

Celso Miguel Carvalho da Silva

DISSERTAÇÃO

**SIMULAÇÃO DE UMA MÁQUINA FRIGORÍFICA COM
APROVEITAMENTO DE FRIO E CALOR APLICADO À
INDÚSTRIA HOTELEIRA**

Mestrado em Engenharia Mecânica -
- Energia, Climatização E Refrigeração

Trabalho efetuado sob a orientação de:

Prof. Doutor António Mortal



UNIVERSIDADE DO ALGARVE

Instituto Superior de Engenharia

Ano letivo 2020/2021

SIMULAÇÃO DE UMA MÁQUINA FRIGORÍFICA COM APROVEITAMENTO DE FRIO E CALOR APLICADO À INDÚSTRIA HOTELEIRA

Declaração de autoria do trabalho

Declaro ser o autor deste trabalho, que é original e inédito. Autores e trabalhos consultados estão devidamente citados no texto e constam da bibliografia.

COPYRIGHT © CELSO MIGEUL CARVALHO DA SILVA

A Universidade do Algarve tem o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar este trabalho através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, de o divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Quero agradecer ao orientador desta dissertação, o Professor Doutor António Mortal pela disponibilidade e por todo o apoio ao longo do decorrer deste trabalho.

Ao Eng.º Eduardo Pereira pelo apoio na realização deste trabalho e por todos os ensinamentos que me tem transmitido ao longo do tempo.

A toda a minha família, obrigado pelo apoio, por terem acreditado em mim ao longo de todo o percurso académico que, mesmo em alturas mais difíceis, mesmo sem poderem ajudar se mantiveram sempre ao meu lado.

Um obrigado também aos amigos que, ao longo de toda a jornada académica, se tornaram indispensáveis para nunca pensar em desistir, para persistir até ao fim e pelas memórias que ficarão para sempre guardadas.

Um grande obrigado a todos os docentes que, ao longo da licenciatura e do mestrado, foram passando conhecimentos para o meu sucesso profissional.

Resumo

O setor do Turismo representa uma parte significativa na economia do nosso país, principalmente da região algarvia, sendo este setor responsável por um número significativo de empregos.

O algarve é um dos destinos preferidos pelos turistas que visitam Portugal e as unidades hoteleiras são uma das componentes fundamentais neste setor, nomeadamente são responsáveis pelo bem-estar e pela permanência dos turistas.

Verifica-se que existe uma maior consciencialização dos problemas ambientais, incluindo a eficiência energética e a redução de emissões, por isso, as unidades hoteleiras têm que ser, não só, economicamente competitivas, mas também energeticamente eficientes, até porque os custos energéticos são significativos na estrutura de custos de uma unidade hoteleira.

O objetivo desta dissertação foi a simulação do funcionamento energético de um equipamento constituído por uma máquina frigorífica, depósitos de acumulação e permutadores, através do software EES, de modo a satisfazer energeticamente as necessidades duma unidade hoteleira, aproveitando simultaneamente a energia absorvida pelo evaporador e a energia rejeitada pelo condensador. Este equipamento é denominado por Sistema Energético Integrado – SEI.

Foram analisados as necessidades energéticas e os perfis de consumo de uma unidade hoteleira no Algarve, para arrefecimento ambiente, para aquecimento ambiente, para aquecimento da água de piscinas e para preparação de águas quentes sanitárias. Posteriormente foi efetuada a simulação energética do SEI de forma a satisfazer em simultâneo as necessidades energéticas da unidade hoteleira.

Pelo facto de ocorrer produção simultânea o excedente de energia produzida, frio ou calor, é acumulada em reservatórios de água gelada ou água quente respetivamente. Caso os reservatórios não tenham capacidade de acumulação a energia é rejeitada para o exterior.

Verificou-se que o sistema energético integrado que permite utilizar simultaneamente o frio e o calor, é energeticamente mais eficiente, menos poluente e com menores custos operacionais comparado com as soluções mais comuns para este tipo de instalações, chillers e caldeiras, em que utilizam apenas uma das formas de energia.

Palavras-chave: Turismo, Algarve, Hotel, Aquecimento, Arrefecimento, Bomba de Calor.

Abstract

The Tourism sector represents a major part of the economy of our country, especially in the Algarve – being this sector responsible for a significant number of jobs.

Algarve is one of the preferred destinations for tourists who are visiting Portugal. When it comes to the tourism sector, hotel units are one of the key components, namely, they are responsible for the well-being and the permanence of tourists.

There is a growing awareness of environmental issues, including energy efficiency and emissions reduction. Therefore, hotel units have to be not only economically competitive but also energy efficient – since energy costs are significant in the cost structure of a hotel unit.

The aim of this dissertation was a simulation of the functioning of an energetic equipment consisting of a frigorific machine, accumulation tanks, and exchangers, through the EES software. In order to energetically satisfy the needs of a hotel unit, it is used both the energy absorbed by the evaporator as well as the energy released by the condenser. This equipment is called Integrated Energy System - IES.

For this simulation, the energy needs and consumption profiles of a hotel unit in Algarve were analyzed for space cooling, space heating, pool water heating, and hot water preparation. Afterward, the energy simulation of the IES was carried out to satisfy the energy needs of the hotel unit.

Since simultaneous production occurs, the surplus energy produced, cold or heat, is accumulated in cold water or hot water reservoirs, respectively. Still, in case of insufficient storage capacity of the reservoirs, the surplus energy accumulated is rejected.

It was found that the integrated energy system which allows the simultaneous use of cold and heat is more energy-efficient, less polluting, and with lower operating costs when compared to the most common solutions for this type of facility – chillers and boilers – which only use one of the energy forms.

Keywords: Tourism, Algarve, Hotel, Heating, Cooling, Heat Pump.

Índice

1. Índice de Figuras	VI
2. Índice de Tabelas	VIII
3. Índice de Anexos	IX
4. Abreviaturas	X
5. Introdução	1
Objetivo	1
6. Estado da Arte	3
Turismo	3
Hotéis	3
Energia	4
Energia nos hotéis	6
7. Energia nas unidades hoteleiras	7
8. Sistema energéticos nos hotéis	9
Soluções de produção térmica nos hotéis	9
Equipamentos autônomos	10
Equipamentos de instalação centralizada	11
Equipamentos Terminais	16
Solução de produção de energia a partir de fontes de energia renovável (FER)	18
9. Sistema Energético Integrado (SEI) para suprir energia térmica nos hotéis	20
Máquina Refrigeradora	20
Esquema de Princípio de uma Máquina Refrigeradora	22
Fluidos Refrigeradores	24
Diagrama Log P-h	26
Compressor	27
Condensador	29
Dispositivo de Expansão	30
Evaporador	32
Influência da temperatura de condensação e de evaporação	33
Influência do subarrefecimento	37
Influência do sobreaquecimento	38
10. Simulação do SEI no EES Aplicado a uma Unidade Hoteleira	40

Unidade hoteleira em estudo.....	40
EES	41
Funcionamento do Sistema de Energia Integrado (SEI).....	42
Simulação.....	46
Compressor.....	46
Condensador.....	48
Dispositivo de Expansão	50
Evaporador	51
Depósitos de acumulação	53
Dry-Cooler	55
Equipamentos adicionais.....	57
Modos de Funcionamento	58
11. Resultados.....	60
Resultado da simulação	60
Dia típico de inverno - 25/05/2019	60
Dia típico de verão - 18/08/2019.....	65
Resumo do Período	71
Análise Económica do SEI	76
Análise Ambiental do SEI	79
Análise Económica de Outros Sistemas Energéticos	79
Análise Ambiental de Outros Sistemas Energéticos.....	83
12. Considerações finais.....	85
13. Referências Bibliográficas.....	87
14. Anexos.....	90

1. Índice de Figuras

Figura 6.1 - Distribuição nacional dos consumos energéticos para as necessidades de aquecimento e arrefecimento (Luz, 2015)	5
Figura 7.1 - Consumo Energético Típico de uma Unidade Hoteleira (European Commission).....	8
Figura 8.1 - Várias configurações unidades interiores Split: 1 - unidade mural, 2 - cassete, 3 - unidade chão/teto, 4 - unidade de condutas (BOSCH)	10
Figura 8.2 - Unidade exterior Split (BOSCH).....	11
Figura 8.3 - Esquema de Funcionamento do Chiller água-ar (The basics of chillers, s.d.)	12
Figura 8.4 - Esquema de Funcionamento do Chiller água-água (Chiller – Eficiência Energética em Edificações, 2020)	13
Figura 8.5 - Esquema de Funcionamento de um Chiller de Absorção (WWM Consultoria, 2019)	13
Figura 8.6 - Bomba de Calor a 2 Tubos (Heat Pumps: The Definitive Guide For 2019, s.d.)	14
Figura 8.7 - Esquema de Funcionamento das Caldeiras (Tudo o que precisa saber sobre vantagens e desvantagens das caldeiras de condensação, 2018).....	15
Figura 8.8 - Esquema de Funcionamento da UTA	15
Figura 8.9 - Esquema de Funcionamento dos radiadores (Os diferentes circuitos de aquecimento central, 2008).....	17
Figura 8.10 - Exemplo de Grelhas e Difusores (Greltec, 2020)	17
Figura 8.11 - Esquema de Funcionamento dos Painéis Solares Térmicos	19
Figura 8.12 - Painéis Fotovoltaicos	19
Figura 9.1 – Balanço Energético da Máquina Frigorífica (Física, 2009)	20
Figura 9.2 - Componentes do Ciclo Frigorífico	22
Figura 9.3 - Diagrama LogP-h do R134a	26
Figura 9.4 - Diagrama Log P-h com Ciclo de Funcionamento (Fundamentos das Bombas de Calor, 2020)	27
Figura 9.5 - Temperatura no Permutador de Fluxos Cruzados (SWEP)	29
Figura 9.6 - Exemplo de Válvula de Expansão Termostática (DANFOSS)	31
Figura 9.7 - Exemplo de Válvula de Expansão Eletrónica (AKVP – válvula de expansão eletrônica para aplicações em supermercados e lojas, s.d.).....	32
Figura 9.8 - Funcionamento do Permutador como Evaporador (SWEP).....	33
Figura 9.9 – Sistema com temperatura de condensação 50°C	34
Figura 9.10 - Sistema com temperatura de condensação 60°C.....	35
Figura 9.11 - Sistema com temperatura de evaporação 5°C.....	36
Figura 9.12 - Sistema com temperatura de evaporação 10°C.....	36
Figura 9.13 - Variação do Subarrefecimento (Matos).....	37
Figura 9.14 - Variação do Sobreaquecimento (Matos).....	39
Figura 10.1 - Ambiente de Trabalho do EES	42
Figura 10.2 - Esquema de Princípio da Instalação	43

Figura 10.3 - Fluxograma do Funcionamento da Simulação	45
Figura 10.4 - Compressor Bitzer (BITZER).....	47
Figura 10.5 - Condensador SWEP B250ASH (SWEP).....	49
Figura 10.6 - Instalação do Dispositivo de Expansão (SWEP).....	50
Figura 10.7 - Tempos de Abertura da Válvula de Expansão Eletrónica (SWEP).....	50
Figura 10.8- Tempos de Fecho da Válvula de Expansão Eletrónica (SWEP)	51
Figura 10.9 - Evaporador SWEP V400TH (SWEP).....	53
Figura 10.10 - Funcionamento de um Dry-Cooler (eco-Air Series Dry Cooler, 2021) .	56
Figura 10.11 - Dry-Cooler EVO/M (Centauro).....	57
Figura 10.12 - Características da Bomba do Dry-cooler (Grundfos)	58
Figura 11.1 - Necessidades Energéticas no Dia 25/05/2019	60
Figura 11.2 - Balanço Energético de Água Quente Sanitária no Dia 25/05/2019.....	61
Figura 11.3 - Temperatura do Depósito de AQS no Dia 25/05/2019.....	61
Figura 11.4 - Balanço Energético de Água Quente no Dia 25/05/2019	62
Figura 11.5 - Temperatura do Depósito de AQ no Dia 25/05/2019	62
Figura 11.6 - Balanço Energético da Água Fria no Dia 25/05/2019	63
Figura 11.7 - Temperatura do Depósito de Água Fria no Dia 25/05/2019.....	63
Figura 11.8 - Rejeição de Energia no Dia 25/05/2019	64
Figura 11.9 - Energia Elétrica Consumida no Dia 25/05/2019	64
Figura 11.10 - Eficiência do SEI ao longo do Dia 25/05/2019	65
Figura 11.11 - Necessidades Energéticas no Dia 18/08/2019	65
Figura 11.12 - Balanço Energético de Água Quente Sanitária no Dia 18/08/2019.....	66
Figura 11.13 - Temperatura do Depósito de AQS no Dia 18/08/2019.....	67
Figura 11.14 - Balanço Energético de Água Quente no Dia 18/08/2019	67
Figura 11.15 - Temperatura do Depósito de AQ no Dia 18/08/2019	68
Figura 11.16 - Balanço Energético da Água Fria no Dia 18/08/2019	68
Figura 11.17 - Temperatura do Depósito de Água Fria no Dia 18/08/2019.....	69
Figura 11.18 - Rejeição de Energia no Dia 18/08/2019	69
Figura 11.19 - Energia Elétrica Consumida no Dia 18/08/2019	70
Figura 11.20 - Eficiência do SEI ao longo do Dia 18/08/2019	70
Figura 11.21 - Necessidade Energética de AQS no Período	71
Figura 11.22 - Necessidade Energética de AQ no Período	71
Figura 11.23 - Necessidade Energética de AF no Período	72
Figura 11.24 - Geração de AQS no Período.....	73
Figura 11.25 - Geração de AQ no Período	73
Figura 11.26 - Geração de AF no Período.....	74
Figura 11.27 - Rejeição de Energia Frigorífica no Período.....	74
Figura 11.28- Rejeição de Energia Calorífica no Período.....	75
Figura 11.29 - Energia Elétrica Consumida no Período.....	75
Figura 11.30 - Eficiência do SEI ao longo do Período.....	76
Figura 11.31 - Tarifário Tri-horário (EDP)	78

2. Índice de Tabelas

Tabela 6.1 - Número de Hotéis e Hotéis-Apartamentos em Portugal e no Algarve em 2019; (Turismo em Portugal 2018, 2019);	4
Tabela 6.2 - Indicadores do consumo do hotel nas vertentes energéticas e usos de energia por cliente; (Luz, 2015)	6
Tabela 8.1 - Requisitos a serem cumpridos pelas unidades hoteleiras de 4 ou mais estrelas; (Portaria n.º 309/2015, 2015)	9
Tabela 10.1 - Consumo Energético do Edifício em Estudo	41
Tabela 10.2 - Tabela de perdas de carga na instalação para dimensionamento das bombas (m.c.a.)	58
Tabela 11.1 - Energia Necessária para a Unidade Hoteleira	76
Tabela 11.2 - Energia Produzida pelo SEI	77
Tabela 11.3 - Consumo Elétrico do SEI	77
Tabela 11.4 - Custo do SEI no Período	78
Tabela 11.5 - Consumo de Combustível da Caldeira	82
Tabela 11.6 - Custos de Operação dos Sistemas Energéticos	82
Tabela 11.7 - Emissão de CO2 dos Sistemas Energéticos	83

3. Índice de Anexos

Anexo A - Ficha de Seleção do Condensador (pág. 1/2).....	90
Anexo B - Ficha de Seleção do Condensador (pág. 2/2).....	91
Anexo C - Ficha de Seleção do Evaporador (pág. 1/2)	92
Anexo D - Ficha de Seleção do Evaporador (pág. 2/2)	93
Anexo E - Ficha de Seleção do Dry-Cooler (pág. 1/1).....	94
Anexo F - Ficha de Seleção da Bomba do Dry-Cooler para Arrefecimento (pág. 1/2) .	95
Anexo G - Ficha de Seleção da Bomba do Dry-Cooler para Aquecimento (pág. 2/2) ..	96
Anexo H - Ficha de Seleção da Bomba de Calor Daikin (pág. 1/1).....	97
Anexo I - Ficha de Seleção do Chiller Daikin (pág. 1/1)	98
Anexo J - Ficha de Seleção da Caldeira a GN e Propano (pág. 1/2)	99
Anexo K - Ficha de Seleção da Caldeira a GN e Propano (pág. 2/2).....	100
Anexo L – Simulação Energética do SEI no software EES (pág.1/10).....	101
Anexo M – Simulação Energética do SEI no software EES (pág.2/10).....	101
Anexo N – Simulação Energética do SEI no software EES (pág.3/10)	101
Anexo O – Simulação Energética do SEI no software EES (pág.4/10)	101
Anexo P – Simulação Energética do SEI no software EES (pág.5/10).....	101
Anexo Q – Simulação Energética do SEI no software EES (pág.6/10)	101
Anexo R – Simulação Energética do SEI no software EES (pág.7/10)	101
Anexo S – Simulação Energética do SEI no software EES (pág.8/10).....	101
Anexo U – Simulação Energética do SEI no software EES (pág.9/10)	101
Anexo V – Simulação Energética do SEI no software EES (pág.10/10)	101

4. Abreviaturas

AF – Água Fria

AQ – Água Quente

AQS – Água Quente Sanitária

AVAC – Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado

CFC - Clorofluorcarboneto

COP – Coeficient of Performance

EER - Energy Efficiency Ratio

EES – Engineering Equation Solver

FER – Fontes de Energia Renovável

GWP – Global Warming Potential

HCFC - Hidroclorofluorcarbeto

HFC - Hidrofluorcarboneto

ODP – Ozone Depletion Potential

PIB – Produto Interno Bruto

SEI – Sistema Energético Integrado

SGTC – Sistema de Gestão Técnica Centralizada

TER – Total Efficiency Ratio

UTA – Unidade de Tratamento de Ar

VC – Ventiloinveter

VRF – Variable Refrigerant Flow

5. Introdução

O setor do Turismo representa uma parte significativa na economia do nosso país, principalmente da região algarvia, sendo este setor responsável por um número significativo de empregos.

O algarve é um dos destinos preferidos pelos turistas que visitam Portugal e as unidades hoteleiras são uma das componentes fundamentais neste setor, nomeadamente são responsáveis pelo bem-estar e pela permanência dos turistas.

Verifica-se que existe uma maior consciencialização dos problemas ambientais, incluindo a eficiência energética e a redução de emissões, por isso, as unidades hoteleiras têm que ser, não só, economicamente competitivas, mas também energeticamente eficientes, até porque os custos energéticos são significativos na estrutura de custos de uma unidade hoteleira.

Como forma de maximizar os lucros as unidades procuram soluções em que possam reduzir os custos mantendo a qualidade necessária. Para isso as unidades podem optar por reduzir a energia consumida na instalação.

Um dos tipos de energia em que ocorre bastante consumo por parte da unidade e que pode ser obtida de diversas formas é a energia térmica. Esta é utilizada na produção de água quente sanitária e na climatização de espaços da unidade, quer seja de arrefecimento ou aquecimento.

Objetivo

O objetivo desta dissertação é a simulação do funcionamento energético de uma máquina frigorífica, através do software EES, de modo a satisfazer energeticamente as necessidades duma unidade hoteleira, aproveitando simultaneamente a energia absorvida pelo evaporador e a energia rejeitada pelo condensador. A simulação irá quantificar o balanço energético do equipamento numa base horária permitindo saber a energia absorvida pelo compressor, a energia absorvida pelo evaporador e a energia rejeitada pelo condensador, suprimindo totalmente ou parcialmente a cada intervalo as necessidades energéticas da unidade hoteleira, de climatização (arrefecimento e aquecimento) e de

águas quentes sanitárias. A energia frigorífica (frio) irá ser utilizada para o arrefecimento ambiente com uma temperatura próxima a 10°C. Já a energia calorífica (calor) terá dois escalões de produção, um próximo dos 40°C para aquecimento ambiente e de água de piscinas, e outro próximo dos 55°C para preparação de águas quentes sanitárias.

Pelo facto de ocorrer produção simultânea o excedente de energia produzida, frio ou calor, poderá ser acumulada em reservatórios de água gelada ou água quente respetivamente. Caso os reservatórios não tenham capacidade de acumulação a energia será rejeitada para o exterior.

Este equipamento denominado Sistema Energético Integrado – SEI, é constituído pela máquina frigorífica, depósitos de acumulação e permutadores exteriores.

6. Estado da Arte

Turismo

O Turismo representou 8,2% do PIB de Portugal em 2018, demonstrando assim a importância que o turismo tem no nosso país. Foram alcançadas 66,1 milhões de dormidas em Portugal, sendo que 46,5 milhões são estrangeiros. (Turismo em Portugal 2018, 2019)

No que diz respeito à empregabilidade, no ano de 2018, foram empregadas 328,5 mil pessoas nas atividades ligadas ao alojamento e à restauração. (População Empregada 2018, 2019)

O Algarve tem sido o destino preferido dos turistas o que tem feito movimentar a economia regional, assim como uma evolução nos transportes, na construção civil e na indústria hoteleira. (de Sousa, 2015)

Na região algarvia, a evolução tem tido um crescimento constante ao longo dos anos com uma média de 70% de turistas estrangeiros. Isto, deve-se ao facto do elevado tráfego aéreo de companhias de aviação low-cost, o que representa 80% de todo o tráfego no aeroporto de Faro. (Bexiga, 2015)

Segundo as estatísticas de 2018, a região do Algarve foi responsável por 30,2% das dormidas totais registadas em Portugal. (Estatísticas do Turismo 2018, 2019)

Hotéis

Nas unidades hoteleiras a competitividade de preço consegue-se recorrendo à redução dos custos energéticos, tendo também atenção às condições ambientais, reunindo as condições para o uso de tecnologia baseada nas energias renováveis. (de Sousa, 2015)

De acordo com Mardani, a energia consumida pelos hotéis depende de vários parâmetros, como a geometria do edifício, o coeficiente de transmissão de calor do edifício, o tipo e a idade do equipamento de produção de aquecimento, arrefecimento, águas quentes sanitárias e ar condicionado e gestão eficiente dos sistemas de AVAC. Esta energia também depende das instalações que os hotéis oferecem aos seus hóspedes. (Mandani, A. et al, 2016)

Para que uma unidade hoteleira seja considerada de 4 ou 5 estrelas, um dos requisitos obrigatórios é a climatização de espaços comuns segundo o Anexo I da (Portaria n.º 309/2015, 2015).

De acordo com Turismo de Portugal, os Hotéis e Hotéis-Apartamentos presentes em Portugal (Empreendimentos Turísticos, 2019):

	Hotéis	Hotéis-Apartamento
Portugal	1508	161
Algarve	170	80
Algarve com 4 ou mais estrelas	95	64

Tabela 6.1 - Número de Hotéis e Hotéis-Apartamentos em Portugal e no Algarve em 2019; (Turismo em Portugal 2018, 2019);

Podemos concluir que existe um grande número de hotéis na região algarvia e que, a maior parte, aproximadamente 56%, têm 4 ou mais estrelas. Nos hotéis-apartamentos a percentagem que tem 4 ou mais estrelas é maior, cerca de 80%. Demonstra assim o investimento feito na região para se tornar recetiva ao turismo.

Energia

Com este aumento de população em Portugal, durante todo o ano, o fluxo nas estradas, nos aeroportos é muito elevado o que gera uma grande quantidade de emissões.

Vivemos num mundo que entrou num ciclo perigoso, pois, devido à atividade humana não existe sustentabilidade, nem a renovação dos recursos. (Mateus, 2019)

Nós somos os responsáveis por esse ciclo e nós podemos fazer a diferença para mudar o seu rumo. As energias renováveis podem ser um grande fator de viragem deste ciclo que temos causado ao longo dos anos.

O relatório anual da REN21 diz que, em 2019, aproximadamente um quarto da produção mundial de eletricidade é produzida a partir de fontes renováveis. (RENEWABLES 2019 - GLOBAL STATUS REPORT, 2019)

No setor do aquecimento e do arrefecimento apenas 10% da energia é produzida a partir de energias renováveis (RENEWABLES 2019 - GLOBAL STATUS REPORT, 2019). Este valor ainda é baixo, mas existem variadas opções que permitem uma maior utilização de energias provenientes de fontes renováveis ao invés de combustíveis fósseis.

Através de um estudo realizado por Luz e, através de dados fornecidos pela ADENE de hotéis de 4 ou mais estrelas, é apresentada uma Figura 6.1 onde é demonstrada a distribuição nacional de consumos energéticos para as necessidades de aquecimento e arrefecimento.

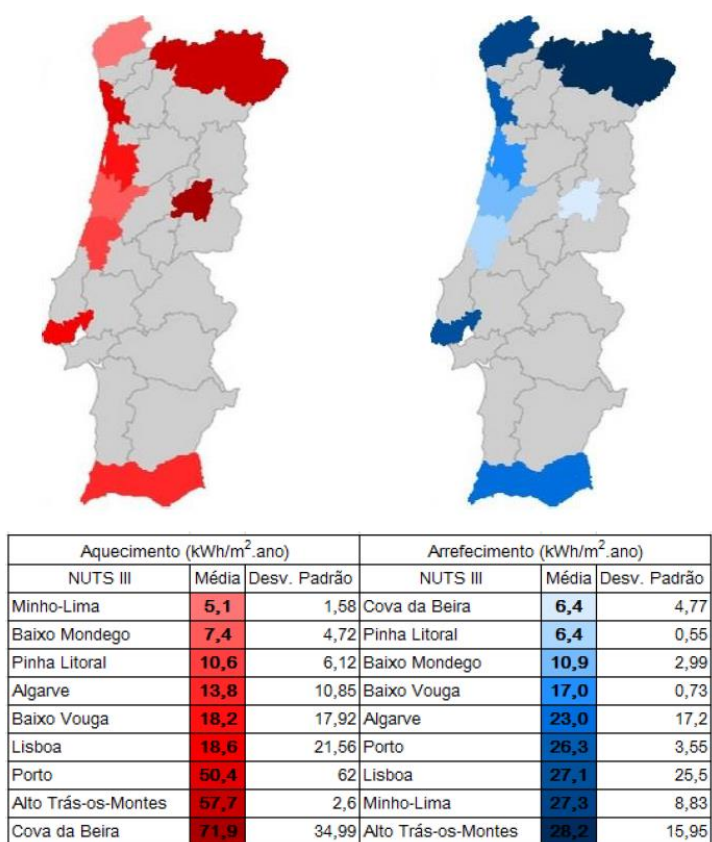


Figura 6.1 - Distribuição nacional dos consumos energéticos para as necessidades de aquecimento e arrefecimento (Luz, 2015)

Podemos então assumir que, no Algarve, o consumo médio de energia para o aquecimento é 13,8 kWh/m².ano e de arrefecimento é 23,0 kWh/m².ano.

