



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Trigeração numa estufa agrícola
Produção de frio e electricidade pelo uso conjunto de
Microcogeração, Bomba de Calor e *Chiller* de Absorção

Nelson Miguel Forte Figueira

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Electromecânica
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Alexandre Borges de Miranda

Covilhã, Outubro de 2010

Agradecimentos

Só com a colaboração de várias pessoas foi possível a elaboração desta dissertação e é por esta razão que aproveito para expor aqui os meus agradecimentos.

Gostaria de expressar o meu agradecimento ao Professor Doutor Alexandre Borges de Miranda pela sua dedicação, acompanhamento e incentivo ao longo da dissertação de mestrado, estando sempre disponível para ajudar e sugerir novas abordagens e soluções aos problemas que iam surgindo.

Ao Engenheiro Henrique Teixeira deixo um enorme agradecimento pela sua dedicação, acompanhamento e disponibilidade. Por apresentar sempre uma alternativa mesmo nas horas desesperantes em que parecia não haver solução a realização das simulações, um grande bem-haja.

Ao meu colega e amigo, Engenheiro José Oliveira um especial agradecimento pela companhia durante as muitas horas de trabalho, sempre bem-disposto e pronto a ajudar.

Deixo também um agradecimento aos restantes colegas de trabalho pela sua companhia e a todos os amigos e colegas que me acompanham desde a minha entrada na Universidade.

Ao Professor Doutor Luís Carrilho Gonçalves agradeço por ter permitido a criação de um local de trabalho no laboratório junto ao seu gabinete. Ao Professor Doutor Abílio Silva gostaria de agradecer pela ajuda e preocupação em resolver os problemas técnicos como a criação do local de trabalho e o prazo de entrega das dissertações.

Agradeço à minha família, nomeadamente à minha mãe e ao meu irmão, pela ajuda, motivação e compreensão pelo tempo que a elaboração desta dissertação exigiu.

Desejo ainda expressar o meu agradecimento a todos aqueles que directa ou indirectamente contribuíram para a elaboração desta dissertação de mestrado.

Resumo

Em alguns países, em que as temperaturas durante os meses de Verão são bastante elevadas, são necessários sistemas de climatização nas estufas agrícolas para que a produção de determinadas culturas não seja prejudicada. Com o aquecimento global, as temperaturas estão a subir ano após ano e em determinados países a utilização de sistemas de ventilação forçada para o arrefecimento das estufas torna-se insuficiente. A elaboração desta dissertação surgiu com a necessidade de implementar um sistema de arrefecimento de estufas agrícolas alternativo que consiga alcançar as temperaturas ideais de desenvolvimento das culturas e que resulte em benefícios ambientais. Assim, esta dissertação pretende realizar a simulação energética e o estudo de viabilidade da implementação de um sistema de trigeriação, constituído por um sistema de microcogeração a funcionar em conjunto com um *chiller* de absorção, acrescido de uma bomba de calor a funcionar como complemento.

Foram realizadas várias simulações energéticas através do *software* EnergyPlus, que permitiram fazer uma análise pormenorizada do efeito da radiação solar na estufa e das necessidades de arrefecimento. Permitiu também dimensionar o sistema de trigeriação necessário e a comparação deste com um sistema constituído apenas por uma bomba de calor.

No final foi realizada a respectiva confrontação de resultados entre ambos os sistemas de forma a determinar a viabilidade da implementação do sistema de trigeriação numa estufa.

Palavras-chave

Trigeriação, estufa, arrefecimento, microcogeração, *chiller* de absorção, bomba de calor, EnergyPlus, simulação, viabilidade.

Abstract

In several countries, where temperatures during summer are quite high, air-conditioning systems are needed in greenhouses for the production of certain crops. With global warming, temperatures are rising year after year and the use of forced ventilation systems for cooling greenhouses became insufficient in some countries. This thesis arose from the need to implement an alternative system for cooling greenhouses capable of reaching the ideal temperatures for crop growth and resulting in environmental benefits. Thus, it is intend to perform energy simulations and the feasibility study of a trigeneration system implementation, consisting of a micro-CHP operating together with an absorption chiller and a heat pump working as a complement.

Several energy simulations were performed using the software EnergyPlus, which allows a thorough analysis of the effect of solar radiation in greenhouses and its cooling needs. It also allowed to scale the trigeneration system and compare it with a system consisting of a heat pump.

Finally the results of the two systems were compared in order to determine the feasibility of the trigeneration system in a greenhouse.

Keywords

Trigeneration, greenhouse, cooling, micro-CHP, absorption chiller, heat pump, EnergyPlus, simulation, feasibility.

Índice

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. TRIGERAÇÃO	3
1.2. BOMBAS DE CALOR	4
1.2.1. COEFICIENTE DE DESEMPENHO (COP)	7
1.3. <i>CHILLERS</i> DE ABSORÇÃO	8
1.4. MICROCOGERADOR.....	10
2. ESTADO DA ARTE	13
2.1. DESENVOLVIMENTOS EM BOMBAS DE CALOR	22
2.2. EVOLUÇÃO DOS <i>CHILLERS</i> DE ABSORÇÃO	26
3. A SIMULAÇÃO ENERGÉTICA	29
3.1. O <i>SOFTWARE</i> ENERGYPLUS	29
3.1.1. DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO BÁSICO	31
3.1.2. CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS NO ENERGYPLUS	34
4. A ESTUFA AGRÍCOLA	37
5. DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS SIMULADOS	41
5.1. O SISTEMA DE TRIGERAÇÃO IMPLEMENTADO.....	41
5.1.1. O MICROCOGERADOR.....	41
5.1.2. O <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO.....	42

5.1.3.	A BOMBA DE CALOR	43
5.1.4.	DESCRIÇÃO DO SISTEMA	44
5.2.	DESCRIÇÃO DO SISTEMA COM BOMBA DE CALOR AR-AR.....	47
5.2.1.	A BOMBA DE CALOR AR-AR.....	47
5.2.2.	DESCRIÇÃO DO SISTEMA	48
6.	RESULTADOS	51
6.1.	O EFEITO DA RADIAÇÃO SOLAR	51
6.2.	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	52
6.3.	SIMULAÇÃO DO SISTEMA COM A BOMBA DE CALOR AR-AR	53
6.4.	SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO	56
6.5.	DISCUSSÃO DE RESULTADOS	61
7.	ANÁLISE ECONÓMICA	65
8.	CONCLUSÕES.....	67
8.1.	PROJECTOS FUTUROS	68
	BIBLIOGRAFIA	69
	ANEXO A: MICROCOGERADOR.....	73
	ANEXO B: <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO	75
	ANEXO C: BOMBA DE CALOR (TRIGERAÇÃO)	77
	ANEXO D: BOMBA DE CALOR	79
	ANEXO E: EFEITO DA RADIAÇÃO SOLAR.....	81
	ANEXO F: SISTEMA TRIGERAÇÃO	83

ANEXO G: SISTEMA BOMBA DE CALOR AR-AR..... 85

Lista de Figuras

FIG. 1.1 - PROJEÇÕES DO PROGRAMA NACIONAL PARA AS ALTERAÇÕES CLIMÁTICAS (PNAC) DOS GASTOS DE ENERGIA EM REFRIGERAÇÃO (EM KILOTONELADAS EQUIVALENTES DE PETRÓLEO, KTEP). [6]	2
FIG. 1.2 - REPRESENTAÇÃO DO BALANÇO ENERGÉTICO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO/TRIGERAÇÃO. [8]	3
FIG. 1.3 - REPRESENTAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DE UMA BOMBA DE CALOR. (ADAPTADO DE [10]).....	5
FIG. 1.4 - DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPIA DO CICLO TERMODINÂMICO IDEAL DE UMA BOMBA DE CALOR. (ADAPTADO DE [10])	5
FIG. 1.5 - DIAGRAMA PRESSÃO-ENTALPIA DO CICLO TERMODINÂMICO DE UMA BOMBA DE CALOR. (ADAPTADO DE [10]).....	6
FIG. 1.6- ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE UM <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO DE EFEITO SIMPLES. [35].....	9
FIG. 1.7 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO. [44].....	10
FIG. 1.8 - EXEMPLO DE MICROCOGERADOR A GÁS NATURAL. [33]	11
FIG. 2.1 - REPRESENTAÇÃO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ESTUFAS ATRAVÉS DO ARMAZENAMENTO DE ÁGUA EM SACOS DE PLÁSTICO NO SOLO. [19].....	14
FIG. 2.2 - REPRESENTAÇÃO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ESTUFAS COM RECURSO AO ARMAZENAMENTO DE ÁGUA EM TANQUES COLOCADOS JUNTO À PAREDE NORTE DA ESTUFA. [19].....	14
FIG. 2.3 - ESTUFA COM O SISTEMA PASSIVO “CAMA DE PEDRA” IMPLEMENTADO. [19].....	14
FIG. 2.4 - REPRESENTAÇÃO DO SISTEMA PERMUTADOR DE CALOR TERRA-AR (<i>EAHES</i>). [19]	15
FIG. 2.5 - OS DOIS TIPOS DE ABERTURA LATERAL ANALISADOS: A) ABERTURA SIMPLES; B) ABERTURA SEGURA POR UM PIVÔ. [20].....	16
FIG. 2.6 - VECTORES VELOCIDADES OBTIDOS COM A ABERTURA SIMPLES (A). [20]	16
FIG. 2.7 - VECTORES VELOCIDADES OBTIDOS COM ABERTURA SEGURA POR PIVÔ (B). [20]	16
FIG. 2.8 - REPRESENTAÇÃO DO SISTEMA QUE APROVEITA A ENERGIA SOLAR PARA CLIMATIZAR O EDIFÍCIO. [22]	17
FIG. 2.9 - REPRESENTAÇÃO DO PROCESSO DE APROVEITAMENTO DA RADIAÇÃO SOLAR REFLECTIDA NUMA ESTUFA. [4].....	20
FIG. 2.10 - ESQUEMA COM A LOCALIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE MEDIÇÃO. [5]	21
FIG. 2.11 - ESQUEMA DO SISTEMA DE COGERAÇÃO SIMULADO. [18]	22

FIG. 2.12 - REPRESENTAÇÃO DOS VÁRIOS TIPOS DE BOMBA DE CALOR COM VÁRIAS COMPRESSÕES: A) BOMBA DE CALOR COM <i>INTERCOOLER</i> B) BOMBA DE CALOR DE DUPLA COMPRESSÃO C) BOMBA DE CALOR EM CASCATA. [23].....	24
FIG. 2.13 - REPRESENTAÇÃO DE UMA BOMBA DE CALOR QUE UTILIZA UM INJECTOR NA COMPRESSÃO. [23]	25
FIG. 3.1 - ESTRUTURA GERAL DE FUNCIONAMENTO DO ENERGYPLUS. [45]	30
FIG. 3.2 - ESQUEMA GERAL DAS CONEXÕES ENTRE OS ELEMENTOS INTERNOS DOS ENERGYPLUS. [26]	31
FIG. 3.3 - APRESENTAÇÃO GERAL DA FERRAMENTA IDF-EDITOR DO ENERGYPLUS. [25]	32
FIG. 3.4 - REPRESENTAÇÃO DA ESTUFA GERADA PELO <i>SOFTWARE</i> ENERGYPLUS.	32
FIG. 3.5 - REPRESENTAÇÃO DAS CONEXÕES ENTRE CIRCUITOS DE UM SISTEMA AVAC DEFINIDO NO ENERGYPLUS. [26]	34
FIG. 3.6 - ESQUEMA COM O ASPECTO GERAL DE UM CIRCUITO HIDRÁULICO OU CONDENSADOR. [30]	34
FIG. 4.1 - APRESENTAÇÃO DAS DIMENSÕES DA ESTUFA. [18]	37
FIG. 5.1 - REPRESENTAÇÃO DAS ENTRADAS E SAÍDAS DO MICROCOGERADOR. [34]	42
FIG. 5.2 - <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO WFC-SC5 DA YAZAKI®.....	42
FIG. 5.3 - BOMBA DE CALOR IS-LW DA IMMOSSOLAR®.....	43
FIG. 5.4 - REPRESENTAÇÃO SIMPLIFICADA DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO IMPLEMENTADO.	44
FIG. 5.5 - BOMBA DE CALOR THAIY 150 DA RHOSS®. [37].....	48
FIG. 5.6 - REPRESENTAÇÃO SIMPLIFICADA DO SISTEMA QUE SERVIU DE COMPARAÇÃO.	48
FIG. 6.1 - EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA EXTERIOR (<i>ENVIRONMENT:OUTDOOR DRY BULB</i>) E DA TEMPERATURA MÉDIA INTERIOR (<i>ZONE MEAN AIR TEMPERATURE</i>) AO LONGO DO DIA MAIS QUENTE DO ANO.	52
FIG. 6.2 - EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA EXTERIOR (<i>ENVIRONMENT:OUTDOOR DRY BULB</i>) E DA TEMPERATURA MÉDIA INTERIOR (<i>ZONE MEAN AIR TEMPERATURE</i>) NO DIA 10 DE AGOSTO, COM O SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO IDEAL.	53
FIG. 6.3 - ENERGIA TÉRMICA DESPENDIDA MENSALMENTE PELO SISTEMA GERADO PELO “IDEALLOADSAIRSYSTEM”.	53
FIG. 6.4 - EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA EXTERIOR (<i>ENVIRONMENT:OUTDOOR DRY BULB</i>) E DA TEMPERATURA MÉDIA INTERIOR (<i>ZONE MEAN AIR TEMPERATURE</i>) COM A OPÇÃO BOMBA DE CALOR AR-AR.	54
FIG. 6.5 - ENERGIA TÉRMICA DESPENDIDA MENSALMENTE PELA BOMBA DE CALOR AR-AR.	54
FIG. 6.6 - CONSUMOS ELÉCTRICOS DA BOMBA DE CALOR (<i>PACKAGED TERMINAL HEAT PUMP</i>) E DO VENTILCONVECTOR (<i>FAN</i>).	55

FIG. 6.7 - CONSUMO ELÉCTRICO EM EUROS DO SISTEMA QUE SERVIU DE COMPARAÇÃO.....	55
FIG. 6.8 - EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA EXTERIOR (<i>ENVIRONMENT:OUTDOOR DRY BULB</i>) E DA TEMPERATURA MÉDIA INTERIOR (<i>ZONE MEAN AIR TEMPERATURE</i>) COM O SISTEMA DE TRIGERAÇÃO.....	56
FIG. 6.9 - ENERGIA TÉRMICA DA BOMBA DE CALOR AR-AR [<i>PACKAGED TERMINAL HEAT PUMP</i>] E DO PERMUTADOR DO <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO [<i>WATER COOLING COIL</i>].....	56
FIG. 6.10 - REPRESENTAÇÃO ENERGIA TÉRMICA TOTAL DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO.	57
FIG. 6.11 - CONSUMOS ELÉCTRICOS DO <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO (<i>CHILLER</i>); DA BOMBA DE CIRCULAÇÃO DO CIRCUITO CONDENSADOR (<i>COND CIRC PUMP</i>); DA BOMBA DE CIRCULAÇÃO DO CIRCUITO HIDRÁULICO DA ÁGUA ARREFECIDA (<i>CIRC PUMP</i>); DA BOMBA DE CIRCULAÇÃO DO CIRCUITO HIDRÁULICO DO MICROCOGERADOR (<i>MICROCHP SENERTECH PUMP</i>); DA BOMBA DE CALOR (<i>PACKAGED TERMINAL HEAT PUMP</i>); DO VENTILOCONVECTOR DO <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO (<i>SUPPLY FAN 1</i>); E DO VENTILOCONVECTOR DA BOMBA DE CALOR (<i>ZONE1PTHPFAN</i>).	58
FIG. 6.12 - APRESENTAÇÃO DO CONSUMO E DA PRODUÇÃO DE ELECTRICIDADE DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO.....	58
FIG. 6.13 - RECEITAS MENSAIS PROVENIENTES DA VENDA DO EXCESSO DE PRODUÇÃO DE ENERGIA ELÉCTRICA.	59
FIG. 6.14 - CONSUMO MENSAL DE GÁS DO MICROCOGERADOR CONVERTIDO EM KWH.	60
FIG. 6.15 - DESPESA COM O CONSUMO MENSAL DE GÁS À TARIFA EM VIGOR.	60
FIG. 6.16 - COMPARAÇÃO DAS TEMPERATURAS INTERIORES OBTIDAS COM CADA SISTEMA.	61
FIG. 6.17 - REPRESENTAÇÃO DA ENERGIA TÉRMICA MENSAL DE CADA SISTEMA.	62
FIG. 6.18 - BALANÇO DE ENERGIA ELÉCTRICA ENTRE OS DOIS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO. ...	63

Lista de Tabelas

TABELA 1 - TEMPERATURAS ÓPTIMAS E MÍNIMAS PARA O DESENVOLVIMENTO DE DIVERSAS CULTURAS. [32]	39
TABELA 2 - VALORES DAS HUMIDADES RELATIVAS ADEQUADOS AO DESENVOLVIMENTO DE DIVERSAS CULTURAS. [32]	40
TABELA 3 - CUSTOS DA IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA DA BOMBA DE CALOR	65
TABELA 4 - CUSTOS DA IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO.	66
TABELA 5 - VALORES DAS TEMPERATURAS EXTERIOR E INTERIOR À ESTUFA GERADOS PELO ENERGYPLUS.	81
TABELA 6 - VALORES DAS TEMPERATURAS EXTERIOR E INTERIOR À ESTUFA RESULTANTES DA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO NO ENERGYPLUS.	83
TABELA 7 - VALORES DOS CONSUMOS ELÉCTRICOS DE CADA COMPONENTE DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO.	84
TABELA 8 - VALORES RELATIVOS AO CONSUMO E PRODUÇÃO DE ENERGIA DO SISTEMA DE TRIGERAÇÃO.	84
TABELA 9 - VALORES DAS TEMPERATURAS EXTERIOR E INTERIOR À ESTUFA RESULTANTES DA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DA BOMBA DE CALOR AR-AR NO ENERGYPLUS.	85
TABELA 10 - VALORES DOS CONSUMOS ELÉCTRICOS DE CADA COMPONENTE DO SISTEMA DA BOMBA DE CALOR AR-AR.	86

Lista de Acrónimos

AC	Ar condicionado (<i>Air-conditioning</i>)
AD	Chiller de Adsorção (<i>Adsorption Chiller</i>)
AQS	Águas Quentes Sanitárias
ASHRAE	Sociedade Americana de Engenheiros de Sistemas de Climatização (<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>)
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
CFD	Dinâmica de Fluidos Computacional (<i>Computational Fluids Dynamics</i>)
COP	Coefficiente de Desempenho (<i>Coefficient Of Performance</i>)
CT	Torre de arrefecimento (<i>Cooling Tower</i>)
CTF	Função Transferência para a Condução (<i>Conduction Transfer Function</i>)
EAHES	Sistema Permutador de Calor Terra-Ar (<i>Earth-to-Air- Heat Exchanger System</i>)
EDP	Energias de Portugal
FH	Piso radiante (<i>Floor radiation Heating</i>)
IVA	Imposto sobre o Valor Acrescentado
micro-CHP	Microcogrador (micro Combined Heat and Power)
NT	Ventilação natural (<i>Natural Ventilation</i>)
P	Bomba de circulação (<i>Pump</i>)
PCMs	Materiais Mudança de Fase (<i>Phase Change Materials</i>)
PNAC	Programa Nacional para as Alterações Climáticas
SCE	Colectores solares a este (<i>Solar Collectors on the East side</i>)
SCW	Colectores solares colocados a oeste (<i>Solar Collectors on the West side</i>)
SEC	Consumo de Energia Específico (<i>Specific Energy Consumption</i>)
WT	Acumulador de água (<i>Water storage Tank</i>)

Nomenclatura

CO	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
h	Entalpia por unidade de massa
HC	Hidrocarbonetos
NO _x	Óxidos de Azoto
P	Pressão
Q ₁	Calor da fonte fria
Q ₂	Calor da fonte quente
s	Entropia por unidade de massa
SO ₂	Dióxido de Enxofre
T	Temperatura
T ₁	Temperatura da fonte fria
T ₂	Temperatura da fonte quente
T _a	Temperatura do ar
T _w	Temperatura da água
W	Trabalho

1. Introdução

Com a crescente preocupação sobre o futuro da humanidade devido ao aumento da procura de energia proporcional ao aumento da população, a suposta aproximação do Pico do Petróleo e o aumento das evidentes alterações climáticas, o uso racional da energia assume um papel extremamente importante por ser responsável por cerca de dois terços das emissões de gases do efeito de estufa, sendo urgente tomar medidas que visem uma optimização da utilização da energia, com vista a obtenção de um desenvolvimento sustentável do planeta. [1]

Actualmente, com o aumento volátil dos preços do petróleo, o sector da energia tornou-se no mais importante sector industrial nos países importadores de petróleo. Os países procuram agora novas formas de energia e medidas de eficiência energética não só para se tornarem menos dependentes do petróleo mas também para reduzirem as perdas na distribuição da energia e a emissão de gases do efeito de estufa. [2]

Embora o ano de 2009 tenha sido um ano de redução do consumo de energia primária e redução de emissões de CO₂, prevê-se que a procura global de energia e emissões de CO₂ aumente 60% até 2030 e a procura mundial de petróleo aumente 1,6% ao ano, antevendo um aumento da temperatura do planeta e dos preços do petróleo, que implicarão graves consequências económicas. Poderão, contudo, vir a desencadear um aumento na aposta de energias alternativas e aumentar a viabilidade económica destas, que actualmente só não são economicamente viáveis por não se ter em conta o custo das externalidades da indústria do petróleo, isto é, todos os factores que não são incluídos no preço final, como por exemplo, o custo da poluição causada pela sua extracção. [3]

Uma vez que os edifícios representam cerca de um terço do total do consumo de energia, a eficiência energética dos edifícios torna-se, também ela, um método valioso para a redução do consumo de energia. Alguns países têm vindo a tomar medidas nesta área, incentivando (e por vezes subsidiando) a utilização de sistemas para aquecimento de água, microprodução de energia, o isolamento dos edifícios, etc. e implementando a certificação dos novos edifícios, para que a compra de casa de acordo com a sua eficiência energética seja facilitada.

As estufas são edifícios onde os sistemas de climatização assumem uma especial relevância na sua eficiência energética, uma vez que o objectivo da implementação das estufas é o de obter melhores condições para o desenvolvimento de culturas, de forma a melhorar os resultados das produções.

Devido aos resultados de produção de determinadas culturas obtidos numa estufa serem melhores do que em hortas ao ar livre, a implementação de estufas tem vindo a aumentar consideravelmente. Além do aumento da produção, as estufas também permitem um melhor controlo das culturas (contra condições climatéricas adversas, pragas, ...) e produções de maior qualidade. Com vista à máxima optimização da produção, as estufas passaram a ser climatizadas de forma a manter a temperatura e a humidade ideais para o crescimento das culturas. Começou-se por dar especial destaque à climatização de estufas nos países com condições adversas à produção de algumas culturas durante quase todo o ano, nomeadamente no Canadá, Estados Unidos e nos países do Norte da Europa. Nestes países as estufas passaram a ser aquecidas de forma a evitar que o frio arruinasse as culturas. [4]

Actualmente, devido ao aumento dos padrões de vida e ao aquecimento global por causa do efeito de estufa, verifica-se que em países mais a Sul, nomeadamente países do sul da Europa como Portugal, Espanha, Itália, Grécia e Turquia, o arrefecimento das estufas durante os meses de Verão com recurso à ventilação natural deixou de ser suficiente, sendo necessária a implementação de sistemas de refrigeração, além dos sistemas para o aquecimento das estufas durante o inverno. [5] Apenas dois países, a Espanha e a Itália, são responsáveis por mais de 50% do mercado europeu de refrigeração. Em Portugal também se prevê um grande aumento dos gastos de energia para refrigeração de espaços, tanto no sector residencial como no sector terciário, tal como se pode observar na Fig. 1.1.

Em determinados países o aumento considerável das necessidades de arrefecimento nos meses do Verão também poderá conduzir a picos de energia eléctrica na rede, uma vez que os recursos hídricos são escassos no Verão. Como consequência a gestão da rede eléctrica poderá ficar sob stress e implicar gastos com a geração de electricidade e na rede de infraestruturas. [6] Por estas razões e pelas que já foram referidas anteriormente sobre a

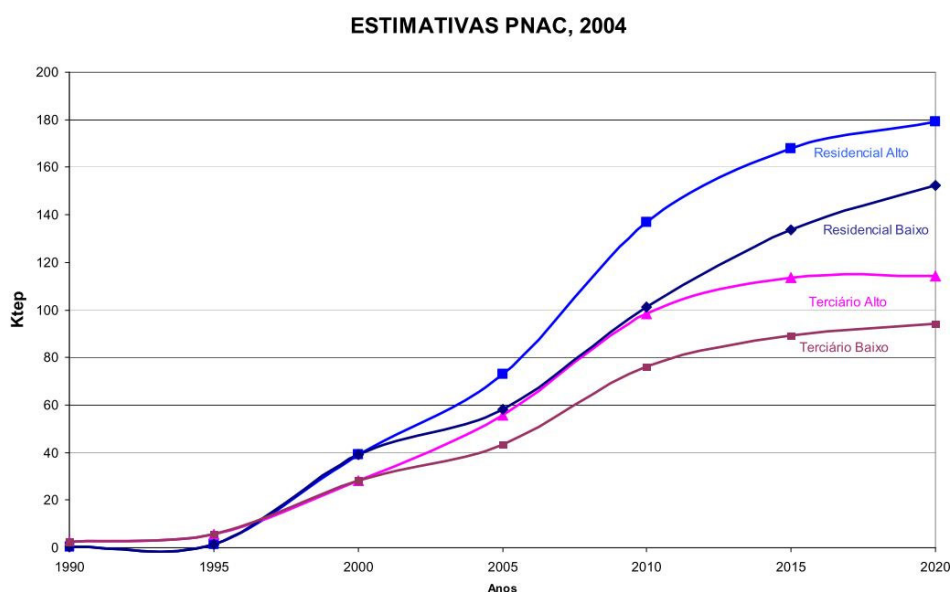


Fig. 1.1 - Projecções do Programa Nacional para as Alterações Climáticas (PNAC) dos gastos de energia em refrigeração (em Kilotoneladas equivalentes de petróleo, Ktep). [6]

necessidade de otimizar a energia, o desempenho de muitos sistemas de climatização têm vindo a ser analisado (inclusive o desempenho resultante da conjugação de vários sistemas) com vista à substituição dos sistemas de aquecimento e refrigeração convencionais, nomeadamente com recurso a caldeiras a gás ou a gasóleo e sistemas de ar condicionado/bombas de calor ligados à rede eléctrica ou alimentados por motores de combustão.

A elaboração desta dissertação surge como uma forma de testar os benefícios energéticos e ambientais que advêm da implementação destes sistemas de climatização alternativos, através da simulação energética de um sistema de trigeração que envolve a adopção de um sistema de microcogeração a gás natural acoplado a um *chiller* de absorção e a uma bomba de calor ar-ar, para a produção frio numa estufa durante os meses de Verão. Serão analisadas as necessidades energéticas para garantir que a temperatura máxima ideal para uma determinada cultura não é ultrapassada, contribuindo para uma melhoria significativa da produção da cultura.

1.1. Trigeração

A trigeração surge como uma forma de gerar electricidade, calor e frio racionalizando a energia térmica. Ao recuperar a energia térmica, liberta na geração de electricidade, para fornecer calor e frio a um determinado espaço, a trigeração é bastante mais eficiente do que possuir três sistemas, cada um com uma função diferente. As centrais eléctricas convencionais apenas conseguem converter cerca de 35% da energia disponível nos combustíveis, sendo grande parte da energia desperdiçada sob a forma de calor, tal como está representado na Fig. 1.2. Ao aproveitar a energia térmica que seria desperdiçada, aumenta-se a eficiência de um sistema que conduz a benefícios económicos e ambientais.

Outro factor a ter em conta são as perdas ao longo da transmissão e distribuição da energia eléctrica. Com a trigeração a geração de energia deixa de ser centralizada para passar a ser local, bastante mais perto do local do consumo de energia eléctrica, eliminando quase por completo as perdas com a transmissão e distribuição de electricidade. A trigeração pode contribuir também para a redução dos indesejados picos de consumo na rede eléctrica, que implicam a uma geração adicional de energia eléctrica em vários países. [7]

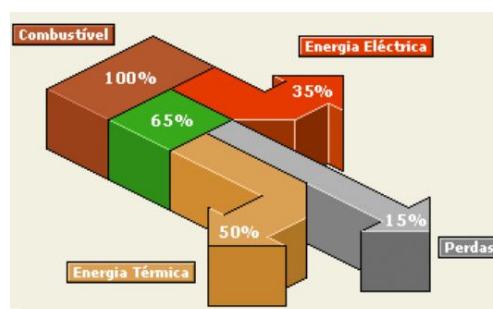


Fig. 1.2 - Representação do balanço energético de um sistema de cogeração/trigeração. [8]

A implementação de sistemas de trigerção requer uma correcta escolha do tipo de componentes a utilizar (gerador eléctrico; bomba de calor; *chiller* de absorção; equipamentos de ar condicionado; ...) e da potência destes. Um bom sistema de trigerção deve ser economicamente viável e, mais importante, deve conduzir a poupanças energéticas com base no consumo de energia primária, bem como reduzir a emissão de poluentes.

A trigerção aplica-se essencialmente à indústria e aos edifícios onde há necessidades de energia eléctrica e energia térmica, nomeadamente quando há necessidades de arrefecimento significativas.

