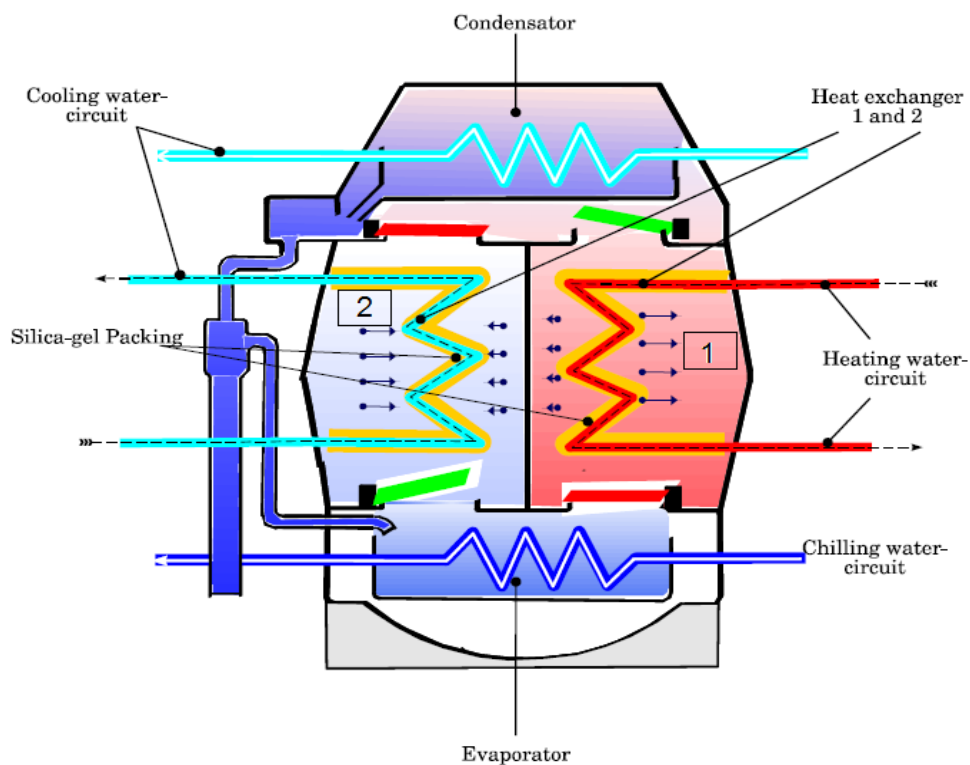


Figura 29-Esquema de funcionamento de um *Chiller* de adsorção [27]

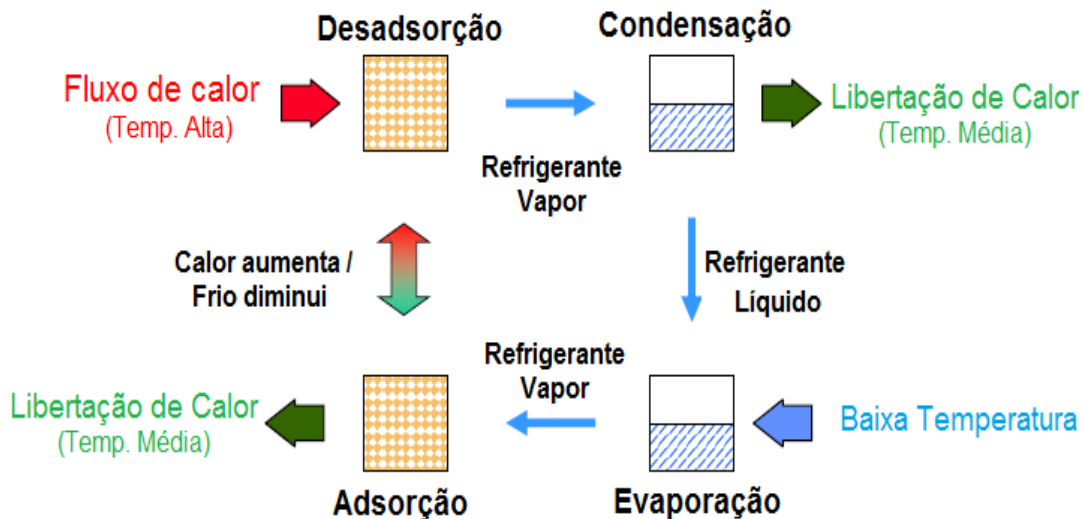


Figura 30-Principio termodinâmico da adsorção

Vantagens

- Como os *chillers* de absorção não tem peças móveis, tem uma manutenção muito baixa, e um tempo útil de vida alto.
- O consumo eléctrico dos *chillers* de absorção é muito baixo, visto a principal fonte de energia ser resultante de uma fonte de calor externa.
- O fluido refrigerante é água, logo não tem danos ambientais, como o caso dos CFC², que prejudicam a camada do ozono.
- Os níveis de ruído e vibração são significativamente mais baixos nos *chillers* de absorção, isto porque são utilizadas pequenas bombas em vez de compressores do refrigerante;

Desvantagens

- Consumo alto de energia térmica, com eficiências baixas.
- Custo Alto
- Necessita de uma boa estanquicidade, por causa da câmara de vácuo.
- No caso do Brometo de Lítio pode ocorrer cristalização.

² Clorofluorcarboneto

3.5 Parâmetros para avaliação do desempenho de uma instalação de trigeriação

- **Factor de utilização de energia**

Este índice considera que o trabalho e o calor útil têm o mesmo peso, fornecendo o nível de utilização da energia, este factor pode também ser denominado de rendimento global. [18]

$$FUE = \frac{W + \dot{Q}_u}{\dot{F}}$$

- **Razão Calor electricidade**

O desempenho de uma cogeração depende de como as formas de energia são repartidas á saída, tanto a nível de energia eléctrica (trabalho útil), como energia térmica (calor útil), logo tem interesse estudo desta repartição, sendo predominantemente utilizado em análises de desempenho de cogerações. [18]

$$RCE = \frac{\dot{Q}_u}{W_e}$$

- **Razão Frio electricidade**

De forma a analisar a repartição da energia que correspondente ao frio produzido e a energia eléctrica, utiliza-se a formula seguinte.

$$RFE = \frac{\eta_{q,CG} \times \varepsilon_{ra}}{\eta_{e,CG}}$$

$\eta_{q,CG}$ – Rendimento Térmico da cogeração

ε_{ra} – Eficiencia de um ciclo refrigerador em cogeração

$\eta_{e,CG}$ – Rendimento Eléctrico da cogeração

- **Índice de economia de energia**

Índice de economia de energia, resulta da comparação entre o consumo de combustível necessário para satisfazer a demanda de electricidade, potência térmica útil e potência de frio numa dada instalação de cogeração, com o consumo de combustível necessário para se cumprirem os mesmos objectivos em instalações separadas. [18]

$$IEE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{e,CG}}{\eta_{e,cv}} + \frac{\eta_{e,CG} \times RCE}{\eta_b} + \frac{\eta_{e,CG} \times RFE}{\varepsilon_{r,cv} \times \eta_{e,CV}}}$$

Em que:

$\eta_{e,CG}$ – Rendimento eléctrico da cogeração

$\eta_{e,CV}$ – Rendimento eléctrico convencional

η_b – Rendimento Térmico convencional

$\varepsilon_{r,cv}$ – Eficiencia de um ciclo refrigerador por compressão convencional

RCE – Razão Calor Electricidade

RFE – Razão Frio Electricidade

4 Avaliação dos diferentes cenários de trigeriação aplicado ao caso real

4.1 Necessidades efectivas da unidade fabril a suprimir pela trigeriação

Conforme foi explicado na secção 2.4 só uma percentagem do consumo de energia eléctrica e de gás natural pode ser substituída por um sistema de trigeriação, nesta secção são quantificadas as necessidades de energia térmica da empresa de forma a efectuar escolhas das tecnologias mais apropriadas.

Os equipamentos passíveis de serem substituídos ou optimizados são as caldeiras, os *chillers* e o RTO. Na tabela 1 apresentam-se a quantidade e os valores da potência nominal instalada na empresa destes equipamentos.

Tabela 1-Potencia nominal substituível por um sistema de trigeriação

	Quantidade	Potencia Nominal necessária [MW]
Caldeiras	2	7
Chillers	10	2,7
RTO	1	3,5

Embora os sistemas que se pretendem substituir tenham a apresentada na tabela 1, após medições constatou-se que a potência real atingida nas caldeiras tem variações consideráveis. Deste modo foi quantificada uma potência média, analisando o mês de Março (figura 31), com objectivo de ajustar um sistema de trigeriação à realidade da empresa. Dos cálculos realizados, verifica-se que a potência média das caldeiras é cerca de 2,75 MW.

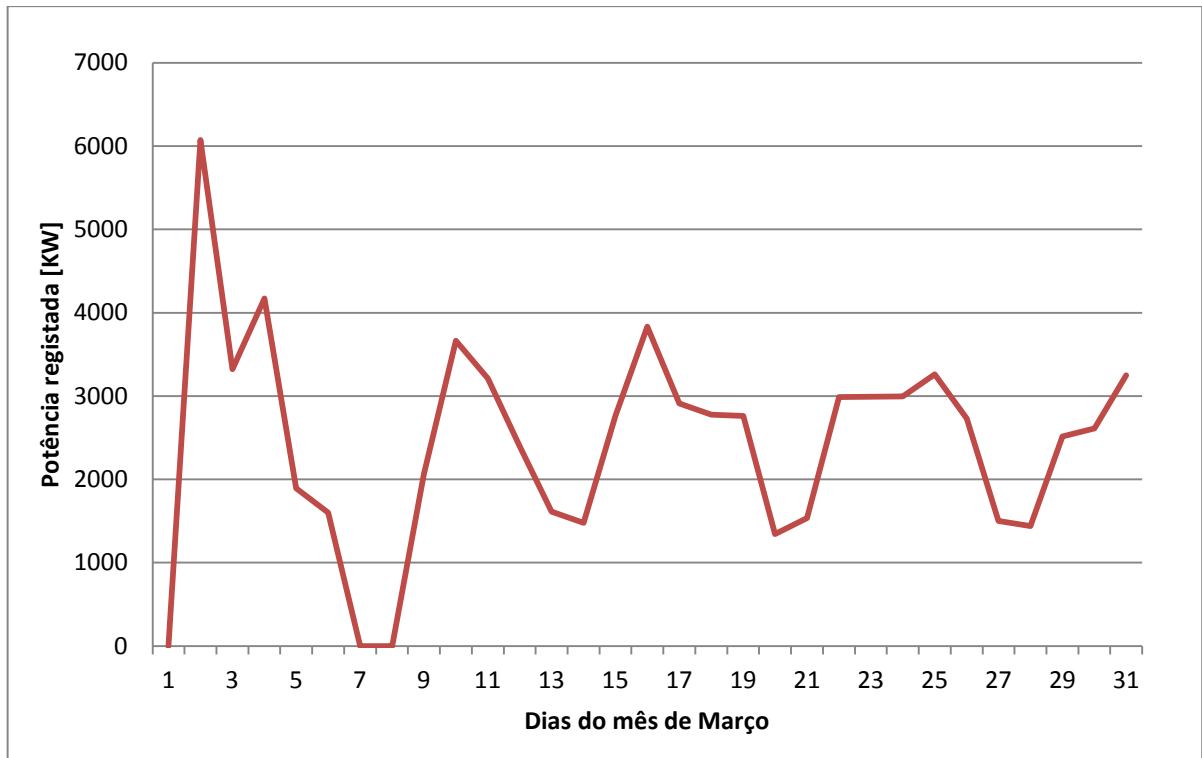


Figura 31-Potência diária das caldeiras

Das medições eléctricas efectuadas, constatou-se que a potência média dos *chillers* é cerca de $1,5 \text{ MW}_f$ ³. No que toca ao RTO, a potência deste também é variável, pois depende do caudal de efluentes que é emitido pela produção e das medições efectuadas, verificou-se que a potência média debitada é cerca de $1,75 \text{ MW}_c$ ⁴.

³ Mega Watt frio

⁴ Mega Watt calor

4.2 Cenários de trigeriação aplicados ao caso real

Das tecnologias mais comuns existentes no mercado, pode ser descartada a hipótese de instalar um grupo de microturbinas, visto que as necessidades térmicas da empresa são elevadas e o caudal de gases de escape destes sistemas é baixo, por outro lado a temperatura dos gases à saída da microturbina não é suficiente para aquecer o termofluido utilizado na produção. Pela mesma razão não é viável a implementação de um motor de combustão interna, embora exista um caudal elevado de gases de escape.

Um sistema que cubra as necessidades térmicas da empresa e otimiza ou mesmo substitui o RTO é a utilização da turbina a gás que utiliza como combustível o gás natural, sendo actualmente um dos combustíveis fósseis menos poluentes.

Foram analisados alguns cenários de forma a ser avaliada a melhor solução a implementar. É de referir que foram analisados apenas os comportamentos dos principais órgãos de um sistema de trigeriação, como a turbina, a caldeira de termofluido e o *chiller*. Os equipamentos secundários como compressores de gás natural, torres de arrefecimento, o sistema eléctrico, sistemas de lubrificação, entre outros são considerados apenas no custo total da instalação.

4.2.1 Cenário I

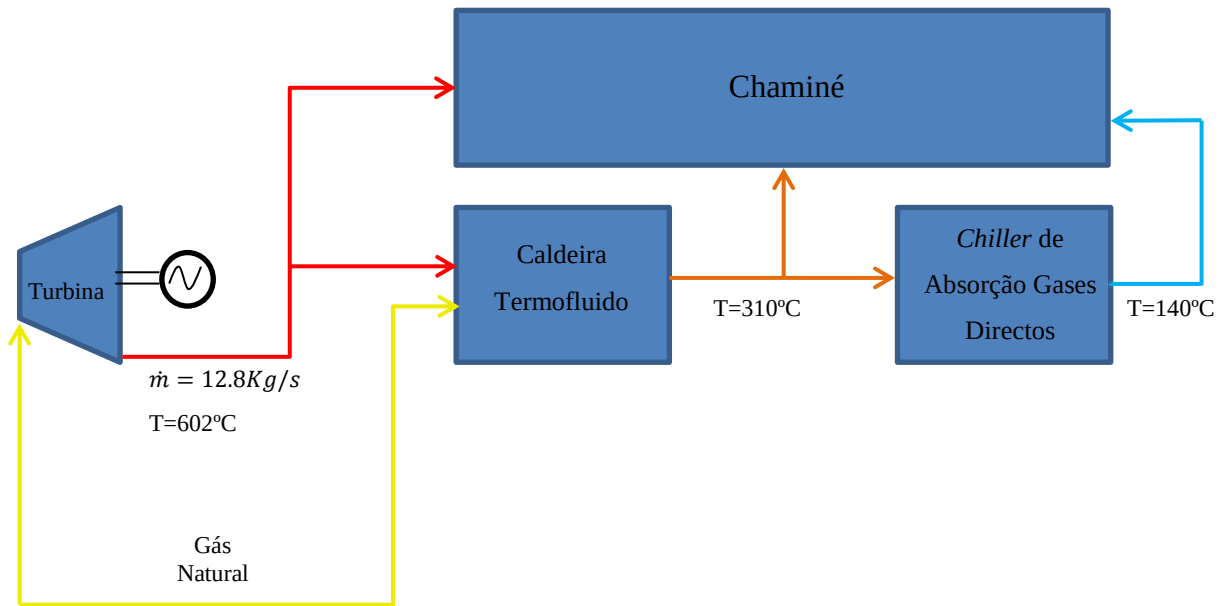


Figura 32-Diagrama de instalação de cogeração do cenário I

Na proposta apresentada na figura 32, o sistema de trigeriação é composto por uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação para aquecimento de termofluido e um *chiller* de absorção de gases directos montados em série.

Nesta solução foi adoptada uma turbina que cubra parte das necessidades térmicas da empresa, pois como se constata na figura 31 da secção 4.1, o regime de utilização das caldeiras é muito variável, como tal deve-se utilizar um sistema em que a potência térmica seja a mais optimizada possível, sendo os restantes picos de utilização cobertos por um queimador adicional instalado na caldeira de recuperação.

Na turbina a gás é produzida energia eléctrica, sendo os gases resultantes encaminhados para uma caldeira de recuperação para aquecimento de termofluido a 290°C . Foi considerado uma potência de 7 MWc para a caldeira, sendo 3 MWc fornecidos pela cogeração e os restantes pelo queimador acessório (adicional). Após a passagem pela caldeira, os gases de escape ainda contêm energia térmica, visto saírem com uma temperatura na ordem dos 310°C , como tal podem ser encaminhados para um *chiller* de absorção para produção de água fria para os sistemas de climatização.