Energia nos hotéis

No mesmo estudo realizado por Luz para obter os indicadores de desempenho energético de uma unidade hoteleira construiu uma matriz de clientes tipo. Esta matriz tem como base o período de 2011-2013 para clientes de unidades hoteleiras de 4 e 5 estrelas. (Luz, 2015)

Eletricidade	32,27	kWh/cliente	Aquecimento	2,55 (13,2%)	kWh/cliente
Gás Natural	8,84	kWh/cliente	Arrefecimento	6,48 (33,5%)	kWh/cliente
Água	0,20	m3/cliente	Iluminação	7,76 (40,0%)	kWh/cliente
Emissões	13,40	kgCO2/cliente	AQS	2,59 (13,3%)	kWh/cliente

Tabela 6.2 - Indicadores do consumo do hotel nas vertentes energéticas e usos de energia por cliente; (Luz, 2015)

Mardani assume que o aquecimento representa 31% e o arrefecimento representa 15% do consumo energético de uma unidade hoteleira. Sendo que aproximadamente metade da energia consumida é energia térmica esta deve ser alvo de uma gestão eficiente. (Mandani, A. et al, 2016)

A energia renovável é considerada uma energia limpa e gratuita. Assim como os hotéis têm uma grande necessidade de energia é de esperar que optem no seu investimento. Os equipamentos de produção energética que são considerados como provenientes de uma fonte renovável são as bombas de calor, painéis solares térmicos e fotoelétricos, chiller de absorção usando energia solar, caldeira a biomassa, microcentrais hidroelétricas e aerogeradores de pequena escala. (Mandani, A. et al, 2016)

7. Energia nas unidades hoteleiras

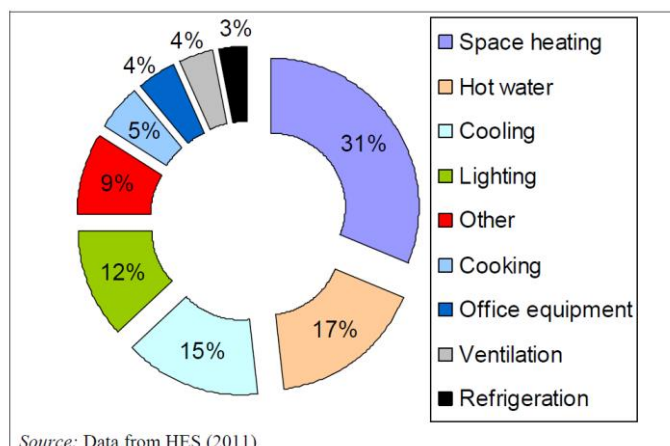
A energia surge como a segunda maior fonte de gasto das unidades, sendo só superada pelos gastos de pessoal.

A energia consumida numa unidade é influenciada por diversos aspetos:

- A dimensão do edifício
- A idade do edifício
- O material usado na construção do edifício, principalmente em termos de isolamento e de iluminação
- Equipamentos eletrónicos instalados no edifício
- Categoria da unidade hoteleira, económica ou de luxo
- Ofertas da unidade aos clientes
- Clima do local
- Políticas do local, preço da eletricidade e emissão de CO₂
- Gestão energética eficiente
- Ocupação da unidade

Uma falta de cuidado nestes aspetos pode resultar num gasto energético adicional que, para uma unidade hoteleira, pode ser bastante relevante ao longo do período de exploração. (Analysis on energy use by European hotels: online survey and desk research, 2011)

O consumo energético típico de uma unidade hoteleira pode ser observado na Figura



7.1: *Source: Data from HES (2011).*

Figura 7.1 - Consumo Energético Típico de uma Unidade Hoteleira (European Commission)

A climatização (aquecimento e arrefecimento) e ventilação de espaços é o maior consumidor energético da unidade sendo responsável por metade da energia total consumida. Em seguida, surge a água quente sanitária em que é responsável por 17%.

Existe, portanto, neste setor um grande gasto energético e com isto é importante que haja uma melhor gestão por parte das equipas técnicas e gestoras.

Parte desta gestão surge logo aquando da construção do edifício em que o formato do edifício e a qualidade de construção pode influenciar em muito a energia consumida pelo edifício.

8. Sistema energéticos nos hotéis

Soluções de produção térmica nos hotéis

Para que as unidades hoteleiras tenham uma classificação de estrelas, estas devem preencher alguns requisitos que estão normalizados por uma Portaria. (Portaria n.º 309/2015, 2015)

No que diz respeito à climatização, as unidades hoteleiras de 4 ou mais estrelas necessitam cumprir o seguinte:

	4 estrelas	5 estrelas
Climatização das áreas comuns com sistema de climatização ativos ou passivos que garantam conforto térmico	Obrigatório	Obrigatório
Climatização dos corredores de utentes com sistema de climatização ativos ou passivos que garantam conforto térmico	Opcional	Opcional
Climatização dos quartos/apartamentos com sistema de climatização ativos ou passivos que garantam conforto térmico	Obrigatório	Obrigatório
50% dos quartos/apartamentos com sistema de climatização que garantam o conforto térmico de intensidade regulável pelo cliente em cada ciclo	Opcional	Obrigatório
100% dos quartos/apartamentos com sistema de climatização que garantam o conforto térmico de intensidade regulável pelo cliente em cada ciclo	Opcional	Opcional

Tabela 8.1 - Requisitos a serem cumpridos pelas unidades hoteleiras de 4 ou mais estrelas; (Portaria n.º 309/2015, 2015)

Com base nestes requisitos os proprietários podem escolher diversas formas de climatizar os espaços que necessitam. As mais usuais são:

Equipamentos autónomos

- Unidade Split

O equipamento do tipo Split é constituído por duas unidades distintas. Interligadas através de tubagens de fluído refrigerante e cabos elétricos, estas duas unidades são dispostas uma no interior do espaço a climatizar e outra no exterior.

Controladas através de um comando, o equipamento tem funções de frio, quente ou ventilação.

Estes equipamentos podem ter várias configurações desde o mono-split, uma unidade interior e uma unidade exterior ou multi-split, uma unidade exterior e várias unidades interiores.

As unidades interiores podem ter várias configurações, unidade mural (1), cassette (2), chão/teto (3) ou condutas (4).



Figura 8.1 - Várias configurações unidades interiores Split: 1 - unidade mural, 2 - cassette, 3 - unidade chão/teto, 4 - unidade de condutas (BOSCH)

As unidades exteriores são bastante idênticas variando apenas o número de ligações disponíveis e a potência, consoante o número de unidades interiores.



Figura 8.2 - Unidade exterior Split (BOSCH)

No caso dos equipamentos multi-split, o funcionamento do equipamento é selecionado pelo comando, associado a várias unidades interiores, que terá ordem de arranque, assim que a primeira unidade interior for ligada. Assim, todas as unidades interiores vão ter o mesmo funcionamento da primeira, frio ou quente.

- VRF

Um sistema VRF (Variable Refrigerant Flow) é um tipo de sistema multi-split que tem a capacidade de modular a quantidade de refrigerante que passa nas unidades interiores. A grande diferença das unidades multi-split está na quantidade de unidades interiores que pode ir até 64 unidades, enquanto o sistema multi-split apenas permite 5 unidades interiores.

Dependendo do tipo de VRF, este pode permitir o arrefecimento e aquecimento de unidades interiores ao mesmo tempo apenas com o funcionamento de uma unidade exterior.

Equipamentos de instalação centralizada

Para além de equipamentos autónomos existem equipamentos para uma instalação centralizada. Estes equipamentos produzem energia térmica que é transportada de diversas formas para equipamentos terminais na instalação.

- Chiller

O chiller é uma máquina frigorífica que tem como principal objetivo a produção de água gelada, podendo ter várias configurações: água-ar, água-água e absorção.

O chiller água-ar produz água gelada e rejeita o calor através do condensador para o exterior.

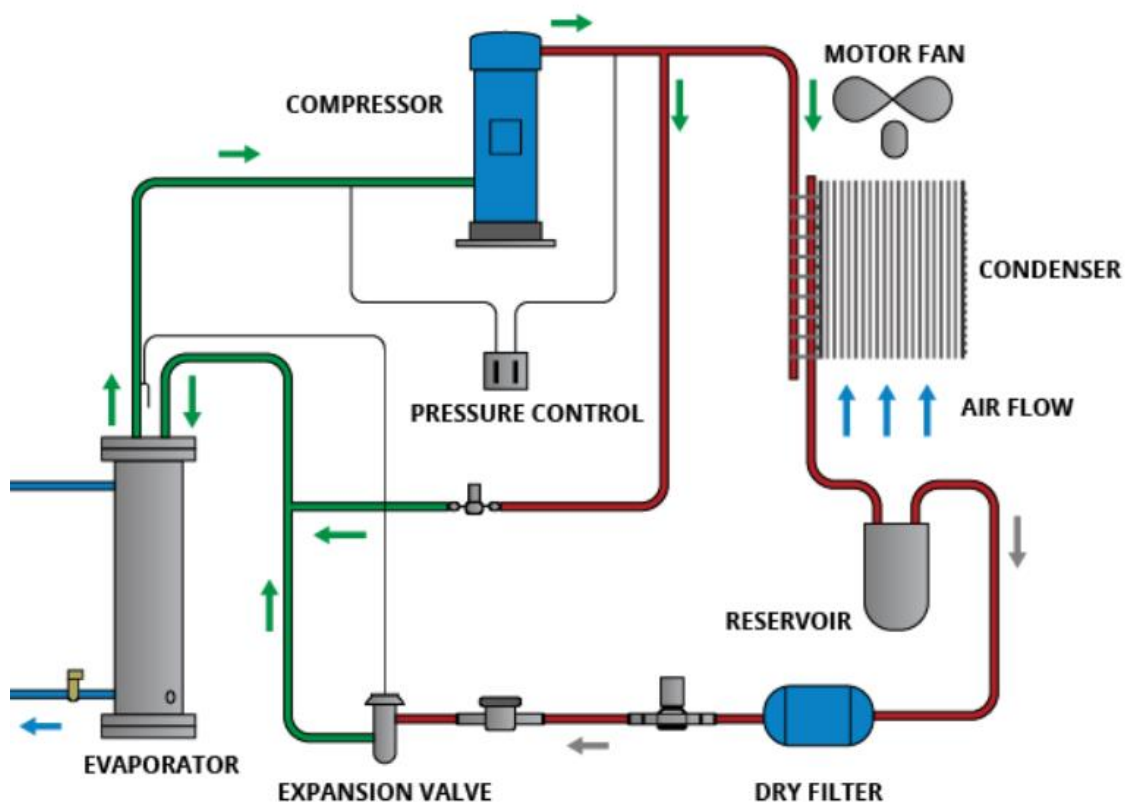


Figura 8.3 - Esquema de Funcionamento do Chiller água-ar (The basics of chillers, s.d.)

O chiller água-água produz água gelada e rejeita calor para a água, onde as temperaturas alcançam valores de 37 a 40°C, que pode ser, posteriormente, utilizada para fazer aquecimento de piscinas ou climatização de espaços.

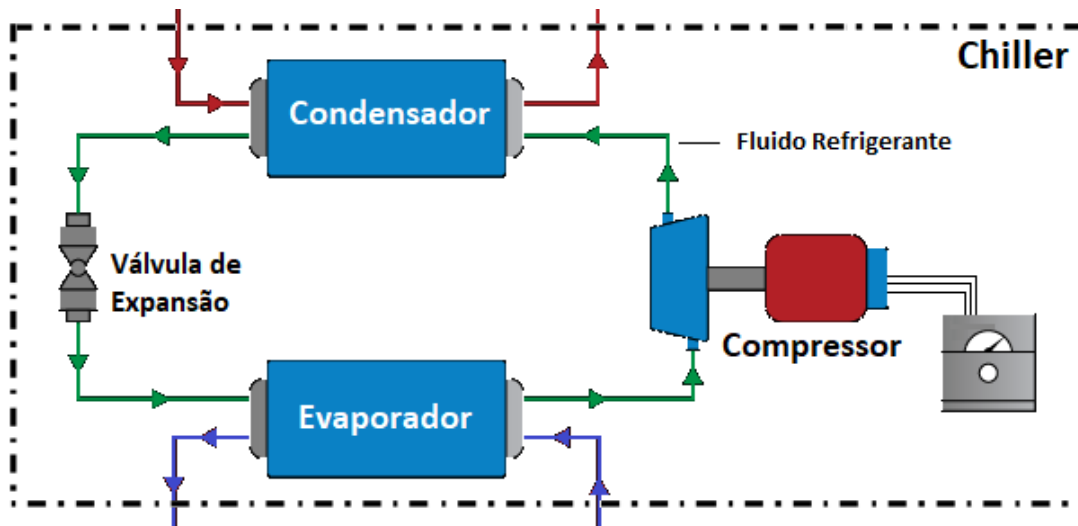


Figura 8.4 - Esquema de Funcionamento do Chiller água-água (Chiller – Eficiência Energética em Edificações, 2020)

O chiller de absorção produz água gelada, mas, em vez de absorver energia elétrica como nos outros tipos de chillers, absorve energia térmica. Essa energia térmica, em forma de calor, pode ser fornecida de queima direta, através da queima de combustíveis, ou, ainda, de queima indireta, através de um fluido quente.

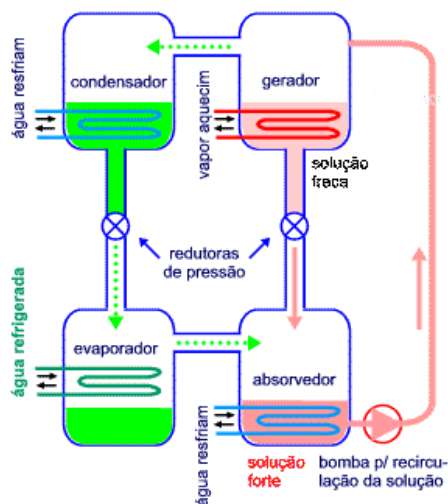


Figura 8.5 - Esquema de Funcionamento de um Chiller de Absorção (WWM Consultoria, 2019)

- Bomba de Calor

À semelhança do chiller, a bomba de calor é também uma máquina frigorífica, mas tem como objetivo a produção de água quente podendo atingir temperaturas até 60°C.

A bomba de calor pode ser a 2 tubos em que apenas se aproveita a energia calorífica e o evaporador absorve a energia do ar no exterior, como esquematizada na Figura 8.6, ou pode ser a 4 tubos onde o sistema absorve a energia à água que atravessa o evaporador e a rejeita novamente em água no condensador.

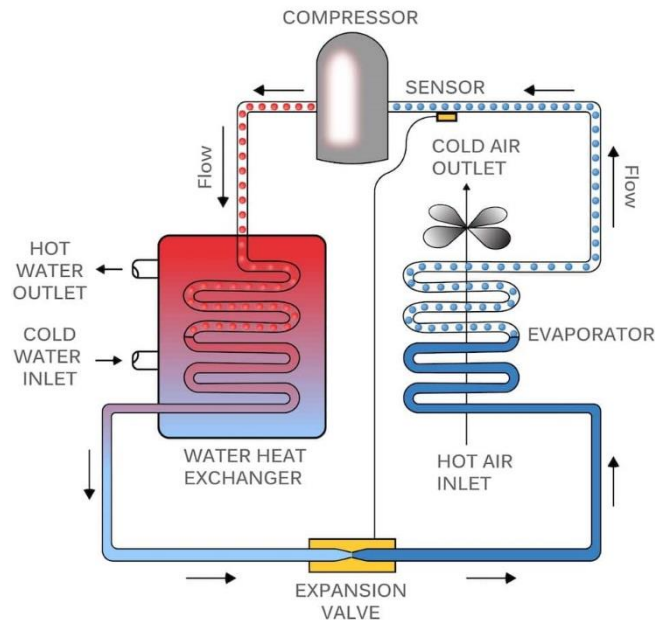


Figura 8.6 - Bomba de Calor a 2 Tubos (Heat Pumps: The Definitive Guide For 2019, s.d.)

- Caldeiras

A caldeira é uma máquina que gera calor através da queima de combustível. A água passa no interior do corpo da caldeira elevando a sua temperatura e pode ser levada a vários destinos, como depósitos de acumulação ou diretamente para o consumo ou aquecimento, consoante a instalação. Existem dois tipos de caldeiras, as caldeiras de condensação e as caldeiras convencionais.

A caldeira convencional utiliza a energia resultante da combustão para aquecer a água, enquanto que a caldeira de condensação aproveita os gases resultantes da combustão para pré-aquecer a água que vai entrar na cuba de combustão. Esse pré-aquecimento vai fazer com que haja a condensação da água, presente nos gases, fazendo com que a água que irá sair da caldeira seja a uma temperatura mais elevada.



Figura 8.7 - Esquema de Funcionamento das Caldeiras (Tudo o que precisa saber sobre vantagens e desvantagens das caldeiras de condensação, 2018)

- UTA

As UTA's são equipamentos constituídos por diversas máquinas com uma certa sequência de modo a filtrar, aquecer, arrefecer ou desumidificar o ar para que possa ser insuflado nos espaços a climatizar.

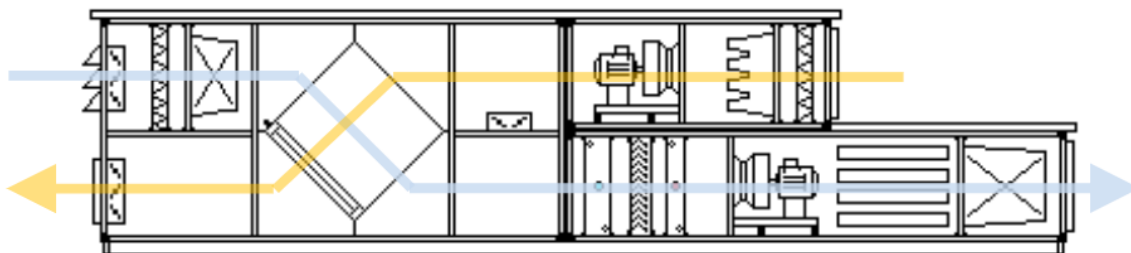


Figura 8.8 - Esquema de Funcionamento da UTA

As UTA's podem ser compostas de recuperadores de calor, como é o caso da Figura 8.8, onde o ar, que é extraído do espaço climatizado, transfere energia para o ar novo que vai ser insuflado para que as cargas térmicas presentes nesse ar novo sejam menores e se gaste menor quantidade de energia para o climatizar.

- Rooftop

As unidades Rooftop são unidades que têm um princípio de funcionamento idêntico ao das UTA's, mas bastante mais compacto e permitindo também arrefecer ou aquecer o ar que irá ser insuflado no espaço a climatizar.

Equipamentos Terminais

- Ventiloinvectores

É uma unidade interior composta por circuitos de tubos e alhetas onde circula água. Essa água vai fornecer ao ar energia, quente ou fria, para climatizar o espaço onde o aparelho se encontra.

À semelhança das unidades interiores split podem ser de vários tipos: mural, chão, teto, condutas ou cassete. Em comparação com as unidades interiores split, para a mesma potência, os ventiloinvectores têm maiores dimensões.

- Radiadores

São equipamentos que apenas transmitem calor ao espaço a climatizar através de radiação e por convecção natural de modo a manter o conforto térmico.

Estes equipamentos, normalmente de ferro fundido, alumínio ou aço, são um conjunto de elementos podendo assim variar a potência do radiador, variando o número de elementos.

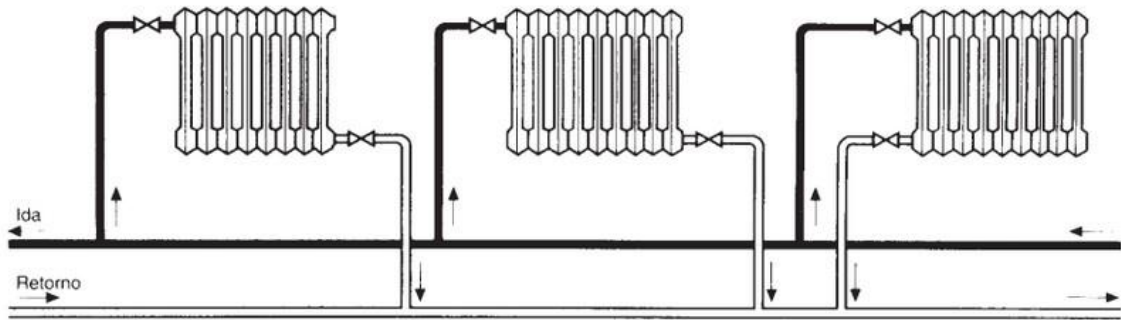


Figura 8.9 - Esquema de Funcionamento dos radiadores (Os diferentes circuitos de aquecimento central, 2008)

- Grelhas e difusores

As grelhas podem ser instaladas de modo a permitir a insuflação ou extração de ar do espaço.

Os difusores são conectados a condutas para injetar o ar no espaço satisfazendo as exigências de mistura e de deslocamento do ar.



Figura 8.10 - Exemplo de Grelhas e Difusores (Greltec, 2020)

Solução de produção de energia a partir de fontes de energia renovável (FER)

Os sistemas, a partir de fontes de energia renovável, como a energia solar, têm sido uma boa solução, pois a energia solar não tem os custos de aquisição que um combustível ou a eletricidade têm, o que acaba por ajudar a unidade hoteleira a ser mais competitiva e rentável.

Para além de um retorno financeiro, o investimento neste tipo de soluções ajuda a baixar a emissão de CO₂ para a atmosfera.

- Energia solar térmica

A energia solar térmica pode ser captada para aquecimento de água através de dois equipamentos, painéis de tubos de vácuo e painéis solares térmicos.

Os painéis de tubos de vácuo são constituídos por um feixe de tubos, em que cada tubo tem um outro concêntrico. O tubo interior é de cobre onde está o fluido que vai ser aquecido. O tubo exterior é de vidro resistente que permite atravessar a radiação incidente, que vai provocar no fluido um aumento de temperatura.

Os painéis solares térmicos são coletores de uma cor escura de modo a que a energia solar seja transmitida à água que circula em tubos no interior dos painéis. Uma instalação de painéis solares térmicos pode ter várias potências de produção dependendo da quantidade e da interligação entre os mesmos, podendo ser em série ou paralelo.

A energia solar, recebida pelo painel, é então transformada em energia térmica que vai elevar a temperatura da água, desde que entra no painel até que sai na extremidade oposta. A água irá depois permutar energia para o depósito de acumulação ou para o circuito de AQS ou aquecimento.

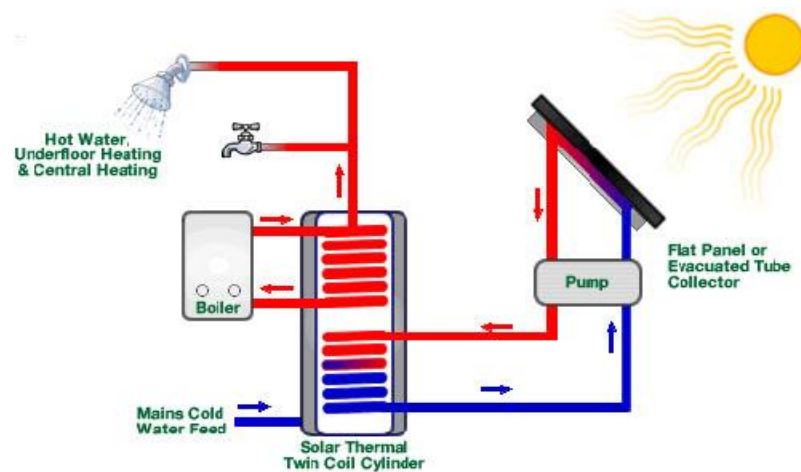


Figura 8.11 - Esquema de Funcionamento dos Painéis Solares Térmicos

- Painéis fotovoltaicos

Os painéis fotovoltaicos produzem energia elétrica a partir de energia solar que recebem. A energia elétrica é depois injetada na rede para consumo, o que vai ajudar a baixar os custos de eletricidade.



Figura 8.12 - Painéis Fotovoltaicos

9. Sistema Energético Integrado (SEI) para suprir energia térmica nos hotéis

Máquina Frigorífica

De um modo natural, a transferência de calor ocorre de um meio onde a temperatura é mais elevada para outro onde a temperatura é mais baixa. O processo inverso apenas é possível graças à refrigeração. Os equipamentos, que têm a capacidade de transferir o calor do meio mais frio para um meio mais quente, são denominados por máquinas frigoríficas. O equipamento que faz o inverso, transferir calor do meio mais quente para o meio mais frio, é denominado de bomba de calor.

Nas máquinas frigoríficas, a fonte fria irá retirar ao meio, em que está presente, energia de modo a que este arrefeça.