1.2. Bombas de Calor

As bombas de calor, sendo um dos processos que consegue aumentar a eficiência e a redução dos prejuízos ambientais no aquecimento ou refrigeração de um determinado espaço aproveitando o calor desperdiçado de um sistema ou o calor existente noutro espaço, representam uma das soluções mais práticas para a resolução do problema do efeito de estufa, podendo ser implementadas desde edifícios habitacionais ou comerciais até a indústrias de transformação. Estudos e experiências práticas mostram que a implementação de bombas de calor para aquecimento permite uma redução drástica dos gases de efeito de estufa, em particular o CO₂, dependendo do tipo de bomba de calor e da fonte de energia que fornece electricidade à bomba de calor. A redução de emissões poderá ser ainda maior com a poupança de energia resultante do desenvolvimento de novas bombas de calor de alto desempenho e optimização dos sistemas de aquecimento e de refrigeração. [9]

A bomba de calor utiliza um ciclo termodinâmico que permite a transferência de calor de um espaço ou corpo a determinada temperatura para um outro a uma temperatura mais elevada através de um fornecimento adicional de energia, como se pode ver na Fig. 1.3.

O ciclo começa com a transferência de calor no evaporador, onde o fluido que circula na serpentina do evaporador recebe calor da fonte térmica (espaço que perde calor), e segue para o compressor que comprime o fluido, aumentando a sua pressão. O fluido passa depois pelo condensador onde é transferido calor para o depósito térmico (espaço que recebe calor). Por fim, o fluido passa por um válvula de expansão onde diminui a sua pressão e temperatura, e volta ao início do ciclo, ao evaporador. O fluido circula metade do ciclo a alta pressão e a outra metade a baixa pressão.

O funcionamento de uma bomba de calor pode ser visualizado termodinamicamente através dos diagramas Temperatura - Entropia, T-s, (Fig. 1.4) e Pressão - Entalpia, P-h, (Fig. 1.5).

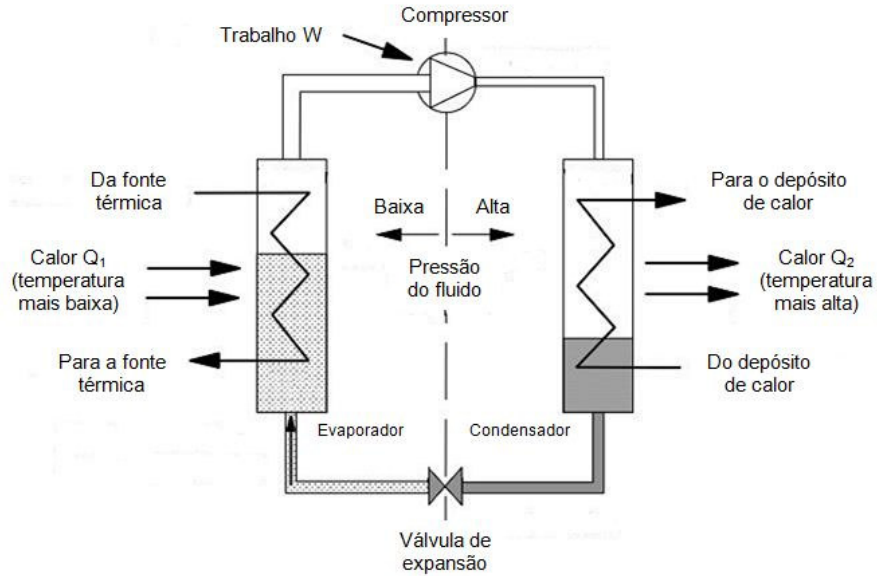


Fig. 1.3 - Representação do funcionamento de uma bomba de calor. (Adaptado de [10])

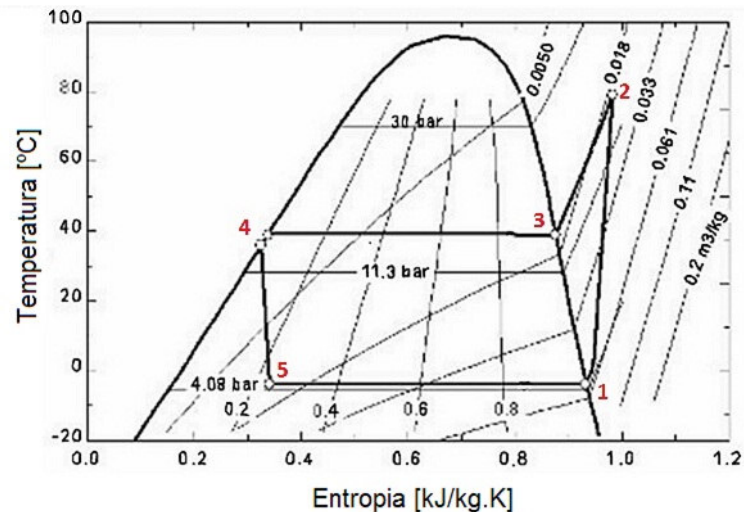


Fig. 1.4 - Diagrama Temperatura-Entropia do ciclo termodinâmico ideal de uma bomba de calor. (Adaptado de [10])

Através de uma análise aos diagramas é possível visualizar que na compressão adiabática (de 1 para 2) o aumento de pressão leva ao aumento de temperatura, causado pelo efeito Joule-Thomson, pela compressão quase isentrópica (quase nenhuma transferência de energia calorífica) e quase entálpica. A esta altura, como fluido já se encontra a alta pressão e a temperatura elevada no condensador, dá-se início à transferência de calor para o espaço que se pretende aquecer e o vapor sobreaquecido arrefece e volta a vapor saturado (de 2 para 3) e de seguida dá-se a condensação, com a consequente diminuição da entropia (de 3 para 4). Ao passar pela válvula de expansão (de 4 para 5) o fluido é expandido isentalpicamente, arrefecendo devido ao efeito Joule-Thomson, segue para o evaporador onde há novo aumento da entropia (de 5 para 1) e volta ao início do ciclo termodinâmico.

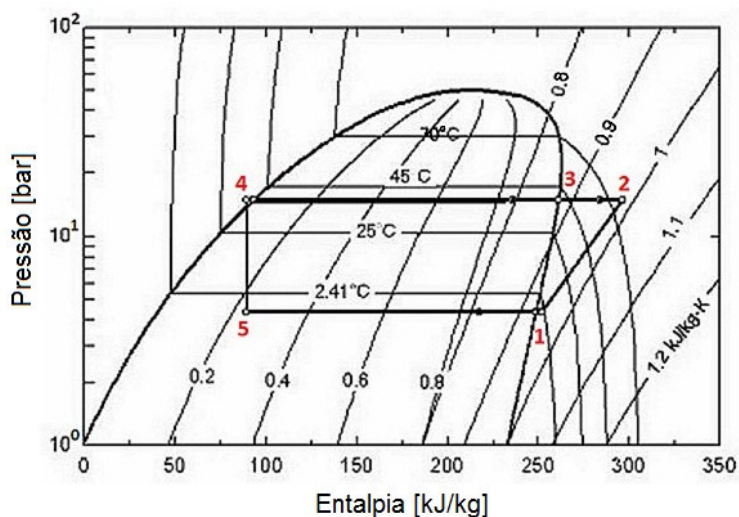


Fig. 1.5 - Diagrama Pressão-Entalpia do ciclo termodinâmico de uma bomba de calor. (Adaptado de [10])

A primeira lei da termodinâmica exprime a relação entre o calor e o trabalho envolvidos no processo:

$$Q_2 = Q_1 + W \quad (1.1)$$

Se a bomba de calor funcionar em aquecimento, extrai o calor Q_1 a determinada temperatura (T_1) e através de algum trabalho adicional W entrega o calor Q_2 a uma temperatura mais elevada (T_2). No caso de a bomba de calor estar a arrefecer a operação é a mesma, embora o efeito desejado não seja entregar o calor Q_2 a uma temperatura mais elevada (T_2), mas sim extrair o calor Q_1 a determinada temperatura (T_1).

A segunda lei da termodinâmica estabelece que a transferência de calor de uma determinada temperatura (T_1) para uma outra mais elevada (T_2) não é possível sem um fornecimento adicional de energia. Pode-se afirmar que nas mesmas condições de temperaturas, o trabalho fornecido por um motor térmico nunca poderá ser maior do que o trabalho solicitado por uma bomba de calor, que resulta da relação entre as temperaturas e o calor transferido: [9]

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2} \quad (1.2)$$

Numa bomba de calor o fornecimento de energia ao local a aquecer sob a forma de trabalho do compressor (W) é normalmente inferior à quantidade de energia fornecida sob a forma de calor, o que implicaria um rendimento do processo superior a 1. [11] De forma a evitar rendimentos superiores a 1 foi criado um coeficiente para determinar a eficiência das bombas de calor, o Coeficiente de Desempenho, COP (*Coefficient of Performance*).

1.2.1. Coeficiente de Desempenho (COP)

Este coeficiente, utilizado para determinar a eficiência de sistemas de refrigeração e de bombas de calor é definido como sendo o rácio entre a quantidade de calor ou frio fornecido pela unidade de aquecimento ou arrefecimento e a energia consumida pelo sistema. [12]

No caso de uma bomba de calor estar a fornecer calor, o seu COP é obtido por:

$$COP = \frac{Q_2}{W} \quad (1.3)$$

Como já foi referido, Q_2 representa a quantidade de calor fornecida e W a energia consumida sob a forma de trabalho do compressor. No caso de a bomba de calor estar a arrefecer, o seu COP é alcançado através da expressão:

$$COP = \frac{Q_1}{W} \quad (1.4)$$

em que Q_1 representa a quantidade de calor retirada do local a arrefecer. Um dos principais factores que afectam o COP é a alta temperatura ou pressão na condensação. Se durante a condensação a temperatura ou a pressão for mais baixa irá baixar a potência do compressor e será economizada mais energia. [12]

Estes COPs definidos para as bombas de calor também são conhecidos por COPs eléctricos por representarem a razão entre a quantidade de calor fornecida ou absorvida e a energia eléctrica necessária na compressão. No caso dos *chillers* de absorção o COP é mais conhecido por COP térmico ou COP de Carnot, pois em vez de ser necessária energia eléctrica para a compressão, é necessário fornecer energia térmica ao gerador do *chiller* de absorção. Assim, pela primeira lei da termodinâmica obtém-se:

$$Q_1 + Q_3 = Q_2 \quad (1.5)$$

em que Q_3 é a quantidade de calor adicional que é necessária fornecer ao *chiller* de absorção. Assim, o coeficiente de desempenho de Carnot ou COP térmico é definido como sendo:

$$COP = \frac{Q_1}{Q_3} \quad (1.6)$$

1.3. Chillers de Absorção

Os *chillers* de absorção são uma das opções comerciais mais aplicada nos actuais sistemas de trigeração, uma vez que no lugar do compressor alimentado por um motor eléctrico ou motor a combustão ou outro, é utilizado o calor para comprimir o fluido refrigerante. [13]

Devido às necessidades actuais de optimização energética e desenvolvimento sustentável, os *chillers* de absorção têm surgido no mercado como uma alternativa aos sistemas de refrigeração convencionais, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor, por possuírem um baixo consumo eléctrico (cerca de 10% do consumo de um sistema equivalente de refrigeração por compressão de vapor) e por provocarem um menor impacto ambiental, através da utilização de fluidos de trabalho que não contribuem para a redução da camada de ozono.

Os *chillers* de absorção apenas requerem o fornecimento de energia eléctrica à bomba de circulação, sendo a potência eléctrica necessária para o normal funcionamento de um *chiller* de absorção inferior a 1% da sua capacidade de refrigeração, enquanto na maioria dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor a potência eléctrica consumida representa entre 20% e 50% a capacidade de refrigeração. [14] Como o único componente móvel de um *chiller* de absorção é a bomba de circulação, estes apresentam custos com a manutenção relativamente baixos e prolongar a vida útil quando comparados com os sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Como os *chillers* de absorção requerem uma fonte de calor, estes tornam-se ainda mais ambientalmente benéficos quando o calor é obtido através de energias renováveis ou quando é aproveitado o calor desperdiçado de processos industriais ou da queima de combustíveis fósseis. Como exemplo temos um sistema de geração de energia eléctrica a partir da queima de combustíveis fósseis, que apenas consegue transformar até um máximo de 40% da energia proveniente dos combustíveis fósseis, independentemente do combustível utilizado, em energia eléctrica, sendo o resto da energia liberto sob a forma de calor. Com a utilização de um *chiller* de absorção, o sistema passa a sistema de cogeração, e consegue-se aumentar a eficiência global do sistema até um máximo de 85%.

Como principais desvantagens em relação aos sistemas de refrigeração convencionais, surge o valor do COP bastante inferior e o elevado investimento inicial dos *chillers* de absorção, cerca de 67% mais caros. [15]

De seguida será descrito o ciclo termodinâmico representado na Fig. 1.6, mas antes há que referir que para o funcionamento dos *chillers* de absorção é necessário a utilização de duas substâncias, um fluido absorvedor e um fluido refrigerante. Os pares de substâncias (ou soluções) mais comuns são a utilização de água mais amónia (a água é o fluido absorvedor e a

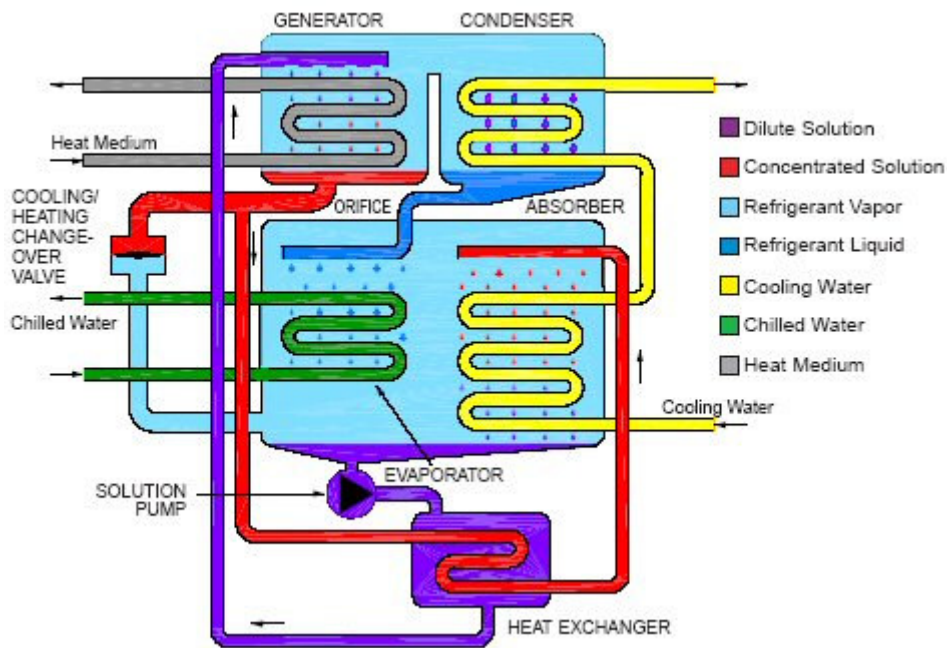


Fig. 1.6- Esquema de funcionamento de um *chiller* de absorção de efeito simples. [35]

amônia é o fluido refrigerante) e água com brometo de lítio (a água é o fluido refrigerante e o brometo de lítio é o absorvedor). [16]

Começando por descrever o ciclo a partir do evaporador, o fluido refrigerante regressa ao absorvedor onde se junta à solução fraca (solução do fluido absorvedor com pouco fluido refrigerante), formando a solução forte. Esta solução forte passa pela bomba de circulação onde ganha pressão e eleva a sua temperatura (devido ao efeito Joule-Thomson) e é bombeada para o gerador, onde vai ser aquecida pela fonte de calor. No gerador a solução forte é desfeita e obtém-se o fluido refrigerante sob a forma de vapor e a solução fraca. A solução fraca quando sai do gerador passa pelo por uma válvula de expansão até que chega novamente ao absorvedor. O fluido refrigerante sob a forma de vapor, do gerador vai para o condensador, onde diminui a temperatura e depois passa por uma válvula de expansão, onde perde pressão e diminui ainda mais a temperatura por efeito Joule-Thomson. Neste momento, o fluido refrigerante possui a temperatura necessária para arrefecer água refrigerante até à temperatura desejada no evaporador e começar novo ciclo.

De forma a melhorar a eficiência dos *chillers*, normalmente é utilizado um permutador de calor de forma a garantir a transferência de calor da solução fraca para a solução forte, como é mostrado na Fig. 1.6. A solução fraca vem a alta temperatura do gerador e transfere assim calor para a solução forte que depois irá ser bombeada para o gerador, como se houvesse um pré-arrefecimento antes da solução fraca chegar ao absorvedor e um pré-aquecimento da solução forte antes de ser bombeada para o gerador.

Existem ainda os *chillers* de absorção de duplo e de triplo efeito, com eficiências superiores. A diferença destes *chillers* para os de efeito simples reside no gerador. Na Fig. 1.7 pode-se

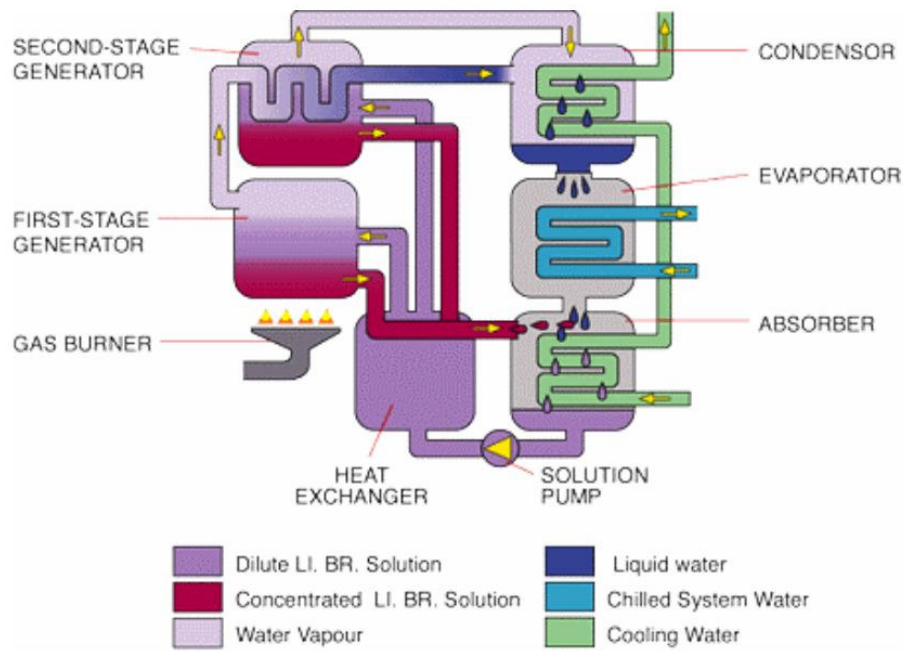


Fig. 1.7 - Representação esquemática de um *chiller* de absorção de duplo efeito. [44]

observar um *chiller* de absorção de duplo efeito é como se fosse constituído por dois geradores, isto é, o fluido refrigerante ao sair do gerador principal vai servir de fonte térmica a um gerador secundário que separa a solução existente no permutador de calor. Os *chillers* de absorção de triplo efeito ainda não se encontram no mercado, mas funcionam como sendo constituídos por três geradores.

1.4. Microcogrador

Embora os sistemas de cogeração e trigeração de grande escala sejam mais divulgados devido às suas grandes capacidades de poupanças energéticas, a adopção de pequenos sistemas de cogeração e trigeração têm vindo a crescer. Nestes sistemas, o equipamento fundamental é a o microcogrador que vai tornar possível a obtenção de um fonte eléctrica e térmica simultaneamente, e que poderá ser autónoma da rede eléctrica, o que potencia a sua utilização em localizações que a rede eléctrica ainda não abrange. Estes equipamentos são ainda simples de instalar, bastante flexíveis e normalmente não ocupam muito espaço. [17]

Os microcogradores mais comercializados são os que utilizam motores a combustão interna, que funcionam segundo o ciclo de Otto. A energia mecânica produzida pela combustão da mistura ar-combustível, e convertida em electricidade no gerador, torna-se a fonte de energia eléctrica e o calor proveniente dos gases de escape e do sistema de arrefecimento do motor torna-se na fonte de energia térmica. [17]

Actualmente existe no mercado uma vasta gama de microcogradores, de diferentes potências e com utilização de diferentes combustíveis. Os combustíveis mais utilizados são o

gás natural (Fig. 1.8) ou o gasóleo, no entanto também já existem microcogeradores que utilizam a biomassa como combustível ou biocombustíveis. [17]

A eficiência eléctrica dos microcogeradores com motor a combustão interna depende muito da capacidade eléctrica. Se a potência eléctrica do sistema for inferior a 15 kW, a eficiência normalmente não excede os 26%. Em relação à eficiência térmica destes microcogeradores, ela depende bastante do sistema e de como é realizada a recuperação do calor. A eficiência total deste tipo de microcogeradores, que combina a eficiência eléctrica com a eficiência térmica, é geralmente superior a 80% e pode alcançar valores superiores a 90%.

Os microcogeradores actuais possuem dois modos de funcionamento que são mais comuns. O microcogerador pode funcionar de forma a satisfazer os requisitos de energia eléctrica ou de forma a satisfazer as necessidades de energia térmica. Em ambos os casos, convém ter dispositivos extra que evitem que eventuais excessos de produção de energia eléctrica e/ou térmica sejam desperdiçados. Normalmente, o sistema recorre à rede eléctrica se a electricidade gerada é insuficiente. Se houver um excesso de produção recorre-se a baterias ou beneficia-se da venda de electricidade à rede eléctrica. No caso de haver insuficiências de energia térmica, normalmente utiliza-se uma caldeira que assegura o fornecimento da energia térmica necessária. Se a energia térmica gerada for superior às necessidades, normalmente é armazenada num acumulador de água, para evitar a libertação de calor para o exterior. Assim, os modos de funcionamento, a capacidade de armazenamento térmico e eléctrico, tal como a escolha do microcogerador mais adequado, são fundamentais para no final se obter um sistema que permite grandes poupanças energéticas. [18]



Fig. 1.8 - Exemplo de microcogerador a gás natural. [33]

2. Estado da arte

Com vista a resolução dos actuais problemas energéticos e ambientais que os sistemas de climatização mais vulgares criam, muitos estudos nesta área têm vindo a ser elaborados com o objectivo de analisarem o desempenho de novos sistemas de climatização e a viabilidade destes, quer económica, quer financeiramente.

As estufas começaram por ser climatizadas apenas recorrendo a sistemas de ventilação natural, uma vez que nas estufas o conforto térmico recebe pouca importância e o investimento inicial destes sistemas é bastante inferior. No entanto, em determinados climas, estes sistemas são insuficientes e as temperaturas desejadas não são atingidas. Os investigadores V. P. Sethi e S. K. Sharma analisaram a utilização de sistemas passivos para o aquecimento de estufas, que armazenam a energia térmica durante o dia para a libertarem durante a noite. Alguns destes sistemas serão abordados nesta dissertação de forma superficial para depois serem abordados os sistemas de refrigeração mais minuciosamente. O primeiro sistema consiste em armazenar água em sacos plásticos transparentes colocados junto ao solo (Fig. 2.1), ou em tanques colocados na parte mais a norte da estufa (Fig. 2.2), que irão funcionar como colectores solares, armazenando o calor proveniente da radiação solar durante o dia e libertando este calor através da convecção natural durante a noite. Outro sistema passivo é a “Cama de Pedra”, um sistema em que a estufa está assente sobre seixos, gravilha e tijolos onde o calor sensível é armazenado. Durante o dia o calor é transferido para as pedras com a ajuda de um ventilador e durante a noite o processo é invertido, o ar frio atravessa as pedras e retorna à estufa (Fig. 2.3). Outro sistema analisado por este autor é a utilização de materiais de mudança de fase (*PCMs - Phase Change Materials*) para o armazenamento térmico. O material armazena uma grande quantidade de calor latente durante a mudança de fase de sólido para líquido que é libertada com um circuito água-ar, voltando o material ao estado sólido. [18] Com a implementação de sistemas passivos, os resultados obtidos para o aquecimento das estufas melhoraram, mas no entanto, as necessidades de refrigeração mantiveram-se.

Por fim, estes autores analisaram um sistema passivo que também permite refrigerar a estufa nos meses de Verão. O sistema utilizado foi denominado de sistema permutador de calor terra-ar (*EAHES - Earth-to-air heat exchanger system*). Este sistema consiste na colocação de tubos no solo e um ventiloconvetor que force o ar a circular pelos tubos. Como a temperatura no solo é muito mais constante do que no ar, nos meses de inverno o ar ao circular pelos tubos aquece e retorna à estufa, (

Fig. 2.4).

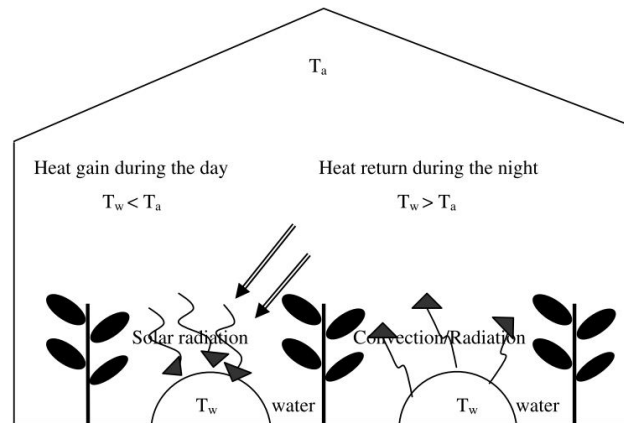


Fig. 2.1 - Representação do sistema de aquecimento de estufas através do armazenamento de água em sacos de plástico no solo. [19]

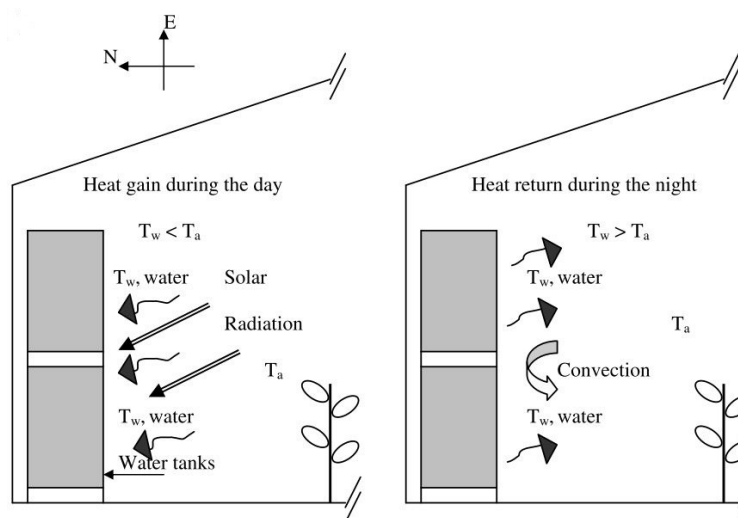


Fig. 2.2 - Representação do sistema de aquecimento de estufas com recurso ao armazenamento de água em tanques colocados junto à parede norte da estufa. [19]

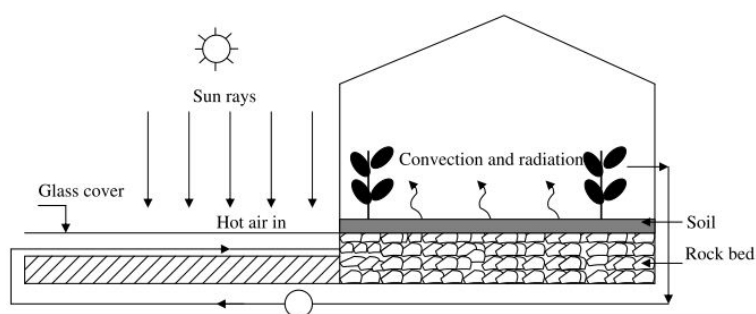


Fig. 2.3 - Estufa com o sistema passivo “Cama de Pedra” implementado. [19]

Durante o Verão acontece o contrário, o ar ao circular pelos tubos arrefece porque a temperatura do solo é inferior à do ar no interior da estufa. A constante circulação do ar permite climatizar a estufa. Segundo o mesmo estudo, durante o inverno o sistema permutador consegue elevar a temperatura no interior da estufa até 7/8 °C e no Verão consegue reduzir a temperatura cerca de 5/6 °C, em relação à temperatura do interior de uma estufa sem o sistema permutador.

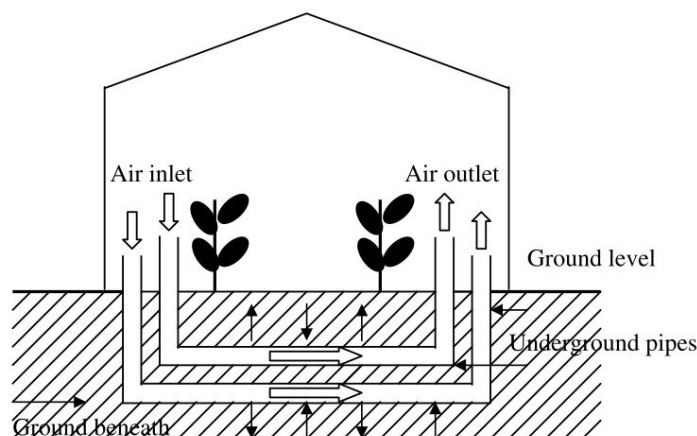


Fig. 2.4 - Representação do sistema permutador de calor terra-ar (EAHES). [19]

Os autores revelam também que para este sistema obter bons resultados convém ser implementado em estufas com áreas entre 30 m² e 2500 m² e que também pode ser utilizado em conjunto com os sistemas passivos abordados anteriormente para melhorar o desempenho do sistema. [19]

A utilização de ventilação natural também foi estudada de forma a determinar qual o método de ventilação mais eficaz. A ventilação natural é um dos sistemas mais básicos e baratos e que também permite realizar a desumidificação de uma estufa, evitando assim a formação de condensação no interior da estufa que pode provocar o aparecimento de fungos e outras doenças nas culturas, muito prejudiciais para a produção. Por estas razões é dos sistemas mais implementados quando as necessidades de arrefecimento da estufa não são muito grandes. Os autores C. Kittas e T. Bartzanas analisaram dois sistemas com diferentes aberturas da ventilação com o intuito de concluir qual o melhor sistema a implementar. Primeiro a análise foi elaborada experimentalmente e posteriormente os resultados foram comparados com os resultados obtidos através de uma simulação realizada com recurso a *software* de Dinâmica de Fluidos Computacional (*CFD - Computational Fluid Dynamics*). Os dois tipos de aberturas de ventilação laterais analisados foram a utilização de uma portada aberta segura por um pivô, e a abertura simples, onde apenas foi enrolado o plástico da estufa (Fig. 2.5).

