

Estudo de sistemas solares térmicos para aplicação a micro-cogeração

João Paulo Teixeira Begonha dos Santos

Relatório do projecto final do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Orientador: Dr^a. Ana Palmero

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto



FEUP

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica
Energia Térmica

Julho de 2008

Resumo

<tipicamente 1 página ou cerca de 350 palavras.

«Um resumo é uma representação abreviada e precisa de um documento, sem acrescento de interpretação ou crítica, escrita de forma impessoal» (ISO 214).

O resumo pode ter, por exemplo as seguintes 3 componentes:

- Parágrafo inicial de introdução do contexto geral do trabalho.
- Resumo dos aspectos mais importantes do trabalho descrito no presente relatório.. Deve explicar tudo aquilo que foi feito, por isso deve concentrar-se no que é realmente importante e que deve ajudar o leitor a decidir se deve ou não consultar o restante relatório.
- Parágrafo final com as conclusões do trabalho realizado>.

Study of solar thermal systems for micro-cogeneration

Title (in English)

Abstract (in English)

<typically 1 page or 350 words>.

Agradecimentos

<Máximo 1 página.

Agradecimentos a todas as pessoas da empresa ou organização que estiveram directamente envolvidas no trabalho realizado, ou que contribuíram para o seu sucesso.

Agradecimentos a todas as pessoas da FEUP que de algum modo apoiaram a realização do trabalho, ou que contribuíram para o seu sucesso.

Eventuais agradecimentos a outras pessoas, incluindo amigos ou familiares.

Finalmente, referir e agradecer eventuais financiamentos recebidos (por exemplo, bolsa de empresa, apoio de um programa nacional ou internacional)>

Índice de conteúdos

1. Introdução.

2. A micro-cogeração: estado-da-arte.

2.1 A cogeração

2.1.1 Fundamentos teóricos. Perspectivas históricas.

2.1.2 Modos de operação

2.1.3 Rendimentos diversos. Critérios de desempenho.

2.1.4 O mercado

2.2 A micro-cogeração

2.2.1 Definição

2.2.2 Tecnologias de conversão

2.2.2.1 Motores de combustão interna

2.2.2.2 Turbinas a gás

2.2.2.3 Motores Stirling

2.2.2.4 Ciclo orgânico de Rankine

2.2.2.5 Célula de combustível

2.2.3 Factores críticos para a penetração no mercado português

3. Energia solar térmica activa.

3.1 Introdução

3.2 Tecnologias de conversão e aplicações

3.3 Sistemas solares térmicos para aquecimento de águas

3.4 Sistemas solares térmicos para geração de electricidade

4. Estudos paramétricos do ciclo orgânico de Rankine

4.1 Introdução

4.2 Do ciclo ideal ao ciclo real

4.3 Configurações do ciclo. Modelo implementado em EES.

4.3 Comparação termodinâmica entre a água e fluidos orgânicos

4.4 Selecção do fluido de trabalho

4.5 Efeito das condições operativas

5. Estudo de sistemas solares térmicos em TRNSYS.

5.1 Introdução

5.2 Descrição dos componentes mais relevantes

5.3 Sistemas solares térmicos implementados

6. Análise ambiental e económica.

7. Conclusões

7. Referências e Bibliografia

Nomenclatura

Símbolo	Símbolo (EES)	Descrição	Unidades
A	A_{col}	Área do colector	$[m^2]$
$Cp_{água}$	C	Calor específico a pressão constante da água	$[J/kgK]$
Cp_{ar}	Cp_{air}	Calor específico a pressão constante do ar	$[J/kgK]$
$F'U_L$	$[-]$	Factor de Perdas Globais num Colector Térmico para uma Temperatura Média do Fluido	$[W/m^2K]$
$F'\tau\alpha$	$[-]$	Factor de Energia Absorvida na Placa num Colector Térmico para uma Temperatura Média do Fluido	$[-]$
F_RU_L	$[-]$	Factor de Perdas Globais num Colector Térmico para a Temperatura de Entrada do Fluido	$[W/m^2K]$
$F_R\tau\alpha$	$[-]$	Factor de Energia Absorvida na Placa num Colector Térmico para a Temperatura de Entrada do Fluido	$[-]$
G	G	Radiação incidente no colector	$[W/m^2]$
g	g_1	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
G_{ref}	G_{ref}	Radiação incidente de referência	$[W/m^2]$
H	H	Espessura da camada de ar	$[m]$
I_{cc}	I_{cc}	Corrente de curto - circuito	$[A]$
I_{max}	I_{max}	Corrente máxima	$[A]$
$\dot{m}_{água}$	m_{agua}	Caudal mássico de água	$[Kg/s m^2]$
$n_{células}$	$n_{células}$	Número de células	$[-]$
$NU_{água}$	NU_{tube}	Número de Nusselt da água	$[-]$

Estudo de sistemas solares térmicos para aplicação a micro-cogeração

Nu_{ar}	Nu_{air}	Número de Nusselt do ar	[-]
PF	PF	Razão entre a área de células e área do colector	[-]
$Pr_{água}$	Pr_{water}	Número de Prandtl da água	[-]
Pr_{ar}	Pr_{air}	Número de Prandtl do ar	[-]
$Q_{água}$	Q_{water}	Fluxo de calor na água	[W/m ²]
$Q_{amb,conv}$	$Q_{skyconv}$	Fluxo de calor por convecção para o ambiente	[W/m ²]
$Q_{amb,rad}$	Q_{skyrad}	Fluxo de calor por radiação para o ambiente	[W/m ²]
$Q_{ar,conv}$	$Q_{airconv}$	Fluxo de calor por convecção no espaço de ar	[W/m ²]
$Q_{ar,rad}$	Q_{airrad}	Fluxo de calor por radiação no espaço de ar	[W/m ²]
Q_{ba}	Q_{ba}	Fluxo de calor por condução entre placa absorvora e o ambiente	[W/m ²]
Q_{ca}	Q_{ca}	Fluxo de calor por condução entre células e a placa absorvora	[W/m ²]
$Q_{vidrocélulas}$	$Q_{pvglass}$	Fluxo de calor por condução entre as células e o vidro de protecção	[W/m ²]
$Q_{vidrocélulas,baixo}$	$Q_{pvglass}$	Fluxo de calor por condução entre as células e o vidro de protecção de baixo (colector híbrido placa – tubo com células transparentes)	[W/m ²]
$Q_{vidrocélulas,cima}$	$Q_{topglass1}$	Fluxo de calor por condução entre as células e o vidro de protecção de cima (colector híbrido placa – tubo com células transparentes)	[W/m ²]
$Q_{vidrocobertura}$	$Q_{topglass}$	Fluxo de calor por condução no vidro da cobertura	[W/m ²]
$Re_{água}$	Re_{water}	Número de Reynolds	[-]
Ra_{ar}	Ra_{air}	Número de Rayleigh	[-]
$T_{água}$	T_{water}	Temperatura de saída da água	[K]
T_{amb}	T_{amb}	Temperatura ambiente	[K]
T_{bond}	T_{bond}	Temperatura na base do tubo	[K]

1. Introdução

Um dos principais objectivos no desenvolvimento da geração de energia eléctrica no século XXI será a diminuição das emissões de dióxido de carbono para a atmosfera. Esta meta poderá ser atingida através dum aumento da contribuição da cogeração na geração de energia eléctrica e da substituição do carvão por outros combustíveis tais como o gás natural. (Zaporowski and Szczerbowski, 2003).

Portugal depende em larga escala das importações para satisfazer as suas necessidades energéticas, sendo a sua fonte de energia doméstica mais importante a hidroeléctrica. O país apresenta o mais baixo consumo de electricidade *per capita* da união europeia, mas uma das mais altas taxas de crescimento e estudos de mercado sugerem que essa tendência continuará no futuro. O governo português, num esforço para travar o crescimento exponencial da emissão dos gases de efeito de estufa devido ao consumo crescente de electricidade e dos transportes, tem promovido intensivamente a implementação de energias renováveis e de políticas energéticas eficientes.

(Uma das formas mais importantes de contribuir para a redução da dependência energética do país consiste na abordagem integrada do serviço energético junto do consumidor final. A liberalização do mercado da electricidade abrirá, em Portugal, portas para o aparecimento de empresas especializadas na prestação de serviços de energia, as denominadas ESCOs (Energy Services Companies). A micro-geração e, em particular, a micro-cogeração, representam uma nova oportunidade para este tipo de empresas. Actualmente, a penetração da micro-geração e da micro-cogeração em Portugal e na Europa é muito reduzida, devido essencialmente a factores de ordem política e legislativa. A ausência de um enquadramento adequado limita,

por enquanto, a atractividade da micro-geração. A equiparação da micro-cogeração à cogeração, por exemplo ao nível do acesso a tarifas de gás natural especiais, poderá criar condições para que a micro-cogeração se torne efectivamente uma actividade atractiva.

*Estudo do Mercado Potencial
para a Aplicação das
Tecnologias de Micro-Cogeração
em Portugal* CEEETA – Centro de Estudos em Economia da Energia,
dos Transportes e do Ambiente Dezembro de 2001)

2. A Micro-cogeração: Estado-da-arte

2.1 A Cogeração

2.1.1) Fundamentos teóricos e Perspectivas históricas.

A termodinâmica das centrais térmicas tem sido, desde há muito, uma área de estudo clássica para engenheiros. Os objetivos de tal estudo prenderam-se, tradicionalmente, com a determinação e maximização da eficiência térmica, ou seja, com a produção mais eficiente (e económica) de energia eléctrica ou mecânica a partir da energia química contida nos combustíveis. (Horlock, 1997) Ora, a conversão da energia térmica em trabalho está limitada pelas restrições implícitas na Segunda Lei da Termodinâmica, sendo que grande parte da energia primária que é disponibilizada para se produzir uma dada quantidade de trabalho é pura e simplesmente desperdiçada na rejeição de calor à fonte fria. Assim, existem situações em que juntamente com a necessidade de produção de trabalho ou energia eléctrica há consumos de energia térmica que não raramente se processam a baixos níveis de temperatura e que assim sendo poderiam recorrer ao uso da energia térmica inevitavelmente rejeitada pelos motores. (Pinho,Carlos, Abril de 2005)

Podemos então definir cogeração como a *produção sequencial de duas ou mais formas de energia útil a partir da mesma fonte de energia primária* (Educogen, 2001). Conforme ilustrado na figura 1, a aplicação do conceito de cogeração resulta num considerável decréscimo do consumo total de energia primária.

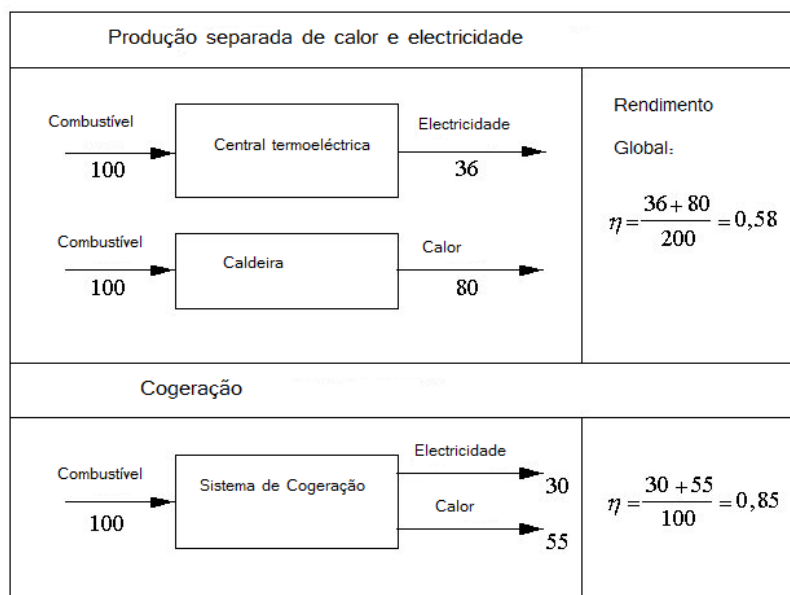


Figura 1: Comparação dos rendimentos entre cogeração e produção separada de calor e electricidade. (Os números sob as setas representam unidades de energia). fonte:educogen 2001

Ora, esta filosofia de integração dos processos de produção de energia mecânica e térmica, foi utilizada desde os primórdios da revolução industrial (séc. XIX). Porém, a baixa

dos custos de energia que entretanto se verificou, associada ao aumento das fontes energéticas disponíveis, e portanto a reduzidos preços do combustível e da electricidade, levou a que as empresas industriais fossem abandonando essas instalações em que se combinavam a produção de energia mecânica ou eléctrica e energia térmica em detrimento da aquisição de caldeiras destinadas exclusivamente à produção de energia térmica e passando a comprar energia eléctrica às empresas produtoras e distribuidoras desta forma de energia. Somente após as crises petrolíferas dos anos setenta este aproveitamento combinado de recursos energéticos voltou a ser incentivado e foi objecto de análises teóricas mais elaboradas; foram então desenvolvidas teorias de análise do desempenho destas instalações, que permitiram uma definição adequada das condições óptimas de funcionamento dos equipamentos de produção combinada de electricidade e calor.

2.1.2) Modos de operação

O modo de operação de um sistema de cogeração é caracterizado pelo critério no qual se baseia o ajustamento da produção eléctrica e da produção térmica. Existem vários modos de operação possíveis, sendo os mais usuais os seguintes:

- i) Funcionamento em função das necessidades de electricidade (*electricity-match mode*): O sistema de cogeração funciona de forma a satisfazer prioritariamente as necessidades de electricidade. Se o calor gerado pelo sistema for inferior às necessidades, uma caldeira adicional terá que ser utilizada. Se por outro lado o calor gerado for superior às necessidades será rejeitado para o meio ambiente.
- ii) Funcionamento em função das necessidades de calor (*heat-match mode*): O sistema de cogeração funciona de forma a satisfazer prioritariamente as necessidades de calor. Se a electricidade gerada pelo sistema for inferior às necessidades será necessário recorrer à rede eléctrica. Se por outro lado a electricidade gerada for superior às necessidades o excesso poderá ser vendido à rede eléctrica.

2.1.2) Rendimentos diversos. Critérios de desempenho.

Define-se rendimento térmico de uma instalação ou motor térmico como:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{Q}_A} = \frac{|\dot{W}_u|}{|\dot{Q}_A|} \quad (2.1)$$

Onde \dot{W} é a potência do motor ou instalação térmica e \dot{Q}_A é a potência térmica necessária ao accionamento da instalação. Em termos práticos a potência térmica é obtida à custa da queima dum combustível numa caldeira sendo o processo de conversão de energia química em energia térmica avaliado pelo rendimento da caldeira:

$$\eta_b = \frac{|\dot{Q}_A|}{|\dot{m}_f|.PCI} = \frac{|\dot{Q}_A|}{|\dot{F}|} \quad (2.2)$$

Sendo \dot{m}_f o caudal de combustível fornecido à caldeira e $|\dot{F}|$ a potência química correspondente e baseada no poder calorífico inferior do combustível.

Se se pretender avaliar em comum o desempenho da caldeira e do motor térmico teremos o rendimento global do sistema:

$$\eta_o = \frac{|\dot{W}|}{|\dot{F}|} = \eta_t \eta_b \quad (2.3)$$

Tendo em conta o rendimento do alternador, que relaciona a energia mecânica \dot{W} é convertida em eléctrica \dot{W}_e ,

$$\eta_{alt} = \frac{|\dot{W}_e|}{|\dot{W}|} \quad (2.4)$$

O rendimento eléctrico da instalação é então definido por:

$$\eta_e = \frac{|\dot{W}_e|}{|\dot{F}|} = \eta_{alt} \eta_b \eta_t \quad (2.5)$$

O rendimento global da instalação de cogeração será pois:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}}{\dot{F}} \quad (2.6)$$

O modo como são repartidas as formas de energia à saída da cogeração é um aspecto importante na avaliação do seu desempenho. Assim a relação entre calor e electricidade produzidas designa-se por Razão Calor Electricidade e define-se como:

$$RCE = \frac{|\dot{Q}_u|}{|\dot{W}_e|} \quad (2.7)$$

2.1.3) O mercado português

A potência instalada em Portugal em cogeração era, no final de 2005, de cerca de 1.207 MW, repartida por tecnologia conforme apresentado no diagrama abaixo, e com uma produção anual estimada de 13% do consumo total da energia eléctrica do País.

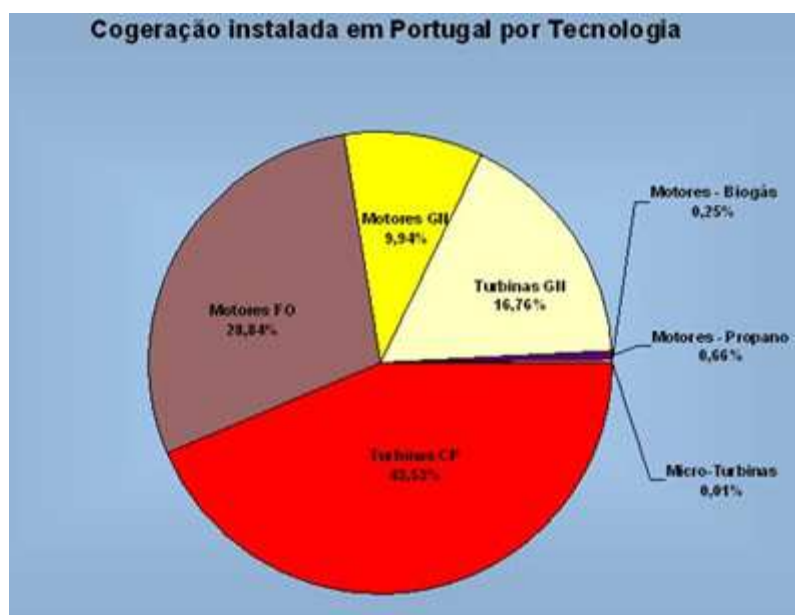


Figura 2: Cogeração instalada em Portugal por tecnologia. Fonte: Cogen Portugal

2.2) A micro-cogeração

2.2.1) Definição

São abundantes as definições que têm vindo a ser usadas na literatura respeitante à micro-cogeração. A publicação da directiva da União Europeia 2004/8/CE, que visa promover a cogeração com base na procura de calor útil, permitiu de algum modo clarificar esta situação:

- Define unidade de micro-cogeração como “unidade de cogeração cuja capacidade seja inferior a 50 kW_e”. (art. 3º, alínea m)
- Atribui a designação de «Cogeração de pequena dimensão», às “unidades de cogeração com uma capacidade instalada inferior a 1MW_e”. (art. 3º, alínea n)

No entanto, alguns autores defendem uma definição de micro-cogeração restrita a uma gama de potências de até 15 kW_e, com base nos seguintes argumentos:

- i. Sistemas de micro-cogeração de potência inferior a 15 kW_e são claramente os apropriados a implementar em habitações unifamiliares, condomínios com um reduzido numero de fracções, pensões e pequenas instalações hoteleiras, pequenas empresas industriais com diagrama de procura adequado à filosofia da micro-cogeração, etc., que se pode e deve distinguir daqueles que fornecem calor a grandes condomínios, grupo de edifícios ou a nível distrital.
- ii. Sistemas de micro-cogeração de potência inferior a 15 kW_e diferem substancialmente de outros de maior escala, no que respeita à distribuição eléctrica, modelos de propriedade e estatuto do micro-produtor, a reestruturação das relações de fornecimento e comportamento do consumidor. Os sistemas abaixo de 15 kW_e podem ser ligados directamente à rede trifásica. Os sistemas de menor escala enfrentam ainda maiores barreiras do que aqueles maiores.

Os estudos apresentados em capítulos seguintes, foram realizados para sistemas a operar no enquadramento desta última definição.

O conceito de micro-cogeração refere-se à geração descentralizada de energia mecânica e/ou eléctrica e calor em simultâneo. Isto geralmente quer dizer que os sistemas convencionais de aquecimento são substituídos por geradores eléctricos equipados com permutadores de calor de forma a recuperar o calor rejeitado. O calor produzido é geralmente utilizado para aquecimentos de águas e possivelmente arrefecimento. Caso haja produção combinada de calor, electricidade e frio nesta gama de potências, é dada a designação de micro-trigeração.



Figura 74654: qegqergqerqerg

2.2.2) Tecnologias de conversão

Existem diversas tecnologias que foram e estão a ser desenvolvidas para a aplicação a micro-cogeração. Os processos de conversão de energia podem basear-se na utilização da combustão e consequente conversão de calor em energia mecânica que através dum gerador produzirá electricidade, como por exemplo motores de combustão interna, turbinas a gás, turbina a vapor, motores Stirling, etc. ; ou alternativamente poderão não recorrer a um gerador, mas basear-se na conversão electroquímica directa como no caso da célula de combustível, ou na conversão fotovoltaica da radiação como no caso dos colectores solares híbridos.