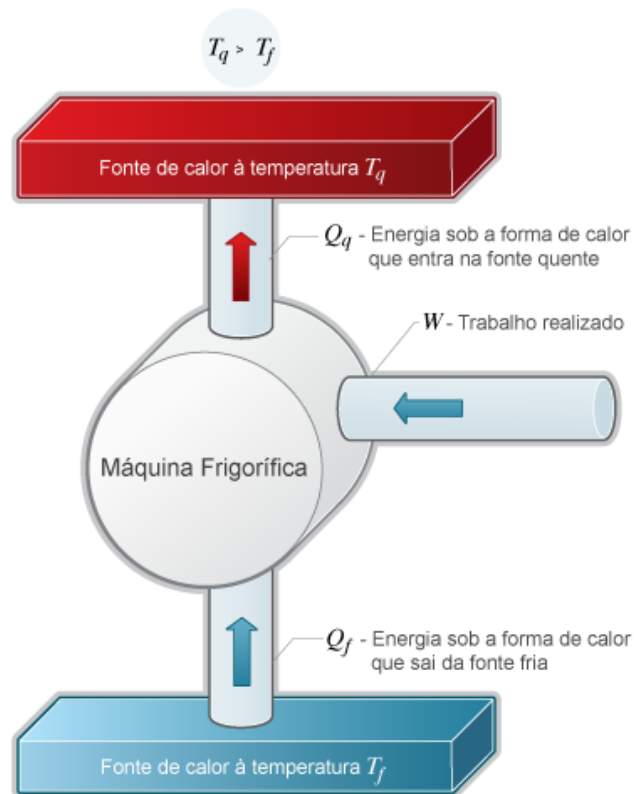


Figura 9.1 – Balanço Energético da Máquina Frigorífica (Física, 2009)

A energia fornecida pela fonte quente ao meio onde se encontra é o somatório da energia retirada pela fonte fria e do trabalho fornecido ao sistema, que pode ser escrito pela expressão:

$$Q_{cal} = Q_{frig} + P_{abs} \quad (1)$$

Onde:

Q_{cal} – Potência calorífica [W]

Q_{frig} – Potência frigorífica [W]

P_{abs} – Potência absorvida [W]

Dos diversos ciclos frigoríficos, o mais usado comercialmente é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Neste ciclo, o fluido circula pelos diversos componentes do sistema onde sofre processos de evaporação e condensação.

Este sistema é usado em câmaras ou túneis de refrigeração e de congelação, onde pretendemos que o ambiente interior que a climatizar necessite de uma temperatura baixa.

Para comparação entre máquinas frigoríficas ou bombas de calor existem diversos termos que relacionam a energia térmica e a energia absorvida.

Um desses termos é o COP. O COP (Coefficient of Performance) significa o coeficiente de desempenho e representa a relação entre a energia calorífica produzida e a energia absorvida, através da seguinte expressão:

$$COP = \frac{Q_{cal}}{P_{abs}} \quad (2)$$

Este termo aplica-se às bombas de calor enquanto que, para as máquinas frigoríficas, existe o termo EER.

O EER (Energy Efficiency Ratio) é o índice de eficiência de energia que relaciona a energia frigorífica e a energia absorvida.

$$EER = \frac{Q_{frig}}{P_{abs}} \quad (3)$$

Um novo termo que foi introduzido recentemente pela Climaveneta do grupo Mitsubishi Electric é o TER.

O TER (Total Efficiency Ratio) é utilizado quando se trata de um equipamento em que se aproveita ambas as energias térmicas produzidas, calorífica e frigorífica, como é o caso do SEI.

O TER pode ser calculado através da seguinte equação:

$$TER = \frac{Q_{cal} + Q_{frig}}{P_{abs}} \quad (4)$$

O valor do TER pode também ser representado através das eficiências da energia apresentadas na Equação (2) e na Equação (3) pela seguinte expressão:

$$TER = COP + EER \quad (5)$$

Esquema de Princípio de uma Máquina Frigorífica

O ciclo frigorífico com os principais componentes deverá ter o seguinte esquema de princípio:

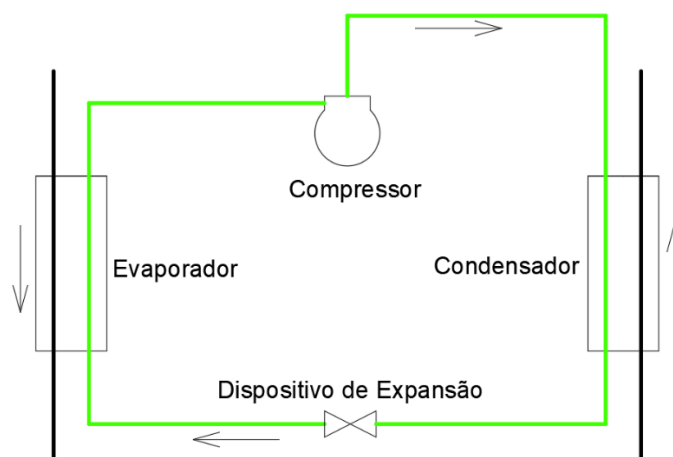


Figura 9.2 - Componentes do Ciclo Frigorífico

O sistema tem 4 componentes principais:

- Compressor;
- Condensador;
- Dispositivo de expansão;
- Evaporador.

Embora não seja considerado um componente, os fluidos frigoríficos são indispensáveis ao funcionamento de qualquer instalação frigorífica.

Fluidos Frigoríficos

Não sendo um dos componentes principais do ciclo frigorífico, o fluido frigorífico que nele circula é importante, pois este é o meio de transporte da energia. O fluido pode ter diversas funções podendo ser diferenciado como fluido primário ou fluido secundário.

Fluido Primário

Um fluido primário é aquele que apresenta uma mudança de fase quando ocorre a troca térmica. Estes fluidos são utilizados em equipamentos de refrigeração.

As propriedades ideais de um fluido frigorífico são:

- Não atacar a camada de ozono, ou seja, apresentar um ODP (ozone depletion potencial) próximo de zero;
- Apresentar um baixo potencial do efeito de estufa, ou seja, apresentar um GWP (global warming potential) próximo de zero;
- Não ser tóxico, corrosivo, irritante e poluente;
- Não ser inflamável e explosivo;
- Ser quimicamente estável;
- Ser energeticamente eficiente.

No entanto, o fluido frigorífico ideal não existe. Foram então utilizados fluídos, obtidos de forma natural ou sintética, de forma a que se aproximasse às necessidades do equipamento e da instalação.

Fluidos Sintéticos

Os fluidos sintéticos são aqueles que são produzidos através de substâncias químicas, podendo ser CFC's, HCFC's e HFC's.

Os CFC's, clorofluorcarbonetos, são utilizados na refrigeração comercial e doméstica. Este tipo de fluidos tem caído em desuso devido ao alto GWP e ODP. R-11, R-12 são exemplos de CFC's utilizados.

Os HCFC's, como o R-22 e o R-141b, foram criados como substituto ao CFC mas, por incluírem cloro, ainda contribuem para a destruição da camada de ozono.

Os HFC's os hidrofluorcarbonetos, pela ausência do cloro, não contribuem para a destruição da camada de ozono, embora apresentando em alguns fluidos um GWP superior aos CFC e HCFC. Um exemplo desses são o R-134a, R404A e o R407C.

Fluidos Naturais

Os fluidos naturais são aqueles que se conseguem obter da natureza sem qualquer interferência humana na sua produção. Existem vários fluidos naturais que têm vindo a ser utilizados como alternativas para a refrigeração, como é o caso dos hidrocarbonetos, o dióxido de carbono e o amoníaco.

Os hidrocarbonetos, HC's, têm ODP nulo e apresentam GWP baixo, podendo ser considerado desprezável.

O dióxido de carbono perdeu espaço no mercado da refrigeração após o aparecimento dos CFC's e HCFC's, mas, nos últimos anos, devido às restrições ambientais impostas aos equipamentos de refrigeração, este surge como uma solução viável.

O amoníaco tem excelentes propriedades para a refrigeração e não apresenta contribuição para a destruição da camada de ozono. O problema da utilização do amoníaco é o seu índice de toxicidade elevado que faz com que a instalação apresente vários equipamentos de segurança.

Fluido Secundário

Os fluidos secundários são aqueles que não mudam de fase quando ocorre a troca térmica. Estes são utilizados em circuitos de transferência de energia e devem ter as seguintes propriedades:

- Não reagir com o fluido primário em caso de mistura;
- Apresentar baixa viscosidade;
- Apresentar elevada capacidade térmica mássica;
- Apresentar temperatura de congelação inferior à de funcionamento;
- Apresentar elevado coeficiente de transmissão de calor;

- Não ser corrosivo e irritante.

Os fluidos secundários, que são mais utilizados em instalações industriais, são a água glicolada e salmoura.

A salmoura é uma solução de sal, cloreto de sódio ou cloreto de cálcio, dissolvida em água, que diminui a temperatura de congelação consoante a concentração de sal.

A água glicolada é uma solução de água com etilenoglicol ou propilenoglicol. Esta mistura faz com que o ponto de solidificação da água baixe e consigamos transportar energia com temperatura inferior a 0°C .

Diagrama Log P-h

O ciclo frigorífico pode ser representado num diagrama de acordo com o fluido que irá ser utilizado. Um exemplo desse diagrama é o Log P-h, onde apresenta a pressão em função da entalpia. Cada zona representada na Figura 9.3 representa o estado em que o fluido se encontra no ciclo de funcionamento.

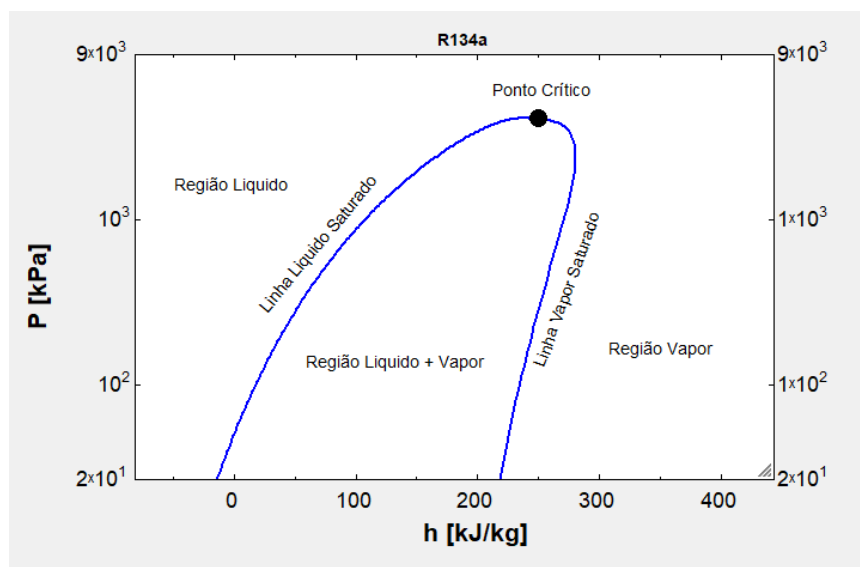


Figura 9.3 - Diagrama LogP-h do R134a

Na Figura 9.4 está também representado o ciclo frigorífico, onde se pode identificar as quatro fases do ciclo (compressão, condensação, expansão e evaporação) e os pontos de funcionamento do sistema (A, B, C e D). O ponto crítico é onde, acima do qual, não se consegue obter a condensação. Deve-se então utilizar fluidos com pontos críticos acima do funcionamento do sistema.

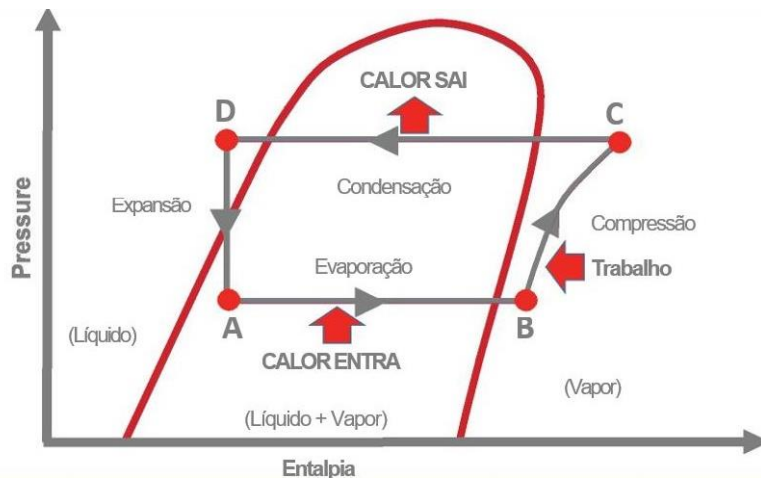


Figura 9.4 - Diagrama Log P-h com Ciclo de Funcionamento (Fundamentos das Bombas de Calor, 2020)

Verifica-se, ainda, as transferências de energia do sistema com o exterior. No evaporador, o calor entra no sistema recebendo posteriormente energia em forma de trabalho do compressor. Este comprime-o e a alta pressão, o fluido rejeita o calor armazenado pelo condensador.

Compressor

O compressor é um equipamento que faz parte de um ciclo de refrigeração que tem como função induzir um aumento de pressão entre o estado de evaporação e o estado de condensação, ou seja, vai aspirar o fluido frigorífico da saída do evaporador, no estado de vapor sobreaquecido, e comprime-o de modo a chegar ao condensador a uma pressão superior.

Os compressores podem ser classificados como:

Compressor hermético onde o motor e o compressor estão dentro da mesma carcaça selada. Estes não possuem reparação pois são de baixo custo.

Compressor semi-hermético, devido à sua construção, permite a remoção de tampas que permitem acesso a válvulas, pistões e motor elétrico. Ao contrário dos herméticos, este permite reparação e pode ser aplicado com todos os fluidos e cobre uma grande gama de necessidades frigoríficas.

Os compressores abertos têm o veio de acionamento a atravessar a carcaça permitindo assim o acoplamento a um motor elétrico. Este permite reparação pois o acesso ao seu interior é facilitado.

Existe vários tipos de compressores:

- Alternativos - Este é composto por um ou mais cilindros onde o pistão no seu interior comprime o gás.
- Rotativos – Apresenta um rolo que roda de forma excêntrica dentro de um cilindro. Ao manter sempre o contacto dentro do cilindro comprime o gás que é armazenado numa câmara de volume variável.
- Parafuso – Tem dois rotores em forma de parafuso, um macho e uma fêmea, que giram em sentido contrário. Na rotação dos parafusos, os lóbulos abrem e aspiram o gás. Após a aspiração, o gás é comprimido ao longo dos rotores sendo comprimido.
- Centrifugo – Tem um rotor a alta velocidade que impulsiona o fluido para dentro de uma voluta comprimindo-o.
- Scroll ou Espiral – É composto por duas peças em espiral, uma fixa e outra espiral móvel que, ao rodar, vão canalizando uma certa quantidade de fluido para um volume mais reduzido comprimindo-o.

O mais utilizado na refrigeração é o compressor alternativo. Nas instalações de média e grande capacidade, o mais usual é o compressor de parafuso. Na gama do ar condicionado a escolha é os compressores rotativos e os compressores scroll.

Condensador

O condensador é o equipamento que recebe o fluido comprimido pelo compressor, tendo como função libertar o calor que está armazenado no fluido para o meio de arrefecimento. Este fluido entra no condensador no estado gasoso e, ao perder a energia armazenada, condensa e é direcionado para o dispositivo de expansão.

Os condensadores podem ser arrefecidos a água, a ar ou mistos. Os condensadores a ar podem ser de convecção natural, como é o caso dos condensadores estáticos dos frigoríficos, ou de convecção forçada, onde ventiladores forçam o ar a atravessar o condensador, permitindo uma maior transferência de energia. Estes são usados nos equipamentos de frio comercial, ar condicionado e equipamentos de edifícios de serviços.

Os condensadores a água podem ser do tipo multitubulares, de placas e torres de arrefecimento. Os multitubulares podem ter várias configurações como tubo duplo, de serpentina e carcaça e de tubo e carcaça.

Os condensadores podem também ser mistos como é o caso dos condensadores evaporativos.

Nos condensadores existe a possibilidade de escolher os fluidos de ambos os lados do permutador com os fluxos contracorrente ou fluxo cocorrente. No condensador, o coeficiente global de transferência de calor diminui à medida que acontece a condensação. Assim, deve-se escolher os fluxos cruzados de maneira a que a maior diferença de temperatura compense o menor coeficiente global de transferência de calor.

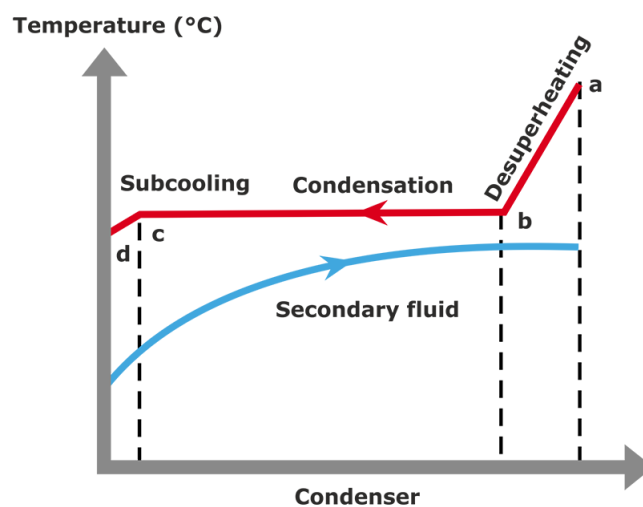


Figura 9.5 - Temperatura no Permutador de Fluxos Cruzados (SWEP)

Podemos verificar na Figura 9.5, a variação de temperaturas dos dois fluidos no interior do permutador. Na descarga do compressor, o fluido vai sair a uma temperatura mais elevada do que a temperatura de condensação. Ocorre uma variação de temperatura de 20-50°C no fluido que representa entre 15 a 25% da energia que é libertada para o fluido secundário. Esta energia é libertada em forma de calor sensível e o fluido mantém-se gasoso até atingir a linha de vapor saturado. A parte mais significativa é quando o fluido atinge a temperatura de saturação, em que é libertado calor latente da mudança de fase do fluido, que representa de 70 a 80% da energia libertada. Por fim, ocorre um sub-arrefecimento do fluido, de forma a garantir que o dispositivo de expansão é alimentado por fluido no estado líquido. Este sub-arrefecimento é normalmente por volta de 3-5°C e representa aproximadamente 2 a 5% da energia total trocada no condensador. (Refrigerant handbook, s.d.)

Pelo facto de o fluido frigorífico entrar no condensador a uma temperatura superior à temperatura de saturação, o fluido secundário pode sair do permutador muito próximo ou até superior à temperatura de saturação.

Dispositivo de Expansão

O dispositivo de expansão ou expansor é um equipamento localizado entre o condensador e o evaporador, que tem como função manter a diferença de pressão entre a alta e a baixa pressão e regular o fluxo de fluido frigorífico no circuito.

Existem diversos tipos de expansores:

- Tubo capilar: através de um tubo fino ligado entre o condensador e o evaporador faz um efeito de estrangulamento que impõe um caudal constante no evaporador e uma diferença de pressão constante. Utilizado em equipamento de frio doméstico, este deverá ser dimensionado consoante o equipamento onde vai ser instalado.
- Válvula de expansão termostática: este tipo de válvula provoca uma perda de carga no sistema de modo a que este baixe a pressão e, através de um bolbo na saída do evaporador, controle a temperatura de sobreaquecimento, para garantir a

aspiração de gases mantendo a integridade do sistema. Podem ser com equalização externa que é bastante útil nos sistemas de média e grande capacidade.



Figura 9.6 - Exemplo de Válvula de Expansão Termostática (DANFOSS)

- Válvulas de expansão automáticas: este tipo de expansor é utilizado em sistemas em que as cargas são praticamente constantes, uma vez que a sua regulação é feita por um parafuso de ajuste. Este expansor, depois de regulado, ao detetar uma diminuição da pressão no evaporador, abre a agulha e deixa passar o fluido, mantendo uma pressão constante no evaporador. Quando é detetado um aumento de pressão no evaporador a agulha fecha-se imediatamente.
- Válvula de boia: este tipo de expansores é utilizado apenas nos sistemas inundados ou sobrealimentados, pois controlam o nível de líquido no evaporador de líquido ou no evaporador.
- Válvula de expansão eletrónica: sendo o expansor com maior precisão, este recebe impulsos elétricos que atuam na bobine do expansor de modo a abrir e fechar a passagem de fluido. Este expansor necessita de ser ligado a um controlador que também recebe informação do valor da temperatura na saída do evaporador garantindo o sobreaquecimento desejado.



Figura 9.7 - Exemplo de Válvula de Expansão Eletrônica (AKVP – válvula de expansão eletrônica para aplicações em supermercados e lojas, s.d.)

Evaporador

O evaporador é o equipamento que tem a capacidade de absorver energia do meio a refrigerar fazendo com que o fluido frigorífico, que entra no estado líquido, se vaporize ao longo do evaporador. É esta mudança de fase que faz com que o fluido tenha capacidade de armazenar energia, libertando-a mais tarde no condensador.

O fluido na saída do evaporador, já totalmente vaporizado, vai ser aspirado pelo compressor e assim completar o ciclo de funcionamento.

Os evaporadores podem ter vários tipos de funcionamento:

- Sistema expansão direta:

Onde todo o fluido que sai do dispositivo de expansão, uma mistura de gás e líquido, vai diretamente para o evaporador. Em virtude de o evaporador ser alimentado por uma mistura vai resultar numa baixa eficiência devido à diminuição do coeficiente global de transferência de calor.

- Sistema inundado:

No sistema inundado é instalado um depósito de líquido entre o dispositivo de expansão e o evaporador que recebe todo o fluido resultante da expansão e, apenas fornece ao evaporador fluido no estado líquido. Esta alimentação é feita por gravidade. Os gases que chegam ao depósito de líquido provenientes da expansão podem ser canalizados diretamente à aspiração do compressor ou ficam no depósito até se condensarem e entrarem no evaporador no estado líquido.

- Sistema sobrealimentado:

Tem o mesmo princípio de funcionamento que o sistema inundado, mas, ao invés de alimentar o evaporador por gravidade, alimenta-o com uma bomba.

Os evaporadores podem ter diversas configurações:

- Evaporadores de tubo liso;
- Evaporadores de placas;
- Evaporadores de tubos e alhetas;
- Evaporadores de serpentina e carcaça;
- Evaporador de tubo e carcaça.

Assim como os condensadores, é mais eficiente a utilização de fluxos contracorrente devido ao equilíbrio da diferença de temperatura e o coeficiente global de transferência de calor e garantir que temos um sobreaquecimento na saída do evaporador.

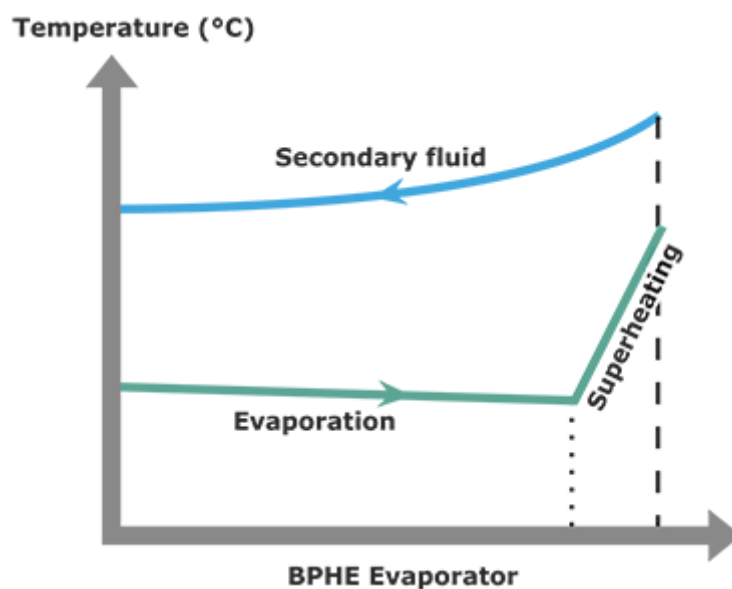


Figura 9.8 - Funcionamento do Permutador como Evaporador (SWEP)

Como se verifica na Figura 9.8, o fluido secundário irá entrar a uma temperatura mais elevada no evaporador e sair a uma temperatura mais baixa. O fluido primário irá entrar como uma mistura de líquido e vapor que, na fase final, irá sair sobreaquecido a uma temperatura ligeiramente superior à de saturação.

Influência da temperatura de condensação e de evaporação

Devido às alterações de temperatura do fluido secundário, tanto no condensador como no evaporador, vai ocorrer uma variação da temperatura de condensação e de evaporação. Esta variação de temperaturas faz com que o compressor tenha que se adaptar às condições dos dois meios.

