



Análise termo-económica no desenvolvimento de sistemas de cogeração de pequena escala para edifícios

Francisco de Menezes Falcão Gomes Marques

UMinho | 2011

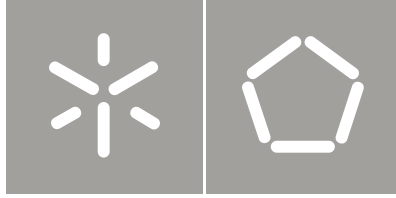


Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Francisco de Menezes Falcão Gomes Marques

Análise termo-económica no desenvolvimento de sistemas de cogeração de pequena escala para edifícios

Outubro de 2011



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Francisco de Menezes Falcão Gomes Marques

Análise termo-económica no
desenvolvimento de sistemas de
cogeração de pequena escala para edifícios

Dissertação de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efectuado sob a orientação do
Professor Doutor Luís António de Sousa Barreiros
Martins

e co-orientação de
Professora Doutora Senhorinha de Fátima Capela
Fortunas Teixeira

Agradecimentos

Em primeiro lugar, devo agradecer aos meus Pais, pela oportunidade que me deram de poder ter uma “ferramenta” importantíssima para o meu futuro e dar mais um passo, a caminho da minha realização pessoal e profissional.

Quero agradecer muito sinceramente, ao Doutor Luís António de Sousa Barreiros Martins e à Doutora Senhorinha de Fátima Capela Fortunas Teixeira, pela orientação pedagógica e científica, por todo o apoio prestado e principalmente, pela paciência e disponibilidade demonstrada no decorrer deste trabalho.

À Cristina Ferreira, a minha “colega de carteira” e a minha companheira do dia-a-dia, por toda a ajuda e apoio. Em trabalhos como este, por vezes, é importante ter-se alguém com quem partilhar opiniões e poder desabafar sobre tudo o que corre bem e menos bem no trabalho. O meu mais sincero obrigado.

Ao Pedro Araújo, João Nogueira e João Ferreira por me terem sempre acompanhado no meu percurso Académico. Pela vossa amizade sincera e grande ajuda nos momentos mais difíceis, o meu muito obrigado.

Por fim, mas não por último, agradeço à minha cara-metade e força do meu dia-a-dia por todos os momentos passados, dando-me tudo o que preciso para ser mais e melhor a cada dia que passa. Obrigado Ju!

Resumo

A necessidade premente de resposta à escassez de combustíveis fósseis, à poluição provocada pelos mesmos e até mesmo por razões económicas, tornou indispensável o recurso a novas formas de geração de energia. Surge assim a cogeração (produção combinada de calor e electricidade), apresentando-se como a forma mais eficiente de produção de energia devido aos seus elevados rendimentos globais. Apesar de existirem alternativas como as energias renováveis (solar térmica e fotovoltaica, eólica, hídrica e das marés), estas revelam-se pouco eficientes e com custos de investimento demasiado elevados. O desenvolvimento e aplicação de sistemas de cogeração e de energias renováveis foram fomentadas, tendo sido tomadas medidas políticas e criados incentivos fiscais e monetários em Portugal, com vista à redução de emissões de gases poluentes para a atmosfera e à maior eficiência energética. A cogeração é capaz de responder positivamente, às preocupações principais a ter aquando da instalação de um sistema de energia, como por exemplo: o tipo de combustível usado, a sua rentabilidade e aplicabilidade.

Neste trabalho, é feita a descrição, análise e optimização de uma instalação de cogeração que funciona sob o ciclo termodinâmico de Joule – Brayton regenerativo com turbina a gás, que inclui um regenerador (permutador interno), muito usado em sistemas deste tipo. A formulação do problema é feita com um modelo de optimização não linear, tendo como função objectivo a maximização dos lucros e sujeita a restrições impostas pelas relações termodinâmicas. O método de optimização usado designa-se por método de Box e foi implementado em ambiente MatLab.

As análises realizadas neste trabalho centram-se no estudo da flutuação do valor das variáveis físicas do modelo, no desenvolvimento de novas equações de custo dos seus componentes e na integração das necessidades térmicas de um edifício de acordo com a legislação Portuguesa. O objectivo foi adaptar um modelo de optimização numérica existente, de forma a estudar, ajustar e validar, sob o ponto de vista termo-económico, os resultados obtidos.

Os vários testes realizados no modelo, permitiram a obtenção de resultados mais “realistas”, em termos termodinâmicos, de acordo com o que é praticado na actualidade, como por exemplo: razões de compressão e temperaturas à saída da turbina mais baixas. Apesar das alterações efectuadas, registou-se um ajustamento aceitável dos custos dos componentes e da sua distribuição nos custos de investimento.

Abstract

A urgent need of a response to the scarcity of fossil fuels, the pollution caused by them and even for economical reasons, it was imperative the resort to new forms of energy production. Thus arises cogeneration (combined heat and power production – CHP), presenting itself as the most efficient way of energy generation, due to its high global efficiency. Although there are alternatives such as the renewable energies (solar thermal and photovoltaic, eolic, hydric and ocean wave energy) they seem to be less efficient and present higher investment costs. The development and the application of CHP systems as well as renewable energies were supported by some political measures, tax breaks and financial incentives in Portugal, in order to reduce the pollutant gases emission and to increase the energy efficiency. CHP is able to respond effectively to the main aspects to consider in the installation of energy generation systems, such as: the type of fuel, the applicability and its profitability.

In this thesis it is made the description, analysis and the optimization of a CHP system working under the regenerative Joule-Brayton thermodynamic cycle for gas turbines, which includes a internal pre-heater (IPH), commonly used in this kind of systems. The problem was formulated as a nonlinear optimization problem considering as the Objective Function the maximization of the annual worth subjected to the thermodynamic relationships. The numerical solution was obtained using the optimization method called Box method, implemented in MatLab environment.

The analyses performed are focused on different aspects: the fluctuation of the value correspondent to the physical variables of the model; the development of new cost equations of the model components; and in the integration of the thermal demand of a building according to the Portuguese legislation. The objective was to adapt an existing model in order to study, adjust and validate the obtained results, through a thermo-economic perspective.

According to the several tests it was verified that the improvements to the model allowed to obtain more “realistic” results, in terms of thermodynamic behavior, such as the lower values of the compression ratio and the exit turbine temperature. Despite of the changes introduced to the model, it was registered an acceptable adjustment of the components costs and their distribution in the total investment costs.

Índice Geral

Agradecimentos.....	i
Resumo.....	ii
Abstract.....	iii
Índice Geral.....	iv
Índice de Tabelas.....	vii
Índice de Figuras.....	viii
Lista de Símbolos.....	xi
1 – Introdução.....	1
1.1. Cogeração.....	1
1.1.1. Definição.....	1
1.1.2. Vantagens.....	2
1.1.3. Inconvenientes.....	3
1.1.4. Aplicações.....	3
1.2. Tecnologias de conversão na pequena e micro escala.....	4
1.3. Critérios de performance.....	11
1.4. O Gás Natural na Cogeração.....	15
1.5. Legislação, Políticas Governamentais e Directivas Europeias.....	16
1.6. Perfis de utilização.....	18
1.7. Modelação de sistemas de cogeração.....	20
1.8. Objectivos.....	22
2. Cogeração com micro-turbina a gás.....	24
2.1. Descrição do modelo.....	24
2.1.1. Introdução.....	24
2.1.2. Esquema da instalação.....	25
2.1.3. Equações termodinâmicas dos componentes.....	25
2.1.4. Valores fixos de parâmetros usadas.....	31

2.1.5. Restrições Físicas.....	32
2.2. Modelo de optimização numérica.....	33
3. Análise de sensibilidade às variáveis físicas.....	37
4. Desenvolvimento das equações de custo.....	48
4.1. Obtenção das novas constantes de custos	48
4.2. Análise das equações de custo	50
4.2.1. Equação de custo do compressor	50
4.2.2. Equação de custo da câmara de combustão.....	53
4.2.3. Equação de custo da turbina	56
4.2.4. Equação de custo do regenerador.....	59
4.2.5. Equação de custo do permutador de calor	63
5. Curvas de duração de potência ou carga térmica	65
5.1. Carga térmica de aquecimento	65
5.2. Carga térmica das águas quentes sanitárias.....	67
5.3. Carga térmica total	69
6. Desenvolvimento do modelo e resultados.....	71
6.1. Influência dos limites dos parâmetros termodinâmicos.....	71
6.2. Melhoramento das equações de custo	75
6.3. Aplicação do modelo a um caso real	77
6.4. Aplicação dos perfis térmicos.....	80
7. Conclusões e trabalho futuro	84
7.1. Conclusões.....	84
7.2. Trabalho futuro	85
Bibliografia	87
Anexos	91
Anexo A – Temperatura média ambiente hora-a-hora na cidade do Porto (em °C).....	92
Anexo B - Energia necessária para o aquecimento das águas quentes sanitárias	93

Anexo C – Resultados termodinâmicos após as alterações efectuadas ao modelo	94
Anexo D - Resultados dos parâmetros económicos após as alterações efectuadas ao modelo	95
Anexo E – Resultados termodinâmicos após a aplicação dos perfis térmicos ao modelo	96
Anexo F – Resultados dos parâmetros económicos após a aplicação dos perfis térmicos.....	97
Anexo G – Artigo: “Optimal design of micro-turbine cogeneration systems for the portuguese buildings sector”	98

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Rendimentos de três motores Stirling comercializados por diferentes fabricantes.....	8
Tabela 2 – Valores dos parâmetros termodinâmicos fixos do modelo de otimização.....	32
Tabela 3 - Variáveis com parametrização	37
Tabela 4 – Limites da diferença entre T_3 e T_2 em Kelvin.....	42
Tabela 5 – Limites da diferença entre T_4 e T_3 (Kelvin)	42
Tabela 6 – Limites da diferença entre T_5 e T_3 (Kelvin)	43
Tabela 7 – Limites da diferença entre T_6 e T_2 (Kelvin)	44
Tabela 8 – Limites da diferença entre T_6 e T_9 (Kelvin)	44
Tabela 9 – Valores aplicados para a análise da variação de r_c	45
Tabela 10 – Valores dos limites das variáveis antes e após a análise.....	46
Tabela 11 – Custos relativos à turbina C65 da Capstone®	49
Tabela 12 – Parâmetros termodinâmicos da turbina de referência	49
Tabela 13 – Dados para análise de factores da equação de custo do compressor	51
Tabela 14 – Dados para análise de factores da equação de custo da câmara de combustão	53
Tabela 15 – Dados para análise de factores da equação de custo da turbina.....	57
Tabela 16 – Dados para análise de factores da equação de custo do regenerador	60
Tabela 17 – Comparação dos custos de diferentes aços para aplicação em regeneradores de acordo com T_5	62
Tabela 18 – Dados para análise de factores da equação de custo do permutador de calor	63
Tabela 19 – Novos limites das variáveis para o Teste 3.....	78

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Diferença entre o balanço energético de sistemas de cogeração e sistemas convencionais (Vieira, 2009).....	1
Figura 1.2 – Representação esquemática de um sistema de cogeração com motor alternativo numa habitação (www.energiestro.com, 2009).....	5
Figura 1.3 – Exemplo de um motor alternativo da Honda Ecowill (Pehnt, et al., 2006).....	6
Figura 1.4 – Representação do modo de funcionamento de um motor Stirling (Oliveira, 2008).....	7
Figura 1.5 – Motor Stirling da WhisperTec com potência eléctrica de 1kW _e (Pehnt, et al., 2006).....	9
Figura 1.6 – Modo de funcionamento das células de combustível (Brandão, 2004).....	9
Figura 1.7 – Célula de combustível da Sulzer Hexis (www.microchp.be, 2009).....	10
Figura 1.8 – Relação entre o rácio calor/trabalho e o factor de poupança de combustível para várias tecnologias de cogeração (COGEN Europe, 2001).....	14
Figura 1.9 – Produção de electricidade por via de sistemas de cogeração na União Europeia (adaptado) (COGEN Europe, 2011).....	17
Figura 1.10 – Perfil de utilização eléctrica aproximado no sector da habitação (adaptado de: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2011).....	19
Figura 1.11 – Perfil de utilização eléctrica aproximado no sector do comércio e serviços (adaptado de: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2011).....	19
Figura 1.12 – Perfil de utilização eléctrica aproximado no sector da indústria (adaptado de: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2011).....	20
Figura 2.1 – Representação esquemática da instalação de cogeração em análise (Vieira, 2009).....	25
Figura 3.1 – Variação de T_2 com η_{isc} , T_1 e r_c	38
Figura 3.2 – Temperatura dos gases à entrada (T_d) e saída (T_g) da turbina em função da sua razão de expansão (Wilson, 2003).....	39

Figura 3.3 – Variação de η_{el} com r_c para diferentes ϵ_{Reg} e T_4	39
Figura 3.4 – Variação de T_5 com η_{isT} , T_4 e r_c	40
Figura 3.5 – Diferença entre as temperaturas máximas e mínimas nos pontos 2 e 5.....	41
Figura 3.6 – Eficiência térmica global e razão de compressão de um ciclo regenerativo em função da eficácia do regenerador (Wilson, 2003).....	45
Figura 3.7 – Variação de r_c e de η_{el} com ϵ_{Reg}	45
Figura 4.1 – Variação do factor de massa (F_m) do compressor com o caudal mássico de ar	51
Figura 4.2 – Variação do factor de rendimento (F_η) do compressor com o rendimento do compressor	52
Figura 4.3 – Variação do factor de pressão (F_p) do compressor com a razão de compressão	52
Figura 4.4 – Variação do factor de massa (F_m) da câmara de combustão com o caudal mássico de ar	54
Figura 4.5 – Variação do factor de pressão (F_p) da câmara de combustão com as perdas de pressão na mesma	54
Figura 4.6 – Variação do factor de temperatura (F_T) da câmara de combustão com T_4	55
Figura 4.7 – Variação do factor de massa (F_m) da turbina com \dot{m}_g	57
Figura 4.8 – Variação do factor de pressão (F_p) da turbina com r_c	57
Figura 4.9 – Variação do factor de temperatura (F_T) da turbina com T_4	58
Figura 4.10 – Variação do factor de rendimento (F_η) da turbina com η_T	58
Figura 4.11 – Variação do factor de área (F_A) do regenerador com a sua área.....	60
Figura 4.12 – Variação do factor de temperatura (F_T) do regenerador com T_5	61
Figura 4.13 – Variação do custo dos materiais de um regenerador com T_5 (McDonald, 2003).....	62
Figura 4.14 – Variação do factor de área (F_A) do permutador de calor com a sua área	63

Figura 5.1 – Curva da carga térmica de aquecimento por unidade de área, num ano	67
Figura 5.2 – Distribuição diária do consumo de águas quentes sanitárias numa habitação tipo (Martins J. , 2008).....	68
Figura 5.3 – Curva da carga térmica das águas quentes sanitárias por unidade de área, num ano	69
Figura 5.4 – Curva da carga térmica total por unidade de área, num ano	69
Figura 5.5 – Curva de carga térmica total de um edifício representativo	70
Figura 6.1 – Distribuição do custo dos componentes segundo o modelo de M. F. Vieira (Vieira, 2009)	74
Figura 6.2 – Distribuição do custo dos componentes após a análise dos parâmetros termodinâmicos	74
Figura 6.3 – Distribuição do custo dos componentes após a melhoria das equações de custo	77
Figura 6.4 – Distribuição do custo dos componentes para uma turbina C65.....	80
Figura 6.5 – Distribuição do custo dos componentes após a aplicação dos perfis térmicos	82
Figura 6.6 – Distribuição do custo dos componentes nos resultados apresentados no artigo (Anexo G)	83

Lista de Símbolos

A	Área	(mm ²)
C	Custo	(-)
CC	Câmara de Combustão	(-)
c_p	Calor específico	(kJ/kg.K)
\dot{F}	Potência química	(kW)
FESR	<i>Fuel Energy Saving</i> (Factor de Poupança de combustível)	(%)
FRC	Factor de recuperação de capital	(-)
FUE	Factor de Utilização de Energia	(%)
\dot{m}	Caudal mássico	(kg/s)
P	Pressão	(bar)
PCI	Poder Calorífico Inferior	(kJ/kg)
\dot{Q}	Potência térmica (calor)	(kW)
r	Rácio	(-)
REE	Rendimento Eléctrico Equivalente	(%)
T	Temperatura	(K)

Letras Gregas

γ	Constante química	(-)
η	Rendimento (eficiência)	(%)
ϵ	Eficácia (permutadores de calor)	(%)

Subscritos

a	Ar
A	Área
B	Caldeira (Boiler)
C	Compressor
c	Compressão
CC	Câmara de combustão
CG	Cogeração
el	Eléctrico
f	Combustível (fuel)
g	Gases
ge	Gerador
is	Isentrópico

Perm	Permutador de calor
Ref	Referência
Reg	Regenerador
T	Turbina
t	Temperatura
th	Térmico (thermal)
u	Útil

1 – Introdução

1.1. Cogeração

1.1.1. Definição

De acordo com o decreto-lei n.º 185/95, a cogeração é definida como:

“o processo de produção combinada de energia eléctrica e térmica, destinando-se ambas a consumo próprio ou de terceiros, com respeito pelas condições previstas na lei” (Decreto-Lei 185, 1995).

Como é explicitado no decreto-lei, a cogeração combina a produção de calor e electricidade, permitindo um aproveitamento muito superior da energia térmica, proveniente do combustível usado no processo. Esta é a grande distinção, entre a cogeração e os sistemas convencionais de produção de energia eléctrica, como é possível observar-se na Figura 1.1:

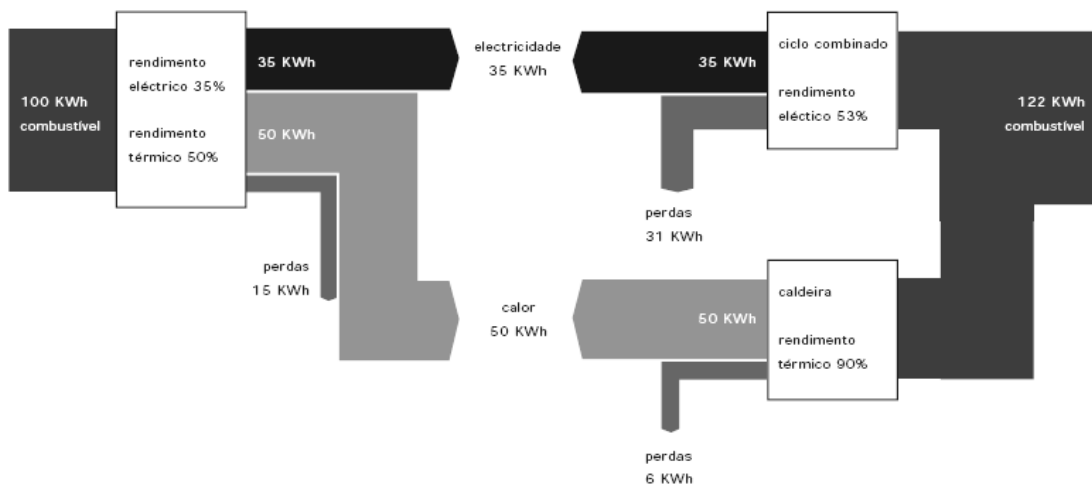


Figura 1.1 – Diferença entre o balanço energético de sistemas de cogeração e sistemas convencionais (Vieira, 2009)

Analisando a Figura 1.1, pode dizer-se que a eficiência energética promovida pelos sistemas de cogeração, assenta no princípio do aproveitamento da energia térmica (calor) gerado pelos mesmos, ou seja, permite racionalizar o consumo de combustível. No entanto, para que tal aconteça, são necessárias aplicações que façam uso desse mesmo calor.

Por outro lado, as tecnologias de cogeração utilizam uma menor quantidade de energia primária, para fornecer a mesma quantidade de energia final que um sistema convencional. Isto traduz-se numa redução das emissões de gases poluentes para a atmosfera, nomeadamente o Dióxido de Carbono (CO₂) e no cumprimento das metas definidas no Protocolo de Kyoto.

Os dois factores referidos (aumento da eficiência energética e redução de emissões) permitem que a cogeração corresponda às directrizes comunitárias e nacionais respeitantes à produção de energia e à defesa do ambiente.

1.1.2. Vantagens

Graças à elevada eficiência energética da cogeração, apresenta-se como uma alternativa que permite a redução da factura energética de utilizadores com necessidades simultâneas de calor e electricidade. O aspecto ambiental é também de realçar, uma vez que, os sistemas de cogeração, permitem uma redução das emissões de dióxido de carbono (CO₂) para a atmosfera e uma poupança no consumo de combustíveis fósseis.

De forma sucinta, podem ser apresentadas as seguintes vantagens da cogeração (Pinho, 2009):

- Economia de energia primária – permite a poupança (utilização eficiente) de combustível devido à produção simultânea de calor e electricidade;
- Redução global da emissão de gases poluentes para a atmosfera;
- Diminuição dos custos da energia eléctrica – devido à descentralização das centrais de cogeração e aos custos reduzidos, relativamente aos processos convencionais de produção de energia;
- Redução das perdas associadas ao transporte da energia eléctrica;
- Taxas de retorno atractivas, tendo em consideração os apoios governamentais;
- Redução da potência de reserva disponível por parte das companhias de electricidade;
- Melhoria na gestão da energia eléctrica por parte das entidades reguladoras – com a cogeração, podem, como último recurso, recorrer às centrais menos eficientes.

1.1.3. Inconvenientes

No entanto, a cogeração ainda tem vários obstáculos a superar, muitos deles relacionados com o enquadramento legal e a gestão da energia dos países. Podendo ser referidos os seguintes (Pinho, 2009):

- Necessidade de haver proximidade entre os sistemas de cogeração e o local onde será utilizada a energia térmica;
- Adaptação da legislação para aumentar a competitividade destes sistemas, concretamente, em relação às energias renováveis;
- Falta de sensibilização por parte da sociedade, que se foca unicamente nas energias renováveis como fonte energética eficiente;
- Problemas causados pela possível falta de regulação da rede;
- Redução de mercado para as companhias produtoras e distribuidoras de electricidade.

Apesar de existirem estes obstáculos, a União Europeia já expressou as orientações gerais a serem seguidas pelos estados membros, sobre as quais se falará mais à frente.

1.1.4. Aplicações

Os sistemas de cogeração são usados em instalações que necessitem continuamente de calor e electricidade, podendo ser dados como exemplos os hospitais, piscinas, hotéis e as indústrias têxtil ou química.

A aplicação destes sistemas, pode ser dividida em três grupos distintos, de acordo com a potência instalada: os de micro escala (até 50 kW), os de pequena escala (inferior a 1 MW) e os de grande escala (superior a 1 MW) (Directiva 2004/8/CE, 2004).

Cogeração de grande escala

Nos sistemas de cogeração de grande escala, usam-se predominantemente as turbinas a gás e os motores a gás de ignição por faísca, sendo adequados para a indústria têxtil ou química, refinarias, grandes centros comerciais, aeroportos ou universidades.

Nestas instalações, é frequente o uso de turbinas a gás com “after-burner”, uma vez que estas, podem produzir água quente ou vapor adicional, aumentando a quantidade de calor produzido. Para além do melhor aproveitamento da energia do combustível, com este equipamento, é possível modelar

a produção de calor sem se afectar a produção de electricidade (Irish Combined Heat and Power Association - ICHPA).

Cogeração de pequena escala

Nestes sistemas, a tecnologia de conversão mais usada é a dos motores alternativos, apesar de também serem usadas micro-turbinas. O seu uso é mais apropriado para pequenas clínicas ou hospitais, hotéis e centros de lazer, uma vez que, as necessidades térmicas e eléctricas destes edifícios, são praticamente constantes ao longo do ano. Contudo, para as instalações referidas, o sistema de cogeração é projectado para responder às suas necessidades básicas, sendo, por vezes, necessária a aplicação de duas medidas suplementares: a instalação de uma caldeira para suprir as necessidades de calor e a compra de electricidade à rede, sempre que o sistema não satisfaça as necessidades eléctricas (Irish Combined Heat and Power Association - ICHPA).

Neste trabalho, é estudada uma instalação com uma potência eléctrica máxima de 150 kW, uma vez que, segundo a legislação nacional referente à micro-produção de electricidade, essas instalações devem prever que *“a electricidade produzida se destine predominantemente a consumo próprio, sendo o excedente passível de ser entregue a terceiros ou à rede pública, com o limite de 150 kW de potência no caso de a entrega ser efectuada à rede pública”* (Decreto-Lei 363, 2007).

Micro-cogeração

A definição de micro-cogeração, está associada à potência eléctrica dos sistemas usados, sendo estes instalados em pequenas habitações ou negócios. Na Directiva 2004/8 da Comissão Europeia, a micro-cogeração é a designação dada às unidades de cogeração com uma potência eléctrica inferior a 50 kW (Directiva 2004/8/CE, 2004).

1.2. Tecnologias de conversão na pequena e micro escala

A tecnologia de conversão é o método, através do qual é transformada a energia química dos combustíveis, noutros tipos de energia útil: calor e electricidade, no caso da cogeração. Tendo em conta o objecto deste trabalho, são abordadas apenas as tecnologias usadas em instalações de pequena e micro cogeração.

Motor de combustão interna

Este tipo de tecnologia é muito usado em sistemas que necessitem de cobrir as situações de isolamento geográfico de uma instalação, ou produzir energia num caso de emergência, como por exemplo, em locais onde decorram processos que são gravemente afectados, por falhas de energia eléctrica na rede. Contudo, estes motores são aplicados em projectos de cogeração, apenas quando os requisitos térmicos são pouco significativos (Brandão, 2004).

Quando aplicados em sistemas de micro-cogeração, os motores de combustão interna funcionam no ciclo Otto, vulgarmente utilizados nos motores de automóveis, cujo combustível é a gasolina ou o gás propano liquefeito. Neste tipo de máquinas térmicas, o combustível é misturado com ar e comprimido num cilindro, ocorrendo depois a ignição da mistura, induzida por uma faísca interna. Da combustão, resultam duas formas de energia distintas a serem utilizadas no sistema de cogeração: a mecânica, gerada pelo movimento dos pistões do motor e a energia térmica, resultante do processo químico exotérmico (combustão). A energia mecânica é transformada em energia eléctrica, através do acoplamento de um gerador eléctrico ao veio de transmissão do motor. O calor (energia térmica), por seu lado, é parcialmente recuperado a partir dos gases de escape e por permutadores de calor integrados no sistema de arrefecimento.

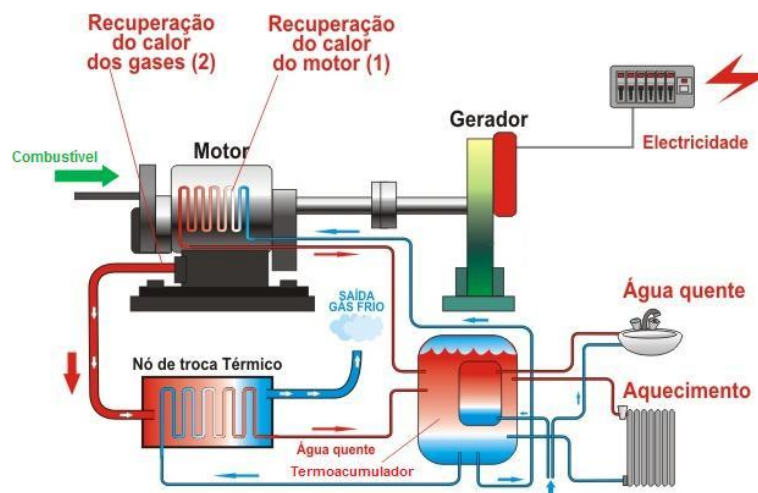


Figura 1.2 – Representação esquemática de um sistema de cogeração com motor alternativo numa habitação (www.energiestro.com, 2009)

Para além do ciclo Otto, pode também ser usado o ciclo Diesel que difere do primeiro, no modo como se processa a combustão, que ocorre pela compressão do combustível na câmara de combustão. Outra diferença entre os dois ciclos está nos combustíveis usados que, no ciclo Diesel, vão

desde os fuel óleos ao gasóleo e a misturas de combustíveis gasosos com líquidos em proporções que permitam a auto-ignição, designados dual fuel (Brandão, 2004).

As vantagens e desvantagens mais importantes dos motores alternativos são:

Vantagens:

- Arranque rápido
- Fácil adaptação a variações das necessidades térmicas
- Elevada eficiência mecânica

Desvantagens:

- Tempo de vida útil curto
- Baixo rendimento térmico
- Elevados custos de manutenção devidos às paragens frequentes
- Ruído (baixo)

A eficiência global dos motores alternativos é de cerca de 80%, sendo a distribuição da energia de aproximadamente 28 % e 62 % para as energias mecânica e térmica, respectivamente.

Existem hoje diversas marcas, que comercializam vários modelos diferentes deste tipo de tecnologia, como a *Honda*, *General Motors*, *Mitsubishi*, *SenerTec*, entre outras.



Figura 1.3 – Exemplo de um motor alternativo da Honda Ecovill (Pehnt, et al., 2006)

Motor Stirling

Este tipo de motores foi criado em 1816 por Robert Stirling, sendo esta tecnologia bastante diferente da usada nos motores alternativos.

A primeira grande diferença entre os dois, está no facto de esta tecnologia gerar calor numa câmara de combustão separada do motor, ou seja, externamente. Usando um gás de trabalho como o Hélio, Hidrogénio ou Azoto, é movimentado um pistão entre duas câmaras distintas: uma de baixas e outra de altas temperaturas. Aquecido pela fonte externa (câmara de combustão), o fluido de trabalho (gás) expande-se e provoca o movimento de um de dois pistões no interior de um cilindro. Este pistão é denominado por “pistão de trabalho”, enquanto, o segundo pistão, designado “pistão de deslocamento”, movimenta o gás para uma zona arrefecida onde é recomprimido pelo pistão de trabalho. O pistão de deslocamento transfere depois o gás comprimido para a câmara de altas temperaturas e o ciclo continua (Oliveira, 2008). O aproveitamento térmico neste tipo de motores é feito através do uso de um regenerador, que consiste numa malha cerâmica ou um metal poroso, captando o calor do gás quente e devolvendo parte dele ao gás frio que regressa à câmara quente.

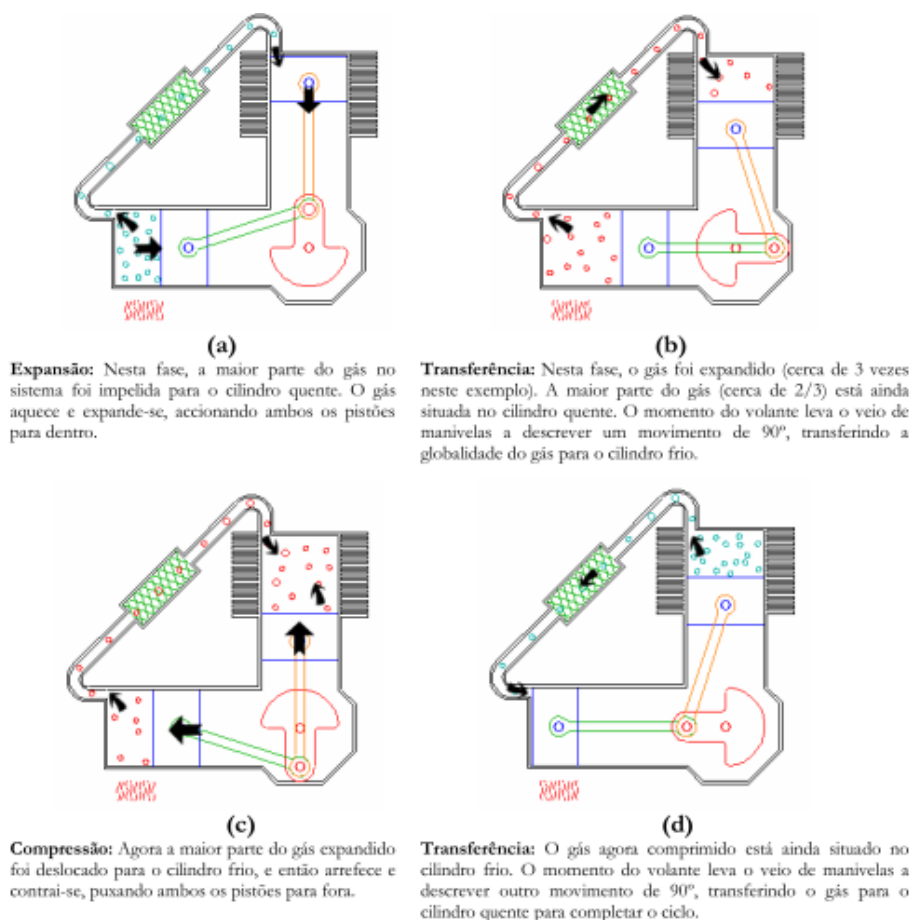


Figura 1.4 – Representação do modo de funcionamento de um motor Stirling (Oliveira, 2008)

Para além da configuração Alfa – com cilindros em V, representada na figura acima, existem também as configurações Beta – com êmbolos co-axiais num mesmo cilindro – e a Gama – com cilindros em linha.