2.2.2.1) Sistemas de micro-cogeração com motor de combustão interna:

É uma tecnologia que recorre aos convencionais motores de combustão interna, comparáveis aos usados nos automóveis. Para aplicações em micro-cogeração ($< 15 \text{ kW}_e$) usam-se tipicamente motores a funcionar no ciclo Otto. Nestes motores, um combustível, como por exemplo o gás natural, é misturado com o ar e comprimido num cilindro e a ignição da mistura é induzida por uma faísca externa. A energia mecânica resultante da combustão é então usada para gerar electricidade através de um gerador eléctrico. O calor da exaustão dos gases e o do ciclo de arrefecimento do motor é aproveitado por permutadores de calor e ligado ao sistema de aquecimento.

Os motores Diesel a quatro tempos, que também são usados em unidades de micro-cogeração, apresentam uma razão electricidade calor superior aos motores Otto, e operam numa gama mais alargada de potências que vai dos 5 kW_e até aos 10 MW_e . Nos últimos anos tem-se assistido a uma tendência para usar biodiesel como combustível, principalmente em países com maior “sensibilidade ecológica”, dada a sua excelente biodegradabilidade e baixa toxicidade e também bons valores de rendimento.

Os motores de combustão interna operam com menor excesso de ar quando comparados com as turbinas a gás. Isto conduz a temperaturas de combustão mais elevadas, e consequentemente ao aparecimento de NO_x devido à oxidação do nitrogénio contido no ar.

O rendimento eléctrico dos sistemas de micro-cogeração com motor de combustão interna depende fortemente da potência eléctrica (dimensão) do sistema. Para sistemas abaixo de 15 kW_e o rendimento eléctrico geralmente não excede os 26%.

Tabela 23123: Características dos motores de combustão interna para aplicação em micro-cogeração

	Thermo dynamical cycle	Fuel used	Efficiencies		Power size range
			total	electrical	
Diesel engine	Diesel cycle	Gas, biogas, ELFO*), LFO **), HFO***), rape oil, RME ****)	65 - 90	35 - 45	5 kW_{ei} to 20 MW_{ei}
Spark ignition engine	Otto cycle	Gas, biogas, naphtha	70 - 92	25 - 43	3 kW_{ei} to $> 6 \text{ MW}_{ei}$
Average cost investment in €/kW _{ei} (Fuel oil engine)			340 - 2000		
Average cost investment in €/kW _{ei} (spark ignition gas engine)			450 - 2500		
Operation and maintenance costs in €/kWh _{ei}			0,0075 - 0,015		

*) Extra Light Fuel Oil, **) Light Fuel Oil, ***) Heavy Fuel Oil, ****) rapeseed methyl ester

➤ Cenário actual

Estes sistemas estão disponíveis comercialmente e são produzidos em larga escala por vários fabricantes mundiais. O líder de mercado é a empresa alemã Senertec, que apresenta um modelo que gera $5,5 \text{ kW}_e$ e uma potência térmica de 14 kW . Outras empresas como a Powerplus, a americana Vector Cogen e as japonesas YANMAR, Sanyo e AISIN também dispõem de modelos bastante vendidos mundialmente. Um caso bastante interessante para aplicações unifamiliares é o pequeno modelo da Honda com 1 kW_e de potência que alia o motor a gás natural mais pequeno do mundo a um sistema de geração eléctrica muito leve.



Figura 1263461: Modelo Ecovill da Honda, de 1 kW_e

2.2.2.2) Sistemas de micro-cogeração com turbina a gás :

As micro turbinas a gás são pequenas turbinas pertencentes ao grupo das turbomáquinas com uma potência eléctrica de até 300 kW_e. De forma a aumentar o seu rendimento eléctrico são equipadas com um recuperador (regenerador) de calor que permite aproveitar calor presente nos gases de escape. As micro turbinas destacam-se pela sua fiabilidade, reduzida dimensão e baixo peso.

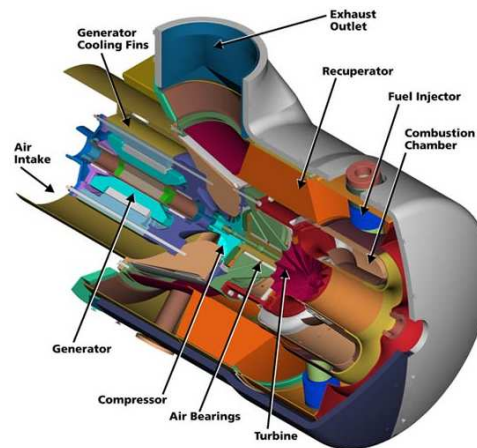


Figura 76475: Micro turbina a gás da marca Capstone. Modelo C65.

Actualmente estão em fase de investigação e desenvolvimento, micro turbinas com potências eléctricas de apenas alguns quilowatts, que conseguem atingir quase os mesmos rendimentos que os motores de combustão interna e com menores emissões de NO_x e CO.

➤ Cenário actual

Em princípio, a maioria dos sistemas convencionais de cogeração podem ser adaptados para aplicações em micro-cogeração. Contudo, em casos como o das micro turbinas a gás a implementação bem-sucedida para aplicações de potências reduzidas ainda está por ser realizada. Os principais fabricantes, como a Capstone ou a Turbec, apenas desenvolveram modelos de potências superiores a 15 kW_e. As micro turbinas ainda são mais caras do que os motores de combustão interna, apesar de terem custos de operação e manutenção inferiores, devido à menor quantidade de partes móveis. O tempo de vida das micro turbinas é cerca de 40.000 horas.

Tabela 2365: Características das micro turbinas a gás. Fonte: (Simader, G. 2002)

	Power to heat ratio	Fuel used	Efficiencies		Power size range
			Total	electrical	
Micro turbine	0,2 – 0,8	Natural gas, gas oil, diesel, propane, Kerosene, biogas, flare gas, etc.	65 – 90	15 - 30	15 kW _{el} to 300 kW _{el}
Average cost investment in €/kW _{el} (Diesel engine)			900 – 2.500		
Operation and maintenance costs in €/kWh _{el}			0,006 – 0,21		

2.2.2.3) Sistemas de micro-cogeração com Ciclo/Motor Stirling:

Neste motor, inventado em 1816 pelo reverendo Robert Stirling na Escócia, a combustão, ao contrário dos motores de ignição por faísca, tem lugar numa câmara de combustão separada. O gás de trabalho (por exemplo nitrogénio ou hélio) é movido por um pistão entre uma câmara a alta temperatura e outra a muito baixa temperatura. Ao regressar da câmara a alta temperatura o gás atravessa um regenerador, que consiste numa malha cerâmica ou nem metal poroso, que captura o calor do gás quente e o devolve à medida que o gás frio regressa à câmara quente.

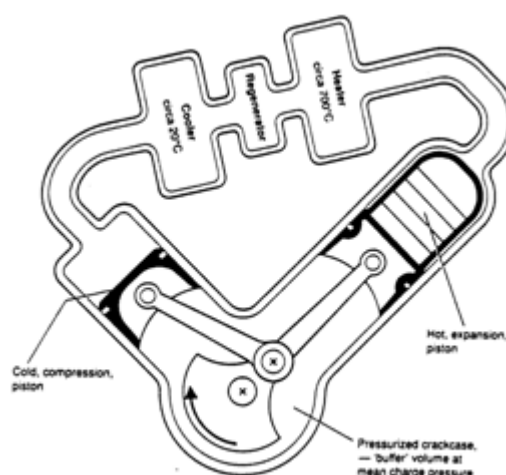


Figura 2335: Configuração alfa do motor Stirling. Fonte: EDUCOGEN 2001 [....]

Graças ao facto da combustão ser feita externamente, o controlo do processo de combustão é facilitado, permitindo ainda uma boa flexibilidade de combustíveis, em particular no que diz respeito a biocombustíveis. A combustão contínua leva a menores emissões. Outras fontes de calor, como a radiação solar concentrada podem ser usadas, existindo protótipos desenvolvidos pelas empresas Solo e Sunmachine.

Esta tecnologia tem potencial de atingir elevados rendimentos globais, mas o rendimento eléctrico é apenas moderado. Motores de pequena dimensão atingem um baixo custo.

➤ Cenário actual

A tecnologia dos motores Stirling está no limiar da comercialização, havendo poucos dados estatísticos relativos à sua fiabilidade, disponibilidade e preços. A empresa neo-zelandesa WhisperTech está a desenvolver um sistema que gera 1,2 kW_e e 8 kW de calor.

Tabela 75465: Exemplo de unidade comercial da marca Solo. Fonte: www.stirling-engine.de/

Parameters	Value
Electrical power (after deduction of the own consumption)	approx. 1.2 kilowatt
Total operating efficiency (without use of the exhaust heat / gross calorific value technique)	> 90 %
Electrical efficiency (electrical output/combustible)	approx. 18 % (25 % planned)
Thermic power (Stirling process and additional burner)	5 kilowatts (Peak performance planned to 15 kilowatts)
Process medium	Helium
Mean pressure	35 bar
Upper process temperature	650 °C
Lower process temperature	30°C- 60 °C

2.2.2.5) Sistemas de micro-cogeração com Ciclo de Rankine:

O ciclo orgânico de Rankine é semelhante ao convencional ciclo a vapor, excepto pelo facto de usar um fluído de trabalho orgânico de elevada massa molecular. O fluído de trabalho é seleccionado de forma a aproveitar eficientemente fontes de calor a baixa temperatura para produzir electricidade, sendo possível fazê-lo numa alargada gama de potências (desde alguns quilowatts até 3 MW_e).

Panorama tecnológico

2.2.2.5) Sistemas de micro-cogeração com Célula de combustível:

As células de combustível convertem a energia química de um combustível e oxigénio continuamente em energia eléctrica. Tipicamente o combustível é o hidrogénio sendo que a

energia envolvida na reacção com o oxigénio para formar água é parcialmente transformada em electricidade (Pehnt, M., 2002).

A célula consiste basicamente numa serie de camadas que são dispostas lateralmente a um electrólito central: um ânodo onde o combustível é oxidado; um cátodo onde o oxigénio sofre uma reacção de redução e pratos que fazem a alimentação do gases, colecção dos electrões e condução do calor da reacção.

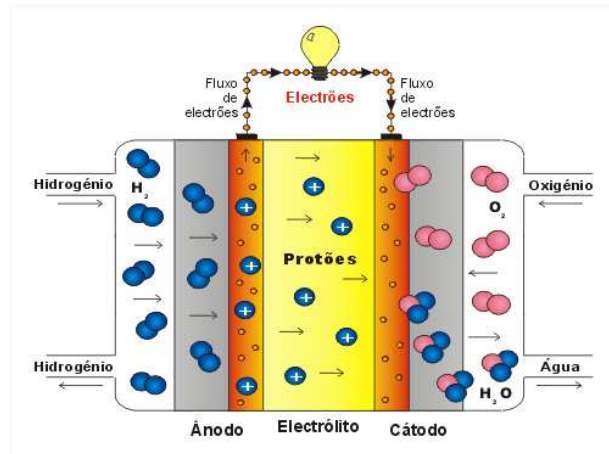


Figura 232345: Representação esquemática duma célula de combustível.

As células de combustível para aplicação em micro-cogeração ou são baseadas na tecnologia PEMFC (Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell) usando uma membrana fina como electrólito e operando a temperaturas de cerca de 80° C , ou SOFC (Solid Oxide Fuel Cells) que são células de alta temperatura operando a 800°C. As características distintivas desta tecnologia são o baixo ruído, a pouca manutenção e a boa gestão a carga parcial.



Figura 8658216:Exemplo de modelo de célula de combustível. Fonte: Sulzer Helxis

➤ Cenário actual

Na última década foram feitos esforços no sentido de desenvolver esta tecnologia, principalmente para aplicações móveis. No entanto, as células de combustível ainda não estão disponíveis comercialmente. As empresas que estão na linha da frente neste sector são: a Sulzer Hexis que desenvolveu um sistema SOFC de $1kW_e$ e que apresenta rendimentos eléctricos entre os 25 e os 30% e a Vaillant com um sistema PEMFC a gerar $5kW_e$ e $8kW$ de calor. Ambos os modelos são equipados com uma caldeira de forma a responderem à demanda de calor: assiste-se geralmente a uma estreita cooperação entre os fabricantes de caldeiras e aquecedores e as empresas que desenvolvem as células de combustível de forma a assegurarem um mercado comum no sector do aquecimento.

Outras tecnologias:

Comparação entre as tecnologias

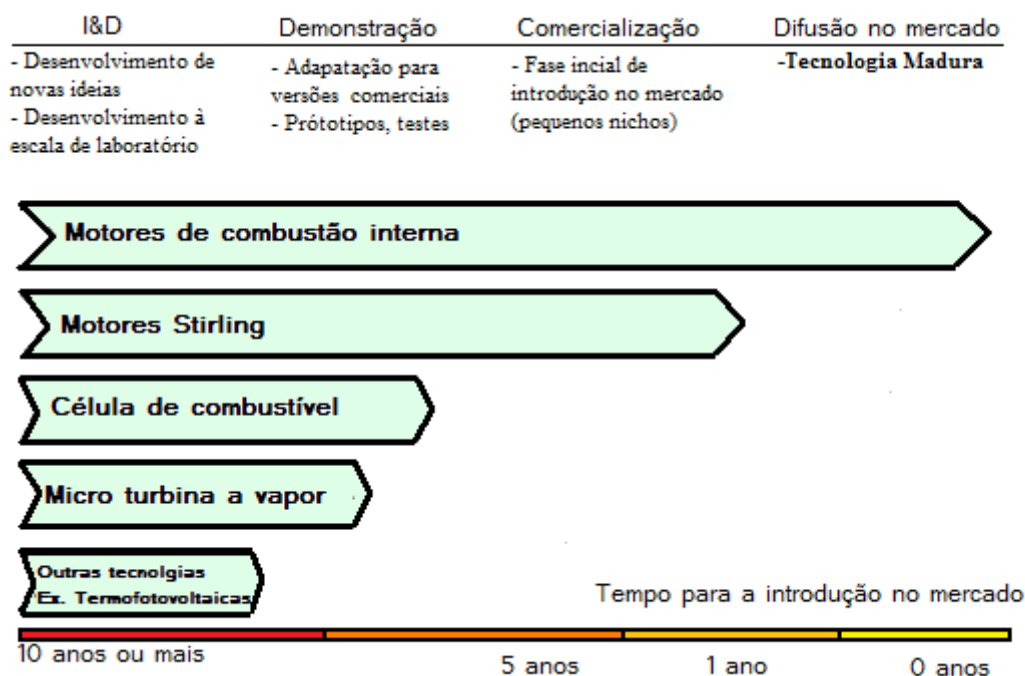


Figura 7475412: Estado de desenvolvimento no mercado de diferentes tecnologias de micro-cogeração. Traduzido e adaptado de (Micro Cogeneration, 2008).

2.2.3) Factores críticos para a penetração da micro-cogeração no mercado português.

Entre os potenciais utilizadores da micro-cogeração destacam-se os seguintes grupos:

- O sector residencial:
 - habitação própria ou alugada
 - condomínios
- Edifícios de serviços:
 - edifícios de hotelaria (hotéis de 2-3 estrelas e de 4-5 estrelas)
 - edifícios hospitalares (hospitais e clínicas)
 - edifícios de comércio (grandes superfícies, centros comerciais)
 - edifícios públicos, escritórios e banca
- Edifícios e instalações industriais
 - pequenas e médias empresas industriais com diagrama de procura adequado à filosofia da micro-cogeração.

Um estudo do mercado potencial para aplicação das tecnologias de micro-cogeração em Portugal foi conduzido pelo Centro de Estudos em Economia da Energia, dos Transportes e do Ambiente (CEEETA) em 2001[----]. Da análise efectuada ressaltam os seguintes aspectos críticos, que interessam desde logo equacionar:

- Características e custo do equipamento suplementar de cogeração
- Preço do gás

Face à localização da maioria dos consumidores os contratos de fornecimento de gás deverão na maioria dos casos ser celebrados com as distribuidoras regionais. Deverá ser possível obter tarifários de grande consumidor, ainda que com pontos de ligação pouco expressivos em termos de consumo. Este problema levanta questões ao nível da política de distribuição de gás por parte das companhias operadoras mas igualmente ao nível das linhas de política emanadas das autoridades reguladoras. Este aspecto, decisivo para a penetração da micro-cogeração no mercado, poderá justificar que a exploração do conceito seja da responsabilidade de uma empresa investidora, que no regime de financiamento por terceiros procederá ao investimento e exploração dos projectos de micro-cogeração. Tornar-se-ia então fulcral fazer prevalecer junto das empresas fornecedoras de gás e junto das autoridades

reguladoras a possibilidade de atribuir à empresa investidora o estatuto de empresa grande consumidora de gás mas com pontos de consumo dispersos no território nacional.

- Venda de excedentes de electricidade em baixa tensão

Não há tradição em Portugal da venda de electricidade à rede em baixa tensão. Trata-se de um problema a ser equacionado do ponto de vista técnico e do ponto de vista da autoridade reguladora. Este tema está a ser debatido praticamente em todos os países, introduzido não só pela micro-cogeração mas igualmente pela política de introdução na rede de electricidade produzida em instalações fotovoltaicas. A disponibilidade de contadores reversíveis ajudará a resolver uma parte do problema.

- Realização de contratos com promotores de áreas habitacionais

Os condomínios habitacionais, da gama média e alta, são um mercado interessante para a micro-cogeração. A instalação do equipamento obrigará a que de raiz seja previsto nos projectos, importando realizar uma campanha de sensibilização junto dos promotores deste tipo de empreendimentos.

- Experiência piloto para efeitos de demonstração

Os resultados duma experiência piloto poderão ser decisivos para credibilizar o investimento. Considera-se a realização dum projecto de demonstração de fundamental importância, devendo os seus resultados ilustrar a campanha publicitária e de divulgação do equipamento e da nova filosofia de acesso à electricidade.

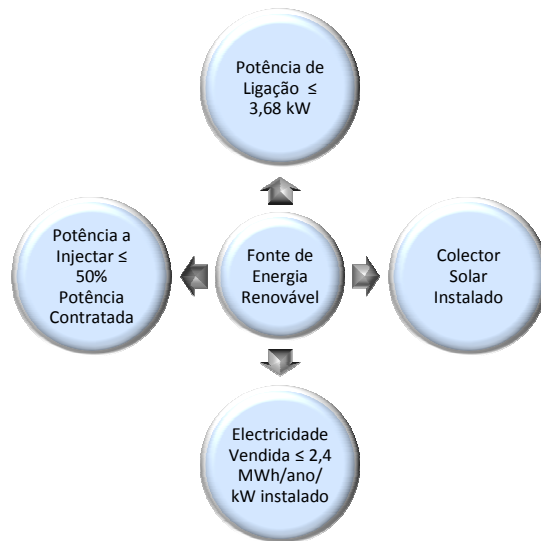
- Organização do negócio

Alguma da resistência manifestada no inquérito à introdução destes sistemas, nomeadamente no sector hoteleiro, poderá estar relacionada com receio dos problemas técnicos decorrentes. Esta questão pode ser ultrapassada desde que uma segunda entidade assegure a gestão do equipamento, e eventualmente o seu financiamento, sendo ressarcida dos custos daí decorrentes através das economias conseguidas na facturação da energia eléctrica adquirida à rede. O contrato a estabelecer entre o consumidor e o financiador/gestor do equipamento fixará não só as condições do serviço mas igualmente a remuneração por kWh de electricidade produzida. a liquidar à entidade financiadora.