Os resultados obtidos com simulação estavam em concordância com os obtidos experimentalmente e revelam que a abertura simples é mais eficaz para a refrigeração e desumidificação das culturas. Este resultado deve-se ao facto de a abertura simples permitir uma refrigeração e desumidificação mais rápida junto ao solo, onde se situam as culturas (Fig. 2.6). Com a abertura segura por pivô os resultados obtidos mostram exactamente o contrário, a estufa começa por ser refrigerada e desumidificada primeiro junto ao tecto (Fig. 2.7). [20]

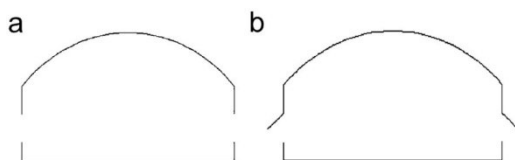


Fig. 2.5 - Os dois tipos de abertura lateral analisados: a) abertura simples; b) abertura segura por um pivô. [20]

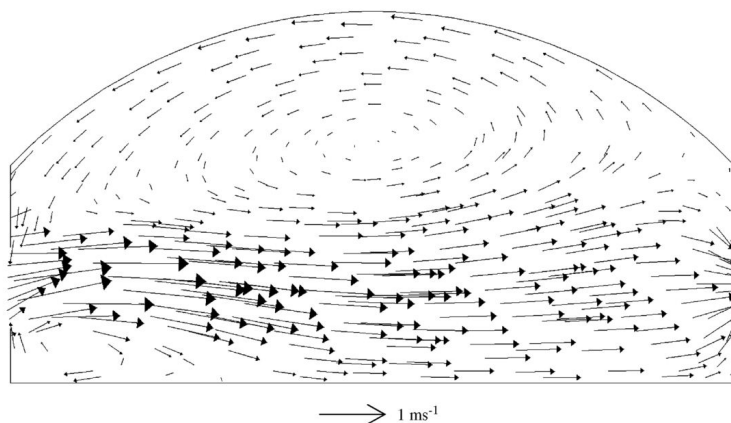


Fig. 2.6 - Vetores velocidades obtidos com a abertura simples (a). [20]

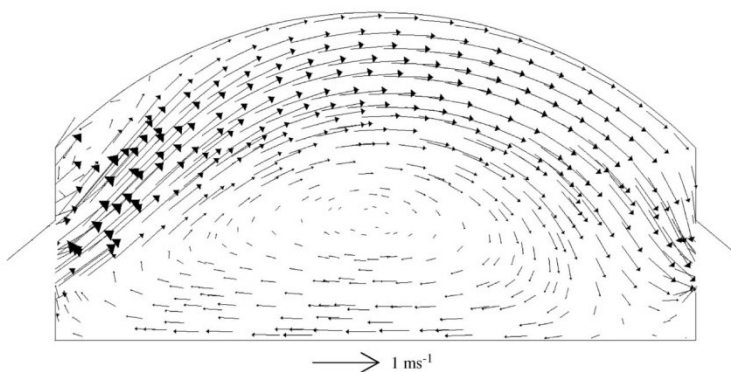


Fig. 2.7 - Vetores velocidades obtidos com abertura segura por pivô (b). [20]

Foram analisados outros sistemas que têm por objectivo a refrigeração de estufas, sobretudo durante os meses de Verão, quando a implementação dos sistemas passivos não é viável ou suficiente para obter os valores de temperatura e humidade desejados.

Os autores Chou et al. analisaram o desempenho de uma bomba calor utilizada para climatizar uma estufa em Bangucoque, Tailândia, em termos de aquecimento, refrigeração e desumidificação. Os parâmetros calculados através de um modelo matemático para manter a estufa a uma temperatura de 27 °C durante o dia e 18 °C durante a noite, assim como uma humidade relativa de 40% foram o coeficiente de desempenho (COP) e o consumo específico de energia (*SEC - Specific Energy Consumption*), assim como as capacidades necessárias do condensador e do evaporador para alcançar os valores desejados. Puderam concluir que, através das infiltrações de ar e da ventilação, o ar exterior influenciou bastante as condições no interior da estufa e que a implementação de uma bomba de calor é viável para fornecer as necessidades de aquecimento, arrefecimento e desumidificação de uma estufa. [21]

Mais recentemente, foi analisado um sistema que apenas aproveita a energia solar para climatizar um edifício, em Xangai (China) com 150 m² de colectores solares de tubos de vácuo. Várias tecnologias foram estudadas de forma a escolher o melhor sistema para fornecer aquecimento nos meses de inverno, arrefecimento nos meses de Verão e ventilação natural na Primavera e Outono. Dos sistemas de refrigeração solar existentes decidiram estudar a conjugação dos colectores solares com dois *chillers* de adsorção. Os sistemas de refrigeração solar que geram energia eléctrica através de painéis fotovoltaicos para alimentarem sistemas de refrigeração convencionais foram excluídos uma vez que a eficiência das células fotovoltaicas ainda é reduzida e estes sistemas são bastante mais caros do que os de refrigeração solar por sorção. A solução colectores solares mais *chillers* de absorção não foi escolhida devido ao elevado custo inicial destes, desempenho insuficiente e, durante o funcionamento diário, necessitam apenas da energia do sol por um pequeno período de tempo. Os *chillers* de adsorção escolhidos usam gel de sílica e água pois este gel não apresenta riscos para o ambiente e funcionam para um intervalo de temperaturas entre 55 °C e 95 °C. Estas temperaturas são atingidas num acumulador (depósito de água) que é aquecido com a água proveniente dos colectores solares. Este tanque também vai servir para fornecer o calor necessário para o aquecimento do edifício através de piso radiante no Inverno. No canal de ar que fornece a ventilação natural foram instalados três finos tubos que transportam água quente proveniente do acumulador e que assim vão transferir calor para o ar que entra no edifício. Um esquema com as ligações necessárias entre todos os equipamentos utilizados é apresentado na Fig. 2.8. [22]

O estudo deste sistema previa que a sua implementação permitiria ao sistema de arrefecimento obter um COP médio de 0,35, com uma potência eléctrica média de 15,31 kW e máxima acima de 20 kW. Uma vez que a análise ao consumo de energia eléctrica era importante, também foi considerado o COP eléctrico. Neste sistema, que incorpora duas

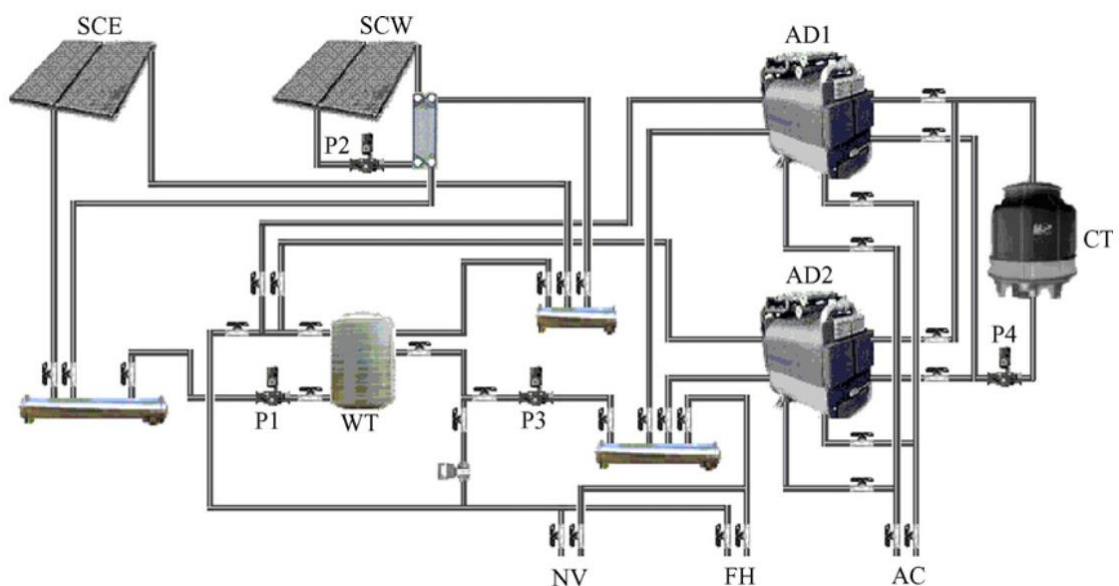


Fig. 2.8 - Representação do sistema que aproveita a energia solar para climatizar o edifício. [22]

bombas de circulação no circuito dos colectores solares (P1 e P2 na Fig. 2.8), uma bomba de circulação no circuito da água quente (P3) e uma bomba de circulação no circuito da água de refrigeração (P4), o consumo eléctrico total é de 1,87 kW e o COP eléctrico médio durante 8h de funcionamento é de 8,19, sendo que o COP eléctrico máximo é superior a 10. Os resultados experimentais do funcionamento deste sistema durante os meses Junho, Julho e Agosto de 2005 mostram que o COP médio do sistema obtido foi de 0,32, o que condiz com o valor previsto, com um erro de 2,8%. [22]

Em relação ao sistema de aquecimento com piso radiante, este funcionava sempre que a temperatura da água no acumulador fosse superior a 40 °C, fazendo circular a água pelos tubos de cobre colocados no chão até que era desligado, ou seja, quando a temperatura da água do acumulador fosse inferior a 30 °C. Este modo de funcionamento permitiu, com uma capacidade de aquecimento média de 21,74 kW e de 25,04 kW no período das 9h00m às 17h00m, atingir temperaturas na superfície do piso e no ar do quarto de 23,71 °C e 17,10 °C, respectivamente, enquanto sem o piso radiante as mesmas temperaturas seriam de 16,10 °C e 9,16 °C, respectivamente. [22]

Os resultados experimentais obtidos mostram ainda que com este sistema a ventilação foi aperfeiçoada, obtendo uma diferença de temperatura média entre a entrada e a saída do canal de ar que traz o ar exterior para o interior do edifício de 2,6 °C, enquanto com a ventilação natural convencional, essa diferença de temperatura média seria de 0,6 °C. [22]

Concluíram assim que com as condições climáticas de Shangai, 150 m² de colectores solares de tubos de vácuo são suficientes para fornecer a energia necessária para climatizar um edifício de 460 m² e fornecer água quente, sendo a fracção solar utilizada durante o funcionamento do sistema de 56% no inverno, 72% no Verão e 68% na Primavera e Outono. [22]

Os autores Sonneveld et al., analisaram um sistema que para fazer face às necessidades de aquecimento no inverno e arrefecimento no Verão das estufas em alguns países, armazena o excesso de energia solar para explorar essa energia no fornecimento de calor no inverno. As vantagens deste tipo de sistemas são a refrigeração ser realizada de uma forma barata e permitir poupar cerca de 35% no aquecimento da estufa durante o inverno, quando comparado com aquecimento fornecido por uma caldeira. A desvantagem deste tipo de sistemas é que o excesso de energia solar é convertido em energia térmica de baixa qualidade, sendo armazenado a uma temperatura máxima de apenas 18 °C, necessitando assim de uma bomba de calor para conseguir fornecer o calor necessário ao aquecimento de uma estufa no inverno. No entanto, o sistema investigado pretende converter o excesso de energia solar em energia térmica de grande qualidade. [4]

O estudo pretende explorar a utilização de toda a radiação solar que não é absorvida pela fotossíntese das culturas e que provoca o indesejado sobreaquecimento principalmente nos meses de Verão. A fotossíntese é realizada quando a radiação solar tem um comprimento de onda compreendido entre 400 e 750 nm, o que representa cerca de metade do total da energia da radiação solar, se for desprezada a energia proveniente da radiação ultravioleta (inferior a 400 nm). Sobra assim a outra metade, proveniente da radiação solar mais perto da radiação infravermelha, com comprimento de onda entre 750 nm e 5000 nm. O estudo pretende aproveitar a energia proveniente da reflexão desta radiação, não afectando a fotossíntese das culturas e reduzindo o aquecimento da estufa para metade. Essa energia é aproveitada através de concentradores solares que direccionam a radiação reflectida para um conversor de energia, que vai directa ou indirectamente transformar essa energia em energia eléctrica. Foram analisados três tipos de conversores de energia: células fotovoltaicas; células fotovoltaicas térmicas; ou um sistema de absorção térmica que através de um ciclo termodinâmico acciona um gerador. [4]

Verificaram que a implementação de um material para filtrar a radiação solar que atravessa a cobertura da estufa além de arrefecer também contribui para a redução da transpiração das plantas, o que facilita o arrefecimento suplementar realizado por ventiloconvectores. [4]

Para realizar a conversão de energia solar em energia eléctrica foram testados vários tipos de células fotovoltaicas, nomeadamente células de germânio (Ge); antimónio de Gálio (GaSb); seleneto índio e cobre (CIS); células de Silício (Si). Os resultados mostraram que as células de Silício são as mais vantajosas por serem mais eficientes, estarem mais disponíveis no mercado e por o custo ser menor, apesar de estas células não converterem a energia dos fotões com comprimentos de onda superiores a 1100 nm. Uma vez que as células de Germânio conseguem converter a energia até comprimentos de onda de cerca de 1800 nm, uma combinação de células destes dois materiais é ainda mais eficiente, no entanto, na prática, a combinação destas células não é viável. [4]

O sistema de absorção térmica consiste em colocar um tubo no foco da radiação solar reflectida onde circula óleo que é aquecido até uma temperatura de 400 °C. Este óleo depois de aquecido for ser utilizado para accionar um motor de Striling ou accionar uma turbina num ciclo orgânico de Rankine. Apesar deste sistema se revelar mais eficiente do que a utilização de células fotovoltaicas, o seu custo é bastante elevado, o que torna as células fotovoltaicas de Silício a melhor opção a ser implementada neste sistema. [4]

Este estudo demonstrou assim que é possível combinar o arrefecimento de uma estufa e geração de electricidade através a da utilização de uma película na cobertura da estufa que apenas deixe passar a radiação solar necessária para a fotossíntese das culturas e reflecta a restante radiação. Ao adoptar uma cobertura inspirada nos concentradores solares parabólicos, consegue-se uma cobertura circular que concentre a radiação solar reflectida

num foco que irá permitir a conversão da energia solar em energia eléctrica (Fig. 2.9). A energia eléctrica gerada pode ser utilizada para consumo ou se necessário para fornecer um arrefecimento extra à estufa. [4]

Um outro estudo realizado por Valiño et al. testou a viabilidade de fornecer arrefecimento a uma estufa em Madrid utilizando um piso radiante acoplado a uma bomba de calor ar-água adicionado à utilização de uma tela de sombreamento e ao aproveitamento da ventilação natural. O estudo visou comparar o sistema com outro que apenas utiliza uma tela de sombreamento e aproveita a ventilação natural. Este estudo surgiu devido às insuficiências da utilização de apenas ventilação natural em estufas de países Mediterrâneos, no alcance de temperaturas que permitissem um bom desenvolvimento das culturas durante os meses de Verão. [5]

A utilização de bombas de calor foi justificada pelo enorme potencial de poupança energética no aquecimento e arrefecimento de estufas quando combinadas com sombreamento das estufas, por também permitirem a regulação da humidade relativa e como se trata de um ciclo fechado, evitam o desperdício de água quando comparado com outros sistemas de arrefecimento que envolvem a evaporação de água. [5]

A opção de estudar a utilização de piso radiante no arrefecimento de estufas prende-se com o facto de este ser um bom sistema para o aquecimento de estufas em países Mediterrâneos. Assim, o uso de piso radiante para arrefecer permite reduzir o investimento inicial, quando comparado com sistemas que utilizam diferentes equipamentos para aquecer e arrefecer as estufas. O líquido refrigerante utilizado no piso radiante foi água e foi seleccionada uma bomba de calor para manter a água que circula no piso radiante a uma temperatura entre os 10 e os 15 °C. A potência eléctrica nominal da bomba de calor ar-água escolhida é 4,5 kW e esta era accionada sempre que a água de retorno atingisse uma temperatura inferior a 12 °C. Estufa foi também equipada com uma tela de sombreamento e vários sensores fazer a medição de temperaturas no interior e exterior da estufa, a medição da radiação solar e da humidade relativa, como mostra a Fig. 2.10. [5]

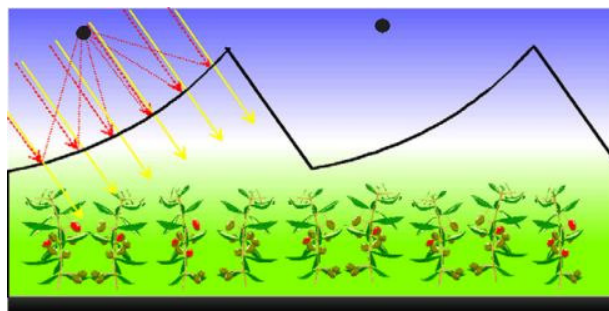


Fig. 2.9 - Representação do processo de aproveitamento da radiação solar reflectida numa estufa. [4]

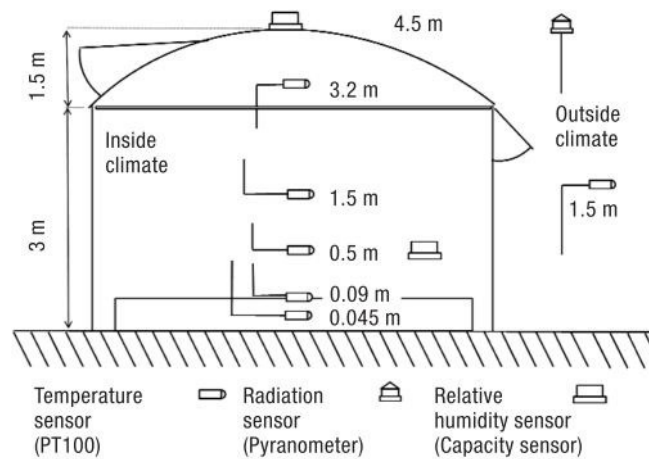


Fig. 2.10 - Esquema com a localização dos sistemas de medição. [5]

Com a obtenção dos resultados experimentais foi possível concluir que a utilização deste sistema não permitiu obter os resultados desejados, pois a utilização do piso radiante acoplado à bomba de calor apenas permitiu arrefecer a temperatura do ar no interior da estufa cerca de 1 °C e apenas a uma altura do solo inferior a 0,5 m. A uma altura de 1,5 m do solo não se notou nenhuma alteração relevante da temperatura do ar. O estudo refere ainda que colocando a bomba de calor a funcionar no máximo 24 h por dia iria permitir uma redução de 2 °C na superfície do piso radiante, mas que isso não ia implicar uma diminuição significativa na temperatura do ar interior da estufa e não justificaria o aumento do consumo eléctrico da bomba de calor. O estudo refere ainda que estes sistemas apenas poderiam ser competitivos em climas quentes e húmidos, pois nas restantes condições, um sistema de arrefecimento por evaporação obteria melhores resultados. [5]

Por fim, foi analisado o sistema que serviu de base à elaboração desta dissertação de mestrado. O sistema consiste numa unidade de microcogeração acoplada a uma bomba de calor para a climatização de uma estufa agrícola localizada em Coimbra, Portugal. Foi realizada um estudo de viabilidade deste sistema através de simulações energéticas no *software* EnergyPlus. [18]

A viabilidade do sistema foi obtida com a comparação com um sistema de aquecimento tradicional, através de uma caldeira a gás natural. O sistema de microcogeração funciona com um motor a gás natural e aproveita o calor proveniente do escape, circuito de lubrificação e de arrefecimento, que permitirá atingir temperaturas próximas dos 80 °C. A transferência de calor para o interior da estufa seria realizada através de radiadores/convectores. Como complemento ao sistema de microcogeração foi simulada uma bomba de calor ar-ar. [18] A Fig. 2.11 permite observar o esquema do sistema simulado.

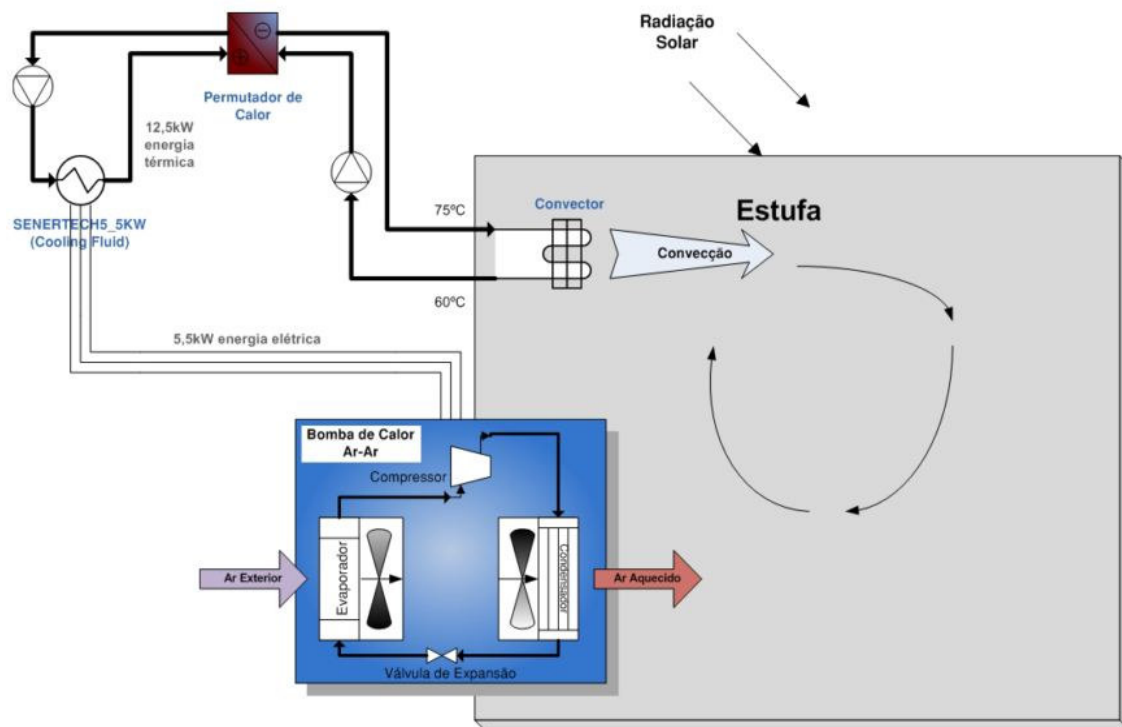


Fig. 2.11 - Esquema do sistema de cogeração simulado. [18]

Para uma correcta análise do sistema, foram realizadas neste estudo várias simulações, nomeadamente foram simulados o dia mais frio e o dia mais quente para cada sistema. Com as simulações do dia mais quente, o autor refere que no período de maior radiação solar não é possível alcançar as temperaturas adequadas ao desenvolvimento das culturas apenas com as renovações de ar. Nestes casos o autor sugere manter uma circulação de ar constante se as culturas tiverem uma boa capacidade de resistência a temperaturas elevadas; recorrer a arrefecimento artificial; ou simplesmente deixar de produzir nos meses de Verão. [18]

O estudo também permitiu concluir que para manter a estufa a uma temperatura superior aos 20 °C, o sistema de cogeração permite uma poupança no consumo de gás de 52,16% face ao gás consumido pela caldeira, confirmando a viabilidade do sistema de bomba de calor ar-ar acoplada a microcogrador. [18]

2.1. Desenvolvimentos em Bombas de Calor

O princípio de bombear calor foi descrito como um ciclo termodinâmico em 1852 por William Thomson, mais conhecido por Lord Kelvin e em 1856/57, Piter Ritter von Rittinger colocou a funcionar a primeira bomba de calor com uma capacidade de 14 kW. A primeira bomba de calor para fornecer calor e arrefecimento foi instalada na Europa em 1938, sendo que a partir dos anos cinquenta houve um grande crescimento da aplicação de bombas de calor para aquecimento no inverno e arrefecimento no Verão nos Estados Unidos e no Japão. [9]

O crescimento da instalação de bombas de calor esteve sempre dependente do preço da energia, havendo uma expansão do mercado de bombas de calor durante as crises petrolíferas e uma diminuição sempre que havia uma redução do preço da energia. No entanto, a partir dos anos 90, com a crescente preocupação com a sustentabilidade do planeta, a aplicação de bombas de calor na Europa voltou a aumentar por estas promoverem um uso mais eficiente da energia. Actualmente a Europa com menos de 5% do mercado de bombas de calor em todo o Mundo, está bastante longe dos Estados Unidos, Japão e China, que são os países com a maior quantidade de bombas de calor instaladas. [9]

Nos dias de hoje o melhoramento do desempenho, fiabilidade e impacto ambiental das bombas de calor tem merecido especial atenção. Os autores Chua et al. apresentam o estado actual de desenvolvimento das bombas de calor. Os mais recentes progressos nas bombas de calor têm sido ao nível do projecto do ciclo das bombas de calor, aperfeiçoar os componentes e explorar o leque de aplicações. Começam por descrever várias técnicas que têm vindo a ser implementadas nas bombas de calor de forma a melhorar o desempenho.