No caso da temperatura de condensação podemos comparar a Figura 9.9 que o equipamento apresenta uma temperatura de condensação de 50°C e a Figura 9.10 que apresenta o mesmo equipamento com temperatura de condensação 10°C mais elevada:

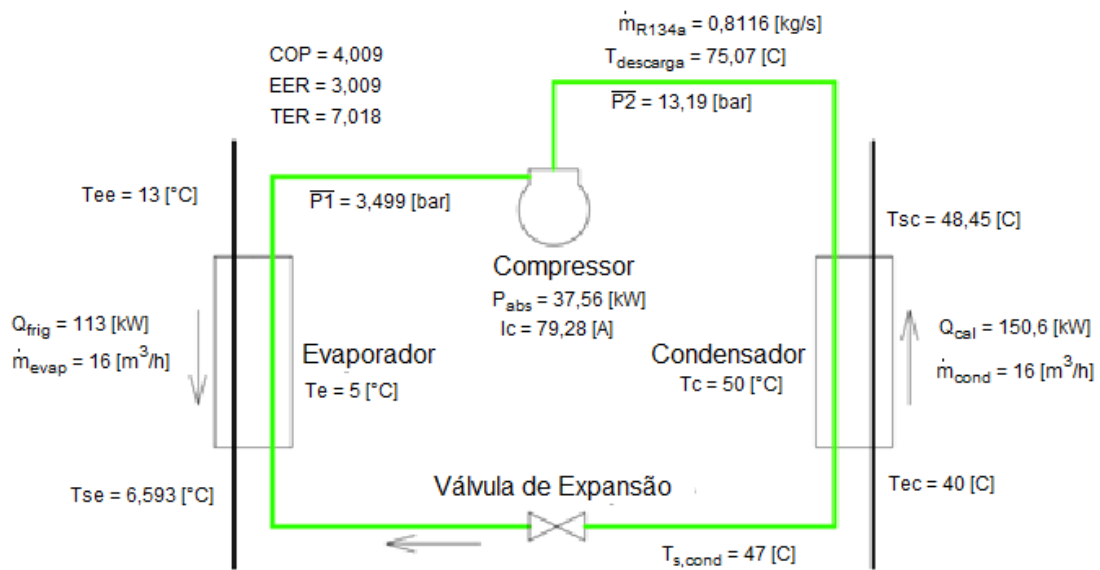


Figura 9.9 – Sistema com temperatura de condensação 50°C

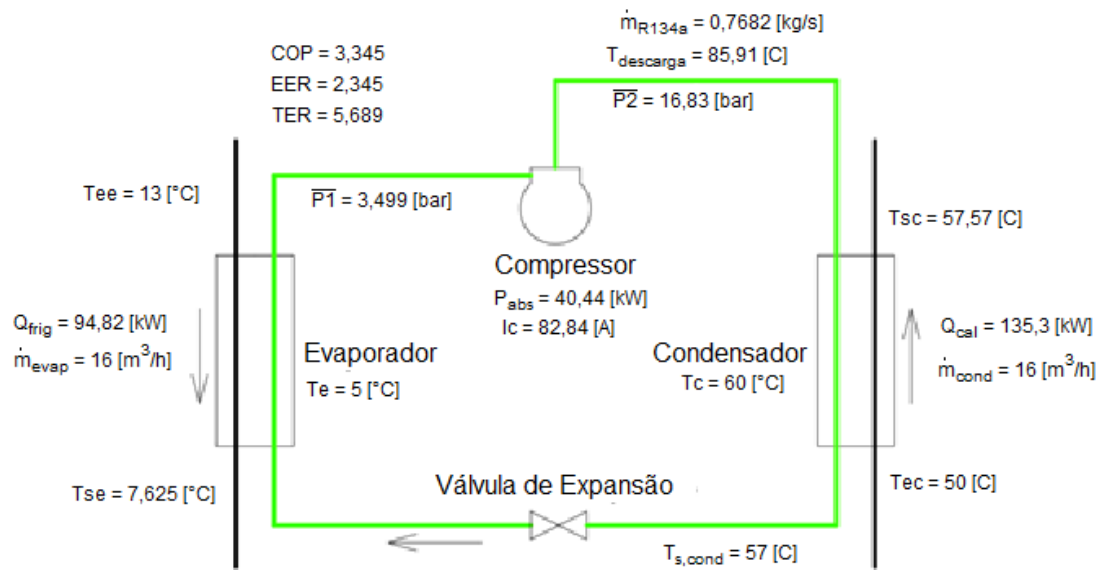


Figura 9.10 - Sistema com temperatura de condensação 60°C

Se aumentarmos a temperatura de condensação, podemos então assumir que:

- A energia calorífica diminui;
- A energia frigorífica diminui;
- A potência do compressor aumenta;
- As eficiências diminuem.

Para a variação da temperatura de evaporação podemos analisar a Figura 9.11 onde a temperatura de evaporação é 5°C e a Figura 9.12 em que a temperatura de evaporação é 10°C.

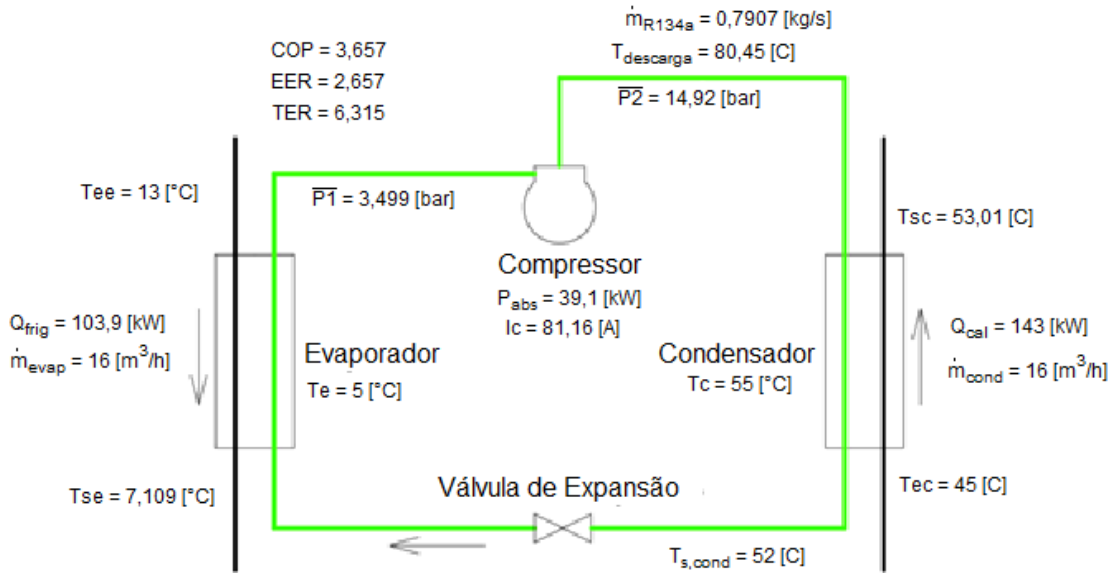


Figura 9.11 - Sistema com temperatura de evaporação 5°C

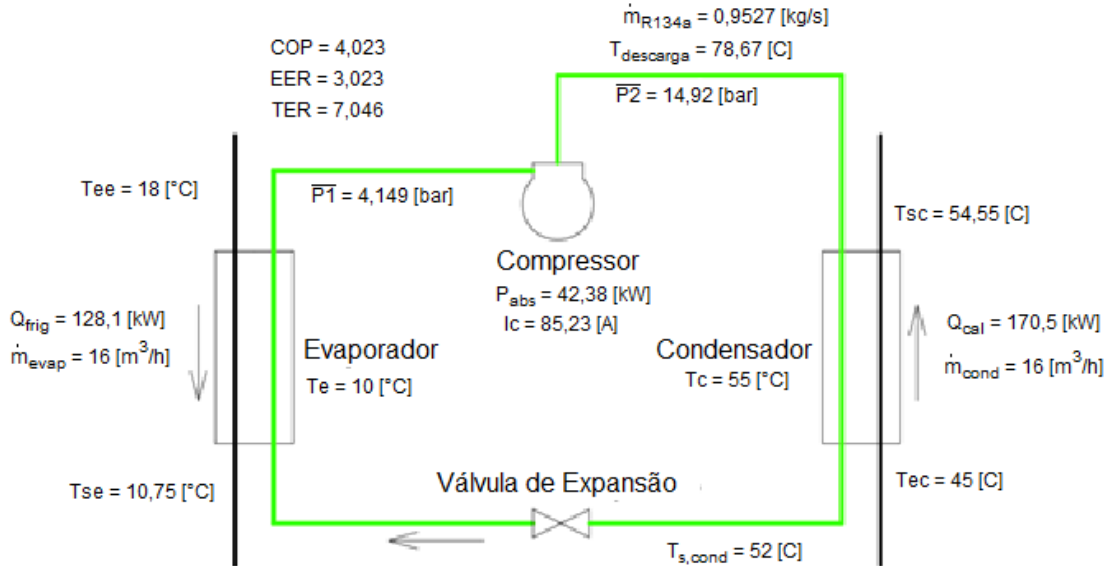


Figura 9.12 - Sistema com temperatura de evaporação 10°C

Se a temperatura de evaporação aumentar:

- A energia frigorífica aumenta;
- A energia calorífica aumenta;
- A potência do compressor aumenta;
- A eficiência aumenta.

Com esta variação de temperaturas de evaporação e condensação, no caso de elevar a temperatura de condensação e, simultaneamente, ocorrer a diminuição da temperatura de evaporação, a temperatura de descarga aumenta e pode chegar a valores muito elevados que podem colocar em risco o equipamento.

Influência do subarrefecimento

O subarrefecimento ocorre quando o fluido sai do condensador até à chegada da válvula de expansão. O subarrefecimento existe sempre porque é difícil garantir que o líquido saturado chegue ao dispositivo de expansão, pois dissipa-se energia para o exterior. O subarrefecimento acontece:

- Na zona final do condensador;
- No reservatório de líquido (caso exista);
- Tubagem entre condensador e dispositivo de expansão.

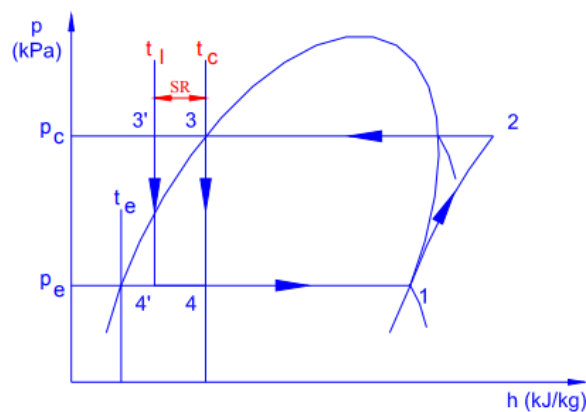


Figura 9.13 - Variação do Subarrefecimento (Matos)

O subarrefecimento do líquido não resulta numa variação tão significativa como a temperatura de condensação e a temperatura de evaporação.

Subarrefecimento do líquido diminui (3):

- A energia calorífica diminui;
- A energia frigorífica diminui;
- A potência do compressor mantém;
- A eficiência diminui.

Subarrefecimento do líquido aumenta (3'):

- A energia calorífica aumenta;
- A energia frigorífica aumenta;
- A potência do compressor mantém;
- A eficiência aumenta.

Influência do sobreaquecimento

O sobreaquecimento ocorre quando o fluido sai do evaporador e acontece porque o fluido continua a ganhar energia até à aspiração do compressor. Este sobreaquecimento pode acontecer:

- Na zona final do evaporador;
- Na tubagem do evaporador ao compressor.

Se o sobreaquecimento acontecer no evaporador considera-se que o sobreaquecimento é útil, uma vez que iremos trocar a energia com o fluido secundário que vai ser aproveitada. Se o fluido ganhar calor na tubagem de aspiração essa energia não é útil, pois a energia absorvida veio do exterior.

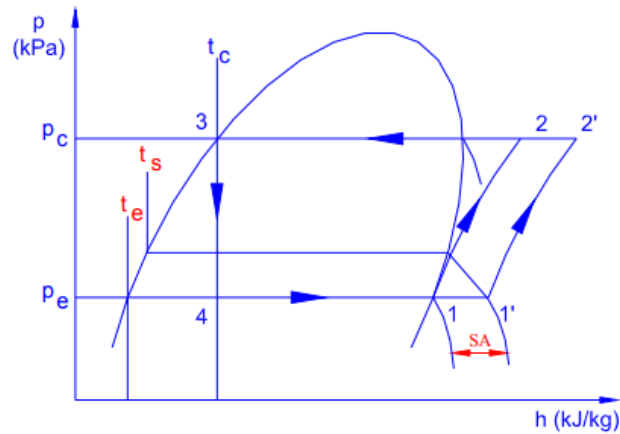


Figura 9.14 - Variação do Sobreaquecimento (Matos)

A variação deste parâmetro influencia os valores resultantes do ciclo como mostra a Figura 9.14:

Se o sobreaquecimento do gás aumentar (1'):

- A energia calorífica aumenta;
- A energia frigorífica aumenta;
- A potência do compressor mantém;
- A temperatura de descarga aumenta;
- A eficiência aumenta.

Sobreaquecimento do gás diminui (1):

- A energia calorífica diminui;
- A energia frigorífica diminui;
- A potência do compressor mantém;
- A temperatura de descarga diminui;
- A eficiência diminui.

10. Simulação do SEI no EES Aplicado a uma Unidade Hoteleira

Unidade hoteleira em estudo

A unidade hoteleira escolhida está situada no concelho de Albufeira. A unidade apresenta diversas soluções de estadia e dispõe de:

- 400 quartos
- 3 Restaurantes
- SPA
- Piscinas interiores e exteriores
- Parque aquático infantil
- Ginásio

A climatização nos quartos é feita através de equipamentos de expansão direta, mono-split. Nos espaços comuns, a climatização é feita através de diversos equipamentos como unidade de desumidificação (UD), unidade de tratamento de ar (UTA), unidade de tratamento de ar novo (UTAN) e ventiloconvectores (VC) com baterias de aquecimento e arrefecimento que garantem a necessidade energética dos seguintes espaços:

Equipamento	Local	Função	Recuperador de Calor	Equipamento a 2/4 tubos	Potência Arrefecimento/Aquecimento [kW]
UD	Piscina Interior	Desumidificação e Aquecimento	Permutador de Placas	4	83/53
UTAN 1	Casa das Máquinas	Ar novo	Permutador rotativo térmico	2	6/7
UTA 3	Ginásio	Climatização	Permutador de Placas	2	26/30
UTAN 6	Refeitório do Pessoal	Climatização	-	4	8/10
UTA 7	Restaurante	Ar Novo	Permutador rotativo térmico	2	39/12
UTA 8	Sala de Conferências	Climatização	Permutador rotativo térmico	2	35/40
UTA 9	Sala de Conferências	Climatização	Permutador rotativo térmico	2	35/40

UTA 10	Sala de Conferências	Climatização	Permutador rotativo térmico	2	35/40
UTA 11	Sala de Conferências	Climatização	Permutador rotativo térmico	2	35/40
UTA 12	Buffet	Climatização	Permutador rotativo térmico	2	89/104
UTA 13	Bar	Climatização	Permutador rotativo térmico	2	68/81
UTA 14	Lobby	Climatização	Permutador rotativo térmico	2	43/40
Total: 12 Unidades					502/497

Tabela 10.1 - Consumo Energético do Edifício em Estudo

Os ventiloconvectores (VC's) são, ao todo, 60 unidades, encontrando-se instalados em salas de massagens, balneários, cabeleireiros, refeitórios, posto de transformação, salas de reunião, salas de administração, recepção e restaurantes.

A totalidade dos VC's apresentam 245 kW de potência de arrefecimento e 244 kW de potência de aquecimento.

Os perfis foram retirados de um SGTC, presente na unidade hoteleira, conseguindo assim obter valores bastante aproximados de 5 em 5 minutos da energia de água quente sanitária, água quente e água fria absorvida pela instalação e da temperatura exterior do local.

Os valores de consumo e os perfis de consumo da unidade foram adaptados à potência da máquina em estudo. Considerou-se que o SEI satisfaz apenas um terço do consumo total da instalação, garantindo, no entanto, os perfis de consumo reais.

EES

O EES (Engineering Equation Solver) é um software de resolução de equações que pode resolver numericamente equações algébricas, como equações não-lineares, equações com variáveis complexas e equações diferenciais.

O que difere o EES de outros softwares de resolução de equações é o facto de o EES identificar e agrupar equações que podem ser resolvidas, simultaneamente, e de possuir

uma base de dados matemáticos e termodinâmicos que são bastante usados para resolver cálculos no âmbito da engenharia.

Este software foi desenvolvido para facilitar o ensino da engenharia mecânica nas áreas de termodinâmica e transferência de calor, apresentando uma extensa base de dados de propriedades termodinâmicas. A facilidade de obtenção de valores das bases de dados simplifica a resolução de problemas no âmbito da engenharia.

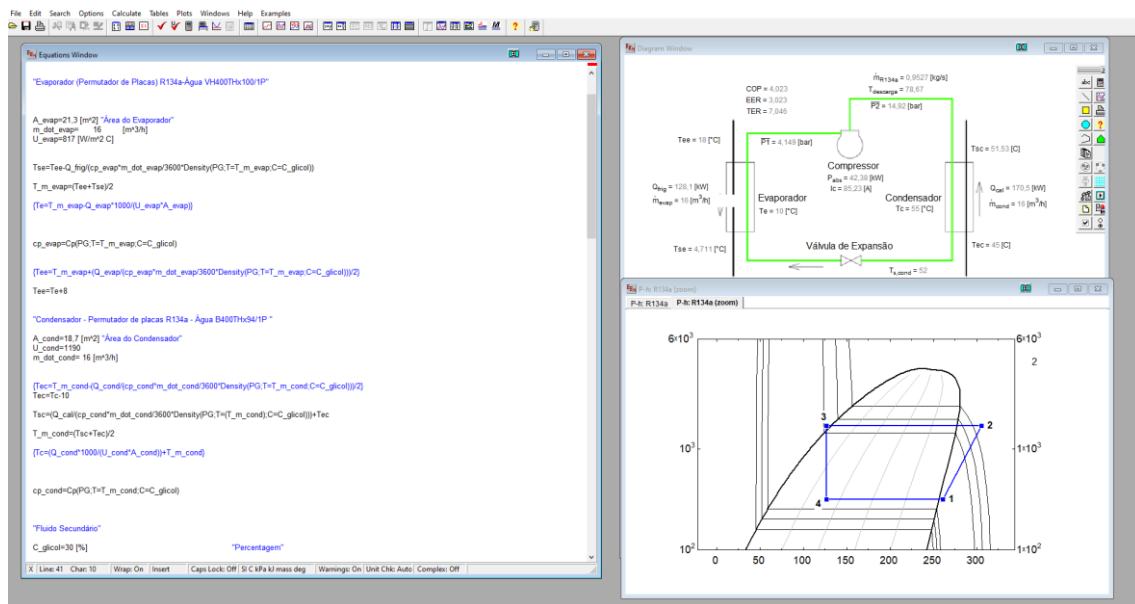


Figura 10.1 - Ambiente de Trabalho do EES

Funcionamento do Sistema de Energia Integrado (SEI)

O esquema de princípio da simulação é:

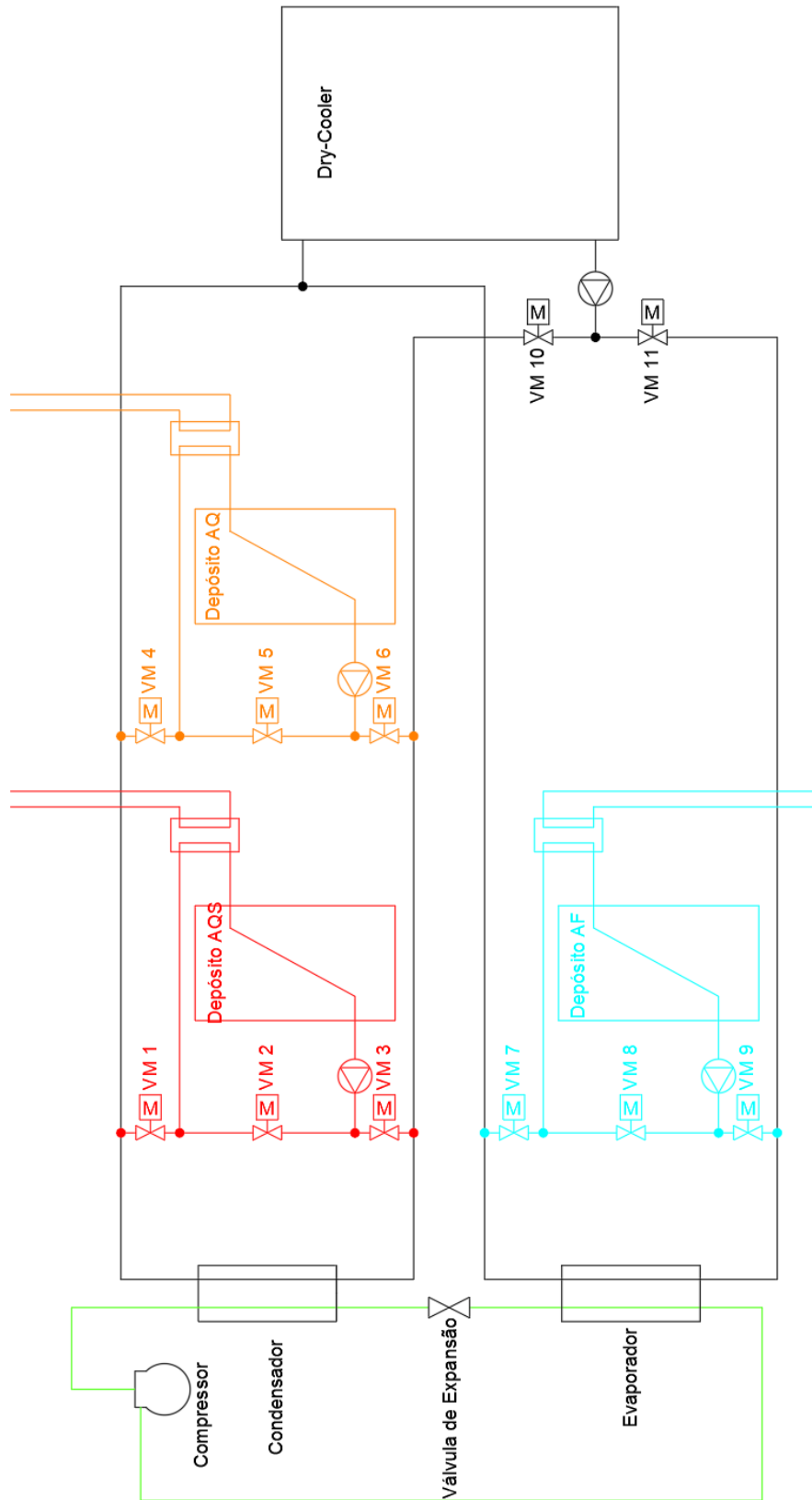


Figura 10.2 - Esquema de Princípio da Instalação

A instalação é composta por um equipamento que produz água fria e água quente, em simultâneo. A água quente tem dois destinos em que pode ser aproveitada, então a prioridade é a produção de água quente sanitária para consumo e, depois à produção de água quente para climatização. A produção de água fria apenas tem uma utilização que é a climatização.

O regime do equipamento depende da temperatura de cada depósito, uma vez que o equipamento apenas vai ligar se não for cumprido o objetivo de produção de cada depósito. Quando o equipamento está ligado a produzir um tipo de energia (fria ou quente) queremos aproveitar a outra que também está a ser produzida. Assim, coloca-se um valor de objetivo para recuperação, mais elevado do que o de produção no caso de água quente e mais baixo no caso de água fria, de modo a que seja permitida a acumulação de maior quantidade de energia ao invés de a rejeitar no dry-cooler.

O sistema irá utilizar como fluido primário o R134a e como fluido secundário água glicolada com uma concentração de 30%.

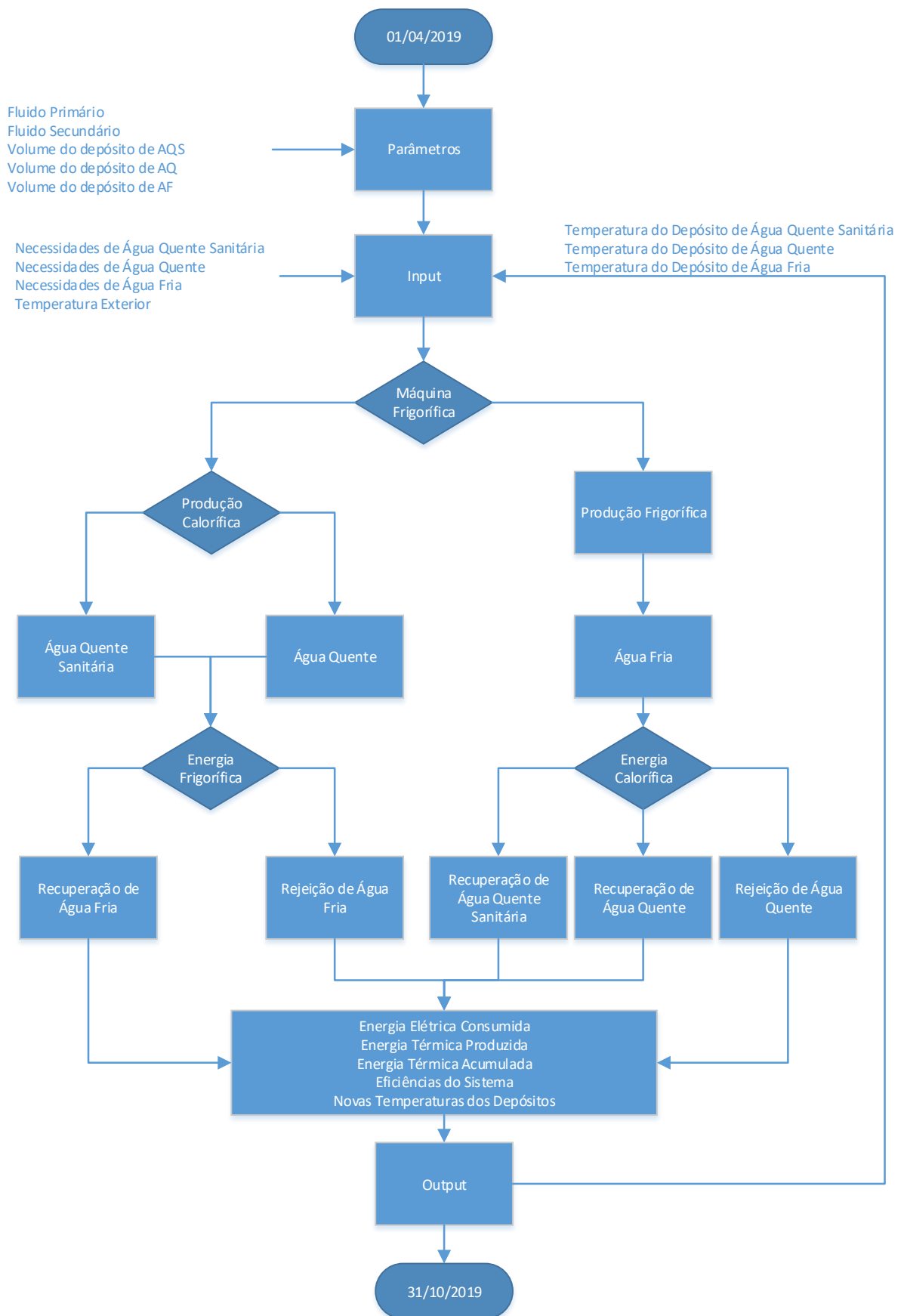


Figura 10.3 - Fluxograma do Funcionamento da Simulação

Simulação

Compressor

Para a simulação iremos usar um compressor alternativo semi-hermético da marca Bitzer. Este fabricante disponibiliza diversas equações para os seus compressores onde se pode obter valores de capacidade frigorífica, potência absorvida pelo compressor, caudal mássico de fluido frigorífico e intensidade de corrente.