Legislação Relevante para o sector da micro-cogeração:

- Decreto-Lei n.º 26852 de 30 de Julho de 1936 - Publica o Regulamento de Licenças para Instalações Eléctricas
- Decreto-Lei n.º 446/76 de 5 de Junho Introduce alterações ao Decreto-Lei n.º 26852 de 30 de Julho de 1936
- Directiva 90/377/CEE do Conselho, de 29 de Junho de 1990, que estabelece um processo comunitário que assegure a transparência dos preços no consumidor final industrial de gás e electricidade
- Guia Técnico das Instalações de Produção Independente de Energia Eléctrica, Direcção-Geral de Energia, Junho de 1994
- Directiva 96/92/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 19 de Dezembro de 1996, relativa às regras comuns para o mercado interno de electricidade
- Decreto-Lei n.º 68/2002. DR 71 SÉRIE I-A de 2002-03-25 Regula o exercício da actividade de produção de energia eléctrica em baixa tensão (BT), desde que a potência a entregar à rede pública não seja superior a 150 kW
- Portaria n.º 764/2002 de 1 de Julho Estabelece o tarifário aplicável às instalações de produção de energia eléctrica em baixa tensão, licenciadas ao abrigo do Decreto-Lei n.º 68/2002, de 25 de Março, bem como estabelece as disposições relativas ao período de vigência das modalidades do mesmo tarifário
- Despacho n.º 12827/2003 (2.ª série) Clarifica o cálculo de VRD(BTE)m, parcela da remuneração mensal (VRDm) definida na Portaria n.º 764/2002 de 1 de Julho
- Procedimento de Licenciamento de Instalações Eléctricas de Microprodução com Autoconsumo do Grupo II, aprovados por Despacho do Director-Geral de Energia, de 29 de Outubro de 2003
- Directiva 2001/77/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 27 de Setembro de 2001, relativa à promoção da electricidade produzida a partir de fontes renováveis de energia no mercado interno de electricidade
- Comunicação da Comissão ao Conselho e ao Parlamento Europeu, de 13 de Março de 2001, relativa à realização do mercado interno de energia
- Proposta de Directiva do Parlamento Europeu e do Conselho, de 13 de Março de 2001, que altera as Directivas 96/92/CE e 98/30/CE relativas às regras comuns para os mercados internos de electricidade e do gás natural
- Directiva 2002/91/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de Dezembro de 2002, relativa à eficiência energética: rendimento energético dos edifícios
- Proposta de Directiva do Parlamento Europeu e do Conselho relativa à promoção da cogeração baseada na procura de calor útil no mercado interno de energia
- Proposta de Directiva do Parlamento Europeu e do Conselho relativa à eficiência energética e serviços de energia
- **Decreto-lei 363/2007:** Estabelece o regime jurídico aplicável à produção de electricidade por intermédio de instalações de pequena potência, designadas por unidades de micro produção:

Este recente Decreto-Lei prevê o acesso do micro produtor de electricidade a um regime bonificado em que terá uma remuneração de 65 cêntimos por quilowatt – hora gerado, o que é bastante atractivo face aos 10 cêntimos por quilowatt – hora praticados pela rede pública na venda de electricidade. Assim, em termos económicos, o produtor sairá beneficiado se vender a totalidade da energia à rede e depois comprar o que necessita para consumo. Para o acesso a esta tarifa do regime bonificado, os requisitos necessários são: recorrer a uma fonte de energia renovável, não injectar na rede uma potência superior a 50% da potência contratada para a instalação eléctrica de utilização, ter uma potência de ligação de até 3,68 kW, possuir um colector solar e a electricidade vendida ser limitada a 2,4 MWh/ano por cada quilowatt instalado (figura 2.5) (Decreto-Lei nº 363/2007).



Estudo de sistemas solares térmicos para aplicação a micro-cogeração

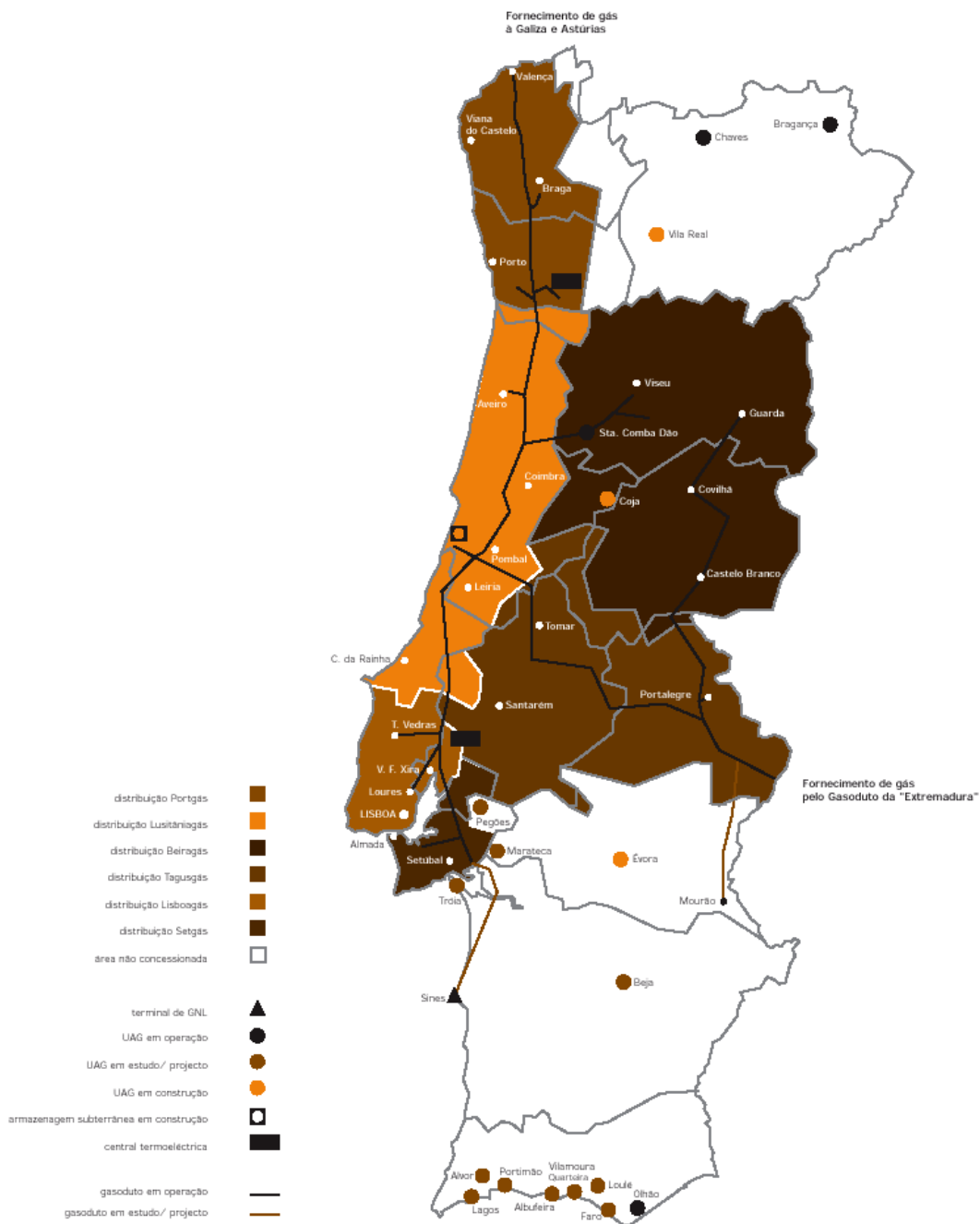


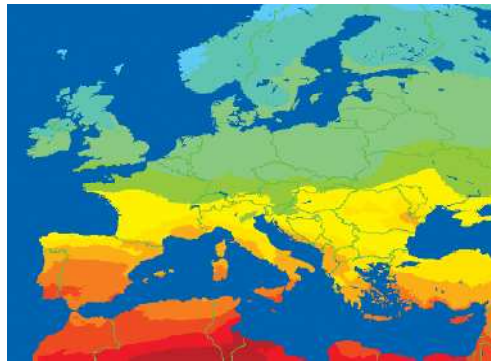
Figura – Mapa do projecto de gás natural. fonte: “Energia Portugal 2001 – DGE)

3. Energia Solar térmica activa

2.3.1) Introdução

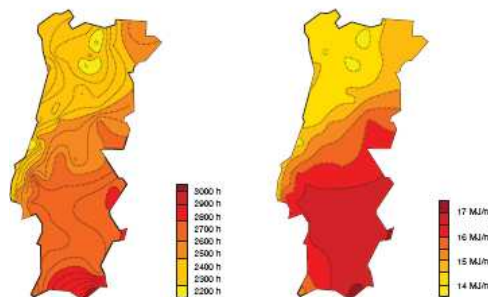
O sol é, no seu centro, um imenso reactor nuclear de fusão, (núcleos de átomos de hidrogénio fundem-se para originar núcleos de hélio), radiando para o espaço uma grande quantidade de energia. A radiação solar incide na superfície terrestre à taxa de aproximadamente $8 \times 10^{16} \text{W}$, ou seja, mais do que 10000 vezes o consumo mundial de energia (Rabl, Ari, 1985). Num dia de céu azul e junto ao solo (Verão ou Inverno) é normal medir nas latitudes habitadas e nas mesmas condições, 1000 W/m^2 (Collares-Pereira, Manuel, 1998). É portanto obvio que a disponibilidade do recurso é suficiente para suportar uma civilização baseada na energia solar, com o actual nível de uso de energia.

O conhecimento do recurso solar é fundamental para o dimensionamento de sistemas solares térmicos. A disponibilidade do recurso solar em Portugal é excelente, em comparação com outros países da União Europeia..



Kjhsgdkqgdlqkhwd

Uma vez que os valores de radiação são medidos num número reduzido de locais é necessário encontrar formas de determinação, por exemplo, por correlação com outras medidas como o número de horas de sol



lhakuhdkasgdkahsgdahsvdj

2.3.2) Tecnologias de conversão solar

Existem diferentes desenvolvimentos das tecnologias de conversão solar, em função da gama de temperaturas exigidas na aplicação. Assim, poder-se-á considerar as seguintes categorias:

- Temperaturas baixas (da temperatura ambiente até os 90°C)

As aplicações que requerem baixas temperaturas, tipicamente para aquecimento de água, podem ainda considerar-se divididas em duas gamas distintas, uma para aquecimento de piscinas e outra para aquecimentos de água para fins de aquecimento sanitário, ambiente (pavimento radiante ou radiadores) ou pré-aquecimento industrial. Nestas gamas de temperaturas existe uma tecnologia bastante desenvolvida e madura: colectores estacionários, planos ou do tipo CPC (concentradores parabólicos compostos).



Figura 2342: Colector do tipo CPC

- Temperaturas médias (90°C a 150°C)

Nesta gama de temperaturas podem considerar-se vários tipos de aplicações tais como produção de vapor de processo na indústria; condicionamento de ar (aquecimento e arrefecimento) recorrendo a máquinas frigoríficas (ciclo de absorção); produção de electricidade por via térmica com recurso a turbinas de baixa temperatura ou dessalinização com sistemas *multiflash*. Nesta gama de temperaturas podem ainda ser utilizados colectores estacionários mas poderá ser necessário que integrem mecanismos de redução de perdas térmicas como barreiras anti-convectivas, vácuo e/ou a concentração.



Figura 1764: Imagem de pormenor dum Colector de tubos de vácuo

- Temperaturas altas (150°C a 300°C)

Esta gama de temperaturas diz respeito essencialmente a aplicações industriais de produção de energia eléctrica por via térmica em que é necessário recorrer a tecnologias em que se faça um seguimento do movimento aparente do sol. A tecnologia mais desenvolvida é a que recorre a colectores cilindro-parabólicos.



Figura 12312: Colectores solares cilindrico-parabólicos com 1 eixo de rotação

- Temperaturas muito altas ($>300^{\circ}\text{C}$)

Temperaturas desta ordem são necessárias na produção de energia eléctrica por via térmica, com ciclos termodinâmicos de alta temperatura. Podem ser obtidas com colectores do tipo cilindro-parabólicos em centrais distribuídas ou recorrendo a centrais de torre em que a concentração se obtém através de um campo de espelhos planos, designados heliostátos, que concentram a radiação solar numa torre fazendo um acompanhamento do movimento aparente do sol. Há exemplos deste tipo de aplicação nos estados unidos (Califórnia) e projectos de futuras instalações no sul de Espanha.



Figura 2352: Central de torre - Solar Two, deserto Mojave, Califórnia

➤ Caracterização do colector placa plana

O colector solar é o dispositivo responsável pela absorção e transferência da radiação solar para um fluido sob a forma de energia térmica. É o componente chave dum sistema solar térmico sendo que o seu desempenho é geralmente tratado com considerável detalhe (Rabl, Ari 1985).

Um típico colector placa plana para aquecimento de um líquido é constituído por uma superfície “negra” absorvedora da energia solar (a placa) com meios de transferir a energia absorvida para o fluido (tubos), uma superfície selectiva (vidro) sobre a placa absorvedora de forma a reduzir as perdas por convecção e radiação para a atmosfera, e um isolamento na parte traseira de forma a reduzir as perdas por condução.

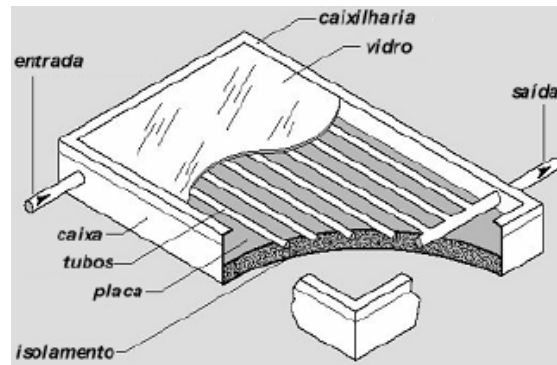


Figura 823548: Representação em corte dum Colector solar placa plana

O método básico para avaliar o desempenho dum colector é expô-lo à radiação solar e medir as temperaturas de entrada e de saída do fluido bem como o caudal que circula no seu interior. O ganho de energia útil será então:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}c_p(T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}}) \quad (235235)$$

Adicionalmente, radiação incidente no colector, temperatura ambiente, e velocidade do vento são também monitorizados. Estes dados permitem a caracterização do colector através de parâmetros que indicam como o colector absorve energia e como perde energia para a vizinhança. Assim, através do factor de remoção de calor, F_R , pode-se formular:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = A_C F_R [G_T(\tau\alpha) - U_L(T_{\text{entrada}} - T_{\text{amb}})] \quad (76465543)$$

Onde $(\tau\alpha)$ é o produto transmissão-absorção que é avaliado de acordo com as proporções de radiação directa, difusa e reflectida no solo que atingem o colector. Estas equações podem ser usadas para definir o rendimento instantâneo do colector:

$$\eta_i = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{A_C G_T} = F_R(\tau\alpha) - \frac{F_R U_L(T_i - T_{\text{amb}})}{G_T} \quad (6432432)$$

Ou,

$$\eta_i = \frac{\dot{m}c_p(T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}})}{A_C G_T} \quad (8625754)$$

Outras equações são também usadas. A prática europeia é basear os testes standard em termos da média aritmética entre as temperaturas de entrada e de saída do fluido:

$$\eta_i = F_{\text{méd}}(\tau\alpha)_n - \frac{F_{\text{méd}} U_L(T_{f,\text{méd}} - T_{\text{amb}})}{G_T} \quad (7645465354)$$

Orientação e inclinação dos colectores

A inclinação ideal com que devem ser montados os colectores depende da sua localização geográfica (latitude) e do período do ano em que se pretende maximizar a energia obtida. A regra prática apresentada no guia para instaladores de colectores solares (DGGE, 2004), é de inclinação igual à latitude menos cinco graus para utilização durante todo o ano e de mais ou menos quinze graus conforme se queira favorecer a captação no inverno ou no verão, respectivamente. A orientação ideal dos colectores é o Sul geográfico (voltados para o equador). Refira-se ainda que um desvio de até vinte graus para Este ou Oeste e/ou de até quinze graus na inclinação não prejudicam mais do que 5% na captação.

Tabela (235245) Exemplos de inclinação ideal dos colectores solares

Período de Maior Consumo	INCLINAÇÃO IDEAL		
	Todo o ano	Semestre de Verão	Semestre de Inverno
Localização Geográfica (Latitude)	Latitude - 5°	Latitude - 15°	Latitude + 15°
Eragança (41,84° N)	37°	27°	57°
Lisboa (38,06° N)	33°	23°	53°
Faro (37,17° N)	32°	22°	52°

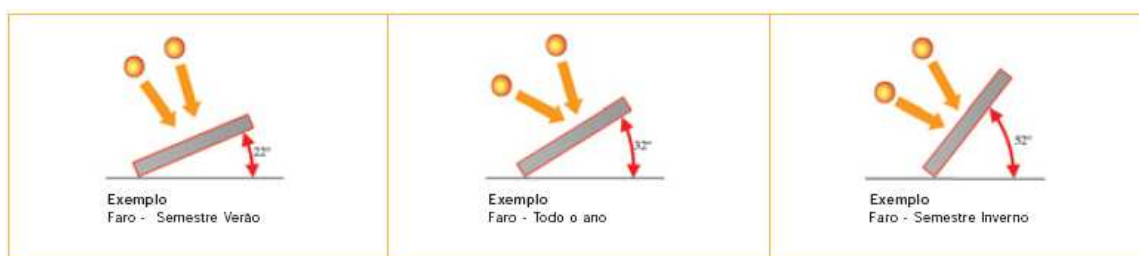


Figura 28634 Exemplo de inclinação ideal dos colectores para faro

Ligação entre colectores

Os módulos dos colectores podem ser ligados em série, paralelo ou numa combinação destes dois. O desempenho do campo de colectores depende de como eles estão ligados, nos caudais a circular e na temperatura de entrada para cada módulo individual.

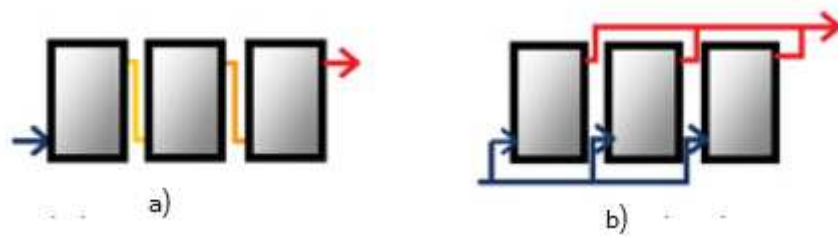


Fig.72348753 Esquema de ligação entre colectores: a)em série e b) em paralelo

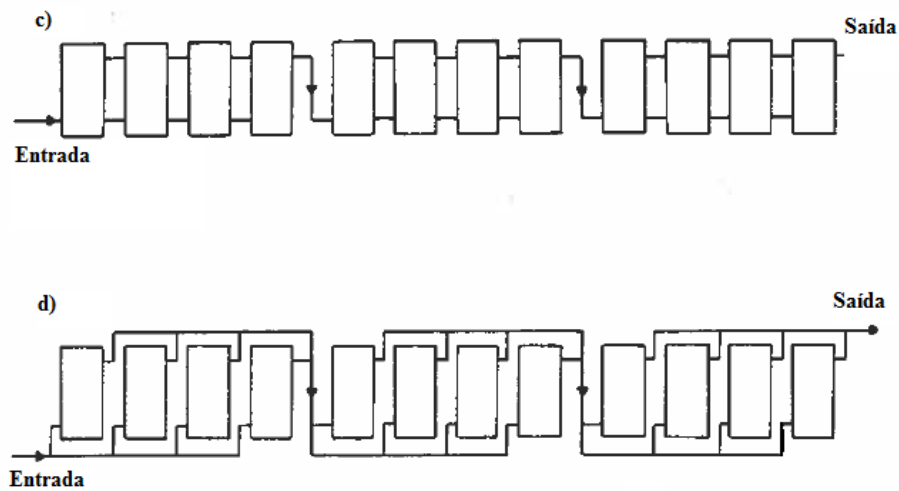


Figura 979: Exemplos de métodos alternativos de ligação entre conjuntos de colectores: c) série-paralelo e d) paralelo-série ,recomendado por Dunckle e Davey (1970). Traduzido de

Armazenamento térmico

Um problema fundamental no aproveitamento da energia solar reside na intermitência da radiação. O armazenamento de energia permite um desfasamento temporal entra a geração e o consumo de energia, sendo a forma como é feito dependente da aplicação a que se destina o sistema.

Tabela 2.3.1: Tecnologias de armazenamento térmico.

Storage medium	Temperature range (°C)	Cost (in \$/MJ)	Comments
Water	≤100	0.5–2 ^{a,b}	As process temperature approaches 100°C, temperature range decreases and cost increases.
Pressurized water	—	—	Cost increases rapidly with temperature.
Water plus antifreeze	100–120	—	—
Rocks	—	0.5–2 ^b	Excellent with air systems.
Oil with rocks, iron, iron ore, or waste glass	120–300	3–6 ^{c,d}	Due to heat exchangers, pumps, etc., actual cost is much higher (about twice as high for 6-h storage).
Phase-change materials	Depends on materials	—	—
Thermochemical reactions	—	—	Permits long term storage at ambient temperature. Chemical heat pump may yield efficiencies greater than unity.
Salt	150–550	—	—
Liquid metal (sodium)	125–760	—	—

Controlo das bombas circuladoras

Dois tipos de estratégia de controlo são normalmente usados em colectores solares para aplicações à escala de edifícios: Controlador diferencial On-Off e proporcional. Com um controlador On-Off a decisão de ligar ou não a bomba é feita em função da existência de ganhos energéticos úteis nos colectores, comparando o valor lido num sensor de temperatura no fundo do depósito de armazenamento com outro lido à saída do colector. Com um controlador proporcional, a velocidade da bomba é ajustada em função de uma diferença de temperaturas específica que se pretenda manter.