Uma das técnicas é a utilização de vários níveis de compressão, ou seja, a bomba de calor pode conter um compressor de alta pressão e outro de baixa pressão ou até vários compressores ligados em série (Fig. 2.12). Comparados com os sistemas de uma só compressão estes sistemas permitem obter taxas de compressão menores, maior eficiência nas compressões, oferecer uma melhor refrigeração e maior flexibilidade, sendo uma opção que permite melhorar o COP do sistema quando este opera a temperaturas extremamente baixas. Um tipo de bombas de calor que utiliza vários compressores é a bomba de calor em cascata que consiste na ligação de duas bombas de calor, uma bomba de calor que funciona a uma temperatura mais baixa e uma outra que funciona a temperaturas mais elevadas. A ligar as duas bombas de calor está o condensador da bomba de calor que funciona a temperaturas mais baixas que ao mesmo tempo é o evaporador da outra bomba de calor. A utilização desta técnica permite melhor o desempenho das bombas de calor até 35%, em comparação com as bombas de calor de uma só compressão. [23]

Outra forma de melhorar o desempenho das bombas de calor é otimizar o desempenho dos compressores. O compressor em espiral veio melhorar a eficiência dos compressores em cerca de 10% assim como também melhorou a fiabilidade destes. Um outro tipo de compressor desenvolvido recentemente foi um compressor que utiliza um cilindro rotativo para reduzir as perdas de energia. Dados experimentais demonstraram que este sistema pode trazer poupanças de energia na ordem dos 80% quando comparado com os sistemas convencionais. Um método de aumentar o desempenho dos compressores é garantir que durante a compressão estes se mantêm a uma temperatura baixa. Estas técnicas permitem poupanças de energia até 16%, dependendo das condições de funcionamento e do fluido utilizado. [23]

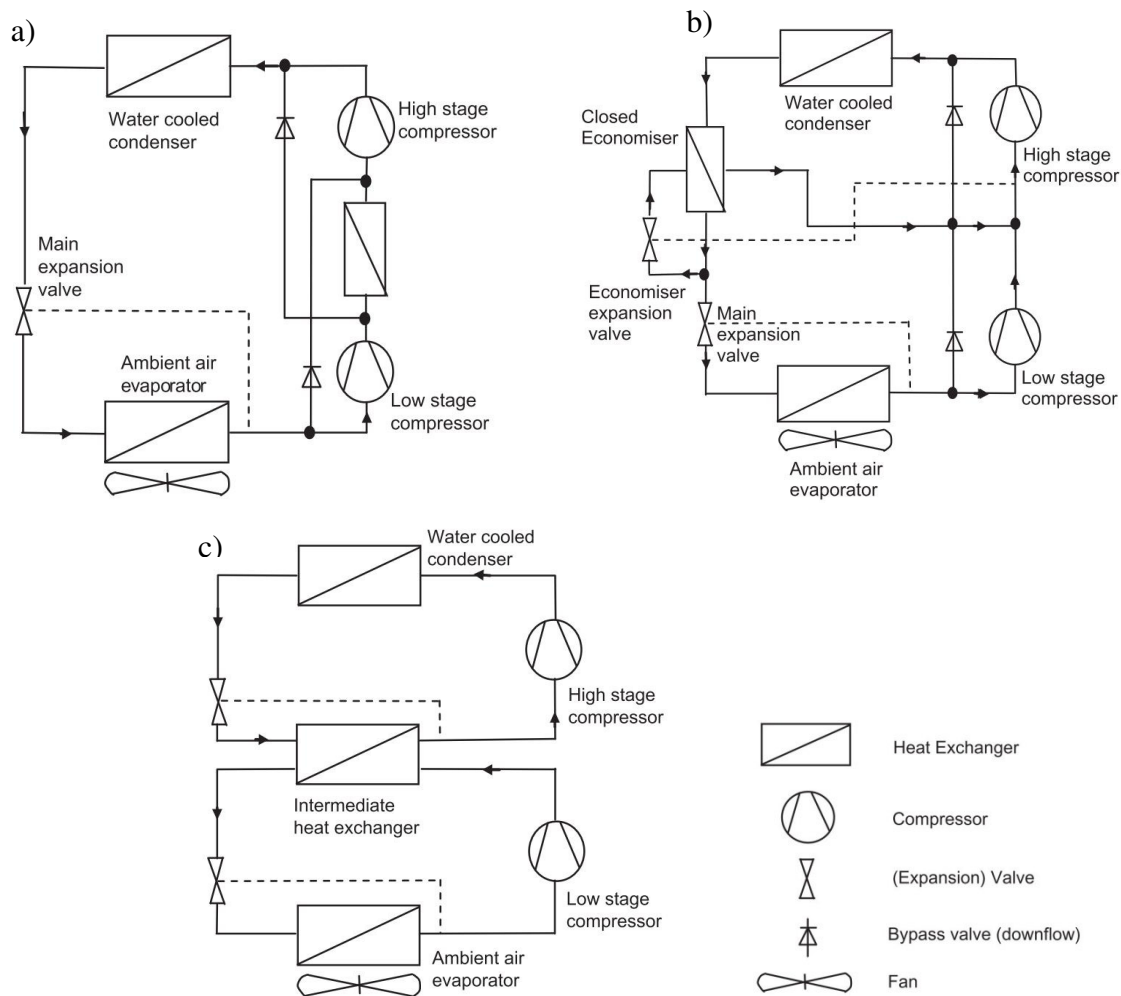


Fig. 2.12 - Representação dos vários tipos de bomba de calor com várias compressões: a) bomba de calor com *intercooler* b) bomba de calor de dupla compressão c) bomba de calor em cascata. [23]

A eficiência das bombas de calor pode ainda ser melhorada através da inclusão de um injetor que permite pré-comprimir o fluido antes de chegar ao compressor, dependendo da pressão do fluido à saída do condensador e da temperatura atingida no gerador (Fig. 2.13). Nas condições ideais o injetor pode chegar a realizar toda a compressão necessária. A implementação de um injetor pode melhorar o desempenho em 21% em comparação a um sistema que utilize um compressor convencional. [23]

Actualmente, existe também muita investigação sobre os fluidos utilizados nas bombas de calor com vista a alcançar um novo fluido que permita melhorar o desempenho destas. Um dos fluidos desenvolvidos é o R410A que permite uma eficiência até 22% superior à do fluido R22, que até recentemente era o fluido mais utilizado nas bombas de calor. Esta melhoria deve-se ao funcionamento do compressor a uma temperatura mais baixa. O R410A consegue absorver e libertar calor de forma mais eficiente, o que acarreta uma redução da electricidade consumida pelo compressor e pode permitir uma redução do tamanho dos permutadores de calor, nomeadamente o evaporador e o condensador. [23]

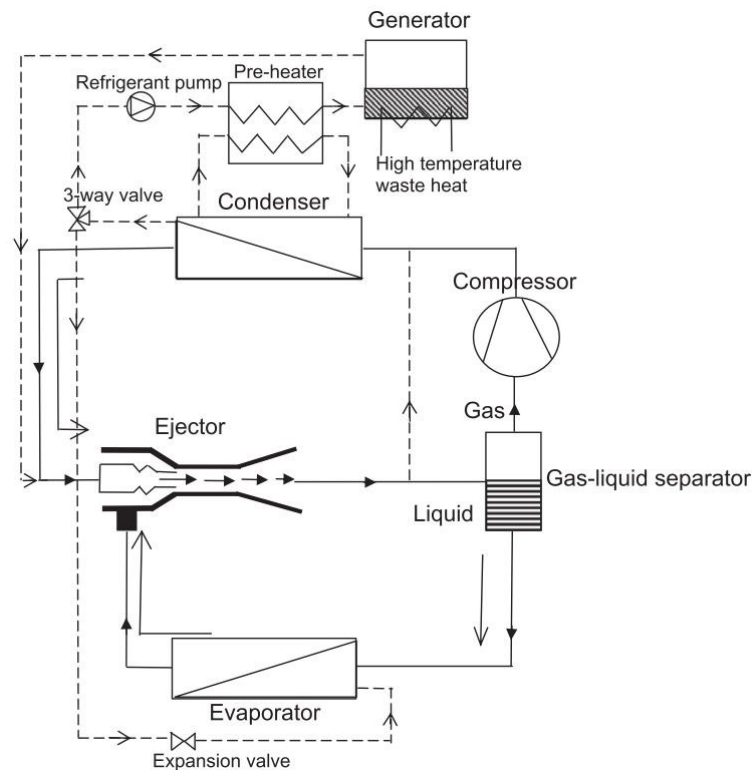


Fig. 2.13 - Representação de uma bomba de calor que utiliza um injetor na compressão. [23]

A utilização de sistemas híbridos é também uma forma de melhorar o desempenho das bombas de calor. Actualmente os sistemas híbridos mais utilizados são a utilização de um material dessecante e a combinação das bombas de calor com a energia solar. [23]

O uso de uma bomba de calor conjugada com um material dessecante é um método eficiente de ao mesmo tempo controlar a humidade e a temperatura de um espaço. O material dessecante é regenerado através do desperdício de calor proveniente do condensador da bomba de calor. Este sistema híbrido pode ser um complemento ou até mesmo uma alternativa aos sistemas de ar condicionado convencionais e normalmente é utilizado quando a carga de energia latente é elevada ou quando o controlo independente da temperatura e da humidade é um factor importante. Apresenta ainda a vantagem de evitar o funcionamento extra do equipamento de climatização para desumidificar. [23]

O sistema híbrido que conjuga as bombas de calor com energia solar melhora significativamente o desempenho, uma vez que a utilização de colectores solares permite pré-aquecer o fluido resultando numa redução do trabalho realizado pelo compressor da bomba de calor e a implementação de painéis fotovoltaicos poderá suprir as necessidades de energia eléctricas do compressor, criando a possibilidade de o sistema tornar-se independente da rede eléctrica. Este sistema híbrido poderá ter finalidades como ser aproveitado para AQS (Águas Quentes Sanitárias), armazenamento de calor e secagem. Este sistema híbrido é considerado ser economicamente mais viável do que os sistemas de aquecimento eléctricos ou os sistemas de aquecimento exclusivamente através de energia

solar, e bastante competitivo em relação aos sistemas de aquecimento convencionais que utilizam combustíveis fósseis. [23]

As bombas de calor também têm vindo a ser optimizadas em função das suas aplicações, nomeadamente dessalinização, aproveitamento da energia geotérmica, aquecimento e arrefecimento, cogeração e secagem. [23]

O autor acaba por concluir que com a grande quantidade de calor disponível através de várias fontes naturais ou desperdiçado em vários processos industriais, as bombas de calor tornam-se uma tecnologia indispensável para alcançar um meio ambiente mais sustentável. Apesar das tecnologias apresentadas, ainda muitos desenvolvimentos nas bombas de calor têm de ser feitos para as tornar cada vez mais eficientes e de forma a incorporá-las nas mais diversas aplicações e processos industriais. [23]

2.2. Evolução dos *Chillers* de Absorção

O princípio de funcionamento de um *chiller* de absorção data do ano 1700, quando através da evaporação da água pura num recipiente ligado a outro com ácido sulfúrico se conseguiu obter gelo. Como o ácido sulfúrico ao absorver o vapor de água causou uma redução brusca de temperatura, formaram camadas de gelo na superfície da água. [15]

Actualmente, os *chillers* de absorção mais conhecidos e comercializados são os que funcionam com a solução brometo de lítio/água ou com a solução água/amónia.

A solução brometo de lítio/água, que já é usada em sistemas de refrigeração desde os anos cinquenta, passou a ser utilizada em *chillers* de absorção de simples efeito e posteriormente em *chillers* de absorção de duplo efeito. Nos tradicionais *chillers* de absorção a fonte de calor é oriunda do vapor, de água quente ou directamente através de motores de combustão usando gás natural ou gasóleo. Com o desenvolvimento dos recursos energéticos, os *chillers* de absorção passaram a ser utilizados com base no aproveitamento do desperdício de calor de processos industriais ou de motores a combustão.

Outro desenvolvimento realizado foi a refrigeração do condensador e do absorvedor a ar em sistemas de baixa potência para aplicações em edifícios residenciais, evitando assim a utilização de uma torre de arrefecimento. Os principais obstáculos a este sistema são o limite da temperatura de cristalização da solução brometo de lítio no absorvedor e o elevado custo da aplicação dos sistemas de refrigeração a ar.

Desde que as poupanças de energia obtidas com os *chillers* de absorção de duplo efeito atingiram um limite, começou-se a desenvolver *chillers* de absorção de triplo efeito que prometem melhorar a eficiência térmica em 50% em relação dos *chillers* de duplo efeito.

Estes também permitirão reduzir a capacidade da torre de arrefecimento devido ao ciclo térmico poder ser realizado a uma temperatura mais baixa, diminuindo assim as necessidades de dissipação de calor. Com desenvolvimento de componentes mais pequenos e eficazes, optimização do controlo e desenvolvimento de um novo regenerador de alta temperatura, existem actualmente *chillers* de absorção de triplo efeito com um COP térmico de 1,49.

Os *chillers* de absorção que funcionam com a solução água/amónia embora não sendo tão utilizados devido aos COP destes ser limitado, serem mais complexos e a amónia ser tóxica quando muito concentrada, são bastante utilizados em aplicações de refrigeração industrial em que a temperatura do evaporador atinge até -60 °C. Os desenvolvimentos destes *chillers* de absorção têm sido realizados essencialmente em *chillers* de pequena capacidade através da adopção de bombas de membrana, o controlo ser feito mecanicamente, ou adicionando nano partículas ao fluido do sistema para melhorar o desempenho da transferência de massa e de calor. Por exemplo, a adição de nano partículas de alumina (Al_2O_3) à solução de água/amónia numa concentração de 0,02 vol% foi estudada experimentalmente, permitindo obter uma taxa de transferência de calor 29% superior e uma taxa de absorção 18% superior em relação aos *chillers* sem alumina. Identicamente foi estudada a adição de hidróxido de sódio (NaOH), também conhecido como soda cáustica, à solução água/amónia de forma a facilitar a separação da amónia no gerador, reduzindo a temperatura necessária neste. A simulação deste *chiller* permitiu alcançar um COP térmico 20% superior em relação a *chillers* de absorção água/amónia convencionais, sob as mesmas condições.

A utilização de *chillers* de absorção com a solução água/amónia de duplo efeito pode vir a ser viável para aplicações de pequena escala, uma vez que o COP térmico obtido é maior. No entanto, esta opção ainda não está disponível no mercado uma vez que a pressão da amónia acima dos 20 bar, resultante do alcance de uma maior temperatura no gerador, pode causar problemas de segurança. Uma vez que estes pequenos *chillers* de absorção podem ser alimentados termicamente pelo desperdício de calor de um sistema de cogeração, prevê-se que a integração destes em sistemas de aquecimento e arrefecimento de pequena escala seja investigada de forma a determinar se é benéfica. [16]

3. A Simulação Energética

A simulação energética de edifícios é de extrema importância uma vez que os edifícios são responsáveis por cerca de um terço do consumo total de energia. Em muitos edifícios, este consumo de energia deve-se à manutenção das condições de conforto térmico e à iluminação. A simulação energética pode reduzir o consumo de energia dos edifícios pelas seguintes razões:

- permite moldar um edifício antes de este ser construído ou remodelado, de forma a otimizar a sua eficiência energética;
- permite estudar a implementação de sistemas de energia alternativos e a comparação das opções de interacção entre eles;
- embora menos precisa, é bastante mais barata e muito mais rápida do que recorrendo a métodos experimentais.

Muitos programas computacionais encontram-se actualmente em desenvolvimento para o cálculo de cargas térmicas, avaliações das condições de conforto térmico e desempenho energético de edifícios. Actualmente, existem vários *softwares* para analisar o desempenho energético e o consumo dos edifícios, como por exemplo o BLAST; Comis; DOE2.1E; EnergyPlus; Sunrel; TRNSYS; Tas; Trace; eQUEST; ECOTECH; PowerDomus; entre outros, sendo que a escolha vai depender da aplicação. [24]

A utilização deste tipo de *softwares* tem contribuído bastante para a alcançar boas soluções energéticas em diversas aplicações como em sistema de ar condicionado eficientes; instalação de lâmpadas ou luminárias de alto rendimento e baixa temperatura (luz fria); no projecto de sistemas solares; na instalação de um sistema de cogeração ou até mesmo na análise dos custos energéticos de um edifício. [24]

3.1. O *software* EnergyPlus

O EnergyPlus, internacionalmente conhecido, é um programa de simulação térmica e energética de edifícios desenvolvido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos a partir de outros dois *softwares*, o BLAST e o DOE-2, que permite fazer uma avaliação e optimização da eficiência energética dos edifícios existentes ou dos que se encontram em fase de projecto. [25]

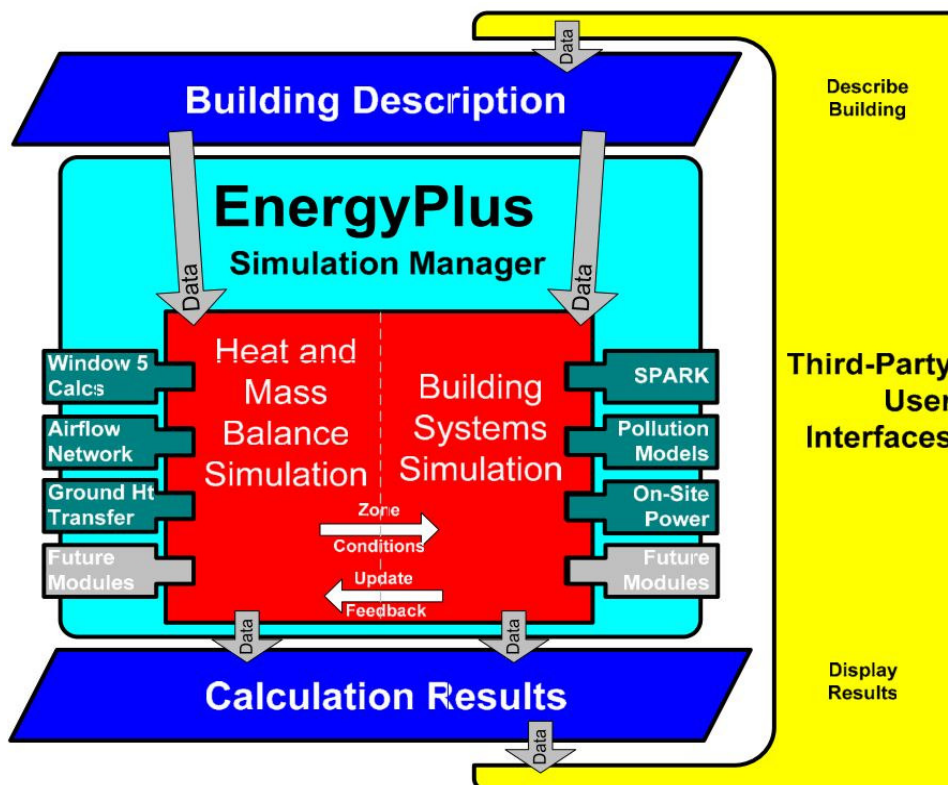
O EnergyPlus resulta da combinação de vários módulos que interagem de forma a calcular a energia necessária para aquecer e arrefecer um edifício utilizando vários equipamentos e fontes de energia. A simulação do edifício e dos sistemas de energia é realizada de acordo

com as condições climatéricas e de funcionamento dos equipamentos. O núcleo da simulação é um modelo do edifício descrito em código FORTRAN que se baseia nos princípios fundamentais do balanço de energia. Acontece que o modelo em si é relativamente simples em comparação com a organização de dados e o controlo que é necessário para simular o grande número de combinações de tipos de sistema, condições de funcionamento, condições climatéricas, etc. O esquema apresentado na Fig. 3.1 pretende dar a conhecer uma ideia geral da estrutura do programa, assim como mostrar a influência que outros programas têm no EnergyPlus e que outros poderão vir a ter, através da integração por módulos. [26]

Uma das principais vantagens do EnergyPlus em relação a outros *softwares* é a simulação ser integrada, isto é, os três principais elementos do programa, a carga térmica do edifício, o sistema e a instalação do sistema são simulados simultaneamente com uma forte interacção entre eles. [26] O diagrama apresentado na Fig. 3.2 pretende mostrar uma ideia geral da integração desses elementos durante a simulação energética.

Outra vantagem é o EnergyPlus ser constituído por módulos, o que facilita a implementação de novos módulos, optimiza o controlo do acesso a dados e permite realizar alterações no programa sem nunca afectar outras secções. [27] Existem ainda outras características que tornam o EnergyPlus melhor que muitos programas de simulação termo-energética:

- Intervalos de tempo definidos pelo utilizador, com períodos mínimos de uma hora, para a interacção entre as zonas térmicas e o ambiente e intervalos de tempo



variáveis entre as zonas térmicas e o sistema AVAC;

Fig. 3.1 - Estrutura geral de funcionamento do EnergyPlus. [45]

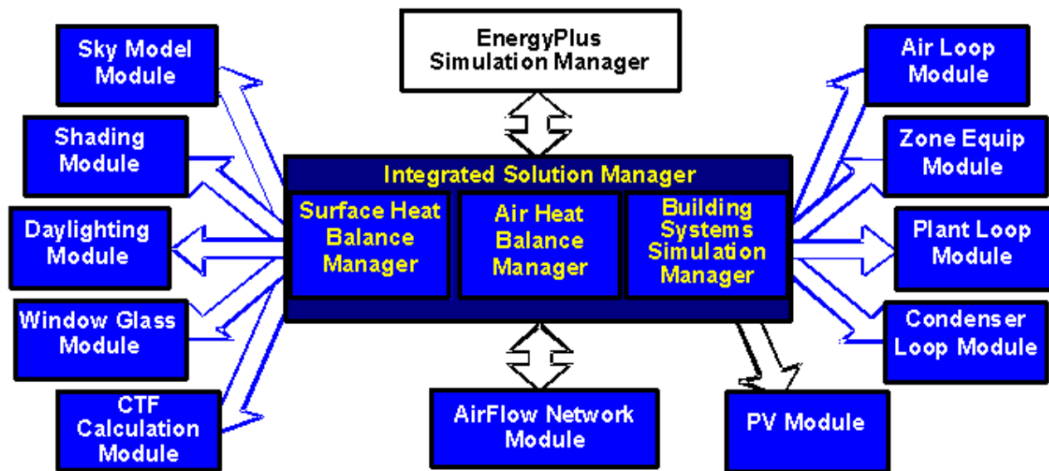


Fig. 3.2 - Esquema geral das conexões entre os elementos internos dos EnergyPlus. [26]

- Solução baseada no balanço de energia para as cargas térmicas dos edifícios que permite o cálculo simultâneo dos efeitos da radiação e da convecção nas superfícies interiores e exteriores, durante cada intervalo de tempo;
- Modelo do conforto térmico calculado com base na actividade existente no edifício, temperatura de bolbo seco interior, humidade, etc.;
- Modelo de céu anisotrópico utilizado em cálculos mais complexos da radiação difusa em superfícies inclinadas;
- Sistemas de ar condicionados facilmente configuráveis;
- Cálculo da poluição atmosférica originada pelo consumo de energia.

Em termos de interacção do *software* com o utilizador, o EnergyPlus possui duas ferramentas, “IDF-Editor” e o “EP-Launch”, que facilitam a introdução dos dados e a realização das simulações. O EP-Launch permite realizar as simulações de uma forma simples, seleccionar facilmente o ficheiro climático a ser utilizado e após a simulação apresenta os erros e/ou os avisos, caso existam. O IDF-Editor é utilizado para criar o ficheiro onde são introduzidos todos os objectos necessários para a elaboração da simulação. [28]

3.1.1. Descrição do funcionamento básico

Para uma melhor compreensão do funcionamento do programa e da sua interacção com o utilizador, de seguida serão apresentados os aspectos fundamentais do *software*, nomeadamente como é elaborada a simulação de um edifício, a programação dos vários sistemas e ganhos internos, e a estrutura geral de um sistema AVAC.

Para que o programa consiga simular um edifício é necessário fornecer os dados relativos à sua geometria e aos materiais constituintes, entre outros, que caracterizem o edifício em análise. [29] Na Fig. 3.4 é apresentada a estufa após ser caracterizada geometricamente no EnergyPlus.

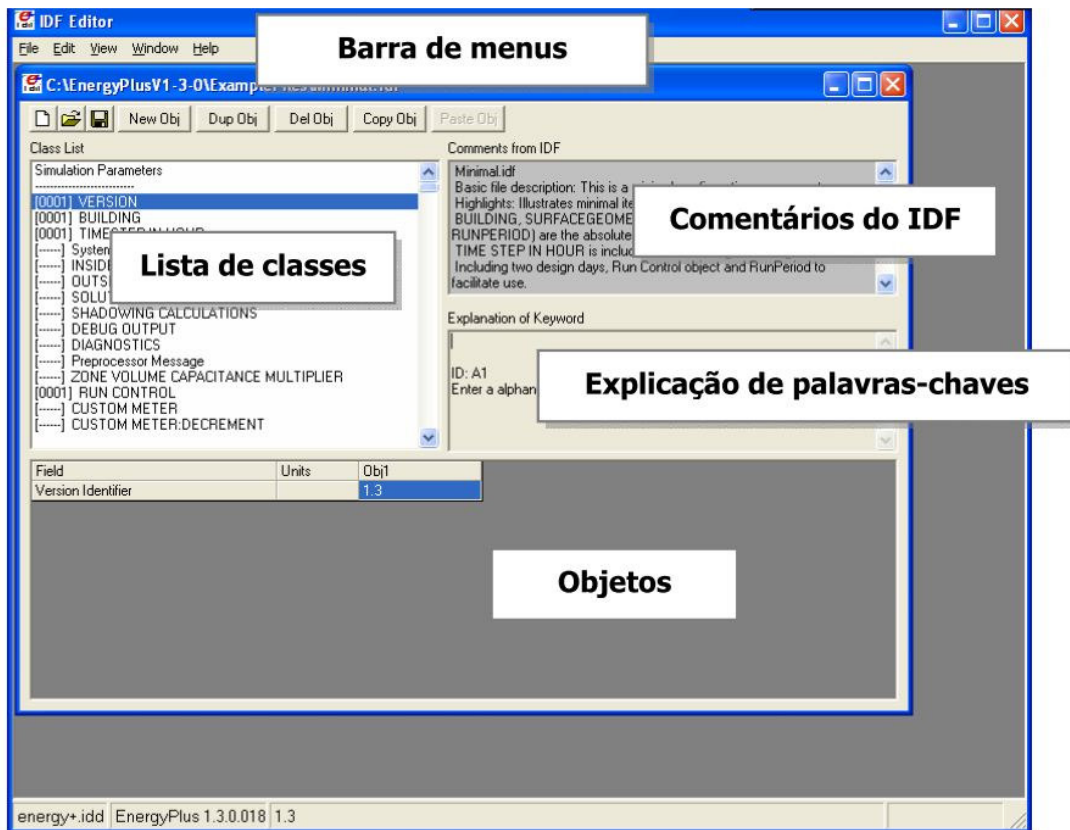


Fig. 3.3 - Apresentação geral da ferramenta IDF-Editor do EnergyPlus. [25]

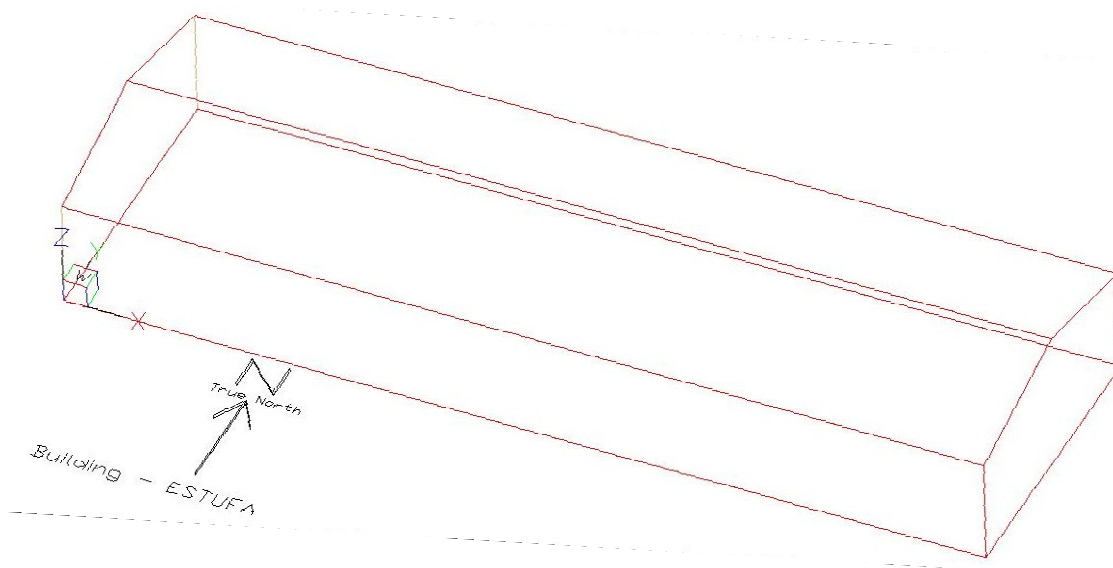


Fig. 3.4 - Representação da estufa gerada pelo software EnergyPlus.

O edifício pode estar dividido em várias zonas que podem interagir termicamente entre elas, representando geralmente as divisões dos edifícios. Estas zonas são compostas por superfícies (paredes; tecto; piso; ...) definidas geometricamente pela introdução das coordenadas dos vértices que as constituem em relação a um referencial fixo e definidas pelas suas composições físicas, isto é, pelos materiais que as constituem. Para facilitar a introdução dos dados de todas as superfícies existem programas como o DesignBuilder, o Google Sketch-Up

ou mesmo o AutoCAD, que são utilizados sempre que os edifícios são muito complexos, com vários andares, divisões, varandas, janelas, etc.

Os ganhos internos que ocorrem dentro de uma determinada zona são resultado da ocupação humana, infiltrações de ar, iluminação, equipamentos existentes no seu interior, etc. Como estes parâmetros variam muito de caso para caso, é o utilizador que os define, programando-os através de um horário (“Schedule”) onde é feito o controlo dos parâmetros. [29] Tal como os ganhos internos, também os vários equipamentos, sistemas de energia, *setpoints*, etc. são programados em horários de forma a definir quando estes estão activos ou desactivos ao longo do período de tempo simulado. No caso de estarem activos, é ainda possível definir a percentagem de actividade. Por exemplo, no caso de geralmente serem quatro pessoas a ocuparem o espaço simulado, se em determinadas horas do dia ser hábito apenas estarem duas pessoas no espaço, a actividade do horário relativo à ocupação do espaço pelas pessoas é definida para 50% durante essas horas.

Os principais dados que o utilizador tem de inserir são os referentes à estrutura geral do sistema AVAC em termos da implementação e caracterização dos sistemas de energia adoptados, as ligações entre os vários sistemas e como é realizada a interacção entre os vários equipamentos que os constituem. Os sistemas são definidos em circuitos (“Loops”) que possuem três categorias diferentes: circuitos de ar (“Air Loops”), onde estão definidos os sistemas de ventilação, bombas de calor ar-ar, etc.; circuitos hidráulicos (“Plant Loops”) onde se incluem todos os equipamentos que envolvem fluidos, sejam permutadores, radiadores, bombas de calor água-água, etc.; e os circuitos condensadores (“Condenser Loops”) onde se apresentam as torres de arrefecimento e todos os equipamentos que permitem a dissipação de calor para o exterior. Em cada tipo de circuito, o utilizador tanto pode definir vários circuitos como nenhum. O diagrama apresentado na Fig. 3.5 descreve as interacções entre circuitos e sistemas de um sistema AVAC.

Os circuitos hidráulicos e os circuitos condensadores podem ser ainda ser separados em dois processos, o lado do fornecimento (“Supply”) e o lado da procura (“Demand”). Por exemplo no circuito hidráulico de um microcogedor, o lado do fornecimento seria constituído pelo microcogedor enquanto o lado da procura seria constituído pelos componentes dos equipamentos aos quais o microcogedor estaria a transferir calor. No caso de um circuito condensador, o fornecimento seria constituído igualmente pelo próprio equipamento, por exemplo, uma torre de arrefecimento, e o lado da procura seria constituído pelos componentes dos quais o circuito iria receber calor. [26]

O fornecimento e a procura podem assim ainda ser divididos em ramos (“Branches”) onde são colocados os componentes dos equipamentos, divisores de caudal (“Splitters”), misturadores de caudal (“Mixers”) e os nós de ligação (“Nodes”). O esquema apresentado na Fig. 3.6 descreve melhor como é definido um circuito.