Em termos de vantagens e desvantagens principais desta tecnologia, tem-se:

Vantagens:

- Tem menos partes móveis que outros tipos de motores
- A sua câmara de combustão é externa, o que permite uma exaustão limpa (pouco poluente)
- Pode utilizar praticamente qualquer tipo de combustível
- Permite o controlo fácil do trabalho gerado
- Não emite ruído.

Desvantagens:

- Custo elevado
- Rendimento eléctrico relativamente baixo (variável com o tipo de modelo)

A *Stirling DK*, a *WhisperTec* e a *Solo Stirling* são três dos fabricantes mundiais deste tipo de motores, sendo apresentados na Tabela 1, os valores dos rendimentos atingidos por três modelos pelos mesmos, demonstrando as suas diferenças:

Tabela 1 – Rendimentos de três motores Stirling comercializados por diferentes fabricantes

Fabricante	Modelo	Rendimento eléctrico	Rendimento térmico
Sirling DK (a)	SD-4	18	72
WhisperTec (b)	WhisperGen	12	80
Solo Stirling (b)	161	24	72

(a) – (www.stirling.dk, 2011)

(b) – (Paepe, D'Herdt, & Mertens, 2006)



Figura 1.5 – Motor Stirling da WhisperTec com potência eléctrica de 1kW_e (Pehnt, et al., 2006)

Células de combustível (Fuel cells)

As células de combustível, são uma tecnologia electromecânica que converte a energia química de um combustível (Hidrogénio ou gás natural), directamente em energia eléctrica, sem etapas intercalares de combustão e produção de energia mecânica.

Estas células são constituídas por dois eléctrodos, um positivo (cátodo) e um negativo (ânodo). O combustível é oxidado no ânodo, com a ajuda de um catalisador de platina, existindo a produção de dois electrões e dois protões de Hidrogénio (H^+). Os electrões gerados, são transportados por meio de um circuito eléctrico e finalmente usados para produzirem energia eléctrica. Os protões, por seu lado, são enviados para o cátodo, através do electrólito. Uma vez no cátodo, os protões sofrem uma reacção de redução através da alimentação de oxigénio. Como produto final da reacção no cátodo, obtém-se vapor de água.

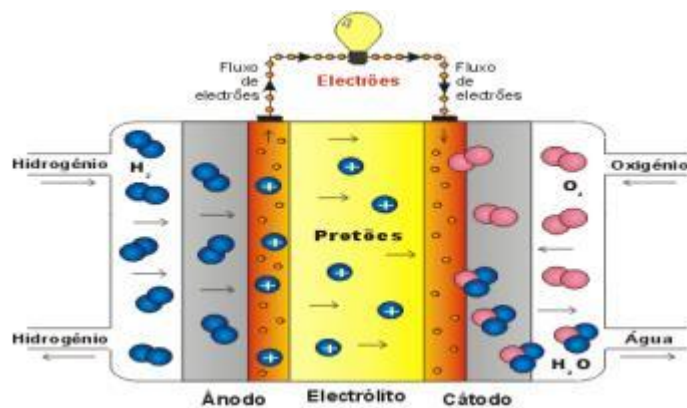


Figura 1.6 – Modo de funcionamento das células de combustível (Brandão, 2004)

As grandes vantagens e desvantagens das células de combustível são:

Vantagens:

- Rendimento eléctrico elevado
- Emissões de poluentes muito reduzidas
- Não emite ruído.

Desvantagens:

- Custo muito elevado
- Baixo rendimento térmico
- Baixo potencial de cogeração
- Dificuldades na obtenção de hidrogénio para o processo químico
- Instalações muito sensíveis (baixa robustez)

Actualmente, existem células de combustível capazes de converter cerca de 90% da energia contida num combustível. Nestes casos, obtêm-se rendimentos eléctricos na ordem dos 60% e rendimentos térmicos a rondar os 30% (Brandão, 2004).

Alguns exemplos de fabricantes deste tipo de tecnologia de conversão são as empresas: *Ballard Power Systems, Sulzer Hexis* e a *Vaillant*.



Figura 1.7 – Célula de combustível da Sulzer Hexis (www.microchp.be, 2009)

1.3. Critérios de performance

A escolha de um sistema de cogeração, requer uma análise cuidada de diversos factores. Devido à necessidade de serem cumpridas metas, em termos de eficiência energética, mas também às, relativamente recentes, preocupações ambientais, foram estabelecidos critérios por parte das entidades governamentais.

O rendimento mecânico de uma instalação é definido pela seguinte expressão:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_A} \quad (1.1)$$

em que \dot{W} é a potência mecânica do motor ou máquina térmica e \dot{Q}_A é a potência térmica da fonte quente necessária ao accionamento da instalação (Pinho, 2009).

Esta potência térmica, na prática, é obtida à custa da queima de um combustível fóssil numa caldeira (ciclo de Rankine) ou numa máquina de combustão interna (ciclos Otto, Diesel e Joule-Brayton). Deste modo, o processo de conversão da energia química do combustível em energia térmica, é determinado pelo rendimento da caldeira ou da combustão (η_B ou η_{cc}) (Pinho, 2009),

$$\eta_B = \frac{|\dot{Q}_A|}{|\dot{m}_f| \times PCI} = \frac{|\dot{Q}_A|}{|\dot{F}|} \quad (1.2)$$

onde \dot{m}_f é o caudal de combustível fornecido à caldeira e \dot{F} a potência química correspondente, baseada no poder calorífico inferior (PCI) do combustível.

Para se analisar em conjunto o rendimento da caldeira e de um motor térmico, deve considerar-se o rendimento global do sistema η_0 (Pinho, 2009),

$$\eta_0 = \frac{|\dot{W}|}{|\dot{F}|} = \frac{|\dot{W}| \times |\dot{Q}_A|}{|\dot{Q}_A| \times |\dot{F}|} = \eta_{th} \times \eta_B \quad (1.3)$$

Tendo em conta o funcionamento do gerador, usado para transformar a energia mecânica (\dot{W}) em energia eléctrica (\dot{W}_{el}), com um rendimento, η_{ge} (Pinho, 2009),

$$\eta_{ge} = \frac{|\dot{W}_{el}|}{|\dot{W}|} \quad (1.4)$$

pode determinar-se o rendimento eléctrico da instalação através da fórmula (Pinho, 2009):

$$\eta_{el} = \frac{|\dot{W}_{el}| \times |\dot{W}| \times |\dot{Q}_A|}{|\dot{W}| \times |\dot{Q}_A| \times |\dot{F}|} = \eta_{th} \times \eta_B \times \eta_{ge} \quad (1.5)$$

Outro critério importante para a cogeração é o Factor de Utilização de Energia (FUE), também apelidado por alguns autores de “eficiência global” (Pinho, 2009),

$$FUE = \frac{|\dot{W}| + |\dot{Q}_u|}{|\dot{F}|} \quad (1.6)$$

onde \dot{Q}_u é o calor (potência térmica) útil.

Os critérios referidos até este ponto, estão relacionados com o rendimento dos sistemas de produção de energia sob a forma de calor ou trabalho. No entanto, devido à particularidade de a cogeração gerar essas duas formas de energia em simultâneo, torna-se indispensável referir outros critérios que melhor a definam e a comparem com a produção separada desses tipos de energia. Assim sendo, deve ter-se em conta que, as instalações de cogeração, têm como principal objectivo a minimização dos custos de produção de energia térmica e eléctrica conjuntamente.

Primeiramente, é importante caracterizar a diferença entre o calor útil e o trabalho produzido, definida através do seu rácio, λ_{CG} (Horlock, 2003),

$$\lambda_{CG} = \frac{|\dot{Q}_u|}{|\dot{W}|} \quad (1.7)$$

Este valor pode ser bastante dispar, de acordo com a tecnologia de conversão usada ou até com a regulamentação afecta a essas tecnologias ou escala das instalações.

Um dos critérios utilizados com maior significância é o designado factor de poupança de combustível ou energia primária. Para o definir, deve quantificar-se primeiro a energia total do combustível necessária na produção convencional de energia (em separado), denominada “energia do combustível de referência”, que é dada pela expressão (Horlock, 2003),

$$F_{ref} = \frac{\dot{Q}_u}{\eta_B} + \frac{\dot{W}}{\eta_0} \quad (1.8)$$

ou para uma unidade de trabalho (energia eléctrica),

$$f_{ref} = \frac{\lambda_{CG}}{\eta_B} + \frac{1}{\eta_0} \quad (1.9)$$

A energia de um combustível consumido numa unidade de cogeração é dada por (Horlock, 2003),

$$F_{CG} = \frac{\dot{W}}{\eta_{CG}} = \frac{1}{\eta_{CG}} \quad (1.10)$$

onde,

$$\eta_{CG} = (\eta_B)_{CG} \times (\eta_{th})_{CG}$$

$(\eta_B)_{CG}$ – Rendimento de uma caldeira num sistema de cogeração

$(\eta_{th})_{CG}$ – Rendimento térmico em sistemas de cogeração

Com as expressões apresentadas, pode então definir-se o factor de poupança de combustível, designado em Inglês por *Fuel Energy Savings Ratio* (FESR), que é dado por (Horlock, 2003),

$$FESR = \frac{F_{ref} - F_{CG}}{F_{ref}} = 1 - \frac{\eta_0 \times \eta_B}{\eta_{CG} \times (\eta_B + \lambda_{CG} \times \eta_0)} \quad (1.11)$$

considerando que a central de cogeração é “perfeitamente ajustada” às necessidades de calor e energia eléctrica em causa, o que se verifica raramente.

A razão apresentada na Equação 1.11, representa a diferença entre a energia do combustível a ser gasta numa instalação convencional de produção separada de calor e electricidade, e a energia consumida num sistema de cogeração. Em suma, representa a poupança de energia primária (em percentagem) que é obtida pela utilização da cogeração. Para que um sistema de cogeração possa ser considerado como opção racional, do ponto de vista de poupança energética, impõe-se que FESR seja maior do que zero e tanto mais próximo da unidade quanto possível.

A sua importância é também salientada na Directiva Europeia 2004/8 (Directiva 2004/8/CE, 2004) da Comissão Europeia, onde o FESR é designado por PES (*Primary Energy Saving*).

Através da Figura 1.8, podem ver-se os valores mais frequentes do FESR, para várias tecnologias.

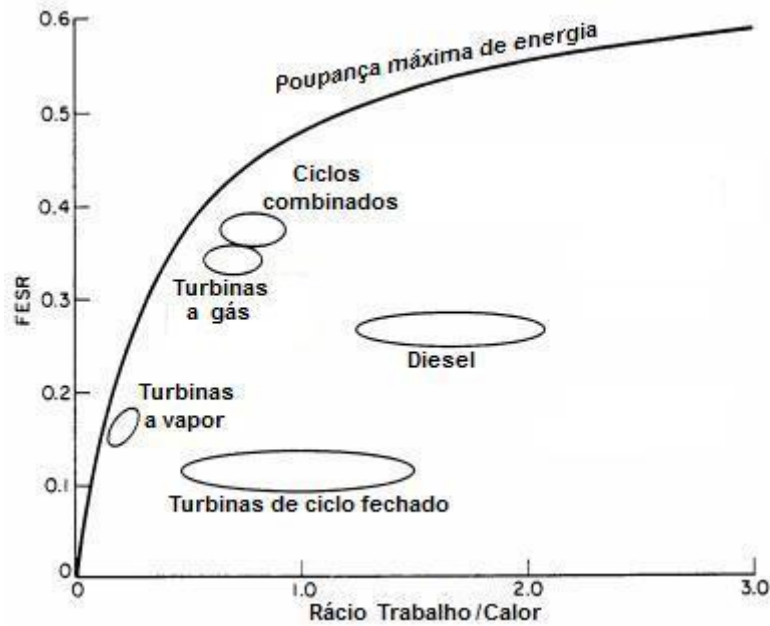


Figura 1.8 – Relação entre o rácio calor/trabalho e o factor de poupança de combustível para várias tecnologias de cogeração (COGEN Europe, 2001)

Analisando a figura acima, pode ver-se que as turbinas a gás e os ciclos combinados (motores alternativos) aplicados em sistemas de cogeração, são os sistemas que conseguem obter uma maior poupança de combustível, relativamente aos sistemas de produção de electricidade e calor em separado.

O Rendimento Eléctrico Equivalente (REE) é outro critério que permite fazer uma comparação entre os sistemas de cogeração e os de produção separada de calor e electricidade. Este critério representa o rendimento hipotético que teria de ter uma central térmica, para que a cogeração tenha um FESR nulo. Assim, de acordo com o Decreto-Lei 538/1999 (Decreto-Lei 538, 1999), o REE é definido como,

$$REE = \frac{E}{C - \frac{T}{\left(0,9 - 0,2 \times \left(\frac{CR}{C}\right)\right)}} \geq \eta_{ref} \quad (1.12)$$

onde E, T, C e CR são expressos nas mesmas unidades de energia, com o seguinte significado:

E – Energia eléctrica produzida anualmente pelo cogrador, excluindo os consumos nos sistemas auxiliares internos de produção energética equivalente ao trabalho produzido;

T – Energia térmica útil consumida anualmente a partir da energia térmica produzida pelo cogedor, excluindo os consumos nos sistemas auxiliares internos de produção energética igual ao calor útil;

C – Energia primária consumida anualmente na instalação de cogeração, avaliada a partir do poder calorífico inferior dos combustíveis e outros recursos utilizados igual à energia de um combustível consumido numa unidade de cogeração;

CR – Equivalente energético dos recursos renováveis ou resíduos industriais, agrícolas ou urbanos consumidos anualmente na instalação de cogeração.

O *REE* deve ser superior a um rendimento de referência para a produção de electricidade (η_{ref}) e que depende do combustível utilizado. Assim, é necessário considerar-se os seguintes valores:

- $\eta_{ref} = 0,55$ (Gás Natural)
- $\eta_{ref} = 0,5$ (Fuelóleo)
- $\eta_{ref} = 0,45$ (Biomassa e Resíduos)

A Equação 1.12, tem implícito um rendimento de referência para uma caldeira convencional de 90%, no caso de utilização de combustíveis fósseis que pode baixar até aos 70% dependendo do rácio energético de recursos renováveis usados na cogeração (CR/C).

1.4. O Gás Natural na Cogeração

O gás natural, começou a ser comercializado em Portugal em 1997, sendo progressivamente adoptado como combustível tanto pelo sector da indústria como pelo sector doméstico, uma vez que, o seu uso é vantajoso, por razões económicas e físicas/logísticas.

Este combustível, apresenta-se como a fonte de energia mais ecológica no conjunto dos combustíveis fósseis, uma vez que, quando comparado com os restantes, se destaca pela sua combustão limpa, isto é, os produtos da queima são inodoros, isentos de óxido de enxofre e partículas de fuligem.

Por ser transportado em gasodutos, não sofre grandes transformações ou perdas, sendo entregue ao consumidor final aproximadamente com as mesmas propriedades que tem quando é extraído. Para

além disso, o seu fornecimento é constante e não está sujeito a quebras, ao contrário do “sistema antigo” de distribuição de botijas de gás, podendo ser por isso chamado de combustível eficiente.

Ao eliminar os riscos inerentes ao uso de botijas e a necessidade de armazenamento torna-se um combustível seguro. Contrariamente ao que sucede com os outros tipos de gases (Propano ou Butano), o gás natural é inodoro e mais leve do que o ar, o que faz com que se dissipe rapidamente, evitando o risco de intoxicação, incêndio ou explosão.

Sob o ponto de vista económico, este combustível tem a grande vantagem de ter custos de instalação mais baratos, comparativamente aos outros combustíveis, pelo facto de não necessitar de equipamentos auxiliares, como depósitos de armazenamento.

No entanto, o facto de ser um combustível dependente da exploração do petróleo, possui uma desvantagem do ponto de vista comercial que se prende com o facto de o seu preço ter uma grande “inércia”, ou seja, mesmo que todas as condições estejam reunidas para a descida do custo do gás, este demora a ver reduzido o seu preço. Sob o ponto de vista financeiro, pode dizer-se que, para as empresas que usem gás natural, poder determinar aproximadamente o preço do gás, mesmo que seja por um curto período de tempo, é uma vantagem. Isto porque, deste modo, conseguem estimar as despesas futuras, ao contrário do que acontece com as empresas que estejam dependentes de derivados do petróleo como o fuelóleo, sujeitos a variações de preço constantes (www.edpgasdistribuicao.pt, 2011).

Todos os factores descritos contribuem para que o gás natural seja, nos dias de hoje, um combustível competitivo e ainda com grande margem de expansão no mercado energético nacional.

1.5. Legislação, Políticas Governamentais e Directivas Europeias

Por todas as vantagens que a cogeração apresenta, o Governo Português e a Comunidade Europeia vêm desenvolvendo projectos lei e directivas que incentivam a criação/instalação de novas unidades de cogeração, permitindo sua viabilização e simplificação.

A União Europeia, publicou no ano de 2004 a directiva 8/EC tendo, mais recentemente, lançado a directiva 952/CE de 2008. Segundo esta, os estados membros deverão transpor “*garantias de origem e o estabelecimento dos regimes de apoio à cogeração de elevada eficiência, para o ordenamento*”

jurídico interno. Deverão trazer maior segurança jurídica ao mercado comunitário da energia, contribuindo assim para a eliminação dos obstáculos à realização de novos investimentos” (Directiva 2008/952/CE, 2008).

Este documento vai de encontro às metas propostas pelos Estados Membros, que se propuseram a atingir uma percentagem de produção de electricidade através de sistemas de cogeração, de 21,2% no ano 2020 (COGEN Europe, 2001). A figura seguinte, mostra o crescimento da cogeração para todas as escalas (micro, pequena e grande) na União Europeia nos últimos anos:

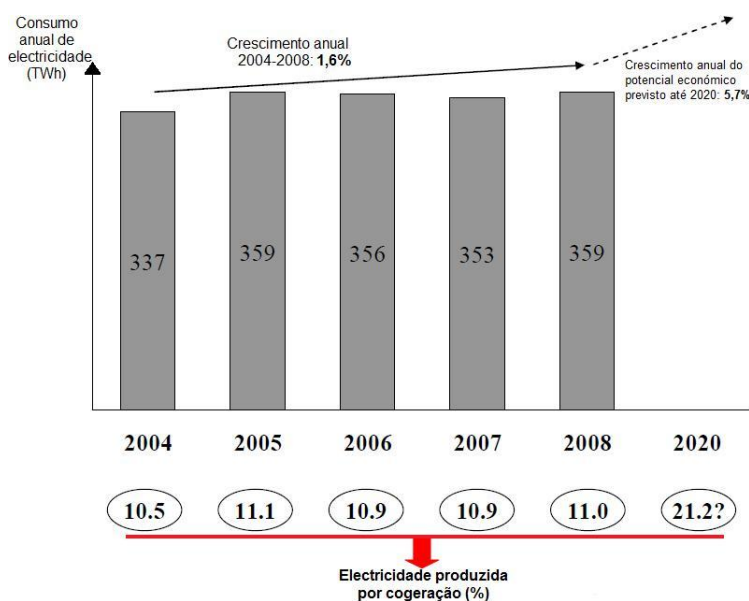


Figura 1.9 – Produção de electricidade por via de sistemas de cogeração na União Europeia (adaptado) (COGEN Europe, 2011)

O enquadramento jurídico da cogeração em Portugal, é feito pelo Decreto-Lei 538/99 (Decreto-Lei 538, 1999) que regulamenta a sua actividade, definindo por exemplo as regras aplicáveis para a venda de energia eléctrica para a rede. Dois anos depois, este Decreto sofreu um ajustamento, tendo sido publicado o Decreto-Lei 313/2001 que reformula algumas regras, clarifica conceitos e diferencia o tarifário de venda de energia eléctrica. O Decreto-Lei 68/2002, veio regular a produção de electricidade em baixa tensão, sendo o seu objecto, todas as instalações com uma potência a ser entregue à rede, não superior a 150 kW (microgeração). Posteriormente, a Portaria 399 de 2002, veio modificar algumas das regras definidas nos Decretos-Lei anteriormente referidos.

Uma vez definidas as regras aplicáveis à cogeração, tornou-se indispensável a definição das remunerações para sistemas que usem este tipo de tecnologias. Foram por isso lançadas as Portarias 57 e 58 de 2002 que determinam a tarifa para instalações com potência eléctrica igual ou superior a

10 MW e inferiores a 10 MW, respectivamente. Para o caso particular das unidades de cogeração que utilizem mais de 50% de recursos renováveis ou resíduos industriais ou urbanos, foi divulgada a Portaria número 60 de 2002.

Para regular as auditorias a efectuar a instalações de cogeração, o Governo Português, publicou o Despacho 19151/2002, aprovando os guias para a realização dessas auditorias.

1.6. Perfis de utilização

O perfil de utilização para uma instalação de cogeração está relacionado com o horário e frequência das necessidades térmicas e eléctricas de um edifício. A caracterização deste tipo de perfil pode ser feita pela análise dos comportamentos dos utilizadores destes edifícios. No entanto, em Portugal, ainda não foi feito nenhum estudo sobre este tema, sendo apenas possível efectuar uma estimativa quanto às necessidades eléctricas de um edifício.

Para que possam ser aproveitadas as potencialidades da cogeração, esses perfis devem ser analisados de modo a ser possível determinar-se a tecnologia de conversão a aplicar e a dimensão do sistema. Um estudo do Centro de Estudos em Economia da Energia dos Transportes e do Ambiente (CEETA), define as tecnologias de cogeração como apropriadas para vários sectores, com base nos seus perfis de utilização: habitação, comércio e indústria (CEETA, 2001).

No sector da habitação, as unidades de cogeração podem ser instaladas em moradias ou até em condomínios. O perfil de utilização (eléctrica) neste sector, pode ser caracterizado por períodos e quantidades de necessidades eléctricas descontínuos ao longo de um dia, tendo uma utilização muito característica, directamente relacionada com o horário de trabalho dos moradores (CEETA, 2001). O perfil de utilização deste tipo de edifícios tem aproximadamente, a forma representada na Figura 1.10:

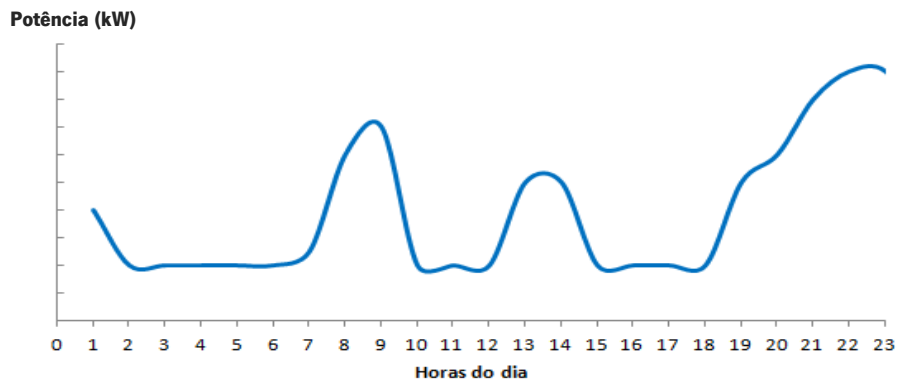


Figura 1.10 – Perfil de utilização eléctrica aproximado no sector da habitação (adaptado de: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2011)

De todos os edifícios de serviços, os hipermercados e escritórios climatizados, surgem como aqueles que apresentam um maior potencial de investimento (CEETA, 2001). O perfil de utilização dos edifícios no sector do comércio e serviços, está directamente relacionado com o horário dos trabalhadores que os frequentam. Apesar das diferenças existentes nos horários de trabalho dos diversos serviços, o perfil de utilização eléctrica deste tipo de edifícios tem, geralmente, a configuração da Figura 1.11:

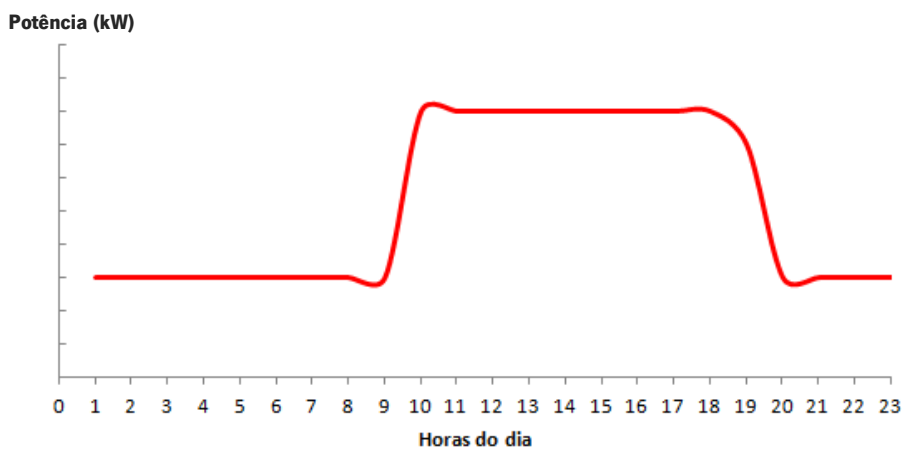


Figura 1.11 – Perfil de utilização eléctrica aproximado no sector do comércio e serviços (adaptado de: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2011)

Na indústria, são mais apropriadas para instalação de unidades de cogeração, as designadas Pequenas e Médias Empresas (PME) dependendo, naturalmente, das necessidades térmicas e eléctricas das mesmas. Aqui, os ramos da indústria que necessitem de calor, como as empresas cerâmicas, têxteis ou do ramo alimentar, apresentam-se como as melhores opções de investimento na cogeração. O perfil de utilização eléctrica das indústrias, tal como o perfil do sector de comércio e serviços, depende sobremaneira da tipologia do trabalho desenvolvido pelas empresas (CEETA, 2001).

No entanto, em muitas empresas dos ramos acima referidos, o horário de funcionamento das mesmas é de vinte e quatro horas, por razões económicas e de produtividade. Assim, é possível definir aproximadamente o perfil deste sector apresentado na Figura 1.12, apesar das diferenças existentes nos horários de trabalho dos diversos tipos de indústria:

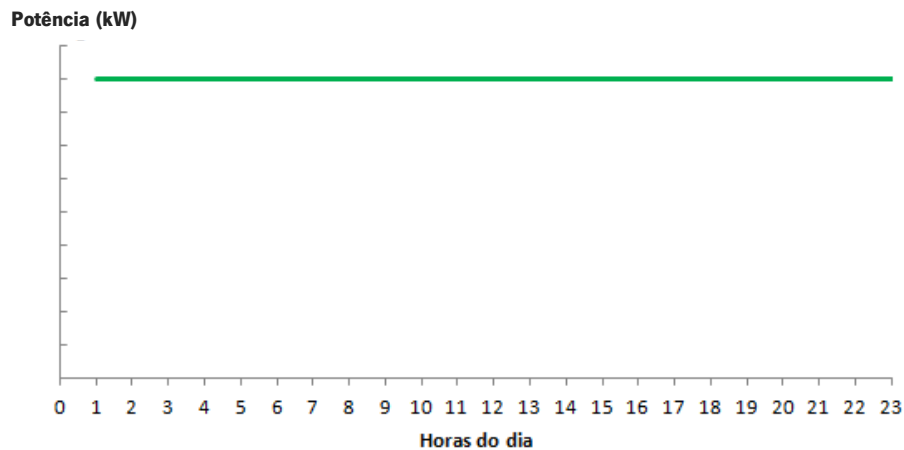


Figura 1.12 – Perfil de utilização eléctrica aproximado no sector da indústria (adaptado de: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2011)

1.7. Modelação de sistemas de cogeração

A modelação de sistemas de cogeração enquadra-se na análise termo-económica que, muitas vezes é efectuada aos mesmos. A termo-economia é uma ciência desenvolvida com o objectivo de aliar a análise exegética (termodinâmica) de sistemas de conversão de energia a métodos económicos de redução de custos desses mesmos sistemas.

Este objectivo é atingido, através do relacionamento das variáveis do sistema térmico (pressão, temperatura, caudais mássicos, rendimentos, etc.), com as variáveis económicas (custo de materiais ou componentes, taxas de inflação, custos de operação e manutenção, etc.). Ou seja, nos modelos termo-económicos, são calculadas as variáveis físicas que minimizam os custos inerentes aos projectos de sistemas de energia (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996). Combinando a primeira e segunda leis da termodinâmica, com o balanço dos custos ao nível dos componentes de um sistema térmico, torna-se mais simples a compreensão do método de formação dos custos associados a esse mesmo sistema.

No período que compreende as décadas de 80 e 90, são de destacar os trabalhos de A. Valero, M. A. Lozano, G. Tsatsaronis, C. A. Frangopoulos e de M. R. Spakovsky. Estes autores publicaram os

seus trabalhos, em 1994, numa edição especial da revista “*Energy*”, dedicada à área da termo-economia (Cerqueira, 1999). Nessa revista foi publicado um problema designado CGAM, devido às iniciais dos autores (C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero e M. Spakovsky), que consistia na optimização de um sistema de cogeração com uma turbina a gás regenerativa e caldeira de recuperação (Valero, et al., 1994). Todos estes trabalhos baseavam-se na análise exergetica dos sistemas energéticos.

No entanto, a modelação termo-económica é bastante complexa, devido à quantidade de variáveis associadas aos sistemas de energia. Essa complexidade faz com que o conjunto de resultados possíveis para um só modelo seja muito vasto. Por esta razão, são usados frequentemente, métodos numéricos com vista à optimização desses modelos.

Optimização através de métodos numéricos

Originalmente, o CGAM foi formulado como sendo um problema de minimização de uma Função Objectivo baseada nos custos dos componentes do sistema e sujeita às restrições físicas do mesmo (Valero, et al., 1994). Neste caso, o sistema era de grande escala, produzindo cerca de 30 MW de electricidade e 14 kg/s de vapor saturado. O objectivo deste modelo era a uniformização das metodologias termo-económicas usadas pelos autores, através da definição de modelos físicos, termodinâmicos e económicos comuns, para além de uma Função Objectivo (Valero, et al., 1994).

A primeira adaptação do problema CGAM para outros sistemas de cogeração, foi efectuada em 2003 por um grupo de trabalho da Universidade do Minho (Silva, Teixeira, & Teixeira, 2003), em que este foi resolvido como um problema de optimização numérica não linear com restrições não lineares, utilizando o método de Box. As equações de custo de cada componente do sistema e a Função Objectivo do modelo CGAM foram alteradas de forma a adaptarem-se a potências eléctricas inferiores (5 MW). Neste caso, tal como no problema CGAM, a Função Objectivo foi desenvolvida de modo a serem minimizados os custos de investimento do sistema (custo dos componentes, manutenção e combustível) (Silva, Teixeira, & Teixeira, 2003).

Em 2009, o modelo descrito anteriormente (Silva, Teixeira, & Teixeira, 2003) foi adaptado para um sistema de cogeração de pequena escala (100 kW), desenvolvido como um problema de minimização de custos e utilizando-se o método de Box. Foram também elaboradas, novas equações

de custos para os componentes do sistema de cogeração, usando taxas de inflação para a “actualização” desses custos, para além da inserção um factor de escala nas equações, relativo à passagem do modelo CGAM para pequena escala, de forma a conseguir-se minimizar as diferenças existentes entre este modelo e os anteriores. Isto resultou na não linearidade das equações de custo dos componentes, ou seja, estas deixaram de ter uma evolução linear com os caudais mássicos envolvidos (dimensão), relativamente ao modelo CGAM (Leão, Nunes, Silva, Teixeira, & Martins, 2009).

No mesmo ano (2009), M. F. Vieira efectuou novas alterações ao modelo descrito anteriormente, aplicando ainda o método Box em ambiente MatLab. Nesse trabalho, foi desenvolvida uma nova Função Objectivo cujo propósito era a maximização do lucro da operação do sistema, directamente relacionado com a receita gerada pela venda da electricidade produzida à rede. Foi ainda considerada a potência mecânica (\dot{W}) como a sexta variável de decisão da Função Objectivo (Vieira, 2009).

Todos os desenvolvimentos efectuados ao modelo termo-económico, resultaram em positivas evoluções dos mesmos, tanto sob o ponto de vista termodinâmico como do ponto de vista económico. Contudo, surgiram várias interrogações quanto à “validade” dos resultados obtidos, uma vez que, este modelo depende significativamente do calor útil (\dot{Q}_u) que, por sua vez, está directamente ligado ao número de horas de funcionamento da instalação. Os valores determinados pelas equações de custo dos componentes e a sua distribuição relativa ao custo total da instalação, não se enquadravam com os valores praticados no mercado, sendo por isso necessária uma revisão destas equações.

1.8. Objectivos

O objectivo global deste trabalho é a continuação/melhoramento de três trabalhos anteriores, onde foi desenvolvida a simulação energética de unidades de cogeração, associada a um modelo de optimização termo-económico. Neste modelo, pretende-se dimensionar os diversos componentes da unidade de cogeração, incluindo a sua adaptação à curva de carga térmica de um edifício, de modo a obter-se a solução economicamente mais viável.

Para ser possível desenvolver equações de custo dos componentes do sistema, mais actuais e realistas, é necessário efectuar-se uma análise detalhada, da flutuação dos valores das variáveis termodinâmicas do sistema e também determinar os potenciais perfis de utilização, de edifícios e respectivas curvas de carga térmica.