Entre a turbina e a caldeira e entre a caldeira e o *chiller* existe um “*Bypass*”⁵, permitindo que quando os gases de escape não estão a ser utilizados, são encaminhados directamente para a chaminé de exaustão.

Para esta montagem foram analisadas diversos modelos de turbinas a gás, como a *Solar Saturn 20*, a *Kawasaki GBP 17*, a *Centrax KB3* e a *Vericor ASE 40*, adoptando-se para esta solução a turbina a gás *Vericor ASE 40* que é a melhor que se enquadra ao perfil de necessidades térmicas da empresa. Na tabela 2 apresentam-se as características da turbina referida, onde se constata que a temperatura dos gases de escape é cerca de 602°C, tornando esta turbina interessante do ponto de vista de aproveitamento térmico. Porém a eficiência eléctrica é baixa comparativamente às turbinas a gás de maior potencia.

As propriedades das turbinas não adoptadas são apresentadas no anexo A.6.

Tabela 2- Características da Turbina a gás *Vericor ASE40*

Potencia a saída [MW]	3
Combustível	Gás Natural, Combustível Liquido
Gama de Voltagem [kV]	3-15
Eficiência Eléctrica [%]	26,2
Caudal de Gases de Escape [kg/s]	12,7
Temperatura dos Gases de Escape [°C]	602
Emissões (corrigidas para 15% O ₂ seco) [ppm]	<15

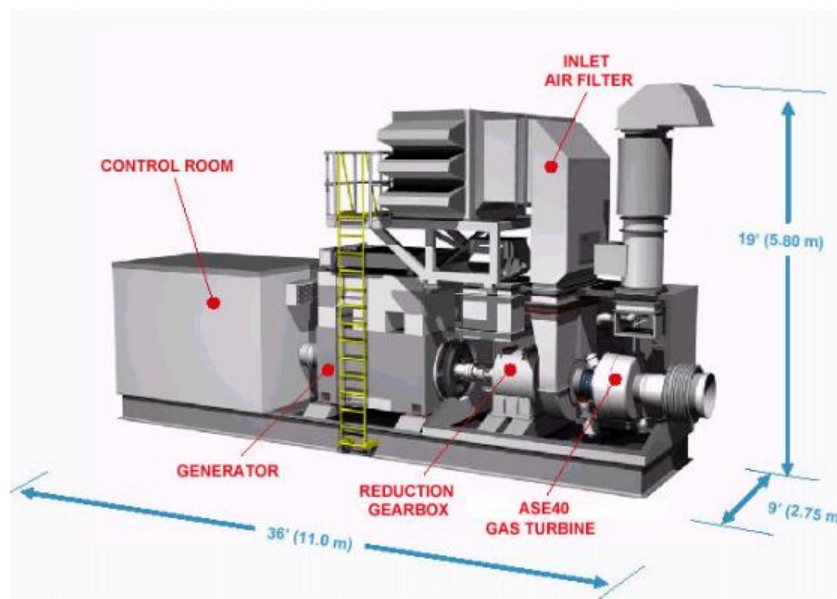


Figura 33- Esquema de uma instalação de uma turbina a gás *Vericor ASE 40*[28]

⁵ Caminho por onde se pode fazer fluir o gás alternativamente ao caminho principal

Na figura 33 é apresentado um esquema de uma instalação com uma turbina *Vericor ASE 40* e uma caldeira de recuperação, montados em série com a zona de escape da turbina.

Foi contactada a empresa de caldeiras *AMBITERMO* para consultaria de informações relativamente ao dimensionamento da melhor caldeira de recuperação de termofluido a instalar, ao que foi informado que a melhor solução seria a construção de uma caldeira por medida, adequando-se às necessidades térmicas da empresa. Do estudo realizado verificou-se que a potência da caldeira necessária seria de 7 MW.

Foram analisados vários *chillers* como os de absorção dos fabricantes *Carrier* e *Trane*, bem como *chillers* de absorção de gases directos da *BROAD*. Foi adoptado para o caso em estudo o *chiller* de gases directos de duplo efeito, que tem as vantagens de não ser necessário a existência de uma caldeira para produção de água quente ou vapor e possui uma manutenção inferior aos restantes tipos de *chillers* analisados. O preço é semelhante às soluções oferecidas pela *Trane* e *Carrier* e o seu COP é de 1,28. Na figura 34 apresenta-se o modelo do *chiller* adoptado e na tabela 3 apresentam-se as suas características técnicas. No anexo A.7 apresentam-se as características dos restantes *chillers* analisados.



Figura 34-Chiller de absorção de gases directos da *Broad* [29]

Tabela 3- Características técnicas do *chiller* de absorção de gases directos da *BROAD*

Modelo	BEY400 (232) X300-35/29-6/12-d
Potência de frio [kW]	2700
Água Gelada	
Temperatura de saída de água gelada [°C]	6
Temperatura de entrada de água gelada [°C]	12
Caudal [m³/h]	387
Água Fria	
Temperatura de saída de água fria [°C]	35
Temperatura de entrada de água fria [°C]	29
Caudal [m³/h]	709
Gases de Escape	
Temperatura de saída dos gases de escape [°C]	140
Temperatura de entrada dos gases de escape [°C]	300
Caudal [kg/s]	15,1
Calor disponível [kW]	2100
COP	1,28

Energia produzida e consumida

A empresa labora geralmente das 6:00h de segunda-feira às 6:00h de sábado, considerando este perfil de trabalho e tendo em conta que para quatro semanas ao ano, o número de horas de trabalho anual é cerca de 5760 horas. Também foi avaliado o funcionamento do sistema em regime parcial, no período horário de “cheias” e “pontas”, o que perfaz um funcionamento anual de 4080 horas.

Na tabela 4 apresentam-se os valores de produção e consumo energético anuais para dois períodos horários (com base na consideração da temperatura média ambiente ser 15°C e a pressão atmosférica ser 101325 Pa). Nos anexos A.2 e A.3 apresentam-se exemplos do cálculo da energia produzida, consumida e da eficiência.

Tabela 4-Energia anual produzida e consumida pelo sistema de cogeração do cenário I

	Regime Total	Regime Parcial
Energia Eléctrica Produzida [MWh/ano]	17441	12354
Energia Térmica (Calor) Produzida [MWh/ano]	18307	12968
Energia Térmica (Frio) Produzida [MWh/ano]	17326	12273
Energia Consumida [MWh/ano]	65638	46493

Na tabela 4 constata-se que a energia térmica produzida permite suprimir teoricamente a totalidade das necessidades da empresa, que é cerca de 15900 MWh/ano, na prática não se verifica visto que os valores apresentados serem valores médios anuais. Por outro lado a energia produzida na turbina não é suficiente para cobrir na totalidade o aquecimento de termofluido, sendo necessário em 9% dos casos o uso do queimador adicional.

No que toca ao funcionamento dos *chillers*, o sistema permite cobrir as necessidades previstas na totalidade.

Na tabela 5, apresentam-se o valor do factor de utilização de energia e o valor do índice de economia de energia do sistema proposto.

Tabela 5- Analise da eficiência do sistema de cogeração do cenário I

	Regime Total
Factor Utilização de Energia [%]	80,9
Razão Calor Electricidade	1,05
Razão Frio Electricidade	0,99
Índice de Economia de Energia [%]	18

Redução de emissões de CO₂

Para a contabilização das emissões de CO₂ foi considerado, para a produção separada, o $\eta_{\text{elect}} = 0,4$, o $\eta_{\text{calor}} = 0,85$ e o COP = 3. Na tabela 6 apresenta-se para os modelos de utilização em regime total e em regime parcial a quantidade de emissões de dióxido de carbono.

Tabela 6-Emissões de CO₂ em produção separada e combinada

	Regime Total	Regime Parcial
Emissão de CO ₂ por produção de energia eléctrica ⁶ [KgCO ₂]	$2,04 \times 10^7$	$1,45 \times 10^7$
Emissão de CO ₂ por produção de energia térmica ⁷ [Kg CO ₂]	$1,77 \times 10^7$	$1,25 \times 10^7$
Total [Kg CO₂]	$3,82 \times 10^7$	$2,7 \times 10^7$

	Regime Total	Regime Parcial
Emissão de CO ₂ por produção combinada de eléctrica e energia térmica [Kg CO ₂]	$3,31 \times 10^7$	$2,34 \times 10^7$

	Regime Total	Regime Parcial
Redução das emissões de CO ₂ [Kg CO ₂]	$5,06 \times 10^6$	$3,58 \times 10^6$

A instalação de um sistema de trigeriação permite uma diminuição de emissões de dióxido de carbono em cerca de 8,9% face às emissões actuais de produção separada de energia eléctrica e energia térmica.

⁶ 1 kWh = 0,47 kgCO₂

⁷ 1 tep gás natural = 2348 kgCO₂

4.2.2 Cenário II

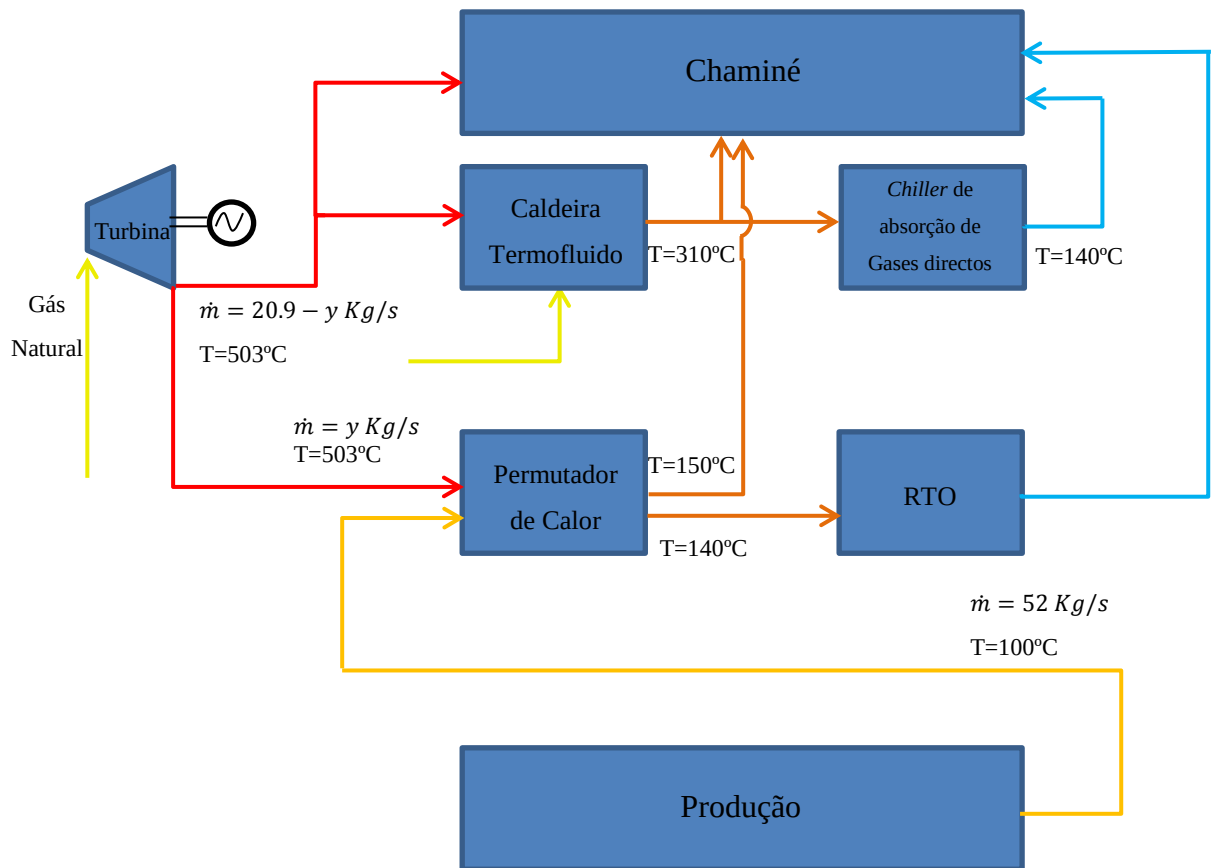


Figura 35- Diagrama de instalação de cogeração do cenário II

Na proposta apresentada na figura 35, a caldeira de recuperação e o *chiller* de absorção é igual ao apresentado no cenário I, sendo que neste cenário os gases de escape da caldeira são encaminhados para um permutador de calor do tipo ar/ar que faz o pré-aquecimento dos efluentes resultantes da produção. Isto permite uma redução do consumo energético no RTO.

Para esta solução é necessária mais energia térmica para pré-aquecer os efluentes.

Do estudo das turbinas a gás disponíveis no mercado, analisou-se a turbina *Siemens SGT-200*, a *Solar Tauros 60* e a *Centrax KB7*, onde se constatou que a turbina que melhor se enquadra é a *Centrax KB7*. Na tabela 7 são apresentadas as suas características principais, sendo que a sua potência eléctrica nominal é de 5300 kW e tem uma eficiência eléctrica de 32%, que é um valor superior face às outras soluções analisadas.

Tabela 7- Características da turbina a gás *Centrax KB 7*

Potencia a saída [MW]	5,334
Combustível	Gás Natural, Combustível Liquido
Gama de Voltagem [kV]	11-15
Eficiência Eléctrica [%]	32,1
Taxa de Calor [kJ/kWh]	11232
Caudal de Gases de Escape [kg/s]	20,9
Temperatura dos Gases de Escape [°C]	503
Emissões (corrigidas para 15% O ₂ seco) [ppm]	<15

Energia produzida e consumida

A análise realizada para a energia anual produzida e consumida foi realizada nas mesmas condições de trabalho, temperatura e pressão apresentadas no cenário I.

Na tabela 8 a energia térmica produzida corresponde à soma da energia utilizada na caldeira de termofluido e da energia direccionada para o permutador de calor.

Considerou-se neste cenário que 75% do caudal de gases de escape vai para a caldeira e para o *chiller*, fornecendo a energia necessária para o consumo médio destas máquinas. Os restantes 25% são direccionados para o permutador de calor, permitindo um aumento de temperatura em cerca de 40°C, o que representa uma poupança de consumo de combustível do RTO em cerca de 7%. Os cálculos da redução de consumo de combustível e da eficiência do permutador (60%) são apresentados no anexo A.4.

Caso as necessidades térmicas da caldeira sejam superiores, o caudal é enviado todo para a caldeira fornecendo uma potência máxima de 3.6 MWc, sendo a restante potência fornecida pelo queimador a gás até uma potência máxima de 7 MWc.

Com uma potência de 3.6 MWc é possível fornecer a energia necessária das caldeiras em mais de 95% dos casos.

Tabela 8-Energia produzida e Consumida pelo sistema de cogeração do cenário II

	Regime Total	Regime Parcial
Energia Eléctrica Produzida [MWh/ano]	30723	21712
Energia Térmica (Calor) Produzida [MWh/ano]]	25763	18248
Energia Térmica (Frio) Produzida [MWh/ano]	17785	12597
Energia Consumida [MWh/ano]	95712	67796

Na tabela 9 apresentam-se os valores de eficiência do sistema proposto, onde se verifica que existe uma economia de energia primária de 24,7%, este valor é justificado pela eficiência eléctrica desta solução ser dos mais elevados, comparativamente às restantes soluções existentes no mercado.

O factor de utilização de energia é inferior ao apresentado no cenário I e o índice de economia de energia é superior, devido que no cálculo do índice de economia de energia, o peso da energia eléctrica é superior ao da energia térmica (o rendimento eléctrico de produção separada é de 40% e o rendimento térmico é 85%) enquanto que no factor de utilização de energia o peso da energia eléctrica e térmica produzida é igual.

Tabela 9-Analise da eficiência do sistema de cogeração do cenário II

	Regime Total
Factor Utilização de Energia [%]	77,6
Razão Calor Electricidade	0,84
Razão Frio Electricidade	0,78
Índice de economia de energia [%]	24,7

Redução de emissões de CO₂

O modo de contabilização das emissões de CO₂ está de acordo com o modelo definido no cenário I. Na tabela 10 apresentam-se os valores de emissão de CO₂ com a produção separada e combinada de energia, avaliando-se as diferenças nos dois processos. Esta proposta de montagem permite reduzir as emissões de CO₂ em cerca de 16%.