2.2.2) Sistemas solares térmicos para aquecimento de águas

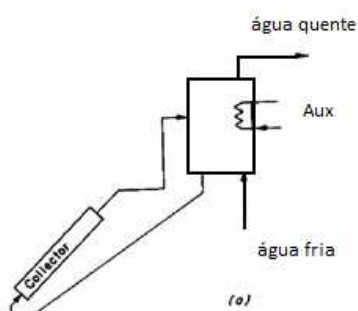


Figura 2.2.2.1

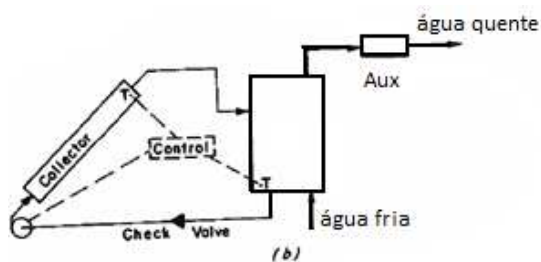


Figura 2.2.2.2

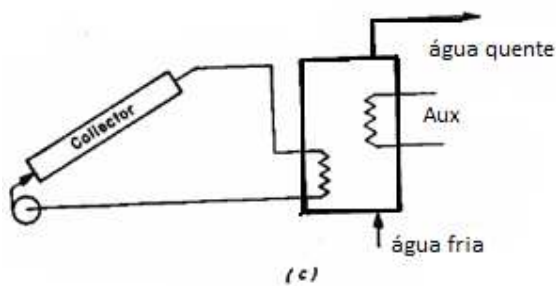


Figura 2.2.2.3

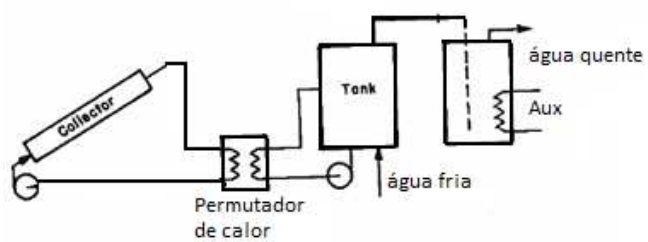


Figura 2.2.2.4

2.3) Sistemas solares térmicos para geração de energia eléctrica

Há duas abordagens para a geração de energia mecânica/eléctrica através da solar térmica: uma funcionando num esquema de baixa temperatura com uma fonte barata ou gratuita de calor e outra a altas temperaturas com colectores de elevado custo mas elevada eficiência. (Rabl, Ari, 1985).

Tabela 2.3.2.: Esquemas de conversão de energia solar térmica. fonte:

Collector type	Conversion scheme	Comments
Ocean	Closed Rankine cycle (ammonia or freon) or open cycle with water	Very low efficiency but free heat; only practical for baseload power
Solar ponds	Organic Rankine cycle	Low system efficiency (~1%) but practical for sunny regions with salt lakes; built-in storage (a few weeks to a few months)
Flat plates, evacuated tubes, collectors with low or intermediate concentration ($C \leq 50$)	Organic Rankine cycle	Fairly low efficiency; collectors must deliver heat at a fraction of the cost of heat from fossil fuel
Point-focus high concentration central receiver	Steam Rankine cycle Gas turbine (Brayton cycle)	10 MW, pilot plant operating; utilization of waste heat may be practical (cogeneration)
Point-focus parabolic dish	Stirling cycle	Under development

O princípio básico de conversão de energia solar térmica em mecânica está representado na figura abaixo. Para uma gama de temperaturas baixa a intermédia (90°C-150°C) a energia solar é colectada por colectores placa plana ou concentradores, armazenada num depósito caso seja conveniente, e o calor gerado usado para fazer operar um ciclo térmico.

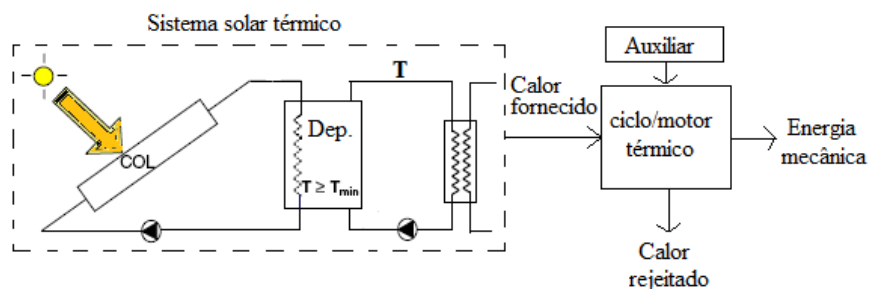


Figura 2.3.1: Representação de um esquema de conversão solar térmica. Adaptado de Oliveira,2006

A maior dificuldade neste processo reside no facto de que o rendimento dos colectores solares diminui com o aumento da temperatura de entrada, enquanto que o rendimento do ciclo térmico aumenta com temperaturas operativas mais elevadas. Caso o dimensionamento do sistema solar térmico exija grandes áreas de captação, há dois aspectos a ter em conta na avaliação do desempenho do sistema: se os módulos dos colectores forem montados em série de forma a se obterem temperaturas mais elevadas, devem-se aplicar métodos apropriados

para a determinação dos coeficientes de perdas efectivos; por outro lado, grandes áreas implicam geralmente grandes comprimentos de tubagens e portanto maiores perdas de carga tendo como consequência a diminuição da capacidade térmica do fluido – o que poderá representar um factor importante nos balanços energéticos em regime transiente.

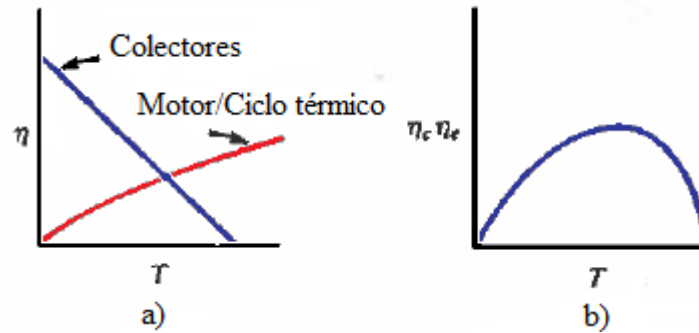


Figura2.3.2.: a) Rendimento dos colectores e do ciclo térmico em função da temperatura operativa; b) rendimento global do sistema.

Qualquer máquina térmica a operar entre uma fonte quente a uma temperatura T_A e uma fonte fria a uma temperatura T_B está limitada pelo rendimento de Carnot:

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_B}{T_A} \quad (2.3.1)$$

Na prática, na maior parte vezes dificilmente se consegue obter mais de metade do valor deste rendimento, pelo que um valor mais realista é dado pelo rendimento de Curzon-Ahlborn definido por:

$$\eta_{C-A} = 1 - \sqrt{\frac{T_B}{T_A}} \quad (2.3.2)$$

Estes autores (Curzon e Ahlborn) justificam o desenvolvimento que levou a esta definição de rendimento atendendo a que nas instalações reais, os projectistas procuram maximizar a energia debitada e não necessariamente o rendimento térmico, já que esta última condição é incompatível com a necessidade de se obter energia útil num intervalo de tempo curto.

2.4 Fracção Solar

É conveniente na análise económica de sistemas solares térmicos, expressar a contribuição da energia solar para a carga total do processo, em termos da redução da quantidade de energia que terá que ser comprada. Seja a energia comprada com um sistema convencional (sem contribuição solar) Q_{carga} , a energia auxiliar que é necessária comprar à rede num sistema que integra energia solar Q_{aux} , e a energia fornecida pelo sol Q_{sol} . Para o mês i , a redução relativa da energia comprada quando se usa um sistema com energia solar é:

$$f_i = \frac{Q_{carga,i} - Q_{aux,i}}{Q_{carga,i}} = \frac{Q_{sol,i}}{Q_{carga,i}} \quad (1321234)$$

O mesmo conceito pode ser aplicado numa base anual, com as quantidades de energia integradas ao longo do ano:

$$F = \frac{Q_{carga} - Q_{aux}}{Q_{carga}} = \frac{Q_{sol}}{Q_{carga}} = \frac{\sum_{ano} (f_i \cdot Q_{carga,i})}{\sum_{ano} Q_{carga,i}} \quad (43542324)$$

4. Análise do ciclo orgânico de Rankine

3.1 Introdução

O ciclo orgânico de Rankine é de grande interesse para a geração de electricidade quando se explora uma fonte de calor a baixa temperatura. As suas principais virtudes são a simplicidade e a versatilidade, sendo a tecnologia mais apropriada para aplicações solares.

3.2 Do ciclo ideal ao ciclo real de Rankine

O ciclo ideal de Rankine não envolve qualquer irreversibilidade interna, consistindo nos seguintes quatro processos:

- 1-2: Expansão isentrópica numa turbina.
- 2-3: Rejeição de calor a pressão constante num condensador.
- 3-4: Compressão isentrópica numa bomba.
- 4-1: Adição de calor a pressão constante numa caldeira.

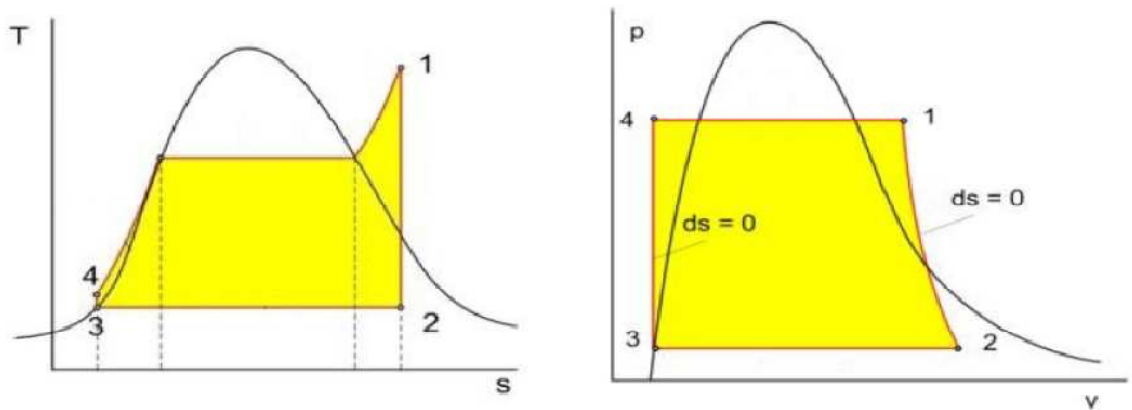


Figura 3.2.1: Diagramas T-s e P-v do ciclo ideal de Rankine

Os quatro componentes associados ao ciclo (bomba, turbina, caldeira e condensador) são equipamentos que operam em regime permanente, pelo que os processos termodinâmicos podem ser analisados como processos em regime permanente. Desprezando as variações de energia cinética e potencial, a aplicação da equação da energia reduz-se a:

$$(q_{entra} - q_{sai}) + (w_{entra} - w_{sai}) = h_{sai} - h_{entra} \text{ [kJ/kg]} \tag{3.2.1}$$

de onde resulta que :

$$q_{caldeira} = h_1 - h_4 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.2.2)$$

$$q_{condensador} = h_3 - h_2 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.2.3)$$

$$w_{turbina} = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.2.4)$$

$$w_{bomba} = h_4 - h_3 \cong v(P_2 - P_1) \text{ [kJ/kg]} \quad (3.2.5)$$

O rendimento térmico do ciclo será dado por:

$$\eta_{th} = \frac{W_{\text{útil}}}{Q_{caldeira}} = 1 - \frac{Q_{caldeira}}{Q_{condensador}} \quad (3.2.6)$$

Observando a figura 3.2.1 podemos obter uma ideia do rendimento do ciclo: quanto mais rectangular for o diagrama $T-s$, mais próximo estará do ciclo de Carnot, maior será o seu rendimento. Por outro lado a área a amarelo nos diagramas $T-s$ e $P-v$ permite avaliar o trabalho específico produzido pelo ciclo. As duas condições (O aumento do rendimento do ciclo e aumento do trabalho específico) são antagónicas.

O aumento do rendimento térmico do ciclo usando água com fluido de trabalho é obtido através das seguintes formas:

- Diminuição a pressão no condensador
- Sobreaquecimento do vapor a altas temperaturas
- Aumento da pressão na caldeira

No ciclo real o efeito das irreversibilidades traduz-se numa menor rendimento do ciclo e do trabalho produzido. Entre as suas principais causas estão a fricção do fluído, causando perdas de carga na caldeira, no condensador e nas tubagens entre os vários componentes; Perdas de calor para o ambiente e irreversibilidades que ocorrem na turbina e na bomba. O desvio entre as bombas e turbinas reais e as isentrópicas pode ser contabilizado atribuindo-lhes um rendimento isentrópico, η_{is} :

$$\eta_{is;bomba} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_{4r} - h_3} \quad (3.2.7)$$

e,

$$\eta_{is;turbina} = \frac{h_2 - h_{1r}}{h_2 - h_{1s}} \quad (3.2.8)$$

3.2 Modelos implementado em E.E.S.

Existem diversas configurações do ciclo de potência de Rankine. Foram desenvolvidos programas no software E.E.S. (Engineering equation solver) de forma a modelar duas configurações do ciclo: Uma sem recuperação de calor e outra com recuperação (ciclo regenerativo) conforme ilustrado nas figuras 3.2.1 e 3.2.2. respectivamente.

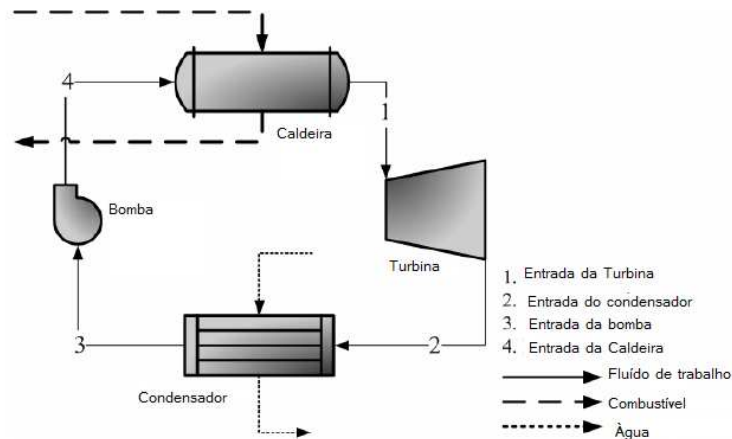


Fig.3.2.1 Configuração do ciclo de potência sem recuperação de calor

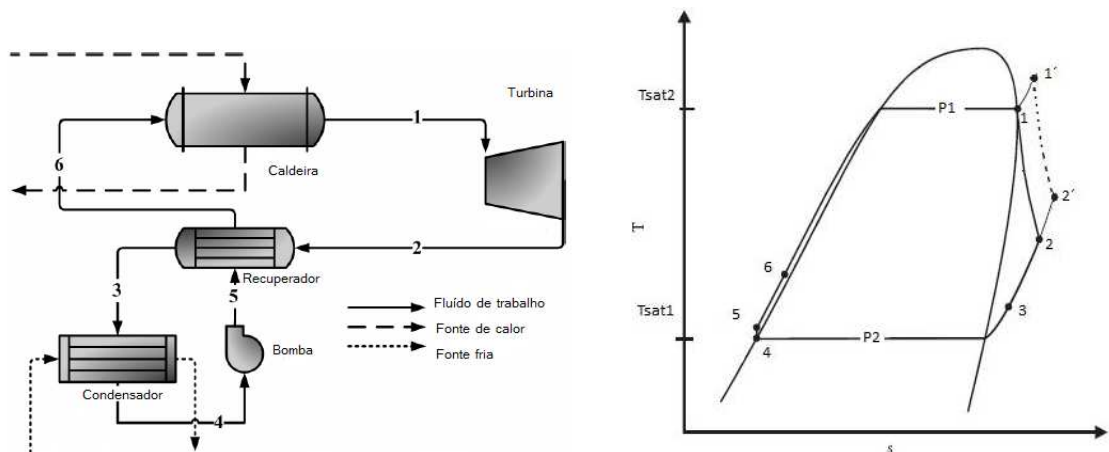


Figura 3.2.2: (a) Representação esquemática do ciclo de Rankine com recuperação de calor, e (b) diagrama $T-s$ representando os estados correspondentes.

Da observação da figura 3.2.2., pode-se identificar os diferentes estados que fluido de trabalho atravessa no ciclo: O fluido entra na turbina no estado de vapor saturado (1) ou vapor sobreaquecido ($1'$) a uma pressão P_1 , é expandido para um estado de vapor sobreaquecido (2 ou $2'$) a uma pressão P_2 , troca calor no regenerador saindo à temperatura T_3 , é condensado até ao estado de líquido saturado (4) é comprimido numa bomba para uma pressão P_1 (estado 5), aumenta a sua temperatura no regenerador saindo liquido comprimido a T_6 e recebe calor a pressão constante numa caldeira até atingir o estado 1 ou $1'$.

O modelo do permutador que faz a recuperação de calor (regenerador), considerado adiabático, é caracterizado pela sua eficiência, definida como:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} = \frac{h_{entra} - h_{sai}}{h_{entra} - h_{saída,mín}} \quad (3.2.9)$$

Em que h_{entra} e h_{sai} são as entalpias correspondentes aos estados de entrada e saída do lado com menor capacidade térmica; $h_{saída,mín}$ representa a menor entalpia possível para o lado de menor capacidade térmica, o que neste caso corresponderia à entalpia do estado à saída da turbina a uma temperatura igual à da saída da bomba. A eficiência destes permutadores é bastante elevada pelo que a temperatura do fluido quente à saída do regenerador será quase a mesma da do fluido frio na entrada.

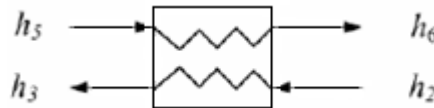


Figura 123: Representação esquemática do recuperador de calor.

Assim, fazendo um balanço energético, temos que:

$$\dot{Q}_{recuperado} = \dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{m}(h_6 - h_5)[kW] \quad (3.2.10)$$

O modelo do ciclo implementado no E.E.S. requer os seguintes parâmetros de forma a identificar um ponto de operação em regime permanente:

- Rendimento da caldeira, $\eta_{caldeira} = \frac{|\dot{Q}_A|}{|\dot{m}_f|_{PCI}}$, assumiu-se o valor de 0,87 (valor de referência para caldeiras a combustível gasoso presente no DL 80/2006)
- Temperatura de condensação (T_4 de 40 a 70°C)
- Temperatura de entrada na turbina
- Potência eléctrica gerada (Entre 1 e 15 kW)
- Rendimento da bomba, assumido como 0,65
- Rendimento da micro-turbina, tomando o valor de 0,7 (turbinas scroll)
- Pressão na caldeira
- Eficiência do recuperador de calor, tomou-se o valor de 0,9.