Estas equações têm como variáveis a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação, temperatura de sub-arrefecimento e temperatura de sobreaquecimento. Estas duas últimas devem ser admitidas aquando da obtenção das expressões.

As expressões fornecidas pelo fabricante de compressores têm a seguinte configuração:

$$y = c_1 + c_2 \cdot T_e + c_3 \cdot T_c + c_4 \cdot T_e^2 + c_5 \cdot T_e \cdot T_c + c_6 \cdot T_c^2 + c_7 \cdot T_e^3 + c_8 \cdot T_c \cdot T_e^2 + c_9 \cdot T_e \cdot T_c^2 + c_{10} \cdot T_c^3 \quad (6)$$

Em que,

T_e – Temperatura de Evaporação [°C]

T_c – Temperatura de Condensação [°C]

Os valores dos coeficientes c_1 a c_{10} depende do modelo do compressor e temperatura de sub-arrefecimento e de sobreaquecimento. A temperatura de evaporação e a de condensação são introduzidas diretamente nas expressões que pode resultar os seguintes valores:

Q_{frig} – Potência frigorífica [W]

P_{abs} – Potência absorvida pelo compressor [W]

\dot{m}_{R134a} – Caudal mássico [kg/s]

I_{comp} – Intensidade [A]

A partir dos valores das expressões anteriores conseguimos então obter os valores da potência calorífica (Q_{cal}) e das eficiências do sistema (COP , EER e TER) pelas Equações (1), (2), (3) e (4).

Os valores definidos para efetuar a simulação no software da Bitzer foram:

$$T_{subarref} = 3^{\circ}\text{C}$$

$T_{subarref}$ – Subarrefecimento do liquido

$$T_{sobreaq} = 6^{\circ}\text{C}$$

$T_{sobreaq}$ – Sobreaquecimento do gás de aspiração

O compressor selecionado foi o Bitzer 8FE que apresenta as seguintes características:

Dados técnico	
Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	221 m ³ /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	8 x 82 mm x 60 mm
Peso	363 kg
Pressão máxima (LP/H)	19 / 28 bar
Conexão da linha de sucção	76 mm - 3 1/8"
Conexão da linha de descarga	54 mm - 2 1/8"
Dados motor	
Voltagem do motor	380-420V PW-3-50Hz
Máxima corrente de trabalho	139.0 A
Máx. Potência absorvida excedida	78,0 kW

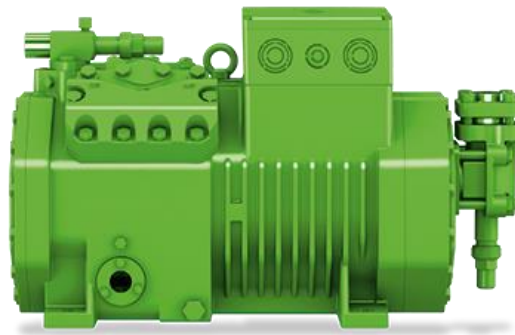


Figura 10.4 - Compressor Bitzer (BITZER)

Condensador

Como é visível no esquema de princípio, o fluido secundário que chega ao permutador tem a mesma temperatura do depósito que irá receber a energia. Assim, a simulação assume uma temperatura de condensação de onde resulta uma potência calorífica em que:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{cond} \cdot c_p \cdot \Delta T \Leftrightarrow Q_{cond} = \dot{m}_{cond} \cdot c_p \cdot (T_{sc} - T_{ec}) [kW] \quad (7)$$

Onde:

\dot{m}_{cond} – caudal de fluido secundário que atravessa o permutador [kg/s]

c_p – calor específico a pressão constante à temperatura

média do fluido secundário no permutador [$\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$]

ΔT – diferença entre a saída (T_{sc}) e a entrada (T_{ec}) do permutador do fluido secundário

Podemos então obter um valor de temperatura média do fluido secundário:

$$T_{m\ cond} = \frac{T_{ec} + T_{sc}}{2} [^\circ C] \quad (8)$$

Assim, uma vez que a energia que o fluido secundário recebeu foi transferida pelo permutador, podemos dizer que:

$$\begin{aligned} Q_{cond} &= A_{cond} \cdot U_{cond} \cdot \Delta T \Leftrightarrow \\ Q_{cond} &= A_{cond} \cdot U_{cond} \cdot (T_{m\ cond} - T_c) [kW] \end{aligned} \quad (9)$$

Em que:

A_{cond} – Área do condensador [m^2]

U_{cond} – Coeficiente global de transferência de calor [$\frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C}$]

ΔT – diferença entre a temperatura média do fluido secundário ($T_{m\ cond}$) e a temperatura de condensação (T_c)

Assim, podemos descobrir a temperatura de condensação, mas, uma vez que a potência calorífica depende da temperatura de condensação, ao fim de várias iterações, a simulação encontra o valor real.

Para a simulação iremos usar um permutador de placas da marca SWEP. Este fabricante tem um software de dimensionamento e simulação dos seus equipamentos, assim como uma grande gama de permutadores.

Considerando um regime de funcionamento normal simulado no compressor, foram utilizados os seguintes parâmetros para a seleção do condensador:

$$Q_{cond} = 133 \text{ kW}$$

$$T_c = 55^\circ\text{C}$$

$$T_{subarref} = 3^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{cond} = 16 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$T_{ec} = 45^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de descarga} = 81^\circ\text{C}$$

Feito o dimensionamento, foi selecionado o condensador de placas B250ASHx146/1P com as seguintes características:

Número de placas: 146

$$U_{cond} = 1,190 \text{ kW}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$A_{cond} = 18,7 \text{ m}^2$$

Ficha no Anexo A e Anexo B.



Figura 10.5 - Condensador SWEP B250ASH (SWEP)

Dispositivo de Expansão

O dispositivo de expansão que se irá utilizar é a válvula de expansão eletrónica, uma vez que esta é bastante precisa e há necessidade que exista um controlo por trás do sistema que se pretende implementar. A este controlador devem também ser ligadas diversas sondas para o funcionamento e leitura do sistema.

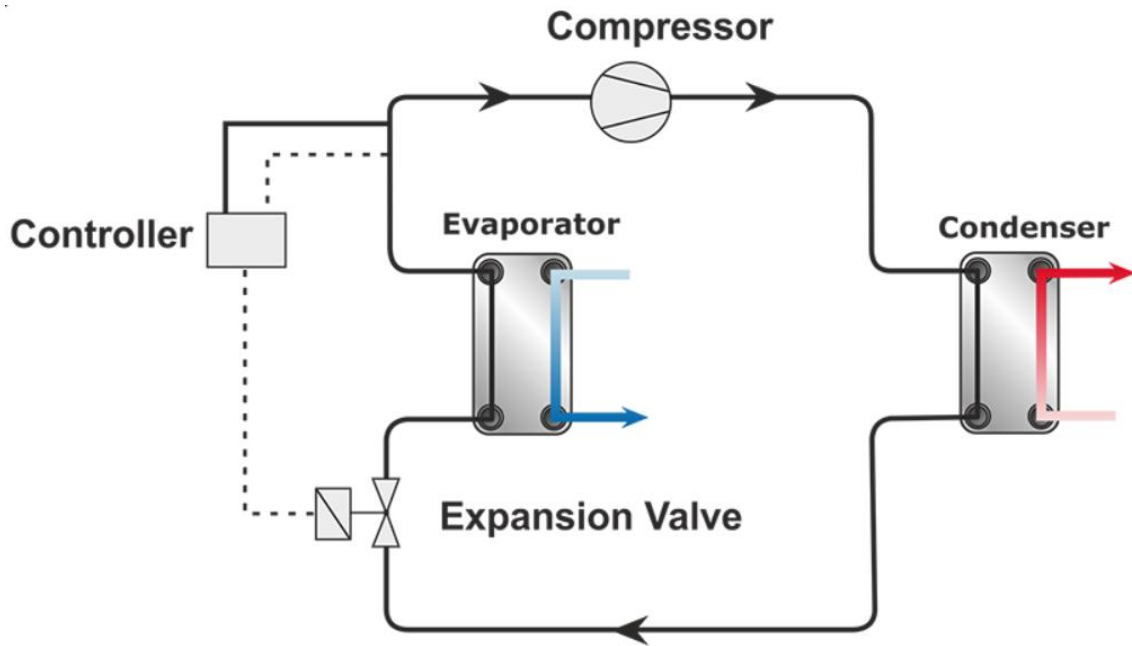


Figura 10.6 - Instalação do Dispositivo de Expansão (SWEV)

O funcionamento da válvula de expansão eletrónica está representado nas seguintes figuras:

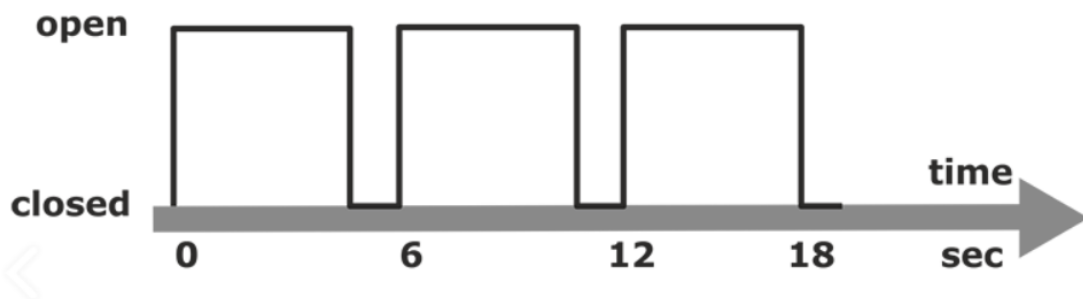


Figura 10.7 - Tempos de Abertura da Válvula de Expansão Eletrónica (SWEV)

O ciclo normal de funcionamento destas válvulas de expansão é de 5 segundos aberta e 1 segundo fechada. Totalizando 6 segundos por ciclo. O controlador irá impor uma corrente elétrica durante 5 segundos na bobina da válvula para esta se manter aberta.

O controlador, ao detetar que existe um aumento de temperatura, devido à passagem de excesso de fluido no evaporador, vai diminuir o tempo que a válvula está aberta. Como mostra a Figura 10.8, o controlador alterou o tempo de funcionamento da válvula para 1 segundo aberto e 5 segundos fechada.

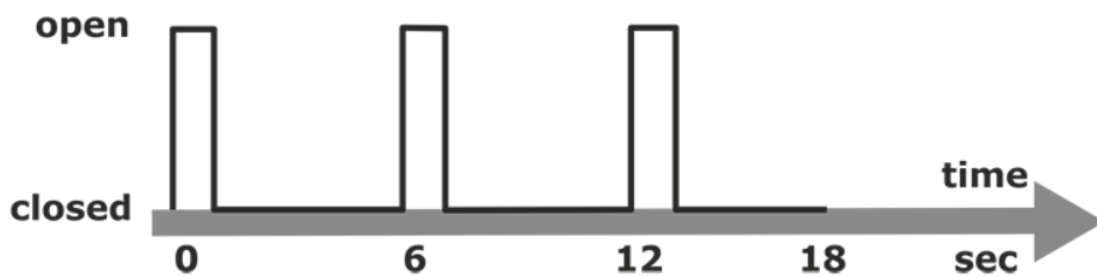


Figura 10.8- Tempos de Fecho da Válvula de Expansão Eletrônica (SWEV)

Esta situação ocorre também quando a quantidade de energia frigorífica produzida pelo sistema é baixa. É reduzido o tempo de abertura de modo a que o regime do compressor se mantenha estável.

Na simulação não existe qualquer influência da válvula expansora, uma vez que esta não tem consumos elétricos consideráveis e, não existe nenhuma troca de energia associada ao seu funcionamento.

Evaporador

No evaporador, fluido secundário que entra tem a mesma temperatura do depósito que irá receber a energia. Assim, a simulação assume uma temperatura de evaporação onde resulta uma potência frigorífica em que:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot c_p \cdot \Delta T \Leftrightarrow Q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot c_p \cdot (T_{ee} - T_{se}) [kW] \quad (10)$$

Onde:

\dot{m}_{evap} – caudal de fluido secundário que atravessa o permutador [kg/s]

c_p – calor específico a pressão constante à temperatura

média do fluido secundário no permutador [$\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$]

ΔT – diferença entre a entrada (T_{ee}) e a saída (T_{se}) do permutador do fluido secundário

Podemos então obter um valor de temperatura média do fluido secundário:

$$T_{m\ evap} = \frac{T_{ee} + T_{se}}{2} [^\circ\text{C}] \quad (11)$$

Assim, uma vez que a energia que o fluido secundário recebeu foi transferida pelo permutador, podemos dizer que:

$$\begin{aligned} Q_{evap} &= A_{evap} \cdot U_{evap} \cdot \Delta T \Leftrightarrow \\ Q_{evap} &= A_{evap} \cdot U_{evap} \cdot (T_{m\ evap} - T_e) [kW] \end{aligned} \quad (12)$$

Em que:

A_{evap} – Área do evaporador [m^2]

U_{evap} – Coeficiente global de transferência de calor [$\text{kW}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$]

ΔT – diferença entre a temperatura média do fluido secundário ($T_{m\ evap}$) e a temperatura de evaporação (T_e)

Podemos então chegar ao valor da temperatura de evaporação, mas, como a potência frigorífica depende da temperatura de evaporação na sequência de várias iterações, chegamos ao valor dos mesmos.

À semelhança do condensador iremos usar um permutador de placas da marca SWEP. Considerando um regime de funcionamento normal, foram utilizados os seguintes parâmetros para a seleção do evaporador:

$$Q_{evap} = 95 \text{ kW}$$

$$T_e = 3^\circ\text{C}$$

$$T_{sobreaq} = 5^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{cond} = 16 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$T_{ee} = 12^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de descarga} = 81^\circ\text{C}$$

Feito o dimensionamento foi selecionado o evaporador de placas “V400THx100/1P” com as seguintes características:

Número de placas: 100

$$U_{evap} = 0,817 \text{ kW}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$A_{evap} = 21,3 \text{ m}^2$$

Ficha no Anexo C e Anexo D.

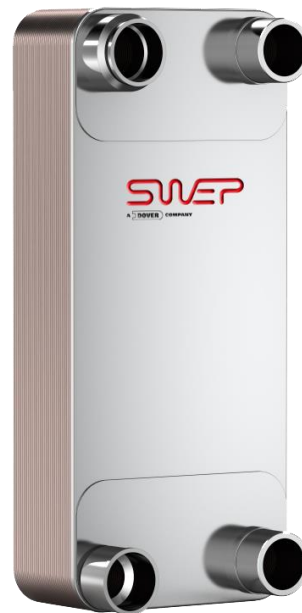


Figura 10.9 - Evaporador SWEP V400TH (SWEP)

Depósitos de acumulação

A acumulação de energia da simulação será feita em depósitos de água fria, água quente e água quente sanitária. A quantidade acumulada de cada tipo de energia é:

$$\text{Volume de água fria} = 10\,000 \text{ l}$$

$$\text{Volume de água quente} = 10\,000 \text{ l}$$

$$\text{Volume de água quente sanitária} = 25\,000 \text{ l}$$

Para contabilização de energia acumulada decidiu-se atribuir um valor de temperatura, temperatura de referência, até onde a energia acumulada pode ser utilizada para o seu propósito. As temperaturas de referência são:

$$\textit{Temperatura de referência de água fria} = 18^{\circ}\text{C}$$

$$\textit{Temperatura de referência de água quente} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$\textit{Temperatura de referência de água quente sanitária} = 50^{\circ}\text{C}$$

Assim, o cálculo de energia acumulado no depósito de água fria ($Q_{dep\ AF}$) é:

$$Q_{dep\ AF} = m_{AF} \cdot c_{p\ AF} \cdot \Delta T \Leftrightarrow Q_{dep\ AF} = m_{AF} \cdot c_{p\ AF} \cdot (T_{ref\ AF} - T_{dep\ AF}) \quad (13)$$

Em que:

$$m_{AF} - \textit{massa acumulada de água fria [kg]}$$

$$c_{p\ AF} - \textit{calor específico a pressão constante à temperatura do depósito [J/(kg.K)]}$$

$$\Delta T - \textit{diferença entre a temperatura de referência e a temperatura do depósito de água fria}$$

O cálculo de energia acumulada nos depósitos de água quente ($Q_{dep\ AQ}$) e água quente sanitária ($Q_{dep\ AQS}$) é:

$$Q_{dep\ AQ} = m_{AQ} \cdot c_{p\ AQ} \cdot \Delta T \Leftrightarrow Q_{dep\ AQ} = m_{AQ} \cdot c_{p\ AQ} \cdot (T_{dep\ AQ} - T_{ref\ AQ}) \quad (14)$$

Em que:

$$m_{AQ} - \textit{massa acumulada de água quente (sanitária) [kg]}$$

$$c_{p\ AF} - \textit{calor específico a pressão constante à temperatura do depósito [J/(kg.K)]}$$

ΔT – diferença entre a temperatura do depósito de água quente (sanitária)
e a temperatura de referência de água quente (sanitária)

Podemos então dizer que a energia acumulada no depósito, seja de água fria, água quente ou água quente sanitária, é a temperatura inicial do início do intervalo de tempo da simulação. No final do intervalo de tempo da simulação a energia acumulada no depósito é:

$$Q_{final\ dep} = Q_{dep} - Q_{nec} + Q_{prod} \quad (15)$$

Onde:

Q_{dep} – Energia acumulada no depósito no início do intervalo de tempo [kJ]

Q_{nec} – Energia necessária para suprir as necessidades da unidade
hoteleira [kJ]

A energia produzida pelo sistema (Q_{prod}) pode tomar dois valores, quando se está a efetuar o cálculo da energia final do depósito de água fria, o valor de energia produzida é o valor de energia frigorífica que vem do evaporador. Quando se está a calcular a energia final do depósito de água quente ou água quente sanitária, a energia produzida pelo sistema toma o valor de energia calorífica dado pelo condensador.

Esta energia produzida apenas toma valor se o sistema estiver ativo, ou seja, tem que estar a haver produção ou recuperação do tipo de energia respetivo, caso contrário toma o valor de 0 (zero).

Dry-Cooler

A rejeição de energia vai ocorrer quando estamos a produzir uma energia que não temos capacidade de a aproveitar, uma vez que a acumulação de energia já atingiu o limite.

O equipamento que vamos utilizar é um dry-cooler que utiliza ar à temperatura ambiente que serve tanto para rejeitar energia frigorífica como para energia calorífica.

Como está na figura seguinte, o ar é aspirado pelos ventiladores, sendo forçado a atravessar os feixes de tubos onde circula o fluido secundário quente ou frio.

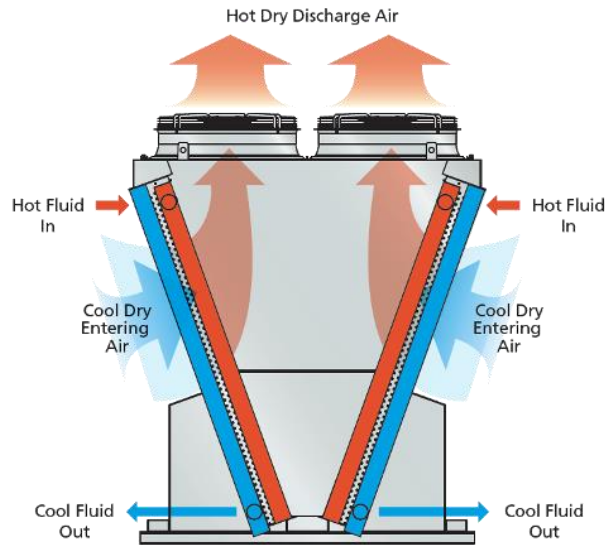


Figura 10.10 - Funcionamento de um Dry-Cooler (eco-Air Series Dry Cooler, 2021)

A partir das características do Dry-Cooler podemos chegar ao valor do coeficiente global de transferência de calor (U_{DC}), uma vez que este se mantém constante, pois considera-se o caudal de ambos os lados serão iguais.

$$Q_{DC} = A_{DC} \cdot U_{DC} \cdot \Delta T \Leftrightarrow U_{DC} = \frac{Q_{DC}}{A_{DC} \cdot \Delta T} \left[\text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{°C} \right] \quad (16)$$

Onde:

A_{DC} – Área do Dry – Cooler [m^2]

Q_{DC} – Potência transferida pelo Dry – Cooler [kW]

ΔT – diferença entre a temperatura média do fluido secundário (T_{mDC}) e a temperatura de exterior ($T_{ambiente}$)

Iremos usar um Dry-Cooler da marca Centauro que possui um software de dimensionamento onde foram utilizados os seguintes parâmetros para dimensionamento:

$$Q_{cond} = 150 \text{ kW} \pm 20\%$$

Diferença de Temperatura: $\Delta T = 15\text{°C}$

$$T_{ambiente} = 35^{\circ}\text{C}$$

Feito o dimensionamento foi selecionado o Dry-Cooler EVO/M-291/141T com as seguintes características:

$$Q_{DC}(\Delta T = 15^{\circ}\text{C}) = 141,33 \text{ kW}$$

$$A_{DC} = 306,82 \text{ m}^2$$

$$\text{Potência dos ventiladores: } P_{Vent} = 3,680 \text{ kW}$$

Ficha no Anexo E.



Figura 10.11 - Dry-Cooler EVO/M (Centaurus)

Equipamentos adicionais

Para além do consumo do compressor existem outros equipamentos consumidores na instalação como é o caso dos ventiladores do dry-cooler e as bombas.

Os ventiladores do dry-cooler, como referido anteriormente, tem 3,680 kW de potência.

As bombas têm a função de fazer circular o fluido secundário pelos diversos circuitos. Deverá existir um conjunto de duas bombas em cada circuito de maneira a fazer alguma manutenção ou uma potencial avaria, não colocando em risco o funcionamento de todo o sistema pois deverá funcionar 24h por dia. Deve-se também intercalar o funcionamento das bombas do conjunto, pois estas deverão ser dimensionadas para uma única bomba circular o caudal necessário, equilibrando assim as horas de trabalho das bombas. Neste caso vamos apenas dimensionar a bomba do dry-cooler, pois em comparação com outras soluções, as outras bombas dos circuitos de aquecimento e

arrefecimento têm de existir para o bom funcionamento da instalação. Assim, para a bomba do dry-cooler temos as seguintes características:

	Caudal [m ³ /h]	Equipamento			Total	
		Evaporador	Condensador	Tubagem e Acessórios		Dry-Cooler
Bomba do DC	16	1,21		8	5	14,21

Tabela 10.2 - Tabela de perdas de carga na instalação para dimensionamento das bombas (m.c.a.)

A bomba escolhida do fabricante Grundfos para o fluido secundário conta com uma concentração de 30% de propileno glicol e apresenta as seguintes características:

	Modelo	Caudal [m ³ /h]	Perda de Carga [m.c.a.]	Temperatura de funcionamento [°C]	Potência absorvida [W]	Rendimento [%]
Bomba do DC	TPE3 40-200	16	14	5/40	992/927	85/84

Figura 10.12 - Características da Bomba do Dry-cooler (Grundfos)

Ficha técnica no Anexo F e Anexo G.

Modos de Funcionamento

A preferência da instalação recai sobre a produção de água quente sanitária uma vez que esta é indispensável para o funcionamento de qualquer unidade hoteleira. Como o sistema proposto é capaz de aproveitar a energia quente e a energia fria, esta última irá ser aproveitada para a produção de água fria que, posteriormente, irá ser utilizadas nas UTA's, UTAN's e VC's.

Produção de Água Quente Sanitária Objetivo: 55°C	Recuperação de Água Fria Objetivo: 8°C
Produção de Água Quente Sanitária Objetivo: 55°C	Rejeição de Energia Frigorífica

A produção de AQS tem 55°C como objetivo de produção, ou seja, o sistema vai arrancar para produzir quando a temperatura do depósito for abaixo do objetivo. A recuperação de água fria irá ter um objetivo para a recuperação de 8°C, um valor inferior

à produção (11°C), para permitir uma maior acumulação de energia que se iria dissipar para o exterior. Quando já não existe capacidade de armazenamento, a energia fria é rejeitada para o exterior.

A produção de água fria tem 11°C como objetivo e pode ser recuperada a energia tanto para AQS como para AQ. Dá-se prioridade às AQS com recuperação até 60°C e, quando atingiu o objetivo, recupera-se energia para as AQ até aos 45°C. Se não existir capacidade de armazenar a energia, esta é rejeitada.