Tabela 10-Emissões de CO₂ em produção separada e combinada

	Regime Total	Regime Parcial
Emissão de CO ₂ por produção de energia eléctrica [kgCO ₂]	$3,61 \times 10^7$	$2,56 \times 10^7$
Emissão de CO ₂ por produção de energia térmica [kg CO ₂]	$2,05 \times 10^7$	$1,45 \times 10^7$
Total [kg CO₂]	$5,66 \times 10^7$	$4,01 \times 10^7$

	Regime Total	Regime Parcial
Emissão de CO ₂ por produção combinada de eléctrica e energia térmica [kg CO ₂]	$4,83 \times 10^7$	$3,42 \times 10^7$

	Regime Total	Regime Parcial
Redução das emissões de CO₂ [kg CO₂]	$8,31 \times 10^6$	$5,89 \times 10^6$

4.2.3 Cenário III

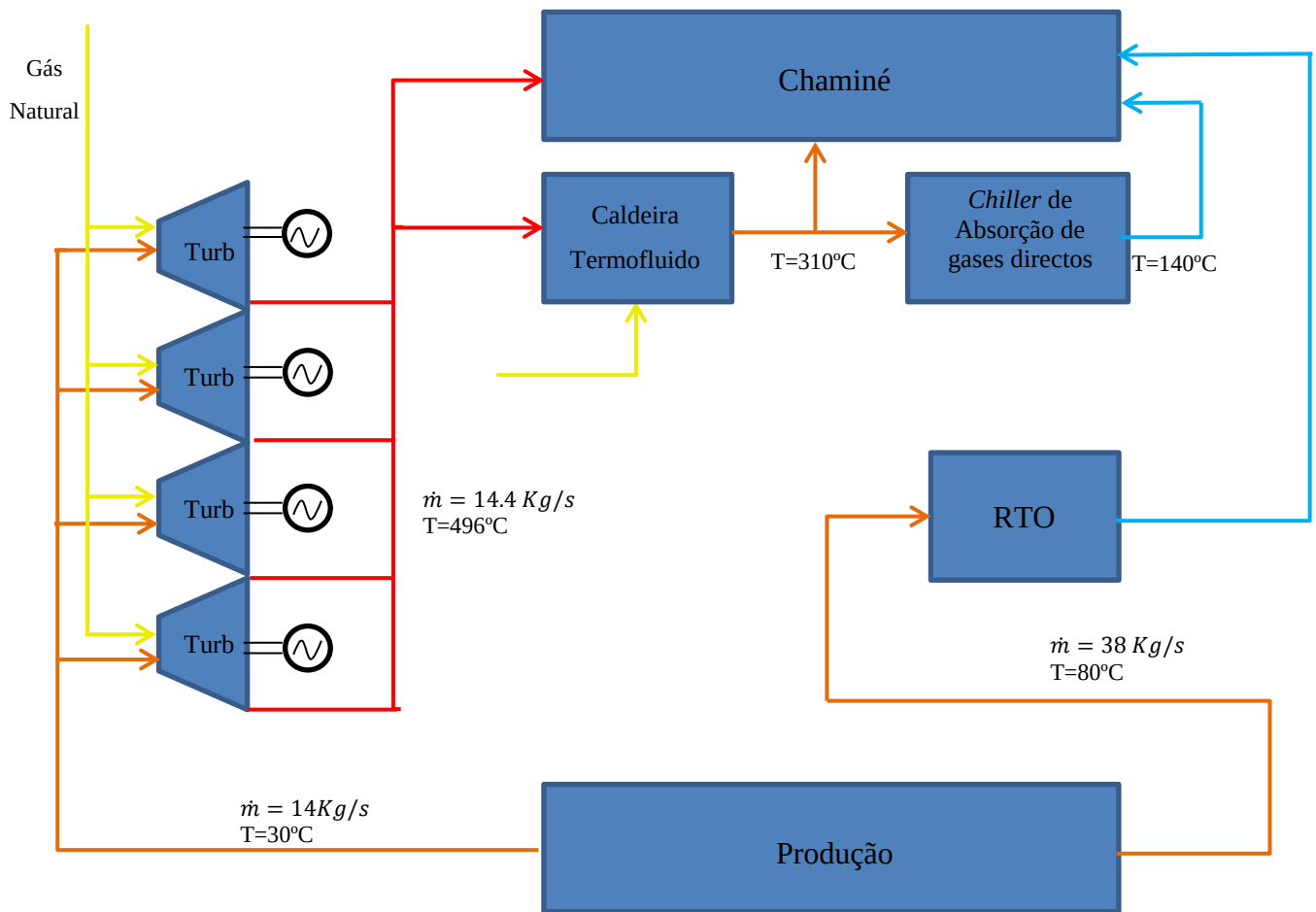


Figura 36-Diagrama de instalação de cogeração do cenário III

Na proposta da figura 36 apresenta-se um sistema de cogeração composto por um grupo de turbinas a gás com possibilidade de incineração de COV, uma caldeira de recuperação para aquecimento de termofluido e um *chiller* de absorção de gases directos.

Após contacto com vários fabricantes, constatou-se que para uma gama de potências mais baixa e com possibilidade de incineração de COV, a turbina mais apropriada é a *Vericor ASE8 VOC Combustor*.

A potência deste grupo de turbinas a gás é cerca de 2 MWe ($4 \times 0.5 \text{ MW}$), admitindo um caudal de $40000 \text{ m}^3/\text{h}$ de efluentes. A admissão de efluentes por parte da turbina não permite incinerar a totalidade do caudal enviado para o RTO, que é cerca de $200000 \text{ m}^3/\text{h}$, no entanto dentro dos efluentes enviados para o RTO existe a possibilidade de fazer uma separação de caudais, enviando para o grupo de turbinas o caudal com maior concentração de COV oriundos dos processos produtivos da empresa, sendo o restante caudal enviado para o RTO.

O facto da concentração de COV ser elevado é positivo na medida em que estes funcionam como combustível, permitindo uma redução directa no consumo de combustível.

Para além das razões apontadas, a separação dos caudais é relevante pelo facto de algumas máquinas emitirem efluentes com plastificantes, mais propriamente “Ftalatos⁸”, sendo estas partículas extremamente prejudiciais às turbinas porque ficam depositadas nas suas, causando deterioração e mau funcionamento. Na tabela 11 apresentam-se as características principais da turbina a gás adoptada para esta solução.

Tabela 11-Propriedades da turbina a gás *Vericor ASE8 VOC*

Potencia a saída [MW]	2,1
Combustível	Gás Natural, Combustível Liquido
Gama de Voltagem [kV]	3-15
Eficiência Eléctrica [%]	21
Caudal de Gases de Escape [kg/s]	14,4
Temperatura dos Gases de Escape [°C]	496
Emissões (corrigidas para 15% O ₂ seco) [ppm]	<15

Neste cenário foi considerado os mesmos equipamentos de aquecimento de termofluido e produção de água gelada do cenário I.

Noutra vertente, foi analisado os efluentes resultantes da produção, apurando-se que os COV mais significativos são o Tolueno, Xileno, benzeno e o Pentano. As emissões são cerca de 2000 ppm (partes por milhão), sendo na figura 37 e 38 apresentados a título de exemplo os gráficos da eficiência de incineração de alguns destes COV.

Da análise de efluentes da empresa verificou-se que o Tolueno representava 700 ppm, enquanto que o Pentano representava 500 ppm, correspondendo os restantes 800 ppm ao Benzeno e ao Xileno.

⁸ Aditivos utilizados para aumentar a flexibilidade do produto

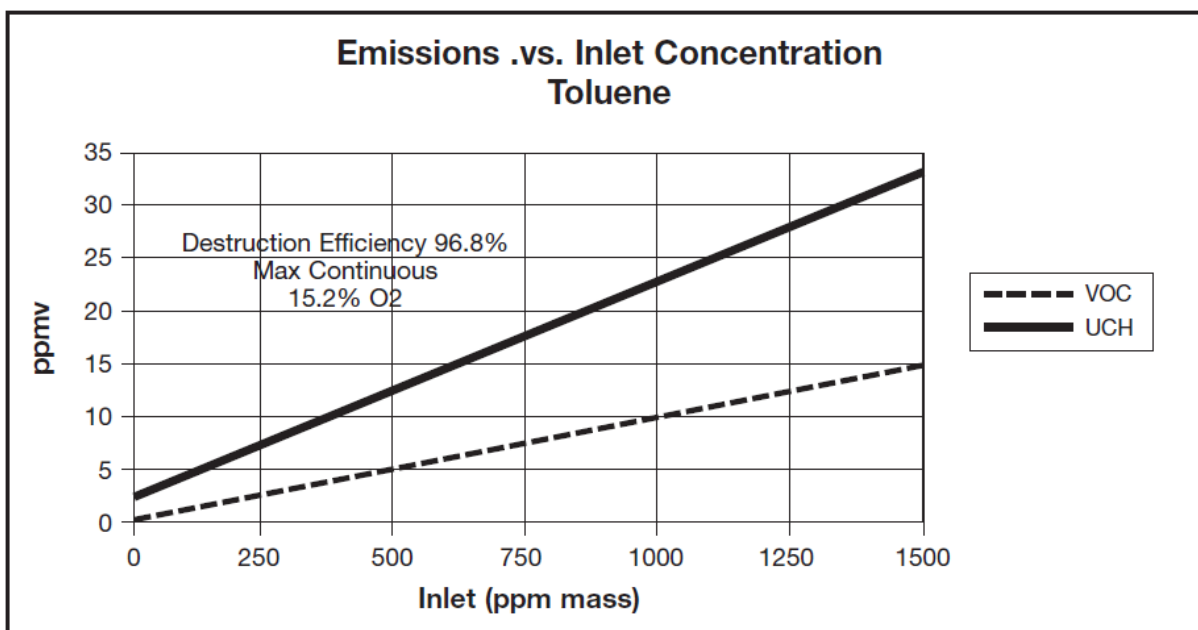


Figura 37- Eficiência de incineração do tolueno [30]

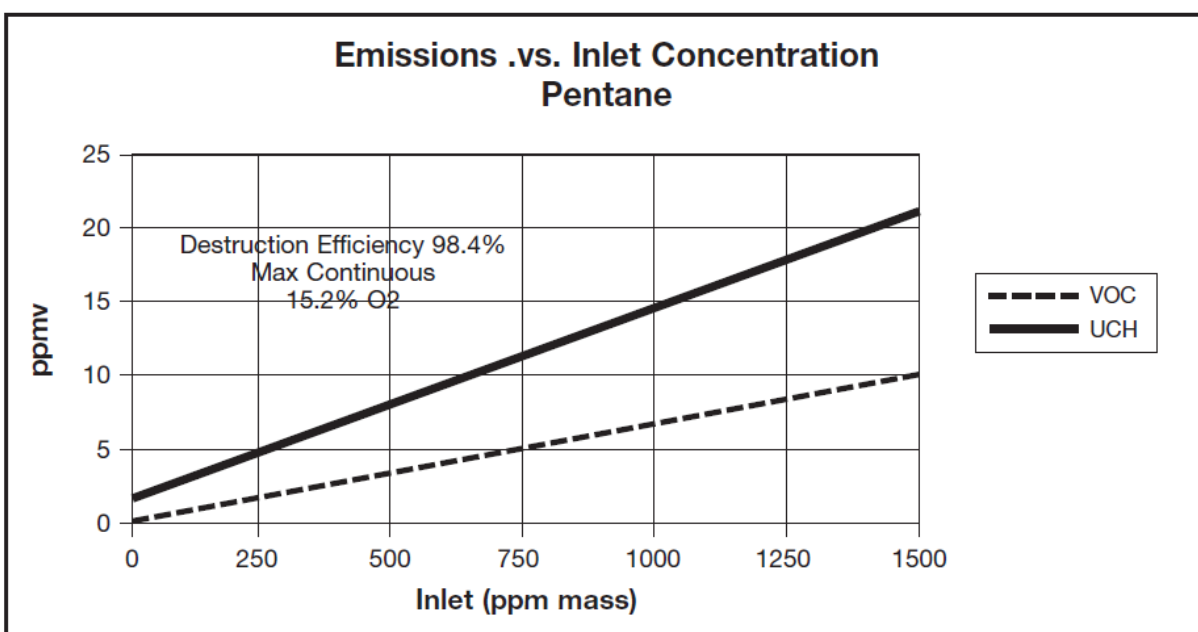


Figura 38-Eficiência de incineração do pentano [30]

Da análise dos gráficos da figura 37 e 38 verifica-se que a eficiência de incineração tanto do Tolueno como do Pentano é acima de 96%. Assumindo que a eficiência de incineração dos outros gases é semelhante para uma emissão de 2000 ppm, após a incineração seriam emitidos para a atmosfera cerca de 60 ppm, que corresponde a um valor de 63,66 mg/Nm³. Este valor é bastante aceitável de acordo com a legislação aplicada ao tipo de industria (emissão de COV até 75 mg/Nm³).

Energia produzida e consumida

Para esta solução foi considerado um funcionamento a 24h por dia, visto a produção ser em regime contínuo, como tal a emissão de efluentes gasosos acontece constantemente, logo tem todo o interesse em incinera-los, na turbina.

Na tabela 12 apresentam-se os valores do PCI ⁹ dos COV comuns.

De forma a calcular-se a redução de energia consumida pela turbina, vai considerar-se um PCI médio de 41MJ/kg.

Tabela 12 - Valores do poder calorífico inferior de alguns COV mais comuns

VOC Compound Examples (Industrial Solvents)		Energy Value	
		Lower Heating Value BTU/lb	MJ/kg
Natural Gas ¹		23,000.00	53.50
Methane	CH ₄	21,500.00	50.01
Propane	C ₃ H ₈	19,929.92	46.36
Pentane	C ₅ H ₁₂	19,500.00	45.36
Cyclohexane	C ₆ H ₁₂	18,680.14	43.45
Gasoline		18,486.67	43.00
Ethyl Benzene	C ₈ H ₁₀	17,600.17	40.94
Xylene	C ₈ H ₁₀	17,586.70	40.91
Toluene	C ₇ H ₈	17,450.13	40.59
Benzene	C ₆ H ₆	17,269.99	40.17
Isopropanol	C ₃ H ₇ OH	13,089.85	30.45
Ethanol	C ₂ H ₅ O	12,409.72	28.87
Acetone	C ₃ H ₆ O	12,273.43	28.55

Na tabela 13 são apresentados os valores de energia produzida e consumida, destacando-se que a energia proveniente dos COV representa 9,8% da energia total consumida. Esta energia ao ser aproveitada vai permitir aumentar a eficiência deste sistema de trigeriação. Os cálculos da energia proveniente dos COV são apresentados no anexo A.5.

⁹ Poder calorífico inferior

Tabela 13- Energia produzida e consumida pelo sistema apresentado no cenário III

	Regime Total
Energia Eléctrica Produzida [MWh/ano]	13363
Energia Térmica (Calor) Produzida [MWh/ano]	15454
Energia Térmica (Frio) Produzida [MWh/ano]	16349
Energia Consumida [MWh/ano]	53975
Energia Proveniente dos COV [MWh/ano]	5296
Energia Consumida Final [MWh/ano]	48578

Na tabela 14 apresentam-se os valores do factor de utilização de energia e do índice de economia de energia, sendo estes valores são elevados comparativamente às soluções apresentadas dos cenários anteriores. Isto deve-se ao facto de esta solução consumir menos gás natural para a produção de energia eléctrica e térmica.

Tabela 14-Analise da eficiência do sistema de cogeração do cenário III

	Regime Total
Factor Utilização de Energia [%]	89
Razão Calor Electricidade	1,16
Razão Frio Electricidade	1,22
Índice de economia de energia [%]	29,5

Redução de emissões de CO₂

O modo de contabilização das emissões de CO₂ está de acordo com o modelo definido no cenário I. Na tabela 15 apresentam-se as emissões de CO₂ de produção combinada e a poupança com a energia proveniente dos COV está contabilizada.

Da análise da tabela 15 verifica-se que ao instalar este sistema proposto, há uma redução na emissão de CO₂ em cerca de 20%.

Tabela 15-Emissões de CO₂ em produção Separada e Combinada.