Posteriormente foi integrado um permutador de calor no ciclo para avaliar alguns parâmetros na interacção do ciclo de potência com o sistema solar térmico. O modelo implementado calcula as temperaturas do fluido à saída do permutador e o calor transferido, dadas as de entrada e a eficiência (assumida como constante). Assim, as capacidades térmicas do fluido quente (C_q) e frio (C_f) são dadas por:

$$C_q = \dot{m}_q c_{pq} \quad (4.2.11)$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{pf} \quad (4.2.12)$$

o menor destes dois valores,

$$C_{mín} = \text{mín}(C_q, C_f) \quad (4.2.13)$$

é usado para calcular a potência máxima transferível,

$$\dot{Q}_{máx} = C_{mín}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (4.2.14)$$

sendo a potência efectivamente trocada dada por

$$\dot{Q}_T = \varepsilon \dot{Q}_{máx} \quad (4.2.15)$$

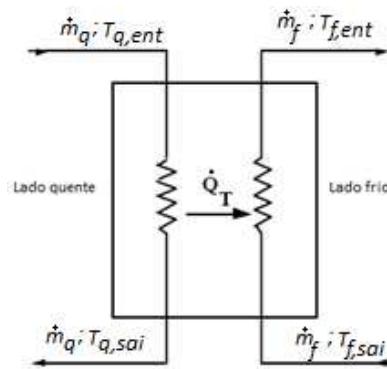


Figura 23423: Representação esquemática do permutador de calor

Finalmente, as condições à saída do permutador são:

$$T_{q,sai} = T_{q,ent} - \frac{\dot{Q}_T}{C_q} \quad (4.2.16)$$

$$T_{f,sai} = T_{f,ent} + \frac{\dot{Q}_T}{C_f} \quad (4.2.17)$$

Para este permutador atribuiu-se uma eficiência de 0,75

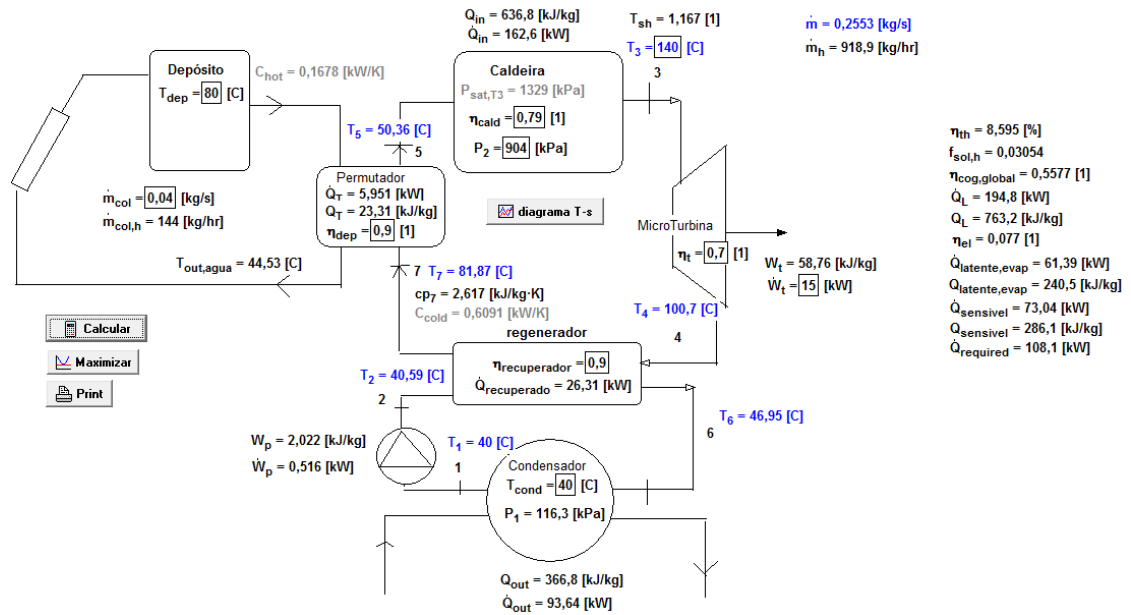


Figura 65343: Modelo implementado no E.E.S.

3.2 Comparação termodinâmica entre a água e fluidos orgânicos

O ciclo orgânico de Rankine opera de forma análoga à do convencional ciclo de vapor de Rankine usando um fluido orgânico em vez de água. Ora, a água é adequada como fluido de trabalho a altas temperaturas, como aquelas a que operam as centrais a vapor, mas apresenta limitações que se tornam flagrantes quando se opera com temperaturas mais baixas. Assim, a principal diferença entre fluidos orgânicos e a água prende-se com o seu comportamento quando expandidos numa turbina dum estado saturado ou sobreaquecido a uma temperatura baixa a média (80-200°C). A **figura X** mostra um diagrama $T-s$ (temperatura versus entropia) da água e representa duas adições isobáricas de calor até 200°C seguidas de duas expansões isentrópicas numa turbina. Na ausência de sobreaquecimento a expansão resulta num título relativamente baixo, inferior a 80%, o que é inaceitável uma vez que pode conduzir a estragos significativos no equipamento. O sobreaquecimento permite um ligeiro aumento do título e há outras soluções eficazes para evitar o baixo título, mas geralmente são complexas e caras, sobretudo quando no contexto da micro-cogeração.

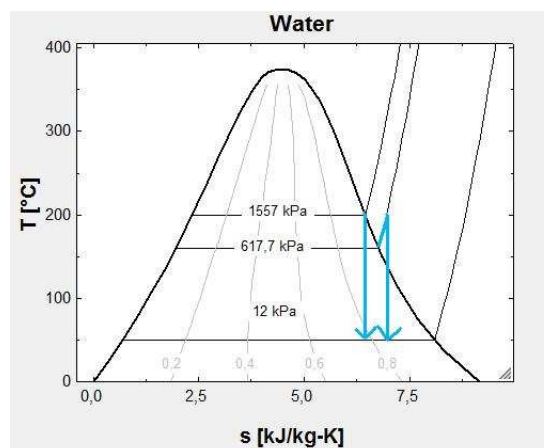


Figura X: diagrama T-s da água

Os fluidos orgânicos apresentam em geral um comportamento bastante diferente. Por observação da figura X+1 constata-se que no caso do n-pentano a expansão isentrópica dum estado saturado resulta num estado de vapor sobreaquecido ao invés do estado vapor húmido (duas fases) que se verificaria na água; este comportamento é partilhado com a maioria dos outros fluidos orgânicos e resulta da forma da linha de vapor saturado, que apresenta uma derivada no diagrama $T-s$ positiva ($\delta T/\delta s > 0$). Este comportamento é referido na literatura como “*wetting*”, em oposição aos fluidos que apresentam uma derivada negativa ($\delta T/\delta s < 0$), como a água, e que recebem a designação de “*drying*” (Curran, H.M, 1981). O sobreaquecimento do vapor na saída da turbina cria ainda a oportunidade de recuperação de energia para pré-aquecimento do fluido antes de entrar na caldeira, por recurso a um permutador de calor. O interesse em usar um recuperador de calor será alvo de discussão em capítulos seguintes.

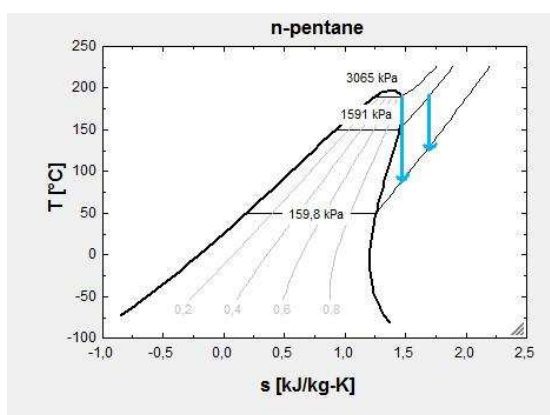


Figura X+1:diagrama T-s do n-Pentano

É comum nas centrais a vapor trabalhar-se com pressões sub-atmosféricas no condensador (próximas de 10 kPa) de forma a atingir valores de rendimento térmico mais elevados. Isto resulta inevitavelmente na infiltração de gases não condensáveis, obrigando ao uso de equipamento suplementar. [1] Acontece que muitos fluidos orgânicos apresentam pressões de saturação acima da pressão atmosférica para as temperaturas que se verificam tipicamente nos condensadores arrefecidos a ar ou a água, permitindo que o ciclo opere com pouca ou nenhuma necessidade de manutenção. [mcmahan] Por outro lado, elevadas pressões de saturação estão também associadas a razões de pressão (entre a saída e entrada da turbina) menores comparativamente à água o conduz a turbinas mais simples e baratas.

3.4 Comparação dos fluidos candidatos a fluidos de trabalho

A selecção do fluido de trabalho a utilizar no ciclo de potência, apropriado para uma gama de temperaturas baixa a média (80-200°C) constitui em si mesmo um certo desafio: do ponto de vista termodinâmico, deve permitir obter um elevado rendimento térmico do ciclo, permitir utilizar da melhor forma a fonte de calor disponível (solar), e ter estabilidade térmica na gama de temperaturas em que opera. Por outro lado deve cumprir os requisitos de segurança, ser amigo do ambiente e permitir um baixo custo da instalação. [Low Temperature

ORC] Há uma grande diversidade de fluidos que têm sido propostos e usados como fluido de trabalho com sucesso. Neste estudo foram considerados os seguintes fluidos de trabalho:

- Tolueno
- n-Pentano
- n-Butano
- R-11,R22
- R-245fa
- Metanol

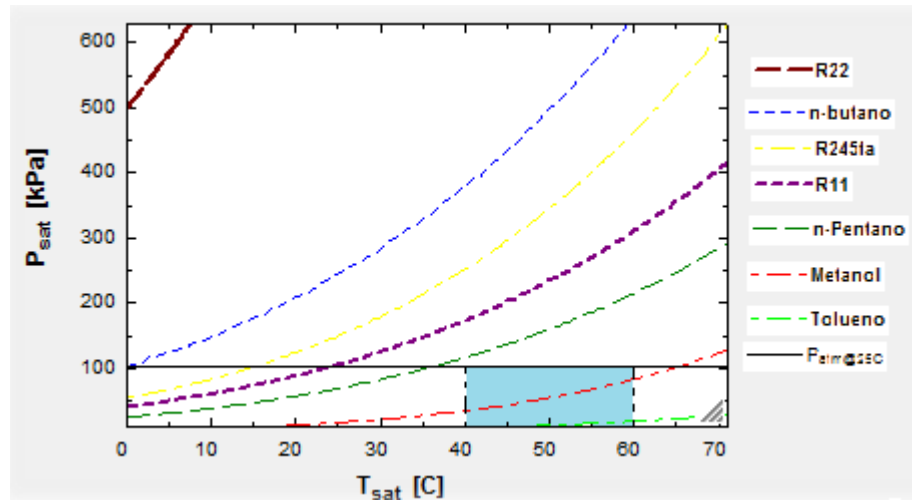


Figura 3.4.1: Pressão de saturação vs temperatura de saturação para vários fluidos.

Tabela 3..4.1 Características de diversos fluidos candidatos.

	Tolueno	n-Pentano	n-butano	R11	R245fa	R22	Metanol
Temperatura crítica [C]	318,6	196,5	152	198	154,1	96,13	240,4
Pressão crítica [kPa]	4126	3364	3796	4408	3639	4989	8104
Massa molar [kg/kmol]	92,14	33,24375	58,12	137,4	134	86,47	32,04
Preço Litro [Eur]	18,72	35,5	13,9				42,4
a Pressão condensador [kPa] T=60[C]	18,63	214,8		311	463,4		82,94
b Pressão condensador [kPa] T=50[C]	12,33	159,8	496,6	234,6	345,2		121,1

3.5) Efeito das condições operativas no comportamento do ciclo

3.5.1) O efeito do sobreaquecimento à saída da caldeira

Seja o grau de sobreaquecimento T_{sh} , definido como a razão entre a temperatura do fluido e a sua temperatura de saturação, para uma dada pressão:

$$T_{sh} = \frac{T}{T_{sat}} \Big|_p \quad (3.5.1)$$

Nas tradicionais centrais a vapor é comum usar-se um elevado grau de sobreaquecimento de forma a simultaneamente evitar o baixo título na turbina e aumentar o rendimento térmico do ciclo. Ora este aumento de rendimento prende-se com facto das linhas isobáricas num diagrama h-s (entalpia vs entropia) para a água divergirem rapidamente, fazendo com que um incremento no trabalho (Δw) do ciclo supere o incremento de calor (Δq) fornecido inerente ao sobreaquecimento.

$$\Delta\eta_{th} = \frac{\Delta w}{\Delta q} = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{\Delta h_2} \quad (3.5.2)$$

Contudo, na maioria dos fluidos orgânicos as linhas isobáricas são praticamente paralelas e a forma da sua linha de saturação faz com que a temperatura média a que o calor é rejeitado no condensador aumente com o aumento da temperatura média a que o calor é fornecido.

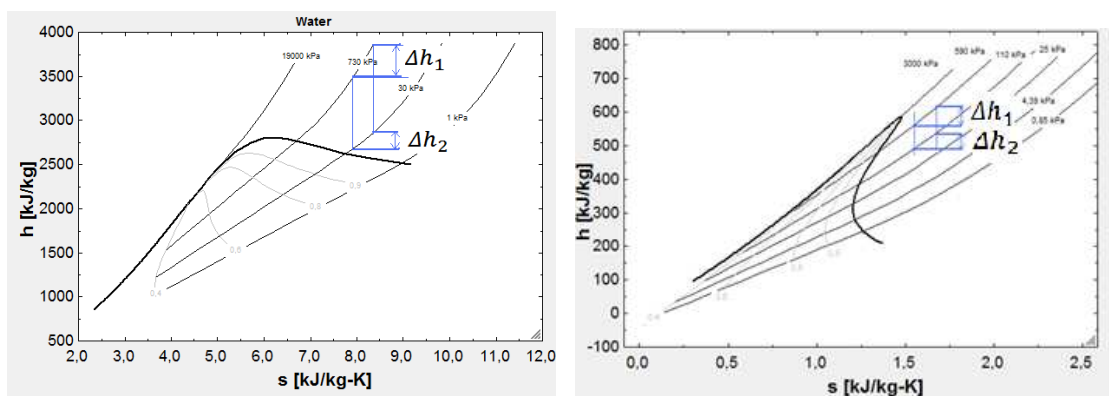


Figura 3.5.1: Diagramas h-s para a água (à esquerda) e n-Pentano (direita)

Assim o sobreaquecimento resultará ou num acréscimo insignificante, inalteração, ou, para a maioria dos fluidos orgânicos, numa diminuição do rendimento do ciclo. Isto realça a necessidade de haver recuperação de calor num regenerador quando se pretende otimizar o

rendimento dum ciclo orgânico de Rankine recorrendo ao sobreaquecimento. A figura 3.5.2. ilustra este comportamento para o fluído n-pentano.

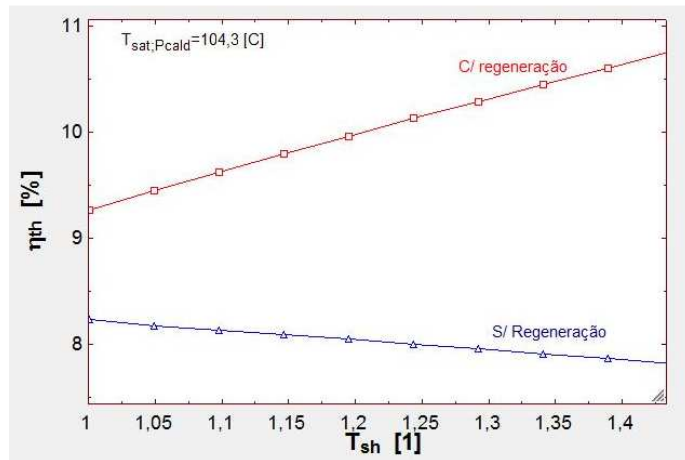


Figura 3.5.2: Comparação do rendimento do ciclo com e sem regeneração para o n-pentano para o mesmo grau de sobreaquecimento.

Note-se que o ciclo com regeneração conduz sempre a melhores valores rendimento térmico.

3.5.2 Pressão de entrada na turbina

O tradicional ciclo a vapor de Rankine apresenta geralmente um ligeiro aumento no seu rendimento quando a pressão de entrada na turbina é maior. No ciclo orgânico

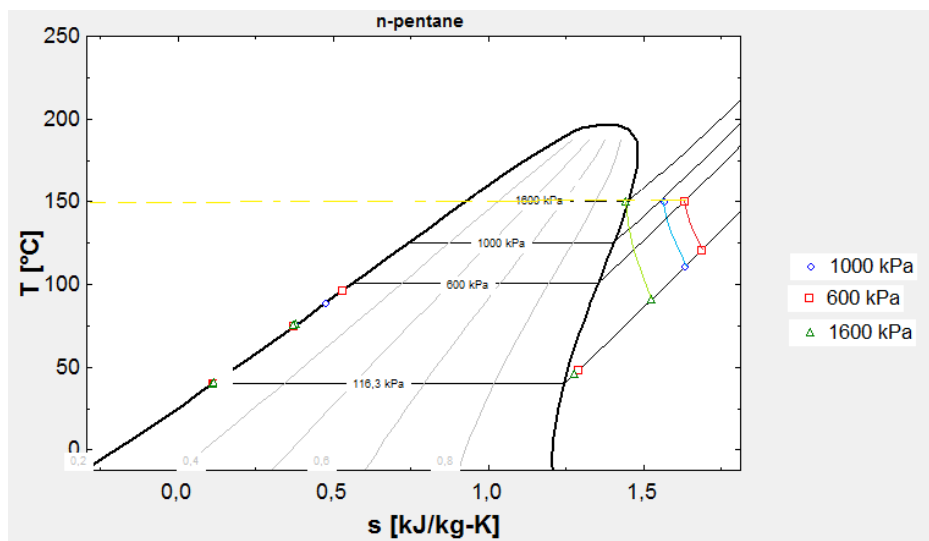


Figura 865375: Diagrama T-s para o n-pentano a diferentes pressões de entrada na turbina

Estudo de sistemas solares térmicos para aplicação a micro-cogeração

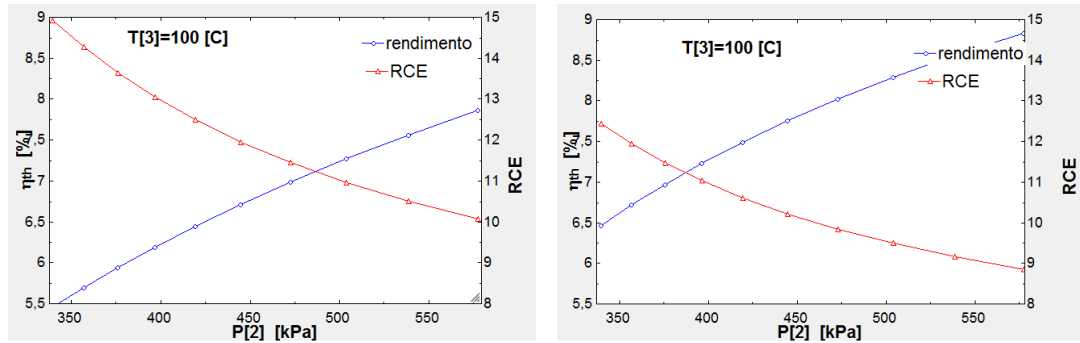


Figura 283654324: Efeito da pressão de entrada na turbina a 150°C. Ciclo sem (esquerda) e com regeneração (direita)

3.5.1

Temperatura entrada turbina = 100[°C]			
Potência eléctrica [kW]	Potência da caldeira [kW]		Caudal [kg/s]
	sem regeneração	com regeneração	
1,0	12,36	11	0,024
2,6	31,58	28,1	0,061
4,1	50,8	45,21	0,098
5,7	70,02	62,32	0,136
7,2	89,24	79,43	0,173
8,8	108,5	96,53	0,210
10,3	127,7	113,6	0,247
11,9	146,9	130,7	0,285
13,4	166,1	147,9	0,322
15,0	185,3	165	0,359

Tabela 2562:

5. Estudo de sistemas solares térmicos em TRNSYS

5.1 Introdução

O software TRNSYS [klein et al.(1975,...,2006)] é um programa de simulação detalhada largamente utilizado em processos térmicos, e foi originalmente desenvolvido para aplicações de energia solar. Tem subrotinas disponíveis que representam os componentes tipicamente usados em sistemas solares térmicos, sendo que o utilizador/programador deve fornecer os parâmetros que descrevem os componentes (*Types*) a ser usados. Apresenta três possíveis algoritmos de integração numérica (Euler, Heun e Adams), sendo o mais extensivamente utilizado, inclusive no presente estudo, o método de Euler modificado.

5.2 Descrição dos componentes da biblioteca TRNSYS mais relevantes:

- Colector Solar Placa Plana: “Type 1”

Este componente modela o desempenho térmico de diversos tipos de colector usando teoria disponível na literatura (ver capítulo 3). Permite a associação de colectores em série ou em paralelo. O desempenho térmico do conjunto de colectores é determinado pelo número de módulos em série e as características de cada módulo. O utilizador deve fornecer os resultados dos testes estandardizados de eficiência (η) versus a razão entre a diferença de temperaturas do fluído e ambiente e radiação total global que atinge a superfícies ($\Delta T/I_T$). A temperatura do fluído poderá ser a de entrada, média ou a de saída do colector. O modelo assume que a curva de η vs. $\Delta T/I_T$ pode ser descrita por uma equação quadrática.