Tendo em vista o estudo da potencialidade da instalação de uma unidade de micro-cogeração, este modelo foi analisado, sob o ponto de vista económico, de modo a traduzir nos seus resultados, uma maximização dos seus potenciais lucros.

2. Cogeração com micro-turbina a gás

2.1. Descrição do modelo

O modelo CGAM, referido no Capítulo 1.7 deste trabalho, foi desenvolvido e validado com uma unidade de cogeração de grandes dimensões (30 MW). Seguindo a mesma metodologia, M. F. Vieira adaptou-a a unidades de menores dimensões, definindo novas equações de custo para os componentes (Vieira, 2009).

Para a resolução do problema do modelo em estudo, foi utilizado o método de Box (Capítulo 1.7), desenvolvido em ambiente MatLab.

2.1.1. Introdução

Tendo em vista a aplicação de uma unidade de cogeração de pequena escala num edifício, o modelo em estudo, pretende determinar qual o valor ideal das variáveis físicas e dimensionais, que levem à maximização do lucro obtido com o funcionamento da instalação ao longo da sua vida útil.

A tecnologia de conversão utilizada é a micro-turbina a gás, frequentemente usada em sistemas de cogeração de baixa potência eléctrica, tendo como principais vantagens: a possibilidade de usar vários tipos de combustível (gás natural, biogás, fuelóleo, gasolina, gases de petróleo, etc), ter uma longa vida útil, um rendimento global muito elevado (superior a 80%) e reduzidas necessidades de manutenção. Contudo, instalações com esta tecnologia, não devem ser aplicadas em situações que tenham muitas paragens ou grandes variações de carga por serem prejudiciais para unidades deste tipo. Outra desvantagem que as turbinas a gás apresentam, é o seu custo de investimento elevado, apesar de, como será demonstrado mais à frente, o período de retorno não ser superior a 5 anos (Brandão, 2004).

Neste modelo, a função objectivo incluirá o custo dos componentes da instalação sendo necessário o cálculo das variáveis termodinâmicas, para que o valor da função seja determinado. As restrições impostas são do âmbito físico, de modo a impedir a obtenção de resultados incoerentes, sob esse ponto de vista.

2.1.2. Esquema da instalação

A instalação em estudo baseia-se na utilização de uma pequena turbina a gás, operando segundo o ciclo termodinâmico de Joule-Brayton regenerativo, distinguindo-se do ciclo original (Joule-Brayton), pela utilização de um regenerador ou recuperador interno de calor, como se mostra na Figura 2.1.

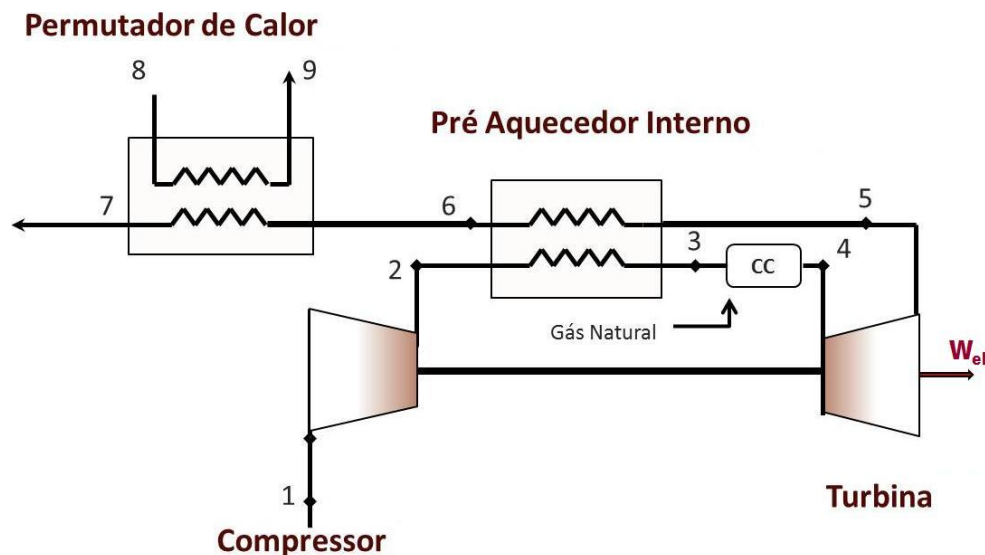


Figura 2.1 – Representação esquemática da instalação de cogeração em análise (Vieira, 2009)

O funcionamento desta instalação processa-se da seguinte forma: o ar ambiente e filtrado (ponto 1) é admitido e comprimido por um compressor; esse ar (ponto 2) é então pré-aquecido pelo recuperador interno de calor (regenerador), antes de entrar (ponto 3) numa câmara de combustão (CC), onde é novamente aquecido pela queima de gás natural, atingindo a temperatura máxima do ciclo (ponto 4); os gases resultantes da combustão ar-combustível, são depois expandidos numa micro-turbina diminuindo significativamente a sua temperatura (ponto 5); seguidamente, são arrefecidos ao passarem no recuperador interno de calor (ponto 6) e posteriormente, no permutador de calor externo, para a produção de água quente, antes de serem lançados para a atmosfera (ponto 7). Os pontos 8 e 9 representados na Figura 2.1, são os pontos de entrada de água fria e saída de água quente, respectivamente.

2.1.3. Equações termodinâmicas dos componentes

As propriedades do fluido de funcionamento da instalação, são calculadas através das relações termodinâmicas, para cada um dos componentes existentes na mesma. Todos eles são considerados

adiabáticos sendo assumido um grau de irreversibilidade para o compressor e para a turbina. Para efeitos de simplificação de cálculo termodinâmico, o ar e os gases de escape são tratados como gases ideais, isto é, com calores específicos constantes. Neste modelo, são também assumidas quedas de pressão resultantes do atrito no escoamento através dos permutadores e câmara de combustão. Para o gás natural, usado como combustível, foram consideradas as propriedades padrão para o fornecimento em Portugal. As mais importantes relações termodinâmicas, para cada um dos componentes da instalação, são indicadas abaixo:

Compressor (C)

O ar, depois de filtrado e na admissão no compressor é considerado como estando nas condições atmosféricas, isto é:

$$T_1 = 293 \text{ K} \quad (2.1)$$

$$P_1 = 1,013 \text{ bar} \quad (2.2)$$

Num compressor ideal, o ar de entrada sofre uma compressão adiabática isentrópica, que corresponde a uma evolução politrópica do tipo

$$Pv^\gamma = cte \quad (2.3)$$

ou, pela equação dos gases ideais:

$$TP^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = cte \quad (2.4)$$

Num compressor real, a entropia do ar de entrada vai aumentando ao longo do processo, o que resulta num maior trabalho de compressão. Desta forma, o seu rendimento isentrópico (η_c) é definido como sendo o rácio entre o trabalho ideal e o trabalho real:

$$\eta_c = \frac{W_{is}}{W_{real}} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_{2real} - T_1} \quad (2.5)$$

Considerando este rendimento isentrópico do compressor, a temperatura real no fim da compressão é dada por:

$$T_2 = T_1 \times \left[1 + \frac{r_c^{\left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}\right)} - 1}{\eta_c} \right] \quad (2.6)$$

onde r_c é a razão de compressão deste componente, definida por:

$$r_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.7)$$

Câmara de combustão (CC)

Na câmara de combustão, processa-se a queima do gás natural, sendo o caudal do combustível (\dot{m}) dado por:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a \times f \quad (2.8)$$

A quantidade de combustível a fornecer à instalação depende da temperatura necessária à saída da câmara de combustão (entrada da turbina), e que condiciona o trabalho debitado por esta. No modelo em estudo, admite-se que a câmara de combustão é adiabática, sendo que, para um dado poder calorífico inferior do combustível (PCI) e supondo um rendimento na combustão de 98%, o rácio combustível/ar (f), é determinado pela aplicação da primeira lei da termodinâmica e da conservação da massa resultando em:

$$f = \frac{c_{p_g} \times (T_4 - T_1) - c_{p_a} (T_3 - T_1)}{PCI \times 0,98 - c_{p_g} \times (T_4 - T_1)} \quad (2.9)$$

O fluxo de gases resultante da combustão da mistura ar e combustível, é dado assim pela expressão:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_f + \dot{m}_a \quad (2.10)$$

ou, de outra forma,

$$\dot{m}_g = (1 + f) \times \dot{m}_a \quad (2.11)$$

Neste trabalho, admite-se que na câmara de combustão, o fluxo de gases (ar e combustível), uma “queda de pressão” de 5% (Carman, Kapat, Chow, & An, 2002), uma vez que se considera este componente como sendo termicamente equivalente a um compressor. Assim, tem-se que:

$$P_4 = 0,95P_3 \quad (2.12)$$

Turbina

A turbina é considerada como sendo adiabática e com um rendimento isentrópico, η_T . O rácio de expansão da turbina (r_T), é expresso por:

$$r_T = \frac{P_4}{P_5} \quad (2.13)$$

que é diferente da razão de compressão devido às sucessivas quedas de pressão que ocorrem nos permutadores (interno e externo) e na câmara de combustão.

A temperatura dos gases à saída da turbina (T_5) é, à semelhança do que foi apresentado para o compressor, determinada pela seguinte expressão:

$$T_5 = T_4 \times \left(1 - \eta_T \times \left(1 - r_T^{\left(\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g} \right)} \right) \right) \quad (2.14)$$

A potência mecânica útil (\dot{W}) produzida pelo conjunto turbina-compressor (turbocompressor) é dada pela diferença entre as potências dos dois componentes:

$$\dot{W} = \dot{W}_T - \dot{W}_C \quad (2.15)$$

sendo a potência eléctrica (\dot{W}_{el}):

$$\dot{W}_{el} = \dot{W} \times \eta_{ge} \quad (2.16)$$

em que η_{ge} é o rendimento do gerador, igual a 93%.

A potência do compressor (\dot{W}_C) é dada por:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_a \times c_{p_a} \times (T_2 - T_1) \quad (2.17)$$

e a potência debitada pela turbina será:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_g \times c_{p_g} \times (T_4 - T_5) \quad (2.18)$$

sendo que o caudal mássico de ar de entrada (\dot{m}_a) para uma determinada potência pretendida (\dot{W}) vem dada por:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}}{(1 + f) \times c_{p_g} \times (T_4 - T_5) - c_{p_a} (T_2 - T_1)} \quad (2.19)$$

em que f é a relação combustível/ar na base mássica e c_{p_a} e c_{p_g} , os calores específicos a pressão constante do ar e dos gases de combustão, respectivamente.

Recuperador interno de calor (regenerador)

Este componente da instalação é na sua essência, um permutador de calor ar-gases. A sua utilização, altera substancialmente o funcionamento do ciclo Joule-Brayton simples, uma vez que permite um aproveitamento térmico superior, ou seja, ter um rendimento eléctrico mais elevado, mesmo recorrendo a um compressor com baixa razão de compressão. Tal facto, tem implicações económicas na operação do sistema sendo fácil explicar, dado que, para se atingir a mesma temperatura à entrada da turbina (T_4), não é necessário gastar tanto combustível, pois o ar que entra na câmara de combustão (T_3) já vem “pré-aquecido”. Por ser considerado um permutador de calor, é razoável admitir-se uma queda de pressão de 5% para o ar e de 3% para os gases de combustão (Carman, Kapat, Chow, & An, 2002). Assim, a pressão à saída para ambos os fluidos (ar e gases de combustão) é calculada pelas seguintes relações:

$$P_3 = 0,95P_2 \quad (2.20)$$

$$P_5 = \frac{P_6}{0,97} \quad (2.21)$$

Na troca de calor entre o ar comprimido e os gases expandidos, é assumido que a energia térmica cedida pelos gases é transferida integralmente para o caudal de ar que sai do compressor. Assim,

$$T_6 = T_5 - \frac{c_{p_a} \times (T_3 - T_2)}{(1 + f) \times c_{p_g}} \quad (2.22)$$

e com base nas temperaturas de entrada e de saída dos dois fluxos, determina-se a diferença média logarítmica de temperatura entre eles, considerando que este permutador interno é um puro contracorrente:

$$\Delta T_{Reg} = \frac{(T_5 - T_3) - (T_6 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_5 - T_3}{T_6 - T_2}\right)} \quad (2.23)$$

O valor obtido através desta expressão, permite calcular a área de transferência necessária para a troca de calor entre os fluidos, isto é, a dimensão do regenerador, que será parte integrante da equação de custo deste componente:

$$A_{Reg} = \frac{\dot{m}_g \times c_{p_g} \times (T_5 - T_6)}{U_{Reg} \times \Delta T_{Reg}} \quad (2.24)$$

onde U_{Reg} representa o coeficiente de transferência de calor global, com um valor de 18 W/m².°C (Valero, et al., 1994).

A importância deste componente na instalação, está directamente relacionada com a sua eficácia (ϵ_{Reg}), definida pela seguinte expressão:

$$\epsilon_{Reg} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (2.25)$$

considerando os dados do modelo em estudo, que definem $cp_a < cp_g$. Pela análise da Equação 2.24, pode dizer-se que quanto maior for a eficácia do regenerador, maior será o calor transferido do fluido quente (gases) para o fluido frio (ar).

Permutador de calor

No permutador de calor, também é considerada uma queda de pressão de 5%, pelo que:

$$P_7 = 0,95P_6 \quad (2.26)$$

O calor transferido dos gases de combustão para a água, permite determinar as temperaturas dos dois fluidos. Considerando a recuperação total do calor pelo fluido frio (água), tem-se que a temperatura dos gases à saída (T_7) é:

$$T_7 = T_6 - \left[\frac{\dot{m}_w \times c_{p_w} \times (T_9 - T_8)}{\dot{m}_a \times (1 + f) \times c_{p_g}} \right] \quad (2.27)$$

que, com base nas temperaturas de entrada e saída dos dois fluxos, permite determinar a diferença média logarítmica das mesmas:

$$\Delta T_{Perm} = \frac{(T_6 - T_9) - (T_7 - T_8)}{\ln \left(\frac{T_6 - T_9}{T_7 - T_8} \right)} \quad (2.28)$$

O valor obtido por meio desta expressão, possibilita o cálculo da área de transferência necessária para a troca de calor entre os fluidos, isto é, a dimensão do permutador, que será parte integrante da sua equação de custo:

$$A_{Perm} = \frac{\dot{m}_g \times c_{p_g} \times (T_6 - T_7)}{U_{Perm} \times \Delta T_{Perm}} \quad (2.29)$$

onde U_{Perm} representa o coeficiente de transferência de calor global, com um valor de 100 W/m².°C (Teixeira & Teixeira, 2003).

2.1.4. Valores fixos de parâmetros usadas

Neste trabalho, foram impostos valores a alguns parâmetros do modelo de otimização relativos ao seu correcto funcionamento termodinâmico. Os valores fixos definidos no modelo são apresentados na Tabela 2:

Tabela 2 – Valores dos parâmetros termodinâmicos fixos do modelo de otimização

Parâmetro termodinâmico	Descrição	Valor	Unidade
γ_a	Constante química do ar	1,4	—
γ_g	Constante química dos gases	1,33	—
η_{cc}	Rendimento da combustão (câmara de combustão)	98	%
η_{ge}	Rendimento do gerador	93	%
cp_a	Calor específico do ar	1,004	kJ/(kg.K)
cp_g	Calor específico dos gases	1,17	kJ/(kg.K)
cp_w	Calor específico da água (water)	4,187	kJ/(kg.K)
P_1	Pressão do ar ambiente (entrada do sistema)	1,013	bar
P_7	Pressão do ar ambiente (saída do sistema)	1,013	bar
P_8	Pressão da água à entrada do permutador de calor	9,8	bar
P_9	Pressão da água à saída do permutador de calor	9,8	bar
P_3/P_2	Perda de pressão no aquecimento do ar no regenerador	0,95	—
P_3/P_4	Perda de pressão na câmara de combustão	0,95	—
P_5/P_6	Perda de pressão no arrefecimento do ar no regenerador	0,97	—
P_6/P_7	Perda de pressão no arrefecimento do ar no permutador de calor	0,95	—
PCI_{GN}	Poder Calorífico Inferior do gás natural	45100	kJ/kg
\dot{Q}_u	Calor útil do sistema	125,5	kWth
T_1	Temperatura do ar ambiente	288	K
T_8	Temperatura da água à entrada do permutador de calor	288	K
T_9	Temperatura da água à saída do permutador de calor	353	K
U_{reg}	Coefficiente de transferência de calor no regenerador	18	W/m ² .°C
U_{perm}	Coefficiente de transferência de calor no permutador de calor	100	W/m ² .°C

2.1.5. Restrições Físicas

As restrições físicas do modelo em estudo, são limitações formuladas em termos de desigualdades não lineares, inerentes ao correcto funcionamento do modelo de otimização numérica e do ciclo termodinâmico. Estas restrições são traduzidas pelas seguintes inequações:

$$T_1 \leq T_2 \leq T_3 \quad (2.30)$$

$$T_1 \leq T_3 \leq T_5 \quad (2.31)$$

$$T_1 \leq T_3 \leq T_4 \quad (2.32)$$

$$T_1 \leq T_2 \leq T_6 \quad (2.33)$$

$$T_1 \leq T_9 \leq T_6 \quad (2.34)$$

$$T_7 \geq 363 \text{ K} \quad (2.35)$$

Todas as restrições impõem condições ao funcionamento do ciclo termodinâmico do modelo físico, como por exemplo a Equação 2.29 que força a temperatura no ponto 3 (T_3) a ser superior a T_2 , uma vez que, caso tal não se verificasse, significaria que a aplicação do regenerador (pré-aquecedor de ar) não teria qualquer efeito.

Outra das restrições importantes deste modelo é o valor da temperatura dos gases à saída do permutador de calor externo ou aquecedor de água (T_7), que deve ser superior a 363 K ($\approx 90 \text{ }^\circ\text{C}$), de forma a evitar condensações no permutador.

2.2. Modelo de optimização numérica

O modelo de optimização numérica de M. F. Vieira, como foi descrito no Capítulo 1.7, consistia numa Função Objectivo com seis variáveis de decisão ou variáveis explícitas: razão de compressão (r_c), rendimento isentrópico do compressor (η_{isc}), temperatura do ar pré-aquecido (T_3), rendimento isentrópico da turbina (η_{ist}), temperatura à entrada da turbina (T_4) e a potência mecânica do sistema de cogeração (\dot{W}) (Vieira, 2009). Os valores impostos aos limites das variáveis explícitas (de decisão) e às implícitas (restantes) são aprofundados no Capítulo seguinte.

No modelo de M. F. Vieira, as equações de custo dos componentes foram desenvolvidas, considerando caudais mássicos de referência para o ar e para os gases de 6,66 kg/s e 6,74 kg/s, respectivamente. Esses valores foram determinados através do cálculo directo (proporcional) dos caudais mássicos associados a uma instalação semelhante com 2 MW de potência eléctrica, por comparação com o modelo CGAM (30 MW). Foi também aplicada ao modelo uma taxa de 3%, correspondente à inflação média ($tax_{méd}$) de 1994 a 2009 de modo a “actualizar” os custos dos componentes (compressor, câmara de combustão e turbina). Com isto, M. F. Vieira multiplicou as constantes relativas aos custos dos componentes de CGAM ($c_{comp, CGAM}$) pelas seguintes expressões:

$$c_{comp, Vieira} = c_{comp, CGAM} \times \left(\frac{1}{m_{a(2 MW)}} \right)^{0,8} \times (1 + tax_{méd})^{(2009-1994)} \quad (2.36)$$

para o caso do compressor e da câmara de combustão e

$$C_{comp,Vieira} = C_{comp,CGAM} \times \left(\frac{1}{m_g(2\text{ MW})} \right)^{0,8} \times (1 + tax_{méd})^{(2009-1994)} \quad (2.37)$$

para o caso da turbina.

Desta forma, as equações de custo dos componentes da instalação de M. F. Vieira, após a sua adaptação a partir do modelo CGAM, válidas para sistemas com uma potência eléctrica até 2 MW_e, foram as seguintes (Vieira, 2009):

Compressor

$$C_C = 64,7 \times \frac{\dot{m}_a^{0,8} \times r_c \times \ln r_c}{0,9 - \eta_c} \quad (2.38)$$

Câmara de combustão

$$C_{CC} = 41,9 \times \frac{\dot{m}_a^{0,8} \times (1 + e^{(0,018 \times T_4 - 26,4)})}{0,995 - 0,95} \quad (2.39)$$

Turbina

$$C_T = 436,8 \times \frac{\dot{m}_g^{0,8} \times (1 + e^{(0,036 \times T_4 - 54,4)})}{0,92 - \eta_T} \times \ln r_T \quad (2.40)$$

Regenerador (pré-aquecedor)

$$C_{Reg} = 10681 \times A_{Reg}^{0,4} \quad (2.41)$$

Permutador de calor (externo)

$$C_{Perm} = 8723 \times A_{Perm}^{0,4} \quad (2.42)$$

Método de Box

O modelo de optimização aplicado neste trabalho, baseia-se no designado método do Complexo ou também conhecido como método Box, que foi desenvolvido por M. J. Box em 1965. Este método é uma abordagem simples para problemas de optimização baseado em modificações do método

Simplex. O método Box consiste numa metodologia eficiente que assenta na geração aleatória e sequencial de um conjunto de pontos aleatórios que definem o poliedro ou complexo. Cada ponto do complexo deve ser testado para satisfazer tanto as restrições explícitas como as restrições implícitas. O complexo gerado deverá ser formado por, pelo menos, $k > n+1$ pontos, onde n representa o número de variáveis de decisão. Idealmente, o número de pontos do complexo deverá ser o dobro do número de variáveis de decisão do problema, isto é, $k=2n$.

O objectivo principal é comparar os valores resultantes da função objectivo para cada um dos pontos de teste, respeitando os critérios de paragem estipulados. Este método representa uma “ferramenta” de optimização (cálculo numérico), para problemas em que o objectivo é a maximização de uma função designada por “função objectivo” com o uso de restrições que dão significado físico ao problema em formulação (Rao, 2009). O poliedro gerado pelos pontos do complexo move-se no espaço ou região admissível e o processo de procura é iniciado com ponto inicial que não viole qualquer restrição do problema, ou seja, o ponto inicial terá de ser obrigatoriamente um ponto admissível.

O algoritmo pode ser descrito, sucintamente, da seguinte forma:

- i) Formulação e determinação da função objectivo do problema a resolver e as respectivas restrições;
- ii) Assumir a existência de um ponto inicial válido, ou seja, um ponto que respeite todas as restrições impostas: quer as variáveis implícitas quer as variáveis explícitas, como é o caso das variáveis chamadas de decisão;
- iii) Se os pontos seleccionados do complexo não respeitarem todas as restrições impostas no problema, o ponto com pior valor da sua função objectivo deverá ser deslocado uma determinada distância para o interior do seu limite. No caso da violação das restrições implícitas, o ponto deve ser deslocado metade da distância ao centróide do complexo. Este processo verifica-se até que todos os pontos do complexo respeitem todas as restrições.
- iv) Com esses pontos, a função objectivo é calculada e o ponto com menor valor da função é então substituído por um ponto novo.
- v) Os passos iii) e iv) são repetidos sucessivamente, até serem atingidos os critérios de convergência para o qual se encontra a solução óptima. A convergência da Função Objectivo é assumida quando a diferença do seu valor em cada ponto do complexo é inferior a um parâmetro β para γ iterações consecutivas. Este “ponto óptimo” corresponde então o valor máximo possível da função objectivo.

Por este ser um método de procura, os resultados do cálculo efectuado através deste método são muito influenciados pelas restrições impostas e também pelo número de variáveis de decisão.

O método de Box tem algumas limitações. Na verdade, o pior ponto aparente do complexo pode ser um ponto que desvie favoravelmente a direcção de procura, sendo a sua rejeição uma forma de restringir a própria região de procura. Algumas vantagens e desvantagens deste método de uma forma sucinta são (Rao, 2009):

Vantagens:

- Método de Procura directo;
- Reduzido tempo de computação e fácil implementação;
- Não requer o cálculo das derivadas da função.

Desvantagens:

- Requer um ponto inicial admissível que deve ser válido, obrigatoriamente;
- Ineficiente à medida que, no modelo matemático, se aumenta o número de variáveis de decisão.

3. Análise de sensibilidade às variáveis físicas

A parametrização dos elementos físicos do sistema, no software desenvolvido em ambiente MatLab, é da maior importância. Isto deve-se ao facto de influenciarem o cálculo do ponto óptimo do modelo termo-económico. Se forem demasiado restritivos, impedem o programa de testar muitas soluções mas, se forem muito abrangentes, não só provocam o aumento do número de iterações feitas pelo programa, como também lhe permitem determinar pontos que podem não ser realistas, sob o ponto de vista termodinâmico.

Tendo em conta as principais variáveis utilizadas no programa, foi realizado um estudo relativo às suas flutuações e sensibilidade às mesmas. Os parâmetros que podem ser limitados são os descritos na Tabela 3:

Tabela 3 - Variáveis com parametrização

Simbologia	Descrição
r_c	Razão de compressão
η_{isc}	Rendimento isentrópico do compressor
T_3	Temperatura de pré-aquecimento do ar
η_{isT}	Rendimento isentrópico da Turbina
T_4	Temperatura à entrada na turbina (máxima do ciclo)
\dot{W}	Potência mecânica
$T_3 - T_2$	Aquecimento do ar no regenerador (permutador interno)
$T_5 - T_3$	Diferença das temperaturas no lado quente do regenerador
$T_6 - T_2$	Diferença das temperaturas no lado frio do regenerador
$T_6 - T_9$	Diferença das temperaturas no lado quente do permutador de calor
T_7	Temperatura de escape ou saída dos gases
T_2	Temperatura após a compressão do ar
T_5	Temperatura à saída da turbina
T_6	Temperatura dos gases após arrefecimento no regenerador
$T_4 - T_3$	Aquecimento na câmara de combustão (fonte quente)

A análise realizada, baseia-se nas equações do modelo físico, descritas no Capítulo 2.1.3 deste documento. Usando valores dentro de limites físicos possíveis, são calculadas curvas que demonstram a variação de alguns dos parâmetros constantes na Tabela 3.

Temperatura à saída do compressor (T_2)

Analisando a Equação 2.6, pode dizer-se que o valor de T_2 é definido pelas variáveis r_c , η_{isc} e T_1 (temperatura ambiente). O seu valor, por comparação com T_5 , condiciona o potencial de utilização do regenerador pois, se T_2 for demasiado elevada, corre-se o risco de ser superior a T_5 .

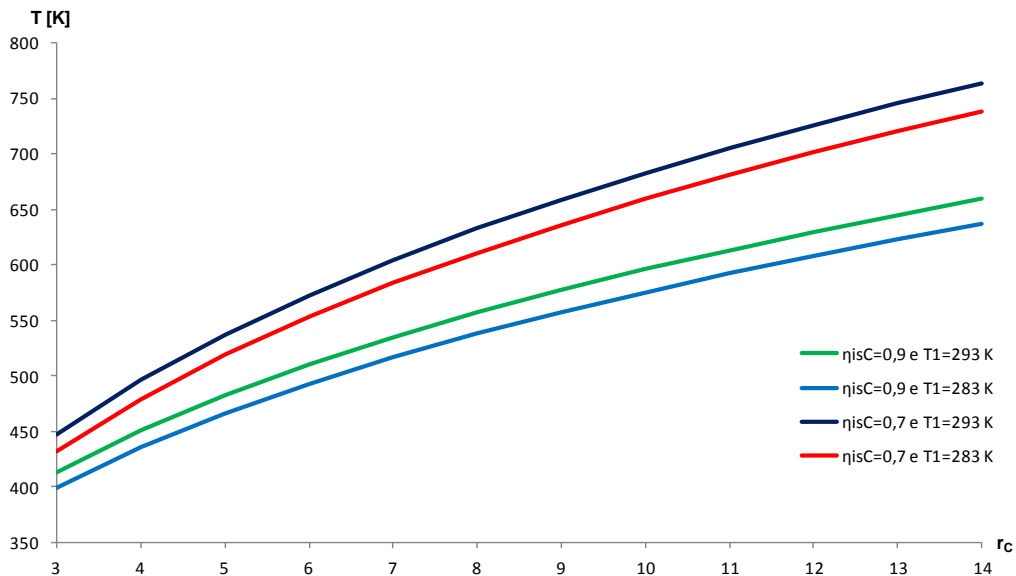


Figura 3.1 – Variação de T_2 com η_{isc} , T_1 e r_c .

Observando o gráfico da Figura 3.1 e respectiva legenda, pode concluir-se que η_{isc} e T_1 são importantes na definição da temperatura à saída do compressor, mas a razão de compressão (r_c), influencia sobremaneira este valor.

Temperatura à entrada da turbina (T_4)

Deste ponto da instalação em diante, considera-se que o fluido presente no sistema é uma mistura de gases, cuja composição mistura da combustão do ar ambiente (comprimido e aquecido) e com o gás natural. O valor de T_4 é muito importante para o funcionamento termodinâmico do sistema por ser a temperatura mais elevada em todo o sistema, mas também por ter influência directa no valor de T_5 (Equação 2.14). No entanto, devido às características mecânicas dos materiais da câmara de combustão e da turbina, essa temperatura deve ser limitada, como pode ser observado pela Figura 3.2:

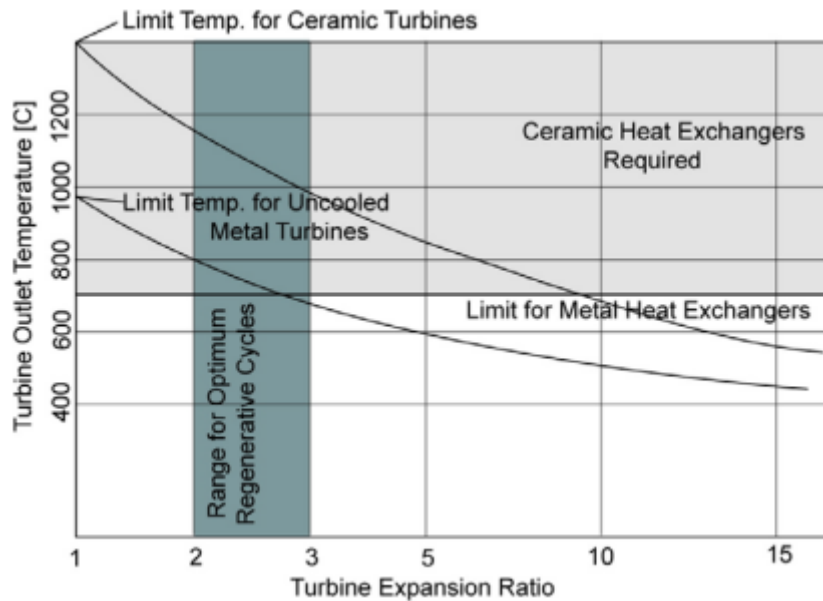


Figura 3.2 – Temperatura dos gases à entrada (T_4) e saída (T_3) da turbina em função da sua razão de expansão (Wilson, 2003)

Pela Figura 3.2, pode ver-se no eixo das ordenadas que existem limites máximos para a temperatura na turbina, ou seja, limites para T_4 . Os limites podem ser fixados entre os 1248 K (975 °C) e os 1573 K (1300 °C), definidos pelo ponto inicial das curvas inferior e superior da Figura 3.2, respectivamente (Wilson, 2003). Ao observarem-se os limites impostos anteriormente (Vieira, 2009) para T_4 , foi necessário fazer-se uma redução dos valores dos mesmos, mas também da sua amplitude.

Sabendo que o valor de T_3 é directamente proporcional ao valor de T_4 (Equação 2.14) e que estas temperaturas vão afectar a performance da turbina (η_{el}) e a eficácia do regenerador (ϵ_{Reg}), foi efectuado um estudo para se verificar a relação entre estas variáveis.

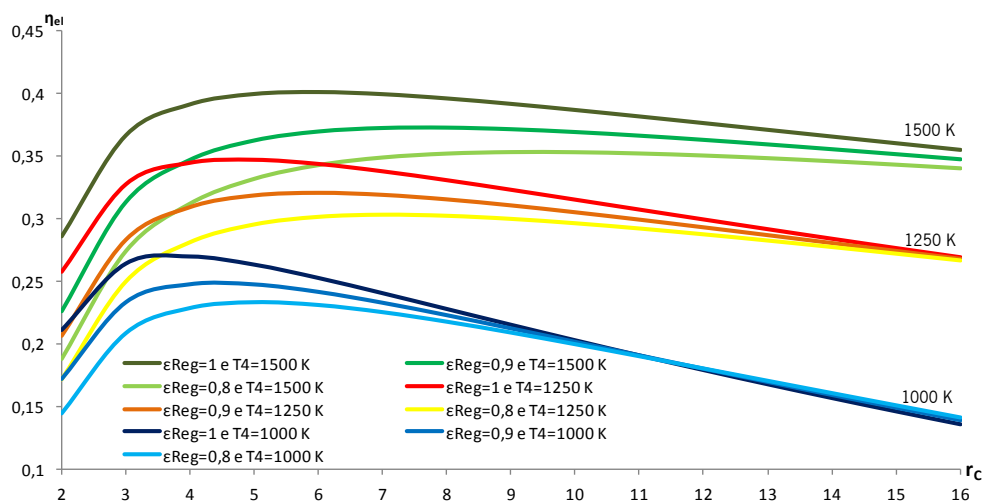


Figura 3.3 – Variação de η_{el} com r_c para diferentes ϵ_{Reg} e T_4

Pela análise da Figura 3.3, torna-se evidente que o rendimento eléctrico depende especialmente do valor de T_4 , apesar de também ser importante a eficácia do regenerador. É importante referir que, para as diferentes temperaturas testadas, verifica-se uma variação significativa, tanto da forma das curvas como do “ponto máximo” de η_{el} , sendo comprovado que, para se obterem rendimentos eléctricos mais elevados, a razão de compressão deve ser mais baixa.