	Regime Total
Emissão de CO ₂ por produção de energia eléctrica [kgCO ₂]	$1,57 \times 10^7$
Emissão de CO ₂ por produção de energia térmica [kg CO ₂]	$1,37 \times 10^7$
Total [kg CO ₂]	$2,94 \times 10^7$
	Regime Total
Emissão de CO ₂ por produção combinada de eléctrica e energia térmica [kg CO ₂]	$2,45 \times 10^7$
	Regime Total
Redução das emissões de CO ₂ [kg CO ₂]	$4,96 \times 10^6$

4.2.4 Cenário IV

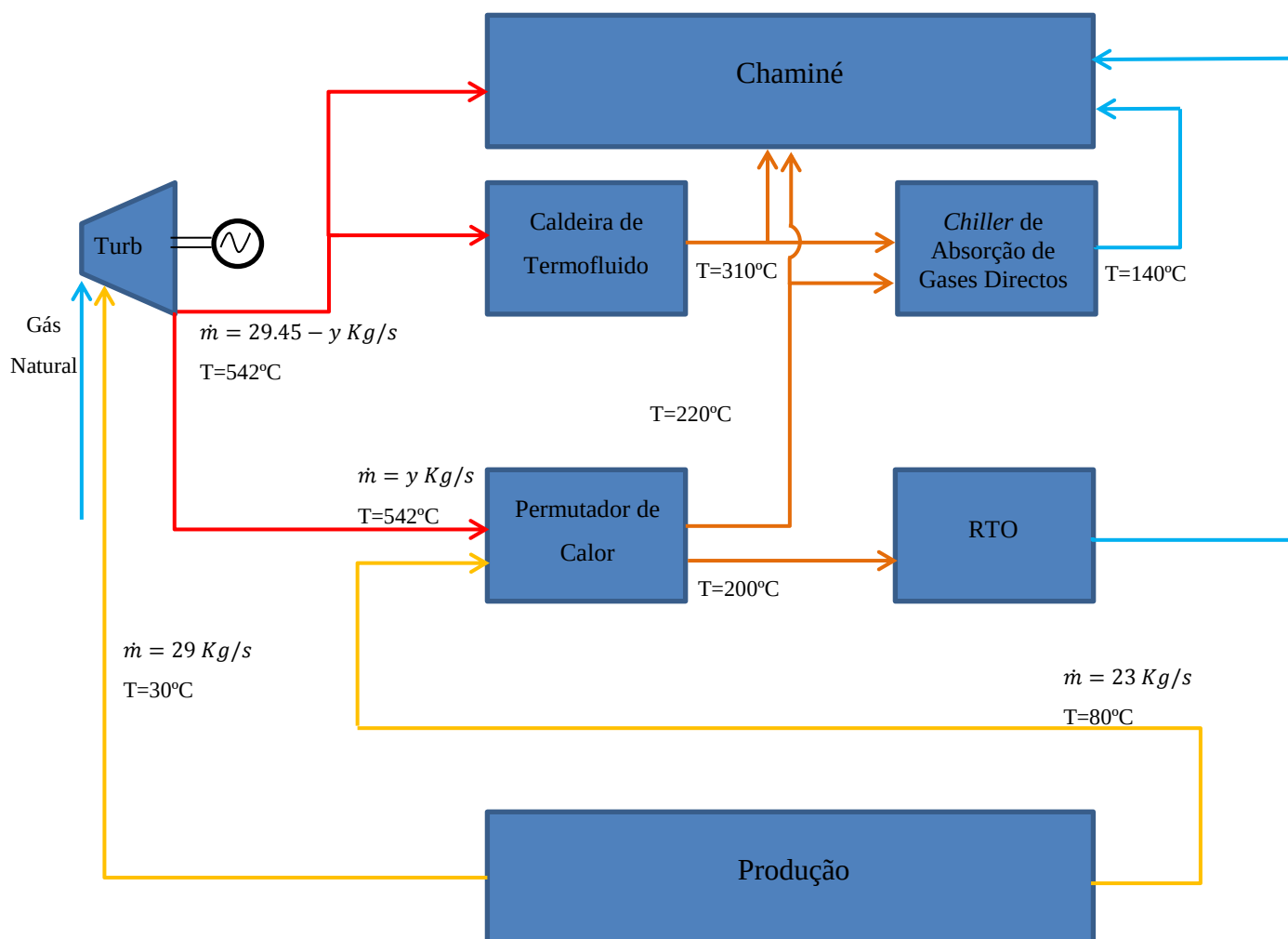


Figura 39- Diagrama de instalação de cogeração do cenário IV

Na proposta da figura 39 apresenta-se um sistema de trigeração composto por uma turbina a gás com possibilidade de incineração de COV, uma caldeira de recuperação para aquecimento de termofluido, um *chiller* de absorção e um permutador de calor para pré-aquecimento dos efluentes gasosos.

Esta solução, da mesma forma que a apresentada no cenário III, também tem a possibilidade de incineração de COV. Todavia neste cenário foi estudado a hipótese que permite uma admissão superior de efluentes na turbina, cerca de $100000 \text{ m}^3/\text{h}$, sendo os restantes $100000 \text{ m}^3/\text{h}$ enviados para o RTO, visto estes conterem plastificantes (“ftalatos”).

Na figura 40 representa-se o sistema de admissão dos efluentes gasosos pela turbina

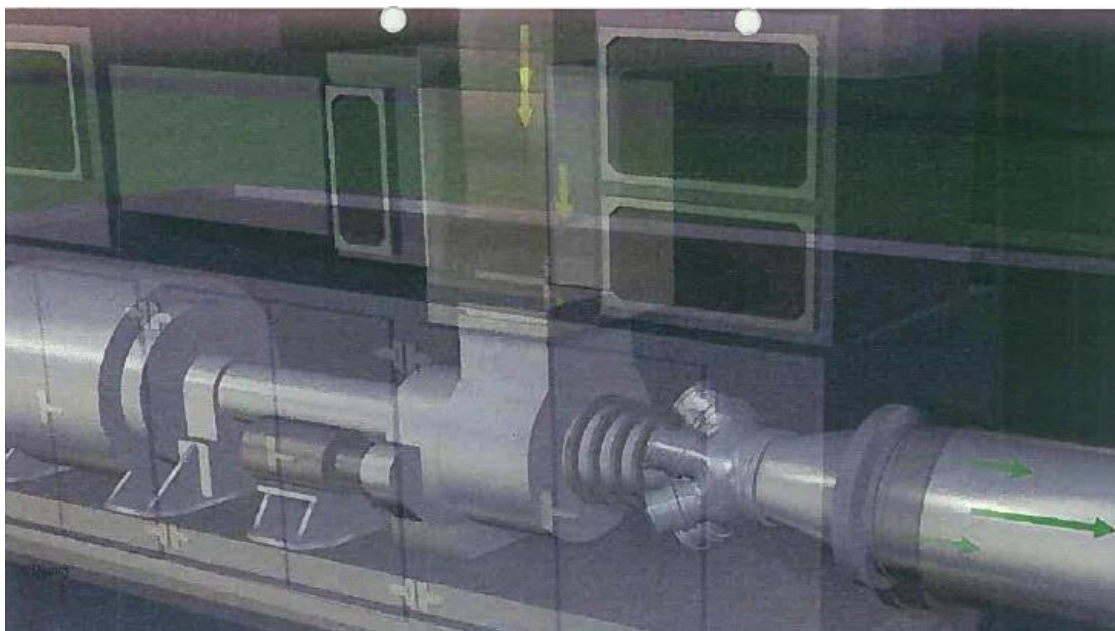


Figura 40-Sistema de admissão da turbina a gás *Siemens SGT 300 VOC Combustor*

Os efluentes que são enviados para o RTO são pré-aquecidos no permutador de calor ar/ar permitindo assim uma possibilidade de redução de energia consumida no RTO.

Para esta aplicação pretende-se suprimir a totalidade das necessidades térmicas das caldeiras de termofluido (7 MWc) e garantir um pré-aquecimento em 100°C dos efluentes provenientes da produção. Para tal a turbina a gás *Siemens SGT-300 VOC Destruction* com uma potência eléctrica nominal de 7,9 MWe, é a opção de mercado encontrada que melhor se enquadra para esta solução. Na tabela 16 apresentam-se as características desta turbina.

Tabela 16- Características da turbina a gás, *SGT 300 VOC Destruction*

Potencia a saída [MW]	7,9
Combustível	Gás Natural, Combustível Liquido
Gama de Voltagem [kV]	11-15
Eficiência Eléctrica [%]	30,6
Taxa de Calor [kJ/kWh]	11773
Caudal de Gases de Escape [kg/s]	29,45
Temperatura dos Gases de Escape [°C]	542
Emissões (corrigidas para 15% O ₂ seco) [ppm]	<15

Energia produzida e consumida

Nesta proposta foi considerado que os efluentes enviados para a câmara de combustão da turbina têm a mesma composição dos efluentes que foram apresentados no cenário III e que o valor do PCI é o mesmo. Contudo, como nesta solução a admissão de efluentes é maior e abrange máquinas que emitem menores quantidades de COV, a concentração final COV é inferior, correspondendo a uma percentagem de poupança 7,8 % no consumo de combustível. A eficiência de incineração dos COV desta solução é acima dos 97%, como tal são garantidos que as emissões de poluentes estão abaixo dos valores máximos estipulados em legislação.

No anexo A.6 apresentam-se os gráficos da eficiência de incineração do sistema apresentado.

Nesta solução foi separado o caudal de gases de escape em 55% para a caldeira e *chiller*, sendo os restantes 45% enviados para o permutador de calor, que permite um aumento de 100°C no pré-aquecimento dos efluentes, correspondendo a uma poupança de energia na ordem de 27%. A temperatura de efluentes à entrada do RTO não deve ser superior a 200°C, devido ao facto de existirem COV que se inflamam a temperaturas inferiores e de forma a maximizar a eficiência de combustão, estes têm de ser inflamados na câmara de combustão. Na tabela 17 apresentam-se os valores de energia produzida e consumida com esta solução proposta, verifica-se que mesmo com menor concentração de COV consegue-se obter uma poupança de cerca de 11000 MWh/ano da energia.

Tabela 17- Energia Produzida e consumida pelo sistema apresentado no cenário IV

	Regime Total
Energia Eléctrica Produzida [MWh/ano]	44064
Energia Térmica (Calor) Produzida [MWh/ano]	36209
Energia Térmica (Frio) Produzida [MWh/ano]	18199
Energia Consumida [MWh/ano]	140560
Energia Proveniente dos COV [MWh/ano]	10963
Energia Consumida Final [MWh/ano]	129600

Conforme se verifica na tabela 18, a poupança de energia primária é inferior à da solução apresentada no cenário III e cenário II, este facto é justificado pela turbina utilizada ter uma

potência superior às outras soluções, fazendo com que parte da energia não seja utilizada existindo assim um desperdício de energia que se reflecte na avaliação de desempenho.

Tabela 18-Analise da eficiência do sistema de cogeração do cenário IV

	Regime Total
Factor Utilização de Energia [%]	73,9
Razão Calor Electricidade	0,76
Razão Frio Electricidade	0,41
Índice de economia de energia [%]	23,4

Redução de emissões de CO₂

O modo de contabilização das emissões de CO₂ está de acordo com o modelo definido no cenário I. Na tabela 19 apresentam-se as emissões de CO₂ em que a poupança com a energia proveniente dos COV já está contabilizada.

Tabela 19-Emissões de CO₂ em produção separada e combinada.

	Regime Total
Emissão de CO ₂ por produção de energia eléctrica [kgCO ₂]	$5,1 \times 10^7$
Emissão de CO ₂ por produção de energia térmica [kg CO ₂]	$2,71 \times 10^7$
Total [kg CO ₂]	$7,88 \times 10^7$

	Regime Total
Emissão de CO ₂ por produção combinada de eléctrica e energia térmica [kg CO ₂]	$6,54 \times 10^7$

	Regime Total
Redução das emissões de CO ₂ [kg CO ₂]	$1,34 \times 10^7$

Esta proposta permite uma redução de emissões de CO₂ em 17%, sendo um pouco inferior à proposta do cenário III visto que a energia aproveitada em forma de combustível dos COV ser 2% inferior e a eficiência do permutador de calor para pré-aquecimento dos efluentes ter uma eficiência de cerca de 60%. Contudo é de destacar que é uma redução considerável face a uma solução de sistema convencional.

5 Análise económica

No mundo empresarial actual a maioria dos agentes, nomeadamente instituições financeiras e alguns clientes exigem estudos de suporte à intenção do negócio, o resultado destes estudos designam-se de *business case* e são o produto da Análise Financeira. Este fornece a justificação financeira para uma decisão de investimento e permite ainda identificar e analisar proactivamente os benefícios e custos esperados do projecto.

Os indicadores mais importantes na avaliação de um projecto são: o “Valor Actual Líquido” (VAL), a “Taxa Interna de Rendibilidade” (TIR) e ainda o “Período de Retorno de Investimento” (PRI) é visto como se calculam e como se utilizam em conjunto para dar uma ideia macroscópica do valor financeiro do projecto para a empresa. [31]

- *Cash flow*

Saldo entre as entradas e saídas de capital de uma empresa durante um determinado período de tempo, sendo calculado através da construção de um mapa de fluxos de tesouraria.

Os registos relevantes para a medição do *cash flow* são as receitas e despesas efectivas em numerário, não os custos e proveitos que apenas têm um registo contabilístico e não correspondem à entrada ou saída efectiva de dinheiro.

- VAL

O valor actual líquido (VAL) é a diferença entre as entradas e as saídas de dinheiro, os chamados fluxos monetários (*Cash-flow*), devidamente actualizados durante a vida útil do empreendimento.

Para poder-se falar do Valor Actual Líquido, será bom primeiro ter uma ideia do conceito de actualização, em que se entende pela possibilidade de aplicar capitais num dado momento, com o objectivo de obter um rendimento futuro.

Para determinação do VAL de um projecto deve tomar-se as seguintes etapas:

1. Fixar a taxa de actualização (j)
2. Determinar o capital investido

3. Actualizar cada cash flow de exploração utilizando a expressão:

$$VA = \frac{VF}{(1+j)^n}$$

n = ano em que se verifica o *cash-flow* (n = 1, 2, 3, ...)

4. Somar os cash-flow de exploração actualizados (representa o valor actual do cash-flow de exploração)
5. Subtrair o valor actual dos cash flow de exploração do custo do investimento. Um projecto de investimento é considerado rentável quando o seu VAL é positivo. Quando existe um único investimento no momento inicial, aplica-se a expressão:

$$VAL = \sum_{p=1}^n \frac{CF}{(1+j)^p} - I$$

CF_p = *Cash flow* de exploração do período p

I = Despesa de investimento inicial

j = Taxa de actualização

- **TIR**

A taxa interna de rendibilidade de um projecto de investimento é a taxa de actualização que anula o valor actual líquido. Pode dizer-se que a TIR é a taxa mais elevada a que o investidor pode contrair um empréstimo para financiar um investimento, sem perder dinheiro. Na prática, a TIR é calculada por um processo iterativo. No processo mais simples, determinam-se, por tentativas, dois valores do VAL, respectivamente positivo e negativo, correspondentes a dois valores de j tão próximos quanto possível, sendo o valor da TIR finalmente determinado por interpolação através da expressão:

$$TIR = j_1 + \left[(j_2 - j_1) \times \frac{VAL_1}{VAL_1 - VAL_2} \right]$$

- RRP

Como as tecnologias estudadas têm potências diferentes deve ser calculado um indicador específico para ser possível efectuar-se uma comparação, este índice é a razão rentabilidade potência. O indicador é a razão entre o valor de rentabilidade ao fim de 10 anos (VAL) e a potência eléctrica nominal da solução.

$$RRP = \frac{VAL}{Pot_{nom}}$$

5.1 Cenário I

Na avaliação financeira do cenário I, foram analisadas duas situações de utilização, regime total (24h), ou regime parcial (17h), de destacar que os valores de remuneração variam como foi explicado na secção 1.1.4.