A equação geral para o rendimento do colector é dada por

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_T} = \frac{\dot{m} c_{pf} (T_{saída} - T_{entrada})}{A_c I_T} = F_R (\tau \alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad (5.2.1)$$

Ora o coeficiente de perdas térmicas U_L não é constante, pelo que é assumida uma dependência com $(T_i - T_a)$

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_T} = F_R (\tau \alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - F_R U_{L/T} \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \quad (5.2.2)$$

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_T} = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad (5.2.3)$$

Os resultados dos testes dos colectores são baseados em diferentes diferenças de temperatura que podem ser:

$$\Delta T = \begin{cases} \Delta T_i = T_i - T_a \\ \Delta T_{av} = T_i - T_{av} \\ \Delta T_o = T_o - T_a \end{cases} \quad (5.2.4)$$

A primeira formulação (usando a temperatura de entrada) é mais usada nos Estados unidos da América, enquanto a segunda (usando a temperatura média do fluido) é a preferida na Europa. Quando os coeficientes (a_0 , a_1 e a_2) são dados em termos da temperatura média do fluido ΔT_{av} , são aplicados factores de correcção. Assim é definido um coeficiente modificado de 1ª ordem:

$$U_L^{\square} = U_L + U_{L/T}(T_i - T_a) \quad (5.2.5)$$

Resultando em

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_T} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L^{\square} \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad (5.2.6)$$

Os factores de correcção são dados por (Duffie e Beckman,1991):

$$\begin{cases} F_R(\tau\alpha) = F_{av}(\tau\alpha)_n \left(\frac{\dot{m}_{teste} c_p}{\dot{m}_{teste} c_p + \frac{F_{av} U_L^{\square}}{2}} \right) \\ F_R U_L^{\square} = F_{av} U_L^{\square} \left(\frac{\dot{m}_{teste} c_p}{\dot{m}_{teste} c_p + \frac{F_{av} U_L^{\square}}{2}} \right) \end{cases} \quad (5.2.7)$$

De forma a ter em conta as condições de funcionamento quando o colector opera com um caudal diferente daquele a que foi testado, $F_R(\tau\alpha)_n$ e $F_R U_L^{\square}$ são corrigidos para contabilizar as alterações de F_R . O factor de correcção r_1 é dado por:

$$r_1 = \frac{F_R U_L^{\square} |_{uso}}{F_R U_L^{\square} |_{teste}} = \frac{\frac{\dot{m} c_p}{A_c F^{\square} U_L} \left(1 - e^{-A_c F^{\square} U_L / \dot{m} c_p} \right) |_{uso}}{\frac{\dot{m}_{teste} c_p}{A_c F^{\square} U_L} \left(1 - e^{-A_c F^{\square} U_L / \dot{m}_{teste} c_p} \right) |_{teste}} \quad (5.2.8)$$

Nestas condições é necessário estimar $F^{\square} U_L$:

$$F^{\square} U_L = -\frac{\dot{m} c_p}{A_c} \ln \left(1 - \frac{F_R U_L^{\square} A_c}{\dot{m} c_p} \right) \quad (5.2.9)$$

Quando se faz a ligação dos colectores em série, $F_R(\tau\alpha)_n$ e $F_R U_L^{\square}$ são analiticamente modificados para um número de módulos N_s idênticos. O factor r_2 que faz a correcção é dado por:

$$r_2 = \frac{1 - \left(1 - \frac{A_c F_R U_L^{\square}}{\dot{m} c_p} \right)^{N_s}}{N_s \frac{A_c F_R U_L^{\square}}{\dot{m} c_p}} \quad (5.2.10)$$

Os testes dos colectores são geralmente realizados em dias com boa claridade com incidência normal de forma que o produto transmissão - absorção ($\tau\alpha$) tem aproximadamente o mesmo valor que teria à incidência normal para a radiação directa. $F_R(\tau\alpha)_n$ é corrigido para incidências não normais pelo factor $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$. Uma expressão geral para $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ é dada por

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{I_b T \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + I_d \left(\frac{1+2 \cos \beta}{2}\right) \frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} + \rho_g I \left(\frac{1-2 \cos \beta}{2}\right) \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_T} \quad (5.2.11)$$

Para colectores placa plana $(\tau\alpha)_b/(\tau\alpha)_n$ pode ser aproximado por:

$$\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1\right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1\right)^2 \quad (5.2.12)$$

Acontece que muitas vezes os resultados dos testes fornecem apenas um valor do ângulo de incidência, tipicamente para $\theta = 50^\circ$, pelo que se deve assumir $b_1 = 0$ e calcular b_0 .

Usou-se um colector solar certificado pela DIN, da marca Sunerg Solar com as seguintes características ($a_0 = 0.716$; $a_1 = 3.87$; $a_2 = 0,069$ e $b_0 = 0,2$):

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Number in series	1	-			More...
2	Collector area	2.305	m ²			More...
3	Fluid specific heat	4.18	kJ/kg.K			More...
4	Efficiency mode	1	-			More...
5	Tested flow rate	0.02	kg/s.m ²			More...
6	Intercept efficiency	0.716	-			More...
7	Efficiency slope	3.87	kJ/hr.m ² .K			More...
8	Efficiency curvature	0.069	kJ/hr.m ² .K ²			More...
9	Optical mode 2	2	-			More...
10	1st-order IAM	0.2	-			More...
11	2nd-order IAM	0	-			More...

Figura 245234: Parâmetros requeridos pelo Type 1-colector placa plana

- Armazenamento Térmico: Type 4 (depósito estratificado)

Este componente modela um depósito estratificado contendo um fluido, assumindo que o depósito consiste em N segmentos de volume iguais misturados como se mostra na figura abaixo, sendo grau de estratificação determinado pelo valor de N (se N=0 o depósito é misturado). Oferece a possibilidade de integrar um ou dois aquecedores sendo possível definir a sua localização (altura a que se encontra no interior do depósito)

Estudo de sistemas solares térmicos para aplicação a micro-cogeração

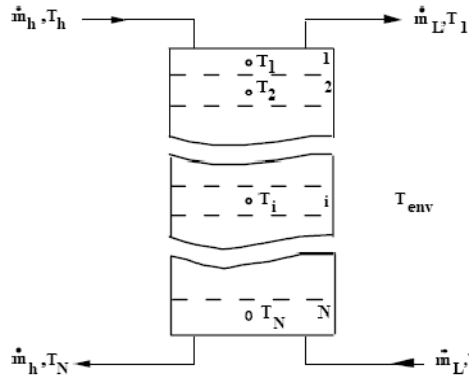


Figura 86532: Esquema de modelo de depósito estratificado: Type 4.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Fixed inlet positions	1	-			More...
2	Tank volume	1000	l			More...
3	Fluid specific heat	4.18	kJ/kg.K			More...
4	Fluid density	1000.0	kg/m ³			More...
5	Tank loss coefficient	0.7	W/m ² .K			More...
6	Height of node-1	0.5	m			More...
7	Height of node-2	0.5	m			More...
8	Height of node-3	0.5	m			More...
9	Auxiliary heater mode	1	-			More...
10	Node containing heating element 1	1	-			More...
11	Node containing thermostat 1	1	-			More...
12	Set point temperature for element 1	55.0	C			More...
13	Deadband for heating element 1	5.0	deltaC			More...
14	Maximum heating rate of element 1	4.5	kW			More...
15	Node containing heating element 2	1	-			More...
16	Node containing thermostat 2	1	-			More...
17	Set point temperature for element 2	90	C			More...
18	Deadband for heating element 2	5.0	deltaC			More...
19	Maximum heating rate of element 2	4.5	kW			More...
20	Not used (Flue UA)	0.0	W/K			More...
21	Not used (Tflue)	20.0	C			More...
22	Boiling point	110	C			More...

Figura 245234: Parâmetros requeridos pelo Type 4- Depósito estratificado.

- Leitura e Processamento de dados climáticos: “Type 109”

Este componente tem como função efectuar a leitura de dados climáticos em intervalos de tempo regulares a partir duma base de dados, convertendo-os num sistema de unidades desejado e processando a radiação solar de forma a obter a radiação numa superfície com uma

determinada inclinação bem como o ângulo de incidência para um número arbitrário de superfícies.

Nas simulações efectuadas o type 109 lê um ficheiro de dados climático no formato TMY2 (formato usado pelo National Solar Radiation Data Base nos E.U.A.), gerados a partir do programa Meteonorm V, e disponível na biblioteca do TRNSYS 16 em Weather\Meteonorm.

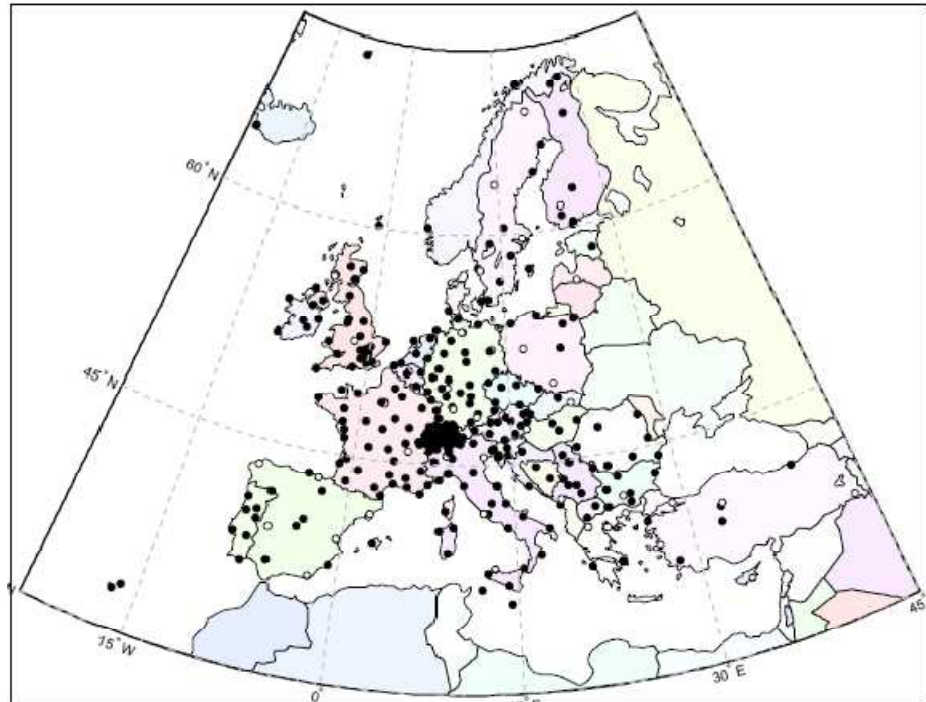


Figura 752: Mapa da localização dos ficheiros de dados climáticos do Meteonorm, Europa. Fonte: TRNSYS Users Manual.

Permutador de calor de eficiência constante: “Type 91”

O conjunto de equações que descreve o funcionamento deste componente foi já apresentado no capítulo anterior (Eqs. 4.2.11 a 4.2.17). Este elemento faz a “ponte” entre o ciclo de potência (*cold side*) e o sistema solar (*hot side*). Assim, para uns quaisquer fluidos quente e frio (água e n-pentano neste caso), caracterizados pelo seu calor específico, é necessário fornecer os caudais e temperaturas de entrada no permutador de calor.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	☞	Heat exchanger effectiveness	0.75	-	More...	
2	☞	Specific heat of hot side fluid	4.18	kJ/kg.K	More...	
3	☞	Specific heat of cold side fluid	2.378	kJ/kg.K	More...	

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	☞	Hot side inlet temperature	72	C	More...	
2	☞	Hot side flow rate	0.07	kg/s	More...	
3	☞	Cold side inlet temperature	40.59	C	More...	
4	☞	Cold side flow rate	0.08678	kg/s	More...	

Figura 245234: Parâmetros requeridos pelo *Type 91*- Permutador de eficiência constante

5.2 Sistemas solares térmicos com armazenamento

O primeiro sistema solar térmico a ser implementado foi concebido para funcionar 24 horas por dia durante todo o ano. O facto de o fluido de trabalho do ciclo de potência e o fluido no depósito serem diferentes implica o uso de um permutador de calor.

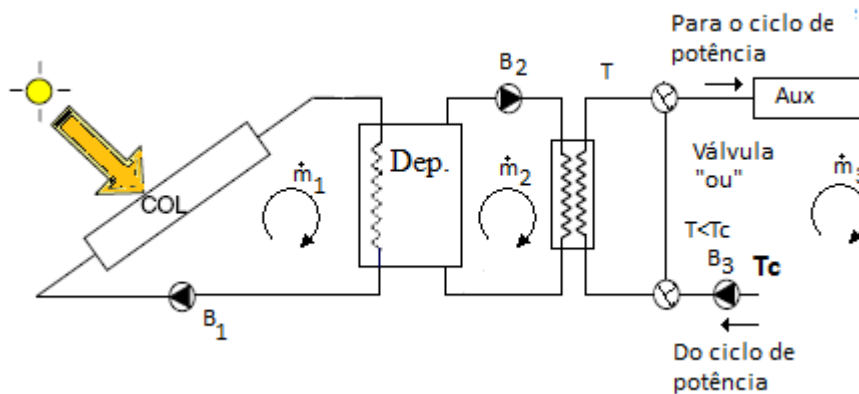


Figura 23: Sistema solar térmico com depósito.

Existem três caudais distintos a circular no sistema: o que circula nos colectores solares (\dot{m}_1), o que circula entre o depósito e o permutador de calor (\dot{m}_2), e aquele que circula no ciclo de potência (\dot{m}_3). Dois controladores diferenciais *On-Off* foram usados: um para controlar a bomba B_1 de forma a que funcione enquanto houver ganhos úteis nos colectores (por comparação das temperaturas à saída do colector e no fundo do depósito) e outro que controla as válvulas de forma a que o fluido de trabalho passe pelo permutador de calor apenas quando for possível receber calor (por comparação das temperaturas à saída da bomba B_3 e à saída do permutador de calor).

A primeira questão que se coloca é exactamente quais os valores de caudal para as três bombas. ,

- O caudal \dot{m}_3 é definido em função das condições operativas do ciclo de potência e a gama de valores que envolve foi já apresentada no capítulo anterior.

- O caudal \dot{m}_2 é determinado em função de \dot{m}_3 , de forma a maximizar a potência transferida no permutador de calor: O valor mínimo de \dot{m}_2 deve ser tal que faça com que a capacidade térmica do fluido quente seja ligeiramente superior à do fluido frio, sendo que se o caudal for muito elevado o fluido quente sairá do permutador com uma temperatura elevada prejudicando o rendimento dos colectores. A tabela 12345 mostra as potências transferidas no permutador para diferentes valores de temperatura no depósito e caudal \dot{m}_2 , para um determinado valor de \dot{m}_3 , correspondente a certas condições de funcionamento do ciclo de potência. Isto implica que para estudar o comportamento do sistema solar térmico em simultâneo com o ciclo de potência é necessário trabalhar em série com o EES (*outputs* do ciclo são *inputs* no sistema solar)

Tabela 16354: Potência transferida no permutador de calor para diversos caudais

T_{dep} [C]	\dot{m}_3 [kg/s]	\dot{m}_2 [kg/s]	C_{hot} [kW/K]	C_{cold} [kW/K]	\dot{Q}_T [kW]	T_{Out} n-pentano [C]	$T_{out,agua}$ [C]
41	0,07326	0,02	0,08364	0,1749	0,04858	40,63	40,42
47,44	0,07326	0,02778	0,1162	0,1749	0,7412	44,59	41,06
53,89	0,07326	0,03556	0,1487	0,1749	1,811	50,71	41,71
60,33	0,07326	0,04333	0,1813	0,1749	3,144	58,34	42,99
66,78	0,07326	0,05111	0,2139	0,1749	4,158	64,14	47,34
73,22	0,07326	0,05889	0,2467	0,1749	5,172	69,94	52,25
79,67	0,07326	0,06667	0,2796	0,1749	6,186	75,74	57,54
86,11	0,07326	0,07444	0,3127	0,1749	7,201	81,54	63,08
92,56	0,07326	0,08222	0,3459	0,1749	8,215	87,34	68,81
99	0,07326	0,09	0,3794	0,1749	9,229	93,14	74,68

O caudal \dot{m}_1 deverá ser aquele que permite maximizar a energia útil obtida nos colectores, atendendo também à forma como os colectores estão ligados. Optou-se por ligar os módulos em série de forma a obter uma maior temperatura no depósito e fracção solar. A energia anual útil obtida nos colectores será:

$$Q_u = \int \dot{Q} dt \quad (13451346)$$

Estudo de sistemas solares térmicos para aplicação a micro-cogeração

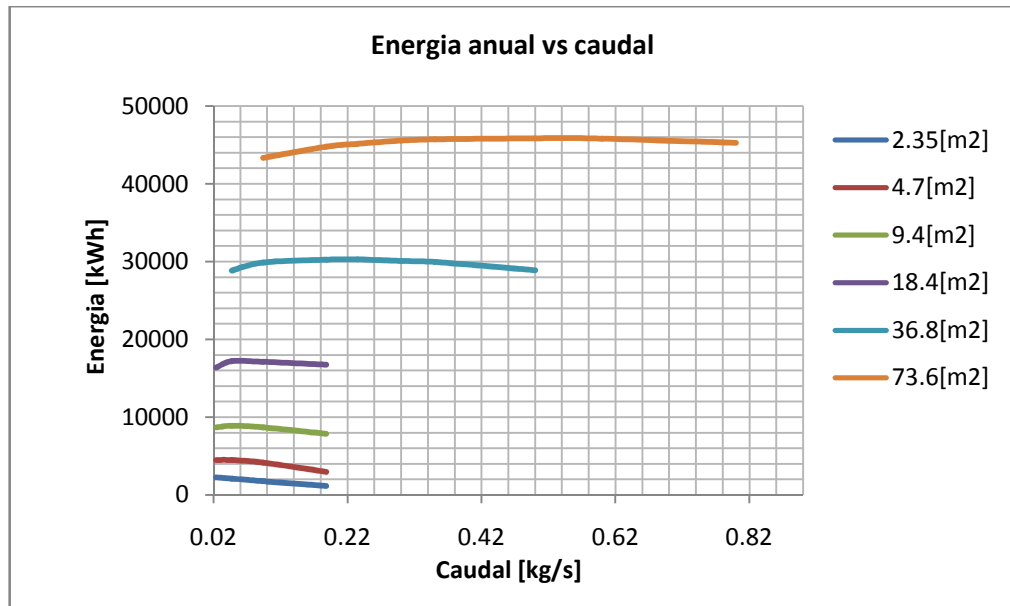


Figura 2452345: Energia anual obtida nos colectores em série para diferentes caudais

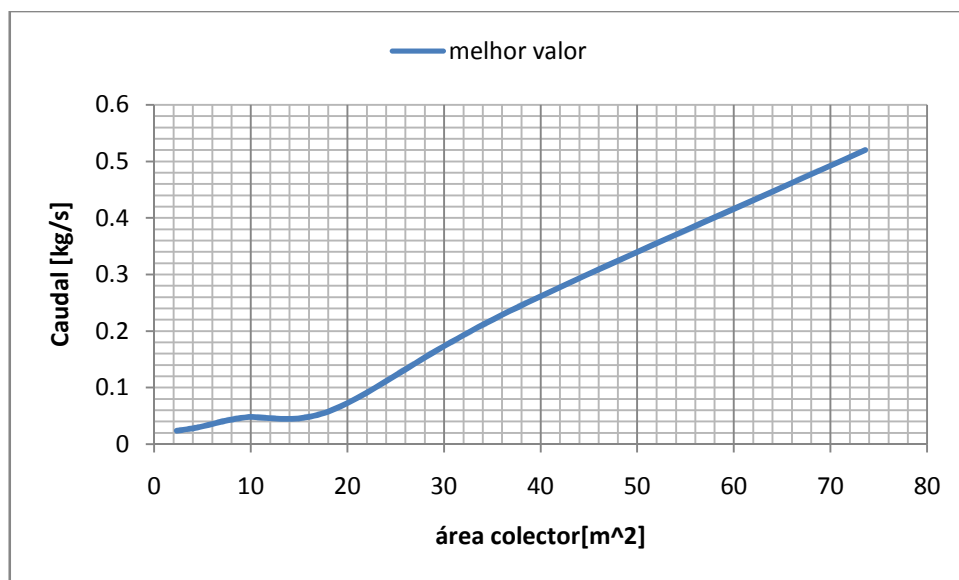


Figura 76324: Valor de caudal para diferentes áreas de campo de coletor, ligados em série.

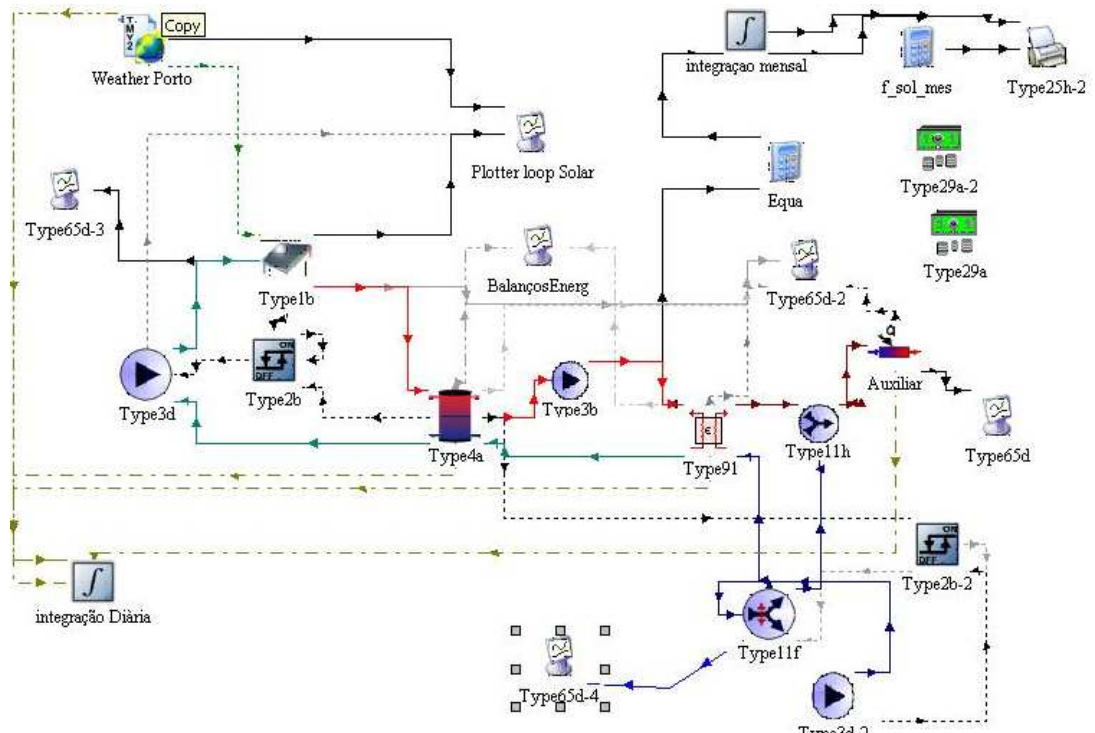


Figura 12312: Sistema implementado em ambiente TRNSYS.