Produção de Água Fria Objetivo: 11°C	Recuperação de Água Quente Sanitária Objetivo: 60°C
Produção de Água Fria Objetivo: 11°C	Recuperação de Água Quente Objetivo: 45°C
Produção de Água Fria Objetivo: 11°C	Rejeição de Energia Calorífica

Para a produção de AQ definiu-se um objetivo de produção de 40°C e, assim como para a produção de AQS, a energia frigorífica é recuperada para até atingir o mesmo objetivo de 8°C.

Produção de Água Quente Objetivo: 40°C	Recuperação de Água Fria Objetivo: 8°C
Produção de Água Quente Objetivo: 40°C	Rejeição de Energia Frigorífica

Numa situação real, quando os depósitos atingiram o limite definido, através da GTC, pode-se variar o objetivo das unidades consumidoras de água quente e água fria de modo a que aumente o consumo energético, climatizando o espaço e acumulando a energia que se iria dissipar.

Fez-se então início à simulação conforme o código desenvolvido no EES que está transcrito desde o Anexo L até ao Anexo V.

11. Resultados

Resultado da simulação

Na simulação foram registados todos os tipos de funcionamento ao longo de todos os dias. Sendo assim, foram seleccionados dois dias típicos para uma análise com diversos tipos de necessidades. Os dias seleccionados foram dia 25/05/2019 em que foi registado uma grande necessidade de energia calorífica e a energia frigorífica foi excedente devido à baixa necessidade e o dia 18/08/2019 onde a necessidade de energia frigorífica foi constante ao longo do dia e foi recuperada energia calorífica.

Dia típico de inverno - 25/05/2019

Na Figura 11.1 seguinte é mostrada a temperatura exterior do local e as necessidades de energia térmica ao longo das 24h do dia 25/05/2019. A vermelho está representado as necessidades de AQS, a cor-de-laranja encontra-se representado as necessidades de AQ e a azul está apresentado as necessidades de AF. A verde está representada a temperatura exterior do local com o eixo do lado direito.

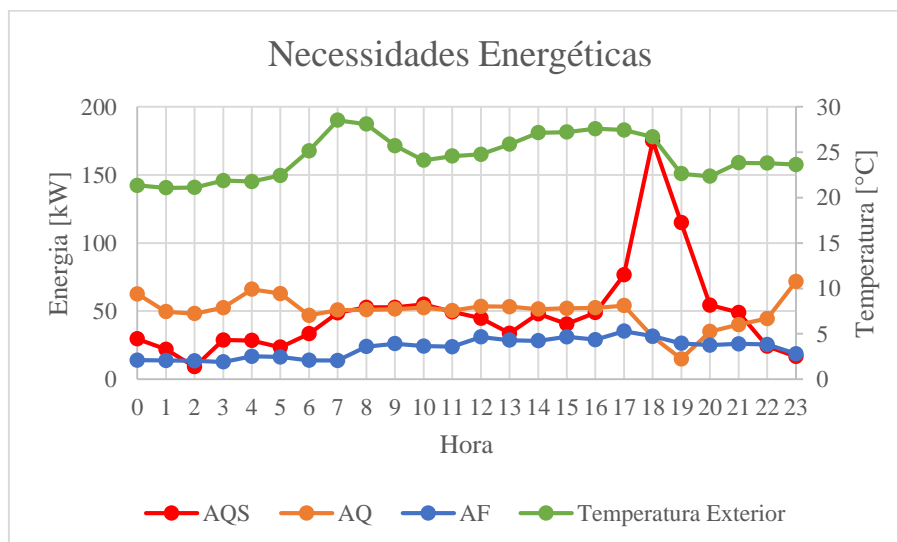


Figura 11.1 - Necessidades Energéticas no Dia 25/05/2019

As necessidades de AQS são mais elevadas de manhã entre as 7h e as 11h e da parte da tarde entre as 17h e as 20h.

As necessidades de AQ são praticamente constantes ao longo das 24h, embora tenha uma diminuição de consumo entre as 17h e as 22h.

As necessidades de AF são constantes ao longo do dia e apresentam um valor baixo devido à baixa necessidade deste tipo de energia nesta época do ano.

Na Figura 11.2 está representado o balanço de energia para a água quente sanitária. A energia produzida pelo SEI foi suficiente para suprir as necessidades energéticas da unidade hoteleira, exceto numa altura de alto consumo como ocorreu das 17h às 20h. Neste intervalo de tempo, o sistema recorreu à energia acumulada no depósito para garantir que a instalação recebia a energia necessária.

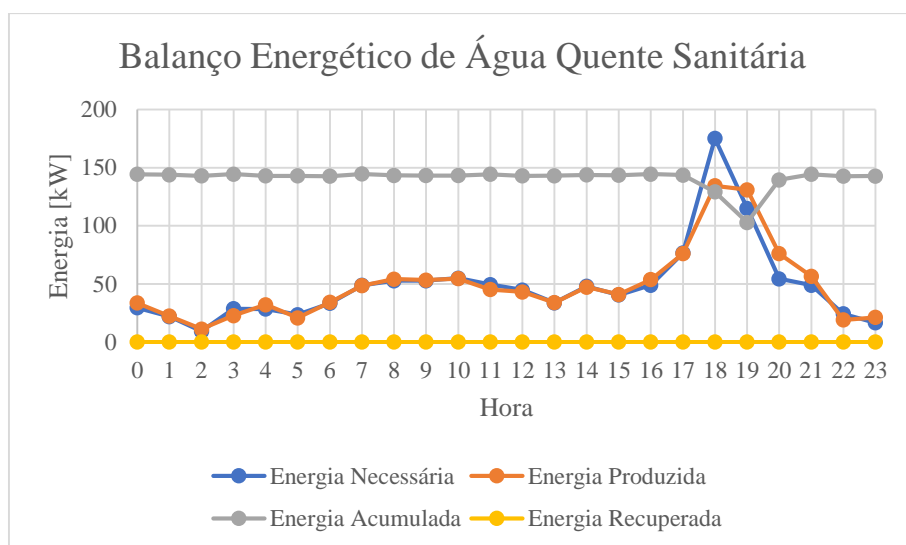


Figura 11.2 - Balanço Energético de Água Quente Sanitária no Dia 25/05/2019

A temperatura do depósito de AQS sofreu uma diminuição nas horas de maior necessidade tendo atingido os 53,7°C. Esta variação pode ser verificada na Figura 11.3. Ainda que a necessidade de AQS se tenha mantido por volta dos 50 kWh, a temperatura do depósito volta a atingir o objetivo de produção de 55°C às 20h.

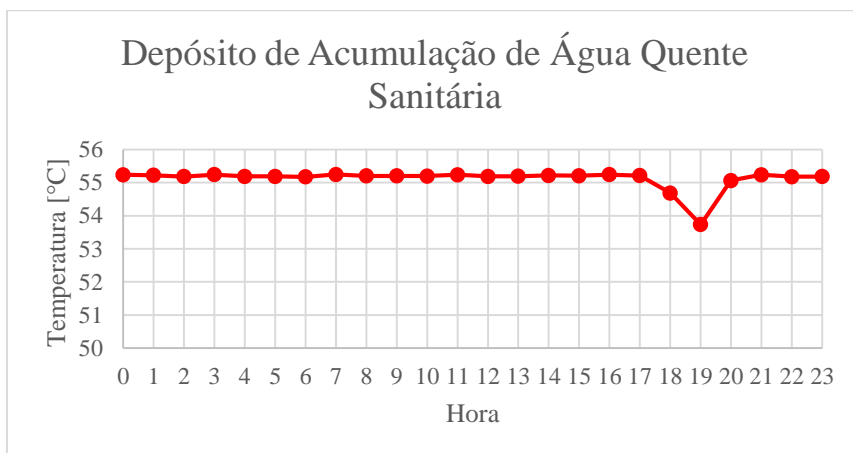


Figura 11.3 - Temperatura do Depósito de AQS no Dia 25/05/2019

Na Figura 11.4 está representado o balanço energético de água quente do dia 25/05/2019. Ao longo do dia, a energia necessária de água quente da unidade hoteleira foi fornecida pelo SEI mas, quando ocorreu um consumo mais elevado de AQS, o sistema foi direcionado para a produção do mesmo e deixou de produzir para AQ. No intervalo das 18h às 19h, não houve qualquer produção e a energia fornecida à instalação veio do depósito de AQ.

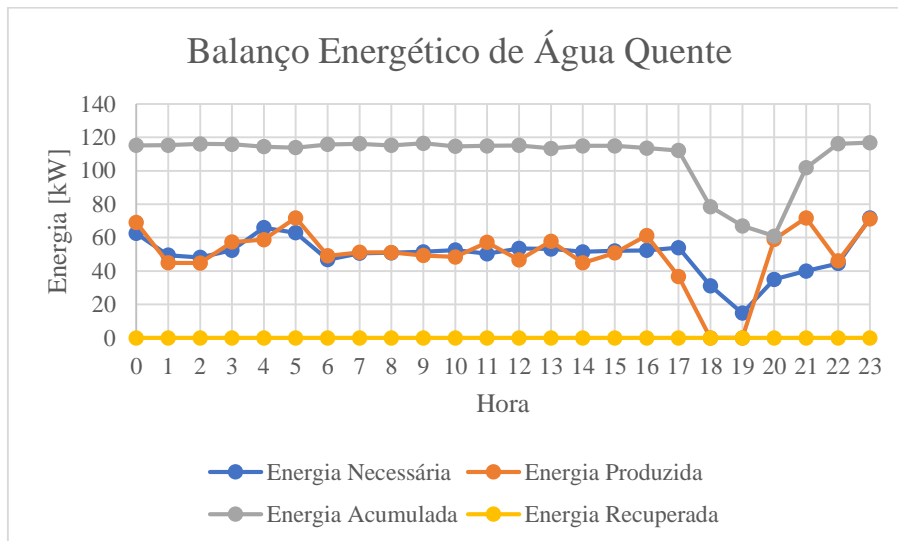


Figura 11.4 - Balanço Energético de Água Quente no Dia 25/05/2019

Na Figura 11.5 pode-se verificar que a temperatura do depósito de acumulação sofreu uma diminuição entre as 18h e as 21h atingindo 35,5°C.

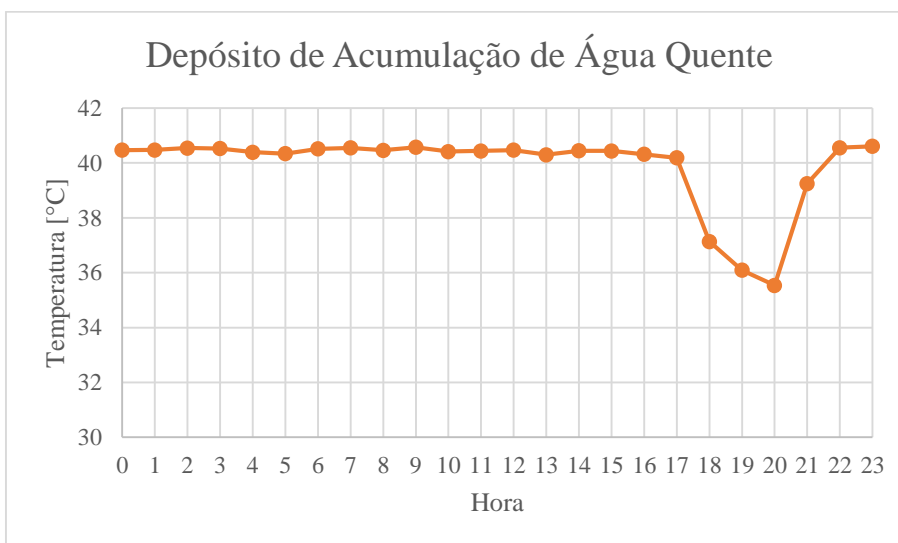


Figura 11.5 - Temperatura do Depósito de AQ no Dia 25/05/2019

Na Figura 11.6 pode-se verificar que não foi necessário recorrer à energia armazenada no depósito de água fria, uma vez que, durante o dia, a energia frigorífica foi recuperada a partir da produção de AQS e AQ.

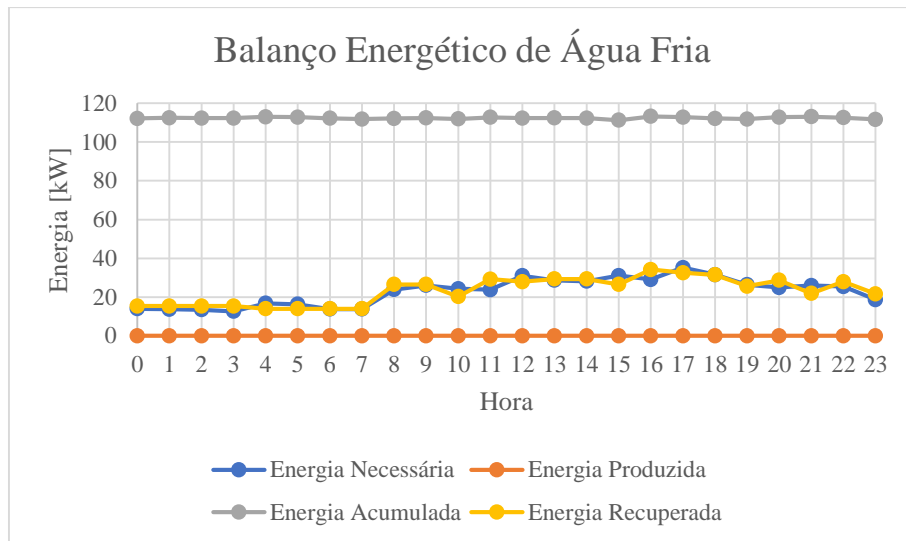


Figura 11.6 - Balanço Energético da Água Fria no Dia 25/05/2019

Embora a temperatura objetivo de produção seja 11°C, o depósito de água fria atingiu os 8°C do objetivo da recuperação de energia.

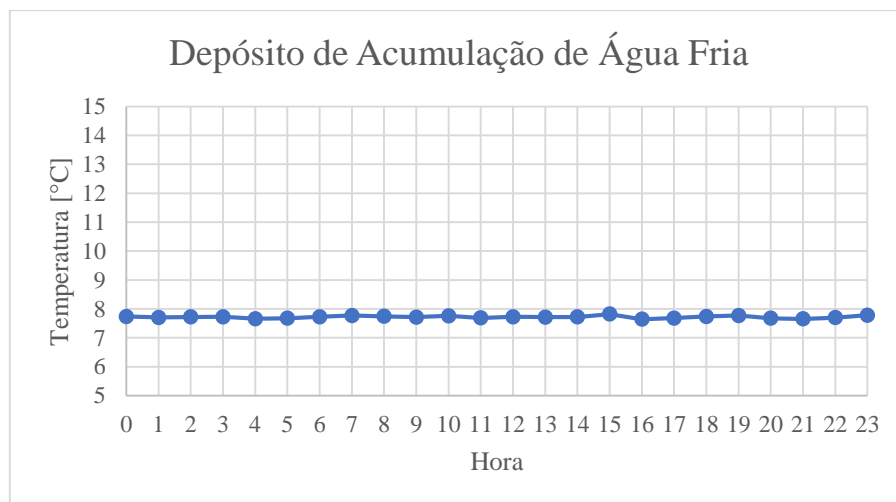


Figura 11.7 - Temperatura do Depósito de Água Fria no Dia 25/05/2019

Devido ao elevado consumo de energia calorífica, AQS e AQ, em comparação com a frigorífica, AF, o SEI teve de rejeitar energia frigorífica ao longo do dia, como se

verifica na Figura 11.8, uma vez que a instalação não necessitava e a acumulação já tinha atingido o objetivo imposto.

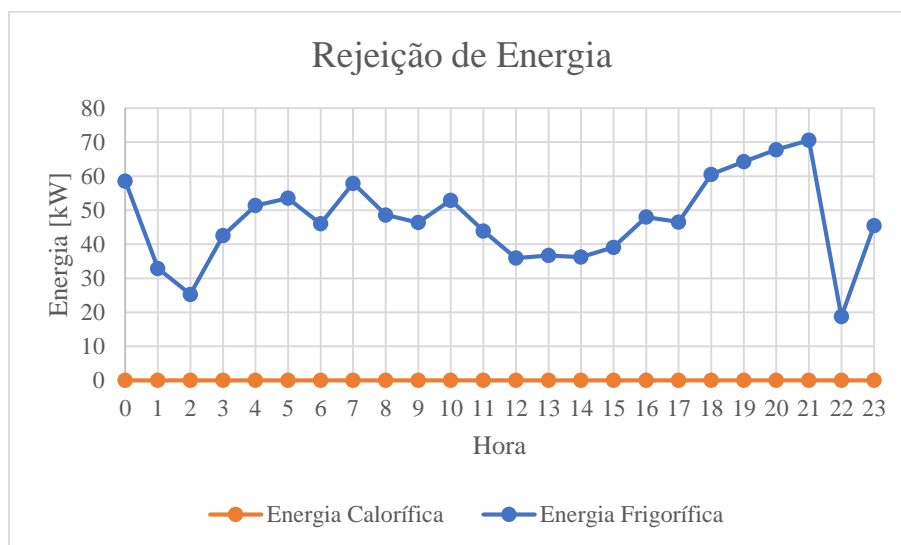


Figura 11.8 - Rejeição de Energia no Dia 25/05/2019

Na Figura 11.9 está representado o consumo de energia elétrica durante o dia 25/05/2019. O consumo total durante o dia foi devido à produção de energia calorífica e ao consumo dos equipamentos adicionais, como bombas e ventiladores.

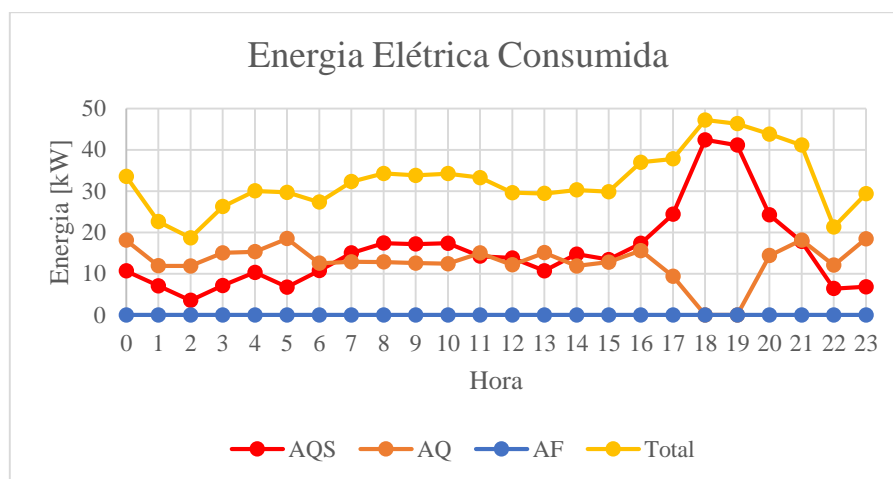


Figura 11.9 - Energia Elétrica Consumida no Dia 25/05/2019

O sistema obteve uma eficiência global, que pode ser observada na Figura 11.10, entre 4 e 5. Neste dia, a unidade hoteleira não teve a capacidade de absorver a totalidade dos dois tipos de energias produzidas, uma vez que a necessidade de energia frigorífica foi nula. Neste caso, o TER apenas reflete a energia calorífica produzida.

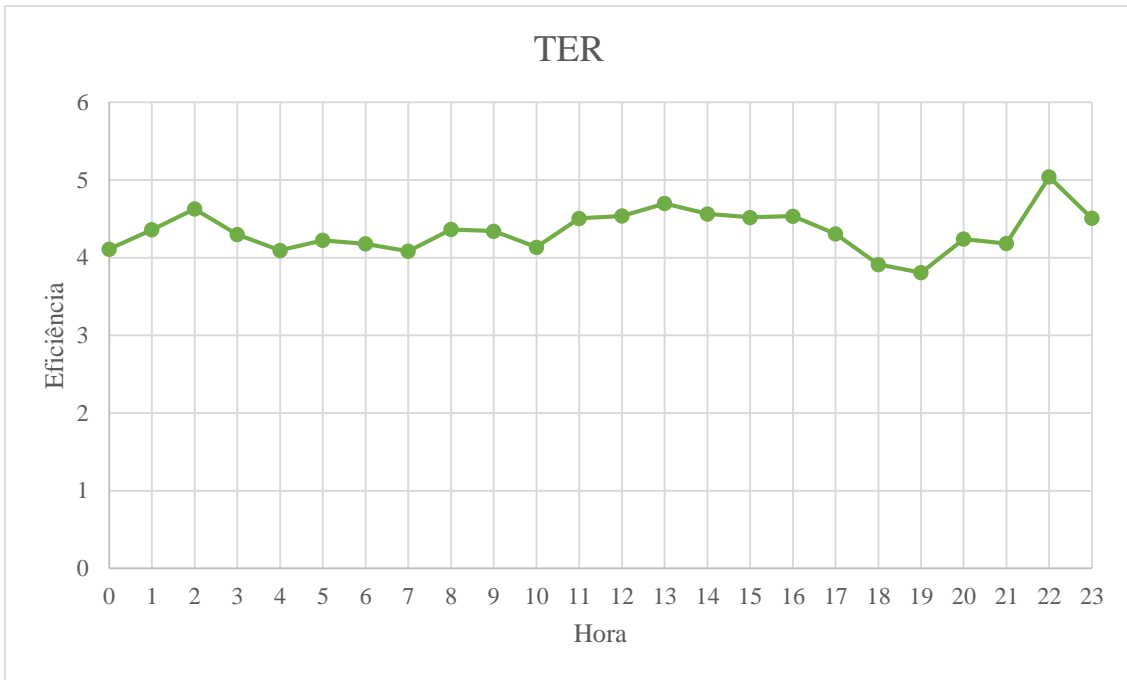


Figura 11.10 - Eficiência do SEI ao longo do Dia 25/05/2019

Dia típico de verão - 18/08/2019

Analisando a Figura 11.11 do dia 18/08/2019, comparativamente ao outro dia analisado, esteve uma temperatura mais elevada alcançando aproximadamente os 35°C às 10h.

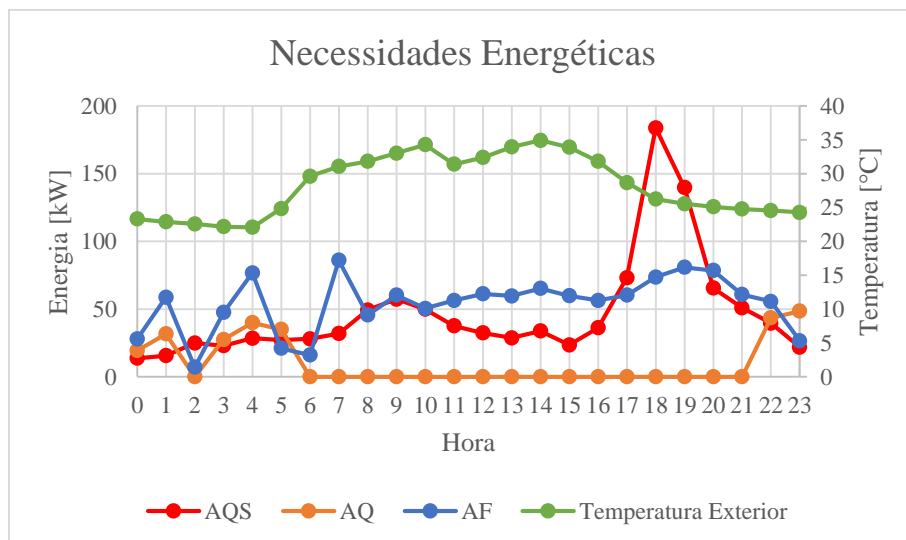


Figura 11.11 - Necessidades Energéticas no Dia 18/08/2019

As necessidades de AQS tiveram um consumo ligeiramente acima do normal, durante a manhã, e de tarde, entre as 17h e as 20h, houve um consumo bastante elevado de AQS atingido.

As necessidades de AQ apenas existiram durante a noite. Entre as 6h e as 21h não houve qualquer consumo desse tipo de energia.

As necessidades de AF são constantes ao longo do dia e são elevadas devido à época do ano.

Na Figura 11.12 está representado o balanço energético de água quente sanitária. A energia gerada pelo SEI serviu para suprir as necessidades das AQS e ainda fazer acumulação.

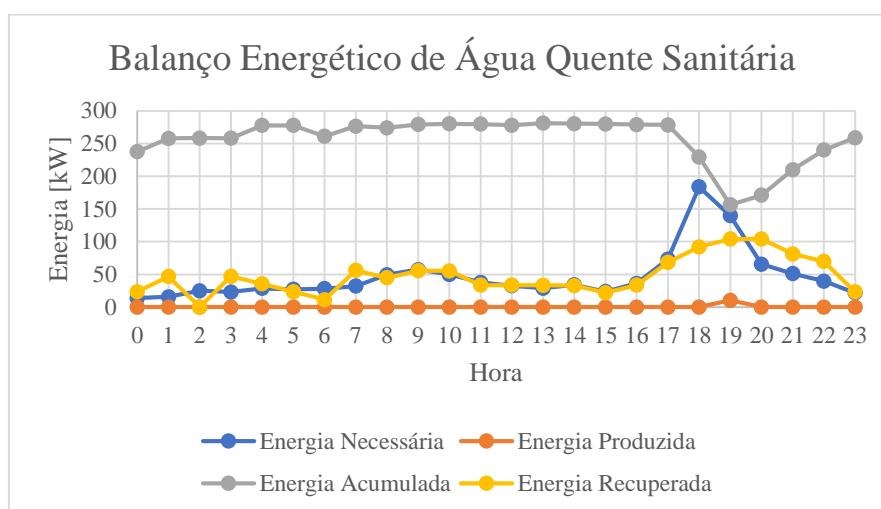


Figura 11.12 - Balanço Energético de Água Quente Sanitária no Dia 18/08/2019

A temperatura do depósito de AQS atingiu o valor de objetivo de recuperação, 60°C, pois o SEI estava em produção de AF. O depósito atingiu ainda 56°C num horário de maior necessidade de AQS, mas voltou a conseguir repor essa energia gasta, como se verifica na Figura 11.13.