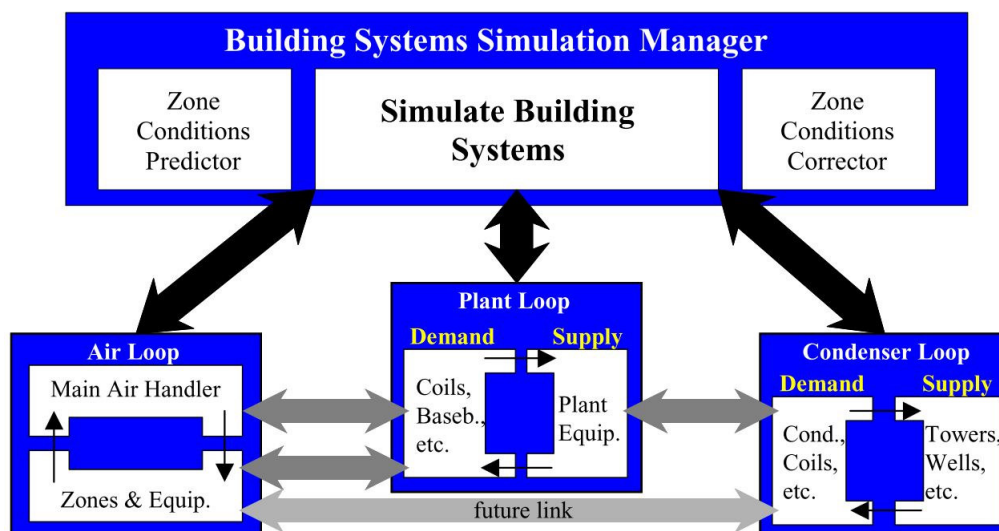


Fig. 3.5 - Representação das conexões entre circuitos de um sistema AVAC definido no EnergyPlus. [26]

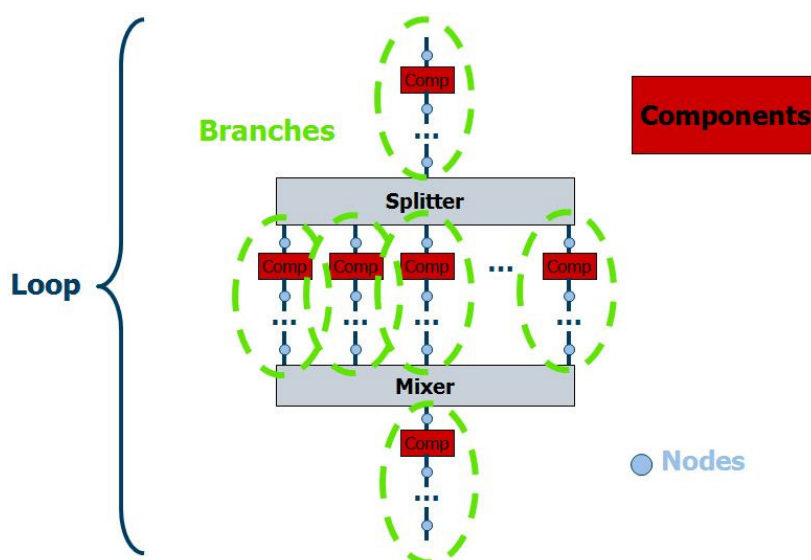


Fig. 3.6 - Esquema com o aspecto geral de um circuito hidráulico ou condensador. [30]

Normalmente os circuitos de ar possuem uma configuração diferente, podendo existir circuitos de ar principais (“Main Air Loops”) com configurações semelhantes aos dos circuitos hidráulicos ou condensadores, que contêm os outros circuitos de ar. Estes circuitos de ar geralmente estão definidos numa zona onde vão ocorrer as misturas de ar (“Air Zone Distribution Unit”) dependendo as suas configurações se o ar é misturado com ar exterior, se a mistura de ar é pré-aquecida, se necessitam de uma conduta para o ar quente e outra para o ar frio, etc.

3.1.2. Cálculo das cargas térmicas no EnergyPlus

O EnergyPlus simula as cargas térmicas de um edifício com base nas especificações previamente introduzidas pelo utilizador e no método da Função de Transferência para a Condução (CTF - *Conduction Transfer Function*), recomendado pela ASHRAE (*American*

Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers). É realizado um cálculo que tem em conta o balanço térmico, abrangendo a transmissão de calor superfície a superfície e do ar da zona simulada. A equação considerada pelo EnergyPlus, que traduz a igualdade relativa ao balanço energético de uma determinada zona é:

$$C_z \cdot \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^{N_{surfaces}} h_i A_i (T_{si} - T_z) + \sum_{i=1}^{N_{zones}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z) + \dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z) + \dot{Q}_{sys} \quad (3.1)$$

Em que os termos representam:

$$C_z \cdot \frac{dT_z}{dt} : \text{energia armazenada pelo ar da zona } z;$$

$$\sum_{i=1}^{N_{surfaces}} \dot{Q}_i : \text{somatório do calor proveniente de fontes térmicas internas};$$

$$\sum_{i=1}^{N_{zones}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z) : \text{somatório das trocas de calor devido à mistura de ar entre zonas};$$

$$\dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z) : \text{transferência de calor associada às infiltrações de ar exterior};$$

$$\dot{Q}_{sys} : \text{taxa de troca de calor com o sistema de climatização}.$$

O cálculo das cargas térmicas acaba por ser uma ferramenta fundamental para aumentar a eficiência energética dos edifícios. [31]

4. A Estufa Agrícola

Para a realização da simulação energética, primeiro definiu-se o modelo da estufa agrícola, mas apenas as características principais, pois o pretendido é apenas testar o conceito da microcogeração conjugado com um *chiller* de absorção e uma bomba de calor. Assim não foi tido em conta pormenores como a estrutura da estufa, isolamento, fundações, etc.

A estufa em questão apresenta a aparência de um prisma pentagonal irregular com 25 m de comprimento por 8 m de largura. A altura das paredes laterais é de 3 m e a metade da sua largura, a estufa atinge uma altura máxima de 4 m (Fig. 4.1). Esta geometria é a mesma implementada no estudo realizado por H. Teixeira, para permitir um aumento das conclusões a retirar da presente dissertação.

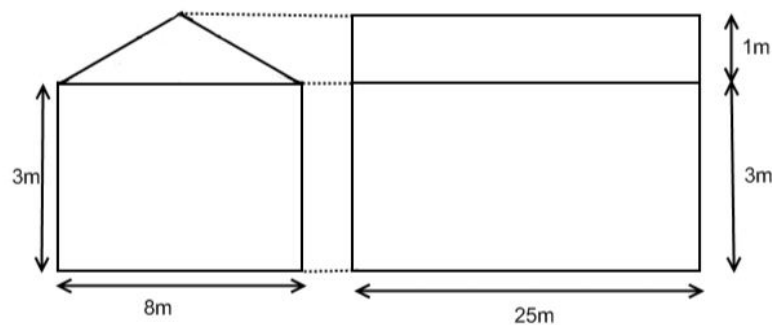


Fig. 4.1 - Apresentação das dimensões da estufa. [18]

O material mais comum no revestimento das estufas é o polietileno térmico, no entanto, na base de dados de materiais do EnergyPlus não se encontra o polietileno térmico, tendo sido escolhido um material semelhante ao vidro com características de baixa resistência térmica e alta transmissividade. Para o chão da estufa o material escolhido foi um dos tipos de cimento existentes na base de dados do EnergyPlus, uma vez que o *software* exige uma definição do material da superfície do chão e não permite simular o chão como sendo terra. O cimento escolhido é uma mistura de areia, gravilha ou rochas com as seguintes características: densidade de 2240 kg/m³; espessura de 51 mm; condutividade térmica de 1,95 W/(m.K); e calor específico de 900 J/(kg.K). Como resultado da escolha deste material, durante a simulação foi obtida na superfície do cimento uma temperatura constante de 18 °C, enquanto a temperatura do solo variou entre os 20 e 21 °C.

O requisito imposto à estufa agrícola foi esta estar localizada num dos países Mediterrâneos, nomeadamente do Sul da Europa, pois nestes países existe uma grande quantidade de estufas agrícolas que possuem necessidades de arrefecimento nos meses de Verão e os agricultores têm capacidade financeira para comprar sistemas sofisticados para optimizarem a produção

das suas culturas, pois na Europa a agricultura é bastante apoiada e alguns agricultores possuem um nível de vida bastante razoável. Além disso em alguns países, como em Portugal, a utilização de energias alternativas também é fortemente incentivada através da atribuição de subsídios. Como o EnergyPlus apenas contém os ficheiros climáticos (“Weather Files”) de algumas cidades e era pretendido que a simulação ocorresse num dos países do Sul da Europa, a escolha recaiu sobre a cidade de Coimbra, em Portugal, por também ser a cidade adoptada no estudo realizado por H. Teixeira.

Os dados do ficheiro climático são recolhidos pelos organismos meteorológicos de cada país e são gerados tendo em conta informações sobre a latitude e longitude do local; hora local ao longo do ano; a elevação; temperatura do solo; radiação solar (global, infravermelha, directa e difusa); direcção e velocidade do vento; grau de nebulosidade; pressão atmosférica; humidade relativa; etc. [18]

A escolha de uma estufa para a simulação de um sistema que conjuga microcogeração, *chiller* de absorção e bomba de calor prende-se com as necessidades especiais de climatização desta de forma a garantir as condições ideais para o desenvolvimento das culturas presentes na estufa. Só assim se conseguirá retirar o máximo proveito da produção das culturas e aumentar a rentabilidade da estufa. Com a climatização de uma estufa pretende-se controlar os diversos parâmetros que afectam as condições no interior da estufa como a temperatura, a humidade relativa, a luminosidade, a concentração de dióxido de carbono (CO₂), a concentração de oxigénio (O₂), além de outros parâmetros muito relacionados entre si e que por isso precisam de ser controlados.

O parâmetro que recebeu principal atenção foi a temperatura do ar no interior da estufa, seguido da humidade, uma vez que a humidade é afectada pela temperatura, isto é, para a mesma quantidade de água no ambiente, a humidade varia com a temperatura pelo que o controlo de ambos os parâmetros é realizado ao mesmo tempo. Apesar da relação entre humidade e temperatura, a base primordial da simulação energética realizada foi o alcance das temperaturas óptimas de desenvolvimento da cultura escolhida, ficando os outros factores para segundo plano, sem no entanto serem desprezados. O desenvolvimento de uma cultura é bastante afectado pela temperatura, podendo perder-se a cultura se forem atingidas temperaturas inferiores a 0 °C ou superiores a 70 °C. A Tabela 1 apresenta os valores óptimos das temperaturas para o correcto desenvolvimento de diversas culturas assim como as temperaturas mínimas atingíveis sem necessidades imediatas de aquecimento. [32]

A humidade relativa também recebeu uma especial atenção para que os seus valores limites não fossem largamente ultrapassados ou ultrapassados durante muito tempo. A humidade no interior de uma estufa influencia o crescimento e a transpiração das plantas e a fecundação das flores.

Tabela 1 - Temperaturas óptimas e mínimas para o desenvolvimento de diversas culturas. [32]

Culturas	Temperaturas	
	Óptimas [°C]	Mínimas [°C]
Alface	14 - 18	10
Espinafres	15 - 18	-2
Ervilhas	16 - 10	3
Acelgas	18 - 22	-4
Aipo	18 - 25	5
Feijões	18 - 30	8
Tomates	20 - 24	7
Pimento	20 - 25	8
Pepino	20 - 25	10
Beringela	22 - 27	9
Melancia	23 - 28	10
Melão	25 - 30	9
Aboborinha	25 - 35	8

Demasiada humidade pode contribuir para a propagação de doenças e pode dificultar a evaporação, podendo ser corrigida com ventilação, elevando a temperatura e evitando solos húmidos. Se a humidade for escassa, pode aumentar a transpiração das plantas de tal forma que o processo da fotossíntese é muito afectado, podendo ser corrigida com a rega, a nebulização da água ou através de superfícies impregnadas em água. A Tabela 2 apresenta os valores de humidade relativa aconselhados para diversas culturas. [32]

A cultura adoptada nesta simulação foi o tomate por ser uma cultura bastante comum nos países do sul da Europa e por as temperaturas óptimas para o seu desenvolvimento exigir o arrefecimento da estufa durante os meses de Verão. Assim, o termóstato definido no EnergyPlus e que regula os equipamentos de climatização foi fixado para manter as temperaturas no interior da estufa abaixo dos 24 °C.

Tabela 2 - Valores das humidades relativas adequados ao desenvolvimento de diversas culturas. [32]

Culturas	Humidade relativa [%]
Tomate e pimento	50 - 60
Beringela	50 - 60
Melão e acelga	60 - 70
Feijões	60 - 75
Alface	60 - 80
Melancia	65 - 75
Ervilhas	65 - 75
Aboborinha e aipo	65 - 80
Morango	70 - 80
Pepino	70 - 90

5. Descrição dos sistemas simulados

Para testar a viabilidade do sistema de trigeriação implementado na estufa, este é comparado a um sistema que utiliza apenas uma bomba de calor ar-ar eléctrica para suprir as necessidades de arrefecimento da mesma estufa por este ser o sistema de arrefecimento menos oneroso. De seguida são apresentados os dois sistemas simulados mais pormenorizadamente.

5.1.0 sistema de trigeriação implementado

O sistema de trigeriação a ser implementado e simulado no EnergyPlus que é a base desta dissertação é constituído por vários componentes. Os componentes mais importantes são o microcogerador, o *chiller* de absorção e a bomba de calor ar-ar.

5.1.1. O microcogerador

O principal objectivo estabelecido para o microcogerador foi o de gerar a energia térmica necessária para rentabilizar ao máximo o *chiller* de absorção. Assim, a escolha do microcogerador foi em função da potência térmica de saída que satisfizesse a potência térmica de entrada do *chiller* de absorção escolhido, neste caso 25,1 kW térmicos. A solução encontrada foi a conjugação de dois microcogeradores do modelo Dachs G 5.5 da SENERTC, cada um com 12,5 kW de potência térmica à saída, pois estes modelos Dachs são bastante versáteis e permitem ligar várias unidades em série. Para maior facilidade de implementação no EnergyPlus e de representação, os dois microcogeradores foram considerados como sendo um só microcogerador com o dobro da potência. [33]

Além da potência térmica de saída, cada modelo Dachs G 5.5 é ainda caracterizado por possuir uma potência eléctrica máxima produzida de 5,5 kW, ser um modelo compacto e apenas ter intervalos de manutenção ao fim de 3500 horas em funcionamento contínuo. A sua eficiência eléctrica é de 27%, a eficiência térmica é de 61% e por fim a eficiência do combustível global é de 88%. Em termos de entradas e saídas do gerador, apresentadas na Fig. 5.1, a temperatura máxima de saída de água do permutador de calor com os gases de escape, que neste caso vai para o *chiller* de absorção, é de 83 °C mas a temperatura da água de entrada no permutador, ou seja, a água de retorno do *chiller* de absorção, não pode exceder os 70 °C. O fabricante aconselha que a temperatura da água ao entrar no permutador seja entre 35 e 60 °C para se obter o máximo desempenho do permutador. Mais características do modelo de microcogerador utilizado encontram-se no anexo A.

Dachs Connection to Grid

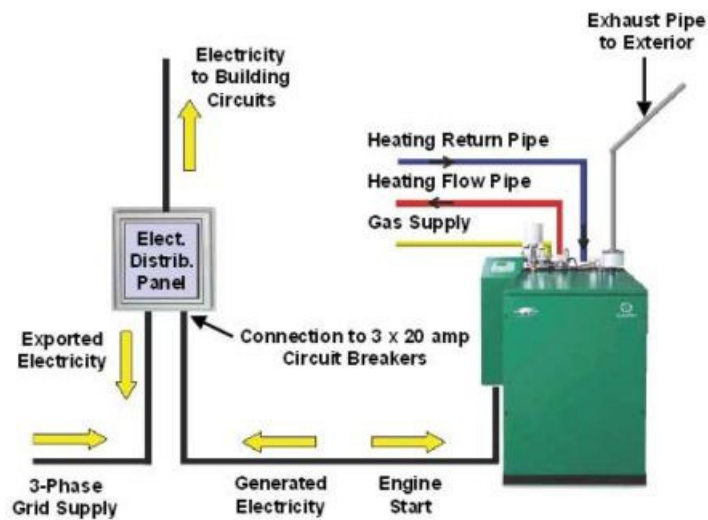


Fig. 5.1 - Representação das entradas e saídas do microcogerador. [34]

5.1.2. O *chiller* de absorção

Antes de escolher o *chiller* de absorção definitivo, foi realizada uma análise de vários modelos de *chillers* de absorção, e alguns chegaram mesmo a serem simulados, até que foi seleccionado o que se adequava melhor às necessidades de arrefecimento da estufa agrícola.

O modelo escolhido é o WFC-SC5 da Yazaki® que é um *chiller* de absorção de simples efeito e que trabalha com a solução brometo de lítio/água. O modelo é caracterizado por possuir uma capacidade de arrefecimento de 17,6 kW, um consumo eléctrico de 48 W, funcionar com a temperatura da fonte térmica entre 70 e 95 °C e fornecer água arrefecida a 7 °C. O caudal da água arrefecida é de 0,77 L/s e o caudal da água de arrefecimento (a água que vai arrefecer na torre de arrefecimento) é de 2,55 L/s. [35] O modelo é apresentado na Fig. 5.2.



Fig. 5.2 - *Chiller* de absorção WFC-SC5 da Yazaki®.

As principais vantagens do modelo seleccionado são:

- Produzir água arrefecida a partir de qualquer fonte térmica acima de 70 °C;
- Ser silencioso, possuir um design compacto e um longo período de vida útil;
- Utilizar uma tecnologia aperfeiçoada, duradoura e de confiança;
- Ser um *chiller* de simples efeito com um COP de 0,7;
- A solução brometo de lítio/água é quimicamente estável, não inflamável, não é tóxica, é amiga do ambiente e não contribui para a redução da camada do ozono;
- Baixo consumo eléctrico. [35]

Mais características do *chiller* de absorção seleccionado, podem ser consultadas no anexo B.

5.1.3. A bomba de calor

Para a introdução da bomba de calor, recorreu-se a um *template*, ou seja, o *software* apenas necessita do valor da temperatura que se pretende alcançar para implementar de forma automática todo o sistema da bomba de calor, incluindo evaporadores e condensadores, fluido de trabalho, caudais de ar e pressões do compressor.

Esta bomba de calor ar-ar serve de complemento, isto é, entra em funcionamento para proporcionar arrefecimento ao interior da estufa sempre que o subsistema de microcogrador mais *chiller* de absorção não conseguem colmatar as necessidades de arrefecimento da estufa. O modelo da bomba de calor ar-ar foi seleccionado de acordo com os dados fornecidos pelas simulações em termos de potência eléctrica e potência térmica. O valor obtido para potência eléctrica máxima da bomba de calor ar-ar gerada é 15,6 kW e a potência térmica máxima obtida é 34,8 kW. Com base nestes valores foi seleccionada o modelo IS-LW da IMMOSOLAR® de 30 kW de potência eléctrica e 35,1 kW de potência de refrigeração máxima, apresentado na Fig. 5.3.



Fig. 5.3 - Bomba de calor IS-LW da IMMOSOLAR®.

O modelo seleccionado é uma bomba de calor ar-água e não uma bomba de calor ar-ar como a que foi simulada pelo EnergyPlus. A utilização deste modelo foi aconselhada por a instalação do sistema simulado no EnergyPlus com bomba de calor ar-ar ser realizada com uma bomba de calor ar-água, com a adição de ventiloconvectores. [36]

O modelo seleccionado caracteriza-se ainda pela quase ausência de ruído, pelo seu estilo compacto e fácil de utilizar, e boa relação qualidade/preço. Mais detalhes podem ser consultados no anexo C. [36]

5.1.4. Descrição do sistema

No esquema exposto na Fig. 5.4 pode-se observar os circuitos hidráulicos e condensadores que foram necessários implementar no EnergyPlus de forma a obter o correcto funcionamento do sistema. Foram criados dois circuitos hidráulicos (um entre o microcogenerador e o *chiller* de absorção, e o outro entre *chiller* de absorção e o permutador de calor), um circuito condensador (entre o *chiller* de absorção e a torre de arrefecimento), e circuitos de ar para o ventilo convector e para a bomba de calor ar-ar. Estes últimos não são apresentados no esquema de forma tão evidente por a sua representação ser complexa.

A simulação deste sistema tornou-se bastante complexa por ser necessário intercalar vários dados dos equipamentos utilizados. Como os fabricantes dos equipamentos só fornecem informações relevantes à montagem do produto, as potências e algumas temperaturas de funcionamento, e porque o *software* necessita da introdução de mais dados além dos fornecidos pelos fabricantes, a maioria destes dados foi gerada automaticamente pelo

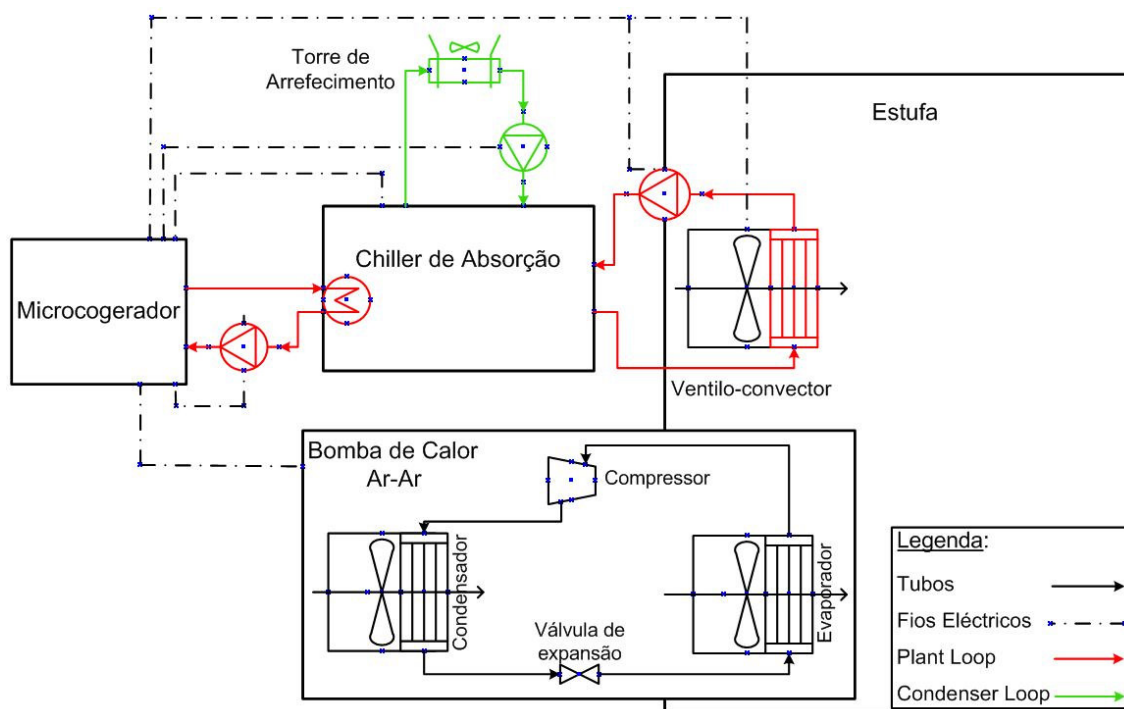


Fig. 5.4 - Representação simplificada do sistema de trigeção implementado.

software (o EnergyPlus adapta os dados dos equipamentos de acordo com as necessidades) ou retirada dos ficheiros de exemplo que o software disponibiliza e que possuem dados concretos e bastante completos.

Em relação à implementação do sistema, como já foi referido anteriormente, o EnergyPlus divide cada circuito hidráulico em dois processos, o lado do fornecimento e o lado da procura. No caso deste sistema, no lado do fornecimento do circuito hidráulico entre o microcogrador e o *chiller* de absorção está o permutador de calor do microcogrador que recebe o calor proveniente dos gases de escapes e vai fornecê-lo ao gerador do *chiller* de absorção que se encontra no lado da procura do circuito. O segundo circuito hidráulico descreve o ciclo realizado pela água arrefecida, que vem fria do evaporador do *chiller* de absorção (lado do fornecimento) e vai receber calor no permutador de calor que se encontra no interior da estufa, arrefecendo o ar (lado da procura).

Para a simulação destes circuitos foi necessário definir as potências das bombas de circulação de água dos dois circuitos e as temperaturas de circulação da água. Para simular o microcogrador foi necessário introduzir as características, constituintes do gás natural, curvas características, potências e eficiências. Na introdução do *chiller* de absorção foi necessário definir as potências e as curvas características. Além disso foi necessário definir todas as características do permutador de calor que seria colocado no interior da estufa.

Como exemplo, apresenta-se os cálculos necessários para determinar o caudal de água a circular no circuito hidráulico do microcogrador para que a temperatura baixasse dos 83 °C para os 70 °C ao passar pelo *chiller* de absorção. Recorrendo à expressão que define a taxa média de transferência de calor:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{entrada} - T_{saída}) \text{ [kW]} \quad (5.1)$$

$$\Leftrightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot (T_{entrada} - T_{saída})} \text{ [kg/s]} \quad (5.2)$$

em que \dot{m} representa o caudal mássico em kg/s, c_p é o calor específico do fluido e $T_{entrada}$ e $T_{saída}$ são as temperaturas à entrada e saída do *chiller* de absorção, respectivamente. [18]

Como o EnergyPlus opera com caudais volúmicos, este caudal foi convertido através da divisão pela massa volúmica do fluido:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho} \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (5.3)$$

O circuito condensador onde circula a água de arrefecimento do *chiller* de absorção é composto do lado do fornecimento pelo *chiller* de absorção, nomeadamente o permutador de calor que recebe calor do condensador e do absorvedor do *chiller* de absorção, e do lado da procura é composto pela torre de arrefecimento, onde a água é arrefecida e retorna ao *chiller* de absorção. Neste circuito, além das ligações entre os equipamentos, foi necessário introduzir a potência da bomba de circulação e as características e caudais da torre de arrefecimento.

Na simulação deste sistema foi necessário implementar dois circuitos de ar.

O primeiro circuito é constituído pelo ventiloconvector que vai facilitar a transferência de calor do permutador com a água arrefecida proveniente do *chiller* de absorção e o ar interior da estufa. Para a simulação deste circuito foi necessário introduzir a eficiência e o caudal do ventiloconvector, sendo os valores introduzidos 0,7 (70%) e $1 \text{ m}^3/\text{s}$, respectivamente.

O segundo circuito implementado é composto pela bomba de calor ar-ar e visa promover a transferência de calor entre o ar proveniente do exterior, o condensador e o evaporador da bomba de calor, e o ar do interior da estufa. Como já foi referido, para a introdução deste circuito recorreu-se a um template do *software*. Assim, apenas foi necessário introduzir dados relativos ao ventiloconvector e às condições do ar exterior. Foi considerado que um caudal de ar proveniente do exterior da estufa máximo de $1 \text{ m}^3/\text{s}$, para ser possível a realizar a cada hora 5 renovações do ar do interior da estufa. Na eficiência do ventiloconvector foi introduzido o valor 0,6 (60%).

Para determinar as renovações do ar interior da estufa determinou-se o volume da estufa (700 m^3) e consoante o caudal de ar proveniente do exterior definido no EnergyPlus, neste caso $1 \text{ m}^3/\text{s}$ ($3.600 \text{ m}^3/\text{h}$), com uma simples divisão obtém-se as renovações de ar por hora. Como já foi referido, neste sistema são realizadas 5 renovações do ar do interior da estufa a cada hora.

O modo de funcionamento do sistema consistiu na colocação do microcogerador a gerar a energia térmica de acordo com as necessidades térmicas do *chiller* de absorção. O *chiller* de absorção foi definido para manter a temperatura abaixo dos $24 \text{ }^\circ\text{C}$. Assim, como não está sempre ligado, as suas necessidades térmicas e conseqüentemente o funcionamento do microcogerador vão depender da temperatura do ar no interior da estufa. A bomba de calor ar-ar também está definida para funcionar sempre que a temperatura do ar no interior da estufa se situe acima dos $24 \text{ }^\circ\text{C}$, no entanto, a prioridade de arrefecimento do ar foi dada ao *chiller* de absorção. Assim, a bomba de calor ar-ar vai funcionar como um complemento ao *chiller* de absorção sempre que as necessidades de arrefecimento não sejam alcançadas e sempre que por algum motivo o *chiller* de absorção se encontre desligado.

Uma vez que é através da bomba de calor que o ar proveniente do exterior será introduzido na estufa, o caudal máximo de ar proveniente do exterior que permite realizar a renovação do ar interior da estufa 5 vezes por hora, não é constante. Embora esta opção de manter o caudal de ar constante também fosse estudado, verificou-se que os valores de humidade relativa no interior da estufa pioravam. Assim, embora não fossem garantidas as 5 renovações de ar por hora, foi considerado que o caudal de ar proveniente do exterior ficar dependente do funcionamento da bomba de calor era a melhor opção.

Como a geração de energia eléctrica vai estar dependente do funcionamento do *chiller* de absorção, o sistema implementado não seria autónomo, ou seja, o sistema estaria ligado à rede eléctrica para que fosse possível a venda de energia eléctrica sempre que houvesse excesso de produção, isto é, a energia eléctrica gerada no microcogenerator seja superior à energia eléctrica consumida por todos os equipamentos do sistema; e pela razão contrária, para que fosse possível o consumo de energia eléctrica sempre que a energia eléctrica gerada não fosse suficiente para alimentar todos os equipamentos eléctricos.

5.2. Descrição do sistema com bomba de calor ar-ar

O sistema simulado e que serviu de comparação à simulação energética do sistema de trigeração é constituído apenas por uma bomba de calor ar-ar ligada à rede eléctrica.

5.2.1. A bomba de calor ar-ar

A introdução do modelo de bomba de calor no EnergyPlus para este sistema foi em tudo semelhante ao realizado para o sistema de trigeração, ou seja, também se recorreu a um template do *software* para que este determinasse automaticamente todo o sistema da bomba de calor, incluindo evaporadores e condensadores, fluido de trabalho, caudais de ar e pressões do compressor, apenas com a introdução do valor da temperatura que o ar interior da estufa não deve ultrapassar, neste caso os 24 °C.

O modelo bomba de calor ar-ar foi então seleccionado de acordo com os dados fornecidos pelas simulações em termos de potência eléctrica e potência térmica. O valor obtido para potência eléctrica máxima da bomba de calor ar-ar gerada é de 19,5 kW e a potência térmica máxima obtida é 40,6 kW. Com base nestes valores foi determinado que a melhor opção seria a utilização do modelo THAIY 150 da série Y.M.I.C.H. da marca RHOSS®, apresentado na Fig. 5.5. Este modelo possui potência eléctrica máxima de 17,4 kW e 48,5 kW de potência de refrigeração máxima, valores suficientes para suprir as necessidades de arrefecimento da estufa.