A remuneração da energia produzida por cogeração é com base na portaria 58/2002, sendo os cálculos efectuados mediante as formulas apresentadas na secção 1.1.2. Nas tabelas 20, 21 e 22 são apresentados os valores da remuneração nos diferentes regimes de utilização, os *cash flows*, e a análise de rentabilidade produzidos por o sistema de cogeração de cenário I

Tabela 20-Valor da remuneração e custos do Cenário I

	Regime Total	Regime Parcial
Valor da remuneração da energia eléctrica [€/kWh]	0.12	0.14
Custo do Gás Natural [€/kWh]	0.032	
Custo da Instalação [M€ ¹⁰]	3.2	

Tabela 21-Cash Flow para a solução do Cenário I

	Regime Total	Regime Parcial
Valor da Energia Eléctrica [M€]	1.82	1.73
Valor da Energia Térmica [M€]	0.508	0.46
Custo da Manutenção [M€]	0.10	0.09
Custo do Gás Consumido [M€]	1.64	1.48

¹⁰ Milhões de euros

Tabela 22-Análise de rentabilidade para o Cenário I

	Regime Total	Regime Parcial
VAL [M€]	0.05	0.54
TIR [%]	10	16
PRI [Anos]	7.1	5.2
RRP	16,6	180

Da análise da tabela 20, verifica-se que tem maior interesse a utilização em regime parcial, ou seja, trabalhar em horas de ponta e horas de cheia visto o valor da tarifa remuneratória em regime parcial ser superior ao regime total, de referir que o valor da instalação já reflecte o custo de elementos acessórios necessários para o funcionamento deste sistema de trigeriação.

Por outro lado, da análise da tabela 21, verifica-se que em regime parcial o tempo de trabalho é 30% inferior ao regime total, logo o valor da manutenção também se revela inferior, contribuindo desta forma para o aumento da rentabilidade.

Analisando a tabela 22 verifica-se que o valor de rentabilidade, em regime parcial é superior ao regime total, permitindo desta forma que o tempo de retorno do investimento seja superior, conseguindo-se um tempo de retorno de 5,2 anos, e uma valorização da trigeriação em 540.000€ (foi considerado uma taxa de actualização de 10%).

5.2 Cenário II

Em linha com o Cenário I, nas tabelas 23, 24 e 25 são apresentados os valores de remuneração, custos, *cash flow* e valores de rentabilidade. Neste cenário o valor de investimento da cogeração é superior ao do cenário I visto a potência da turbina ser superior e também pelo facto de ser acrescido do permutador de calor utilizado para pré-aquecimento dos efluentes gasosos, sendo os restantes custos dos elementos suplementares também considerados no custo da instalação.

Tabela 23-Valor da remuneração e custos do Cenário II

	Regime Total	Regime Parcial
Valor da remuneração da energia eléctrica [€/kWh]	0,12	0,14
Custo do Gás Natural [€/kWh]	0,032	
Custo da Instalação [M€]	6	

Tabela 24-Cash Flow para a solução do Cenário II

	Regime Total	Regime Parcial
Valor da Energia Eléctrica [M€]	3,69	3,04
Valor da Energia Térmica [M€]	0,571	,485
Custo da Manutenção [M€]	0,150	0,135
Custo do Gás Consumido [M€]	3,06	2,17

Tabela 25-Análise de rentabilidade para o Cenário II

	Regime Total	Regime Parcial
VAL [M€]	0,38	1,40
TIR [%]	12	16
PRI [Anos]	5,7	4,9
RRP	71,7	264,15

Como se pode analisar, neste cenário também tem mais interesse a turbina funcionar em regime parcial, visto ter uma rentabilidade superior, como apresentado na tabela 25. De destacar que o valor de retorno ao fim de 10 anos (VAL), em regime parcial é cerca de 1.400.000€, este valor é justificado pelo facto da eficiência eléctrica ser consideravelmente elevada, permitindo uma maior rentabilização da energia eléctrica produzida.

De constatar também que existe menor discrepância dos valores de rentabilidade entre regime parcial e regime total, quando comparado com o cenário I, este facto é justificado pela razão de neste esquema de montagem a valorização da energia térmica ser superior, como tal esta solução de montagem mesmo a funcionar em regime total, tem rentabilidades aceitáveis, na ordem dos 380.000€.

5.3 Cenário III

Avaliando a tabela 26, verifica-se que o custo da instalação é superior, face a instalação de trigeriação convencional visto a câmara de combustão apropriada para incineração de COV incrementar o custo da instalação.

Tabela 26-Valor da remuneração e custos do Cenário III

	Regime Total
Valor da remuneração da energia eléctrica [€/kWh]	0,12
Custo do Gás Natural [€/kWh]	0,032
Custo da Instalação [M€]	3

Tabela 27-Cash Flow para a solução do Cenário III

	Regime Total
Valor da Energia Eléctrica [M€]	1,64
Valor da Energia Térmica [M€]	0,632
Custo da Manutenção [M€]	0,100
Custo do Gás Consumido [M€]	1,55

Tabela 28-Análise de rentabilidade para o Cenário III

	Regime Total
VAL [M€]	0,743
TIR [%]	16
PRI [Anos]	4,7
RRP	371

Na tabela 27 são apresentados os *cash flow*, onde se verifica que a energia térmica tem um valor superior ao do cenário I e II, este facto é justificado pela valorização da energia térmica bem como a energia que foi economizada por reduzir a utilização do sistema de incineração convencional (RTO). Por outro lado o menor consumo da turbina, pela utilização dos COV como combustível permitiu uma redução no custo com o gás natural.

Na tabela 28 analisou-se os valores de rentabilidade da instalação, onde verificou-se que uma instalação como apresentada permitiria um tempo de retorno de 4.7 anos, e uma rentabilidade ao fim de 10 anos de 743000 € (com uma taxa de actualização de 10%).

O valor de rentabilidade ainda poderia ser superior, caso se utiliza-se em regime parcial, contudo existiu a preocupação de conciliar a componente económica com a componente ambiental, sendo a solução apresentada a que melhor serve estes dois interesses.

5.4 Cenário IV

A solução apresentada no cenário IV, é a solução mais dispendiosa, como é apresentado na tabela 29, este valor é justificado pela potência eléctrica da turbina, pela câmara de combustão apropriada para a incineraçãode COV, bem como o custo do permutador de calor para pré-aquecimento dos efluentes gasosos. Nesta solução foi considerado somente o regime total, pelas mesmas razões apontadas no cenário III, ou seja, a relação de compromisso entre a componente ambiental e a componente económica.

Tabela 29-Valor da remuneração e custos do Cenário IV

	Regime Total
Valor da remuneração da energia eléctrica [€/kWh]	0,12
Custo do Gás Natural [€/kWh]	0,032
Custo da Instalação [M€]	9,5

Tabela 30-Cash Flow para a solução do Cenário IV

	Regime Total
Valor da Energia Eléctrica [M€]	5,42
Valor da Energia Térmica [M€]	0,609
Custo da Manutenção [M€]	0,216
Custo do Gás Consumido [M€]	4,14

Tabela 31-Análise de rentabilidade para o Cenário IV

	Regime Total
VAL [M€]	1,49
TIR [%]	15
PRI [Anos]	5,3
RRP	188,3

Da análise das tabelas 30 e 31 verifica-se que a solução do cenário IV tem uma rentabilidade superior á solução do cenário III, visto a potência eléctrica ser superior, bem como a eficiência eléctrica, como tal existe uma produção e venda de energia superior. Por outro lado esta solução como tem um caudal de admissão de COV superior ao do cenário III, permite uma maior redução no consumo de energia face ao sistema convencional (RTO). Também contempla o pré-aquecimento dos efluentes gasosos, fazendo com que esta solução seja a que tenha a maior valorização da energia térmica.

Porém tem a desvantagem de ser um que tem uma potencia eléctrica alta, não sendo possível aproveitar toda a energia térmica produzida, sendo parte desperdiçada energia para a chaminé, e consequente perda de rentabilidade visto a energia térmica não poder ser tão valorizada.

6 Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros

6.1 Conclusões

A implementação de um sistema de cogeração actualmente em Portugal enfrenta vários obstáculos a nível da legislação que tem os cálculos do valor da remuneração de venda de energia eléctrica à rede pública desactualizada. O valor da remuneração actual, regida por legislação criada em 2002, é apenas válida para sistemas existentes. Por outro lado existe uma excessiva burocratização do processo e dificuldade em ter acesso aos pontos de interligação à rede pública, o que dificulta os projectos de cogeração.

Os principais gastos energéticos da empresa são nas caldeiras de termofluido, nos *chillers*, nas máquinas de produção e no RTO verificando-se das análises efectuadas que a potência óptima para as caldeiras de termofluido é de 3 MW e para os chillers é de 1,5 MW.

Das tecnologias de produção de energia eléctrica existentes no mercado, as que melhor se aplicam a indústrias com necessidades de aquecimento de termofluido a altas temperaturas são as turbinas a gás, visto os gases de escape terem temperaturas acima dos 450°C.

Na análise do cenário I conclui-se que um sistema de trigeriação convencional é o menos rentável, tendo em conta o perfil de utilização de energia ser muito variável, sendo que quando as caldeiras ou os *chillers* não estão a produzir energia térmica existe um desperdício de consumo energético. Este factor foi melhorado na solução do cenário II, com o redireccionamento da energia térmica, que não estava a ser utilizada nas caldeiras e nos *chillers*, para um permutador de calor para pré-aquecimento dos efluentes gasosos, permitindo a redução no consumo energético do RTO. Todavia a eficiência do permutador de calor é baixa, influenciando desta forma a energia considerada útil.

A incineração dos COV em turbinas a gás, para além do aproveitamento do poder calorífico presentes nos efluentes, permite gerar energia eléctrica e térmica, substituindo em parte o sistema convencional (RTO). Isto permite reduzir o consumo energético da turbina e do RTO.

As turbinas a gás com incineração de COV são soluções recentes no mercado, como tal ainda estão sob forte estudo e por outro lado a sua aplicabilidade depende de condições específicas, tais como os efluentes têm de ter uma elevada concentração de COV, o tipo de COV que são enviados e da temperatura de admissão que não deve ser elevada senão a eficiência eléctrica da turbina reduz-se significativamente.

A solução apresentada no cenário III, embora admita um caudal reduzido de efluentes revelou-se bastante eficiente, pois ao conduzir para a turbina apenas os efluentes com maior concentração de COV, permite uma redução de combustível em cerca de 10%.

A solução mais completa para um sistema de trigeriação é a apresentada no cenário IV. Nesta solução existe a possibilidade de incineração de COV e como a potência é elevada, permite suprimir a totalidade das necessidades térmicas das caldeiras e dos *chillers*, sendo a energia térmica não consumida nestes equipamentos utilizada no permutador de calor. Pela razão de a turbina desta solução admitir um caudal maior de efluentes, há redução no consumo de combustível em cerca de 7,8%, menos 2% que a apresentada na solução III. Também há uma redução em 27% no consumo energético do RTO ao pré-aquecer os efluentes em 100°C. Contudo mesmo com a redução no consumo do RTO, as vantagens desta turbina demonstraram-se inferiores face às apresentadas na solução do cenário III, pela razão de ter uma potência demasiadamente elevada para as necessidades que a empresa tem actualmente, como tal existe um desperdício de energia térmica, influenciando directamente na aplicabilidade deste sistema.

Face às análises efectuadas verificou-se que o sistema com a turbina *Vericor ASE 8 VOC Combustor* é a solução que melhor se adapta ao caso em estudo.

6.2 Trabalhos futuros

Tem interesse em estudar os concentradores rotativos de COV, estes equipamentos são instalados nas condutas de efluentes e são constituídos por elementos adsorsores que permitem fazer uma separação dos COV e partículas nocivas do restante ar. Os COV que são separados como tem uma elevada concentração, são encaminhados para uma turbina funcionando directamente como combustível permitindo desta forma uma redução no consumo de energia primária da turbina.

Estes equipamentos segundo informações dos fabricantes tem eficiências acima de 95%, contudo para uma boa utilização dependem de uma análise pormenorizada dos efluentes, bem como análises de temperatura visto estes sistemas apresentarem algumas limitações neste ponto.

Ao que a avaliação de implementação e de viabilidade destes equipamentos revela-se morosa, sendo no entanto um ponto importante a abordar no futuro pois permite uma redução no consumo de energia e uma redução de emissões de CO₂.

7 Bibliografia

1. D.G.G.E. *Direcção Geral Energia Geologia*. 2008; Available from: <http://www.dgge.pt/>.
2. Associação Portuguesa de energias renováveis. *Consumos gerais do Sistema Eléctrico Nacional*. 2009; Available from: www.apren.pt.
3. Entidade Reguladora Serviços Energéticos. *Plano de Promoção da Eficiência no Consumo de Energia Eléctrica*. 2010; Available from: www.erse.pt.
4. *Portaria n.º 57/2002. D.R. n.º 12, Série I-B de 2002-01-15*, 2002.
5. *Portaria n.º 58/2002. D.R. n.º 12, Série I-B de 2002-01-15*, 2002.
6. *Portaria n.º 59/2002. D.R. n.º 12, Série I-B de 2002-01-15*, 2002.
7. *Portaria n.º 60/2002. D.R. n.º 12, Série I-B de 2002-01-15*, 2002.
8. *Directiva 2004/8/CE do Parlamento Europeu e do Conselho*, 2004.
9. *Decisão da Comissão, de 21 de Dezembro de 2006, Valores de referência harmonizados em matéria de eficiência para a produção separada de electricidade e de calor em conformidade com a Directiva 2004/8/CE do Parlamento Europeu e do Conselho*, 2006.
10. *2008/952/CE: Decisão da Comissão, de 19 de Novembro de 2008, que estabelece orientações circunstanciadas para a implementação e aplicação do anexo II da Directiva 2004/8/CE do Parlamento Europeu e do Conselho*, 2008.
11. *Decreto-Lei n.º 23/2010, Estabelece a disciplina da actividade da cogeração, transpondo a Directiva n.º 2004/8/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 11 de Fevereiro. Revoga o Decreto-Lei n.º 538/99, de 13 de Dezembro.*, 2010.
12. Energias de Portugal. *Hóraros de Média Tensão*. 2011; Available from: <http://www.edpsu.pt/pt/tarifasehorarios/horarios/Pages/HorariosMT.aspx>.
13. Peixoto, B., *Auditoria energética*, 2010, Manager of Maintenance and Energy na TMG.
14. Custom Machine Manufacturing. *Regenerative Thermal Oxidizer*. 2011; Available from: http://www.thecmmgroup.com/Regen_Thermal_Oxidizers.aspx.
15. Astec Industries, *Thermo Fluid Boiler*. 2011.
16. Carrier. *23XRV Water Cooled Super High Efficiency Variable Speed Chiller*. 2011; Available from: www.carrier.com.
17. EDUCOGEN. *A Guide to Cogeneration*. 2001; Available from: <http://www.cogen.org/projects/educogen.htm>.
18. Pinho, C., ed. *Gestão de Energia Térmica*. 130 ed. 2010. 6.
19. Cogen. *Principio da cogeração*. 2011; Available from: www.cogeneurope.eu.
20. Sakulkaew, S. *Compressor Aerodynamics in Large Industrial Gas Turbines for Power Generation*. 2011.
21. Moore, D. *Portal de conhecimento sobre Termoeléctricas*. 2002.
22. Siemens. *Close-up of Annular Combustors*. 2010; Available from: www.energy.siemens.com.

23. Sexton, S.E. *VOC Thermal Oxidizer and Combined Heat & Power Systems*. 2010; Available from: <http://sesexton.com/default.aspx>.
24. Jenbacher. *Gas engine J620*. 2011; Available from: www.jenbacher.com.
25. capstone. *C65 MicroTurbine*. 2010; Available from: www.capstoneturbine.com/.
26. Broad. *The heating principle*. 2011; Available from: www.broad.com.
27. GBU. *Principle of adsorption*. 1999; Available from: www.gbumbh.de.
28. Vericor. *Gas turbine ASE 40*. 2011; Available from: www.vericor.com.
29. Broad. *Absorption Chiller Direct Fired*. 2011; Available from: www.broad.co.uk.
30. Slogar, G., *ASE8 VOC Gas Turbine Engine*. 2001.
31. Miguel, A., *Avaliação de Projectos*, 2006, FCA editora Lisboa.