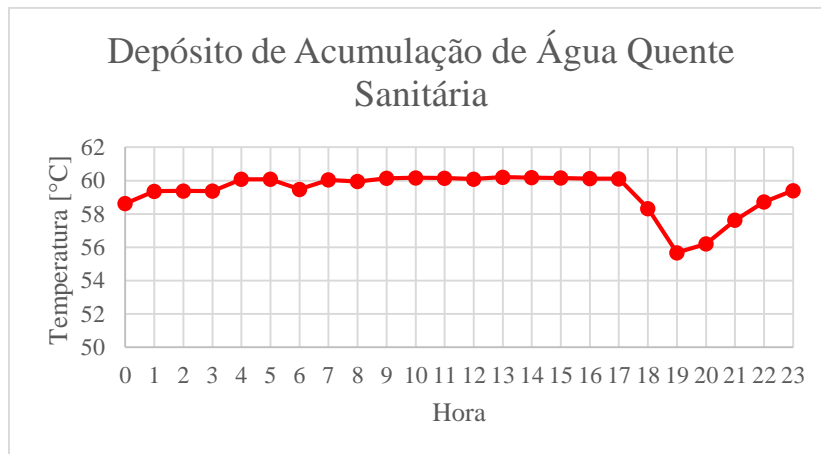


Figura 11.13 - Temperatura do Depósito de AQS no Dia 18/08/2019

Está representado na Figura 11.14 o balanço energético de água quente, onde se verifica que houve alguma produção de AQ durante o período noturno e, acumulando energia calorífica recuperada, manteve até à noite energia suficiente para ajudar a suprir as necessidades quando ocorreu o consumo às 22h.

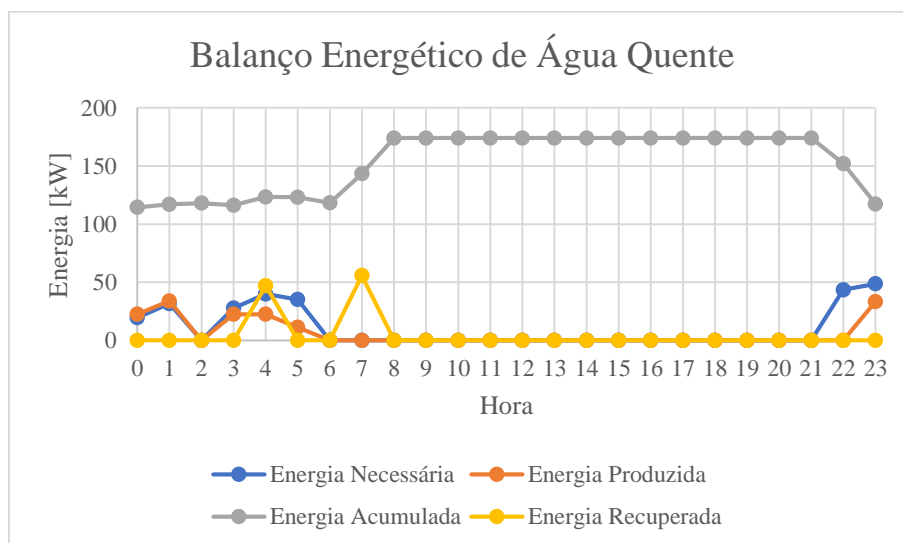


Figura 11.14 - Balanço Energético de Água Quente no Dia 18/08/2019

Na Figura 11.15 verifica-se que essa energia recuperada possibilitou ao depósito alcançar o objetivo de recuperação de 45°C. Esta energia foi armazenada durante o dia e baixou só ao fim do dia quando foi utilizada.

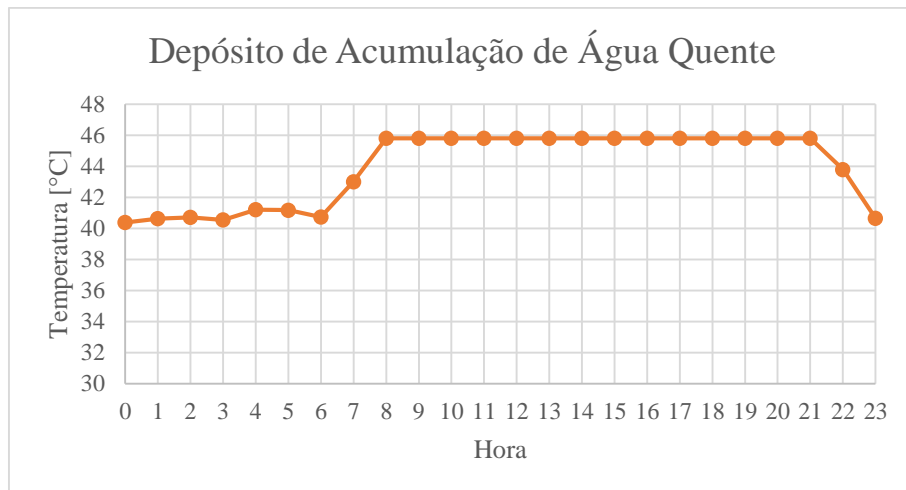


Figura 11.15 - Temperatura do Depósito de AQ no Dia 18/08/2019

Analisando a Figura 11.16, a água fria teve que ser produzida para suprir as necessidades da unidade hoteleira. Houve alguma recuperação durante a noite aquando da produção de AQ, mas a produção de AF sobrepôs-se à produção de energia calorífica ao longo do dia.

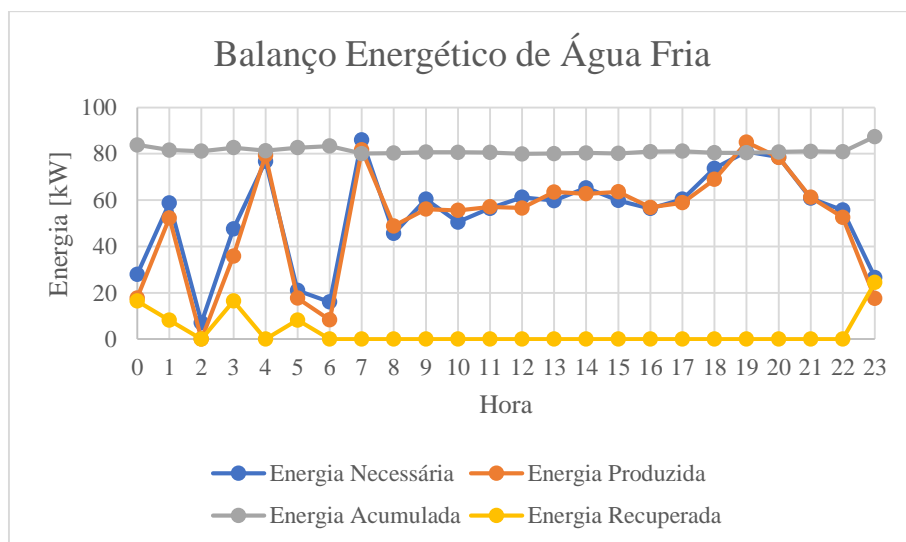


Figura 11.16 - Balanço Energético da Água Fria no Dia 18/08/2019

Na Figura 11.17 nota-se que a temperatura do depósito de AF não sofreu grandes alterações ao longo do dia, pois a produção foi suficiente para garantir as necessidades sem ter de recorrer à energia acumulada.

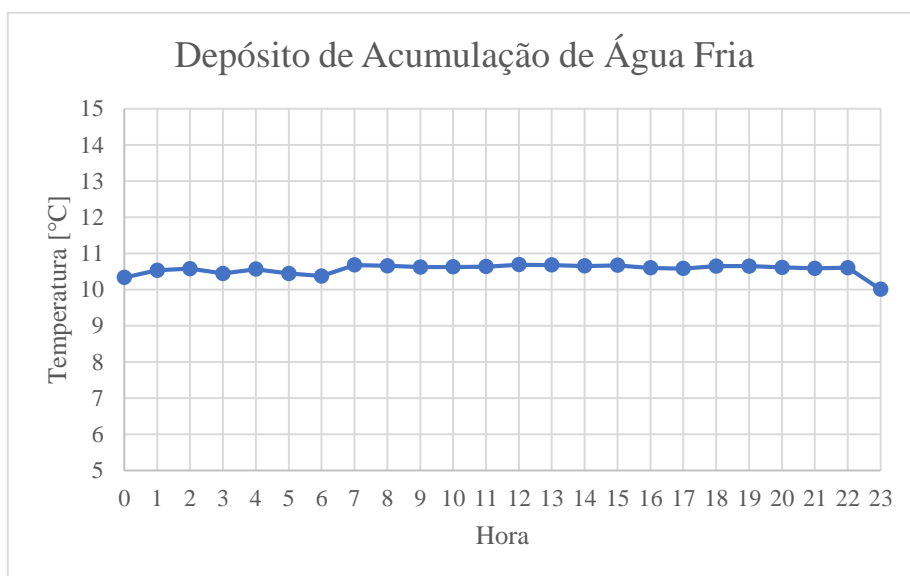


Figura 11.17 - Temperatura do Depósito de Água Fria no Dia 18/08/2019

Devido à elevada necessidade de AF, a energia calorífica gerada foi suficiente para suprir as necessidades e levar a acumulação dos depósitos de AQS e AQ ao seu limite. Após atingir o limite dos depósitos, a energia calorífica teve de ser rejeitada para o exterior através do Dry-cooler. A rejeição de energia, representada na Figura 11.18, foi apenas de energia calorífica que, no total do dia, atingiu 384 kWh.

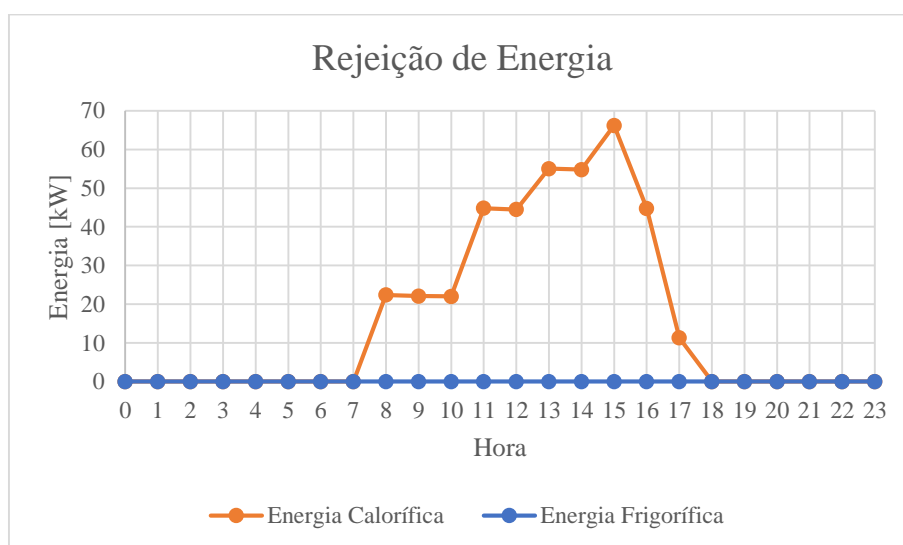


Figura 11.18 - Rejeição de Energia no Dia 18/08/2019

Está representado na Figura 11.19 o consumo elétrico ao longo do dia em que se verifica que a produção de AF foi o responsável pela maior parte do consumo elétrico. Houve algum consumo elétrico para produção de AQ durante a noite e o restante foi consumido pelos equipamentos adicionais da instalação.

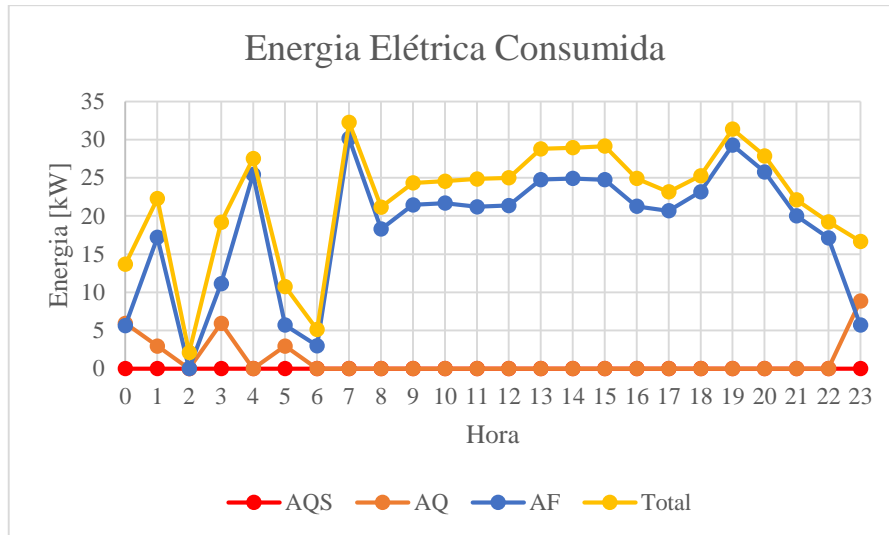


Figura 11.19 - Energia Elétrica Consumida no Dia 18/08/2019

Na Figura 11.20 verifica-se que, com o não aproveitamento da energia calorífica durante o período entre as 8h e as 17h, a eficiência total do sistema diminuiu, mas, enquanto o sistema aproveitou ambas as energias, a eficiência atingiu valores superiores a 7. Às 2h o sistema apresentou um TER igual a zero porque, como não houve necessidades energéticas, o sistema não produziu qualquer tipo de energia.

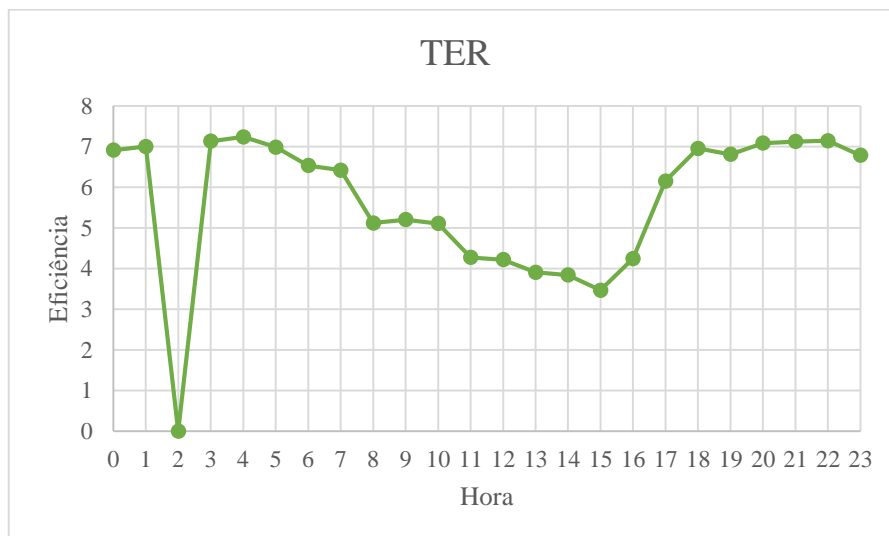


Figura 11.20 - Eficiência do SEI ao longo do Dia 18/08/2019

Resumo do Período

No período de 01/05/2019 a 31/10/2019 foram registados, tanto a energia necessitada pela unidade hoteleira, como a energia gerada pelo SEI. Na Figura 11.21 está representado a necessidade de AQS da unidade hoteleira. De uma forma geral, houve um consumo constante ao longo do período, havendo alguns picos que podem ser justificados pela quantidade de pessoas que estavam hospedadas na unidade.



Figura 11.21 - Necessidade Energética de AQS no Período

A Figura 11.22 apresenta o consumo de AQ ao longo do período da simulação onde se observa dois períodos em que o consumo ultrapassa os 1000 kWh diários. Este consumo mais elevado pode ser justificado com a lotação da unidade.



Figura 11.22 - Necessidade Energética de AQ no Período

Como se era de esperar no verão, a temperatura exterior aumenta e, com isso, aumenta a necessidade de energia frigorífica para os equipamentos da unidade. Houve um aumento claro nos meses de julho, agosto e setembro quando se regista também a lotação mais elevada da unidade hoteleira. Assim, como exibido na Figura 11.23, houve um maior consumo durante o mês de maio, representando também um maior fluxo de clientes.

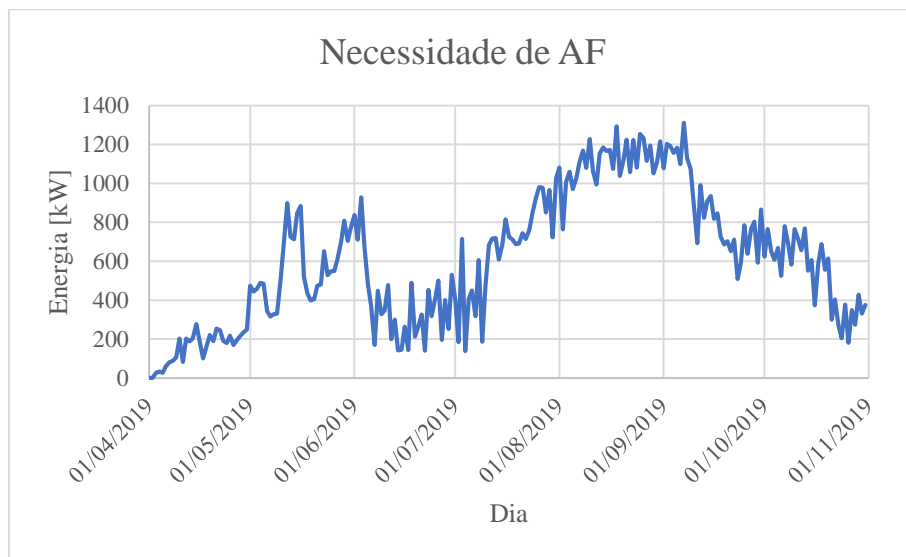


Figura 11.23 - Necessidade Energética de AF no Período

A geração de AQS está representada na Figura 11.24 em que a vermelho está a energia produzida e a cinzento está representada a energia recuperada a partir da produção de AF. Pode ser analisado que, em grande parte do período, o SEI esteve a produzir AQS, mas, do final do mês de julho até ao princípio de setembro, o edifício teve maior necessidade de AF e fez com que a AQS tivesse sido obtida através de recuperação, não necessitando de gastar energia elétrica para a produzir.

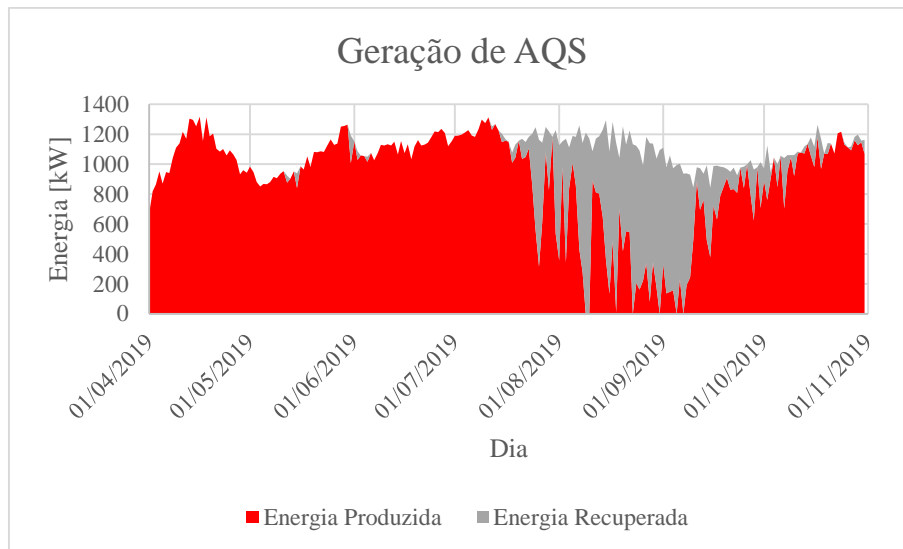


Figura 11.24 - Geração de AQS no Período

Na Figura 11.25 está representada a energia gerada para suprir as necessidades AQ em que podemos concluir que o sistema esteve a produzir este tipo de energia, assinalado a cor de laranja na figura, quase na totalidade do período embora, durante o mês de setembro, tenha conseguido obter alguma energia, através da recuperação representado a cinzento.

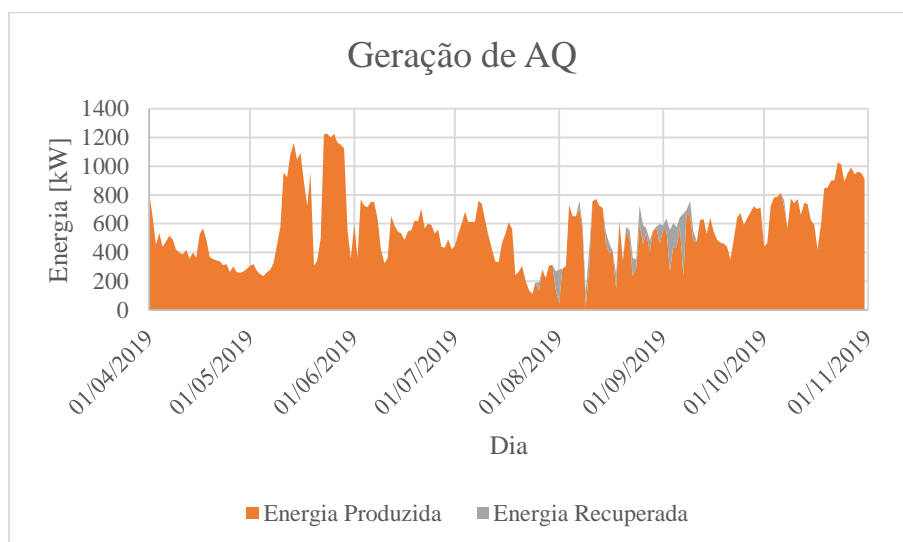


Figura 11.25 - Geração de AQ no Período

A geração de AF, na Figura 11.26, é predominantemente a partir da recuperação de AF e, somente no mês de agosto e setembro, existe maior produção deste tipo de

energia. Numa altura de maior necessidade de AF houve produção de AF, a azul na figura, onde, como visto em figuras anteriores, se recuperou energia calorífica. A energia que foi recuperada, a cinzento na figura, foi obtida a partir da produção de energia calorífica, seja AQS ou AQ. Podemos então dizer que a energia que foi recuperada não apresentou qualquer custo monetário para a unidade hoteleira.

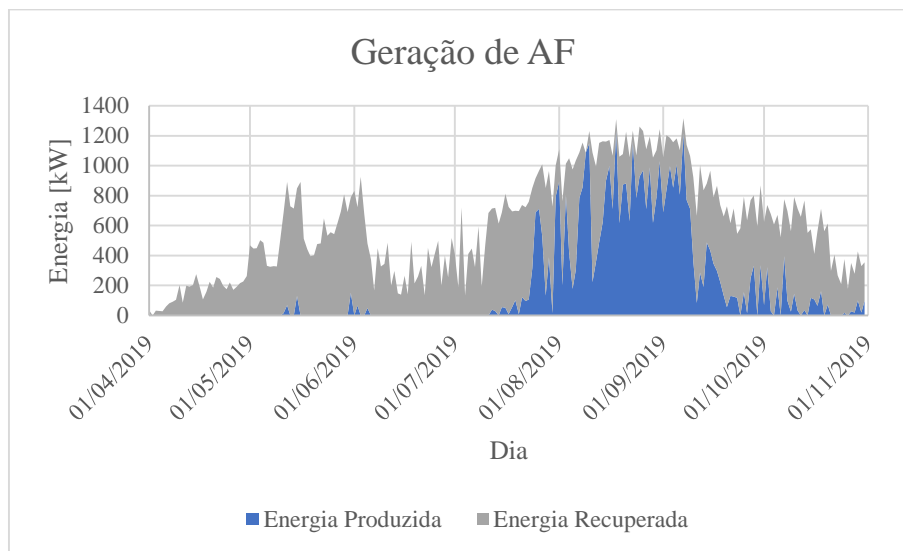


Figura 11.26 - Geração de AF no Período

A rejeição de energia frigorífica foi bastante elevada ao longo do período de estudo devido ao baixo consumo de AF. Este consumo foi claramente mais elevado nos meses de maiores cargas térmicas, como foi o caso dos meses de julho, agosto e setembro.

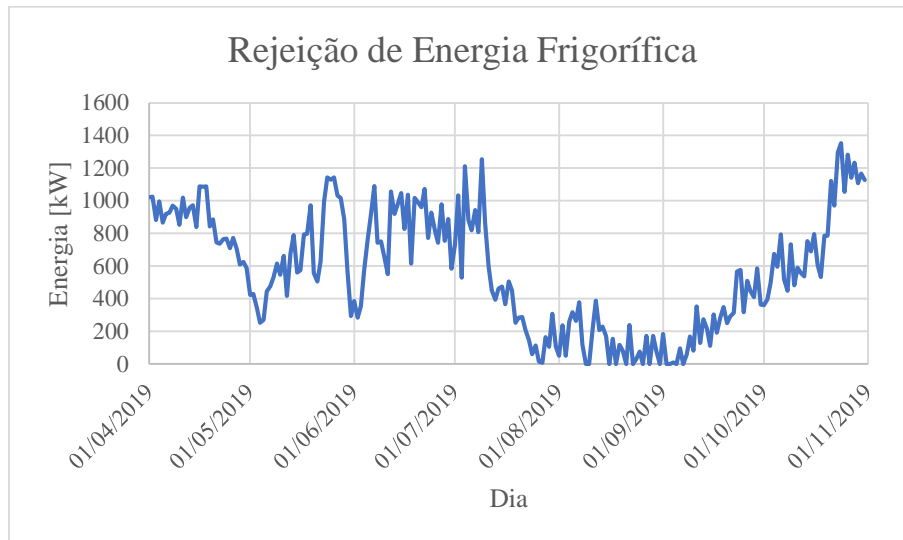


Figura 11.27 - Rejeição de Energia Frigorífica no Período

Na Figura 11.28 está representada a rejeição de energia calorífica. Esta energia foi apenas rejeitada quando a produção de energia frigorífica foi mais elevada e não houve capacidade para a aproveitar.