Fig. 5.5 - Bomba de calor THAIY 150 da RHOSS®. [37]

Tal como foi referido anteriormente sobre o modelo da bomba de calor escolhida para o sistema de trigeriação, o modelo seleccionado é uma bomba de calor ar-água e não uma bomba de calor ar-ar como a que foi simulada pelo EnergyPlus, por na prática a instalação do modelo de bomba de calor ar-ar do EnergyPlus ser realizada com uma bomba de calor ar-água.

Mais detalhes do modelo seleccionado podem ser consultados no anexo D.

5.2.2. Descrição do sistema

Este sistema é representado por apenas um circuito de ar composto pela bomba de calor ar-ar. O esquema da Fig. 5.6 permite visualizar melhor a maneira como o sistema foi implementado. Tal como no sistema de trigeriação, o circuito de ar também foi criado com recurso a um template do EnergyPlus e visa promover a transferência de calor entre o ar proveniente do exterior, o condensador e o evaporador da bomba de calor, e o ar do interior da estufa. Também aqui, apenas foi necessário introduzir dados relativos ao ventiloconvector e às condições do ar exterior.

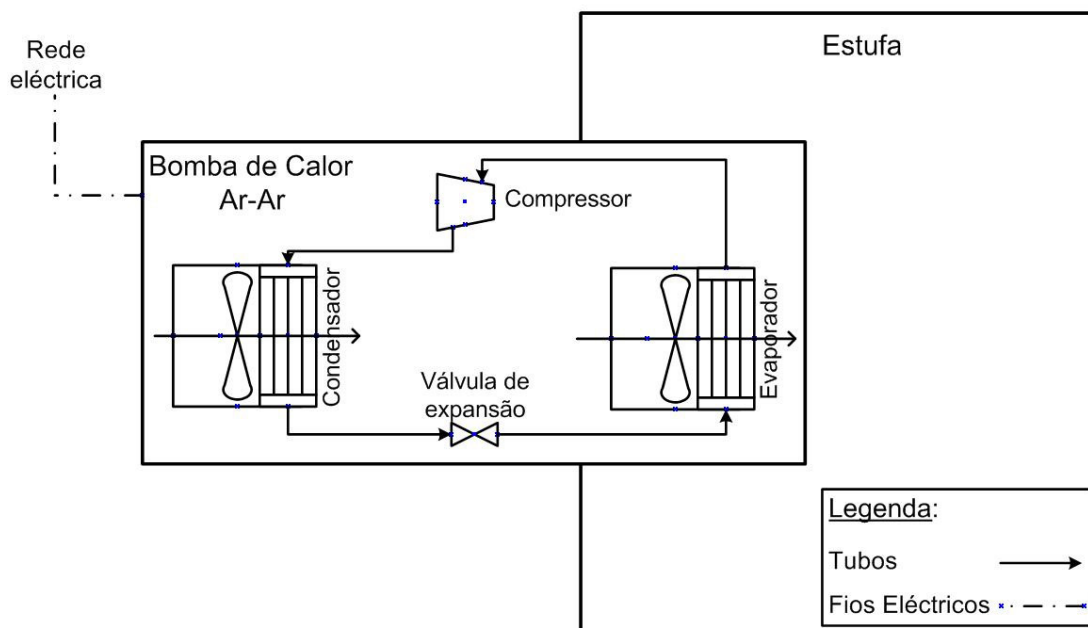


Fig. 5.6 - Representação simplificada do sistema que serviu de comparação.

Para que o sistema funcionasse nas mesmas condições do sistema de trigeriação e a comparação entre os resultados dos dois sistemas fosse mais correcta, foi considerado o mesmo valor para o caudal máximo de ar proveniente do exterior da estufa ($1 \text{ m}^3/\text{s}$) para permitir a renovação do ar do interior da estufa 5 vezes por hora. A eficiência considerada para o ventiloconvector foi 0,7 (70%).

Tal como no sistema de trigeriação, verificou-se que a melhor opção seria o caudal de ar proveniente do exterior, que vai permitir a renovação do ar no interior da estufa, fosse introduzido através do circuito de ar da bomba de calor. Assim, o caudal de ar proveniente do exterior está dependente da actividade da bomba de calor, que apenas funciona quando a temperatura do ar no interior da estufa se situa abaixo dos $24 \text{ }^\circ\text{C}$. Por estas razões, embora o caudal máximo de ar exterior esteja definido para $1 \text{ m}^3/\text{s}$ para permitir 5 renovações de ar por hora, este caudal não é constante.

6. Resultados

Para ser possível retirar as melhores conclusões acerca da viabilidade do sistema de trigeriação foram realizadas várias simulações. Inicialmente foi realizada uma simulação sem qualquer tipo de sistema de climatização na estufa para analisar os efeitos da radiação solar na temperatura interior da estufa. Em seguida foi realizada outra simulação com o sistema de climatização ideal que permite determinar as necessidades energéticas para climatizar a estufa. Por fim foram realizadas as simulações do sistema de climatização apenas com uma bomba de calor ar-ar e o sistema de trigeriação. Como será referido na descrição das duas primeiras simulações, estas também serviram para definir que o período de simulação das duas últimas seria desde o primeiro dia de Maio até ao último dia de Outubro, por a conjugação da média da temperatura interior com a carga térmica calculada nos restantes meses não justificar o funcionamento do sistema de climatização no restante período.

Antes de passar à descrição dos resultados obtidos com as várias simulações, apenas acrescento que nas simulações dos sistemas de climatização, além da preocupação em alcançar sempre temperaturas abaixo dos 24 °C, também receberam a devida preocupação os valores da humidade relativa no interior da estufa, tendo sido sempre cumprido o objectivo de assegurar que, na maior parte do período da simulação, os valores se situassem entre os 40 e os 70%.

6.1. O efeito da radiação solar

Para se ter uma noção do efeito que a radiação solar tem ao incidir numa estufa foi realizada uma simulação sem nenhuma renovação de ar e sem qualquer sistema de climatização a funcionar.

Uma vez que o pretendido é determinar as necessidades de arrefecimento da estufa, foram analisadas as temperaturas ao longo do ano. Estas permitiram observar que desde meados de Outubro até ao final do mês de Abril não existem grandes necessidades de arrefecimento, pois a grande concentração dos valores das temperaturas do ar interior da estufa encontram-se entre os 10 e 15 °C, sendo atingidos poucos picos de temperatura acima dos 24 °C e raramente acima dos 30 °C, originados pelas horas de maior radiação solar, mas que não justificam a entrada em funcionamento dos equipamentos de refrigeração.

Para analisar melhor o efeito da radiação solar são apresentadas na Fig. 6.1 as temperaturas no interior e no exterior da estufa para o dia mais quente do ano. Segundo o ficheiro

climático, em Coimbra, o dia mais quente do ano é 10 de Agosto, onde são atingidas temperaturas ambiente de 37 °C.

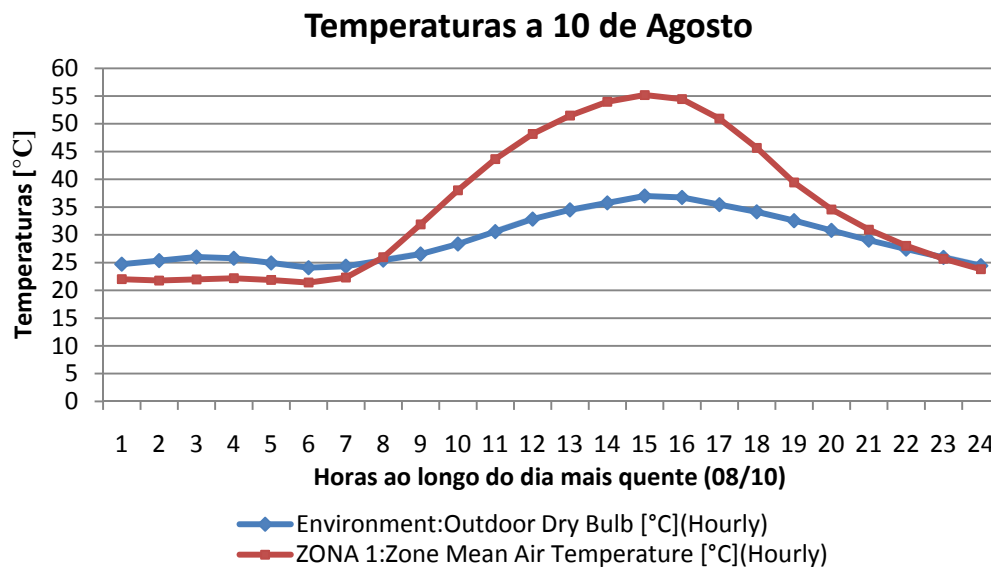


Fig. 6.1 - Evolução da temperatura exterior (*Environment:Outdoor Dry Bulb*) e da temperatura média interior (*Zone Mean Air Temperature*) ao longo do dia mais quente do ano.

Como se pode observar pelo gráfico da Fig. 6.1, a temperatura do ar interior da estufa é fortemente influenciada pela radiação solar, pois se durante a noite a temperatura interior consegue ser inferior à temperatura exterior, durante o período de forte radiação solar, a temperatura no interior da estufa chega a ser quase 20 °C superior à temperatura exterior.

6.2. Cálculo da carga térmica

O EnergyPlus dispõe de um “objecto” com o nome “IdealLoadsAirSystem” que permite determinar a carga térmica de um edifício. Desta forma, obtém-se um valor para a energia necessária por hora para manter certas condições de climatização, isto é, a simulação gera um sistema virtual de climatização ideal (100% eficiente) para manter certas condições no interior da estufa. Esta simulação foi bastante útil pois enquanto os valores da energia dispendida de um sistema de climatização diferissem muito dos valores da energia dispendida do sistema ideal, era efectuada uma análise à implementação do sistema no *software* para encontrar uma forma de o otimizar.

Neste caso, a simulação serviu para determinar a potência necessária para manter o ar interior da estufa a uma temperatura inferior a 24 °C. O gráfico da Fig. 6.2 apresenta as temperaturas obtidas durante o dia mais quente do ano e o gráfico da Fig. 6.3 a energia total mensal do sistema ideal para manter a temperatura interior abaixo dos 24 °C.

O gráfico da Fig. 6.3 permite observar que de Novembro a Fevereiro a necessidade de arrefecer a estufa é mínima.

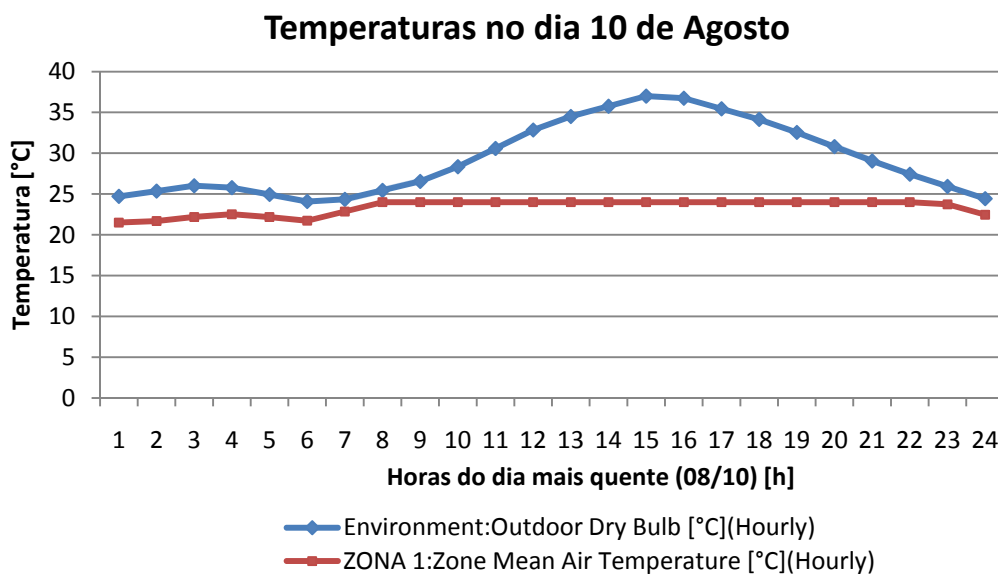


Fig. 6.2 - Evolução da temperatura exterior (*Environment:Outdoor Dry Bulb*) e da temperatura média interior (*Zone Mean Air Temperature*) no dia 10 de Agosto, com o sistema de climatização ideal.

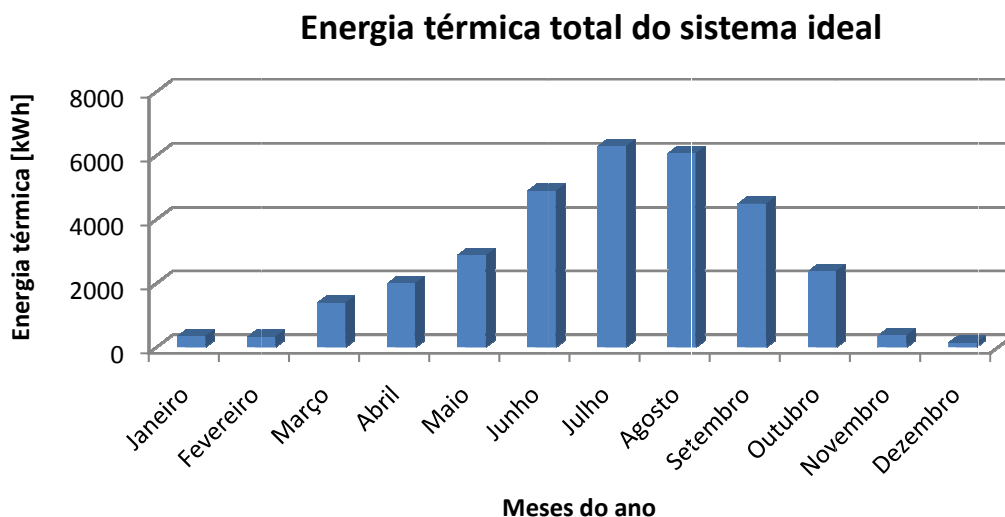


Fig. 6.3 - Energia térmica despendida mensalmente pelo sistema gerado pelo “IdealLoadsAirSystem”.

Dos dados gerados pelo EnergyPlus também foi possível retirar que a energia máxima para arrefecer a estufa é de 46,2 kW e foi alcançada no dia mais quente do ano (10 de Agosto), numa das horas de maior radiação de solar (15 h).

6.3. Simulação do sistema com a bomba de calor ar-ar

A simulação do sistema que serviu de comparação, constituído por apenas uma bomba de calor ar-ar decorreu de Maio a Outubro, como já foi referido. O gráfico apresentado na Fig. 6.4 apresenta as temperaturas no interior e no exterior da estufa no dia mais quente do ano, atingidas com a implementação deste sistema.

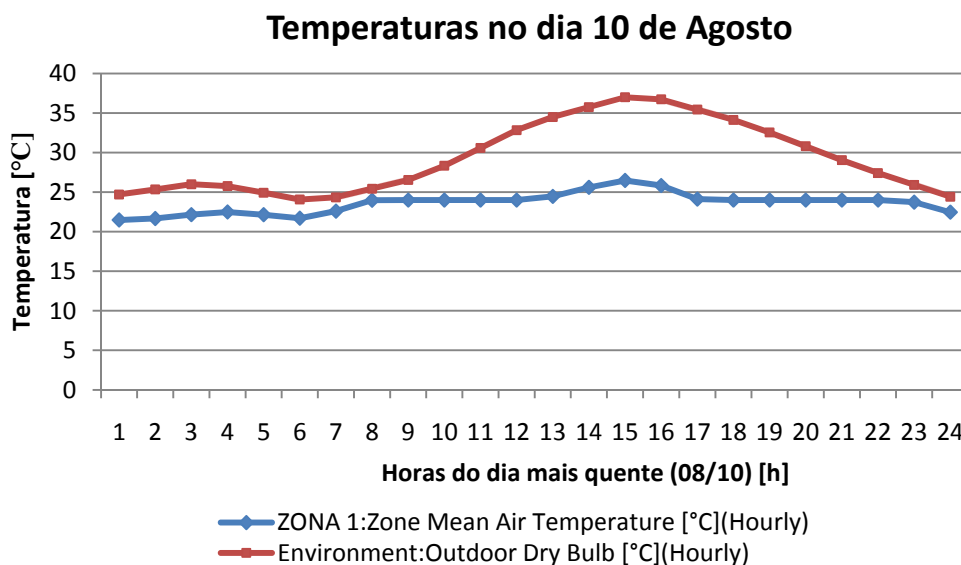


Fig. 6.4 - Evolução da temperatura exterior (*Environment:Outdoor Dry Bulb*) e da temperatura média interior (*Zone Mean Air Temperature*) com a opção bomba de calor ar-ar.

Embora este sistema tenha sido gerado automaticamente pelo *software*, observou-se que ao longo da simulação nem sempre foi cumprido o objectivo de manter a temperatura interior da estufa abaixo dos 24 °C, tal como se pode verificar no dia mais quente (Fig. 6.4). No entanto, a simulação foi tida em conta pois apenas foram obtidos valores de temperaturas superior a 25 °C durante 21 horas do período simulado, e o valor máximo da temperatura interior da estufa alcançado foi de 27,4 °C no dia 6 de Julho.

De seguida foi analisada a energia térmica necessária com o sistema da bomba de calor ar-ar (Fig. 6.5).

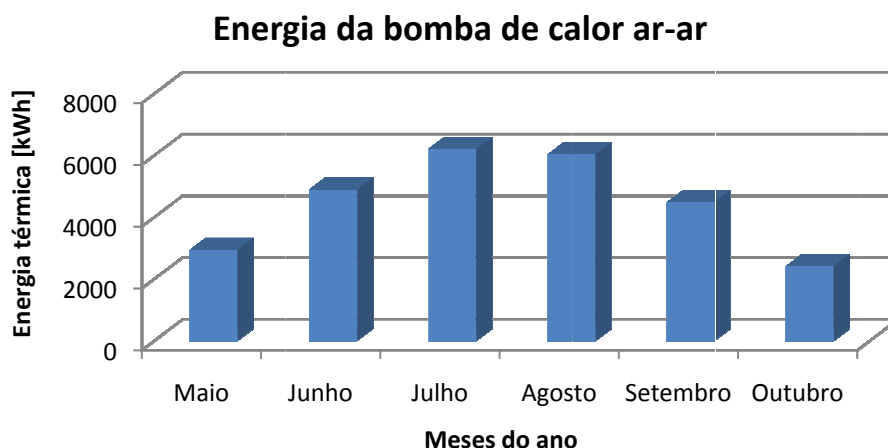


Fig. 6.5 - Energia térmica despendida mensalmente pela bomba de calor ar-ar.

Através dos dados gerados pelo EnergyPlus conclui-se que a potência térmica máxima que a bomba de calor atinge para manter a temperatura abaixo dos 24 °C é de 40,6 kW e foi alcançada no dia 23 de Julho às 15h. A potência eléctrica máxima atingida foi de 19,5 kW no dia 6 de Julho pelas 15h.

Seguiu-se a análise aos consumos eléctricos do sistema, que são apresentados no gráfico da Fig. 6.6.

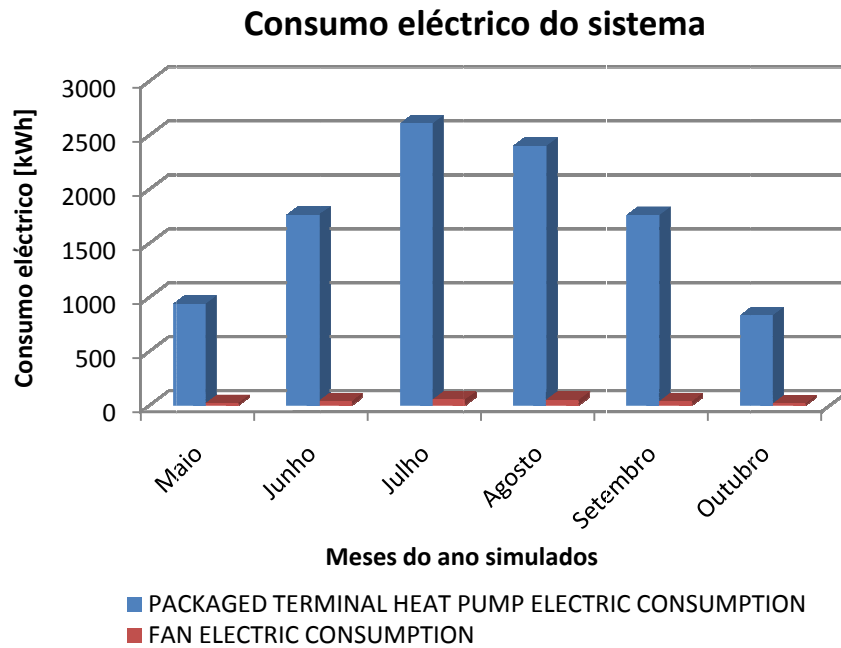


Fig. 6.6 - Consumos eléctricos da bomba de calor (*Packaged Terminal Heat Pump*) e do ventilador (*Fan*).

O gráfico obtido segue a mesma tendência apresentada pelo gráfico das potências térmicas do sistema.

Somado o consumo eléctrico da bomba de calor e do ventilador, obtém-se o consumo eléctrico total do sistema, que é apresentado em euros no gráfico da Fig. 6.7. Para converter o consumo eléctrico em euros, foi tido em conta o tarifário da EDP em vigor em Portugal continental para o ano de 2010, para uma potência contratada inferior a 20,7 kVA, que é 0,1285 €/kWh. [38]

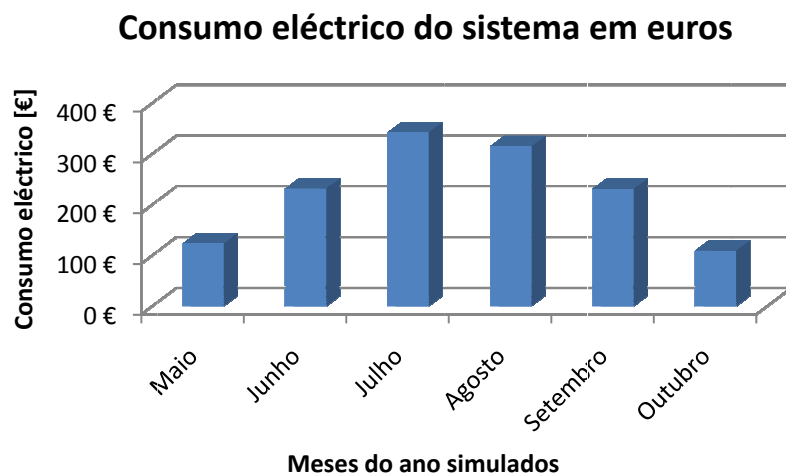


Fig. 6.7 - Consumo eléctrico em euros do sistema que serviu de comparação.

Somando todos os valores do consumo eléctrico obtidos em cada mês simulado, a factura da energia eléctrica para suprir as necessidades de arrefecimento da estufa utilizando este sistema perfaz um total de 1.353,62 €.

6.4. Simulação do sistema de trigerção

Na simulação do sistema de trigerção também se conseguiu obter as temperaturas desejadas no interior da estufa, mesmo no dia 10 de Agosto, o dia mais quente do ano, como mostra o gráfico da Fig. 6.8.

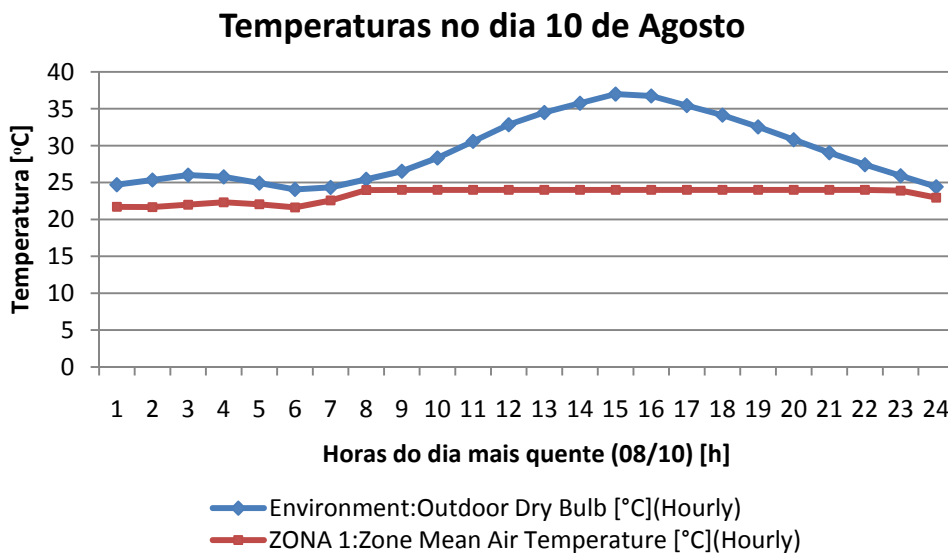


Fig. 6.8 - Evolução da temperatura exterior (*Environment:Outdoor Dry Bulb*) e da temperatura média interior (*Zone Mean Air Temperature*) com o sistema de trigerção.

Seguiu-se a análise à energia térmica do chiller de absorção e da bomba de calor ar-ar do sistema de trigerção, apresentadas no gráfico da Fig. 6.9.

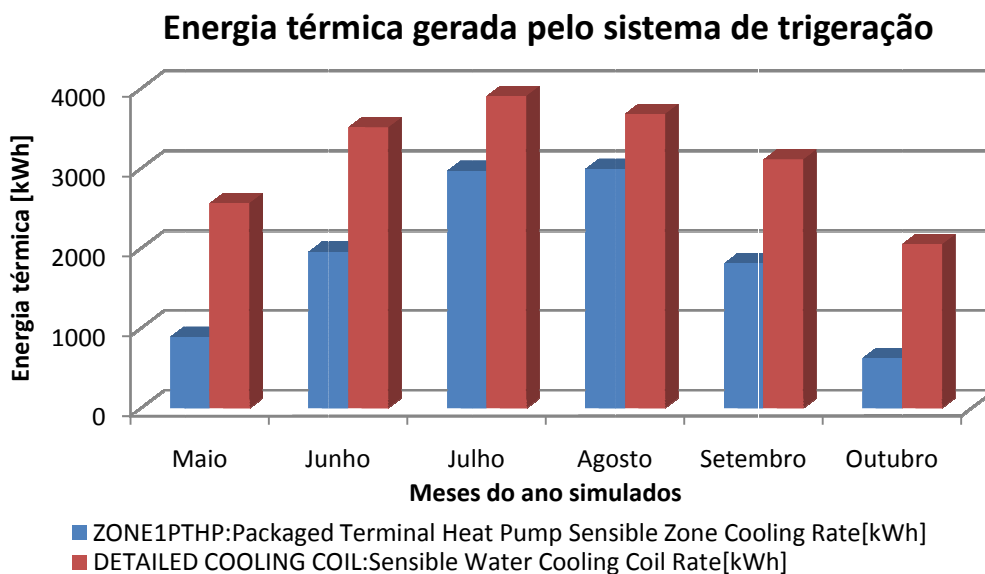


Fig. 6.9 - Energia térmica da bomba de calor ar-ar [Packaged Terminal Heat Pump] e do permutador do *chiller* de absorção [Water Cooling Coil].

O gráfico permite observar que a diferença entre a energia térmica da bomba de calor e do *chiller* de absorção despendida é menor nos meses de Verão, uma vez que a bomba de calor é mais solicitada, pois o *chiller* não consegue suprir todas as necessidades de arrefecimento necessárias.

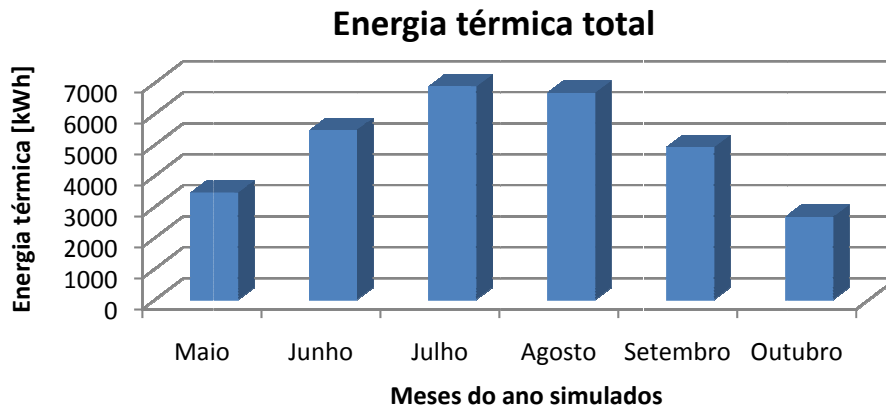


Fig. 6.10 - Representação energia térmica total do sistema de trigeriação.

Dos dados obtidos do EnergyPlus também foi possível retirar que a potência térmica máxima para arrefecer a estufa é de 48,2 kW e foi alcançada no dia mais quente do ano (10 de Agosto), numa das horas de maior radiação de solar (15h).

A seguir, no gráfico da Fig. 6.11 são apresentados os consumos eléctricos dos equipamentos do sistema de trigeriação.

O gráfico permite observar que, no sistema de trigeriação, a bomba de calor é o equipamento que consome mais energia eléctrica. O *chiller* de absorção, apesar de ser o equipamento que contribui mais para o arrefecimento da estufa, tem um consumo eléctrico baixíssimo, no entanto necessita da energia térmica gerada pelo microcogrador, que consome gás natural. Esta é a principal diferença entre os sistemas comparados, enquanto este sistema consome menos electricidade mas também consome gás natural o sistema que serviu de comparação apenas consome electricidade.