Volume de armazenamento

Para um sistema deste tipo a fracção solar é dada por:

$$f_{s,mensual} = \frac{Q_{sol,mensual}}{Q_{carga,mensual}} = \frac{Q_{permutador,mensual}}{Q_{carga,mensual}} = \frac{Q_{permutador,mensual}}{Q_{permutador,mensual} + Q_{aux,mensual}} \quad (5.65)$$

Ora a energia transferida para o ciclo de potência, $Q_{permutador,mensual}$, é calculada integrando mensalmente a potência instantânea transferida no permutador de calor, valor obtido via TRNSYS; $Q_{aux,mensual}$, a energia que é necessário comprar (fornecer à caldeira a gás natural) é calculada

$$Q_{aux,mensual} = \frac{\int (\dot{Q}_{in,ciclo} - \dot{Q}_{permutador}) dt}{\eta_{caldeira}} \quad (543432)$$

E

$$\dot{Q}_{in,ciclo} = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) \quad (1345134)$$

$\dot{Q}_{in,ciclo}$, a potência que é necessário transferir para o fluido de trabalho no ciclo de potência desde o estado a que entra no permutador até aquele a que entra na micro turbina. Este valor é obtido via E.E.S. para cada condição operativa do ciclo (temperatura de entrada na turbina, pressão na caldeira, potência eléctrica).

No aquecimento de águas sanitárias (AQS) existem um conjunto de regras práticas que situam o volume de armazenamento apropriado entre os 50 e os 100 litros por metro quadrado de colectador. Ora este sistema funciona em condições diferentes daquelas a que tipicamente se trabalham em AQS, uma vez que se procura obter temperaturas no depósito próximas dos 100 [°C] e o que o fluido (água ou mistura de água com anti-congelante) entra no depósito vindo do permutador de calor integrado no ciclo de potência a temperaturas superiores a 40[°C] . No sentido de se investigar a relação entre o volume de armazenamento, área de colectador e fracção solar foram feitas simulações para as seguintes condições no ciclo de potência e para a cidade do Porto:

Potência eléctrica: 3,68 kW

Temperatura de entrada na turbina: 100 [°C]

Configuração do ciclo: Sem regeneração

Características de entrada do n-pentano no permutador: $T=40,39[°C]$; $c_p=2,387[kJ/kg°K]$

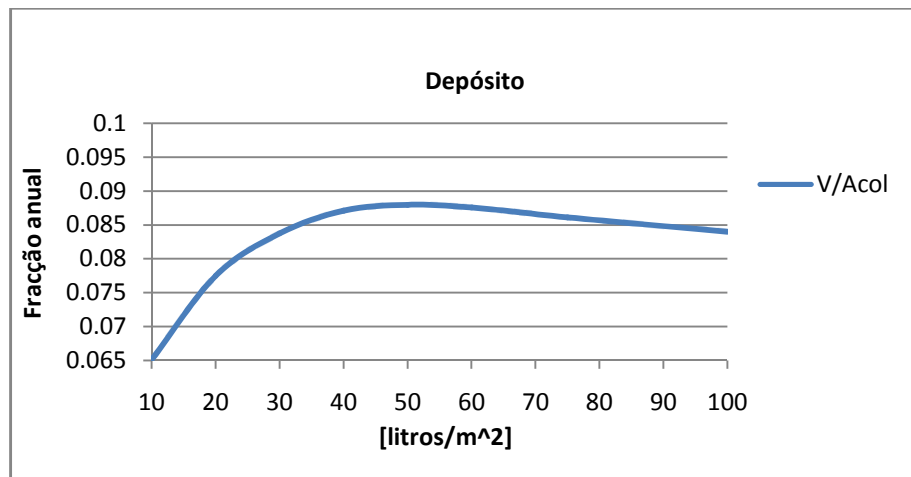
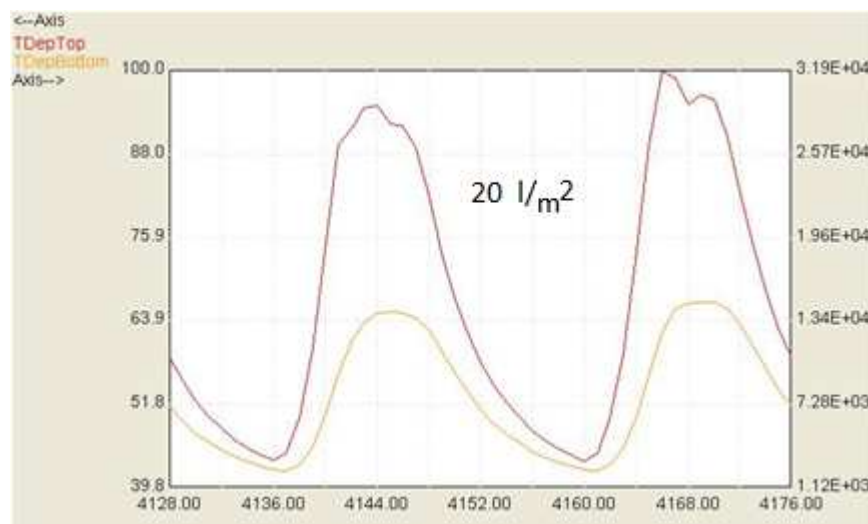


Figura 54332: Fracção anual para diferentes razões volume - área de colectador.

Veja-se na figura 7347 como evoluem as temperaturas no topo e no fundo do depósito num período de 48 horas em meados de Junho para 3 valores de V/A_{col} :



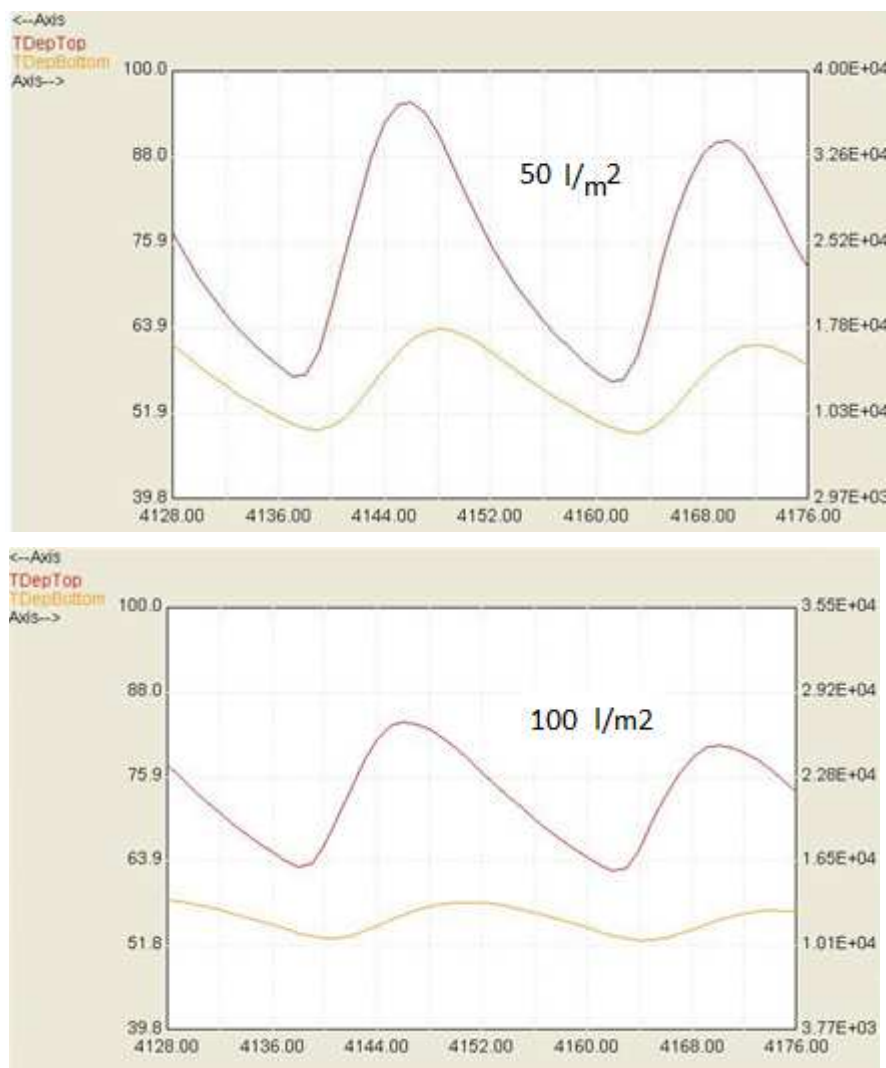


Figura 1765763: Evolução das temperaturas no topo e fundo do depósito para diferentes razões V/A_{col} .

Observa-se que à medida que se aumenta V/A_{col} a temperatura no topo do depósito diminui mas o grau de estratificação aumenta. A estratificação favorece o rendimento dos colectores, pois mantém a temperatura de entrada nos colectores mais baixa. O valor óptimo está em torno dos $50 (l/m^2)$ tendo sido esta a relação V/A_{col} usada nas simulações.

Inclinação dos colectores

O valor da inclinação que conduz a um maior aproveitamento da energia solar (fracção anual) para este sistema é igual à latitude (φ) menos 5° . No entanto, optou-se por adoptar a inclinação de valor igual $\varphi - 10^\circ$, no sentido de favorecer a captação quando há menor radiação disponível (inverno), e uma vez que a fracção anual não é prejudicada em mais de 0,5%. A figura abaixo mostra a evolução da fracção solar mensal para a cidade do porto ($\varphi=41^\circ$) para três valores diferentes de inclinação do campo de colectores, sendo claro que uma inclinação que favoreça a captação no inverno conduz a um perfil mais equilibrado.

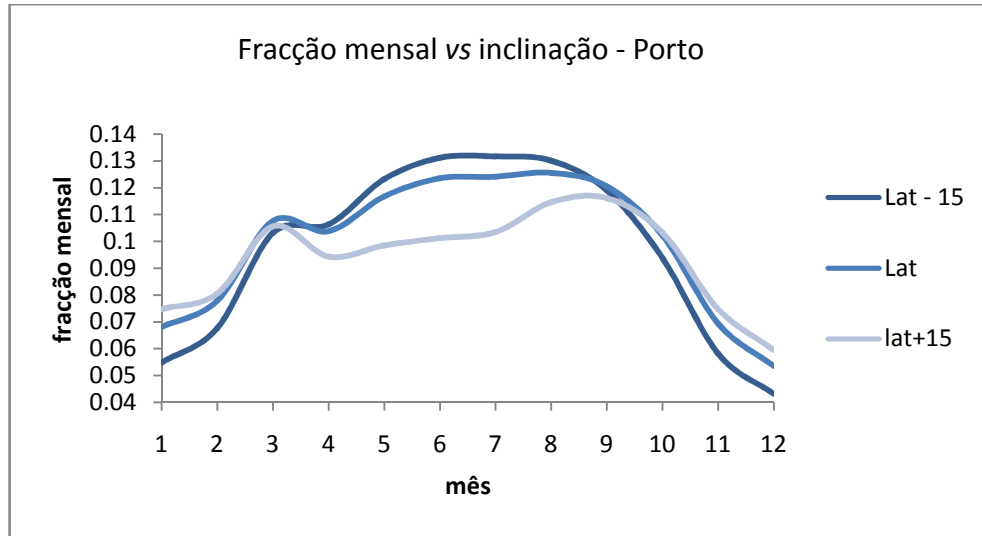


Figura 2342: Fracção mensal para diferentes inclinações dos colectores

Área de captação

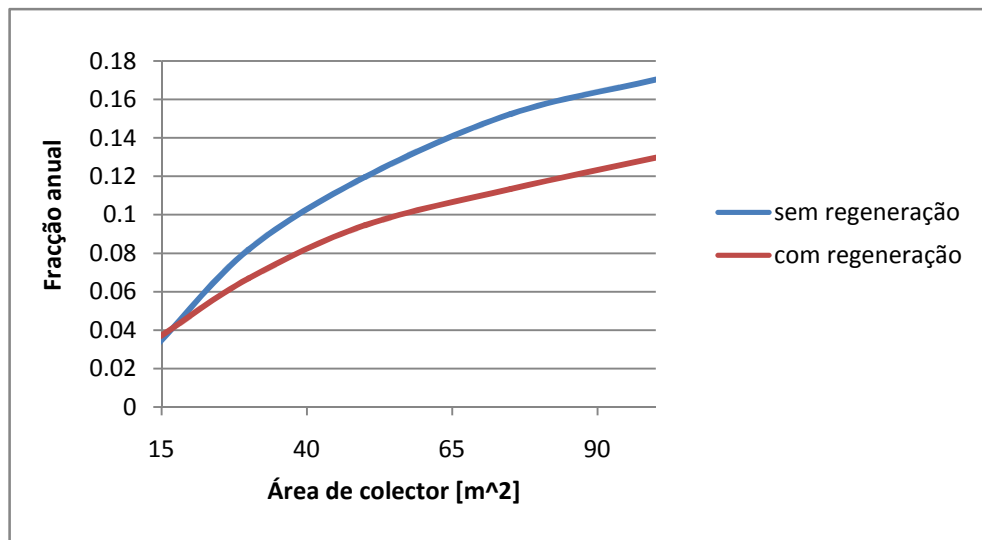
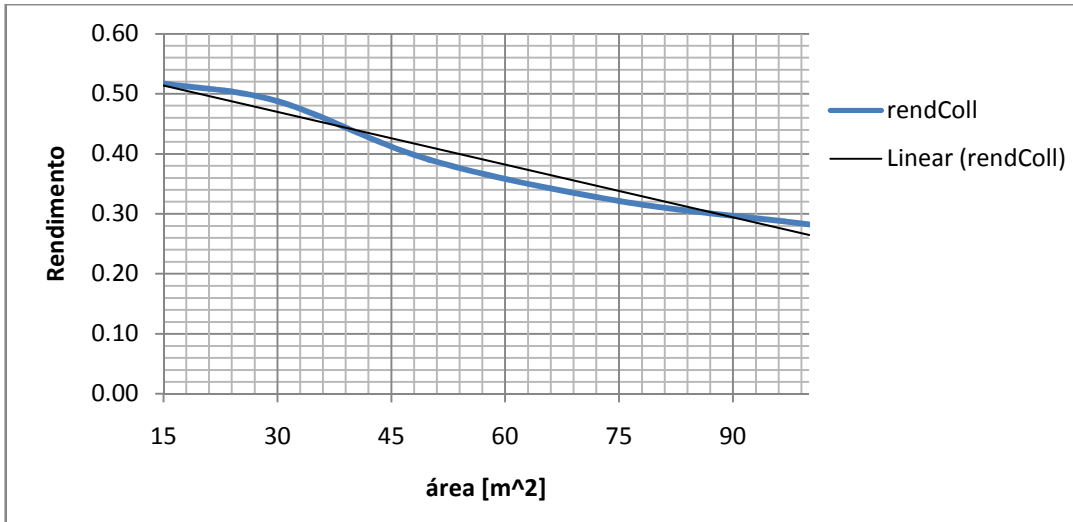


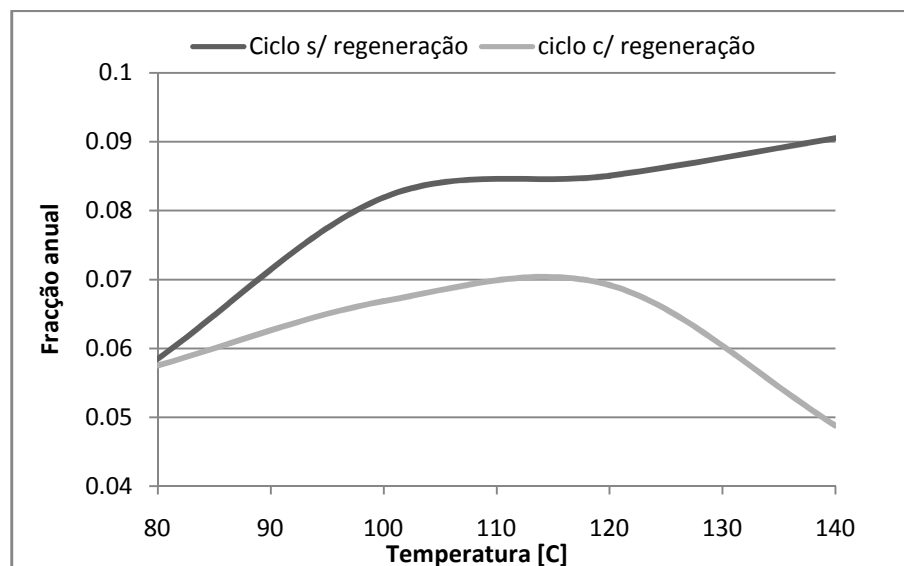
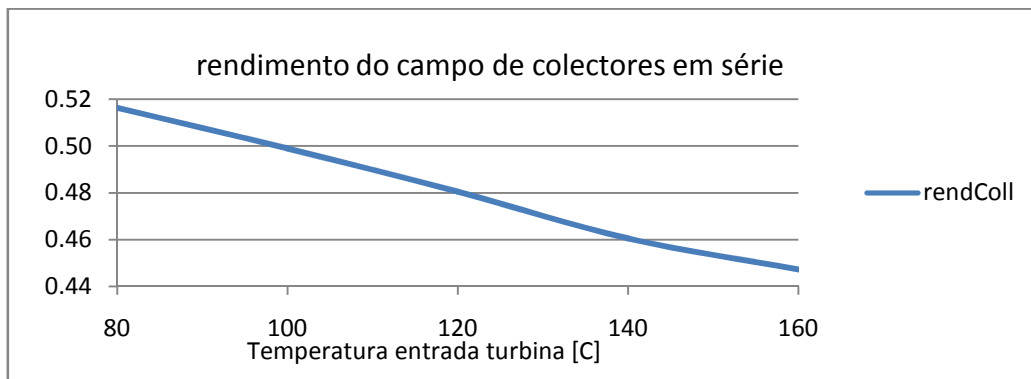
Figura 2342: Fracção anual para diferentes áreas de captação

Rendimento do campo de colectores

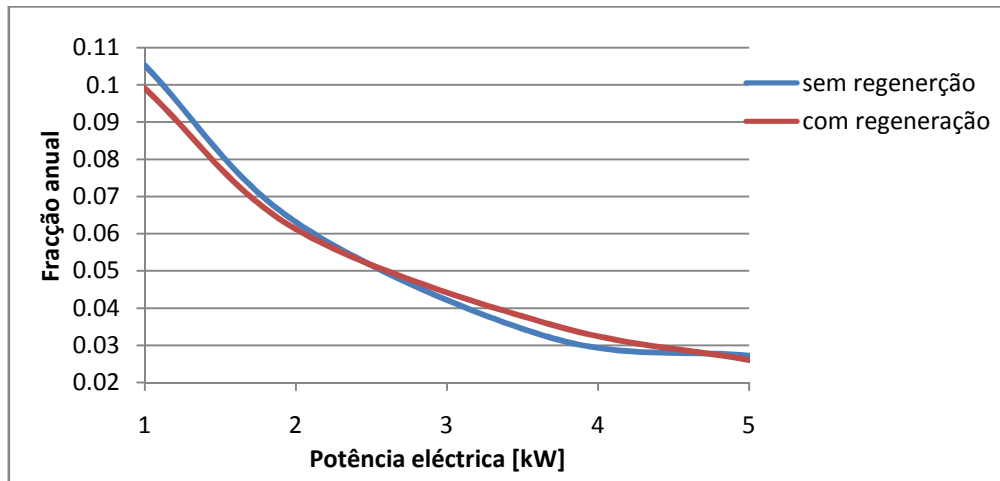
Estudo de sistemas solares térmicos para aplicação a micro-cogeração