Temperatura à saída da turbina (T_5)

Por representar a fase quente do fluido de aquecimento (gás) do permutador interno, a análise deste ponto é de grande relevância. Apesar de ser conveniente que o valor de T_5 seja elevado, de modo a aquecer o ar que entra no regenerador (T_2), não se podem considerar valores de T_4 exageradamente elevados, devido às limitações físicas dos materiais desse componente do sistema. Assim sendo, estudou-se a influência de T_4 com os novos limites, η_{isT} e de r_c na variação de T_5 :

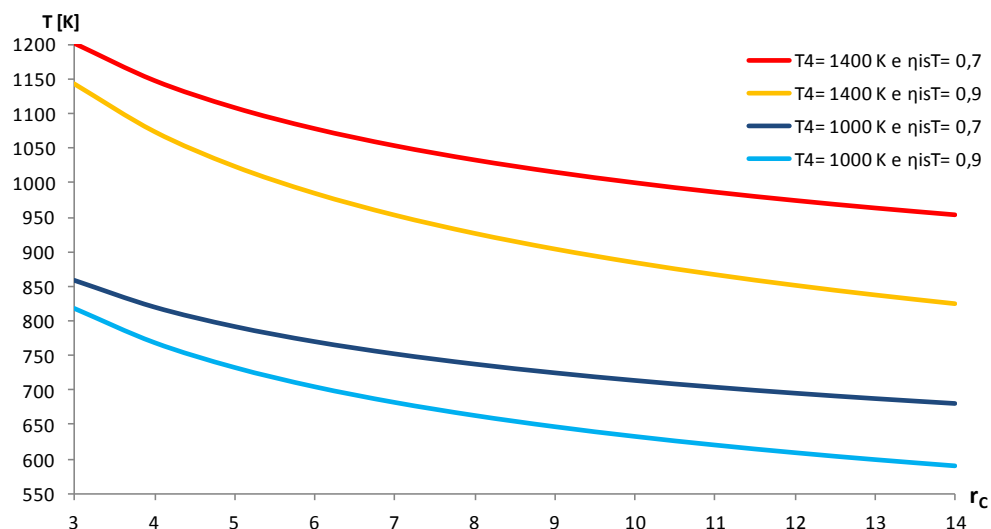


Figura 3.4 – Variação de T_5 com η_{isT} , T_4 e r_c

Os resultados da análise de T_5 apresentados na Figura 3.4, estão de acordo com as informações que podem ser extraídas da Figura 3.2, relativas à variação de T_5 com r_c . Em ambas se constata que, para um dado valor de T_4 , quanto maior for r_c , menor será o valor de T_5 .

Na Figura 3.2 é também observar-se os limites definidos por Wilson (2003) para T_5 , tendo em consideração os materiais do regenerador, em que o limite máximo da temperatura para a aplicação de permutadores de calor de metal é de 973 K (700 °C). Para temperaturas superiores, devem ser

usados permutadores de calor cerâmicos que, apesar de serem mais indicados para temperaturas mais elevadas, são também substancialmente mais caros (Wilson, 2003).

À semelhança do que sucede com T_{2a} , o valor de T_5 é muito influenciado pela razão de compressão mas também por T_4 e por η_{isT} . Isto pode ser verificado na Figura 3.5:

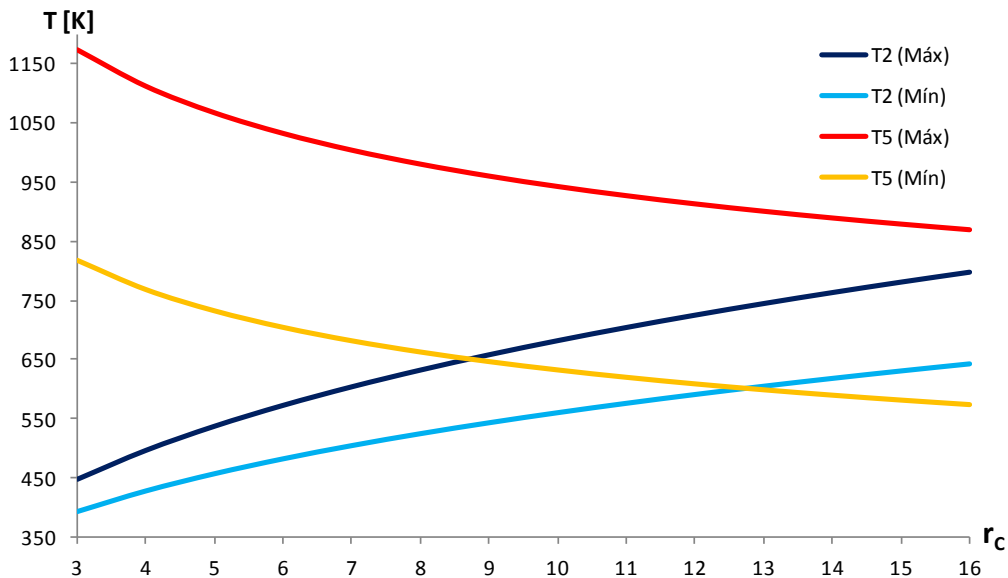


Figura 3.5 – Diferença entre as temperaturas máximas e mínimas nos pontos 2 e 5

Temperatura de pré-aquecimento do ar (T_3)

Este ponto, representa a temperatura do fluido (ar) depois de aquecido no permutador interno, o que depende, como pode ser deduzido através da Equação 2.25, do valor da eficácia do mesmo e da temperatura dos gases à saída da turbina (T_7). Por esta razão, deve considerar-se a possibilidade de T_3 atingir temperaturas bastante díspares.

O valor de T_3 é fundamental, para a definição do ponto óptimo de funcionamento do sistema em estudo. Isto porque, quanto mais elevado for o seu valor, menor será a necessidade de aquecer o ar na câmara de combustão, para ser atingida uma determinada temperatura. Da diminuição da necessidade de aquecimento, advém uma poupança em termos de despesas com combustível, uma vez que, a função objectivo do modelo implementado, inclui os gastos inerentes à compra de gás natural.

Assim sendo, foi aumentada a amplitude da temperatura neste ponto, em relação ao que acontecia nos trabalhos desenvolvidos anteriormente (Vieira, 2009), onde a gama de valores era mais limitada.

Aumento da temperatura do ar no regenerador ($T_3 - T_2$)

De acordo com a análise realizada e os novos limites de variação impostos nestes dois pontos, calcula-se o novo máximo e mínimo desta variável.

Tabela 4 – Limites da diferença entre T_3 e T_2 em Kelvin

T_3	T_2	$T_3 - T_2$
500	390	110
500	800	-300
1200	390	810
1200	800	400

Tendo em conta que o objectivo do regenerador é aquecer o ar comprimido (ponto 2), a diferença de temperaturas entre estes pontos deve ser sempre superior a zero.

Aquecimento do ar/gases na câmara de combustão ($T_4 - T_3$)

Para se determinar os limites desta variável, seguiu-se o processo aplicado para a $T_3 - T_2$. Assim, foram obtidos os seguintes valores:

Tabela 5 – Limites da diferença entre T_4 e T_3 (Kelvin)

T_4	T_3	$T_4 - T_3$
1000	500	500
1000	1200	-200
1400	500	900
1400	1200	200

Devido às restrições físicas impostas neste modelo, o valor deste parâmetro nunca pode ser negativo, daí a imposição de um limite mínimo de zero. O limite máximo é fixado em valores um pouco acima dos calculados para não se limitar o programa em demasia.

Diferença de temperaturas no lado quente do regenerador ($T_5 - T_3$)

Considerando a análise efectuada às temperaturas nestes pontos, podem calcular-se os limites máximo e mínimo deste parâmetro físico.

Tabela 6 – Limites da diferença entre T_5 e T_3 (Kelvin)

T_5	T_3	$T_5 - T_3$
550	500	50
550	1200	-650
1200	500	700
1200	1200	0

Deve ser tido em conta que existe a possibilidade de parâmetro atingir um valor nulo, o que representa uma situação em que o fluido quente do regenerador (gases) transfere todo o seu calor para o fluido frio (ar).

Potência mecânica (\dot{W})

A potência mecânica gerada pela instalação é dada pela Equação 2.15, sendo um factor importante no modelo em estudo pois, quanto maior a potência, maior a energia produzida e vendida à rede, ou seja, maior as receitas geradas. Deve ser tido em conta que, a potência eléctrica é também considerada neste modelo, sendo dada pela multiplicação de \dot{W} pelo rendimento do gerador (η_{ge}) imposto nos 93%.

Tendo em consideração a potência máxima admitida para uma unidade de pequena escala (150 kW), aumentou-se o limite máximo deste parâmetro.

Temperatura dos gases à saída do regenerador (T_6)

O valor deste parâmetro é importante no modelo em estudo pois, dele depende a quantidade de calor a transferir para a água que percorre o permutador de calor. Dessa necessidade de aquecimento, advém a imposição de o valor de T_6 ser, no mínimo, igual ao valor de T_g . Isto porque, caso tal não sucedesse, não faria sentido a utilização do permutador de calor. No entanto, como foi referido no Capítulo 2.1.5, existe uma temperatura mínima para que não ocorram fenómenos de condensação no permutador, sendo assim essa a temperatura mínima do ponto 7, uma vez que essa temperatura é inferior a T_g . O limite máximo de T_6 é mantido igual devido às necessidades térmicas de aquecimento do permutador.

Diferença de temperaturas no lado frio do permutador interno ($T_6 - T_2$)

Considerando a análise efectuada às temperaturas nestes pontos, podem calcular-se os limites máximo e mínimo deste parâmetro físico.

Tabela 7 – Limites da diferença entre T_6 e T_2 (Kelvin)

T_6	T_2	$T_6 - T_2$
363	390	-27
363	800	-437
1000	390	610
1000	800	200

Apesar de existir a possibilidade de esta variável atingir valores negativos, os valores de T_{σ} são muito díspares, tal como foi antes mencionado, facto que influencia a imposição de limites mais alargados para esta diferença de temperaturas ($T_6 - T_2$).

Diferença de temperaturas no lado quente do permutador de calor ($T_6 - T_9$)

De forma semelhante ao que foi realizado para outros parâmetros que representam diferenças de temperaturas, foram feitos os seguintes cálculos:

Tabela 8 – Limites da diferença entre T_6 e T_9 (Kelvin)

T_6	T_9	$T_6 - T_9$
363	353	10
1000	353	647

Pelo mesmo motivo referido na análise do parâmetro anterior para o valor de T_{σ} , o limite máximo desta diferença de temperaturas ($T_6 - T_9$) é fixado num valor superior, em relação ao valor calculado.

Razão de compressão (r_c)

Apesar de haver uma grande amplitude de valores de r_c neste modelo, alguns autores defendem que, em ciclos regenerativos como este, o seu valor não deve ser muito elevado para que a eficácia (ε)

do permutador interno (regenerador) possa atingir valores superiores a 90%, como pode ser visto na Figura 3.6:

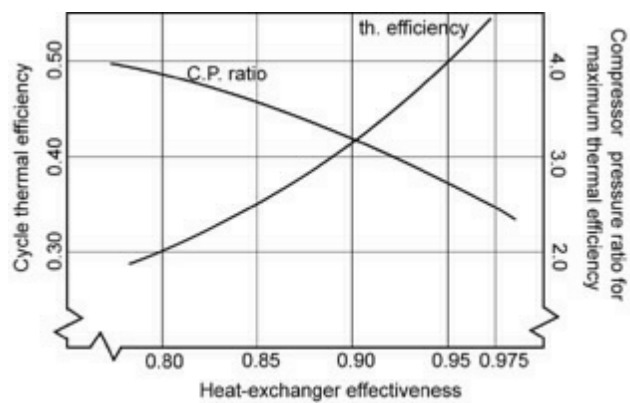


Figura 3.6 – Eficiência térmica global e razão de compressão de um ciclo regenerativo em função da eficácia do regenerador (Wilson, 2003)

Pela Figura 3.6 é possível concluir-se que, quanto maior for a eficácia do permutador interno, maior é a eficiência térmica global do sistema e menor deve ser o valor de r_c . Contudo, o autor não especifica a temperatura à entrada na turbina (T_d) usada para os cálculos (Wilson, 2003). Daí que, com base nos valores das variáveis apresentados na Tabela 9, foram desenhadas três curvas distintas, correspondentes a três valores diferentes de T_d (Figura 3.7).

Tabela 9 – Valores aplicados para a análise da variação de r_c

Variáveis	Valores
η_{isC}	82 %
η_{isT}	87 %

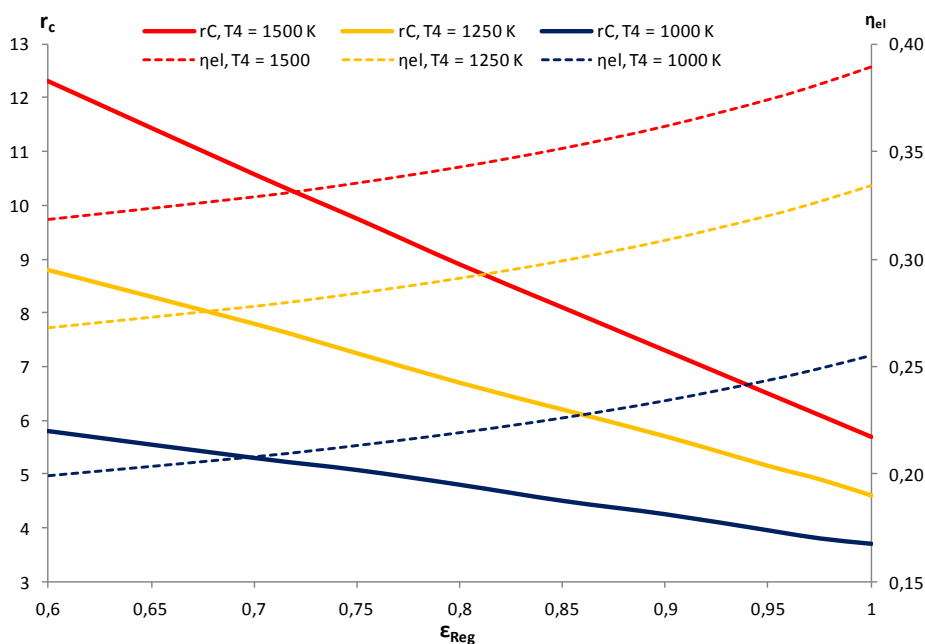


Figura 3.7 – Variação de r_c e de η_{ei} com ϵ_{Reg}

Os resultados obtidos demonstram a importância da eficácia do regenerador (ϵ_{reg}) no valor de r_c e de η_{ec} , realçando-se o facto de os seus valores mais elevados serem obtidos para razões de compressão mais baixas. No entanto, de modo a não se restringir em demasia o modelo de optimização numérica (método de Box), optou-se por diminuir ligeiramente o valor do limite máximo de r_c .

Temperatura de saída dos gases (T_3)

O limite mínimo desta variável é imposto pela restrição da temperatura mínima do permutador de calor (363 K). Como limite máximo desta variável é imposto um valor superior a T_g , de modo a serem supridas as necessidades de aquecimento.

De acordo com a análise descrita relativamente aos limites de todas as variáveis/parâmetros físicos do modelo, os seus novos valores são descritos na Tabela 7:

Tabela 10 – Valores dos limites das variáveis antes e após a análise

Variável	Limites	Pré-análise	Pós-análise	Diferença
r_c	Mínimo	3	3	0
	Máximo	16	14	-2
η_{ec}	Mínimo	0,7	0,7	0
	Máximo	0,9	0,9	0
T_3	Mínimo	700	500	-200
	Máximo	1100	1200	100
η_{est}	Mínimo	0,7	0,7	0
	Máximo	0,9	0,9	0
T_4	Mínimo	1100	1000	-100
	Máximo	1550	1400	-150
\dot{W}	Mínimo	0	50	50
	Máximo	100	150	50
$T_3 - T_2$	Mínimo	0	100	100
	Máximo	1000	800	-200
$T_5 - T_3$	Mínimo	0	0	0

	Máximo	1000	700	-300
$T_6 - T_2$	Mínimo	0	0	0
	Máximo	1000	800	-200
$T_6 - T_9$	Mínimo	0	10	200
	Máximo	1000	700	-200
T_7	Mínimo	363	363	0
	Máximo	1000	800	-200
T_2	Mínimo	0	390	390
	Máximo	1000	800	-200
T_5	Mínimo	0	550	550
	Máximo	1000	1200	200
T_6	Mínimo	0	363	363
	Máximo	1000	1000	0
$T_4 - T_3$	Mínimo	0	0	0
	Máximo	1000	1000	0

4. Desenvolvimento das equações de custo

As equações de custos do modelo actual, representam os custos de investimento nos componentes que dele fazem parte. Para uma análise mais acertiva dos custos e receitas geradas pelo modelo em estudo, definiu-se a Função Objectivo (FO), que consiste num conjunto de termos que podem ser divididas em dois grupos distintos: o grupo dos custos e o grupo das receitas decorrentes da operação do sistema em estudo. No primeiro grupo, encontram-se as equações relativas aos custos de investimento na instalação (componentes), os seus custos de manutenção e os custos com o combustível. No grupo de termos que representam as fontes de lucro do modelo tem-se: o retorno financeiro, gerado pela venda da energia eléctrica produzida à rede e os custos evitados por uma instalação deste tipo, em relação à aplicação de uma caldeira. Este último custo é considerado como uma poupança, uma vez que, não sendo instalada uma unidade de cogeração, teria de ser instalado outro sistema que suprisse as necessidades térmicas. Neste trabalho, a análise relativa aos custos da instalação do modelo, centrou-se apenas nos custos de investimento necessários para cada componente da mesma, ou seja, não foram incluídos os custos de montagem e licenciamento.

Inserido em ambiente MatLab, a solução óptima do modelo de cogeração em estudo é determinada através de um algoritmo de optimização numérico que tem em conta a parametrização das variáveis termodinâmicas (Capítulo 3) e económicas.

4.1. Obtenção das novas constantes de custos

Na adaptação do modelo CGAM (Valero, et al., 1994) a pequenos sistemas efectuada por M. F. Vieira, as constantes de custo do compressor (c_{11}), câmara de combustão (c_{21}) e da turbina (c_{31}) foram modificadas de forma a obter-se um valor “actualizado” das mesmas e na unidade monetária da europeia (Euro). Além disso, estas foram modificadas de modo a que os preços de cada componente deixassem de variar linearmente com a sua dimensão (i.e. caudais mássicos). Este autor assumiu o ciclo termodinâmico do modelo CGAM como referência e considerou as respectivas equações de custo para sistemas desde os 30 MW_{el} até aos 2 MW_{el}. Determinou assim um caudal mássico de ar de referência para os sistemas de 2 MW_{el} e neste ponto, “cruzou” as suas novas equações de custo com as do modelo CGAM, obtendo deste modo as necessárias constantes.

As restantes constantes de custo (regenerador – c_{41} – e permutador de calor – c_{51}) mantiveram-se iguais às que foram desenvolvidas em trabalhos anteriores (Silva, Teixeira, & Teixeira, 2003), apesar de se ter alterado o expoente aplicado à área destes componentes de 0,6 para 04 (Vieira, 2009),

No modelo actual, utilizando como referência uma micro-turbina comercializada na Europa pela Capstone® designada C65 (www.capstone.com, 2011), foram determinadas novas constantes de custos dos componentes, de acordo com o seguinte método:

- i) Através de dados fornecidos pela Capstone®, obteve-se a informação do custo total da turbina C65 da referida marca e da distribuição aproximada desse custo pelos vários componentes do sistema:

Tabela 11 – Custos relativos à turbina C65 da Capstone®

Componente	Custo relativo (%)	Custo relativo (€)
Compressor	23	16.100
Câmara de combustão	4	2800
Turbina	33	23.100
Regenerador	30	21.000
Permutador de calor	10	7.000
TOTAL	100	70.000

- ii) Com os dados termodinâmicos fornecidos pela marca e alguns valores estimados de variáveis que constam no modelo termo-económico em estudo, calculou-se analiticamente o valor das variáveis físicas que constam nas equações de custo dos componentes:

Tabela 12 – Parâmetros termodinâmicos da turbina de referência

Dados do fabricante	Valores estimados	Resultados dos cálculos
$\epsilon_{IPH} = 0,9$	$\eta_{isC} = 82 \%$	$T_2 = 458,7 \text{ K}$
$r_C = 4$	$\eta_{isT} = 87 \%$	$T_3 = 859,5 \text{ K}$
$m_a = m_{a(ref)} = 0,485 \text{ kg/s}$	$\eta_{cc} = 98 \%$	$T_5 = 904,0 \text{ K}$
$T_6 = 584 \text{ K}$	$\eta_{ge} = 93 \%$	$T_7 = 365,2 \text{ K}$
$\eta_{el} = 28 \%$		$\eta_{el} = 28,3 \%$
$W_{el} = 65 \text{ kW}$		$m_f = 0,0052 \text{ kg/s}$
$T_4 = 1173 \text{ K}$		$m_g = m_{g(ref)} = 0,4902 \text{ kg/s}$
$T_1 = 288 \text{ K}$		$W_{el} = 66,2 \text{ kW}$
		$T_6 = 563,7 \text{ K}$

- iii) Resolvendo as equações de custo de cada componente, em função da sua constante de custos, com os resultados obtidos, calcularam-se as novas constantes, apresentadas no Capítulo 4.2.

4.2. Análise das equações de custo

De modo a facilitar a análise do modelo em estudo, foram efectuadas comparações entre as equações de custo do mesmo e os modelos de CGAM adaptado (Vieira, 2009), de F. Palazzi (Palazzi, Marechal, Godat, & Favrat, 2004) e de A. M. Silva (Silva, Teixeira, & Teixeira, 2003).

Segundo análises realizadas a sistemas de cogeração semelhantes ao sistema em estudo, foi definido um custo de investimento nas instalações (componentes) entre os 1000 e os 1700 € (Kaikko & Backman, 2007).

4.2.1. Equação de custo do compressor

A partir da equação desenvolvida em trabalhos anteriores (Vieira, 2009), foi adoptada uma nova formulação da equação de custo do compressor:

$$C_C = c_{11} \times \frac{\dot{m}_{a,Ref} \times \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,Ref}}\right)^{exp} \times r_c \times \ln r_c}{c_{12} - \eta_c} \quad (4.1)$$

onde,

c_{11} – constante de custos do compressor (€/ (kg/s))

c_{12} – rendimento máximo do compressor (-)

$\dot{m}_{a,Ref}$ – caudal mássico de ar de referência (kg/s)

exp – expoente relativo ao factor de escala (-)

Para se comparar os resultados das diferentes metodologias de cálculo de custos do modelo actual, M. F. Vieira (Vieira, 2009) e de F. Palazzi (Palazzi, Marechal, Godat, & Favrat, 2004), foram analisados separadamente, os vários “factores” que compõem a Equação 4.1, a saber: o factor massa (F_m), o factor rendimento (F_η) e o factor pressão (F_p). Estes factores podem ser descritos pelas seguintes expressões:

$$F_{m,C} = \dot{m}_{a,Ref} \times \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,Ref}}\right)^{exp} \quad (4.2)$$

$$F_{\eta,C} = c_{12} - \eta_c \quad (4.3)$$

$$F_{p,c} = r_c \times \ln r_c \quad (4.4)$$

Da necessidade de utilização de um factor de escala no modelo actual, resultou a utilização de um expoente (exp) de 0,8 também utilizado no modelo de M. F. Vieira (Vieira, 2009). Ao contrário do que foi efectuado por este Autor, no modelo actual, utilizou-se um $\dot{m}_{a,Ref}$ com o valor de 0,485 kg/s que representa o caudal mássico da turbina C65 da Capstone® (Capítulo 4.1) (www.capstone.com, 2011).

No factor de pressão referente ao modelo de F. Palazzi, ao invés de ser feita a multiplicação da razão de compressão “real” (r_c) pelo seu logaritmo neperiano, é usada uma razão de compressão de referência ($r_{c,Ref}$) de 15, a multiplicar por r_c .

De acordo com os diferentes métodos, foram usados os seguintes dados para o cálculo dos vários factores:

Tabela 13 – Dados para análise de factores da equação de custo do compressor

	M. F. Vieira	F. Palazzi	Actual
$\dot{m}_{a,Ref}$	6,66	515	0,485
exp	0,8	0,7	0,8
c₁₁	44,3 (€/ (kg/s))	39,5 (\$/(kg/s))	598,64 (€/ (kg/s))
c₁₂	0,9	0,95	0,9
r_{c,Ref}	—	15	—

As figuras seguintes, demonstram as diferenças existentes entre os factores dos vários modelos:

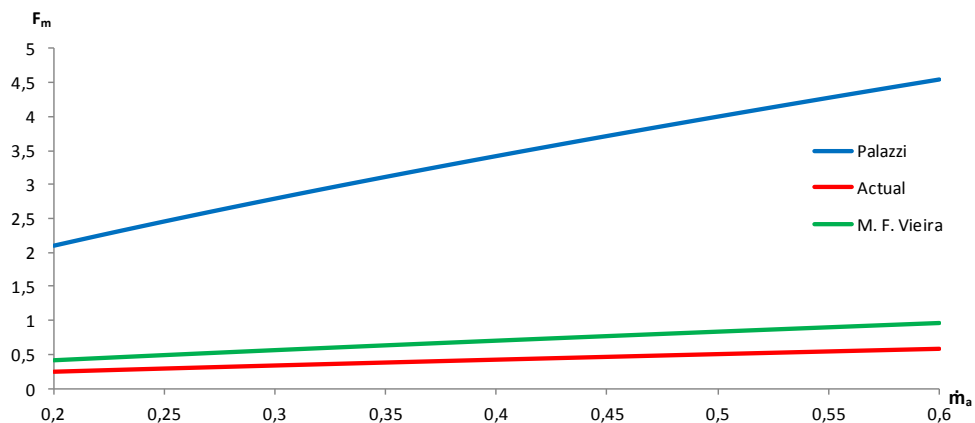


Figura 4.1 – Variação do factor de massa (F_m) do compressor com o caudal mássico de ar

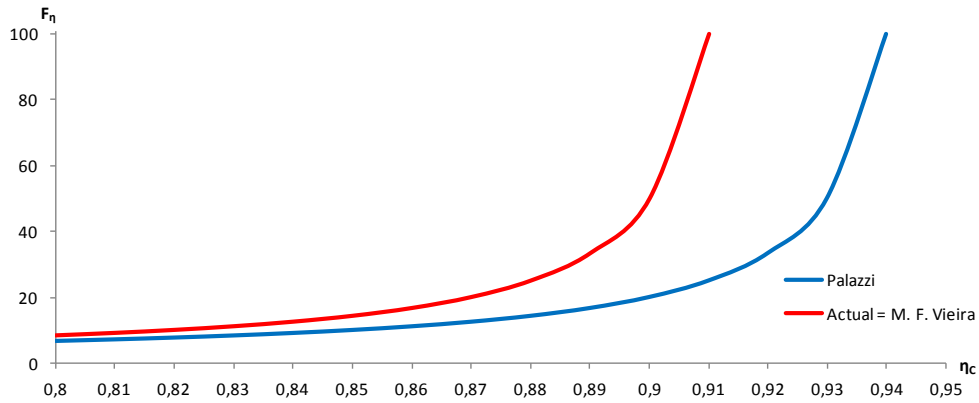


Figura 4.2 – Variação do factor de rendimento (F_η) do compressor com o rendimento do compressor

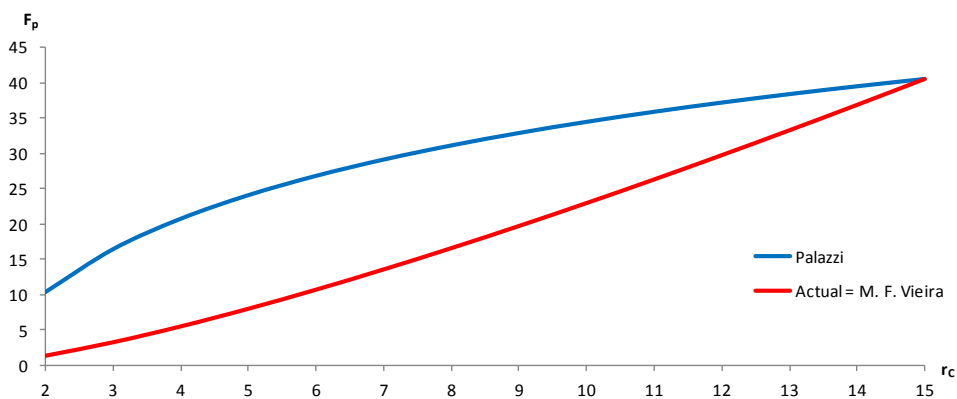


Figura 4.3 – Variação do factor de pressão (F_p) do compressor com a razão de compressão

Pela análise da Figura 4.1, constata-se que os factores de massa dos modelos actual e de M. F. Vieira são bastante diferentes do modelo de F. Palazzi. Esta disparidade dos resultados deve-se ao facto de este último, ter um valor de $\dot{m}_{a,ref}$ muito superior aos outros dois, apesar de o seu expoente ser inferior. O facto de o valor de F_m do modelo actual ser menor que o do modelo de M. F. Vieira é explicado, pela diferença substancial entre os valores dos caudais mássicos de ar de referência correspondentes.

Pela variação de F_η (Figura 4.2), observa-se que o modelo de F. Palazzi admite rendimentos do compressor mais elevados e com um menor “peso” no custo deste componente da instalação. No entanto, o valor de c_{12} do respectivo modelo é demasiado elevado quando comparado com os valores reais, sendo mais apropriado o valor usado nos outros modelos.

A Figura 4.3 demonstra que, a variação dos modelos actual e M. F. Vieira é quase directamente proporcional à r_c , o que não acontece com o outro modelo.

Considerando os três factores envolvidos, pode concluir-se que, em termos de “peso” no custo do compressor, o maior será F_η (para rendimentos muito elevados), depois F_p (para baixas pressões) e finalmente F_m .