Como a actividade do *chiller* de absorção obriga ao funcionamento do microcogrador, este além de gerar a energia térmica necessária ao *chiller* de absorção, também gera electricidade. Este funcionamento permite que por vezes, a geração de electricidade pode ser superior ao consumo eléctrico dos equipamentos. De seguida são apresentados no gráfico da Fig. 6.12 os valores mensais do consumo e da produção de electricidade.

Consumos eléctricos do sistema de trigeção

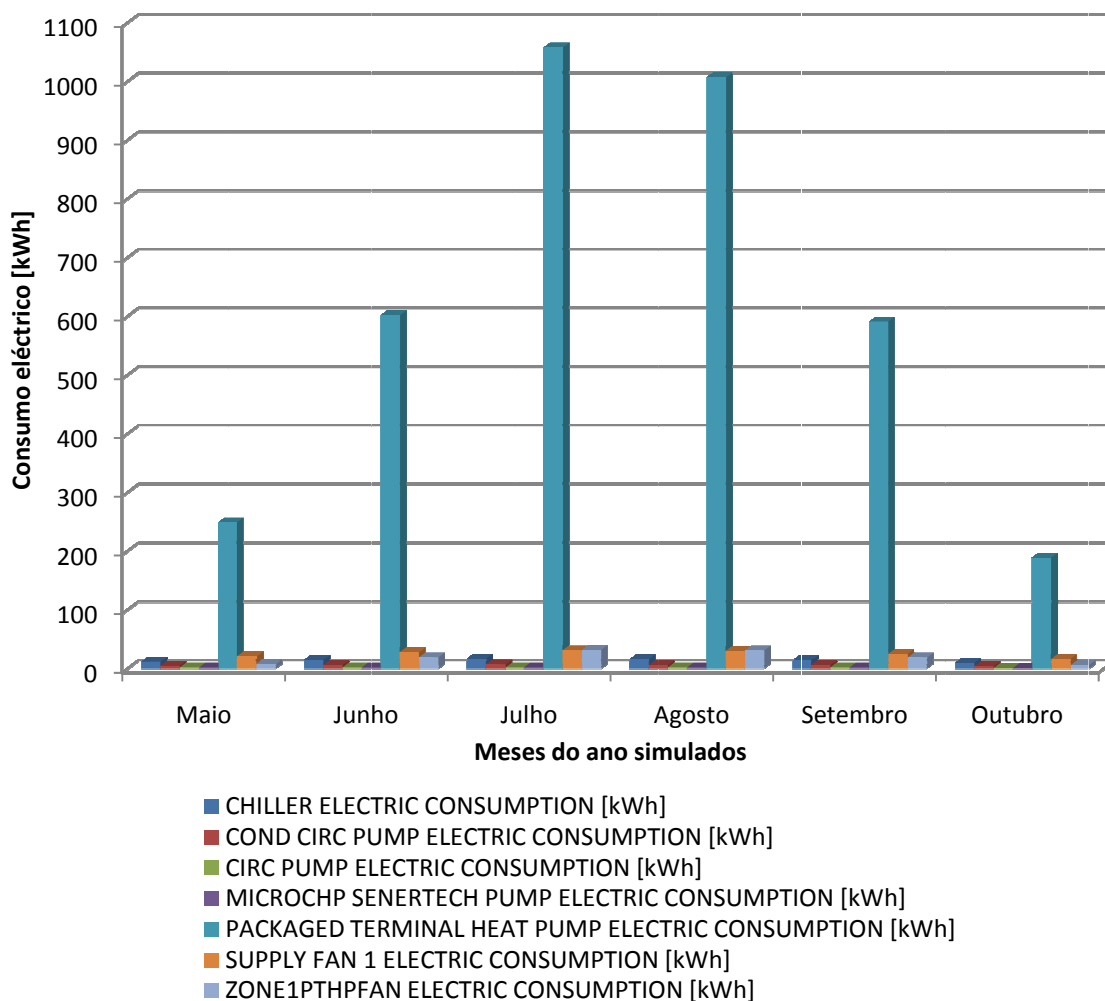


Fig. 6.11 - Consumos eléctricos do *chiller* de absorção (*Chiller*); da bomba de circulação do circuito condensador (*Cond Circ Pump*); da bomba de circulação do circuito hidráulico da água arrefecida (*Circ Pump*); da bomba de circulação do circuito hidráulico do microcogerador (*MicroCHP Senertech Pump*); da bomba de calor (*Packaged Terminal Heat Pump*); do ventiloinvector do *chiller* de absorção (*Supply Fan 1*); e do ventiloinvector da bomba de calor (*Zone1PTHPFan*).

Consumo vs Produção de energia eléctrica

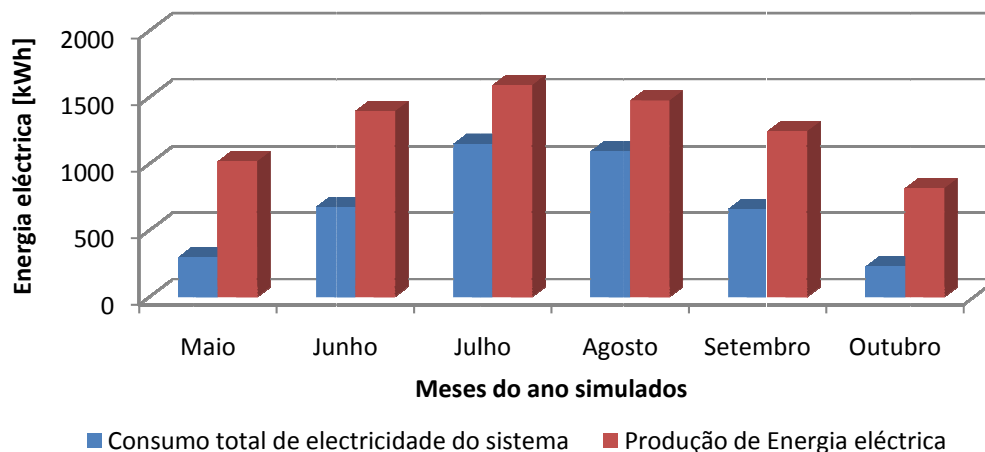


Fig. 6.12 - Apresentação do consumo e da produção de electricidade do sistema de trigeção.

O gráfico permite verificar que em valores mensais, a produção de electricidade excede sempre o consumo eléctrico dos equipamentos que constituem o sistema de trigeriação.

Somando os valores mensais, obtém que anualmente este sistema consumiu 4.102 kWh e produziu 7.535 kWh.

De forma a aumentar a viabilidade económica do sistema de trigeriação foi considerado que toda a electricidade gerada que não pudesse ser consumida pelos equipamentos eléctricos seria vendida à rede eléctrica. No gráfico da Fig. 6.13 é possível observar as receitas mensais resultantes da venda de electricidade à rede eléctrica.

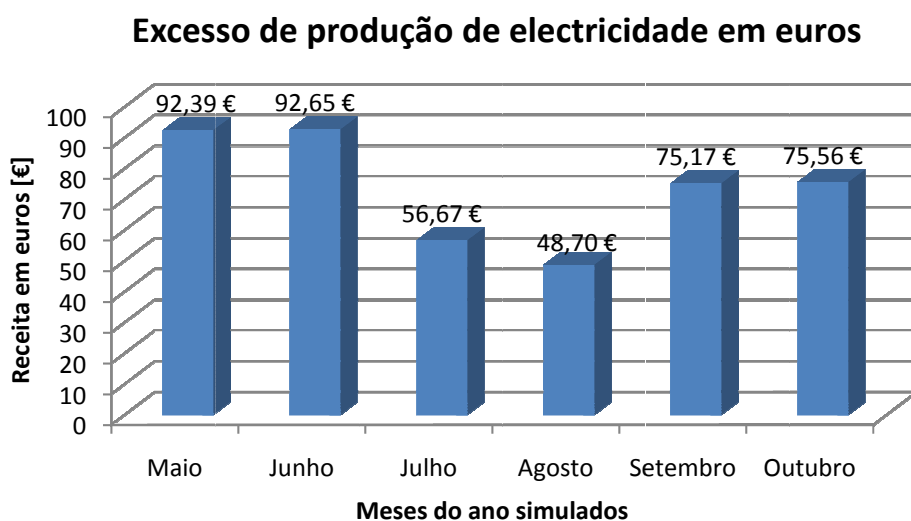


Fig. 6.13 - Receitas mensais provenientes da venda do excesso de produção de energia eléctrica.

Os valores das receitas mensais apresentados no gráfico foram determinados considerando que a venda da energia eléctrica seria feita ao mesmo preço de compra, de acordo com o DECRETO-LEI n.º 363/2007 de 2 de Novembro, em vigor a 12 de Outubro de 2010. Embora em Portugal exista um regime bonificado que permite a venda de energia eléctrica à rede nacional a um valor superior ao de compra, este regime não contempla a produção de energia por cogeração com base em energia não renovável. Assim sendo, a venda de energia eléctrica seria realizada ao abrigo do regime geral, que estabelece que a tarifa de venda de energia eléctrica à rede eléctrica nacional é coincidente com a tarifa aplicada na instalação de consumo, até um valor máximo da potência de ligação de 5,75 kW. [39] [40]

O valor anual do excesso de energia produzida é 3.433 kWh, o que à tarifa de venda actual equivale a uma receita de 441,14 €.

Segue-se a apresentação dos resultados relativos ao consumo de gás por parte do microcogrador.

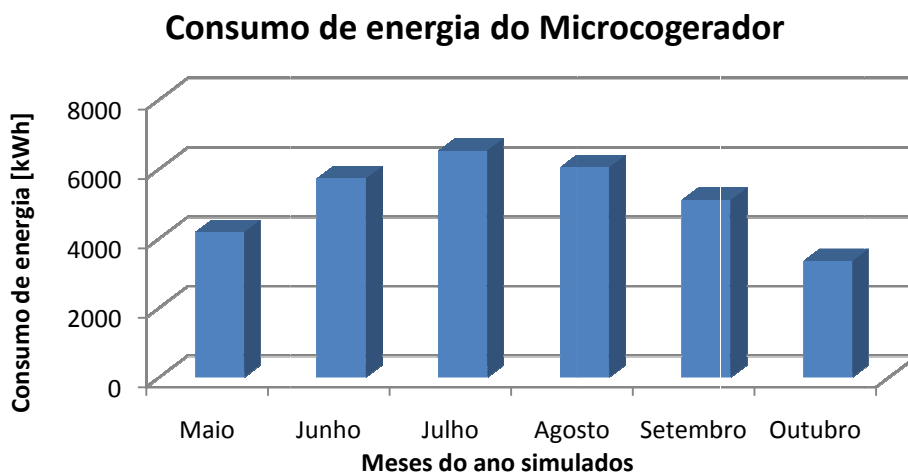


Fig. 6.14 - Consumo mensal de gás do microcogerador convertido em kWh.

No gráfico da Fig. 6.14 estão representados os consumos mensais de gás em kWh. Conclui-se que o mês de Julho é o mês de maior consumo (6.531 kWh), como já era previsto, pois este é o mês em que o *chiller* de absorção é mais requisitado. Para determinar o custo correspondente a este consumo mensal, foi consultada a tarifa da empresa portuguesa que comercializa gás natural na região de Coimbra. A empresa possui vários escalões e tarifários consoante o volume de gás consumido num ano. De forma a determinar a tarifa a aplicar no presente estudo, foi somado o consumo de gás do microcogerador em kWh e convertido em m³/ano de acordo com a tabela de equivalências energéticas da empresa. Segundo esta tabela, 1 m³ de gás natural é equivalente a 10,5305 kWh. [18] Como o somatório anual do consumo de gás resulta em 30.957 kWh (anexo F), o volume de gás consumido é 2.940 m³ por ano. Com base nestes resultados, a tarifa a aplicar ao corrente estudo seria a correspondente ao escalão 4 do tarifário do segmento residencial e pequeno terciário, que corresponde a um volume de gás consumido entre 1.001 e 10.000 m³/ano. A tarifa deste escalão na região de Coimbra é 0,0482 €/kWh. [41] As despesas mensais de gás encontram-se no gráfico da Fig. 6.15. O total anual é de cerca de 30.957 kWh que equivale em euros a uma despesa de 1.492,12 €.

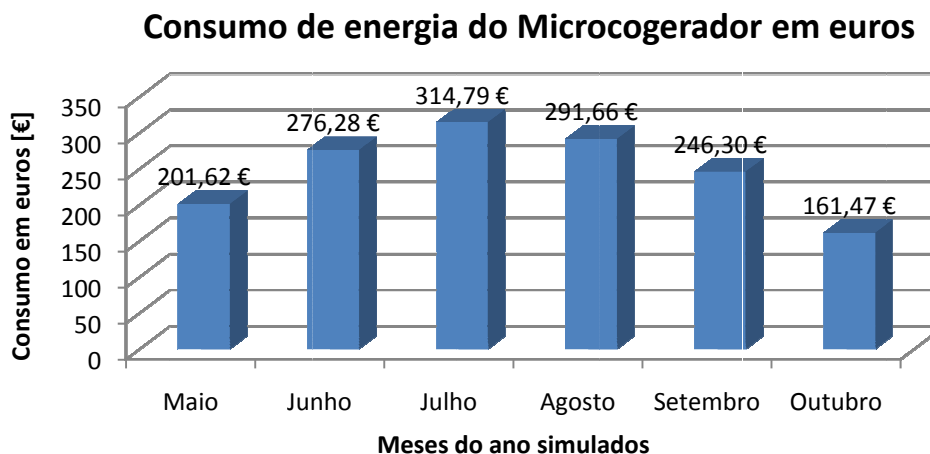


Fig. 6.15 - Despesa com o consumo mensal de gás à tarifa em vigor.

6.5. Discussão de resultados

Após a apresentação de todos os resultados obtidos das várias simulações efectuadas, interessa agora realizar a devida análise dos resultados.

Em primeiro lugar foi realizada a análise à variação das temperaturas que ocorre em Coimbra, tanto no exterior como no interior da estufa. Esta análise permitiu observar que no período de maior radiação solar, a temperatura no interior da estufa ultrapassa largamente os valores da temperatura exterior. Assim, pode-se afirmar que eventuais efeitos de convecção provocados pela temperatura da superfície da estufa que estejam à temperatura exterior, pouca influência têm na temperatura do ar interior.

Observando o gráfico apresentado na Fig. 6.1, que representa a evolução das duas temperaturas (no interior e no exterior da estufa) ao longo do dia mais quente do ano (10 de Agosto), pode-se também concluir que perante estas condições climatéricas, típicas de um país Mediterrâneo, apenas a instalação de sistemas de ventilação forçada não será suficiente para fornecer à estufa as necessidades de arrefecimento necessárias para atingir as temperaturas óptimas de desenvolvimento da cultura, uma vez que o ar exterior chega a ser superior aos 35 °C. Deste modo torna-se necessária a utilização de outros sistemas de climatização, de forma a otimizar a produção das culturas durante os meses de Verão.

Em relação à temperatura no interior da estufa obtida com cada sistema de climatização, verificou-se que a meta de manter a temperatura abaixo dos 24 °C apenas não foi cumprida pelo sistema da bomba de calor ar-ar. Este aspecto também se verificou no dia mais quente do ano, como mostra o gráfico da Fig. 6.16.

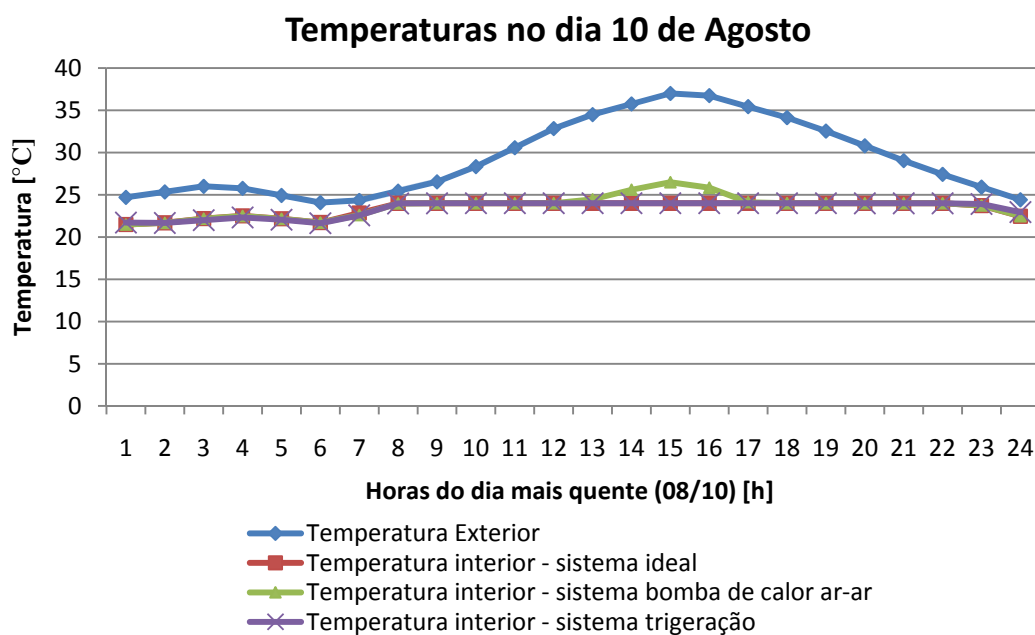


Fig. 6.16 - Comparação das temperaturas interiores obtidas com cada sistema.

A segunda simulação permitiu obter a energia que um sistema de climatização ideal necessitaria para manter a temperatura interior da estufa abaixo dos 24 °C.

No sistema da bomba de calor ar-ar, que serviu de comparação ao sistema de trigeriação, a energia térmica necessária para manter a temperatura abaixo dos 24 °C no interior da estufa, revelada pelo *software* foi ligeiramente inferior à energia térmica despendida pelo sistema ideal, como se pode verificar no gráfico da Fig. 6.17. Esta pequena diferença justifica-se pelo facto de o sistema da bomba de calor ar-ar nem sempre ter alcançado a temperatura máxima de 24 °C no interior da estufa, isto é, o sistema não retirou calor da estufa suficiente para alcançar os 24 °C. A diferença entre valores também é comprovada pelos valores das potências térmicas máximas, 46,2 kW para o sistema ideal e 40,6 kW para o sistema com a bomba de calor ar-ar.

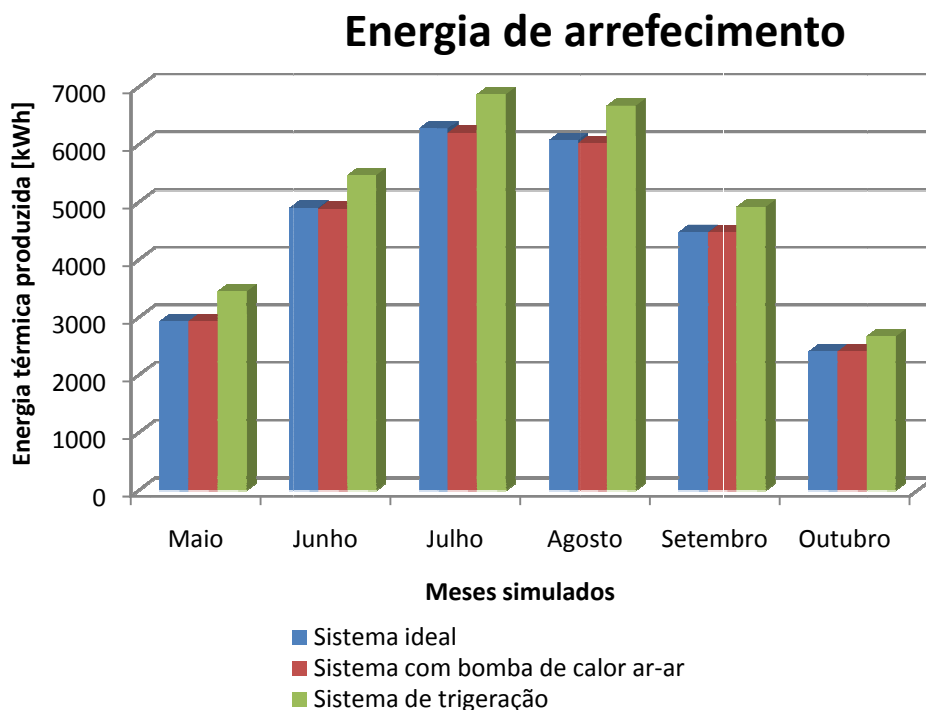


Fig. 6.17 - Representação da energia térmica mensal de cada sistema.

No sistema de trigeriação também foram analisadas as energias térmicas produzidas pela bomba de calor e pelo *chiller* de absorção. A energia dispendida conjunta obtida ao longo dos meses simulados foi sempre superior à energia dispendida pelos outros dois sistemas, o que nos indica que foi despendida mais energia térmica do que a necessária para manter a temperatura máxima no interior da estufa nos 24 °C.

O valor máximo da energia necessária neste sistema também foi superior aos dos outros dois sistemas, 48,2 kW, sendo que a energia máxima necessária obtida pela bomba de calor foi 34,9 kW e pelo *chiller* de absorção foi 13,3 kW.

Uma vez que a potência térmica do *chiller* de absorção utilizado é de 17,6 kW (dado do fabricante) e ainda necessitou da bomba de calor para alcançar as necessidades de arrefecimento da estufa, o valor obtido da potência térmica máxima do *chiller* de absorção de 13,3 kW poderá indicar que este não estaria a funcionar nas condições óptimas ou que o modelo do EnergyPlus não reflecte integralmente o desempenho do modelo seleccionado.

No gráfico apresentado na Fig. 6.17 pode-se ainda observar que apesar de o dia mais quente do ano ser 10 de Agosto, o mês de Julho apresenta maiores necessidades de arrefecimento, que se justificam por este possuir uma média das temperaturas no interior da estufa superior à verificada no mês de Agosto.

De seguida procurou-se fazer um balanço de energia dos dois sistemas de climatização simulados, isto é, no sistema da bomba de calor ar-ar foi tida em conta a energia eléctrica consumida e no sistema de trigeriação foi tida em conta a energia eléctrica consumida somada à energia proveniente do gás natural, também ela consumida, e subtraída toda a energia eléctrica produzida. Procurou-se assim, determinar qual seria o sistema que gastaria mais energia. O gráfico da Fig. 6.18 apresenta os saldos entre consumo e produção de cada sistema, sendo que no sistema da bomba de calor ar-ar apenas foi consumida energia.

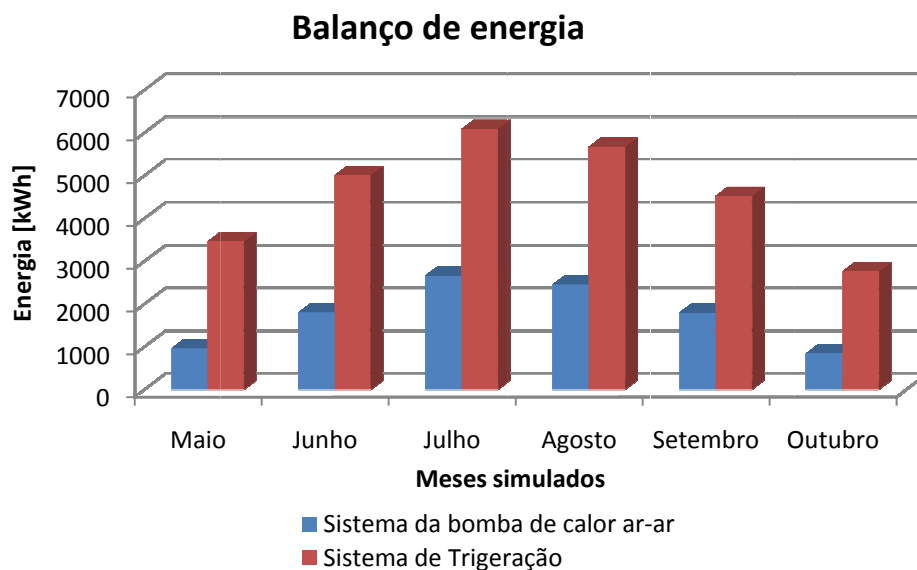


Fig. 6.18 - Balanço de energia eléctrica entre os dois sistemas de climatização.

Os valores apresentados no gráfico demonstram que o saldo da energia utilizada pelo sistema de trigeriação é bastante superior ao saldo da energia utilizada pelo sistema da bomba de calor ar-ar, o que nos indica que é consumida bastante mais energia no sistema de trigeriação. No entanto, é necessário ter em atenção que no sistema da bomba de calor ar-ar toda a energia é proveniente da rede eléctrica, e como tal também deveria ser contabilizada toda a energia eléctrica perdida na produção, transporte e distribuição, até chegar à bomba de calor ar-ar.

7. Análise Económica

Neste capítulo pretende-se analisar a viabilidade económica do sistema de trigeiração para o arrefecimento de uma estufa agrícola. No entanto, não é pretendido que a análise económica aqui apresentada seja muito exaustiva, mas apenas que transmita uma percepção dos custos que a implementação de cada sistema acarreta.

Em primeiro lugar são apresentadas as estimativas dos investimentos iniciais necessários para a implementação de cada sistema, de acordo com os equipamentos seleccionados. O custo da implementação do sistema da bomba de calor é apresentado na Tabela 3 e o custo da implementação do sistema de trigeiração é apresentado na Tabela 4. As cotações apresentadas dos equipamentos e mão-de-obra foram solicitadas ao Eng. Henrique Teixeira da empresa Ibergen - Soluções Energéticas, Lda.

Posteriormente foi feita uma análise aos gastos com o consumo de energia de cada sistema.

Em relação ao sistema da bomba de calor ar-ar, somando o valor do consumo eléctrico obtido em cada mês simulado, a factura da energia eléctrica para suprir as necessidades de arrefecimento da estufa perfaz um total de 1.353,62 €.

No sistema de trigeiração, a factura do consumo de gás consumido ao longo dos meses simulados perfaz um total de 1.492,12 €. Com a venda do excesso de produção de electricidade que se verifica com a implementação deste sistema, ao preço da tarifa de venda à rede eléctrica actualmente em vigor através do regime geral, a receita obtida ao longo dos meses simulados perfaz um total de 441,14 €. O saldo da factura do consumo de gás com a receita da venda de energia eléctrica resulta num gasto total de 1.050,98 €.

Tabela 3 - Custos da implementação do sistema da bomba de calor

Descrição	Preço/Unidade [€]	Quantidade	IVA [%]	Preço [€]
Bomba de calor ar-água RHOSS THAIY 150	19.191,81	1	13	19.500,00
Ventiloconvector 5.5 kW	635,20	6	21	3.811,20
Mão-de-obra ¹	-	-	21	6.000,00
Tubagens e acessórios	-	-	21	3.000,00
Total (sem IVA)				32.311,20
IVA				5.225,35
Total (com IVA)				37.536,55

¹ Corresponde a 2 homens, 8h/dia, durante 1 mês

Tabela 4 - Custos da implementação do sistema de trigeção.

Descrição	Preço/Unidade [€]	Quantidade	IVA [%]	Preço [€]
Microcogrador Dachs GN 5.5	13.274,00	2	13	26.548,00
Chiller de Absorção YAZAKI WFC-SC5	16.780,00	1	13	16.780,00
Bomba de calor ar-água IMMOSSOLAR IS-LW 30 kW	19.191,81	1	13	19.191,81
Bombas de circulação	355,50	3	21	1.066,50
Ventiloconvetor	700,00	1	21	700,00
Mão-de-obra ¹	-	-	21	11.000,00
Tubagens e acessórios	-	-	21	3.500,00
Total (sem IVA)				78.786,31
IVA				11.542,24
Total (com IVA)				90.328,55

¹ Corresponde a 2 homens, 8h/dia, durante 2 meses

Nestas condições, podemos afirmar que o sistema de trigeção permite poupar anualmente 302,64 € (22%) em relação ao sistema da bomba de calor ar-ar. Sendo a diferença entre o investimento inicial de cada sistema de 52.792 €, a implementação do sistema de trigeção não compensa economicamente em relação ao sistema da bomba de calor ar-ar. No entanto, como cada vez mais países subsidiam a venda de energia eléctrica à rede, se fosse possível a venda da energia eléctrica gerada pelo microcogrador a uma tarifa bastante superior à tarifa de compra, talvez o sistema de trigeção viesse a compensar.

De realçar, que apesar dos investimentos iniciais deste tipo de soluções ser bastante elevado, o retorno monetário poderá ocorrer a médio prazo, uma vez que muitos agricultores deixam de produzir na época do Verão devido às altas temperaturas. Desta situação resulta a escassez de produtos, o que obriga à importação dos produtos com o consequente aumento dos preços. Assim, a não implementação de sistemas de arrefecimento, que pode implicar o não produzir na época de Verão, resulta em quebras brutais nas receitas, pois essa seria a época em que o agricultor poderia vender os seus produtos mais caros.

8. Conclusões

Embora os principais objectivos estabelecidos para esta dissertação tenham sido a simulação e o estudo da viabilidade de um sistema de microcogeração acoplado a um *chiller* de absorção e uma bomba de calor para colmatar as necessidades de arrefecimento de uma estufa agrícola durante os meses de Verão, verificou-se que o primeiro, a simulação do sistema, se revelou um verdadeiro desafio.

Após o êxito da simulação passou-se ao estudo da viabilidade do sistema. Para tal foi considerado outro sistema mais convencional, que também iria servir para colmatar as necessidades de arrefecimento da estufa agrícola, um sistema constituído apenas por uma bomba de calor ar-ar. Através da comparação dos resultados obtidos com as simulações de cada sistema pode-se concluir que o sistema de trigeriação não é viável economicamente. Embora o sistema de trigeriação permita poupanças anuais nos gastos com energia de 22%, o investimento inicial para implementar o sistema de trigeriação é muito superior ao investimento inicial do sistema constituído apenas pela bomba de calor. O sistema de trigeriação poderia no entanto revelar-se bastante menos prejudicial para o meio ambiente do que o sistema da bomba de calor, pois à poupança energética de 22% somam-se as perdas ocorridas durante o transporte e a distribuição da energia eléctrica, o que se traduz em menos energia gerada por uma central eléctrica que pode significar menos poluição por parte de centrais térmicas.