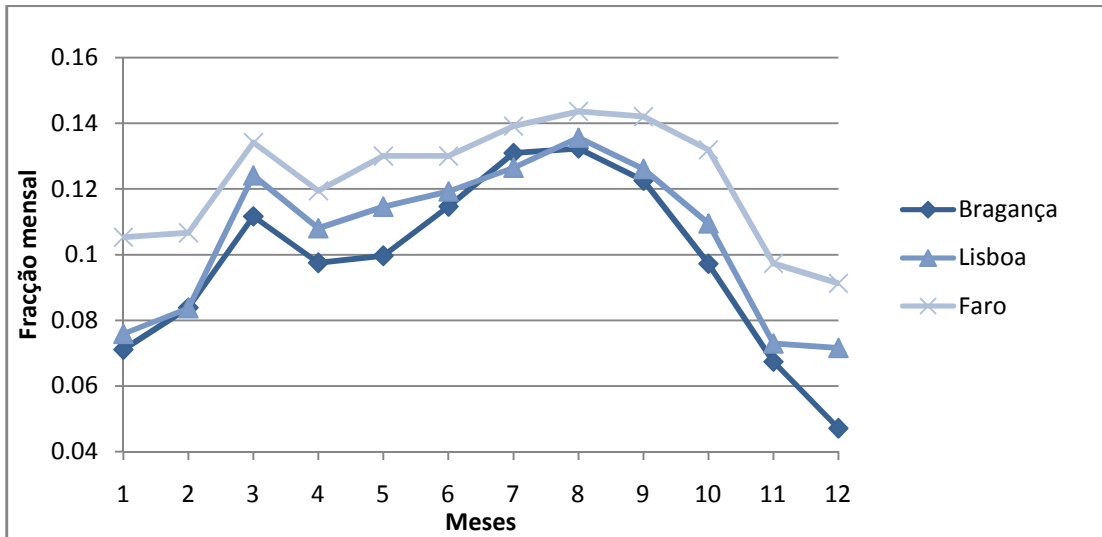
Temperatura de entrada na turbina



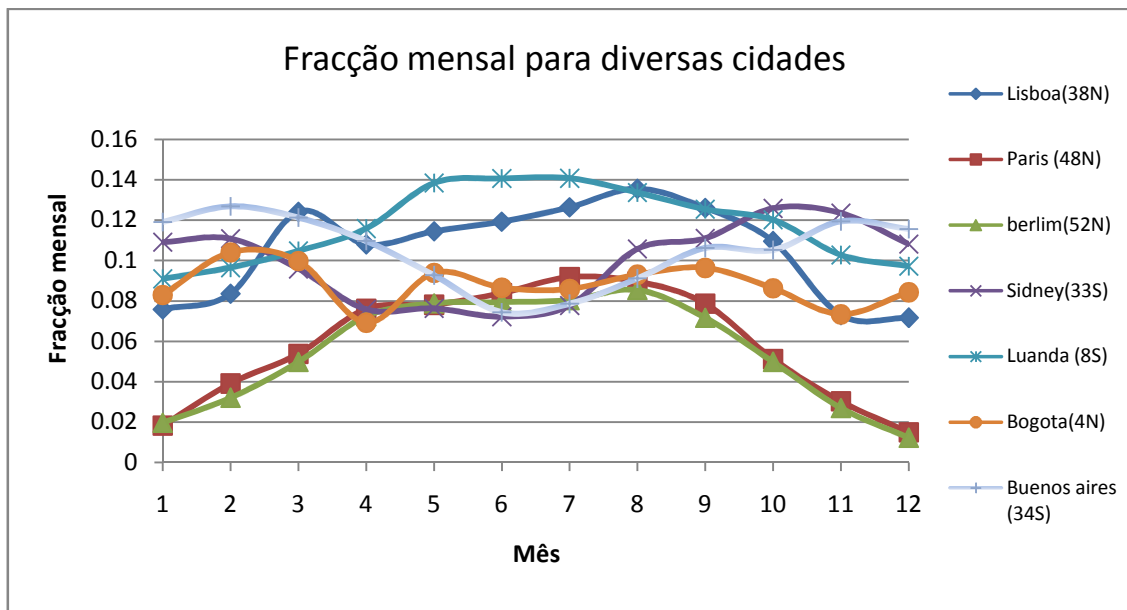
Potência eléctrica do ciclo



Diferentes cidades



Fracção mensal para diversas cidades



Sistema solar com termostato interior

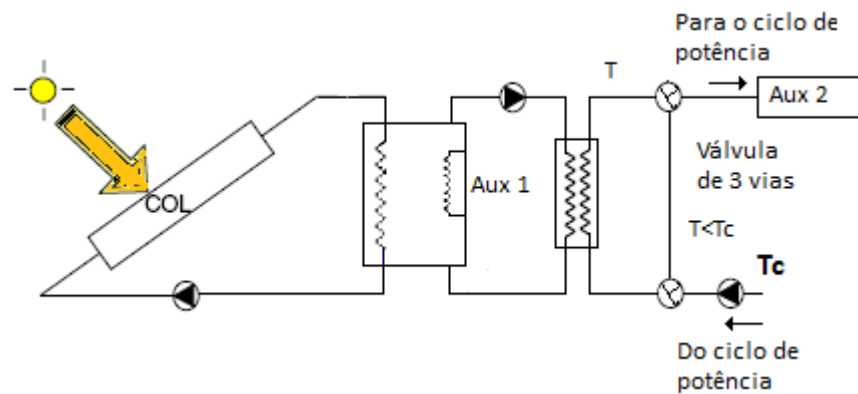


Figura 234:Aço 2

$$f_s = \frac{Q_{sol}}{Q_{carga}} = \frac{Q_{permutador} - Q_{aux1}}{Q_{carga}} \quad (13451)$$

5.3 Sistema sem Armazenamento

Muitos sistemas solares térmicos podem operar sem qualquer armazenamento de energia. Para efeitos de arrefecimento ambiente, por exemplo, a maior disponibilidade de radiação solar coincide com a maior necessidade de arrefecimento, permitindo que o sistema funcione com boa eficiência sem a necessidade de um depósito.

No sistema representado na figura abaixo, as bombas B_1 e B_2 são controladas por um controlador diferencial *On-Off*, que compara as temperaturas a que entram no permutador o fluido do ciclo de potência e o fluido a circular nos colectores. Desta forma, o sistema apenas funciona quando é possível transferir calor para o fluido de trabalho. O número de horas que o sistema funciona é quantificado pela contagem do número de horas que o controlador tem como *output* o valor lógico 1 (bombas ligadas).

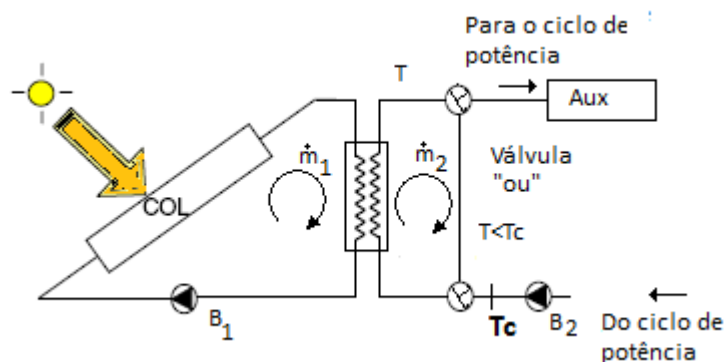


Figura 23: Representação esquemática dum

Verifica-se que neste sistema a temperatura de entrada nos colectores é elevada, pelo que se optou por ligar os módulos dos colectores em paralelo sendo o caudal \dot{m}_1 determinado em função da área de captação à razão de $20 \text{ g/s} \cdot m_{col}^2$.

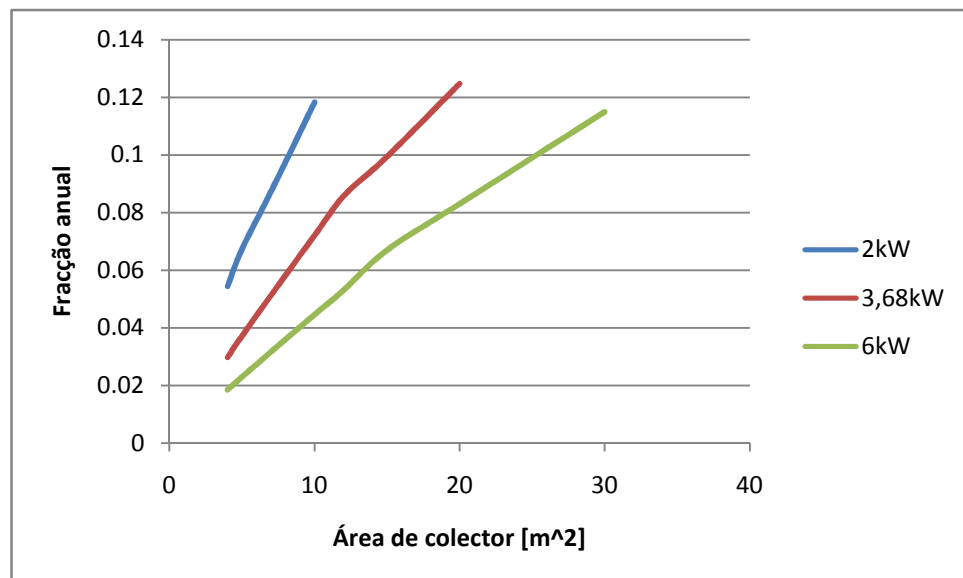
A fracção solar num sistema como este é dada por:

$$f_s = \frac{Q_{sol}}{Q_{carga}} = \frac{Q_{permutador}}{Q_{carga}} (13451341234)$$

Para a cidade do porto, com uma área de captação de 15 m² um sistema que gera 3,68 kW_e.

Tabela 3521345: Fracção mensal e horas de funcionamento dum sistema sem armazenamento

Mês	Fracção Mensal	Energia Sol [kWh]	Energia Aux [kWh]	Horas serviço
Janeiro	0,10	880	8017	201,2
Fevereiro	0,10	872	8183	204,7
Março	0,11	1294	10951	277,2
Abril	0,09	1184	11378	283,9
Mai	0,09	1275	12656	314,7
Junho	0,10	1271	11611	291,3
Julho	0,09	1332	12963	323
Agosto	0,11	1469	12329	312,4
Setembro	0,12	1414	10679	274,2
Outubro	0,11	1253	10003	255
Novembro	0,09	832	8374	207,9
Dezembro	0,08	674	7375	181,6
Total Anual	0,10	13749	124519	3127,1



Estudo de sistemas solares térmicos para aplicação a micro-cogeração

Figura 234532: Fração anual vs área de colector para diferentes potências eléctricas num sistema sem armazenamento.

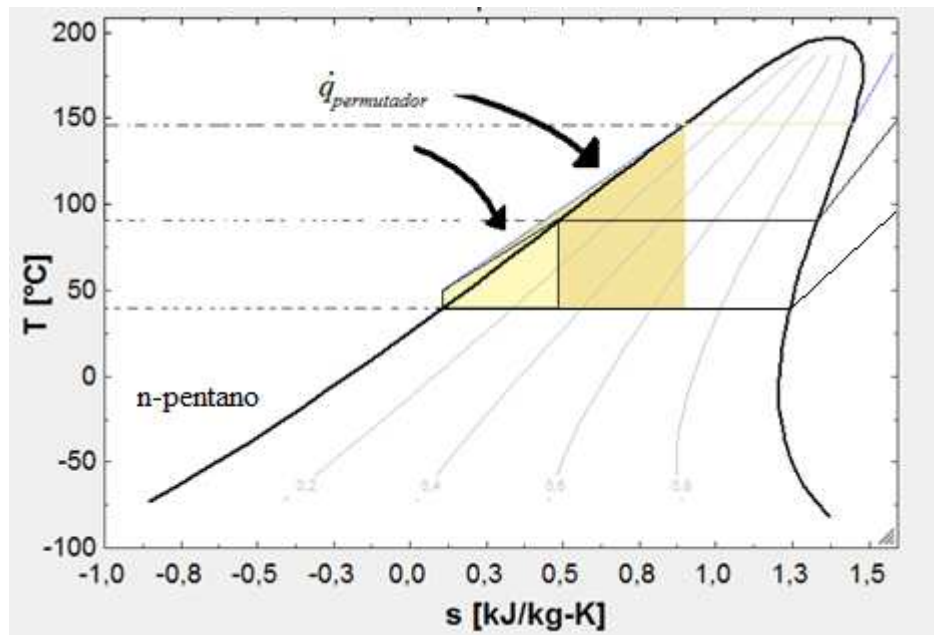


Figura 237493: Calor fornecido no permutador de calor com o actual modelo.

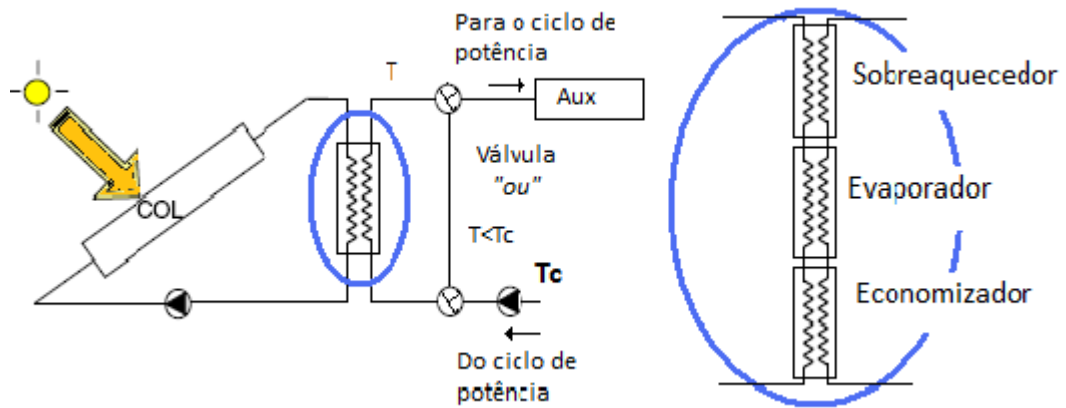


Figura 23645273: Sistema sem armazenamento com modelo

6. Análise económica e ambiental

6.1 Introdução

Os processos solares são geralmente caracterizados por um elevado custo inicial e baixos custos de operação. O objectivo da análise económica pode ser equacionado como um problema de determinação da dimensão do sistema solar que origina o mais baixo custo combinado da energia solar e auxiliar.

Neste capítulo são calculados o período de amortização do investimento, “*Pay-back period*”, poupanças ao longo do ciclo de vida ou “*Life cycle savings*” e a redução das emissões de CO_2 . Com efeito, é considerada a fracção solar anual para os sistemas com e sem armazenamento térmico para a cidade do porto, e para um sistema de micro-cogeração a gerar 3,68 kW de electricidade e 35 kW de calor.

6.2 Elementos de base para avaliações económicas

Investimento inicial

O custo total do equipamento solar instalado resulta da soma de dois termos - um que é proporcional à área de colector (C_A) e outro que é independente da área (C_E):

$$C_S = C_A \times A_C + C_E \quad (6.2.1)$$

Nesta secção será apresentado, em detalhe, os vários custos iniciais inerentes a um sistema com colectores térmicos placa plana. Foram considerados os seguintes pressupostos:

- Preço Colector Térmico com Cobertura: 300 €/m² (valor de referência para o mercado Português);
- Preço dos Depósitos: Valores de referência da marca ESTEC (www.estec.com.pt);
- Preço Permutador: Preço da marca SunMaxx Solar (www.sunmaxxsolar.com);
- Preço Instalação Colector Térmico: 125€/m² valor de referência (www.troquedeenergia.com);

Para os cálculos do investimento inicial, entrou-se em consideração com o novo incentivo fiscal, as energias renováveis. Tal incentivo, permite uma dedução de 30% no IRS, do valor dispendido com equipamento para aproveitamento de energias de fonte renovável, com um limite de 777€.

7. Conclusões e perspectivas para trabalhos futuros

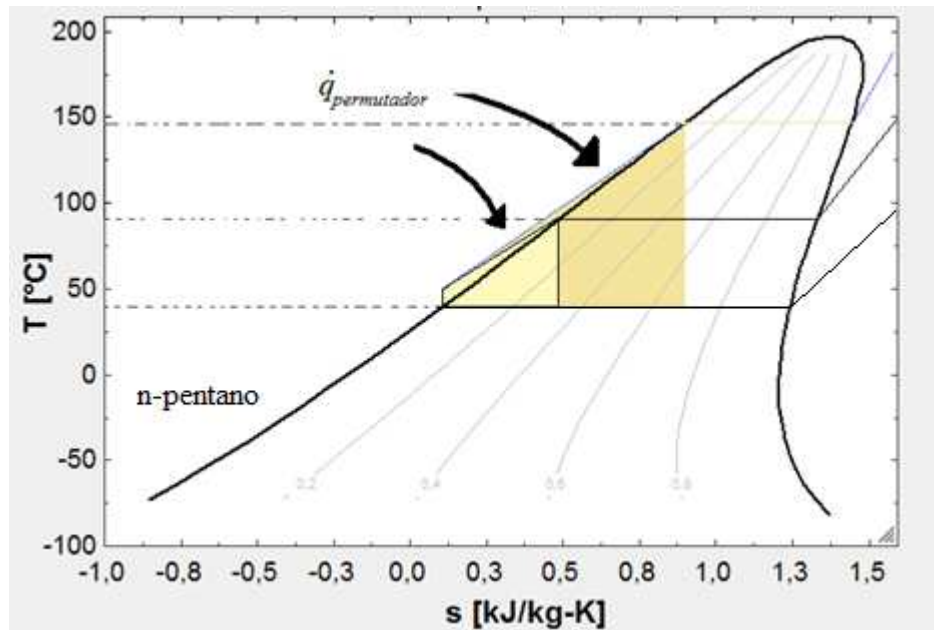


Figura 237493: Calor fornecido no permutador de calor com o actual modelo.

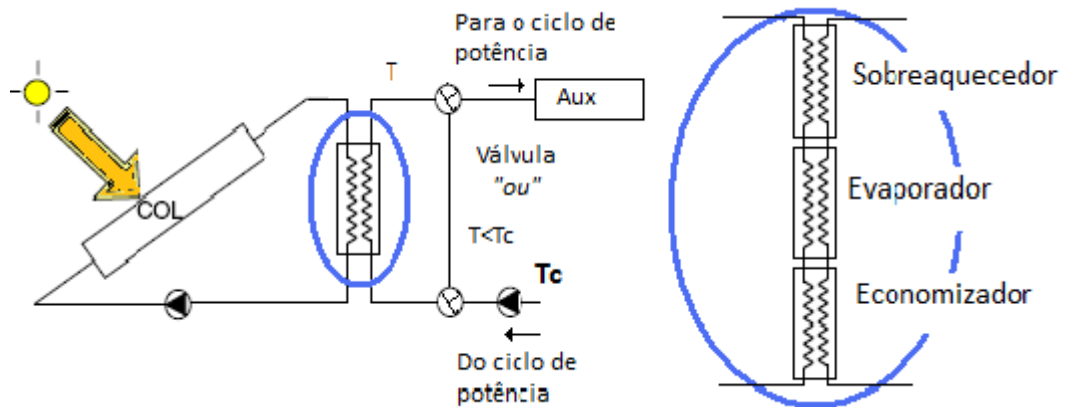


Figura 23645273: Sistema sem armazenamento com modelo de 3 permutadores.

8. Referências e Bibliografia

[]

[] Pehnt, Martin et al, 2008, “Micro Cogeneration, Towards decentralized Energy Systems” , Springer-Verlag

[] Collares-Pereira, Manuel, “Energias Renováveis, a opção inadiável”, Sociedade Portuguesa de Energia Solar, Lisboa, 1998.

[]Decreto – Lei nº 80/2006, 2006, “Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE) ”.

[]Decreto – Lei nº 363/2007, 2007, Ministério da Economia e da Inovação.

[]Duffie, J. e Beckman,W., 1991, “Solar Engineering of Thermal Processes”, John Wiley & Sons Second Edition, Second Edition, pp 147 – 184 e pp 250 – 330.

[] Curran, H.M., 1981, ”Use of organic Working fluids in Rankine Engines”, Energy, v.5 no.2

[]Saleh, Bahaa e tal, 2006 “Working fluids for low temperature organic Rankine cycles”, Energy 32.

[]*TRNSYS* Users Manual, Versão 16.1, University of Wisconsin Solar energy Laboratory

Webgrafia

Estudo de sistemas solares térmicos para aplicação a micro-cogeração

www.stirling-engine.de/engl/

www.cogenmicro.com/

Anexos