Anexos

A.1

Conversão dos diferentes tipos de energia para tep

Tipo de energia	Unidade	tep/ unid
Energia eléctrica	KWh	$215 \cdot 10^{-6}$
Gás natural	Nm ³	$910 \cdot 10^{-6}$
Gasóleo	ton	1,045
G.P.L.	ton	1,13

Conversão dos diferentes tipos de energia para kgCO₂

Tipo de energia	Unidade	kgCO ₂
Energia eléctrica	KWh	0.47
Gás Natural	tep	2348
Gasóleo	tep	3089
G.P.L.	tep	2637

A.2

Exemplo de cálculo da energia produzida e consumida para o sistema do cenário I

- Energia eléctrica produzida:

Potencia Eléctrica da turbina [Mw] * N° de horas de trabalho [h]

$$3,028 * 5760 = 15448 \text{ MWh}$$

$$3,028 * 4080 = 10942 \text{ MWh}$$

- Energia térmica produzida:

Potencia Térmica da turbina [Mw] * N° de horas de trabalho [h]

Caudal [Kg/s] * Calor específico [KJ/Kg*K] * ΔT [K] * N° de horas de trabalho [h]

$$[(12.8 * (1,136 + 1,05) / 2 * (603 - 310) * 0,75) + (12.8 * (1,05 + 1,012) / 2 * (310 - 140) * 1,28)] * 5760 \\ = 35634 \text{ MWh}$$

$$[(12.8 * (1,136 + 1,05) / 2 * (603 - 310) * 0,75) + (12.8 * (1,05 + 1,012) / 2 * (310 - 140) * 1,28)] * 4080 \\ = 25241 \text{ MWh}$$

- Energia consumida

Caudal [Kg/s] * PCI [KJ/Kg] * N° de horas de trabalho [h]

$$871 / 3600 * 5760 = 65638 \text{ MWh}$$

$$871 / 3600 * 4080 = 46493 \text{ MWh}$$

A.3

Exemplo de cálculo dos parâmetros de eficiência para o sistema do cenário I

Cálculo do FUE:

$$\text{FUE} = \frac{3028 + 6187}{11396} = 80,9\%$$

Cálculo do RCE:

$$\text{RCE} = \frac{3178}{3028} = 1,05$$

Cálculo do RFE:

$$\text{RFE} = \frac{3008}{3028} = 0,99$$

Cálculo do IEE:

Assumindo que o $\eta_b = 0,85$ o $\eta_{e,cv} = 0,4$, e $\varepsilon_{r,cv} = 3$, o IEE é o seguinte:

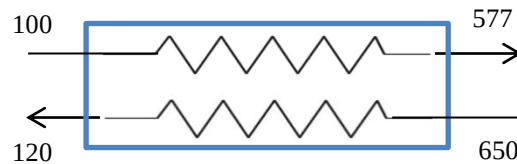
$$\text{IEE} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{0,266}{0,4} + \frac{0,266 * 1,05}{0,85} + \frac{0,266 * 0,99}{3 * 0,4}\right)} = 18\%$$

A.4

Exemplo do cálculo de redução de energia consumida pelo RTO, para o sistema apresentado no cenário II

Da consulta das tabelas de eficiência do permutador de calor (cerâmicas) do RTO, verificou-se que a eficiência de permuta de calor é de 90%, por outro lado para o caso em estudo vai considerar-se o pior das situações, ou seja, se no RTO circular apenas ar.

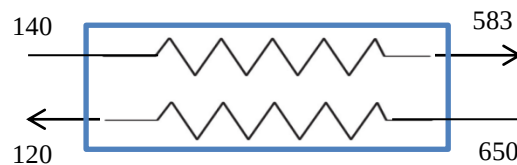
Situação actual



$$\dot{m}_{comb,1} \times PCI = \dot{m}_{ar} \times c_{p,ar} \times \Delta T$$

$$\dot{m}_{comb,1} \times PCI = \dot{m}_{ar} \times c_{p,ar} \times (650 - 577)$$

Situação futura



$$\dot{m}_{comb,2} \times PCI = \dot{m}_{ar} \times c_{p,ar} \times \Delta T$$

$$\dot{m}_{comb,2} \times PCI = \dot{m}_{ar} \times c_{p,ar} \times (650 - 583)$$

Redução no consumo de combustível

Considerando o caudal de ar constante e o c_p igual, verifica-se que a redução do consumo é dada pela equação de seguida apresentada.

$$\frac{\dot{m}_{comb,2}}{\dot{m}_{comb,1}} = \frac{(650 - 582)}{(650 - 577)} = 93\%$$

Pode-se verificar que existiu uma redução de consumo em 7%.

A.5

Exemplo do cálculo de redução de energia consumida pela turbina, utilizando a energia proveniente dos COV, para o sistema apresentado no cenário III.

Caudal mássico de COV

Concentração de COV [mg/Nm ³]	2122
Caudal Volúmico [Nm ³ /h]	39000

$$\text{Caudal mássico [kg/s]} = \text{Concentração de COV [kg/Nm}^3] * \text{Caudal Volúmico [Nm}^3/\text{s]}$$

$$\text{Caudal mássico} = 2,122 * 10^{-3} * 10,9 = 0,02299$$

Energia proveniente dos COV

Vai considerar-se um PCI dos COV de 41000kJ/kg, e uma utilização de 5760h.

$$\text{Energia [kWh]} = \text{Caudal mássico [kg/s]} * \text{PCI [kJ/kg]} * \text{N}^{\circ} \text{ de horas de trabalho [h]}$$

$$\text{Energia [kWh]} = 0,02299 * 41000 * 5760 = 5428925$$

Redução de energia consumida pela turbina

$$\text{Redução [\%]} = \text{Energia proveniente dos COV [kWh]} / \text{Energia total consumida [kWh]}$$

$$\text{Redução [\%]} = 5428925 / 54975680 = 9.8$$

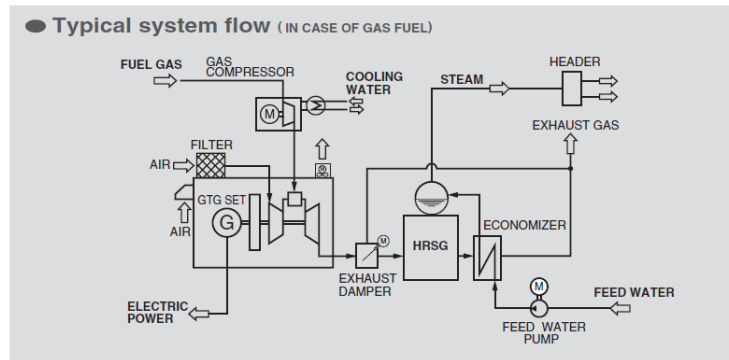
A.6

Dados técnicos da turbina Kawasaki GPB 17D

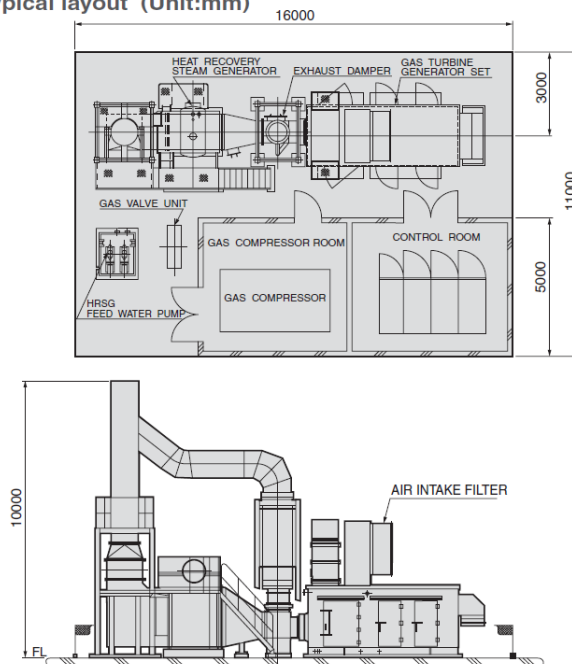


GPB17D

KAWASAKI CO-GENERATION SYSTEM



● Typical layout (Unit:mm)



www.khi.co.jp/gasturbine/index_e.html

Kawasaki Heavy Industries, Ltd. Gas Turbine Division
 Phone: +81-3-3435-2232 Fax: +81-3-3435-2592
 Kawasaki Machine Systems, Ltd. (Asia Division)
 Phone: +81-3-3435-2977 Fax: +81-3-3435-2592
 Kawasaki Gas Turbine Asia Sdn Bhd : (KGA)
 Phone: +60-3-5569-2882 Fax: +60-3-5569-3093
 www.kga.com.my
 Kawasaki Gas Turbine Europe GmbH : (KGE)
 Phone: +49-6172-7363-0 Fax: +49-6172-7363-55
 www.kawasaki-gasturbine.de
 Kawasaki Gas Turbines-Americas : (KGT-A)
 Phone: +1-281-970-3255 Fax: +1-281-970-6465
 www.kawasakigasturbines.com
 Kawasaki Machine Systems, Ltd. (Shanghai Rep.Office)
 Phone: +86-21-3366-3500 Fax: +86-21-3366-3505
 Kawasaki Heavy Industries Middle East FZE : (KHI-ME)
 Phone: +971-4-214-6727 Fax: +971-4-214-6729

Kawasaki Gas Turbines-Americas
 (Houston, TX)

Kawasaki Gas Turbine Europe GmbH
 (Frankfurt, Germany)

Kawasaki Heavy Industries, Ltd.
 (Tokyo, Japan)

Kawasaki Machine Systems, Ltd.
 (Shanghai Rep. Office)

Kawasaki Heavy Industries
 Middle East FZE
 (Dubai, UAE)

Kawasaki Gas Turbine Asia Sdn Bhd
 (Shah Alam, Malaysia)

Cat.No KTK-0030A '10-05 (71) Printed in Japan

Specifications subject to change without notice.

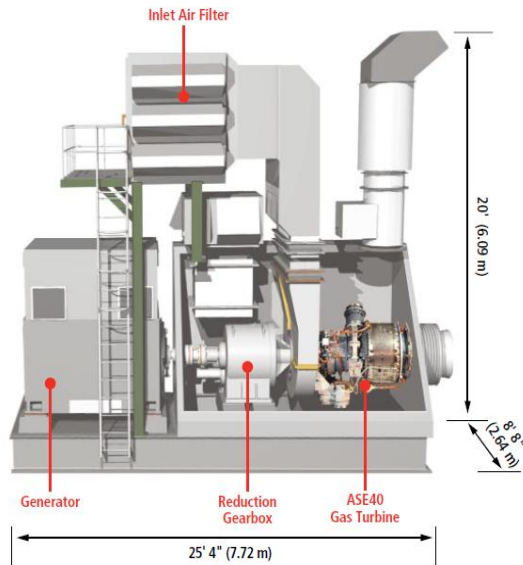
Dados técnicos da turbina Vericor ASE 40

**VPS™ 3 Gas Turbine
Generator Set**

VERICOR
POWER SYSTEMS



optimum
performance
energy cost



The heart of the VPS™3 generator set is Honeywell's reliable aeroderivative ASE™40 gas turbine. The engine originates from Lycoming's time-tested TF series gas turbines that have been in service for more than 30 years in a wide variety of industrial, military and commercial marine applications. A fleet of some 600 installations have logged more than 1,500,000 operating hours. The ASE 40 features a compact design allowing for great flexibility when developing a power plant. A convenient on-condition maintenance plan will reduce equipment downtimes.

ASE™40 Gas Turbine



Vericor Power Systems
Atlanta, Georgia
1 770 569-8838 Tel
1 770 569-7524 Fax
info@vericor.com

www.vericor.com

© 2001 Vericor Power Systems. All rights reserved. Printed in USA.
Specifications subject to change without notice.

VPS™3 Gas Turbine Generator Set

ISO Conditions: 59°F (15°C), Sea Level, 60% Relative Humidity, Inlet and Exhaust Losses are not included	Nat. Gas	Distillate
Output (kW) at Generator Terminals	3,107	3,013
Heat Rate Btu/kWh (kJ/kWh) – LHV	12,775 (13,477)	12,813 (13,517)
Thermal Efficiency	26.7%	26.6%
Fuel Flow lb/h (kg/h)	1,932 (877)	2,109 (981)
Heating Value (LHV) Btu/lb (kJ/kg)	20,548 (47,786)	18,300 (42,558)
Fuel Pressure required psig (Min/Max)	200	5/15
Exhaust Gas Flow lb/s (kg/s)	28.3 (12.9)	28.2 (12.8)
Exhaust Gas Temperature F (C)	1,109 (598)	1,110 (599)
Acoustic Data SPL @ 400 ft (far field) @ 3ft (near field)	58 dbA 90 dbA (Max)	

VPS™3 Base Scope of Supply

Standard Equipment	Optional Equipment
ASE™40 Gas Turbine	Gas Turbine Water Wash System
Epicyclic Reduction Gear Box (1800 RPM)	Epicyclic Reduction Gear Box (1500 RPM)
Generator (Synchronous, 60Hz, 4160V, AC)	Open Ventilated and Totally Enclosed Water-to-Air Cooled (TEWAC) Enclosures, 50 Hz, other Voltages, High Voltage Generator Switchgear
Natural Gas Fuel System	Distillate Fuel System, Dual Fuel System, Fuel Gas Conditioning Skid, Fuel Gas Compressor, Water injection system
Lube System (water cooled)	Oil/Air Cooler
Electro Hydraulic Start System	Black Start System
Structural Steel Bedplate, Weatherproof Acoustic Enclosure (Gas Turbine, Reduction Gearbox) with Ventilation Air System, Fire and Combustible Gas Detection and Fire Suppression System	No Enclosure, No Fire and Combustible Gas Detection or Suppression Systems
Allen Bradley PLC	Generator Controls, MCC, HMI-Station, Uninterruptible Power Supply (UPS), Control Room Building (shown on front), Remote Control Interfaces
Combustion Intake Air System (Barrier Filter)	Self Cleaning Filter (shown on front), Chilling, Evaporative Cooling
Exhaust Gas Diffuser and Expansion Metal Bellows	Exhaust Silencer Stack, Heat Recovery Steam Generator (20,000 – 60,000 lb/h) Selective Catalytic Reduction System (SCR)
Services	
Direct Purchase	Leasing, Build Own Operate
Project Management (Engineering, Equipment Provisioning, Start-up)	Turnkey Installation, Operation, Maintenance, Technical Direction of Installation (TDI) of Start-up, Commissioning and Performance Testing, Training (gas turbine theory and operations)
Engineering Data and Drawings necessary for the Project, As Built Drawings, Erection and Commissioning Documentation	
Operating and Maintenance Manuals, Illustrated Parts Catalog	