4.2.2. Equação de custo da câmara de combustão

O custo da câmara de combustão é calculado através da seguinte expressão:

$$C_{CC} = c_{21} \times \frac{\dot{m}_{a,Ref} \times \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,Ref}} \right)^{exp} \times (1 + e^{(c_{23} \times (T_4 - c_{24}))})}{c_{22} - P_4/P_3} \quad (4.5)$$

onde,

c_{21} – constante de custos da câmara de combustão (€/ (kg/s))

c_{22} – perda de pressão máxima na câmara de combustão (-)

c_{23} – constante adimensional da câmara de combustão (-)

c_{24} – temperatura limite da câmara de combustão (K)

Na equação deste componente podem ser considerados, para efeitos comparativos, os factores de massa (F_m), de pressão (F_p) e de temperatura (F_t):

$$F_{m,CC} = \dot{m}_{a,Ref} \times \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,Ref}} \right)^{exp} \quad (4.6)$$

$$F_{p,CC} = c_{22} - P_3/P_4 \quad (4.7)$$

$$F_{t,CC} = 1 + e^{(c_{23} \times (T_4 - c_{24}))} \quad (4.8)$$

De acordo com os diferentes métodos, foram usados os dados constantes na Tabela 14:

Tabela 14 – Dados para análise de factores da equação de custo da câmara de combustão

	M. F. Vieira	F. Palazzi	Actual
$\dot{m}_{a,Ref}$	6,66	\dot{m}_a	0,485
exp	0,8	1	0,8
c_{21}	28,7 (€/ (kg/s))	11816,2 (\$/(kg/s))	236,4 (€/ (kg/s))
c_{22}	0,995	–	0,995
c_{23}	0,018	0,0954	0,009
c_{24}	1466,67	1883,75	1430

A variação dos três factores que compõem a equação de custo deste componente, é observável pelas seguintes figuras:

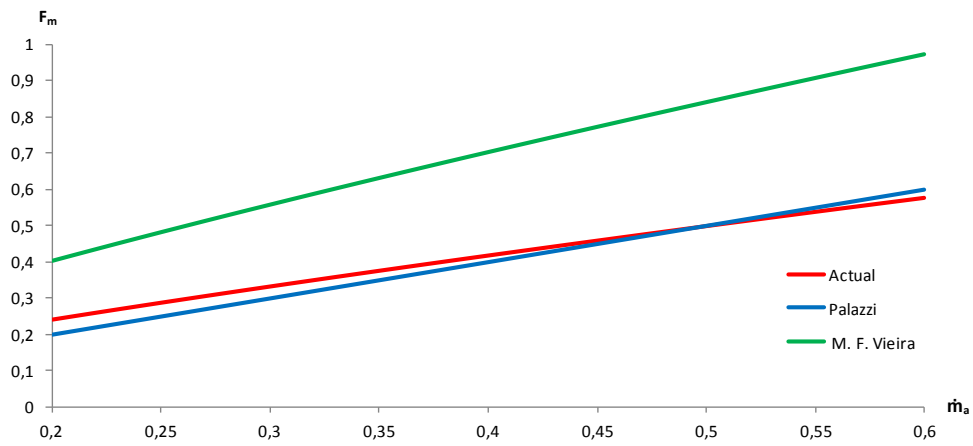


Figura 4.4 – Variação do factor de massa (F_m) da câmara de combustão com o caudal mássico de ar

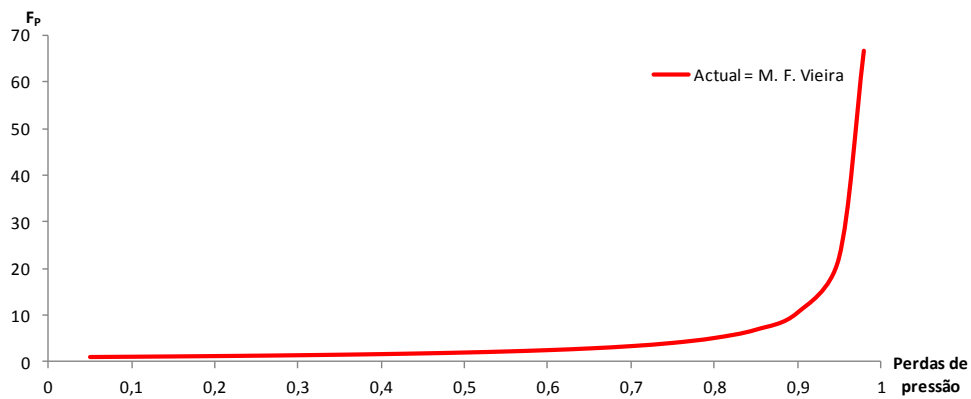


Figura 4.5 – Variação do factor de pressão (F_p) da câmara de combustão com as perdas de pressão na mesma

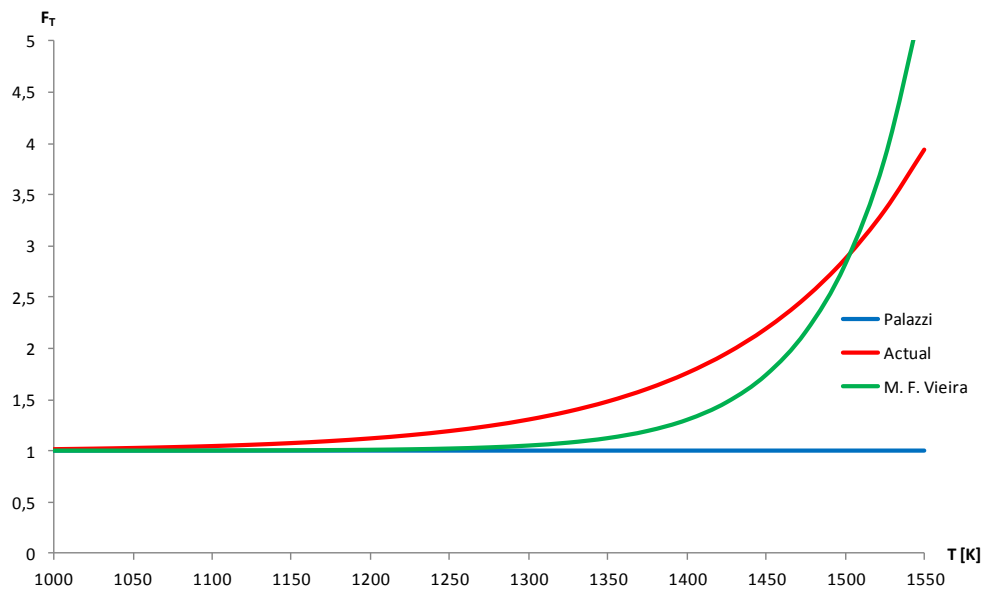


Figura 4.6 – Variação do factor de temperatura (F_T) da câmara de combustão com T ,

Observando a variação de F_m da câmara de combustão (Figura 4.4), denota-se uma diferença significativa entre os valores obtidos através do modelo de M. F. Vieira e os outros dois. É importante também referir que, a alteração efectuada no modelo actual, permite-lhe fazer variar F_m de forma exponencial e não quase proporcional, como acontece nos modelos de F. Palazzi e de M. F. Vieira.

A Figura 4.5, demonstra que as perdas de pressão na câmara de combustão só têm um impacto significativo no custo da mesma, se forem da ordem dos 50% (0,5).

O F_i do modelo actual (Figura 4.6) foi desenvolvido com base nos modelos de F. Palazzi e CGAM. O modelo de F. Palazzi, tem um valor de c_{24} demasiado alto, o que faz com que o “efeito” deste factor na equação de custo da câmara de combustão, só tenha consequência para temperaturas muito elevadas (1873 K). Já o modelo CGAM, por ter um valor demasiado baixo de c_{23} , provoca um aumento demasiado abrupto para valores de T_4 próximos de c_{24} . Para corrigir estas falhas dos modelos, determinaram-se as constantes c_{23} e c_{24} do modelo actual, de modo a obter-se uma variação de F_i mais realista, isto é, um aumento mais progressivo do factor até serem atingidas temperaturas de valor aproximadamente igual a c_{24} , em que o aumento se torna mais abrupto.

Dos três factores presentes na equação de custo deste componente, o mais preponderante é o F_p (para perdas de pressão elevadas), seguido do F_i e depois do F_m . No entanto, o facto de a constante c_{21}

do modelo de F. Palazzi ser muito superior à dos outros dois modelos, faz com que o custo da câmara de combustão do mesmo, seja demasiado elevado.

4.2.3. Equação de custo da turbina

O cálculo do custo da turbina é feito através da seguinte equação:

$$C_T = c_{31} \times \frac{\dot{m}_{g,Ref} \times \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{g,Ref}}\right)^{exp} \times (1 + e^{(c_{33} \times (T_4 - c_{34}))})}{c_{32} - \eta_T} \times \ln r_T \quad (4.9)$$

onde,

c_{31} – constante de custos da turbina (€/ (kg/s))

c_{32} – rendimento máximo da turbina (-)

c_{33} – constante adimensional da turbina (-)

c_{34} – temperatura limite da turbina (K)

$\dot{m}_{g,Ref}$ – caudal mássico de gás de referência (kg/s)

r_T – razão de expansão da turbina (-)

Tal como foi referido no Capítulo 4.2.1, aplicou-se no modelo actual um $\dot{m}_{g,Ref}$ de 0,4902 kg/s obtido através dos dados recolhidos para a turbina C65 (www.capstone.com, 2011).

Para o estudo desta equação, são considerados os factores de massa (F_m), de pressão (F_p) e de temperatura (F_t) e de rendimento (F_η):

$$F_{m,T} = \dot{m}_{g,Ref} \times \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{g,Ref}}\right)^{exp} \quad (4.10)$$

$$F_{p,T} = \ln r_T \quad (4.11)$$

$$F_{t,T} = 1 + e^{(c_{33} \times (T_4 - c_{34}))} \quad (4.12)$$

$$F_{\eta,T} = c_{32} - \eta_T \quad (4.13)$$

Na Tabela 15 são indicados os dados relativos aos três modelos:

Tabela 15 – Dados para análise de factores da equação de custo da turbina

	M. F. Vieira	F. Palazzi	Actual
$\dot{m}_{g,Ref}$	6,74	6,73	0,4902
exp	0,8	0,7	0,8
c_{31}	298,4 (€/ (kg/s))	266,3 (\$/(kg/s))	1737,86 (€/ (kg/s))
c_{32}	0,92	0,94	0,92
c_{33}	0,036	0,025	0,0079
c_{34}	1511,11	1570	1465

A variação dos factores que fazem parte da equação de custo deste componente, pode ser vista nas figuras seguintes:

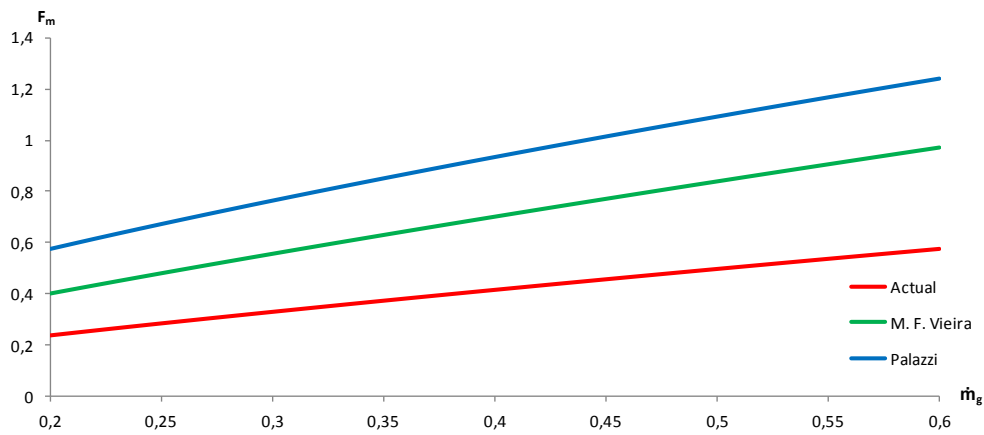


Figura 4.7 – Variação do factor de massa (F_m) da turbina com \dot{m}_g

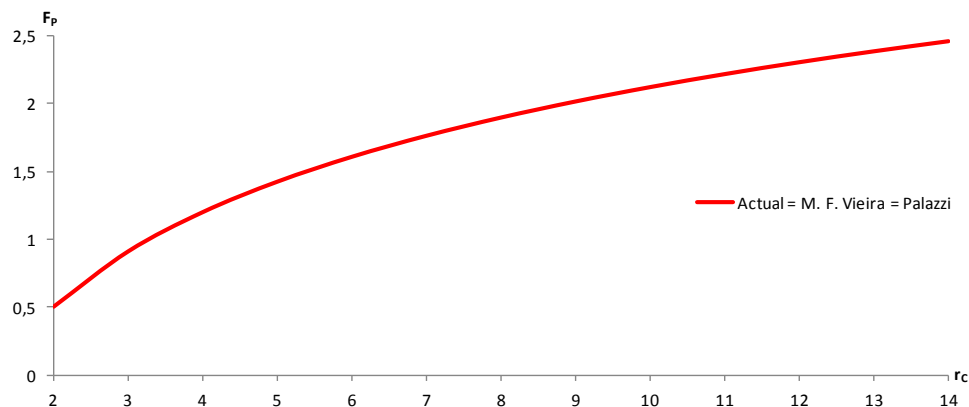


Figura 4.8 – Variação do factor de pressão (F_p) da turbina com r_c

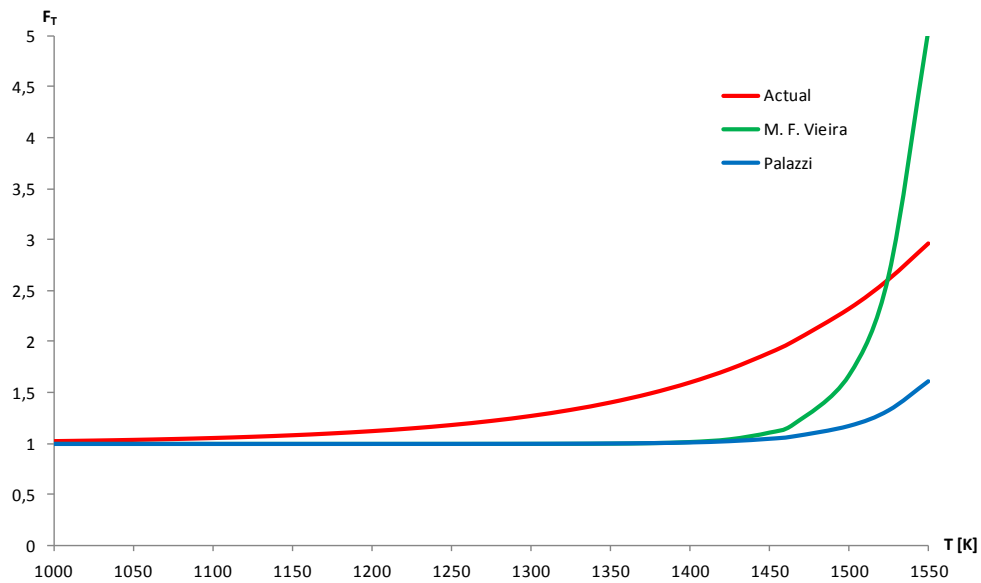


Figura 4.9 – Variação do factor de temperatura (F_T) da turbina com T ,

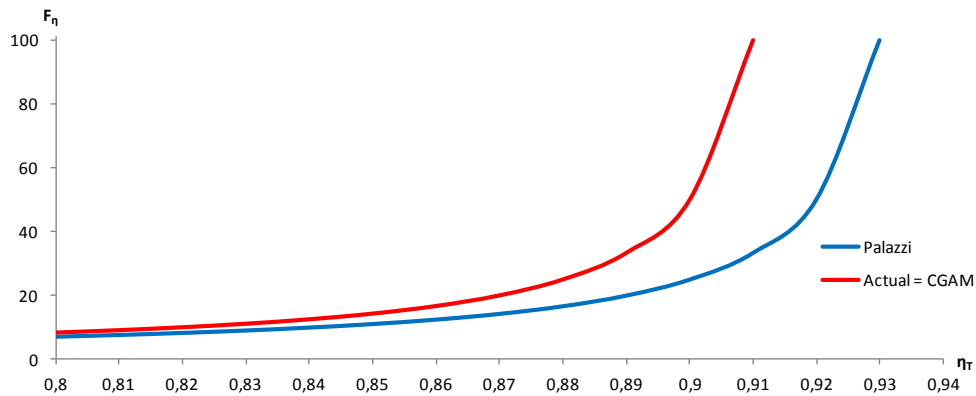


Figura 4.10 – Variação do factor de rendimento (F_η) da turbina com η_T ,

A diferença entre o F_m dos três modelos (Figura 4.7) tem alguma significância e resulta da disparidade entre os valores dos caudais mássicos de gás de referência ($\dot{m}_{g,ref}$), assim como dos expoentes aplicados nos modelos. Contudo, a forma da variação deste factor é igual para os três modelos sendo, de certa forma, proporcional a \dot{m}_g . Tal como sucede com o F_m do compressor, este factor da turbina no modelo actual, tem uma menor relevância no custo da mesma, em relação ao modelo de M. F. Vieira (Vieira, 2009). Isto deve-se ao facto de a turbina do modelo actual ser de menores dimensões, requerendo por isso, caudais inferiores áqueles que eram obtidos no modelo anterior.

Pela análise da Figura 4.8, observa-se que o impacto de F_p da turbina no seu custo tem uma evolução exponencial. No entanto, o seu aumento é tanto maior quanto mais elevada for a r_c .

O método usado na determinação das novas constantes da equação de custo da turbina (c_{33} e c_{3d}) do modelo actual, foi semelhante ao aplicado para as constantes (c_{23} e c_{2d}) da câmara de combustão. Para este componente, considerou-se uma redução da temperatura limite da turbina (c_{3d}) de modo que, assim que forem atingidos valores superiores ao definido (1465 K), o aumento de F_t (Figura 4.9) seja mais acentuado. A redução do valor de c_{33} em relação aos modelos de F. Palazzi e CGAM, deve-se à necessidade deste factor ter um impacto maior no custo da turbina, a temperaturas mais baixas (877 °C \approx 1150 K).

De forma semelhante ao que acontece na variação de F_p do compressor, o factor de pressão da turbina também depende sobremaneira do rendimento máximo imposto para este componente (c_{32}). Tal como no caso do compressor, o modelo de F. Palazzi sugere um valor demasiado elevado para este rendimento, sendo mais correcta a aplicação do valor constante no modelo actual.

Fazendo uma avaliação global das variações dos factores envolvidos na equação de custo da turbina, pode concluir-se que estes se podem ordenar por importância no custo do componente, da seguinte forma: F_η (para altos rendimentos), F_n , F_p e finalmente F_m .

4.2.4. Equação de custo do regenerador

A equação de custo do regenerador é expressa da seguinte forma:

$$C_{Reg} = c_{41} \times A_{Reg}^{exp} \times (1 + e^{(c_{42} \times (T_5 - c_{43}))}) \quad (4.15)$$

onde,

c_{41} – constante de custos do regenerador (€/mm²)

c_{42} – constante adimensional do regenerador (-)

c_{43} – temperatura limite do regenerador (K)

Como foi referido no Capítulo 1.7, a adaptação desta equação a partir do modelo CGAM foi inicialmente feita para uma instalação de 5 MW (Silva, Teixeira, & Teixeira, 2003), para um permutador de calor ar/água. A partir da mesma, modificou-se o expoente de A_{reg} para 0,4 (Vieira, 2009), devido ao factor de escala que a instalação requeria.

Para uma análise mais pormenorizada, da importância dos vários aspectos a ter em conta na equação de custo do regenerador, são considerados os factores de área (F_a) e de temperatura (F_t):

$$F_{A,Reg} = A_{Reg}^{exp} \quad (4.16)$$

$$F_{t,Reg} = 1 + e^{(c_{42} \times (T_5 - c_{43}))} \quad (4.17)$$

Na Tabela 16 são indicados os dados relativos ao modelo actual e de A.M. Silva:

Tabela 16 – Dados para análise de factores da equação de custo do regenerador

	M. F. Vieira	Actual	
exp	0,4	0,4	
c₄₁	10681	2710,52	
c₄₂	—	0,018	
c₄₃	—	1030	

Antes de se abordar as variações de F_a e F_t deste componente, deve ser realçado o valor de c_{41} do modelo de A. M. Silva, uma vez que este é muito elevado, relativamente a todas as outras constantes de custos dos outros componentes. Este valor influencia sobremaneira o custo que exagerado deste componente da instalação, como se verá adiante com mais detalhe. No entanto, é necessário ter em consideração, que este componente é um permutador de calor ar-ar e que, por essa razão, necessita de uma área de transferência superior à de um permutador de calor ar/água.

Os factores que integram a equação de custo do regenerador têm uma variação que pode ser observada através das Figuras 4.11 e 4.12:

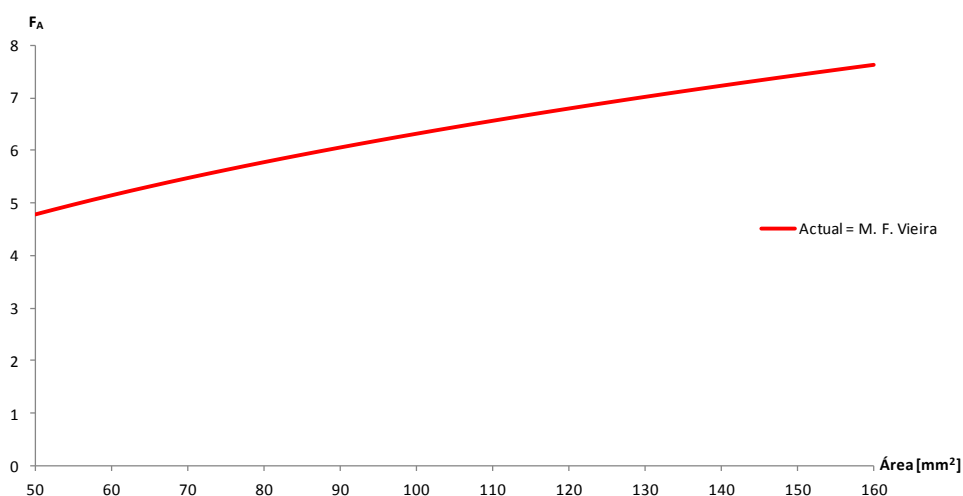


Figura 4.11 – Variação do factor de área (F_A) do regenerador com a sua área

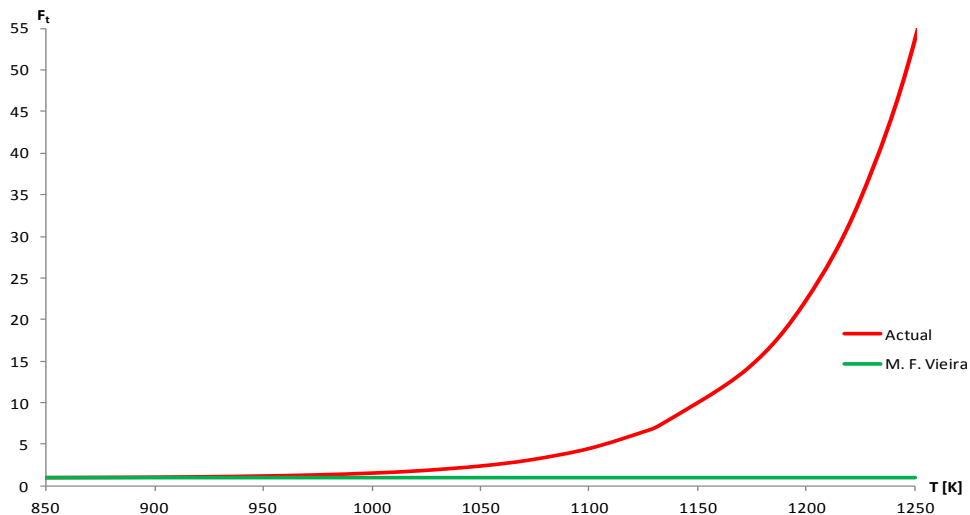


Figura 4.12 – Variação do factor de temperatura (F_t) do regenerador com T_s

Pela Figura 4.11, observa-se que F_A varia proporcionalmente com a área. No entanto, o expoente aplicado neste factor, tem como objectivo evitar uma proporcionalidade directa entre o valor da área do regenerador (A_{reg}) e o seu custo. Essa área, está directamente relacionada com a quantidade de matéria-prima que é usada para a construção do mesmo, ou seja, quanto maior for a área, maior será a quantidade de material necessária, assim como os custos associados ao componente. Mesmo considerando esse aumento, este deve ser menos acentuado (modelo actual), de modo a introduzir-se F_n com a sua respectiva importância na equação de custo.

O termo F_t deste componente (Figura 4.12), introduzido no modelo actual, foi baseado na formulação dos factores de temperatura dos outros componentes. No caso do regenerador, este factor foi introduzido no modelo actual, devido à ligação directa que este tem com o tipo de materiais usados nos permutadores internos, dado que os valores de T_s são significativamente elevados. A diferença de preço e propriedades entre vários tipos de permutadores pode ser vista na Figura 4.13:

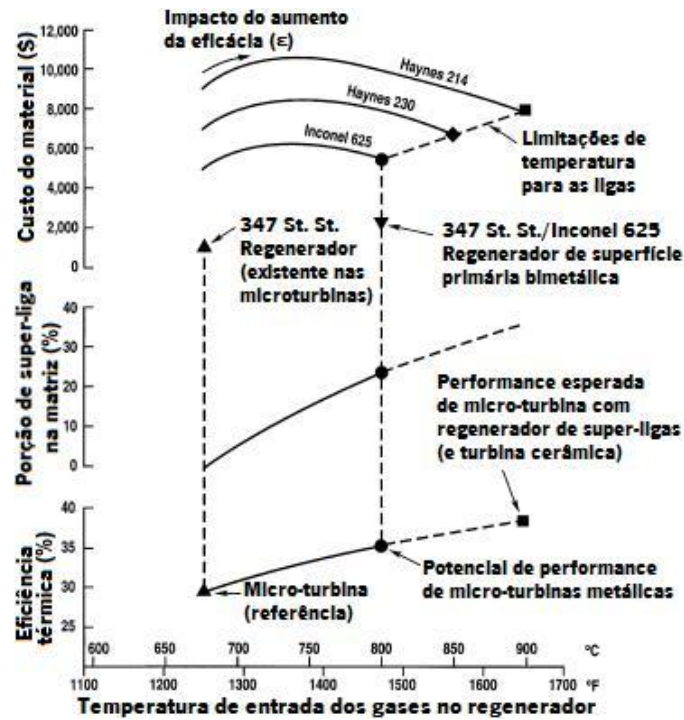


Figura 4.13 – Variação do custo dos materiais de um regenerador com T_5 (McDonald, 2003)

Pela Figura 4.13, podem ser extraídas as seguintes informações relativas ao custo de permutadores internos:

Tabela 17 – Comparação dos custos de diferentes aços para aplicação em regeneradores de acordo com T_5

Aço	Custo (\$)	Temperatura (°C)	Temperatura (K)
347 St. St.	1000	675	948
347 St. St. / Inconel 625	2000	800	1073
Inconel 625	5500	800	1073
Haynes 230	6500	860	1133
Haynes 214	8000	900	1173

Com base na diferença de preços e temperaturas entre os vários tipos de aço, foram determinadas as constantes c_{42} e c_{43} para que a variação de F_i fosse o mais semelhante possível em relação aos dados recolhidos.

A adição do factor de temperatura à equação de custo do regenerador, em relação a trabalhos anteriores (Vieira, 2009), permite introduzir uma “limitação” das temperaturas dos gases à saída da turbina (T_5). Com isto, consegue dar-se uma importância semelhante aos dois factores presentes na Equação 4.15.

4.2.5. Equação de custo do permutador de calor

Tal como na equação de custo do regenerador, a expressão que define o cálculo do custo do permutador de calor, foi adoptada a partir do modelo de A. M. Silva:

$$C_{Perm} = c_{51} \times A_{Perm}^{exp} \quad (4.18)$$

onde,

c_{51} – constante de custos do permutador de calor (€/mm²)

Este componente da instalação apenas tem um factor de área (F_A) na sua equação de custo:

$$F_{A,Perm} = A_{Perm}^{exp} \quad (4.19)$$

Os valores da constante de custos e factor de escala do permutador de calor, constam na tabela seguinte:

Tabela 18 – Dados para análise de factores da equação de custo do permutador de calor

	A. M. Silva	M. F. Vieira	Actual
exp	0,6	0,4	0,4
c₄₁	2821	8723	2913,89

Na figura seguinte é demonstrada a diferença da variação de F_A nos três modelos:

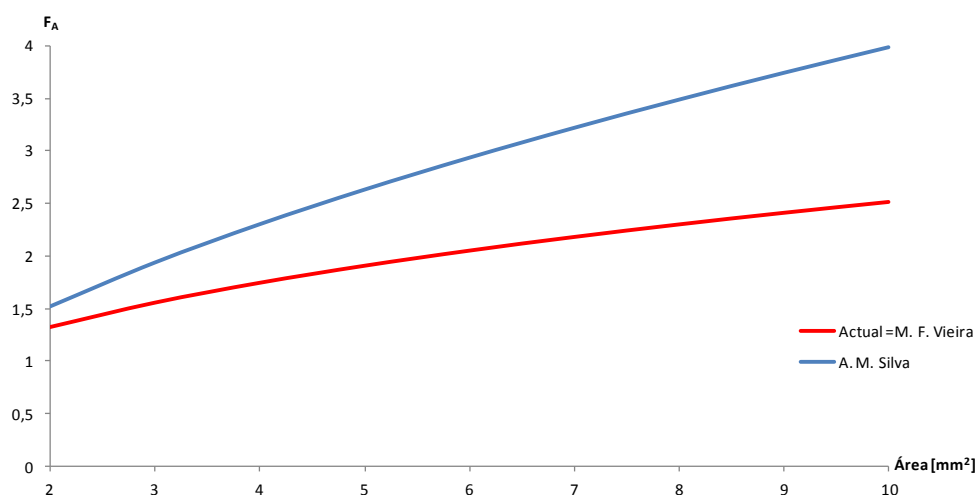


Figura 4.14 – Variação do factor de área (F_A) do permutador de calor com a sua área

A variação de F_A do permutador de calor é idêntica à representada anteriormente na Figura 4.11. Contudo a diferença entre as equações de custo deste componente e do regenerador, está no valor de c_{d1} e do expoente aplicado que, como se pode verificar na Figura 4.14, no caso do modelo de A. M. Silva, por este ser superior, aumenta consideravelmente o valor de F_A .

5. Curvas de duração de potência ou carga térmica

Diferentemente dos perfis de utilização (Capítulo 1.6), os perfis térmicos ou curvas de duração de potência térmica relacionam as necessidades (cargas) térmicas de um edifício com as horas de funcionamento da instalação em causa, ou seja, estabelecem a ligação entre a potência de aquecimento e o número anual de horas de trabalho de uma unidade de produção de calor. Assim, esta relação potência-horas, resulta na quantidade de energia necessária para o aquecimento de um edifício.

Com a introdução dos perfis térmicos no modelo, torna-se possível um cálculo concreto e realista das necessidades térmicas de aquecimento de um edifício, assim como o número de horas de funcionamento da instalação. Este último aspecto é muito importante no contexto económico do modelo, uma vez que, quanto maior for o período de funcionamento da instalação, maior é a receita gerada pela mesma através da venda de electricidade à rede.

5.1. Carga térmica de aquecimento

De modo a determinar-se a carga térmica de aquecimento de um edifício, torna-se indispensável o cálculo das necessidades específicas de aquecimento específicas de Inverno de uma fracção autónoma (N_i). Este parâmetro quantifica o calor útil necessário, por cada metro quadrado, para manter uma temperatura de 20 °C num edifício durante o Inverno. Este parâmetro, consta no Regulamento das Características do Comportamento Térmico em Edifícios (RCCTE) (Decreto-Lei 80, 2006), sendo usado para a certificação energética e correspondendo ao limite máximo para novos edifícios. No trabalho presente, é assim assumido que N_i será uma estimativa razoável para a média dos edifícios existentes que a seguir será designado como edifício padrão. Neste modelo, foram aplicados os dados meteorológicos relativos à zona da cidade do Porto (U.S. Department of Energy, 2011).

Para a obtenção da curva da carga térmica de um edifício padrão, foram estabelecidos os seguintes passos:

- i. A fórmula de cálculo das necessidades de aquecimento (N_i) é determinada pelo factor de forma da fracção em análise (FF) e pelos Graus-Dia de aquecimento (GD) do clima local. Considerando que um edifício habitacional (prédio) tem um factor de forma médio igual à unidade, a fórmula a usar é:

$$N_i = 4,5 + (0,021 + 0,037 \times FF) \times GD \quad [kWh/m^2] \quad (5.1)$$

- ii. Tendo em consideração a localização escolhida (Porto), os Graus Dia de aquecimento (GD) que lhe correspondem são 1610 (°C.dia), tendo em conta uma duração da estação de aquecimento (Inverno) de 6,7 meses (Decreto-Lei 80, 2006).
- iii. Calcula-se assim, o valor de N_i , em kWh/m² e por Inverno. De notar que o Inverno corresponde ao período referido no passo anterior.
- iv. Multiplicando os GD pelas 24 horas de um dia, obtém-se os Graus Hora (GH):
- $$GH = GD \times 24 \quad [^{\circ}\text{C. hora}] \quad (5.2)$$
- v. Pela divisão de N_i por GH, obtém-se o que se pode designar de coeficiente global líquido de perdas (U') da fracção em análise:
- $$U' = \frac{N_i}{GH} \quad [\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})] \quad (5.3)$$
- vi. Com base nos dados meteorológicos recolhidos (ver Anexo A) (U.S. Department of Energy, 2011), relativos às temperaturas ambiente hora-a-hora do dia médio de cada mês do ano para a cidade do Porto ($T_{\text{méd}}$) e respeitando o RCCTE, no que diz respeito à temperatura do ar de referência para a existência conforto térmico ($T_{\text{ref}} = 20^{\circ}\text{C}$), calcula-se a diferença entre as duas temperaturas:
- $$\Delta T_{\text{ref}} = T_{\text{ref}} - T_{\text{méd}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.4)$$
- É importante referir que, para efeitos de cálculo das horas de aquecimento necessárias, todos os valores negativos da de ΔT_{ref} ficaram com o valor nulo, uma vez que, esses casos representam os momentos em que a temperatura ambiente excede a T_{ref} e como tal, não é necessário haver aquecimento.
- vii. Segundo o RCCTE, a estação de aquecimento tem uma duração de 6,7 meses. Como tal, apenas podem ser considerados, para efeitos de cálculo da curva de carga térmica de aquecimento, os valores correspondentes a esse período de tempo. Naturalmente, os meses com menores temperaturas são: Janeiro, Fevereiro, Março, Abril, Novembro e Dezembro (6 meses). Para se determinar o período restante de aquecimento (0,7 meses), observou-se que os meses de Outubro e Maio tinham as menores temperaturas médias diárias (ver Anexo A). Dado que os valores de Maio são, em média, inferiores aos de Outubro, as temperaturas médias hora-a-hora de Maio e Outubro, foram multiplicados por 0,4 e 0,3 respectivamente, de modo a perfazerem-se os 0,7 meses em falta.
- viii. Multiplicando os diversos valores de ΔT_{ref} por U' (ponto v), obtém-se os valores da potência de aquecimento necessária por unidade de área (Q):

$$Q' = U' \times \Delta T_{ref} \quad [\text{kW}/(\text{m}^2)] \quad (5.5)$$

- ix. Para se obter ter uma correcta distribuição dos valores de Q' em função do número de horas de um ano (365 dias x 24 horas = 8760 horas), dividiu-se esse valor pela quantidade de casos constantes no Anexo A (24 horas x 12 meses = 288 casos). Assim, a distribuição dos resultados para a determinação da curva de carga térmica, foi feita numa base de aproximadamente 30,42 horas (8760/288 = 30,42).
- x. Ordenando por ordem decrescente os valores de Q' , é obtida a curva de carga térmica de aquecimento de uma fracção/edifício por unidade de área, como demonstra a Figura 5.1:

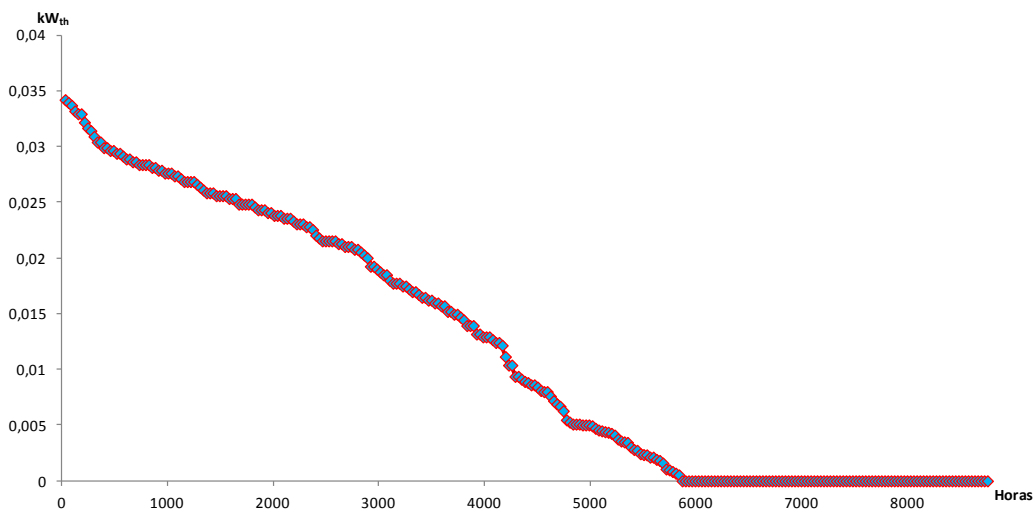


Figura 5.1 – Curva da carga térmica de aquecimento por unidade de área, num ano

- xi. O cálculo da potência de aquecimento (Q), já envolvendo a área da fracção, será falado mais adiante, aquando da determinação da curva de carga térmica total.