Uma das opções que também poderia tornar o sistema de trigeriação mais vantajoso seria a utilização deste num local onde não fosse possível chegar a rede eléctrica e onde houvesse um consumo eléctrico elevado, que necessitasse de toda a energia gerada pelo microcogrador, ou a utilização deste num local onde o diferencial de preços entre o gás natural e a electricidade fosse maior, isto é, onde o preço do gás natural fosse consideravelmente mais baixo e a electricidade mais cara.

Os resultados obtidos com as simulações podem apresentar um erro elevado, dada a imensa informação que o EnergyPlus exige sobre características específicas dos componentes dos sistemas. Como muitos dos fabricantes não fornecem essas características específicas dos seus componentes, algumas características foram adaptadas da enorme lista de ficheiros de exemplos que o programa contém. Apesar desta complexidade e de necessitar de muitas horas de trabalho, o EnergyPlus revelou-se uma excelente ferramenta para a realizar a simulação energética deste tipo de sistemas.

Por fim, concluiu-se que a realização deste tipo de estudos é vital para alcançar um mundo cada vez mais sustentável. A análise destes sistemas permite o desenvolvimento da tecnologia

nesta área, despertar as mentalidades para a necessidade de implementação de sistemas mais eficientes e facilita a escolha dos melhores sistemas.

8.1. Projectos Futuros

Com base neste estudo podem vir a ser realizados vários projectos no futuro.

O que merece desde logo maior destaque é a simulação energética deste sistema de trigeriação que, além de arrefecer a estufa nos meses de Verão, seria simulado durante o ano todo e o microcogrador em conjunto com a bomba de calor aqueceriam a estufa nos meses de Inverno. Na Primavera e no Outono, a adopção de um sistema de ventilação seria bem capaz de fornecer as necessidades de climatização da estufa durante esse período.

Deste modo, o investimento inicial seria mais rentável em comparação com outros sistemas, porque o sistema de trigeriação não necessitaria da compra de novo equipamento para fornecer aquecimento, assim como o microcogrador iria gerar muito mais energia, pois além de gerar electricidade durante o período de arrefecimento, também iria gerar electricidade sempre que houvesse necessidade de aquecimento da estufa, aumentando a possibilidade da rentabilização do projecto com a venda de electricidade à rede eléctrica.

Este projecto também poderia evoluir com a adopção de uma bomba de calor água-água em vez da bomba de calor ar-ar. A bomba de calor água-água também iria buscar energia térmica ao microcogrador, tal como o *chiller* de absorção.

Uma outra versão deste sistema e que poderia ser bastante interessante se simulada em países Mediterrâneos, seria a adopção de sistemas solares, isto é, seriam utilizados colectores solares como fonte térmica da bomba de calor água-água e do *chiller* de absorção e seriam utilizados painéis fotovoltaicos para suprir as necessidades de energia eléctrica do sistema.

Por fim, também seria interessante estudar a utilização de um *chiller* de adsorção em vez do *chiller* de absorção, uma vez que o investimento inicial com a implementação de *chillers* de adsorção é mais baixo.

Bibliografia

- [1] OECD/IEA, *World Energy Outlook 2009 Edition - Climate Change Excerpt*, Paris: 2009.
- [2] S. Teske, O. Schaefer, A. Zervos, J. Beranek, and S. Tunmore, *Energy [R]evolution: A Sustainable Global Energy Outlook*, 2008.
- [3] Comissão das Comunidades Europeias, *Livro Verde: estratégia europeia para uma energia sustentável, competitiva e segura*, Bruxelas: 2006.
- [4] P.J. Sonneveld, G.L. a M. Swinkels, G.P. a Bot, and G. Flamand, "Feasibility study for combining cooling and high grade energy production in a solar greenhouse," *Biosystems Engineering*, vol. 105, Jan. 2010, pp. 51-58.
- [5] V. Valiño, A. Perdignes, J. García, and L. Luna, "Experimental evaluation of a radiant heated floor coupled to an air-to-water heat pump for the cooling of greenhouses," *Spanish journal of agricultural research*, vol. 8, 2010, p. 580-591.
- [6] C. Laia, M. Richard, S. Camelo, and H. Gonçalves, "Towards sustainable Summer comfort," *Actas da Conferência CLIMAMED*, Lisboa: 2009, pp. 1-7.
- [7] G. Chicco and P. Mancarella, "Enhanced Energy Saving Performance in Composite Trigeration Systems," *2007 IEEE Lausanne Power Tech*, Jul. 2007, pp. 1423-1428.
- [8] A.F. França and L.P. Caseiro, *Cogeração e Trigeração*, 2008.
- [9] A. Bandi, W. Bogenrieder, W. Braitsch, C. Clauser, Y. Dafu, M.N. Fisch, G. Gökler, A. Goetzberger, H. Haas, D. Hein, K. Heinloth, V. Huckemann, J. Karl, H.J. Laue, A. Neumann, E. Pürer, S. Richter, W. Shuqing, W.-oh Song, M. Specht, T. Strobl, and W.V. Walsum, *Energy Technologies, Subvolume C: Renewable Energy*, New York: Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [10] M. Kaltschmitt, W. Streicher, and A. Wiese, *Renewable Energy: Technology, Economics and Environment*, New York: Springer Berlin Heidelberg, 2007.
- [11] Y.A. Çengel and M.A. Boles, *Termodinâmica*, McGraw-Hill, 2001.
- [12] T. Wessapan, T. Borirak, S. Teeksap, and N. Somsuk, "A development of a portable air conditioning-heat pump unit using helical coil heat exchanger," *2010 2nd International Conference on Computer Engineering and Technology*, Apr. 2010, pp. V5-186-V5-190.
- [13] D.W. Wu and R.Z. Wang, "Combined cooling, heating and power: A review," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 32, 2006, pp. 459-495.
- [14] Y.R. Benito, "Modelagem da produção simultânea de frio, calor e energia elétrica," 2007.
- [15] E.N.D. Carvalho, J.M.D. Pimenta, G.S.D. Almeida, and J.D.A. Fonseca, "Modelagem e Simulação de Chillers por Absorção H₂O-LiBr em um Edifício," *16º Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica*, 2006, p. 11.

- [16] J. Deng, R.Z. Wang, and G.Y. Han, "A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. xxx, 2010, pp. 1-32.
- [17] F.A. Gomes, "Potencial da Micro-cogeração nos sectores Residencial e de Serviços," 2009.
- [18] H.M. Teixeira, "Estudo da Viabilidade de um Sistema de Microcogeração acoplado a uma Bomba de Calor numa Estufa Agrícola," 2009.
- [19] V.P. Sethi and S.K. Sharma, "Survey and evaluation of heating technologies for worldwide agricultural greenhouse applications," *Solar Energy*, vol. 82, 2008, pp. 832-859.
- [20] C. Kittas and T. Bartzanas, "Greenhouse microclimate and dehumidification effectiveness under different ventilator configurations," *Building and Environment*, vol. 42, 2007, pp. 3774-3784.
- [21] S.K. Chou, K.J. Chua, J.C. Ho, and C.L. Ooi, "On the study of an energy-efficient greenhouse for heating, cooling and dehumidification applications," *Applied Energy*, vol. 77, 2004, pp. 355-373.
- [22] X. Zhai, R. Wang, Y. Dai, J. Wu, Y. Xu, and Q. Ma, "Solar integrated energy system for a green building," *Energy and Buildings*, vol. 39, Aug. 2007, pp. 985-993.
- [23] K.J. Chua, S.K. Chou, and W.M. Yang, "Advances in heat pump systems: A review," *Applied Energy*, vol. 87, Dec. 2010, pp. 3611-3624.
- [24] A.P. Melo, R. Lamberts, R. Versage, and M. Sorgato, *Manual de Simulação Computacional de Edifícios Naturalmente Ventilados no Programa EnergyPlus*, Florianópolis: 2008.
- [25] F.S. Westphal, *Introdução ao EnergyPlus*, Florianópolis: 2006.
- [26] U.D.O. Energy, *EnergyPlus Engineering Reference: The Reference to EnergyPlus Calculations*, 2010.
- [27] A. Murugappan, "Implementing Ground Source Heat Pump and Ground Loop Heat Exchanger Models in the EnergyPlus Simulation Environment," 1998.
- [28] A.P. Melo, "Avaliação Computacional de estratégia para a redução do consumo de energia elétrica em um Hotel de Florianópolis," 2005.
- [29] J.F. Afonso, "Estudo do Comportamento Térmico de Edifícios Antigos, um Caso de Estudo," 2009.
- [30] *Introduction to Building Simulation and EnergyPlus*, 2003.
- [31] G.N.R. Cúmano, "Análise técnico-económica de diferentes estratégias passivas de eficiência energética em edifícios Caso de estudo : Edifício Pombalino Engenharia Mecânica," 2009.
- [32] "Soler&Palau - Fichas técnicas de formação - A climatização de estufas," 2006, pp. 39-39.
- [33] *Dachs, Profesional - Su declaración de independencia energética*, Barcelona: 2010.

- [34] “Baxi-SenerTec UK, CHP combined heating and power mini-chp DACHS,” 2010.
- [35] Y. Europe, “YAZAKI Airconditioning: WFC - Water-Fired Chiller,” 2008.
- [36] IMMOSSOLAR, *Catálogo: Bomba de Calor Ar-Água IS-LW*, 2008.
- [37] RHOSS, *Catálogo Bombas de Calor: Série Y-M.I.C.H. THAIY 124:150*, 2009.
- [38] S.U. EDP, *Tarifários 2010 - potência contratada até 20,7 kVA (inclusive)*, 2010.
- [39] M.D.E.E.D. Inovação, “DECRETO-LEI n.º 363/2007 de 2 de Novembro,” *Diário da República*, 1.ª série - N.º 211, 2007, pp. 7978-7984.
- [40] *Guia para a certificação de uma Unidade de Microprodução*, 2010.
- [41] Galp Energia, “Galp Energia - Tarifário Gás Natural,” 2010.
- [42] SENERTEC, *The Dachs, The Microcogeneration*, 2009.
- [43] Y. Europe, *Catálogo YAZAKI: WFC-SC5*, 2007.
- [44] C.D.E.E.E.D.E.D.T.E.D.A. CEEETA, *Tecnologias de Micro-Geração e Sistemas Periféricos*.
- [45] U.D.O. Energy, *Getting Started with EnergyPlus: Basic Concepts Manual - Essential Information You Need about Running EnergyPlus*, 2010.

Anexo A: Microcogerador

Especificações do modelo de microcogerador seleccionado (SENERTEC: Dachs G 5.5).



The Dachs
The Microgeneration

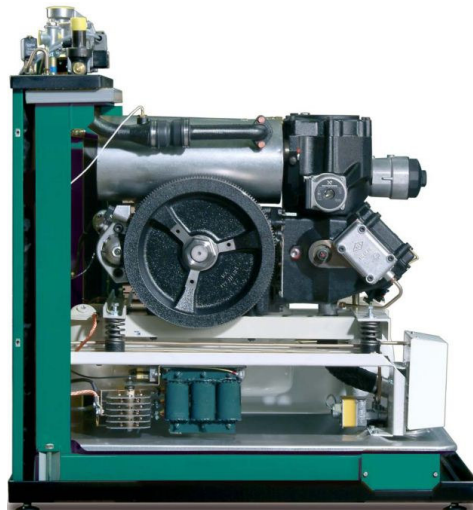


SENERTEC
KRAFT · WÄRME · ENERGIESYSTEME

Technical Data

Type	Dachs ¹⁾	G 5.5	G 5.5 Condensing ²⁾	G 5.0 Low NOx	G 5.0 Low NOx Condensing ²⁾	F 5.5 Low NOx	F 5.5 Low NOx Condensing ²⁾
Fuel		Natural gas		Natural gas		Propane	
Electrical output [kW] ³⁾		5,5		5,0		5,5	
Thermal output [kW] ⁶⁾		12,5	14,8	12,3	14,6	12,5	14,8
Fuel input [kW] ⁷⁾		20,5		19,6		20,5	
Auxiliary demand [kW _{el}] ⁸⁾				0,12			
Max. water flow temperature				83 °C			
Max. water return temperature				70 °C			
Voltage / frequency		3 ~ 230 V / 400 V 50 Hz					
Efficiency:		(at a return temperature of 60°C/35°C and nominal output)					
- electrical		27%		26%		27%	
- thermal		61%	72%	63%	74%	61%	72%
- Fuel efficiency		88%	99%	89%	100%	88%	99%
Power performance coefficient		0,44		0,41		0,44	
Noise level acc. DIN 45635-04				52 - 56			
Flue emission < German TA-Luft		X		X		X	
Service intervals [running hours]		3.500		3.500		3.500	
Minimum methane number ⁹⁾		35		35		35	
Flue gases		Joint exhaust routing with boiler possible. Exhaust piping with or without addition of secondary air.					
Location		According to local fire regulations.					
Dimensions:		Width (without controller): 72 cm / Length: 107 cm / Height: 100 cm / Weight: 530 kg					
(Width/depth) [cm]:		Dachs: min. 192/182		Dachs Condensing: min. 192/202		Dachs SE Condensing: min. 290/202	

¹⁾ The Dachs complies with the high efficiency criteria according to §3 Abs.11 of the German CHP law from 25.10.2008; the primary energy savings EU-guideline 2004/8/EG from 11.02.2004 would be fulfilled; ²⁾ with external flue heat gas heat exchanger on a return temperature of 35°C; ³⁾ without ash-forming additives; recommendation: low-sulphur ⁴⁾ In accordance to SenerTec rapeseed specifications; ⁵⁾ Output to DIN ISO 3046, measured at the generator terminals. Precise values may differ according to altitude, environmental conditions and conditions of use ⁶⁾ Values from type / component test report for a return temperature of 60 °C; ⁷⁾ Values from type / component test report for a return temperature of 60 °C according to Hi, tolerance +/- 5%; ⁸⁾ tolerance +/- 10% at 230V~, calculated values for EnEV (Energy Conservation Ordinance); ⁹⁾ with adjustment and jet calibration on site.



Fontes: [42] [33]

Anexo B: Chiller de Absorção

Especificações do chiller de absorção seleccionado (YAZAKI: WFC-SC5).

ITEM		MODEL		WFC-SC5
Cooling Capacity		kW		17.6
Heating Capacity		kW		-
Chilled Water and Hot Water	Chilled Water	Inlet	°C	12.5
		Outlet	°C	7.0
	Hot Water	Inlet	°C	-
		Outlet	°C	-
	Evaporator Pressure Loss(Max) *3		kPa	52.6
	Max Operating Pressure		kPa	588
	Rated Water Flow		L/sec	0.77
			m ³ /hr	2.77
Water Retention Volume		L	8	
Cooling Water	Heat Rejection		kW	42.7
	Cooling Water	Inlet	°C	31.0
		Outlet	°C	35.0
	Abs.&Cond.Pressure Loss(Max) *3		kPa	38.3
	Max Operating Pressure		kPa	588
	Rated Water Flow		L/sec	2.55
			m ³ /hr	9.18
	Water Retention Volume		L	37
Heat Medium	Heat Input		kW	25.1
	Heat Medium	Inlet	°C	88
		Outlet	°C	83
		Inlet Limit	°C	70 - 95
	Generator. Pressure Loss(Max) *3		kPa	77.0
	Max Operating Pressure		kPa	588
	Rated Water Flow		L/sec	1.2
			m ³ /hr	4.32
Water Retention Volume		L	10	
Electrical	Power Source		100-240V 50/60Hz 1ph	
	Consumption *1		W	48
Control				On – Off
Dimension	Width		mm	594
	Depth		mm	744
	Height *2		mm	1,736 (1,816)
Piping	Chilled Water		A	32
	Cooling Water		A	40
	Heat Medium		A	40
Weight	Dry Weight		kg	365
	Operating Weight		kg	420

*1. Power consumption of Chiller Only.(excluding recirculating pumps and cooling tower fan)

*2. Dimension in() include fixed plate and eye bolt.

*3. Specification are subject to change without prior notice.

*. The table shows standard operating condition (i.e. 88 °C heat medium inlet temperature)

Fonte:[43]

Anexo C: Bomba de calor (Trigeração)

Especificações da bomba de calor ar-água seleccionada para o sistema de trigeração (IMMOSOLAR: IS-LW 30 kW).

Dados Técnicos

IS-LW	10 kW				17 kW				30 kW				
Valores de potência*													
Ponto de funcionamento	A7/W35	A7/W50	A2/W35	A2/W50	A7/W35	A7/W50	A2/W35	A2/W50	A7/W35	A7/W50	A2/W35	A2/W50	
Potência calorífica	kW	12,1	11,0	10,8	9,9	18,3	15,5	15,1	13,9	31,3	27,1	25,6	22,8
Potência eléctrica	kW	2,8	3,1	2,9	3,1	4,5	5,4	4,2	5,2	7,3	8,8	7,0	8,5
Corrente eléctrica	A	5,1	6,1	5,2	6,2	5,5	6,6	5,6	6,7	6,4	7,9	6,7	8,0
Coeficiente de desempenho (COP)		4,3	3,5	3,7	3,2	4,1	2,9	3,6	2,7	4,3	3,1	3,7	2,7
Potência frigorífica	kW	9,3	7,9	7,9	6,8	13,8	13,8	10,9	8,7	24,0	18,3	18,6	14,3
Resistência eléctrica						6 kW							
Potência de refrigeração (W18/S30)		13,0 kW				28,1 kW				35,1 kW			
Condensador (aquecimento - secundário)													
Tipo	permutador térmico de placas AISI 316 (aço)												
Caudal recomendado.	2,0 m³/h				3,0 m³/h				5,1 m³/h				
Perda de carga nominal	71,4 mbar				50,9 mbar				48,6 mbar				
Pressão/Temperatura máxima					30 bar / 150 °C								
Ligações do circuito de aquecimento	rosca externa 1"				rosca externa 1¼"				rosca externa 1¼"				
Temp. ida aquecimento máx./min.					60 °C / 10 °C								
Temp. ida arrefecimento máx./min.					35 °C / 10 °C								
Isolamento	sem PVC e CFCs												
Evaporador (ar exterior - secundário)													
Tipo	permutador de calor de lâminas CU /AL												
Quantidade	1 peça				1 peça				2 peças				
Caudal volúmico recomendado	4000,0 m³/h				4000,0 m³/h				7000,0 m³/h				
Perda de carga (com valores nominais)	70,0 Pa				70,0 Pa				90,0 Pa				
Pressão/temperatura máxima					30 bar / 100 °C								
Perda de carga (ar exterior)	20 Pa				20 Pa				30 Pa				
Ligações para aplicação externa	ligação para condutas de ar com 700 x 700 x 2 mm												
Temp. ar entrada aquec. máx./min.					35 °C / -15 °C								
Temp. ar entrada arref. máx./min.					40 °C / 10 °C								
Ciclo de compressão													
Compressor	Scroll (completamente hermético)												
Número de compressores	1				2				2				
Fluido refrigerante					R - 404 A								
Quantidade de refrigerante	2,8 kg				3,7 kg				5 kg				
Caudal	10,7 m³/h				11,4 m³/h				14,5 m³/h				
Volume de óleo diéster	1,9 litros				2 x 1,8 litros				2 x 1,8 litros				
N.º de Artigo	14000200				14000201				14000202				

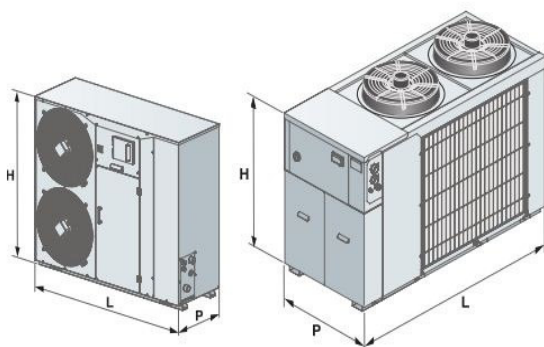
*Dados segundo DIN 14511 **Sem união roscada

Fonte:[36]

Anexo D: Bomba de calor

Especificações da bomba de calor ar-água seleccionada para o sistema que serviu de comparação (IRHOSS:Série Y-M.I.C.H. THAIY 150).

MODELO THAIY		124	150
Instalações radiantes			
❶ Potência térmica	kW	27,8	55,6
❶ Potência absorvida (*)	kW	8,01	15,00
❶ C.O.P.		3,47	3,72
❶ C.O.P. (**)		3,36	3,69
❶ C.O.P. (***)		-	3,69
❷ Potência térmica	kW	18,8	39,7
❷ Potência absorvida (*)	kW	7,77	14
❷ C.O.P.		2,42	2,84
❷ Potência frigorífica	kW	31,0	64,3
❷ E.E.R.		3,05	3,13
❷ E.E.R. (***)		-	3,15
Instalações com ventiloconvectores			
❸ Potência térmica	kW	27,3	54,3
❸ Potência absorvida (*)	kW	9,28	17,4
❸ C.O.P.		2,95	3,13
❸ Potência frigorífica	kW	23,8	48,5
❸ E.E.R.		2,53	2,63
● E.S.E.E.R.		3,96	4,11
❹ Pressão sonora	dB(A)	52	55
Compressor scroll	n.	1	1
Regulação contínua de potência		30-100%	30-100%
Conteúdo de água do depósito de inércia	l	45	150
❺ Pressão útil da bomba	kPa	129	114
Alimentação eléctrica	V-ph-Hz	400-3+N-50	400-3+N-50
DIMENSÕES E PESOS		124	150
L - Largura	mm	1.522	2.260
H - Altura	mm	1.280	1.570
P - Profundidade	mm	600	1.000
Peso	kg	338	645



Dados com as seguintes condições:

- ❶ Ar: 7°C B.S. - 6°C B.U. - Água: 35/30°C.
- ❷ Ar: -7°C B.S. - Água: 35°C. Com o mesmo caudal de água da condição ❶.
- ❸ Ar: 35°C B.S. - Água: 18/23°C.
- ❹ Ar: 7°C B.S. - 6°C B.U. - Água: 45/40°C.
- ❺ Ar: 35°C B.S. - Água: 7/12°C
- ❻ Em campo aberto (Q = 2) a 5 m da unidade.

● ESEER (European Sazonal EER) - Eficiência média sazonal europeia.

(*) Unidade sem circulador.

(**) Referência para o crédito de impostos, mercado França (conforme a norma EN 14511).

(***) Índices energéticos para versões com bomba de pressão standard, calculados em conformidade com o previsto pela norma EN 14511:2004; com as condições prescritas pela Lei Orçamental (D.M. 6 de Agosto de 2009), mercado Itália.

Fonte: [37]

Anexo E: Efeito da radiação solar

Apresentação das tabelas com os valores gerados pela simulação no EnergyPlus, utilizados na elaboração dos gráficos do capítulo dos resultados, sobre o efeito da radiação solar na estufa.

Tabela 5 - Valores das temperaturas exterior e interior à estufa gerados pelo EnergyPlus.

Hora	Temperatura exterior (<i>Environment:Outdoor Dry Bulb</i>) [°C]	Temperatura média Interior (<i>ZONA 1:Zone Mean Air Temperature</i>) [°C]
01h00m	24,71	22,02
02h00m	25,35	21,77
03h00m	26,01	21,97
04h00m	25,78	22,19
05h00m	24,93	21,87
06h00m	24,10	21,41
07h00m	24,34	22,31
08h00m	25,44	25,96
09h00m	26,54	31,89
10h00m	28,34	38,03
11h00m	30,58	43,65
12h00m	32,84	48,17
13h00m	34,50	51,48
14h00m	35,76	53,97
15h00m	37,00	55,18
16h00m	36,74	54,45
17h00m	35,44	50,93
18h00m	34,14	45,67
19h00m	32,55	39,42
20h00m	30,81	34,56
21h00m	29,05	30,93
22h00m	27,43	28,02
23h00m	25,93	25,68
24h00m	24,43	23,81

Anexo F: Sistema Trigeriação

Neste anexo são apresentadas as tabelas com os valores gerados pela simulação no EnergyPlus do sistema de Trigeriação. Os gráficos apresentados no capítulo dos resultados foram elaborados com base nestes valores.

Tabela 6 - Valores das temperaturas exterior e interior à estufa resultantes da simulação do sistema de trigeriação no EnergyPlus.

Hora	Temperatura exterior (<i>Environment:Outdoor Dry Bulb</i>) [° C]	Temperatura média Interior (<i>ZONA 1:Zone Mean Air Temperature</i>) [° C]
01h00m	24,71	21,71
02h00m	25,35	21,67
03h00m	26,01	22,00
04h00m	25,78	22,32
05h00m	24,93	22,06
06h00m	24,10	21,63
07h00m	24,34	22,57
08h00m	25,44	23,98
09h00m	26,54	24,00
10h00m	28,34	24,00
11h00m	30,58	24,00
12h00m	32,84	24,00
13h00m	34,50	24,00
14h00m	35,76	24,00
15h00m	37,00	24,00
16h00m	36,74	24,00
17h00m	35,44	24,00
18h00m	34,14	24,00
19h00m	32,55	24,00
20h00m	30,81	24,00
21h00m	29,05	24,00
22h00m	27,43	24,00
23h00m	25,93	23,91
24h00m	24,43	22,95

Tabela 7 - Valores dos consumos eléctricos de cada componente do sistema de trigeriação.

Meses simulados	Consumo de energia eléctrica [kWh]						
	Chiller de absorção	Bombas de circulação dos circuitos			Bomba de calor	Ventiloconvectores	
		Condensador	Microcogrador	Água arrefecida		Bomba de calor	Chiller de Absorção
Maio	12	5	2	2	249	8	21
Junho	15	6	2	2	602	19	28
Julho	17	7	2	2	1.058	32	31
Agosto	16	6	2	2	1.007	31	30
Setembro	14	6	2	2	591	19	25
Outubro	10	4	1	1	189	6	16
Total	83	34	12	10	3.696	116	151

Tabela 8 - Valores relativos ao consumo e produção de energia do sistema de trigeriação.

Meses simulados	Consumo de gás		Consumo de energia eléctrica		Produção de energia eléctrica		Saldo energético ¹	
	[kWh]	[€]	[kWh]	[€]	[kWh]	[€]	[kWh]	[€]
Maio	4.183	201,62	299	38,42	1.018	130,81	-3.464	-109,23
Junho	5.732	276,28	674	86,61	1.395	179,26	-5.011	-183,63
Julho	6.531	314,79	1149	147,65	1.590	204,32	-6.090	-258,13
Agosto	6.051	291,66	1094	140,58	1.473	189,28	-5.672	-242,96
Setembro	5.110	246,30	659	84,68	1.244	159,85	-4.525	-171,13
Outubro	3.350	161,47	227	29,17	815	104,73	-2.762	-85,91
Total	30.957	1.492,13	4.102	527,11	7.535	968,25	-27.524	-1.050,98

¹Considerou-se o saldo energético negativo por o consumo ser superior à produção de energia.

Anexo G: Sistema Bomba de Calor ar-ar

Tal como para o sistema de trigeriação, neste anexo são apresentadas as tabelas com os valores gerados pela simulação no EnergyPlus do sistema bomba de calor ar-ar, que serviu de comparação ao sistema de trigeriação. Estes dados serviram de base para a elaboração dos gráficos apresentados no capítulo dos resultados.

Tabela 9 - Valores das temperaturas exterior e interior à estufa resultantes da simulação do sistema da bomba de calor ar-ar no EnergyPlus.

Hora	Temperatura exterior (<i>Environment:Outdoor Dry Bulb</i>) [°C]	Temperatura média Interior (<i>ZONA 1:Zone Mean Air Temperature</i>) [°C]
01h00m	24,71	21,48
02h00m	25,35	21,67
03h00m	26,01	22,16
04h00m	25,78	22,50
05h00m	24,93	22,15
06h00m	24,10	21,71
07h00m	24,34	22,60
08h00m	25,44	23,98
09h00m	26,54	24,00
10h00m	28,34	24,00
11h00m	30,58	24,00
12h00m	32,84	24,00
13h00m	34,50	24,47
14h00m	35,76	25,60
15h00m	37,00	26,48
16h00m	36,74	25,84
17h00m	35,44	24,12
18h00m	34,14	24,00
19h00m	32,55	24,00
20h00m	30,81	24,00
21h00m	29,05	24,00
22h00m	27,43	24,00
23h00m	25,93	23,74
24h00m	24,43	22,47

Tabela 10 - Valores dos consumos eléctricos de cada componente do sistema da bomba de calor ar-ar.

Meses simulados	Consumo de energia eléctrica			
	Bomba de calor	Ventiloconvector	Total	
			[kWh]	[€]
Maio	940	22	962	123,62
Junho	1.764	39	1.803	231,69
Julho	2.608	55	2.663	342,20
Agosto	2.402	51	2.453	315,21
Setembro	1.762	38	1.800	231,30
Outubro	834	19	853	109,61
Total	10.310	224	10.534	1.353,62

Nome do ficheiro: Nelson_Figueira_M2357_Dissertação
Directório: C:\Users\utilizador\pastas originais\Desktop
Modelo: C:\Users\utilizador\AppData\Roaming\Microsoft\Modelo
s\Normal.dotm
Título:
Assunto:
Autor: raquel
Palavras-chave:
Comentários:
Data de criação: 22-10-2010 08:10:00
Número da alteração: 5
Guardado pela última vez em: 22-10-2010 12:08:00
Guardado pela última vez por: utilizador
Tempo total de edição: 31 Minutos
Última impressão: 22-10-2010 14:22:00
Como a última impressão completa
Número de páginas: 106
Número de palavras: 25.442 (aprox.)
Número de caracteres: 137.393 (aprox.)