Dados técnicos da turbina Solar Saturn 20

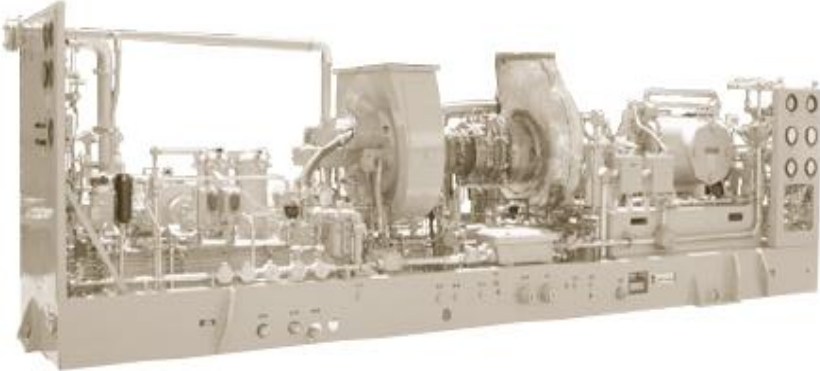
Solar Turbines

A Caterpillar Company

SATURN 20

Gas Turbine Compressor Set

Oil & Gas Applications



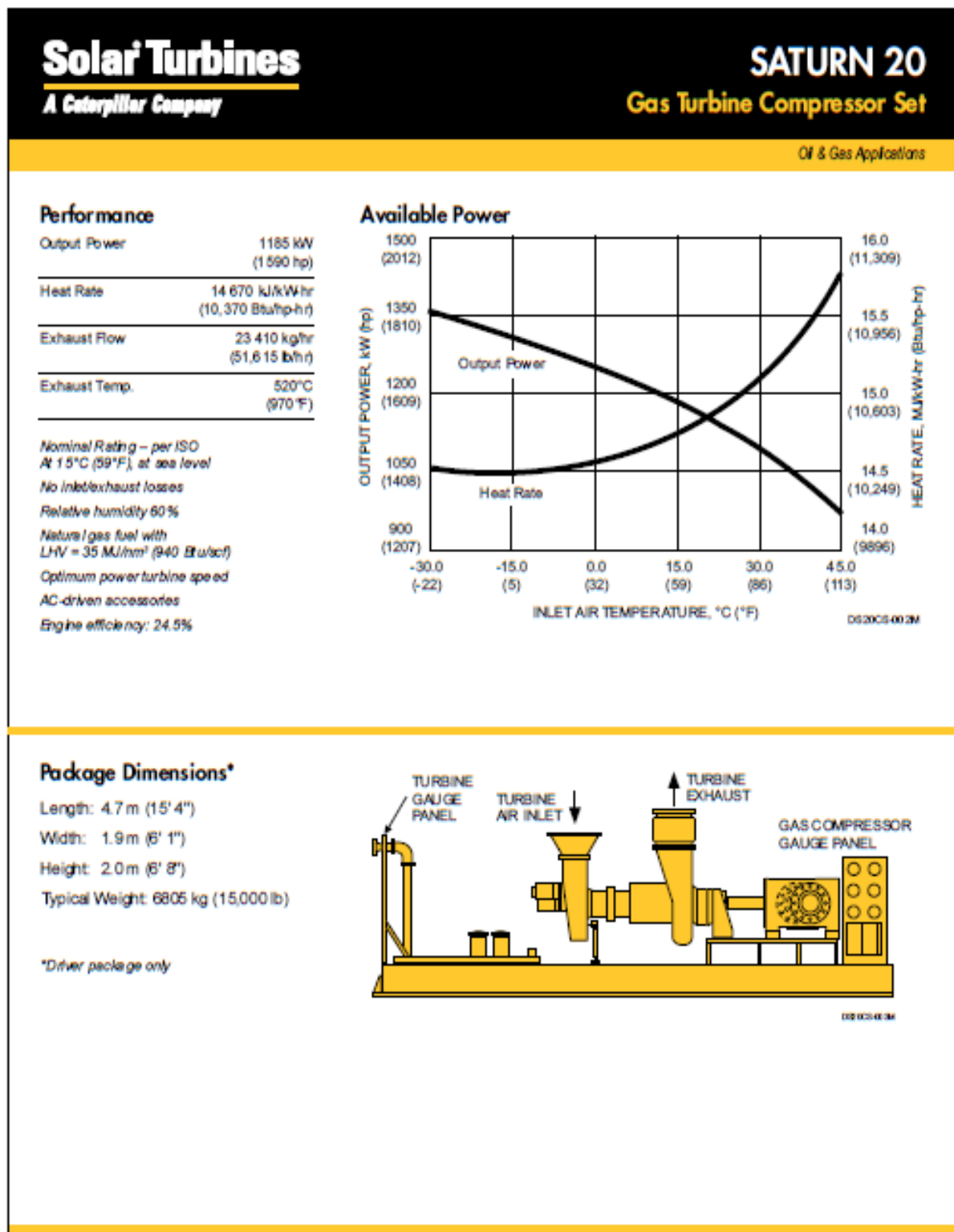
General Specifications

Saturn® 20 Gas Turbine

- Industrial, Two-Shaft
- Axial Compressor
 - 8-Stage
 - Pressure Ratio: 6.7:1
 - Inlet Airflow: 6.4 kg/sec (14.2 lb/sec)
- Combustion Chamber
 - Annular-Type
 - 12 Fuel Injectors
 - Torch Ignitor System
- Gas Producer Turbine
 - 2-Stage, Reaction
 - Max. Speed: 15,000 rpm
- Power Turbine
 - 1-Stage, Reaction
 - Max. Speed: 22,300 rpm
- Bearings
 - Journal: Multi-Ramp Sleeve
 - Thrust: Fixed Tapered Land
- Coatings
 - Compressor: Inorganic Aluminum
 - Turbine and Nozzle Blades: Precious Metal Diffusion Aluminumide
- Velocity Vibration Transducer

Key Packages Features

- Base Frame with Drip Pans
- Compressor
 - Compressor Auxiliary Systems
- 316L Stainless Steel Piping ≤4" dia
- Compression-Type Tube Fittings
- Digital Gauge Panel
 - Fluid Gauges
 - Electrical System Options
 - NEC, Class I, Group D, Div. 1
 - CENELEC, Zone 1
- **Turbotronic™** Microprocessor Control System
 - Freestanding Control Console
 - Color Video Display
 - Vibration Monitoring
- Control Options
 - 24-VDC Control Battery/Charger System
 - Turbine and Package Temperature Monitoring
 - Serial Link Supervisory Interface
 - Turbine Performance Map
 - Compressor Performance Map
 - Historical Displays
 - Printer/Logger
 - Process Controls
 - Compressor Anti-Surge Control
 - Field Programming
- Start Systems
 - Pneumatic
 - Direct-Drive AC
- Fuel System
 - Natural Gas
- Integrated Lube Oil System
 - Turbine-Driven Accessories
 - Tank Vent Separator
 - Flame Trap
- Oil System Options
 - Oil Cooler
 - Oil Heater
- Axial Compressor Cleaning Systems
 - On-Crank/On-Line
 - Cleaning Tank
- Gearbox (if applicable)
 - Speed Increaser
 - Speed Decreaser
- Air Inlet and Exhaust System Options
- Enclosure and Associated Options
- Factory Testing of Turbine and Package
- Documentation
 - Drawings
 - Quality Control Data Book
 - Inspection and Test Plan
 - Test Reports
 - Operation and Maintenance Manuals



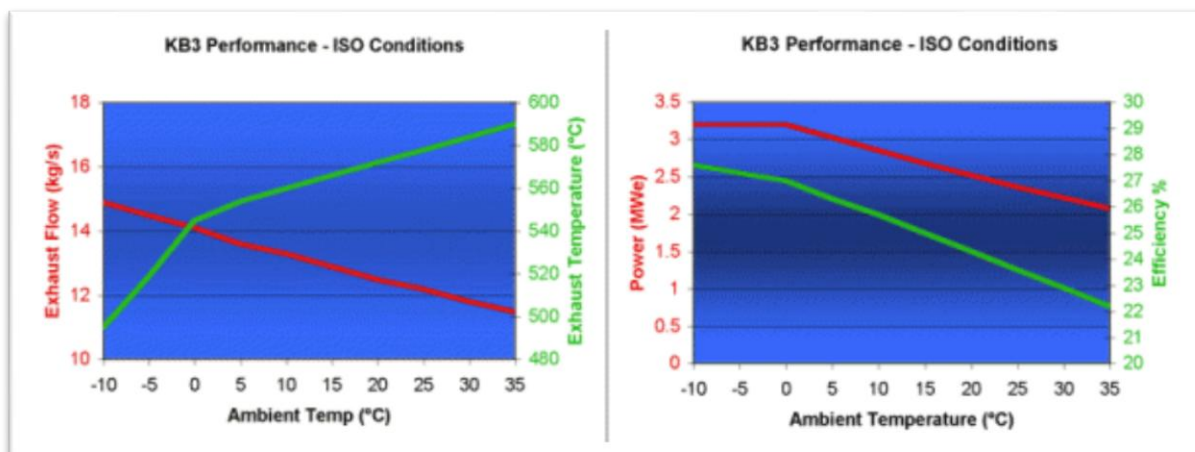
Solar Turbines Incorporated
 P.O. Box 85376
 San Diego, CA 92186-5376
 Caterpillar is a trademark of Caterpillar Inc.
 Solar, Saturn and Saturn 20 are trademarks of Solar Turbines Incorporated.
 Specifications subject to change without notice. Printed in U.S.A.
 ©2005 Solar Turbines Incorporated. All rights reserved.
 DS20CS-00-2M

FOR MORE INFORMATION

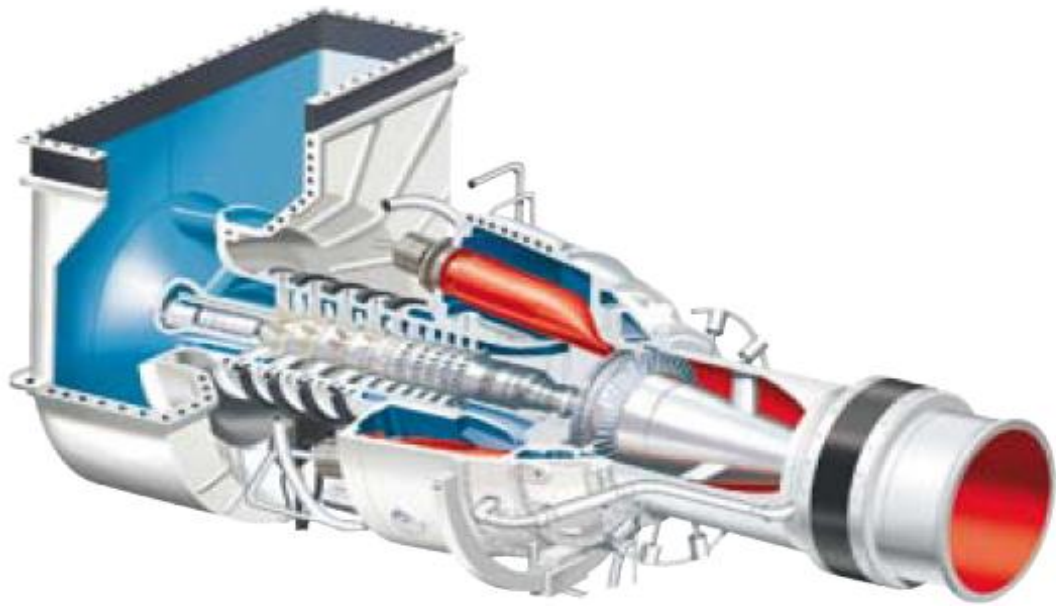
Telephone: (+1) 619-544-5352
 Internet: www.solar-turbines.com



Dados técnicos da turbina Centrax KB3



Dados técnicos da turbina Siemens SGT 200



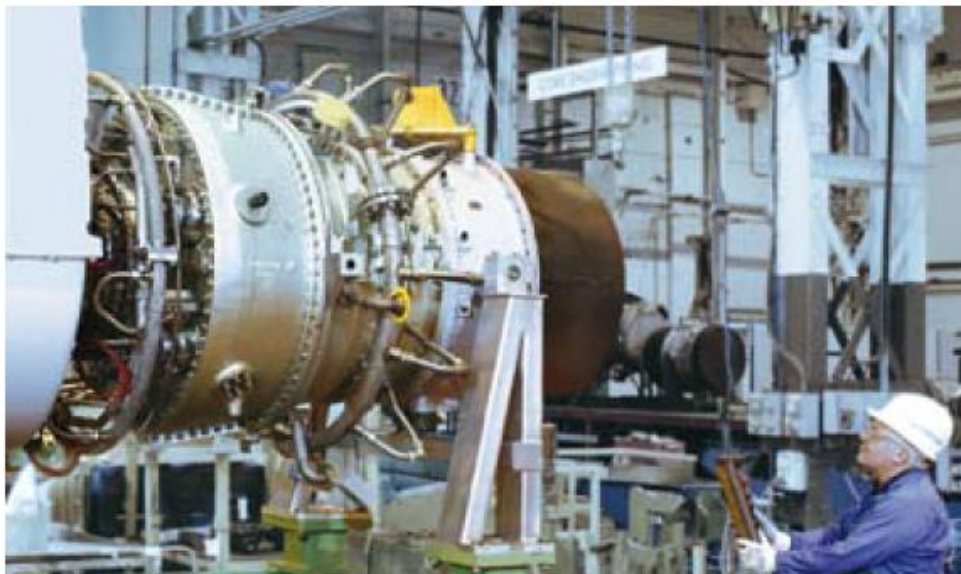
SGT-100

Geração de energia

	5,25 MW(e)
• Combustível:	Gás natural*
• Frequência:	50/60Hz
• Eficiência elétrica:	30,5%
• Taxa de calor:	11.815 kJ/kWh
• Rotação da turbina:	17.384 rpm
• Coeficiente de pressão do compressor:	14.6:1
• Fluxo de gás de escape:	20,8 kg/s
• Temperatura:	530°C
• Emissões de NO _x (com DLE, corrigidas para 15% O ₂ seco):	≤ 15 ppmV

Também disponível como 4,35 MW(e), 4,70 MW(e) e 5,05 MW(e)

**Outras opções de combustíveis gasosos, líquidos e/ou duais disponíveis*



Dados técnicos da turbina Solar Taurus 60

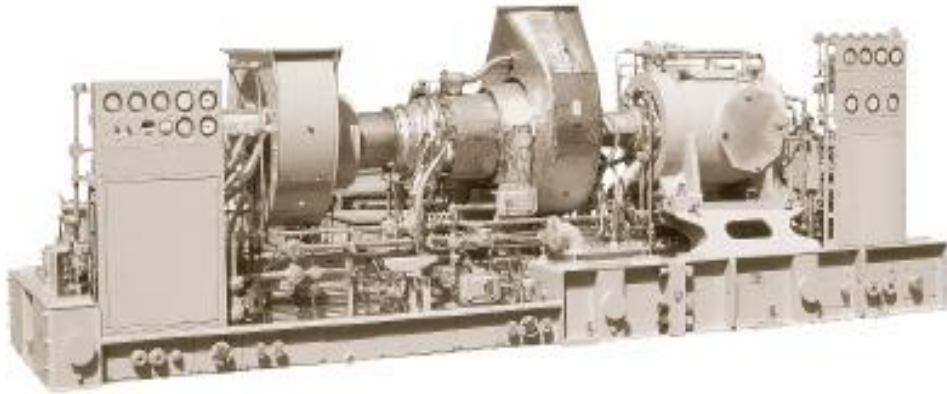
Solar Turbines

A Caterpillar Company

TAURUS 60

Gas Turbine Compressor Set

Oil & Gas Applications



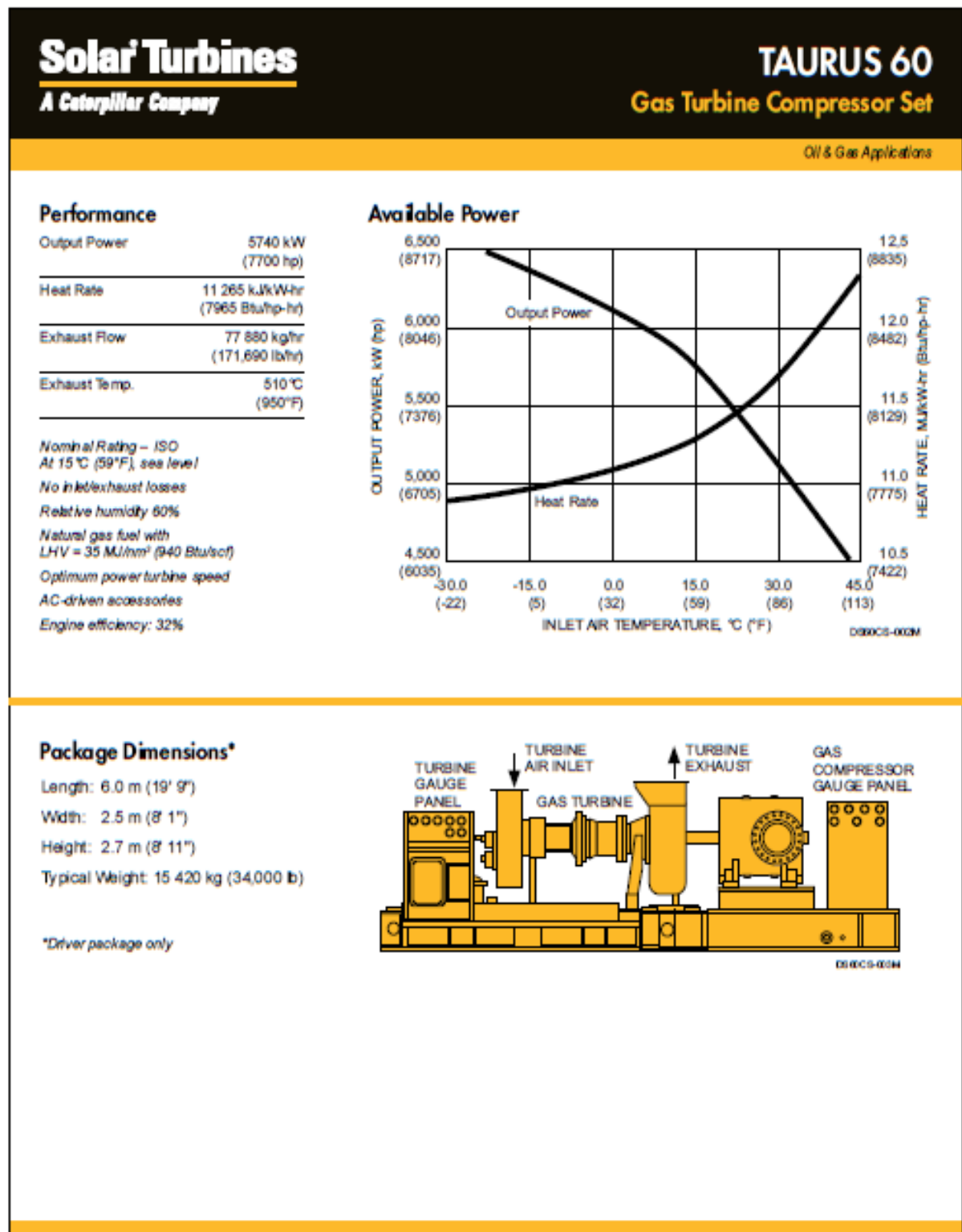
General Specifications

Taurus™ 60 Gas Turbine

- Industrial, Two Shaft
- Axial Compressor
 - 12 Stage
 - Variable Inlet Guide Vanes
 - Pressure Ratio: 12.2:1
 - Inlet Airflow: 21.3 kg/sec (47.0 lb/sec)
 - Vertically Split Case
- Combustion Chamber
 - Annular Type
 - Conventional or Lean-Premixed, Dry, Low Emission (SoLoNOx™)
 - 12 Fuel Injectors
 - Torch Ignitor System
- Gas Producer Turbine
 - 2 Stage, Reaction
 - Max. Speed: 15,000 rpm
- Power Turbine
 - 2 Stage, Reaction
 - Max. Speed: 14,300 rpm
- Bearings
 - Journal: Tilting Pad
 - Thrust, Active: Tilting Pad
 - Thrust, Inactive: Fixed Tapered Land
- Coatings
 - Compressor: Inorganic Aluminum
 - Turbine Nozzles and Blades: Precious Metal Diffusion Aluminide
- Vibration Transducer Type
 - Velocity
 - Proximity Probes