5.2. Carga térmica das águas quentes sanitárias

Para se determinar as necessidades térmicas das águas quentes sanitárias (AQS) de uma fracção/edifício, e para que seja possível dimensioná-las de acordo com a área do mesmo, é preciso obter-se, tal como no caso das necessidades térmicas de aquecimento, um “coeficiente” de potência por unidade de área. As etapas do processo foram as seguintes:

- i. De acordo com o RCCTE, existe um índice de ocupação que pode ser determinado tomando como referência uma fracção, normalmente designada por T3, com 120 m² e ocupado por 4 pessoas. Assim, esse índice é de 30 m²/pessoa (120/4 = 30 m²).

- ii. Para se ter em consideração o consumo de AQS por pessoa por dia, assume-se um valor de referência, na ordem dos 40 litros por pessoa por dia (l/pessoa.dia).
- iii. Dividindo o consumo de AQS referido no ponto ii, pelo índice de ocupação determinado no ponto i, obtém-se um consumo diário de AQS de 1,3333 l/m².dia (40/30 = 1,3333).
- iv. O calor específico da água (cp) é de 4,187 (kJ/l.K) que, dividido por 3600 segundos (1 hora), passa a ser expresso em kWh/l.K (cp').
- v. As temperaturas de referência da água proveniente da rede (T_{rede}) no dia médio de cada mês (consultar Anexo B), são obtidas na bibliografia do método f-chart (Martins J. , 2008), usado para o dimensionamento de painéis solares. A água para uso nas AQS (T_{AQS}) tem como referência os 60 °C.
- vi. Multiplicando o consumo diário (ponto iii) pelo cp' (ponto iv) e pela diferença de temperaturas ($T_{AQS}-T_{rede}$), calcula-se a energia necessária para o aquecimento das AQS (E_{AQS}), no dia médio de cada mês, expressa em kWh/m².dia (ver Anexo B).
- vii. Recorrendo novamente ao método f-chart (Martins J. , 2008), tem-se a distribuição do consumo diário das AQS hora-a-hora, numa habitação de referência, representado na Figura 5.2:

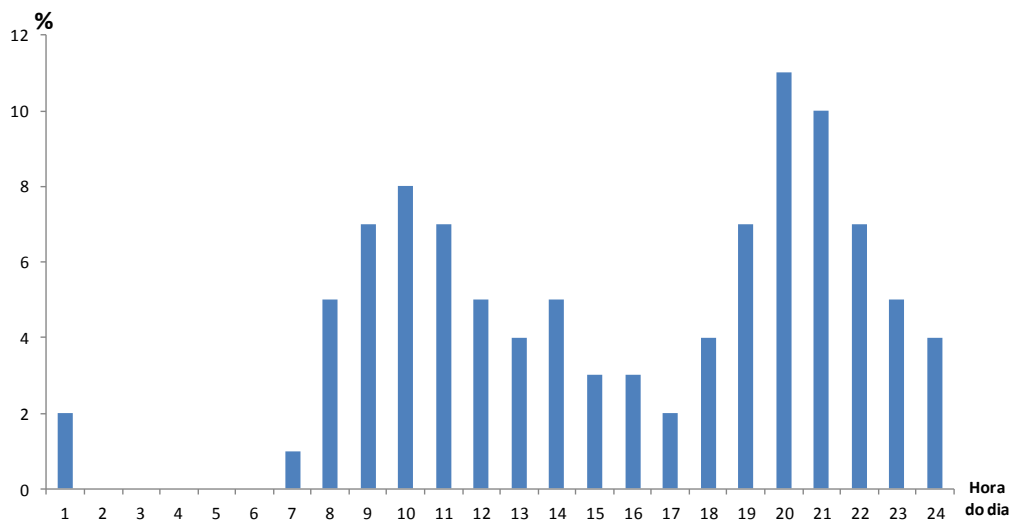


Figura 5.2 – Distribuição diária do consumo de águas quentes sanitárias numa habitação tipo (Martins J. , 2008)

A multiplicação desta distribuição, pela energia determinada no ponto vi, representa a potência necessária para o aquecimento das AQS (Q'_{AQS}) a cada hora do dia médio de cada mês, em kW/m².

- viii. De forma a compatibilizar os resultados das duas curvas de carga térmica, foi efectuada uma distribuição dos valores obtidos pelos 288 “casos” existentes, através do método já enunciado no ponto ix do Sub-Capítulo anterior.
- ix. Ordenando os valores obtidos de Q'_{AQS} , tem-se a curva de carga térmica das AQS representada na Figura 5.3:

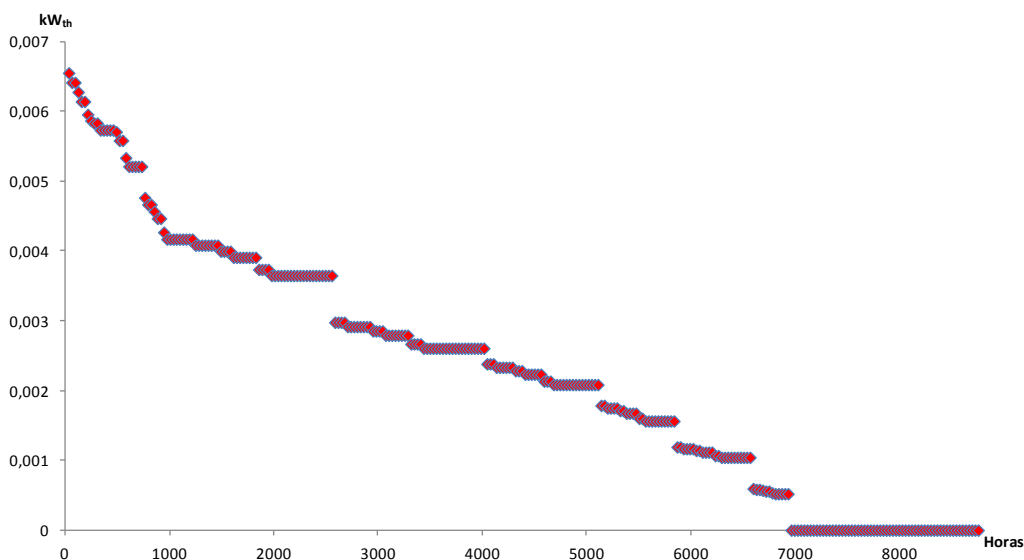


Figura 5.3 – Curva da carga térmica das águas quentes sanitárias por unidade de área, num ano

5.3. Carga térmica total

Para o cálculo da carga térmica total e determinação da respectiva curva, foram somados os valores das potências de aquecimento e das AQS, para cada hora do dia médio de cada mês. Para uma correcta análise dos resultados, foram somados os valores das duas cargas térmicas, segundo a distribuição descrita anteriormente (288 casos). Assim, a curva da carga térmica total tem a configuração apresentada na Figura 5.4:

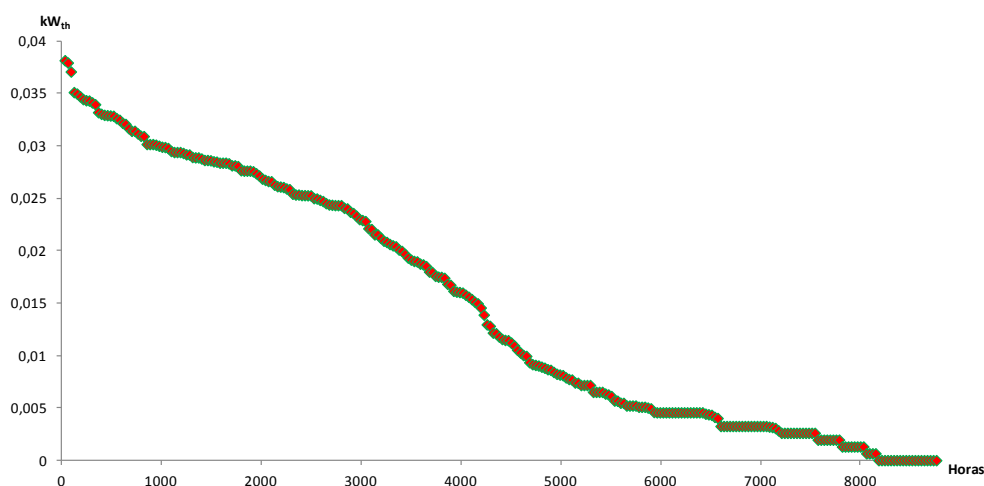


Figura 5.4 – Curva da carga térmica total por unidade de área, num ano

Para uma adaptação coerente ao modelo em estudo, foi determinada uma área para um edifício representativo com 7800 m² (65 fogos de 120 m²), localizado no Porto. Assim, foi obtida a Figura 5.5:

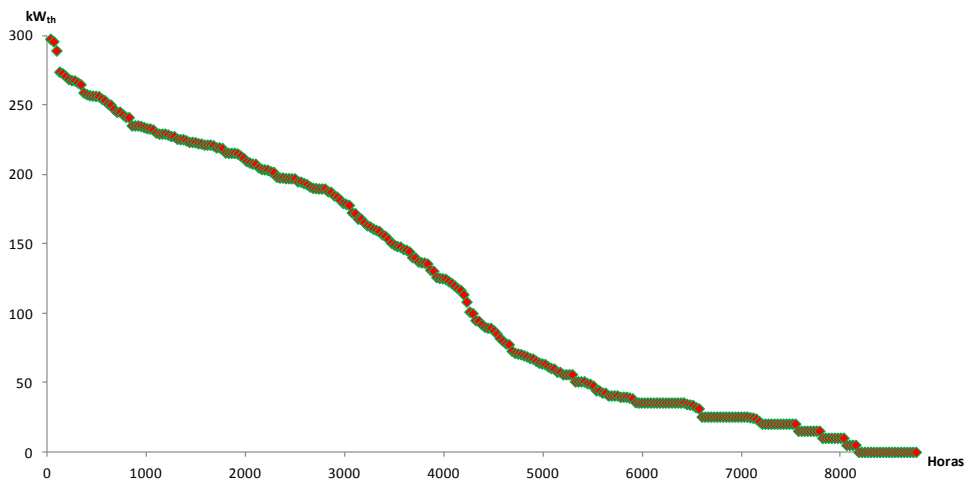


Figura 5.5 – Curva de carga térmica total de um edifício representativo

A pertinência da obtenção desta curva está relacionada com o dimensionamento, não só da carga térmica do edifício em questão e dos componentes que suprem as suas necessidades térmicas, mas também do número de horas de funcionamento da instalação. Este aspecto será aprofundado mais adiante neste trabalho.

6. Desenvolvimento do modelo e resultados

Neste Capítulo são apresentados os resultados obtidos pelo modelo em estudo, em comparação com o modelo termo-económico desenvolvido num trabalho anterior (Vieira, 2009). Os resultados são apresentados nos Anexo C e D, sendo apenas aqui comentadas as alterações mais significativas dos valores das variáveis do modelo. De forma a possibilitar uma melhor compreensão dos resultados obtidos, estes são analisados sob o ponto de vista termodinâmico e económico separadamente, sendo apresentados no Anexo C e no Anexo D, respectivamente. Para facilitar a compreensão das alterações efectuadas, são apresentadas nos Anexos, as diferenças entre os resultados obtidos nos vários testes.

De modo a conseguir-se uma análise realista sob o ponto de vista de um possível investidor, é apresentado no Anexo D, o valor de um indicador económico importante: o período de retorno do investimento em anos.

6.1. Influência dos limites dos parâmetros termodinâmicos

A alteração dos limites das variáveis físicas demonstrou ter um impacto significativo nos resultados obtidos pelo modelo, tendo sido possível obter um ponto óptimo após 200 iterações. Como foi referido no Capítulo 3, esta alteração foi conseguida através da análise das equações físicas/termodinâmicas do modelo. Os resultados constantes no Anexo C e D referentes a estas alterações, são designados na tabela por Teste 1, sendo aqui comentadas as mais importantes do mesmo.

Variáveis termodinâmicas

A razão de compressão (r_c) teve o seu valor reduzido ligeiramente, sendo esta alteração importante pois atingem-se valores mais próximos do que é comum nestes sistemas (Willis, 2005).

Devido ao aumento do limite máximo da potência mecânica (\dot{W}) obteve-se, à semelhança do que acontece com o modelo anterior (Vieira, 2009), um valor muito próximo desse limite. Este aumento justifica-se pela vantagem em termos económicos de se ter um sistema que gere mais energia eléctrica, uma vez que, conseqüentemente, obtem-se um volume superior de receitas provenientes da venda dessa mesma energia à rede.

Os rendimentos isentrópicos do compressor (η_{isc}) e da turbina diminuem ligeiramente, apesar de manterem valores aceitáveis.

Relativamente às variáveis associadas a temperaturas, são de realçar:

- T_4 – o valor desta temperatura aproxima-se dos valores geralmente obtidos nestes sistemas (Willis, 2005);
- T_7 – o valor desta temperatura aumenta, o que significa um conseqüente aumento das perdas de calor do sistema, através da exaustão de gases quentes para a atmosfera;
- T_2 – a ligeira redução do valor desta temperatura justifica-se, essencialmente, pela descida de r_c , relativamente ao modelo de M. F. Vieira;
- T_5 – desce ligeiramente, fruto da redução de r_c e também de T_4 ;
- T_6 – o facto de esta temperatura ser inferior à obtida através do modelo anterior, deve-se não só à redução de T_{51} , mas também a um maior aproveitamento de calor no regenerador, ou seja, ao aumento da eficácia do mesmo (ϵ_{Reg});

O rendimento eléctrico (η_{el}) do modelo aumentou, o que representa uma maior eficiência do sistema, em termos de electricidade gerada.

As eficácias do regenerador (ϵ_{Reg}) e do permutador de calor (ϵ_{Perm}) tiveram alterações distintas, uma vez que, a primeira aumentou cerca de 8% e a segunda diminuiu quase 27%. A subida do valor de ϵ_{Reg} deve-se à redução da diferença das temperaturas das fases quente (T_5-T_3) e fria (T_7-T_2) do regenerador. A diminuição do valor de ϵ_{Perm} é explicada pela diminuição do valor de T_6 e pelo aumento de T_7 .

As diferenças de temperaturas referidas, afectam também o valor da área do regenerador e do permutador de calor. Assim, da mesma forma que o valor de ϵ_{Reg} subiu e o de ϵ_{Perm} desceu, também o valor de AA_{Reg} sobe e o de AA_{Perm} desce. Deste modo, é de prever o aumento do custo do regenerador e a diminuição do custo do permutador de calor.

Como pode ver-se no fundo da tabela apresentada no Anexo C, apesar de se verificar uma ligeira redução, são cumpridos os requisitos legais impostos a sistemas de cogeração: FESR e REE.

Parâmetros económicos

As alterações efectuadas, modificaram substancialmente o valor dos custos dos componentes do modelo, para além do valor da Função Objectivo.

Apesar da redução do valor de r_c , o custo do compressor aumentou consideravelmente, devido ao aumento do caudal mássico de ar (\dot{m}_a) e também do rendimento isentrópico do compressor (η_{isc}).

O custo da câmara de combustão foi ligeiramente reduzido, o que se deve à diminuição da temperatura na câmara de combustão (T_d).

O custo da turbina, embora afectado pelo valor mais reduzido de T_d , sobe devido ao aumento do caudal mássico de gases (\dot{m}_g) e principalmente, do rendimento isentrópico deste componente (η_{it}).

O regenerador é de todos os componentes do sistema, aquele que mais tem o seu custo agravado, relativamente ao modelo termo-económico anterior (Vieira, 2009). Este aumento deve-se ao aumento substancial do valor da eficácia deste componente (ϵ_{reg}), com um conseqüente aumento da área de transferência de calor (AA_{reg}).

Devido à diminuição da eficácia do permutador de calor (ϵ_{perm}), houve um conseqüente decréscimo da área de transferência do mesmo (AA_{perm}), o que provoca uma redução do custo deste componente.

Apesar haver um aumento dos encargos com combustível na instalação, pode observar-se nos resultados apresentados no Anexo D que, apesar de todos os aumentos dos custos dos componentes, a Função Objectivo (FO) aumentou ligeiramente. Quer isto dizer que, em termos globais, com as alterações efectuadas, o modelo melhorou a sua rentabilidade.

Verificou-se também um aumento do período de retorno do investimento em 0,6 anos (cerca de 7 meses) para os 4,8 anos, o que representa ainda um valor aceitável sob o ponto de vista de um possível investidor.

Distribuição dos custos dos componentes

Um dos aspectos considerados nesta análise, foi a distribuição dos custos dos componentes relativamente ao custo total de investimento, que se deve fixar entre 1000 e os 1700 €/kW (Kaikko & Backman, 2007). No entanto, existem outros autores que apresentam custos de investimento de cerca de 813 €/kW, mesmo considerando o custo da colocação (mão-de-obra) da instalação (Pierce, 2005) sendo por isso, demasiado baixos.

No trabalho desenvolvido anteriormente por M.F. Vieira, a distribuição do custo dos componentes era a seguinte:

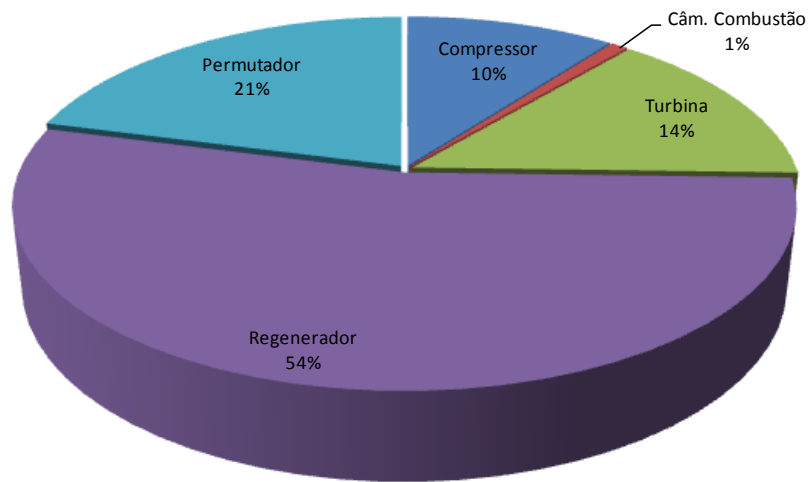


Figura 6.1 – Distribuição do custo dos componentes segundo o modelo de M. F. Vieira (Vieira, 2009)

Através da Figura 6.1, pode verificar-se que o peso do regenerador no custo total é demasiado elevado, enquanto os custos do compressor, câmara de combustão e da turbina são muito baixos. O permutador de calor é o único componente com uma percentagem que corresponde, aproximadamente, a valores reais.

Após a análise descrita no Capítulo 3, a distribuição obtida pelo modelo em estudo foi a seguinte:

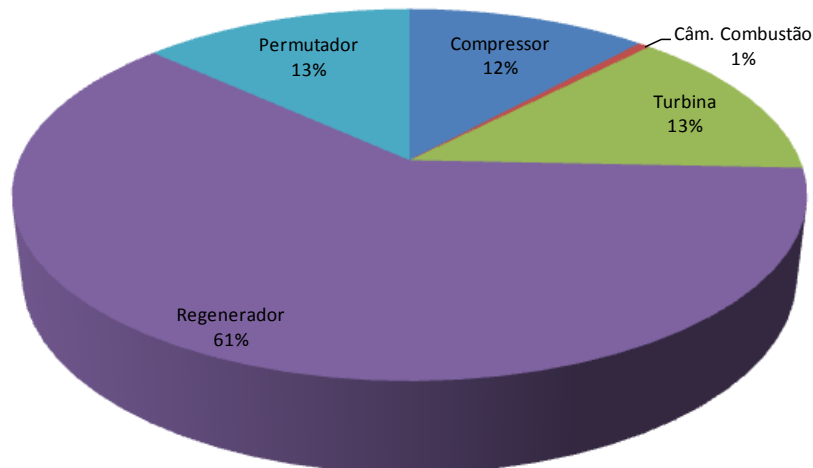


Figura 6.2 – Distribuição do custo dos componentes após a análise dos parâmetros termodinâmicos

Através da comparação das distribuições representadas nas Figura 6.1 e Figura 6.2, pode concluir-se que, as percentagens existentes no modelo anterior alteradas sendo que, apenas o custo do compressor melhorou a percentagem na distribuição total, ou seja, aumentou.

Relativamente ao investimento total feito na instalação, o modelo de M. F. Vieira tinha um custo de 1009,4 €/kW enquanto, no modelo actual, esse valor é de 876,2 €/kW. Esta disparidade de valores, deve-se ao facto de se ter registado um grande aumento da potência da instalação no segundo caso, que não foi “acompanhado” pelo respectivo aumento dos custos dos componentes.

6.2. Melhoramento das equações de custo

Com as alterações efectuadas ao modelo, mais concretamente na sua componente económica (Capítulo 4), observou-se uma diferença muito significativa entre os valores das variáveis termodinâmicas e os parâmetros económicos obtidos após serem efectuadas as alterações nas equações de custo dos componentes. Os resultados referentes a esta alteração, são apresentados nos Anexos C e D com a designação de Teste 2, sendo os mesmos referentes ao ponto óptimo obtido pelo modelo em estudo, ao fim de 102 iterações.

Variáveis termodinâmicas

No aspecto termodinâmico, os resultados obtidos apresentam diferenças substanciais relativamente aos Testes 1 e 2, sendo de destacar o aumento da eficácia do regenerador e do permutador de calor.

Ao nível dos rendimentos isentrópicos do compressor e da turbina, verifica-se que existem diferenças relativamente aos valores determinados nos outros Testes.

Em termos de valores obtidos para as temperaturas, são de realçar as diferenças das temperaturas T_{31} , T_{51} , T_6 e T_{71} para os Testes 1 e 2. Isto porque, o aumento de T_3 superior ao de T_{51} , conjugado com a redução do valor de T_{61} terá consequências positivas no funcionamento do regenerador. A redução significativa de T_{71} , comparativamente à registada para T_{61} , também significará um aumento previsível de ϵ_{perm} .

Como seria de prever, registou-se um aumento muito significativo das eficácias dos dois permutadores de calor do sistema: regenerador (permutador de calor interno) e permutador de calor

externo. O primeiro aumentou cerca de 5% a sua eficácia (ϵ_{reg}) a ter uma eficácia com um valor pouco superior ao das máquinas existentes na actualidade e que rondam os 90%.

Parâmetros económicos

Estes parâmetros sofreram alterações muito significativas, relativamente aos dois Testes anteriores devido, principalmente, às alterações das constantes de custos.

O custo do compressor, da câmara de combustão e da turbina subiram consideravelmente em relação aos Testes anteriores, apesar de o valor de algumas das variáveis físicas que integram as suas equações de custo, ter diminuído. Isto acontece por exemplo, no compressor, onde se registou uma redução da razão de compressão (r_c) e do caudal mássico de ar de referência ($\dot{m}_{a,Ref}$). Contudo, a modificação (aumento) expressiva das constantes de custo destes componentes, causou uma consequente subida dos preços dos mesmos.

Contrariamente ao que sucedeu com os outros componentes do sistema, os “permutadores” (regenerador e permutador de calor) tiveram uma redução das suas constantes de custo, o que justifica a descida acentuada dos seus preços, embora o valor da área de transferência de calor de ambos tenha subido, relativamente ao Teste 1.

Apesar de se ter registado uma descida das receitas geradas pelo sistema e do valor da Função Objectivo, verifica-se que também os gastos com combustível são ligeiramente reduzidos. A diferença entre os resultados obtidos para estes parâmetros, comparativamente com os Testes 1 e 2 é justificada pela redução da potência do sistema.

O período de retorno do investimento obtido neste Teste foi inferior ao do Teste 1, situando-se nos 4 anos e meio.

Distribuição dos custos dos componentes

A distribuição dos custos dos componentes, relativamente ao custo total da instalação é demonstrada na Figura 6.3:

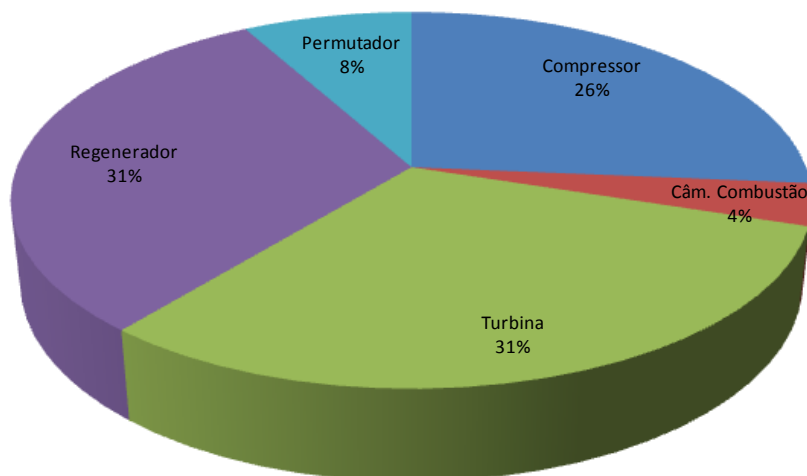


Figura 6.3 – Distribuição do custo dos componentes após a melhoria das equações de custo

Observando a Figura 6.3 e comparando-a com as Figuras 6.1 e 6.2, notam-se imediatamente grandes alterações na distribuição dos custos dos componentes obtida neste Teste. Esta diferença é explicada pela alteração das constantes de custos dos componentes, explicada no Capítulo 4.1.

Comparando as informações obtidas para a distribuição dos custos dos componentes (Anexo D) com os resultados do modelo em estudo, pode dizer-se que as diferenças são muito pouco relevantes, sendo que a diferença máxima entre estas duas distribuições é de 3% (para o compressor).

Relativamente aos Testes 1 e 2, foi possível “corrigir-se” o impacto do custo dos componentes no custo total da instalação, aumentando a influência do custo do compressor, da câmara de combustão e da turbina. O custo do regenerador, por seu lado, reduziu substancialmente a sua preponderância no custo total de investimento. O permutador de calor manteve o seu custo relativo em valores aceitáveis, apesar de sofrer uma ligeira redução.

Os encargos financeiros relativos ao investimento total neste sistema foram de 1140 €/kW, sendo este valor bastante superior ao obtido no Teste 2.

6.3. Aplicação do modelo a um caso real

Depois de efectuadas as alterações ao modelo termo-económico, realizou-se uma simulação com o intuito de verificar a “autenticidade” dos resultados obtidos, em comparação com os dados concretos

fornecidos para a turbina C65 da Capstone® (www.capstone.com, 2011). Esta simulação é designada por Teste 3, sendo os respectivos resultados apresentados nos Anexos C e D.

Através da análise dos dados recolhidos para a referida turbina (www.capstone.com, 2011) e cálculos analíticos efectuados com base nos mesmos, podem impor-se novos limites a algumas variáveis designadas por “variáveis de decisão”, tal como foi efectuado no Capítulo 3:

Tabela 19 – Novos limites das variáveis para o Teste 3

Variável	Limites	Teste 2	Teste 3	Diferença
r_c	Mínimo	3	3	0
	Máximo	14	4	- 10
η_{isc}	Mínimo	0,7	0,7	0
	Máximo	0,9	0,85	- 0,5
T_3	Mínimo	500	750	250
	Máximo	1200	1100	- 100
η_{isT}	Mínimo	0,7	0,7	0
	Máximo	0,9	0,9	0
T_4	Mínimo	1000	1000	0
	Máximo	1400	1400	0
\dot{W}	Mínimo	50	50	0
	Máximo	150	65	- 85

Variáveis termodinâmicas

A imposição de novos limites a algumas variáveis do modelo (Tabela 19), revelou-se suficiente para que fossem obtidos resultados coerentes com os dados da turbina C65, apesar de haver alguma disparidade entre certos valores de variáveis físicas.

Os resultados obtidos que estão em concordância ou que têm diferenças pouco relevantes relativamente aos dados da turbina C65 são: r_c , η_{isc} , η_{isT} , \dot{W} , T_7 , T_2 e η_{er} . As temperaturas nos pontos 3 e 6, apresentaram diferem cerca de 50 Kelvin dos valores que era previsto serem obtidos, enquanto que os valores alcançados para a temperatura à entrada (T_4) e à saída da turbina (T_3) foram substancialmente diferentes (cerca de 100 Kelvin) dos dados da turbina C65.

Relativamente às eficácias do regenerador e do permutador de calor, é importante notar que a diferença mais acentuada entre os valores obtidos neste Teste e no Teste 2 é de 11% (a menos) no caso do regenerador. Apesar de este valor ser superior ao obtido por M. F. Vieira, não está de acordo com o que é definido pelo Capstone® para as suas turbinas, onde ϵ_{reg} deverá ser igual ou superior a

90%. É de realçar o facto de a área do regenerador (A_{reg}) ter um valor bastante inferior ao obtido no Teste 2, sendo previsível uma redução expressiva no custo deste componente.

Os caudais mássicos obtidos são também substancialmente inferiores ao que era espectável, uma vez que, os caudais mássicos de referência aplicados neste modelo foram retirados da turbina C65, analisada neste Teste.

Parâmetros económicos

Neste Teste, os resultados determinados para os parâmetros económicos, foram muito diferentes dos obtidos nos Testes anteriores. Isto deve-se sobretudo, à influência que a dimensão (potência) do sistema tem no modelo termo-económico em estudo.

Comparativamente ao Teste 2, registou-se uma diminuição do custo de investimento (componentes do sistema) e dos gastos com combustível, assim como uma redução do valor do lucro gerado e da Função Objectivo (FO). No entanto, a atractividade de um possível investimento numa instalação deste tipo não é perdida, uma vez que, FO mantém um valor positivo.

O período de retorno do investimento, foi ligeiramente reduzido em cerca de um mês para os 4,4 anos, relativamente ao Teste 2. Esta diminuição justifica-se pela redução da receita gerada pela venda de energia eléctrica à rede, que foi inferior à redução dos custos de investimento do sistema.

O período de retorno do investimento obtido neste Teste foi inferior ao do Teste 1, situando-se nos 4 anos e meio.

Distribuição dos custos dos componentes

Os custos dos componentes distribuem-se da seguinte forma, relativamente ao custo total da instalação:

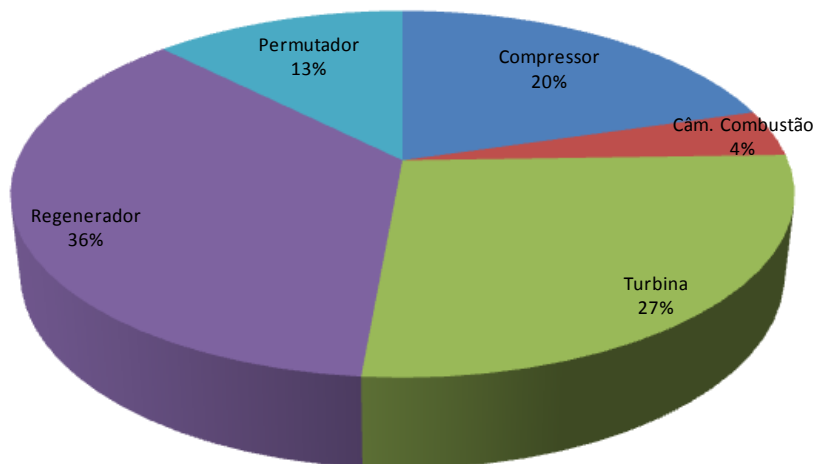


Figura 6.4 – Distribuição do custo dos componentes para uma turbina C65

Observando a Figura 6.4, constata-se uma alteração da distribuição dos custos dos componentes, excepto da câmara de combustão, relativamente ao Teste anterior.

A diminuição do custo relativo do compressor e da turbina deve-se essencialmente, à redução do valor de r_c .

Consequentemente, a influência do regenerador e do permutador de calor na distribuição total dos custos da instalação aumentou significativamente, mesmo tendo em consideração a grande diminuição da área do regenerador (A_{reg}).

Outra alteração importante relativa a este Teste, está na diminuição do custo por kW da instalação para os 1033,9 €/kW que se enquadra nos valores que são actualmente praticados (Kaikko & Backman, 2007).

6.4. Aplicação dos perfis térmicos

No Capítulo 5, foi descrito o método usado para a determinação do perfil térmico de edifícios, com vista à aplicação do modelo em estudo aos mesmos. De acordo com o perfil apresentado no referido Capítulo, foi feita uma simulação de modo a verificarem-se as alterações nos resultados do modelo.

Devido à inclusão do perfil térmico no modelo termo-económico em estudo, foi adicionada uma nova variável de decisão que corresponde ao calor útil da instalação (\dot{Q}_u), fixada entre os 100 e os 160

kW_h . Estes limites (mínimo e máximo) da nova variável, foram impostos aumentando a amplitude de valores possíveis para mesma e tendo em consideração os dados de M. F. Vieira, onde \dot{Q}_u era fixado nos 125,5 kWth e o tempo de funcionamento era de 4000 horas (Vieira, 2009).

Os resultados relativos a este caso são apresentados no Anexos E e F, com a designação de Teste 4, tendo sido determinado um ponto óptimo do modelo após 319 iterações.

Variáveis termodinâmicas

Os valores obtidos para estas variáveis revelaram-se um pouco diferentes daquelas que foram calculadas no Teste 2.

A razão de compressão (r_c) do Teste 4 é inferior à dos Testes anteriores, aproximando-se dos valores que se registam actualmente em instalações semelhantes. Consequentemente, o valor de T_2 também decresce, uma vez que não se regista uma variação significativa de η_{isc} outra variável que afecta esta temperatura (Equação 2.6).

A redução das temperaturas T_3 , T_4 , T_5 e T_6 devem-se parcialmente à diminuição de r_c neste Teste. Contudo, o facto de a diminuição do valor de T_5 ser inferior à de T_3 representa um menor aproveitamento (transferência) de calor no regenerador, o que explica a redução da sua eficácia (ϵ_{Reg}). De modo semelhante, a eficácia do permutador (ϵ_{Perm}) também é ligeiramente reduzida, uma vez que se verificou o aumento de T_7 e a redução de T_6 . Apesar da redução registada das eficácias, os seus valores são ainda elevados.

Os caudais mássicos deste Teste foram superiores aos obtidos no Teste 2, aproximando-se dos valores de referência.

Parâmetros económicos

No aspecto económico, o Teste 4 apresentou alterações significativas relativamente aos resultados obtidos nos Testes anteriores.

Relativamente ao Teste 2, registou-se aumento do custo do compressor que é justificado pelo aumento substancial do caudal mássico de ar (\dot{m}_a). Apesar do conseqüente aumento do caudal mássico

de gás (\dot{m}_g) na turbina, o custo deste componente foi inferior ao obtido no Teste 2 devido à redução da temperatura dos gases à entrada na turbina (T_4), sendo também esta a explicação para a redução do custo da câmara de combustão.

A diminuição dos custos do permutador de calor e do regenerador estão relacionados principalmente, com a redução da eficácia dos mesmos.

O período de retorno do investimento obtido neste Teste foi superior a todos os outros, situando-se nos 4 anos e 11 meses.

Distribuição dos custos dos componentes

A distribuição dos custos dos componentes, relativamente ao custo total da instalação é demonstrada na seguinte figura:

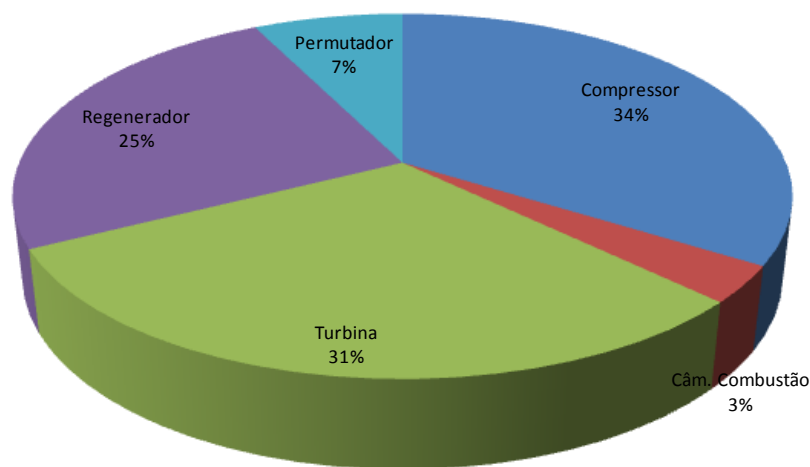


Figura 6.5 – Distribuição do custo dos componentes após a aplicação dos perfis térmicos

Observando a Figura 6.3 e comparando-a com a Figura 6.3, são notórias as alterações na distribuição dos custos dos componentes deste Teste. A diferença entre a distribuição obtida no Teste 2 e a registada no Teste 4 tem como máxima expressão o aumento do custo relativo do compressor em 14%.

O impacto do aumento dos caudais mássicos de ar e de gás, referido anteriormente é também perceptível no aumento dos custos relativos do compressor e da turbina. Pelo contrário, o “peso” do regenerador e do permutador de calor diminui substancialmente.

Apesar de terem verificado alterações na distribuição dos custos dos componentes, pode dizer-se que as novas equações de custos ainda mantêm uma distribuição mais “equilibrada” que a existente no modelo de M. F. Vieira (Teste 1).

Relativamente ao custo total de investimento no sistema do Teste 4, o valor obtido foi de 1041,5 €/kW.

Com base nos perfis térmicos definidos durante a realização deste trabalho, foi publicado um artigo na revista oficial da IMECE (International Mechanical Engineering Congress & Exposition) do presente ano (Martins, et al., 2011), constando no Anexo G deste documento. No artigo, o modelo de optimização usado consistia numa “versão” de M. F. Vieira, com a adição de uma nova variável de decisão: o calor útil (\dot{Q}_u).

Em termos de resultados termodinâmicos, não se verificou uma alteração muito significativa, relativamente aos obtidos pelo modelo de M. F. Vieira. Contudo, os resultados relativos ao aspecto económico do modelo (Função Objectivo) demonstraram alterações substanciais, devido ao aumento de \dot{Q}_u dos 125,5 para os 135,6 kW_{th}.

A distribuição dos custos dos componentes da instalação, relativamente ao custo total da mesma manteve-se, semelhante à distribuição de M. F. Vieira, como pode ser observado pela Figura 6.6:

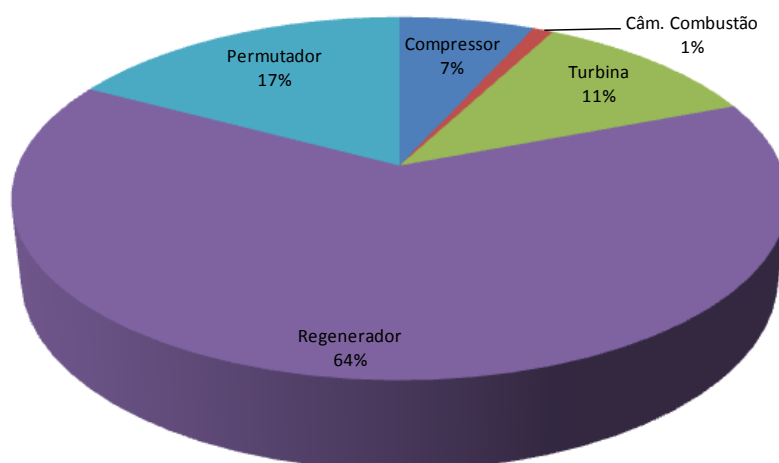


Figura 6.6 – Distribuição do custo dos componentes nos resultados apresentados no artigo (Anexo G)

7. Conclusões e trabalho futuro

7.1. Conclusões

As análises e alterações efectuadas ao modelo termo-económico em estudo, permitiram um maior conhecimento do modo de funcionamento do mesmo, assim como a determinação dos seus pontos fortes e falhas.

As alterações feitas aos limites das variáveis em análise, permitiram a obtenção de resultados mais “lógicos” do ponto de vista termodinâmico, apesar de haver um agravamento dos custos de investimento na instalação.

O método de Box revelou-se uma ferramenta de cálculo numérico muito importante no cálculo do ponto óptimo do modelo analisado. Todavia, apresentou graves limitações aquando da introdução da sétima variável de decisão (\dot{Q}) como foi demonstrado no Capítulo 6.4.

A análise de sensibilidade das variáveis físicas/termodinâmicas, permitiu também examinar a susceptibilidade do modelo à alteração dos limites dessas mesmas variáveis. Com esta análise foi possível verificar-se que o modelo procura sempre o ponto óptimo do sistema, maximizando os lucros provenientes do mesmo e fazendo-o através do aumento da potência do sistema, de modo a ser possível vender mais energia à rede pública.

No entanto, os limites das variáveis físicas, devem ser analisados para cada caso concreto e impostos com base em dados concretos, isto é, apenas com dados de funcionamento termodinâmico relativos a turbo-compressores concretos se podem obter resultados aproximados da realidade. Caso contrário, os valores de variáveis como a razão de compressão (r_c) ou a potência do sistema (\dot{W}) serão sempre superiores ao que seria espectável.

O estudo das equações de custo através da análise dos vários factores que as constituem (Factores de massa, temperatura, rendimento e pressão), revelou-se muito importante para diferenciar o “contributo” de cada um desses factores nas equações.

Como foi demonstrado no Capítulo 4, a importância dos mesmos é pouco valorizada em todas as equações, devido à grande preponderância das constantes de custo dos componentes sendo que, de todas elas, a constante de custos do regenerador (c_{41}) é a mais elevada e desproporcionada.

Esta diferença substancial entre o peso das constantes de custos e os diversos factores, justifica as distribuições desproporcionadas dos custos dos componentes do sistema em todos os casos. Contudo, existe uma aproximação dos custos de investimento por kW (€/kW) do sistema, ao que é considerado actualmente em instalações de cogeração com turbinas a gás. Isto foi verificado no Teste 3, onde os valores das variáveis termodinâmicas obtidas se aproximaram dos valores reais da turbina C65 da Capstone®, assim como também se constatou o mesmo, para o custo por kW simulado no modelo para esta turbina e para o período de retorno do investimento.

Foi registada uma ligeira diferença nos resultados dos vários Testes obtidos, relativamente ao valor de r_c , quando comparado com os valores actualmente praticados. Significa isto que, segundo este modelo de optimização, é mais “benéfico” sob o ponto de vista financeiro que a razão de compressão neste tipo de instalações seja um pouco superior ao que é designado pelas vendedoras de sistemas de cogeração com turbinas a gás.

A introdução dos perfis térmicos (carga térmica) dos edifícios, permite obter-se resultados mais realistas sob o ponto de vista do utilizador, isto é, não só permite um ajuste da instalação às necessidades térmicas reais dos edifícios mas também a determinação do número de horas de funcionamento do sistema.

Durante a realização deste trabalho, foram encontrados vários obstáculos, relacionados com a obtenção de informações específicas sobre as características técnicas (temperaturas, pressões de trabalho, rendimentos) e os custos associados aos componentes do sistema, tanto do custo total de uma instalação deste tipo como do custo relativo de cada componente. Este aspecto é fundamental para que seja possível uma validação prática dos resultados obtidos.

7.2. Trabalho futuro

Perspectivando uma futura optimização deste trabalho, deve ser tido em conta a excessiva significância das constantes de custos dos componentes, de modo a obter-se uma distribuição dos custos significativamente diferente daquela que foi apresentada.

O método de Box (Simplex), apesar de ser um método numérico relativamente simples, não tem a capacidade de operar com muitas restrições, como acontece quando se incluem demasiadas variáveis de decisão.

Os resultados obtidos através da simulação numérica, carecem de uma validação que pode ser obtida através de, por exemplo, uma parceria com uma entidade ligada ao ramo da cogeração e que possa ter maior facilidade no acesso às características técnicas e aos custos dos componentes, de uma instalação de cogeração com turbinas a gás.

Bibliografia

adaptado de: Lawrence Berkeley National Laboratory. (2011). http://www.mpoweruk.com/electricity_demand.htm. Obtido de www.mpoweruk.com.

Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. (1996). *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons, Inc.

Brandão, S. S. (2004). Cogeração - Relatório interno. Departamento de Engenharia Eletrotécnica e de Computadores - Universidade de Coimbra.

Carman, B. G., Kapat, J. S., Chow, L. C., & An, L. (Junho de 2002). Impact of a ceramic microchannel heat exchanger on a micro turbine. Amesterdão, Holanda: ASME Turbo Expo.

CEETA. (2001). *Estudo do mercado potencial para a aplicação das tecnologias de micro-cogeração em Portugal*. Estudo realizado por: Centro de Estudos em Economia da Energia dos Transportes e do Ambiente;.

Cerqueira, S. A. (1999). *Metodologias de análise termoeconômica de sistemas - Tese de Doutorado*. Universidade Estadual de Campinas - Faculdade de Engenharia Mecânica.

COGEN Europe. (21 de Outubro de 2011). Significant potential of cogeneration in Europe must be exploited - Press Release.

COGEN Europe. (Dezembro de 2001). The European Educational Tool on Cogeneration - EDUCOGEN, Segunda Edição.

Decreto-Lei 185. (27 de Julho de 1995). Diário da República Portuguesa, I Série-A: p 4802-4811.

Decreto-Lei 34. (8 de Março de 2011). Diário da República Portuguesa, I Série-A: p 1316-1325.

Decreto-Lei 363. (2 de Novembro de 2007). Diário da República Portuguesa, I Série-A: p 7978-7984.

Decreto-Lei 538. (13 de Dezembro de 1999). Diário da República Portuguesa, I Série-A: p 8801-8809.

Decreto-Lei 538. (13 de Dezembro de 1999). Diário da República Portuguesa, I Série-A: p 8440-8444.

Decreto-Lei 80. (4 de Abril de 2006). *Regulamento das características térmicas dos edifícios (RCCTE)*. Diário da República Portuguesa, I Série-A: p 2468-2513.

Directiva 2004/8/CE. (11 de Fevereiro de 2004). Jornal Oficial da União Europeia, L. 52/50 - 52/60.

Directiva 2008/952/CE. (19 de Novembro de 2008). Jornal Oficial da União Europeia, L. 338/55 - 338/61.

Horlock, J. H. (2003). *Advanced Gas Turbine cycles*. Elsevier Science.

Irish Combined Heat and Power Association - ICHPA. (s.d.). A Guide to Combined Heat and Power in Ireland. Dublin.

Kaikko, J., & Backman, J. (2007). Technical and economic performance analysis for a microturbine in combined heat and power generation. *Energy* 32: 378–387.

Leão, C. P., Nunes, M., Silva, A. M., Teixeira, S. F., & Martins, L. A. (13-19 de Novembro de 2009). Thermo-economic optimization in the design of small-scale and residential cogeneration systems. *Proceedings from IMECE09: 2009 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Lake Buena Vista, Florida, USA.

Martins, J. (2008). *"Método f-chart" - Apartamentos de especialização 3*. Guimarães: Universidade do Minho - Departamento de Engenharia Mecânica.

Martins, L. A., Ferreira, A. C., Nunes, M., Leão, C. P., Teixeira, S. F., Marques, F. M., et al. (11-17 de Novembro de 2011). Optimal design of micro-turbine cogeneration systems for the portuguese buildings sector. *Proceedings from IMECE11: 2011 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Denver, Colorado, E. U. A.

McDonald, C. F. (2003). Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines. *Applied Thermal Engineering* 23: 1463–1487.

Oliveira, F. (2008). Relatório de resultados de contactos efectuados com entidades Holandesas sobre micro-cogeração baseada na tecnologia de "motores Stirling". Agência para a Energia (ADENE).

Paepe, M. D., D'Herdt, P., & Mertens, D. (28 de Fevereiro de 2006). Micro-CHP systems for residential applications. *Science Direct: Energy conversion and Management* 47 (2006) 3435-3446 .

Palazzi, F., Marechal, F., Godat, J., & Favrat, D. (2004). *Thermo-economic modelling and optimization of fuel cell systems*. Fuel Cells, 5, No. 1: p. 5-24.

Pehnt, M., Cames, M., Fischer, C., Praetorius, B., Schneider, L., Schumacher, K., et al. (2006). Micro cogeneration, Towards decentralized energy systems. Springer.

Pierce, P. E. (11 de Agosto de 2005). Capstone 30 kW and 60 kW microturbine installations at landfills. Salt Lake, Utah, E. U. A.: Intermountain CHP Application Center Workshop CHP and Bioenergy for Landfills and Wastewater Treatment Plants.

Pinho, C. M. (Junho de 2009). Gestão de Energia Térmica. 306. Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial - Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Rao, S. S. (2009). *Engineering Optimization - Theory and Practice*. John Wiley & Sons, Inc.

Silva, A. M. (2003). *Optimização numérica termo-económica de um sistema de cogeração*. Guimarães: Universidade do Minho, Departamento de Engenharia de Gestão Industrial.

Silva, A. M., Teixeira, S. F., & Teixeira, J. C. (2003). A numerical thermoeconomic study of a cogeneration plant. *Proceedings of ECOS 2003, 30 de Junho a 2 de Julho, Copenhaga, Dinamarca* .

Stewart, M. (Junho de 2003). Capstone development efforts - Capstone Engineering. IGTI - Atlanta, GA.

Teixeira, J. C., & Teixeira, S. F. (16-19 de Junho de 2003). Numerical optimization of a gas turbine cogeneration plant. *Proceedings of Turbo Expo: ASME/IGTI Turbo Expo, Georgia World Congress Center, Atlanta, Georgia, USA* .

U.S. Department of Energy. (2011). http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather_data3.cfm/region=6_europe_wmo_region_6/country=PRT/cname=Portugal.

Valero, A., Lozano, M. A., Serra, L., Tsatsaronis, G., Pisa, J., Frangopoulos, C., et al. (1994). CGAM Problem: definition and conventional solution. *Energy*, pp. Vol. 19, N° 3, pp. 279-286.

Vieira, M. F. (2009). *Optimização termo-económica de um sistema de cogeração de pequena escala baseado numa turbina a gás - Dissertação de Mestrado*. Guimarães: Universidade do Minho, Departamento de Engenharia Mecânica.

Willis, J. (Dezembro de 2005). Advanced microturbine program. Washington D.C.: Capstone Turbine Corp., DOE DE-FC02-00CH11058, DER Peer View.

Wilson, D. G. (Junho de 2003). Regenerative heat exchangers for microturbines, and an improved type. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, 16-19 de Junho, Atlanta, Geórgia, Estados Unidos da América*.

www.capstone.com. (2011). <http://www.capstoneturbine.com/prodsol/products/>.

www.edpgasdistribuicao.pt. (s.d.). <http://www.edpgasdistribuicao.pt/index.php?id=414>.

www.edpgasdistribuicao.pt. (2011). <http://www.edpgasdistribuicao.pt/index.php?id=414>.

www.eficiencia-energetica.com. (2011). <http://www.eficiencia-energetica.com/html/cogeracao/cogeracao.htm>.

www.energiestro.com. (2009). http://www.energiestro.com/pg/pg_cogeneration.htm.

www.ine.pt. (2009).

www.microchp.be. (2009). <http://www.microchp.be/sofc.htm>.

www.stirling.dk. (2011). Obtido de http://www.stirling.dk/page_content.php?menu_id=37&type=submenu.

Anexos

Anexo A – Temperatura média ambiente hora-a-hora na cidade do Porto (em °C)

	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maiο	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
0:01- 1:00	7,6	9	9,7	10,7	12,1	15,3	16,3	17	16,3	13,4	10,7	9,4
1:01- 2:00	7,3	8,8	9,5	10,4	12	15,1	16,3	16,7	16,1	13,3	10,4	9,1
2:01- 3:00	7,5	8,9	9,2	11	11,7	14,8	15,9	16,7	16	13,5	11,3	9,1
3:01- 4:00	6,9	8,7	8,8	10	11,5	14,4	15,6	16,2	16	13,3	10,2	8,8
4:01- 5:00	6,6	8,4	8,9	9,8	11,3	14,3	15,3	16,1	15,7	13,3	10	8,7
5:01- 6:00	7	8,2	9,1	10,5	11,2	15,3	15,6	16,3	15,6	13,4	10,8	8,6
6:01- 7:00	6,7	8	9	10,3	12,1	16,7	16,7	17,1	16,1	13,4	10	8,5
7:01- 8:00	6,5	7,8	9,8	11,9	13,4	17,8	18,4	18,1	17,1	14,2	9,9	8,4
8:01- 9:00	7	8,3	11,1	13,2	14,8	18,8	19,8	19	18,7	15,4	11,6	9,2
9:01-10:00	8,8	10,2	12,7	14,9	16,3	19,7	21,3	20,5	20,1	16,9	12,9	10,4
10:01-11:00	10,7	11,8	13,8	15,6	17,3	20,3	21,8	21,8	20,6	17,9	13,6	11,7
11:01-12:00	11,5	13	14,5	15,9	17,7	20,7	21,9	23	21	18,7	14,5	12,4
12:01-13:00	13,3	13,7	15	16,3	18,1	21	22,1	23	21,4	19,3	14,9	13,1
13:01-14:00	14,1	14,1	14,8	16,6	17,9	21,3	22,5	23,2	21,3	19,1	15,1	13,3
14:01-15:00	13,8	14,3	14,9	16,4	17,9	21,3	22,7	23,4	20,8	18,9	15,1	13,1
15:01-16:00	13,4	14	14,8	16,3	17,6	21,1	22,5	22,9	20,2	18,6	14,5	12,6
16:01-17:00	12,5	13,5	14,2	15,9	17	20,4	21,8	22,3	19,5	17,6	13,7	11,5
17:01-18:00	11,5	12,7	13,6	15,2	16,6	19,9	21,1	21,8	18,6	16,3	13,5	10,6
18:01-19:00	9,4	11,5	12,4	14	15,7	18,8	20,3	20,3	17,6	15,3	12	10,5
19:01-20:00	8,6	10,9	11,6	13	14,6	17,1	18,9	19,2	17,1	14,6	11,7	10,2
20:01-21:00	9,4	10,6	11	13	13,8	16,4	17,9	18,3	17	14,4	12,1	9,9
21:01-22:00	8,2	10,2	10,6	11,7	13,2	16	17,3	17,5	16,7	14,1	10,9	9,8
22:01-23:00	8	9,9	10,2	11,4	12,9	15,7	17,1	17,3	16,5	14	10,9	9,6
23:01-24:00	8,3	9,3	9,9	11,8	12,5	15,5	16,8	17,5	16,3	13,8	11,5	9,4
Temp. Méd. Diária (°C)	9,4	10,7	11,6	13,2	14,6	17,8	19,0	19,4	18,0	15,5	12,2	10,3

Anexo B - Energia necessária para o aquecimento das águas quentes sanitárias

Mês	T_{rede} (°C)	E_{AQS} (kwh/m².dia)
Janeiro	12	0,07444
Fevereiro	11	0,07599
Março	13	0,07288
Abril	15	0,06978
Maio	17	0,06668
Junho	18	0,06513
Julho	18	0,06513
Agosto	18	0,06513
Setembro	18	0,06513
Outubro	17	0,06668
Novembro	14	0,07133
Dezembro	13	0,07288

Anexo C – Resultados termodinâmicos após as alterações efectuadas ao modelo

Iterações efectuadas	208 iterações	200 iterações		102 iterações			149 iterações			
	VIEIRA, 2009	TESTE 1 (Capítulo 6.1)		TESTE 2 (Capítulo 6.2)			TESTE 3 (Capítulo 6.3)			
		Valores	Diferença Vieira, 2009	Valores	Diferença Vieira, 2009	Diferença Teste 1	Valores	Diferença Vieira, 2009	Diferença Teste 1	Diferença Teste 2
r_c	7,63	6,67	-0,96	6,01	-1,61	-0,66	3,97	-3,65	-2,70	-2,04
η_{isC}	0,861	0,867	0,007	0,823	-0,038	-0,044	0,821	-0,040	-0,047	-0,002
T_3	920,87	917,85	-3,02	961,80	40,93	43,95	904,31	-16,56	-13,54	-57,49
η_{isT}	0,885	0,893	0,007	0,862	-0,02	-0,030	0,859	-0,026	-0,033	-0,003
T_4	1482,30	1399,30	-83,00	1391,90	-90,40	-7,40	1280,10	-202,20	-119,20	-111,80
W	99,77	150,00	50,24	90,06	-9,70	-59,94	64,92	-34,84	-85,08	-25,14
T_7	373,50	454,21	80,71	363,15	-10,35	-91,06	363,01	-10,49	-91,20	-0,14
T_2	560,88	536,10	-24,78	531,27	-29,61	-4,83	465,38	-95,50	-70,72	-65,89
T_5	999,81	966,78	-33,03	996,92	-2,89	30,14	997,97	-1,84	31,19	1,05
T_6	696,29	644,21	-52,08	632,7	-63,59	-11,51	625,98	-70,31	-18,23	-6,72
η_{el}	0,378	0,384	0,006	0,332	-0,05	-0,05	0,264	-0,113	-0,119	-0,067
ϵ_{Perm}	0,799	0,531	-0,268	0,781	-0,018	0,250	0,779	-0,020	0,248	-0,003
ϵ_{Reg}	0,804	0,882	0,079	0,931	0,127	0,049	0,824	0,02	-0,06	-0,11
\dot{m}_a	0,3261	0,5590	0,2330	0,3949	0,0688	-0,1641	0,4024	0,0763	-0,1567	0,0075
\dot{m}_f	0,0059	0,0087	0,0028	0,0056	0,0002	-0,0030	0,0051	-0,0008	-0,0036	-0,0006
\dot{m}_g	0,3319	0,5677	0,2358	0,4005	0,0686	-0,1672	0,4074	0,0755	-0,1603	0,0069
AA	57,45	154,93	97,48	160,77	103,32	5,84	79,10	21,65	-75,83	-81,67
AWH	9,07	5,62	-3,45	8,10	-0,97	2,48	8,19	-0,88	2,57	0,09
FESR	0,393	0,345	-0,048	0,164	-0,229	-0,181	0,045	-0,348	-0,3	-0,119
REE	0,744	0,555	-0,189	0,735	-0,005	0,18	0,679	-0,744	0,124	-0,056

Anexo D - Resultados dos parâmetros económicos após as alterações efectuadas ao modelo

Iterações efectuadas	208 iterações	200 Iterações		102 Iterações			149 Iterações			
	Vieira, 2009	TESTE 1 (Capítulo 5.1)		TESTE 2 (Capítulo 5.2)			TESTE 3 (Capítulo 5.3)			
		Valores	Diferença Vieira, 2009	Valores	Diferença Vieira, 2009	Diferença Teste 1	Valores	Diferença Vieira, 2009	Diferença Teste 1	Diferença Teste 2
Compressor	10401	15370	4969	27068	16667	11698	13687	3286	-1683	-13381
Câm. Combustão	866,05	758,8	-107,25	3692,4	2826,35	2933,6	2763,7	1897,65	2004,9	-866,05
Turbina	14370	17603	3233	31814	17444	14211	18046	3676	443	-14370
Regenerador	53993	80292	26299	31798	-22195	-48494	24283	-29710	-56009	-53993
Permutador	21072	17405	-3667	8295,4	-12776,6	-9109,6	8340,2	-12731,8	-9064,8	-21072
Custo combustível	38025	56297	18272	36587	-1438	19710	32885	-5140	-23412	-38025
Lucro	67943	92077	24134	60537	-7406	-31540	49062	-18881	-43015	-67943
Função Objectivo	14720	15945	1225	8455,8	-6264	-7489,2	6047,5	-8672,5	-9897,5	-14720
Período de retorno (anos)	4,1	4,8	0,7	4,5	0,4	-0,3	4,4	0,3	-0,4	-0,1
Preço (€) / kW	1009,4	876,2	-133,2	1140,0	130,6	236,8	1033,9	24,5	157,7	-106,1

Anexo E – Resultados termodinâmicos após a aplicação dos perfis térmicos ao modelo

Iterações efectuadas	319 iterações			
	TESTE 4 (Capítulo 6.4)			
	Valores	Diferença Vieira, 2009	Diferença Teste 1	Diferença Teste 2
r_c	5,60	-2,03	-1,07	-0,41
η_{isC}	0,835	-0,03	-0,032	0,01
T_3	887,26	-33,61	-30,59	-74,54
η_{isT}	0,866	-0,02	-0,027	0,00
T_4	1276,30	-206,00	-123,00	-115,60
W	90,10	-9,67	-59,91	0,03
Q_u	129,77	4,27	4,27	4,27
T_7	366,10	-7,40	-88,11	2,95
T_2	507,18	-53,70	-28,92	-24,09
T_5	925,68	-74,13	-41,10	-71,24
T_6	603,67	-92,62	-40,54	-29,03
η_{el}	0,313	-0,06	-0,07	-0,02
ϵ_{Perm}	0,753	-0,046	0,222	-0,03
ϵ_{Reg}	0,908	0,105	0,026	-0,02
\dot{m}_a	0,4609	0,1349	-0,0981	0,0660
\dot{m}_f	0,0059	-0,0001	-0,0027	0,0003
\dot{m}_g	0,46669	0,1349	-0,1008	0,0663
AA	154,96	97,51	0,03	-5,81
AWH	8,77	-0,3	3,15	0,66
FESR	0,183	-0,21	-0,162	0,019
REE	0,677	-0,067	0,122	-0,058

Anexo F – Resultados dos parâmetros económicos após a aplicação dos perfis térmicos

Iterações efectuadas	319 Iterações			
	TESTE 4 (Capítulo 6.4)			
	Valores	Diferença Vieira, 2009	Diferença Teste 1	Diferença Teste 2
Compressor	31789	21388	16419	4721
Câm. Combustão	3059,6	2193,55	2300,8	-632,8
Turbina	28549	14179	10946	-3265
Regenerador	23493	-30500	-56799	-8305
Permutador	6944,7	-14127,3	-10460,3	-1350,7
Custo combustível	37546	-479	-18751	959
Lucro	59355	-8588	-32722	-1182
Função Objectivo	6444,5	-8275,5	-9500,5	-2011,3
Período de retorno (anos)	4,9	0,8	0,1	0,4
Preço (€) / kW	1041,5	32,1	165,3	-98,4

Anexo G – Artigo: “Optimal design of micro-turbine cogeneration systems for the portuguese buildings sector”

Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition
IMECE2011
November 11-17, 2011, Denver, Colorado, USA

Paper-IMECE2011-64470

OPTIMAL DESIGN OF MICRO-TURBINE COGENERATION SYSTEMS FOR THE PORTUGUESE BUILDINGS SECTOR

Luís B. Martins
School of Engineering
University of Minho
4800-058 Guimarães Portugal

Ana C. M. Ferreira
School of Engineering
University of Minho
4800-058 Guimarães Portugal

Manuel L. Nunes
School of Engineering
University of Minho
4800-058 Guimarães Portugal

Celina P. Leão
School of Engineering
University of Minho
4800-058 Guimarães Portugal

Senhorinha F. C. F. Teixeira
School of Engineering
University of Minho
4800-058 Guimarães Portugal

Francisco Marques
School of Engineering
University of Minho
4800-058 Guimarães Portugal

José C. F. Teixeira
School of Engineering
University of Minho
4800-058 Guimarães Portugal

ABSTRACT

The use of combined heat and power (CHP) systems to produce both electric and thermal energies for medium-size buildings is on the increase, due to their high overall efficiency, high energy prices and political and social awareness. In this paper, an energy-economic study is presented. The main objective is to implement an analysis that will lead to the optimal design of a small cogeneration system, given the thermal power duration curve of a multi-family residential building. A methodology was developed to obtain this curve for a reference B' class building located in the North of Portugal. The CHP unit is based on a micro gas-turbine and includes an Internal Pre-Heater (IPH), typical of these types of small-scale units, and an external Water Heater (WH). A numerical optimization method was applied to solve the thermo-economic model. The mathematical model yields an objective function defined as the maximization of the annual worth of the cogeneration system. A purchase cost equation was used for each major plant component that takes into account size and performance variables. Seven decision variables were selected for the optimization algorithm, including performance of internal gas-turbine components and electrical and thermal powers.