Key Package Features

- Driver Skid with Drip Pans
- Driven Equipment Skid
 - Compressor
 - Compressor Auxiliary Systems
- 316L Stainless Steel Piping ≤ 4"
- Compression-Type Tube Fittings
- Electrical System Options
 - NEC Class I, Group D, Div. 1
 - CENELEC Zone 1
- Turbotronic™ Microprocessor Control System
 - Freestanding Control Console
 - Color Video Display
 - Vibration Monitoring
- Control Options
 - 24-VDC Control Battery/Charger System
 - Gas Turbine and Package Temperature Monitoring
 - Serial Link Supervisory Interface
 - Turbine Performance Map
 - Compressor Performance Map
 - Historical Displays
 - Printer/Logger
 - Predictive Emissions Monitoring
 - Process Controls
 - Compressor Anti-Surge Control
 - Field Programming
- Start Systems
 - Pneumatic
 - Direct Drive AC
- Fuel System: Natural Gas
- Integrated Lube Oil System
 - Turbine-Driven Accessories
- Oil System Options
 - Oil Cooler
 - Oil Heater
 - Tank Vent Separator
 - Flame Trap
- Axial Compressor Cleaning Systems
 - On-Crank
 - On-Crank/On-Line
 - Stationary Cleaning Tank
- Gearbox (if applicable)
 - Speed Increaser
 - Speed Decreaser
- Air Inlet and Exhaust System Options
- Enclosure and Associated Options
- Factory Testing of Turbine and Package
- Documentation
 - Drawings
 - Quality Control Data Book
 - Inspection and Test Plan
 - Test Reports
 - Operation and Maintenance Instruction Manual



Solar Turbines Incorporated
P.O. Box 85376
San Diego, CA 92186-5376
Caterpillar Inc. is a trademark of Caterpillar Inc.
Solar, Turbines, TAURUS, and SolarTurbines are trademarks of Solar Turbines Incorporated.
Specifications subject to change without notice. Printed in U.S.A.
©2005 Solar Turbines Incorporated All rights reserved.
D990CS-100000

FOR MORE INFORMATION

Telephone: (+1) 619-544-5352
Internet: www.solar-turbines.com



Dados técnicos da turbina Centrax KB7

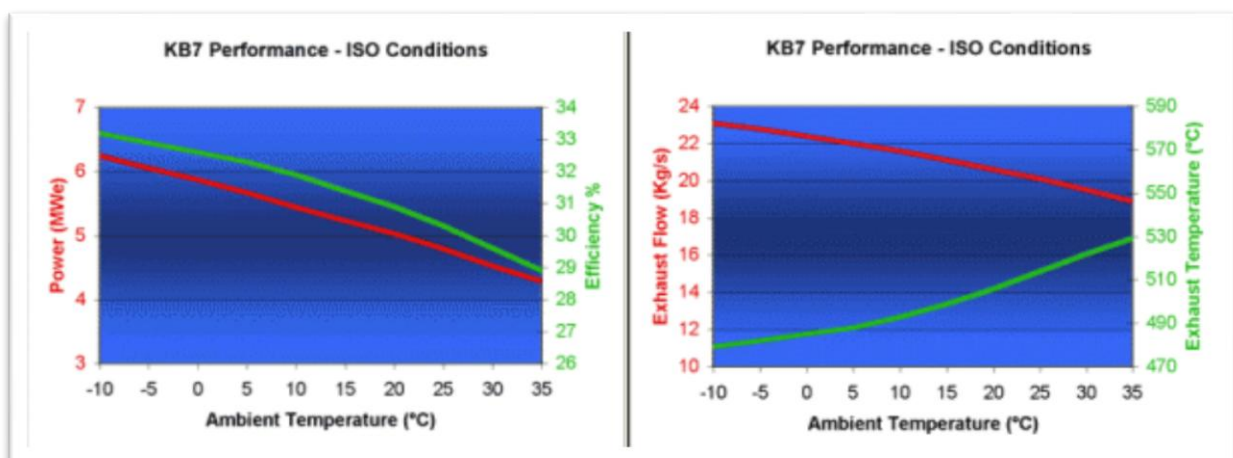
KB7 (5.3 MW)



The CX501-KB7 package builds on the reliable KB5 with the addition of a zero stage to the compressor inlet of the Rolls-Royce turbine. This increases mass flow and pressure ratio to boost power output to over 5 MW.

Specification

Generator Set Type KB7		
	Metric	Imperial
Power ISO	5,334 kW	5.334 MW
Efficiency	32.1 %	32.1 %
Heat Rate	11,232 KJ/kWh	10,640 BTU/kWh
Exhaust Flow	20.9 kg/s	46.2 lb/s
Exhaust Gas Temp	503 C	937 F
Steam Production (unfired)	~12.5 t/h	~26,456 lbs/h
Generator Voltage Range	3-15 kV	3-15 kV
Package Length	9.0 m	29' 6"
Package Width	2.7 m	8' 8"
Package Height	3.1 m	10' 5"
Approximate Weight	39,000 kg	86,000 lbs



A.7

Dados técnicos do chiller Broad

Performance curves

the same as packaged direct fired chiller. Please refer to the page 5 for details.

COP

Rated COP:1.36			
IPLV COP:1.56			
Load	COP	Factor	Result
A 100%	1.360	0.01	0.014
B 75%	1.569	0.42	0.659
C 50%	1.619	0.45	0.729
D 25%	1.308	0.12	0.157

Note:The integrated part load value (IPLV)reflects chiller's actual COP in operation.

Operating Noise dB(A)

Model BYS	20~50	75~200	≥250
STEAM CHILLER	≤52	≤53	≤53
PUMP SET	≤57	≤57	≤59
COOLING TOWER	≤62	≤64	≤66

Nomenclature

BY S 100 X 0.8
 steam inlet pressure:0.8 MPa
 BROAD non-electric chiller design
 code (X indicates Roman number 10)
 Cooling capacity: 104kcal/h
 Chiller type: S (steam type)
 Product: BY-BROAD packaged

Model selection and ordering

Steam confirmation

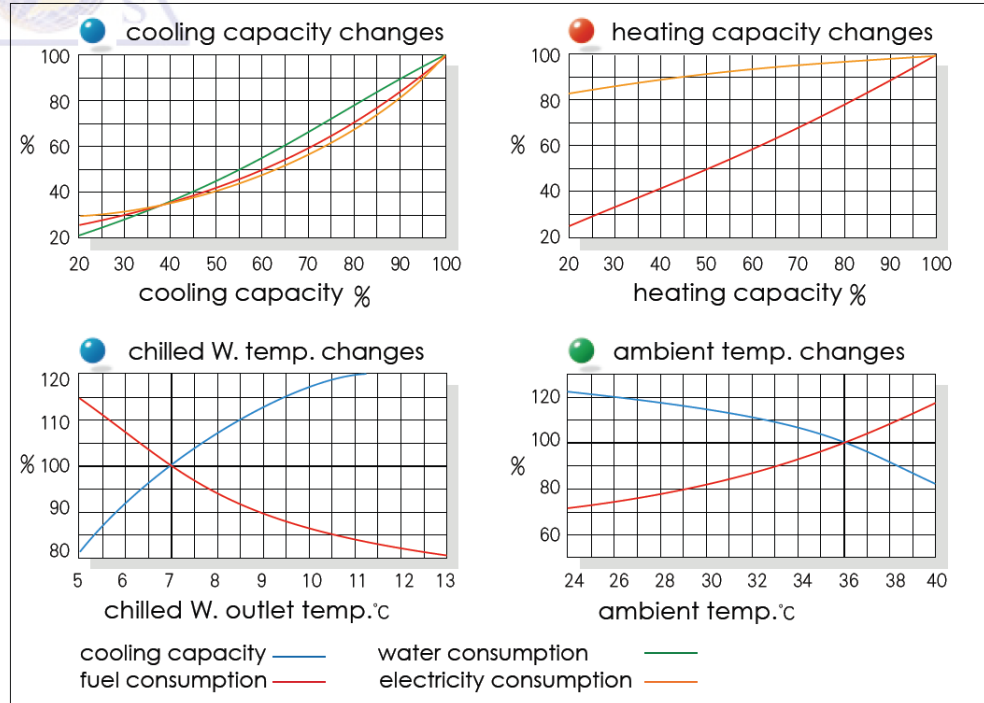
Please specify saturated steam pressure and temperature. The temperature of overheated steam should be ≤180°C(except special order)

Other factors

Load selection, quantity selection, flow rate assurance, pressure requirement, separate shipment, control model, machine room addressing, order period, order prices, and maintenance is the same as packaged direct fired chiller. Please refer to the page 6 for details.



Performance curves



COP

Rated COP:1.36			
IPLV COP:1.56			
Load	COP	Factor	Result
A 100%	1.360	0.01	0.014
B 75%	1.569	0.42	0.659
C 50%	1.619	0.45	0.729
D 25%	1.308	0.12	0.157

Note: The integrated part load value (IPLV) reflects chiller's actual COP in operation.

Nomenclature

BY Z 100 X D-k-H₁

- BY: Product: BY-BROAD packaged
- Z: Chiller type: Z-direct-fired
- 100: Cooling capacity: 10⁴ kcal/h
- X: Chiller type: Z-direct-fired
- D-k: BROAD non-electric chiller design code (X indicates Roman number 10)
- H₁: Fuel type: B-oil C-LPG D-natural gas E-town gas
- Functions: k cooling-heating type, d cooling only, without code indicates heating, cooling and hot water
- H₁: 20% more heating capacity (40% more for H₂ and 60% more for H₃)

Environmental Protection Features

Operating Noise dB(A)

Model BYZ	20~50	75~200	≥250
DFA	≤57	≤58	≤60
PUMP SET	≤57	≤57	≤59
COOLING TOWER	≤62	≤64	≤66

CO/CO₂ ≤ 0.02% NO_x ≤ 46ppm (O₂ = 5%)

packaged waste heat recovery chiller(single-stage steam/exhaust chiller)

Performance date and price exhaust from power generation and industrial waste steam.

(pump set, cooling tower, machine room's data and price as the same as DFA)

code	model	cooling heating		chilled w.		cooling W.		heating water		steam consumption	exhaust consumption		power solution and wt.	unit ship. wt.	chiller ship. wt.	unit operation weight	price
		capac-ity	capac-ity	flowrate	pressure drop	flowrate	pressure drop	flowrate	pressure drop		cooling	heating					
		kW	kW	m ³ /h	kPa	m ³ /h	kPa	m ³ /h	kPa	kg/h	kg/h	kg/h	kW	t	t	t	Euro 1,000
single-stage steam chiller BDS 0.1MPa	20	233	/	28.5	30	64.7	50	/	/	459	/	/	2.5	0.8	2.9	/	50
	50	582	/	71.3	30	162	50	/	/	1148	/	/	2.5	1.94	4.9	/	101
	75	872	/	107	30	243	60	/	/	1722	/	/	5.3	2.63	6.3	/	130
	100	1163	/	142	30	324	60	/	/	2296	/	/	5.7	3.04	8.0	/	153
	125	1454	/	178	30	405	60	/	/	2870	/	/	5.7	4.11	9.4	/	171
	150	1745	/	214	40	486	60	/	/	3443	/	/	5.7	4.56	10.8	/	189
	200	2326	/	285	40	647	60	/	/	4591	/	/	8.6	6.7	14.5	/	226
	250	2908	/	356	50	809	70	/	/	5739	/	/	10.1	7.52	17.7	/	263
	300	3489	/	427	50	971	70	/	/	6887	/	/	10.1	9.89	19.8	/	304
	400	4652	/	570	50	1295	70	/	/	9183	/	/	13.9	11.2	26.3	/	365
	500	5815	/	712	60	1618	90	/	/	11478	/	/	13.8	14.6	30.8	/	431
two-stage exhaust chiller BE 500°C	20	233	153	28.5	30	48.8	50	13.1	20	/	1453	1453	1.7	1.49	5.1	/	71
	50	582	382	71.3	30	122	50	32.7	20	/	3633	3633	4.3	3.51	8.4	/	146
	75	872	572	107	30	183	50	49.0	20	/	5449	5449	4.6	4.39	10.9	5.4	184
	100	1163	763	142	30	244	50	65.4	20	/	7265	7265	6.8	5.67	13.4	7	214
	125	1454	954	178	30	305	50	81.8	20	/	9081	9081	6.8	6.62	16	8.3	244
	150	1745	1148	214	40	366	50	98	20	/	10898	10898	6.8	7.56	18.1	9.2	268
	200	2326	1526	285	40	488	50	131	30	/	14530	14530	10.2	10.8	23.4	12	321
	250	2908	1902	356	50	610	60	163	30	/	17356	17356	10.2	12.1	/	14.5	370
	300	3489	2289	427	50	733	60	196	40	/	20827	20827	11.7	15.8	/	16.3	433
	400	4652	3051	570	50	977	60	262	40	/	27769	27769	13.2	18.2	/	21.3	520
	500	5815	3815	712	60	1221	70	327	50	/	34712	34712	17.7	23	/	25.9	613
single-stage exhaust chiller BDE 300°C	20	233	/	28.5	30	64.7	50	/	/	/	5690	/	2.5	0.8	3.9	/	61
	50	582	/	71.3	30	162	50	/	/	/	14225	/	2.5	2.1	7.4	/	121
	75	872	/	107	30	243	60	/	/	/	21338	/	5.3	2.5	8.7	/	156
	100	1163	/	142	30	324	60	/	/	/	28450	/	5.7	2.8	10.8	/	184

General Conditions:

- Rated condensate temperature: 95°C
 - Rated exhaust inlet/outlet temp.:
Two-stage exhaust chiller: 500°C/160°C
Single-stage exhaust chiller: 300°C/130°C
 - Rated chilled W. outlet/inlet temp.: 7°C/14°C
 - Rated cooling W. outlet/inlet temp.: 37°C/30°C
 - Lowest permitted outlet temperature for chilled water: 5°C (except special order)
 - Lowest permitted inlet temperature for cooling water: 10°C
 - Adjustable chilled water flowrate: 50%~120%
 - pressure limit for chilled/cooling W.: 0.8mpa
 - Adjustable load: 5%~115%
 - Fouling factor for chilled W., cooling W.: 0.086
 - m² K/kW
 - LiBr Solution concentration: 52%
 - Machine room temperature: 5~43°C, humidity ≤ 85%
 - Rated COP: single-stage steam chiller: 0.79
two-stage exhaust chiller: 1.41
single-stage exhaust chiller: 0.79
 - Designed lifespan: 25 years
- Note: 1. price are valid from July 1, 2008- December 31, 2008 (the price is 5% less before July 1)
2. For packaged single-stage steam chiller and packaged single-stage exhaust chiller: the price of pump set is 28% more, the price of cooling tower for single-stage steam chiller and single-stage exhaust chiller is 38% more.