The results show that, the revenue from selling electricity to the grid and fuel costs have the greatest impact on the annual worth of the system. The optimal solution for the small CHP is

sensitive to fuel price, electricity feed-in-tariff, capital cost and to the thermal load profile of the building. High European energy prices point towards future micro gas-turbines with better electrical efficiencies, achieved via a higher pressure-ratio compressor and turbine inlet temperature.

INTRODUCTION

The ongoing energy crisis has boosted the stimulus for relevant changes in energy conversion systems on a worldwide basis. The liberalization of the energy markets, the energy efficiency concerns, the environmental issues and the emphasis on distributed power generation are factors that increasingly contribute to the success of cogeneration technologies.

A CHP system typically consumes less 20% of input energy, when compared with separate heat and power systems and for the same level of energy outputs [1]. This reduced primary fuel consumption is the key to the environmental benefits of CHP as burning a smaller amount of fuel means fewer emissions.

Currently available CHP systems are mostly large-scale industrial units but future small-scale CHP for building applications could, if supported by favorable economic and policy conditions, represent a considerable market segment with a high sustainability potential. Operational cost savings provides additional competitiveness for commercial and residential buildings. This represents an opportunity to move

towards more decentralized forms of electricity generation, where plants are designed to meet the thermal and electrical needs, providing high efficiency, avoiding transmission losses, deferring grid and centralized power station investments, increasing flexibility in system use and promoting liberalization in energy markets [2]. For instance, in Europe, the Energy Performance of Buildings Directive (EPBD) [3] and its recent recast [4] opened new opportunities for small-scale systems applied to the buildings sector, by ensuring that before construction starts, the economic feasibility of high-efficiency alternative systems such as cogeneration is taken into account. Moreover, the increase of energy efficiency and the improvement of energy supply security were largely promoted through the Cogeneration Directive 2004/8/EC [5]. Its purpose was the creation of a framework for the promotion and development of high efficiency cogeneration, based on the useful heat demand of the client and the Primary Energy Savings (PES).

The broad adoption of small-scale cogeneration systems by the buildings sector is not a reality yet, mainly due to relatively high capital costs and to the difficult match between the produced heat and power and the respective load profiles of the building. On the contrary, large industrial clients tend to have longer and more stable load profiles, which facilitate CHP implementation.

Nevertheless, the European Cogeneration Directive [5] came to a help by promoting the philosophy of systems driven by the heat demand of the client (and upgrading cogeneration to a status similar to renewable energy). As a result, most EU member States created support schemes based on electricity Feed-In-Tariffs (FIT). These grid-selling tariffs are usually fixed throughout the day, and typically represent a premium comparatively to the buying-back prices. Therefore, all the produced electricity can be sold to the grid and only a match for the thermal energy is needed.

For example in Portugal, according to the Energy Services Regulatory Authority (ERSE) [6], between January 2008 and May 2011, the average FIT was 108 €/MWh_e for large-scale CHP systems. In fact, the FIT is calculated monthly via a rather complex formula that involves, among other factors, oil market prices, but the CHP operator can opt for an hourly fixed or a two-period modulated tariff. For micro-cogeneration systems ($\dot{W}_e < 11.08 \text{ kW}_e$), a recent Law [7] guarantees a FIT of 160 €/MWh_e for the first 8 years after commissioning, followed by 96 €/MWh_e from years 9 to 15.

Another good example is Germany, who defined an ambitious National target of 25% for the share of CHP electricity by 2020, integrated into a reviewed Cogeneration Law (KWKG 09) that complies with the Cogeneration Directive and includes a new micro-mini CHP impulse program specially designed for the residential sector [2]: apart from investment subsidies, micro CHP units (<50 kW_e) are particularly favored via a tariff bonus of 51.1 €/MWh_e over 10 years, both for self-consumed and grid-sold electricity, plus an approx. 10 €/MWh_e refund for the avoided use of the network and an extra fossil fuel tax refund of 5.5 €/MWh for NG, equivalent to about 18 €/MWh_e. In the case of grid-sold

electricity, the bonus is added to the quarterly averaged base price of the European Energy Exchange Market (EEX) [8] that had a value of 53.16 €/MWh_e in the second quarter of 2011, leading to a FIT of roughly 132 €/MWh_e. The tariff bonus is reduced to 20 €/MWh_e over 6 years, for Mini CHP units with a power up to 2 MW_e.

Different technologies may be adequate for use in small-scale cogeneration plants but a sensible solution for medium-size buildings is a system based on the fast emerging micro gas-turbine technology. Micro-turbines offer significant advantages over Diesel or IC engines, particularly when Natural Gas (NG) is used as fuel [9]. Working with high levels of excess air, the emission of pollutants and noise are lower, they do not need a cooling system and total efficiencies of up to 90% are feasible, with the further advantage of flexible heat production through the possible use of post-combustion. Some reasonably priced and compact models are already available in the range of 30 to 250 kW_e, that use a basic single stage air-compressor associated to an IPH to reach electrical efficiencies of about 30%.

The development of a new technology involves the problem of plant optimization and must take into account both the technical issues and the socio-economic aspects. The integration of these two factors is the subject of thermo-economics [9]. The aim of these procedures is either minimize the total cost or to maximize the total revenues throughout the operational life of the system and so to define the key parameters of each plant-component that lead to the optimal design of the technology. Thus far, numerical methods of optimization have been used for the thermodynamic and economic optimization of large systems [10, 11].

However, applications of these methodologies to small and micro-scale installations are not common in the literature. The most frequent are studies involving (i) a single technology with the quest for sizing and optimizing operational strategies [9, 12, 13], (ii) different cogeneration technologies, each of them with a fixed design available in the market (assumed optimal), with the quest for choosing the best technology and size for a particular application [2, 14, 15] and, (iii) the optimization of a single component. In the latter and for micro gas-turbine technology, several studies can be found for the optimization of the IPH, a key component in the technological development of these systems [16, 17, 18].

Thus, this work is directed to the near future technological development of micro gas-turbine CHP systems, and involves the all together optimization of the main components, for application to medium size buildings, taking into account the specificities of the European market (e.g. high energy prices, support schemes). The main goal will be also to find the answer to: "What will be the optimal match between compressor pressure ratio, Turbine Inlet Temperature (TIT) and, IPH and external WH effectiveness that will lead to the best economical result?"

The optimization procedure was implemented by means of a computer program based on the Box method. According to Rao [19], the Box method is a simple approach to solve optimization problems with explicit and implicit constraints

based on the Simplex methodology. The mathematical model yields a non-linear objective function, subject to physical constraints of system components and operation, and the purpose is to find the optimal configuration of the cogeneration system, also taking into account the thermodynamic performance of key internal components. The model includes seven decision variables and the objective function is defined as the maximization of annual worth of the plant operation.

This study aims to provide guidelines for the optimal design of the next-generation micro-turbines used in small cogeneration systems for applications to medium-size buildings in the Portuguese market.

THERMAL LOAD METHODOLOGY

According to the cogeneration Directive [5], a high-efficient cogeneration shall operate based on the useful heat demand of the building, and provide a PES of at least 10%, compared with the references for separate production of heat and electricity. There is no need to match the electrical demand of the building, as the surplus or even all the produced electricity can be sold to the grid. Therefore, it is of utmost importance to match the thermal capacity of the cogeneration system to the total thermal load of the building [2].

For this purpose, a simplified methodology was defined to obtain the annual thermal power duration curve (TPDC) of a building that includes both the heating and the domestic hot water needs.

A hypothetical reference building was considered, with 52 dwellings and located in the city of Porto. The total TPDC was obtained from the sum of the hourly heating load plus the hourly hot water needs. Both thermal loads were calculated according to the Portuguese regulation for the thermal behavior of buildings (RCCTE) [20] that conforms to the EPBD.

Heating Load

For the heating load, the procedures were as follows: (i) the specific winter heating demand (N_i), per unit of floor area, was calculated for a reference B' class building in accordance to the RCCTE [20]. This heating demand depends on the Form Factor (FF - building envelope area divided by volume) and on the Heating Degree Days (HDD) of the local climate, for a reference air inside temperature of 293 K. (ii) From N_i , a global heat loss coefficient was calculated in $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$. (iii) Finally, the hourly heat demand of the building was computed based on the difference between the constant inside reference temperature and the hourly outside temperatures for the local climate (average day of each month) and the total floor area ($150 m^2$ per dwelling).

Domestic Hot Water Load

The domestic hot water needs were considered as 40 liters per person and per day at 333 K [20] and an occupation of 5 persons per dwelling. The daily energy needed was computed by taking into consideration a monthly variable water-supply temperature.

The hourly energy demand was then obtained by assuming the distribution presented in Figure 1 and taking into account the number of dwellings of the multi-apartment building.

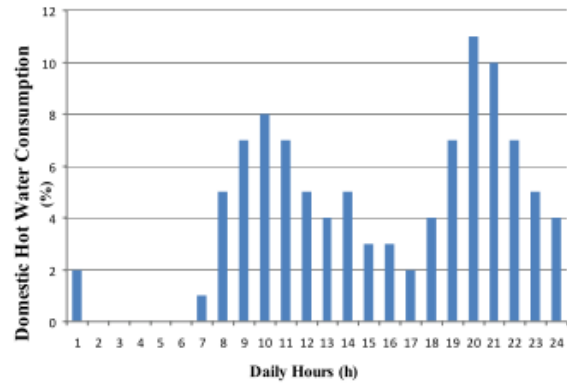


Figure 1. Assumed daily domestic hot water load distribution.

Annual Thermal Power Duration Curve TPDC

As indicated before, the total thermal load of the building, on an hourly basis, was calculated by adding the hourly values of heating and hot water loads. Finally, the annual curve was obtained by sorting the hourly values from maximum to minimum. The result is presented in Figure 2 for the reference building with a total floor area of $7800 m^2$ a FF of 1.0, located in Porto (1610 HDD). Also shown in Figure 2, is the point with the thermal power capacity (178 kW) and annual working hours (3000 h) that corresponds to a CHP system that will produce the maximum annual thermal energy at nominal power. The total thermal energy consumption represented by the area under the curve is 1008 MWh.

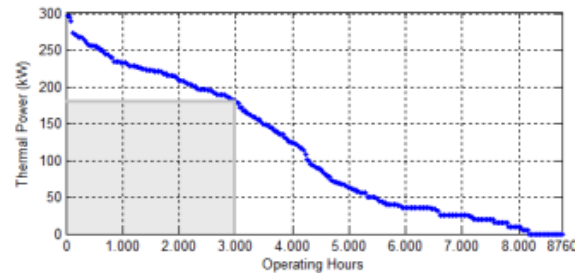


Figure 2. Annual Thermal Power Duration Curve TPDC for a reference 52 apartment-building located in Porto.

Figure 3 presents the evolution of the annual thermal energy production of a CHP with the nominal thermal capacity and the corresponding number of annual working hours matching the curve of Figure 2. The maximum output is $535 MWh_{th}$ (corresponding to the rectangular area of Figure 2) but the curve is quite flat between 3000 and 4000 hours or 178 and 125 kW_{th} , respectively.

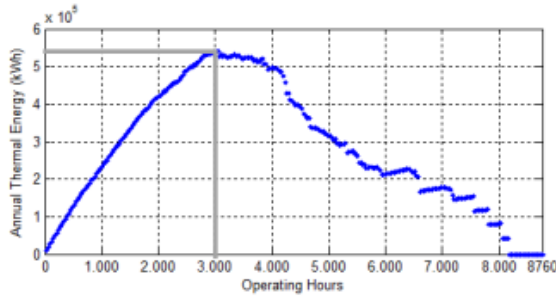


Figure 3. CHP thermal energy output as function of yearly operating hours at nominal capacity matching the TPDC.

SMALL-SCALE CHP SYSTEM DESCRIPTION

The central component of the plant is a micro gas-turbine, working under the Joule-Brayton thermodynamic cycle. The filtered air supply (1) passes through the compressor (C) and then through an internal pre-heater (IPH) before entering the combustion chamber (CC). NG is fed into this CC and the high temperature gases (4) are expanded in the turbine (T). The exhaust gases (5) leaving the turbine are then firstly used to pre-heat the incoming air in the IPH and secondly for the production of hot water in the external heat recovery system, before leaving to the atmosphere. The latter is a water heat exchanger (WH) where an optimum mass flow of water is heated from 288 to 353K. The system configuration is shown in the Figure 4.

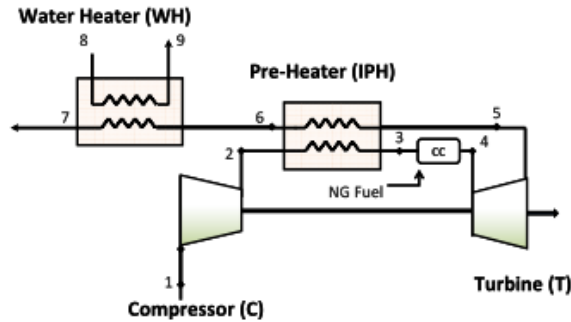


Figure 4. Diagram of the cogeneration system.

MATHEMATICAL MODEL

The mathematical description of this energy system is based on the cost equations for the plant components, which associate their costs to the size and to performance parameters of the physical model. Since these are nonlinear relationships, an optimization model is achieved and solved by using numerical optimization techniques.

Through the thermo-economic model developed, whose equations were described in detail by Leão *et al.* [21], an objective function subjected to nonlinear physical constraints of the system was defined. This objective function is described as the maximization of the Annual Worth (AW) defined by the

balance between the incomes and the costs from the CHP system operation, as described in the equation (1):

$$\max AW = R_{sell} + C_{avoided} - C_{inv} - C_{func} \quad (1)$$

where the incomes are the revenues from selling electricity to the grid (R_{sell}) and the avoided cost of heat generation by a conventional boiler ($C_{avoided}$). In terms of costs, it is considered the annual investment (C_{inv}) cost and the operational (C_{func}) costs involved in the heat and electricity production.

The R_{sell} is calculated from the cumulative amount of electricity delivered to the grid, considering the time of system operability, t , and multiplied by the electricity-selling price (taken in this study as a guaranteed and fixed feed-in-tariff of 0.12 €/kWh). The $C_{avoided}$ represents the avoided annual cost of Natural Gas, that would be consumed by a conventional boiler, to produce the amount of useful thermal energy delivered by the CHP.

The C_{inv} includes the purchasing costs of the plant components assuming a system lifetime of 10 years and annual Capital Recovery Factor (CRF) of 0.142, equivalent to a 7% effective rate of return. The C_{func} of the CHP system comprises the maintenance and fuel costs. The fuel cost is calculated as the cumulative fuel consumption by CHP system for the total working hours, t , multiplied by the fuel price (10 €/GJ) and the maintenance cost was assumed equal to 15% of the C_{inv} , equivalent to about 6 €/MWh_e. In earlier works, Valero *et al.* [10] and Gogus [22] have used a lower value (6% of C_{inv}) for the maintenance costs, for very large systems and a higher CRF of 0.182.

Seven decision variables were selected for the optimization algorithm: the compressor pressure ratio (r_c), the isentropic efficiencies of the air compressor (η_c), and the gas turbine (η_T), the air temperature at the pre-heater exit (T_3), the temperature of the combustion gases at the turbine inlet (T_4), the electrical power production (\dot{W}_e) and the thermal power (\dot{Q}). This thermal power is directly related to the number of yearly operating hours and obtained from Figures 2 and 3. For example, a maximum of 535 MWh of thermal energy would be obtained with a system delivering 178 kW of thermal power working 2980 hours per year. However, this is not likely to correspond to the optimal solution. The air temperature (T_3) at the IPH exit is directly related to its size and effectiveness.

The optimization problem was solved based on the Box Method [19], a search method without the need of analytic derivatives, which was implemented in the MatLab® environment. This method has the advantage of being a direct optimization method similar to the 'Simplex' method, requiring a computation time relatively low in getting the optimal solution. The solution domain in the n -dimensional space is defined by a polyhedral figure with, at least, $(n+1)$ vertices, where n is the number of decision variables. It is recommended to use $2n$ vertices. In each iteration, the worst vertex is replaced by a new one located along the line connecting the rejected vertex and the polyhedral centroid, thus reducing the solution space. The method stops when the size of solution space falls below a defined value.

In this study, the initial approximation defined for the seven decision variables were: $r_c=7$; $\eta_c=\eta_t=0.8$; $T_3=850\text{K}$; $T_4=1400\text{K}$, $\dot{W}_c=100\text{ kW}$ and $\dot{Q}=120\text{ kW}$.

Physical Constraints Definition

In order to take into account the physical limitations of system operation and to minimize the computational time, it was also included in the model some nonlinear inequality constraints. The aim of introducing those constraints was to restrict the variables range according to their physical significance in the system. As well known, low pressure-ratio gas turbine cycles require an internal air pre-heater to achieve reasonable efficiencies: air pre-heating increases the combustion inlet temperature, thus decreasing the amount of fuel and increasing the efficiency. The pressurized air is pre-heated before entering in the CC and so, it is required that the temperatures T_2 and T_3 are lower than the temperature of the exhaust gases (T_3) at the turbine exit, for an effective heat transfer in the IPH: $T_1 \leq T_3 \leq T_4$; $T_2 \leq T_3 \leq T_3$. Also, some realistic boundaries can be imposed to temperature differences: $50 \leq T_3 - T_2 \leq 600$; $10 \leq T_3 - T_3 \leq 700$; $10 \leq T_6 - T_2 \leq 800$; $200 \leq T_6 - T_0 \leq 800$. The temperature T_7 cannot be lower than 363 K in order to prevent the condensation problems in the heat recuperating system: $363 \leq T_7 \leq 1000$.

In addition, the air and the exhaust gases were treated as perfect gases assuming constant specific heats and all the components were considered adiabatic (1.004 kJ/kg.K for the air and 1.17 kJ/kg.K for the combustion gases). It was also assumed a reasonable pressure drop for the flows at the combustion chamber ($P_4 = 0.95P_3$), at the internal pre-heater ($P_3 = 0.95P_2$ and $P_6 = 0.97P_3$) and at the water heat-exchanger ($P_7 = 0.95P_6$).

Thermodynamic Relationships

For each component, the operating fluid properties were calculated through standard thermodynamic relationships and a degree of irreversibility was considered for both the compressor and the turbine. The relationships for each one of the plant components can also be found in the work of Leão *et al.* [21]. The fuel is natural gas (NG) and the properties used in this work are those recommended in the Portuguese reference manuals for the design of the National pipeline network: a relative density of 0.65, and a Low Heating Value (LHV) of 45.1 MJ/kg. The latter value seems to correspond to a minimum for the NG supplied to Portugal via the Magreb Europe pipeline. Large oscillations in the characteristics of this NG have been observed in the past. With the introduction of the LNG Atlantic Terminal at Sines, about half of the supplied gas started to come from Nigeria and the relative density and LHV National average values are estimated to be 0.62 and 48.3 MJ/kg, respectively [23, 24].

Cost Equations

The mathematical expressions that define the cost of each CHP system component were based on the work presented by Valero *et al.* [10], where the exponents and coefficients of each cost equation were adjusted for small-scale units, also taking into account for inflation and the conversion from US dollars to Euros.

In the original equations of these authors [10] for the Compressor, Combustion Chamber and Turbine, a linear relationship between the cost and the mass-flow of air or gases was assumed. This can be valid for large systems but not for small units and other authors [25] have suggested an exponent lower than one for the mass-flow.

In this work and in the absence of real market data, the thermodynamic cycle used by Valero *et al.* [10] was considered as a reference and their equations taken as valid down to a 2 MW_e system power. Then, new equations with a mass-flow exponent of 0.8 were fitted from 2 MW_e downwards. For the heat-exchangers (IPH and WH), a similar procedure was followed but with a reduction of the area exponent from 0.6 to 0.4. The resulting purchase cost of each system component is presented by the equations (2-6).

Compressor cost equation, C_c :

$$C_c = \frac{64.7 \dot{m}_a^{0.8}}{0.92 - \eta_c} r_c \ln r_c \quad (2)$$

Combustion Chamber cost equation, C_{CC} :

$$C_{CC} = \frac{41.9 \dot{m}_a^{0.8}}{0.995 - P_4/P_3} \left[1 + e^{(0.018T_4 - 26.4)} \right] \quad (3)$$

Turbine cost equation, C_T :

$$C_T = \frac{436.8 \dot{m}_g^{0.8}}{0.92 - \eta_T} \ln r_T \left[1 + e^{(0.036T_4 - 54.4)} \right] \quad (4)$$

Internal Pre-Heater cost equation, C_{IPH} :

$$C_{IPH} = 10681 A_{IPH}^{0.4} \quad (5)$$

Water Heat exchanger cost equation, C_{WH} :

$$C_{WH} = 8723 A_{WH}^{0.4} \quad (6)$$

These equations should be considered as preliminary as they did not take into account recent market prices. For obvious reasons manufacturers do not reveal detailed cost information for separate components of currently available micro-turbines, least is to say for hypothetical future generation components.

Nevertheless, a different approach is currently under way within the present study: based on the market price of a 100 kW micro-turbine package taken as reference, and by estimating the relative component costs, new constants can be found for equations (2-6).

Also, equation (5), for the IPH cost, will have to include a temperature term. Actually, the choice of material for the IPH

depends on the Turbine Exit Temperature (TET, or T5 in Figure 4) [16, 17]. Currently available micro-turbines have TETs below 900 K and their IPH is made of stainless steel, but future generation models are likely to require higher temperature resistant materials such as Nickel super alloys, which will imply a premium cost.

RESULTS AND DISCUSSION

The model described was tested to match the small-scale cogeneration plant to the thermal power duration curve of the building. Thus, the CHP thermal power \dot{Q} is related to the annual operating hours, decreasing the size with the increase in operating time. The environmental conditions are set at $T_0=291.0$ K and $P_0=1.013$ bar.

When the optimization method reaches the convergence, the optimal values for the costs, revenues and decision variables are obtained, along with other model variables (Tables 1 and 2).

Concerning the costs and benefits (Table 1), the fuel cost predominates and, although the income from selling the electricity is the most important revenue, the savings on Natural Gas on the avoided conventional heat generation is also very significant. Therefore, the price of Natural Gas and the value of the electricity feed-in-tariff are of major importance.

Table 1. Optimal annual costs and incomes.

Costs and Revenues	€/year
Capital Investment Cost, C_{inv}	(15 346)
Operating Costs C_{func}	
Fuel Cost, C_{fuel}	(40 296)
Maintenance Costs (15% of C_{inv})	(2302)
Total	(42 597)
Income from selling electricity power to the grid, R_{sell}	49 097
Avoided cost of conventional heat generation $C_{avoided}$	20 784
Annual worth of the small scale-CHP system	11 938

Unsurprisingly, the match between the plant size and the thermal load of the building leads to a number of operating hours per year of only 3832, much lower than in industrial applications where the thermal load profile is steadier. An increase in the operating time, and the corresponding reduction of CHP size and investment cost, would not compensate the reduction in both thermal energy and electricity productions, Figures 2 and 3.

The most important parameters in a gas turbine cycle are the compressor pressure ratio, r_c , the IPH effectiveness ϵ_{IPH} and the turbine inlet temperature, T_4 (Table 2). As expected, the compressor pressure ratio obtained is about half of the usual values present on large industrial turbines, typically from 14 to 20 (or even higher for aero-derivative engines), which do not have an IPH. However, these values are significantly higher than the ones observed with currently available micro-turbines that usually have a single stage centrifugal turbine and compressor with a pressure ratio of about 4.

Concerning the turbine inlet temperature, T_4 , the values obtained are very similar to the ones of large turbines and higher than the temperatures observed in real micro-turbines

As a result, the obtained electrical efficiency of 36.4%, Table 2, calculated assuming 93% generator efficiency, is higher than the actual 25 to 31% values observed with real micro-turbines [9].

Table 2. Relevant and decision variables results.

	\dot{Q} (kW)	135.6
	\dot{W}_e (kW)	114.6
	Operating hours (h/year)	3832
Component		
Compressor, C	r_c	7.457
	η_c	0.877
	T_2 (K)	550.1
	\dot{m}_a (kg/s)	0.3701
Combustion Chamber, CC	T_3 (K)	937.56
	T_4 (K)	1489.5
	\dot{m}_f (kg/s)	0.0065
Turbine, T	η_r	0.885
	T_5 (K)	1008.7
Internal Pre-Heater, IPH	ϵ_{IPH}	0.845
	T_6 (K)	682.1
Water-heater, WH	ϵ_{WH}	0.781
	T_7 (K)	374.36
Electrical efficiency, η_{el}		0.365
Total efficiency, η_{Total}		0.789
Primary Energy Savings, PES (>0.10)		0.174

These initial results can be an indication that manufacturers are not taking into account the high fuel costs associated to the full life of the equipment, and tend to produce inexpensive models with too low pressure ratio compressor, small internal pre-heater and low turbine inlet temperature (T_4), allowing the use of low cost materials.

As the optimizing method favours the electrical efficiency (and thus the production of electricity, the most valuable asset), the IPH effectiveness is higher than the one from the WH. The exit temperature of the exhaust gases T_7 , is above the minimum allowed of 363 K, so that the thermal energy transferred to the water is not maximized.

The optimal solution indicates the IPH as being responsible roughly for 50% of the capital cost of the system and this appears exaggerated. It should be noticed that cost information from the manufacturers is not available but the IPH is widely recognized as the most expensive component [17], and some authors estimate an average of 30% of capital cost for the currently available micro-turbine packages [16]. Nevertheless, a considerable change in the IPH cost should not affect the optimal solution in a significant way, due to the predominance of the operating costs.

These results are preliminary as the cost equations (2-6) are being revised, in a tentative to fairly accurate them to currently and future market data, and prior to the implementation of a sensibility analysis to the price of Natural Gas and electricity FIT.

CONCLUSIONS

An optimization method was applied to a small-scale cogeneration system centred on micro gas-turbine technology, to be used in a European multi-dwelling building. The methodology proved to be a useful tool to size and to provide guidelines for future design developments of this type of technology.

A simplified scheme was developed to obtain the annual thermal power duration curve of a reference residential building located in the North of Portugal, based on the hourly domestic hot water needs and on the heating load.

The previously used optimization method was adapted, adding two new decision variables, the CHP thermal and electrical capacities, and by defining the new objective function as the maximization of the annual profit.

The most relevant variables in micro-turbine systems are the pressure ratio, internal pre-heater effectiveness and the turbine inlet temperature. The first tests with the presented model indicate that the system appears to be more sensitive to pressure ratio and to pre-heater effectiveness changes. The turbine inlet temperature remained virtually unchanged but close to the maximum allowed value.

The preliminary results point out that, taking into account the high European energy prices, currently available micro-turbines are probably biased towards lower investment costs resulting in low efficiency systems with higher total costs. Thus, future designs should be directed towards higher electrical efficiencies, via a higher pressure-ratio compressor and turbine inlet temperature, but these will require the use of different materials, namely for the turbine and the internal pre-heater. Accordingly, the IPH cost-equation will have to include a temperature term.

Also, the optimal operating time of a small-scale CHP for a Portuguese residential building is below 4000 h/year, a value significantly lower than with the usual large-scale industrial applications.

After a revision of all the component cost-equations, a sensibility analysis to the electricity feed-in-tariff and to the Natural Gas price will be carried out, as these variables play a major role in the total costs and revenues of the system.

NOMENCLATURE

A	Heat transfer area	m^2
AW	Annual Worth	€
C	Cost	€
CRF	Capital Recovery Factor	
c_p	Specific heat	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
FF	Building Form Factor	
HDD	Heating Degree Days	$^{\circ}C.day$
LHV	Low Heating Value	$kJ.kg^{-1}$
\dot{m}	Mass flow rate	$kg.s^{-1}$
PES	Primary Energy Savings	(-)
\dot{Q}	Thermal power	W
r	Pressure Ratio	(-)
NG	Natural Gas	(-)
P	Pressure	(bar)
T	Temperature	K

t	time	(s)
U	Global heat-loss coefficient	$W.m^{-2}.K^{-1}$
TIT	Turbine Inlet Temperature	K
TET	Turbine Exit Temperature	K
TPDC	Thermal Power Duration Curve	W
\dot{W}_e	Electrical Power	W

Greek letters

ε	Heat Exchanger Effectiveness
γ	Adiabatic index
η	Efficiency

Subscripts

a	air
<i>avoided</i>	avoided costs
C	compressor
CC	combustion chamber
<i>inv</i>	annual investment cost
IPH	Internal Pre-Heater
e	electrical
f	fuel
<i>func</i>	operational costs
g	gases
<i>sell</i>	selling electricity revenues
T	turbine
t	total
th	thermal
WH	Water Heater

ACKNOWLEDGMENTS

The authors are deeply thankful to the R&D Centers CT2M and Algoritmi for their financial support and to Portuguese Foundation for Science and Technology (FCT) through the PhD grant SFRH/BD/62287/2009.

REFERENCES

- [1] Onovwiona, H.I. and Ugursal, V.I., *Residential Cogeneration System: Review of the Current Technology*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2006, **10**: p. 389-431.
- [2] Konrad, C., Obé E. and Frey H., *Distributed generation potential in the German residential sector*, Cogeneration & On-Site Power, 2009, March-April: p. 59-65.
- [3] Directive 2002/91/EC of the European Parliament and of the Council. *On the energy performance of buildings*. Official Journal of the European Union, 16 December 2002.
- [4] Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council, *On the energy performance of buildings (recast)*. Official Journal of the European Union, 19 May 2010.
- [5] Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council, *On the promotion of cogeneration based on a useful heat demand*. Official Journal of the European Union, 11th February, 2004.
- [6] The Portuguese Energy Services Regulatory Authority ERSE, *Informação sobre Produção em Regime Especial (PRE)*, 2011.

- <http://www.erse.pt/pt/electricidade/factosenumeros/Documents/SIPREJul11infoMai11.pdf>, consulted on the 30th July 2011.
- [7] Decreto-Lei 118-A/2010. Diário da República Portuguesa, I Série-A: p. 4834(2)-4834(15), 25 de Outubro 2010. (in portuguese)
- [8] European Energy Exchange Market EEX, Leipzig, Germany. KWK Index for Germany, second quarter 2011: <http://www.eex.com/en>, consulted on the 30th July 2011.
- [9] Sanaye S, and Ardali, M., *Estimating the power and number of microturbines in small-scale combined heat and power systems*. Applied Energy, 2009, **86**: p.895-903.
- [10] Valero A, Lozano A, Serra L, Tsatsaronis G, Pisa J, Frangopoulos C, and Spakovsky R. *CGAM problem: definition and conventional solution*. Energy, 1994, **19**(3): p.279-286.
- [11] Silva, A.M., Teixeira, J.C.F. and Teixeira, S.F.C.F. *A numerical thermoeconomic study of a co-generation plant*. Proceedings from 16th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS 2003), Copenhagen, Denmark, 2003, p. 195-202.
- [12] Ren, H., Gao, W. and Ruan, Y., *Optimal sizing for residential CHP system*. Applied Thermal Engineering, 2008, **28**: p.514-523.
- [13] Kaikko, J. and Backman, J., *Technical and economic performance analysis for a microturbine in combined heat and power generation*, Energy, 2007, **32**(4):p.378-387.
- [14] Dorer, V. and Weber, A., *Energy and CO₂ emissions performance assessment of residential micro-cogeneration system with dynamic whole-building simulation programs*, Energy Conversion and Management, 2009, **50**:p.648-657.
- [15] De Paepe, M. and Mertens, D., *Combined heat and power in a liberalised energy market*, Energy Conversion and Management, 2007, **48**: p.2542-2555.
- [16] Traverso, A. and Massardo, A.F., *Optimal design of compact recuperators for microturbine application*. Applied Thermal Engineering, 2005, **25**: p.2054-2071.
- [17] MacDonald, C.F., *Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines*. Applied Thermal Engineering, 2003, **23**: p.1463-1487.
- [18] Sayyaadi, H. and Aminian, H.R., *Design and optimization of a non-TEMA type tubular recuperative heat exchanger used in a regenerative gas turbine cycle*, Energy, 2010, **35**:p.1647-1657.
- [19] Rao, S.S. Engineering Optimization. 1996: John Wiley and Sons Editions.
- [20] Decreto-Lei 80/2006, *Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios* (RCCTE). Diário da República Portuguesa, I Série-A: p. 2468-2513, 4 de Abril 2006 (in portuguese).
- [21] Leão, C.P., Teixeira, S.F.C.F., Silva, A.M., Nunes, M.L. and Martins, L.A.S.B., *Thermoeconomical Optimization in the design of small-scale and Residential Cogeneration Systems*. Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE 2009. Florida, USA.
- [22] Gogus, Y.A, *Thermoeconomic Optimization*, International Journal of Energy Research, 2005, **29**, p. 559-580.
- [23] Redes Energéticas Nacionais REN, Natural Gas Properties, Doc. n.º M-00000-SPC-MI-0002, 5th May 2008. <http://www.ren.pt/vPT/Gas/Armazenamento/adt/Documents/M-00000-SPC-MI-0002-Rev6%20-%20Gas%20Properties.pdf>, consulted on the 31th July 2011
- [24] Redes Energéticas Nacionais REN, *Relatório da qualidade do serviço, Ano Gás 2009-2010*, Novembro 2010. (in portuguese)
- [25] Marechal, F., Palazzi, F., Godat, J. And Favrat, D., *Thermo-economic modelling and optimisation of fuel cell systems*, Fuel Cells, 2005, 5(1): p.1-24.