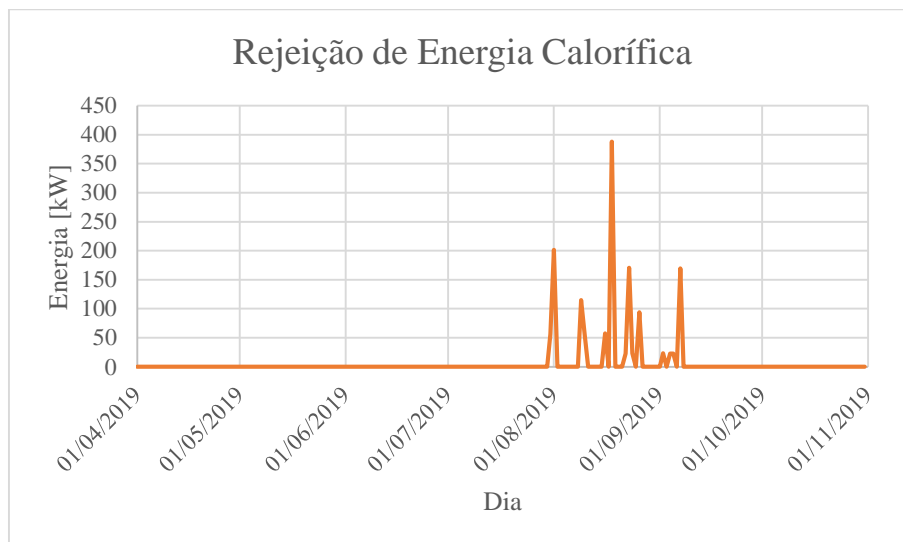


Figura 11.28- Rejeição de Energia Calorífica no Período

A energia elétrica consumida da unidade hoteleira está representada na Figura 11.29, onde demonstra que, embora as necessidades energéticas da unidade sejam

maiores no verão, devido ao aumento da necessidade de AF, como se verifica na Figura 11.23, o consumo elétrico manteve-se normalizado, sendo até inferior no mês de agosto em comparação com o mês de junho.

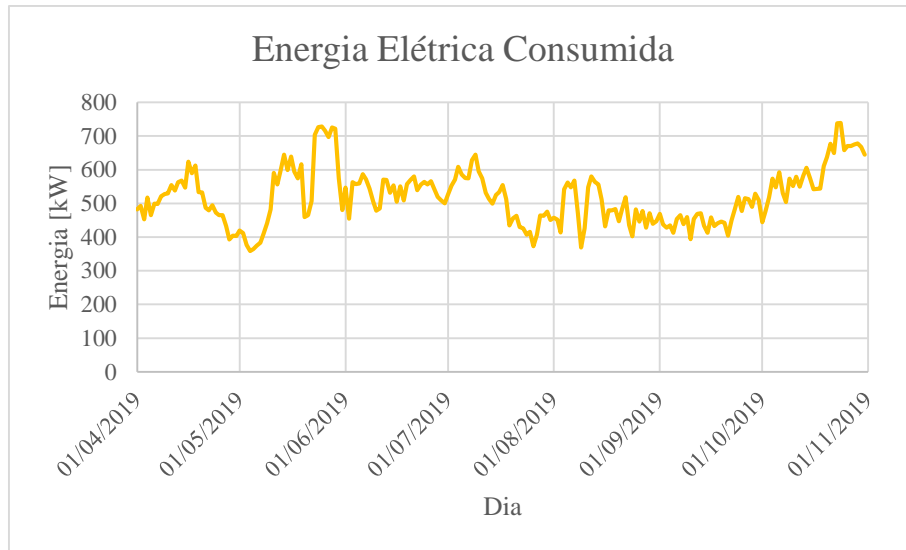


Figura 11.29 - Energia Elétrica Consumida no Período

No período de estudo, observa-se na Figura 11.30, a eficiência global do sistema que se manteve por volta de 4 enquanto era necessária maioritariamente a energia calorífica. A energia frigorífica era necessária, mas em baixa quantidade. Quando a necessidade de energia frigorífica aumentou, consideravelmente no mês de agosto, notou-se um aumento da eficiência atingindo valores superiores a 6 em diversos dias.

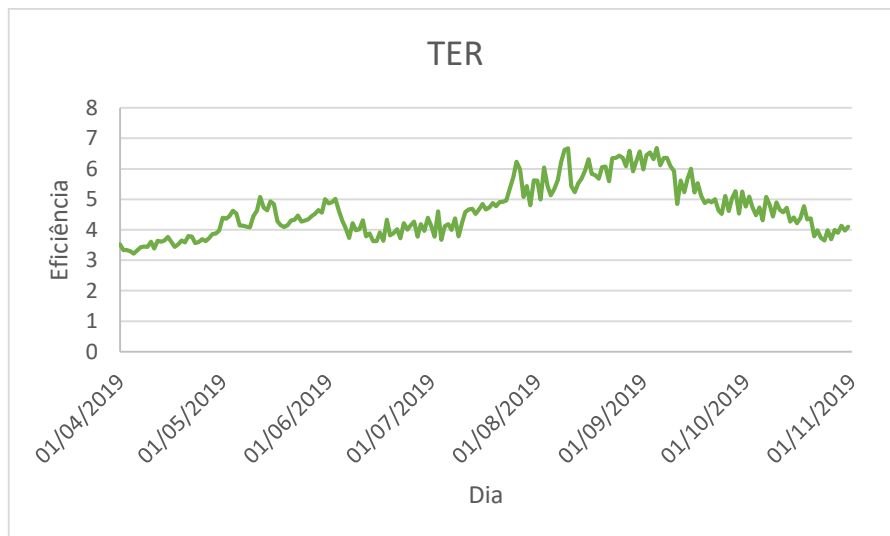


Figura 11.30 - Eficiência do SEI ao longo do Período

Análise Económica do SEI

Para a análise económica do SEI começou por se contabilizar toda a energia necessária para o funcionamento da unidade hoteleira. No final do período a energia total necessária por tipo de energia foi:

Tipo de Energia	AQS	AQ	AF
Energia Necessária [kWh]	233967	123053	131147

Tabela 11.1 - Energia Necessária para a Unidade Hoteleira

O SEI tem a capacidade de produzir ou recuperar a energia. Assim, para a energia necessária para o funcionamento da unidade o SEI, gerou a seguinte a energia para cumprir as necessidades da Tabela 11.1:

Tipo de Energia	AQS		AQ		AF	
Tipo de Geração	Produzida	Recuperada	Produzida	Recuperada	Produzida	Recuperada
Energia Gerada pelo SEI [kWh]	192751	41282	119815	3240	42285	88885
	234033		123055		131169	

Tabela 11.2 - Energia Produzida pelo SEI

Ao longo dos dias do período, o SEI foi produzindo energia térmica para garantir que as necessidades fossem sempre cumpridas e, assim foi consumindo, ao longo dos dias, energia elétrica para o funcionamento do próprio sistema.

Durante todo o período simulado registou-se o seguinte horário de consumo de energia elétrica:

	Energia Elétrica [kWh]		
Hora	Dias de Semana	Sábados	Domingos
0	2269	353	431
1	2131	424	430
2	2005	384	357

3	2494	463	466
4	2500	456	523
5	2458	435	465
6	2186	465	432
7	3095	636	597
8	4174	740	788
9	3827	770	775
10	3628	713	766
11	3624	666	752
12	3250	620	655
13	3260	591	627
14	3324	662	643
15	2960	536	578
16	3170	651	667
17	4416	832	874
18	5852	1071	1127
19	5698	1067	1041
20	4622	894	810
21	3771	702	673
22	3145	608	554
23	2596	523	533

Tabela 11.3 - Consumo Elétrico do SEI

Uma vez que a hora legal de verão foi de 28 de março até 27 de outubro de 2019 e, a simulação ocorre de 1 de abril a 30 de outubro de 2019, considerou-se que toda a simulação ocorre no horário de verão.

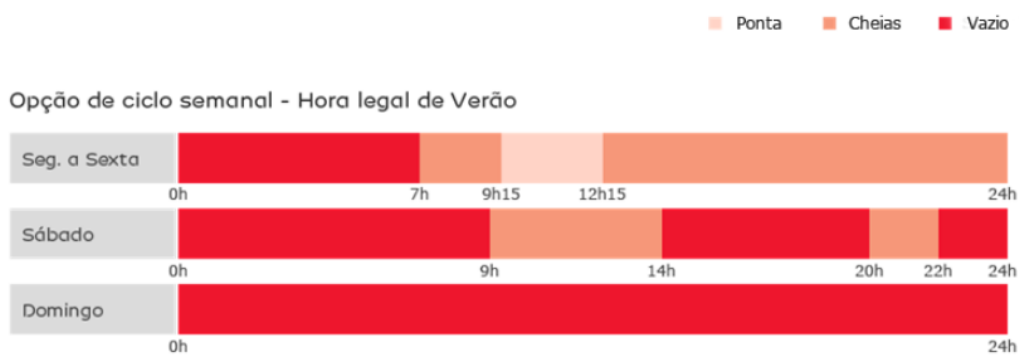


Figura 11.31 - Tarifário Tri-horário (EDP)

Considerando o tarifário tri-horário da empresa EDP:

Ponta: $0,10677 \text{ €/kWh}$

Cheias: $0,08883 \text{ €/kWh}$

Vazio: $0,05824 \text{ €/kWh}$

(Valores sem IVA disponibilizados pela unidade hoteleira)

Nota: Não foram incluídos nos cálculos os termos fixos diários cobrados pela entidade distribuidora de eletricidade.

No total do período da simulação do SEI obteve-se um consumo total de $111\,277 \text{ kWh}$ e um custo de operação de $10\,297,70 \text{ €}$.

Do total da energia consumida, este foi o custo aproximado por tipo de energia no período:

Tipo de Energia	AQS	AQ	AF	Equipamento Adicional
Energia Elétrica consumida pelo SEI [kWh]	60785	29617	15051	5826
Custo do Período [€]	5625	2741	1393	539

Tabela 11.4 - Custo do SEI no Período

Análise Ambiental do SEI

De acordo com o documento publicado no site da DGEG da Energia em Números, edição 2021 (Observatório da Energia, DGEG, ADENE, 2021), o fator de emissões relativamente ao sistema electroprodutor para Portugal continental é de $253 \text{ ton CO}_2/\text{GWh}$.

Convertendo este valor para uma escala menor temos:

$$253 \text{ ton CO}_2/\text{GWh} = 0,253 \text{ kg CO}_2/\text{kWh}$$

Considerando o consumo de energia elétrica do SEI na simulação obteve-se uma emissão total de $28\,154 \text{ kg CO}_2$.

Análise Económica de Outros Sistemas Energéticos

As condições máximas de funcionamento do SEI foram aproximadamente:

Energia Calorífica: 150 kWh

Energia Frigorífica 100 kWh

Assim, decidiu-se seleccionar equipamentos que sejam equivalentes ao funcionamento do SEI:

Bomba de Calor

A bomba de calor escolhida é composta por um circuito com dois compressores scroll a R-32 de condensação a ar e apresenta as seguintes especificações:

Marca: Daikin

Modelo: EWYT175B-SS

Capacidade Calorífica: 169,8 kW

COP: 2,88

Ficha no Anexo H.

A bomba de calor tem um limite de funcionamento de água quente de 60°C. Dado que, regularmente, se devem fazer choques térmicos à instalação para prevenir a criação de Legionella na água, este equipamento não é capaz de garantir as condições necessárias à unidade hoteleira.

Portanto, a bomba de calor apenas permite suprir as necessidades de AQ.

Assim, como as necessidades de AQ são 123 053 kWh, temos que:

$$Energia\ Absorvida = \frac{Energia\ Necessária}{Eficiência} \Leftrightarrow \quad (17)$$

$$Energia\ Absorvida = \frac{123\ 053}{2,88} \Leftrightarrow$$

$$Energia\ Absorvida = 42\ 727\ kWh$$

Chiller

O chiller escolhido apresenta também dois compressores scroll de condensação a ar, utiliza o fluido R-32 e tem as seguintes especificações:

Marca: Daikin

Modelo: EWAT135B-SS

Capacidade Frigorífica: 131,2 kW

EER: 2,64

SEER: 3,8

Ficha de seleção no Anexo I.

Utilizando a Equação (17), temos então a potência absorvida pelo equipamento para a produção de energia frigorífica:

$$\text{Energia Absorvida} = \frac{131\,147}{3,8} \Leftrightarrow$$

$$\text{Energia Absorvida} = 34\,512 \text{ kWh}$$

Caldeira

A caldeira selecionada é do tipo chão de condensação, funciona com gás natural ou propano e tem as seguintes características:

Marca: Baxi

Modelo: Power HT Plus 200F

Modo de Funcionamento 1:

- Capacidade Calorífica (Temperatura média 70°C): 185,9 kW
- Eficiência (Temperatura média 70°C): 104,20 %

Modo de Funcionamento 2:

- Capacidade Calorífica (Temperatura média 40°C): 200 kW

- Eficiência (Temperatura média 40°C): 97,32 %

Ficha de seleção nos Anexo J e Anexo K.

Considerando a caldeira anterior para produção de AQS (modo de funcionamento 1) e de AQ (modo de funcionamento 2) pela fórmula (17):

Tipo de Energia	AQS	AQ
Energia Necessária [kWh]	233967	123053
Eficiência [%]	104,2	97,32
Energia Consumida [kWh]	224537	126442

Uma vez que, se selecionou uma caldeira de condensação, o consumo de combustível da mesma deverá ser calculado com o poder calorífico, que representa a energia que uma massa de combustível pode libertar.

Neste caso utiliza-se o poder calorífico superior, pois este contabiliza a energia de mudança de fase do vapor de água originado na combustão.

Assim, o poder calorífico superior de ambos os combustíveis é:

$$PCS_{Gás\ Natural} = 12 \text{ kWh}/m^3$$

$$PCS_{Propano} = 25,82 \text{ kWh}/m^3$$

Temos o consumo de cada combustível na seguinte tabela:

Tipo de Energia	AQS	AQ
Energia Consumida [kWh]	224 537	126 442
Consumo de gás natural [m ³]	187	105
Consumo de propano [m ³]	8 696	4 897

Tabela 11.5 - Consumo de Combustível da Caldeira

Considerando os seguintes preços:

Eletricidade: 0,09254 €/kWh (valor médio do consumo do SEI)

Gás Natural: 0,57 €/m³ (DGEG, 2º Semestre de 2020)

Propano: 3,77 €/m³ (Galp, 4 março de 2021)

Combinação de Sistemas Energéticos

Tipo de Energia	AQS	AQ	AF	Custo de Operação	Comparação
Equipamento	SEI			10 297,70 €	100%
Equipamentos	Caldeira GN	Caldeira GN	Chiller	19 810,27 €	192%
Equipamentos	Caldeira Propano	Caldeira Propano	Chiller	54 494,81 €	529%
Equipamentos	Caldeira GN	Bomba de Calor	Chiller	17 778,10 €	173%
Equipamentos	Caldeira Propano	Bomba de Calor	Chiller	39 967,37 €	388%

Tabela 11.6 - Custos de Operação dos Sistemas Energéticos

Ao observar a Tabela 11.6, podemos verificar que o SEI é apresentado como a solução mais barata para a exploração do período. De seguida, surge o conjunto composto por caldeira a gás natural, bomba de calor e chiller e o conjunto caldeira a gás natural e chiller com custos de operação de, aproximadamente, 1,7 e 1,9 vezes superior, respetivamente, aos custos de operação do SEI.

Análise Ambiental de Outros Sistemas Energéticos

Considerando os seguintes fatores de conversão fornecidos no Despacho nº17313/2008 em Diário da República (Despacho n.º 17313/2008, 2008):

Gás Natural: 64,1 kgCO₂/GJ

Propano: 63 kgCO₂/GJ

Em que convertendo o valor para as unidades da simulação temos:

Gás Natural: $0,231 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$

Propano: $0,227 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$

Temos então a comparação de emissão de kgCO_2 entre os equipamentos necessários para o fornecimento de energia térmica à unidade hoteleira.

Tipo de Energia	AQS	AQ	AF	Emissões de CO ₂ no Período [kg CO ₂]	Comparação
Equipamento	SEI			28154	100%
Equipamentos	Caldeira GN	Caldeira GN	Chiller	89723	319%
Equipamentos	Caldeira Propano	Caldeira Propano	Chiller	88333	314%
Equipamentos	Caldeira GN	Bomba de Calor	Chiller	71356	253%
Equipamentos	Caldeira Propano	Bomba de Calor	Chiller	70466	250%

Tabela 11.7 - Emissão de CO₂ dos Sistemas Energéticos

Pela análise da Tabela 11.7 podemos admitir que o SEI é a solução que menos quantidade de CO₂ emitiu no período, sendo o conjunto composto por caldeira a propano, bomba de calor e chiller, o que mais se aproximou dos valores obtidos pelo SEI tendo uma emissão de 2,5 vezes superior e o conjunto de caldeira a gás natural, bomba de calor e chiller a obter uma emissão 2,53 vezes superior ao SEI.

12. Considerações finais

A simulação do SEI, aplicado ao consumo energético de uma unidade hoteleira, contribui para a tomada de decisão dos responsáveis de uma unidade hoteleira para a escolha do sistema energético de produção de AQS e climatização que devem optar numa fase de construção ou remodelação da unidade hoteleira.

O SEI tem custos operacionais inferiores comparados com as restantes soluções apesar do investimento poder ser mais elevado. Na fase de construção, este investimento adicional acaba por não ser muito significativo devido ao investimento avultado da unidade hoteleira. No caso de uma remodelação o investimento adicional irá acabar por se pagar devido à poupança obtida durante o período de operação relativamente às outras soluções.

Verificou-se que os custos das soluções que utilizam caldeiras a gás natural para preparação de AQS e climatização aproximam-se dos custos de operação do SEI no decorrer do período simulado. No entanto, em Portugal não existe em todas as cidades redes de gás natural, como é o caso de Albufeira onde está localizada a unidade hoteleira em estudo.

Neste caso a aplicação do SEI resulta numa poupança de, aproximadamente, 19 mil euros, no período simulado, face à utilização de caldeira a propano para preparação de AQS, bomba de calor para aquecimento ambiente e chiller para arrefecimento ambiente.

As poupanças são maiores, cerca de 44 mil euros no período simulado quando comparamos com a utilização de caldeira a gás propano para preparação de AQS e aquecimento ambiente e chiller para arrefecimento ambiente.

Existem, no entanto, diversas ações que podem ser adotadas durante a operação para que o SEI possa ser mais eficiente, como por exemplo, o aumento da exigência energética de acumulação quando a energia elétrica é mais barata, ou seja, aumentar o objetivo de AQS e AQ ou diminuir o objetivo de AF durante a noite, ou aumentar a exigência energética dos equipamentos consumidores durante períodos de rejeição do tipo de energia. Estas operações podem ainda diminuir os custos operacionais.

Outra vantagem da utilização do SEI é que as bombas de calor podem ser consideradas como fontes de energia renovável.

Pode-se ainda fomentar a utilização de outras FER nomeadamente através de painéis fotovoltaicos para fornecer energia elétrica necessária ao funcionamento do SEI, provavelmente tornando o sistema ainda mais rentável. Esta análise poderá ser efetuada a partir da simulação desenvolvida neste trabalho. Este é um dos temas que poderá ter interesse em desenvolver futuramente.

O trabalho efetuado, nomeadamente a simulação do SEI, poderá ainda ser utilizado para a otimização do volume de acumulação de água quente e do volume de acumulação de água fria.

A simulação efetuada para o SEI teve o objetivo de dar resposta a um determinado perfil de consumo e para o efeito foi selecionado equipamento, no entanto, esta simulação poderá ser adaptada utilizando outras potências e outros perfis de consumo.

13. Referências Bibliográficas

- AKVP – válvula de expansão eletrônica para aplicações em supermercados e lojas.* (s.d.). Obtido em 5 de Março de 2021, de Danfoss: <https://www.danfoss.com/pt-br/products/dcs/valves/electric-expansion-valves/akv-electric-expansion-valves/akvp-electric-expansion-valve/>
- Analysis on energy use by European hotels: online survey and desk research.* (Julho de 2011). Obtido de UNWTO: <https://www.e-unwto.org/doi/pdf/10.18111/9789284414970>
- Bexiga, N. (2015). *Crescimento da atividade turística em Faro através de experiências criativas.* Tese de Mestrado em Marketing, UAlg, Faro.
- Chiller – Eficiência Energética em Edificações.* (16 de Setembro de 2020). Obtido de Cubi Energia: <https://www.cubienergia.com/eficiencia-energetica-edificacoes-chillers/>
- Climaveneta Integra booklet.* (8 de Janeiro de 2017). Obtido de Planeta Klimata: https://planetaklimata.com.ua/instr/Mitsubishi_Electric/Mitsubishi_Electric_Climaveneta_Integra_booklet_Eng.pdf
- de Sousa, A. M. (2015). *Análise Energética de uma Unidade Hoteleira do Algarve - Caso de Estudo Real Marina Hotel.* Universidade do Algarve.
- Decreto do Presidente da República n.º 125/2015.* (02 de 11 de 2015). Obtido de Diário da República Eletrónico: <https://data.dre.pt/eli/decpresrep/125/2015/11/02/p/dre/pt/html>
- Despacho n.º 17313/2008. (26 de Junho de 2008). Diário da República, 2.ª série - N.º 122.
- eco-Air Series Dry Cooler.* (2021). Obtido de Evapco: <https://www.evapco.com/products/closed-circuit-coolers-air-cooled/eco-air-series-dry-cooler>
- Empreendimentos Turísticos.* (2019). Obtido de Turismo de Portugal: <https://travelbi.turismodeportugal.pt/pt-pt/Paginas/PowerBI/rnet-registo-nacional-de-empreendimentos-turisticos.aspx>
- Energia Solar Térmica .* (s.d.). Obtido de Erfolconter: <https://erfolconter.tecweb21.com/produtos-e-servicos/energia-solar-termica>
- Estatísticas do Turismo 2018.* (2019). Obtido de Instituto Nacional de Estatística: https://www.ine.pt/xportal/xmain?xpid=INE&xpgid=ine_publicacoes&PUBLICACOESpub_boui=358629548&PUBLICACOESmodo=2
- European Commission. (s.d.). *Best Environmental Management Practice in The Tourism Sector.*
- Evaporators and condensers: counter-current or co-current arrangement?* (22 de Julho de 2019). Obtido de Unilab: <https://www.unilab.eu/articles/technical->

- articles/thermodynamic-engineering-articles/counter-current-co-current-arrangement/
- Física, E. d. (3 de Agosto de 2009). *Aplicação da 2ª lei da termodinâmica às máquinas térmicas*. Obtido de e-escola Instituto Superior Técnico: <http://e-escola.tecnico.ulisboa.pt/topico.asp?id=576&ordem=3>
- Fundamentos das Bombas de Calor*. (27 de Outubro de 2020). Obtido de O Instalador: <https://www.oinstalador.com/Artigos/315228-Fundamentos-das-Bombas-de-Calor.html>
- Greltec*. (2020). Obtido em 10 de Outubro de 2020, de Greltec: <https://www.greltec.com/>
- Heat Pumps: The Definitive Guide For 2019*. (s.d.). Obtido de Every Solar Thing: <https://www.everysolarthing.com/blog/heat-pumps/>
- Luz, P. N. (2015). *Metodologia integrada de gestão de energia em hotelaria*. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica, IST.
- Mandani, A. et al. (2016). *Using fuzzy multiple criteria decision making approaches for evaluating energy saving technologies and solutions in five star hotels: A new hierarchical framework*. Obtido de <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.10.076>
- Mateus, J. C. (09 de 2019). AYR: uma plataforma que ajuda a salvar o planeta! Are You Ready? *O Instalador*, p. 12.
- Matos, R. S. (s.d.). Obtido de https://docs.ufpr.br/~rudmar/refri/material/2_SCVAPOR1E.pdf
- Monteiro, V. (2015). *Refrigeração I - Técnicas e Competências Ambientais*. ETEP.
- Observatório da Energia, DGEG, ADENE. (Maio de 2021). *Energia em Números - Edição 2021*. Obtido de DGEG: <https://www.dgeg.gov.pt/pt/destaques/energia-em-numeros-edicao-2021/>
- Os diferentes circuitos de aquecimento central*. (6 de Julho de 2008). Obtido de Canalizar e aquecer: <https://canalizareaquecer.com/aquecimento/os-circuitos-de-aquecimento-central.html>
- Pimente, E. d. (s.d.). *As Causas da Sazonalidade do Turismo – A Visão da Oferta Turística Algarvia*. Obtido de Proa - Universidade de Aveiro: <https://proa.ua.pt/index.php/rtd/article/download/13311/8881>
- População Empregada 2018*. (6 de Março de 2019). Obtido de Turismo em Portugal: <https://travelbi.turismodeportugal.pt/pt-pt/Documents/Emprego%20no%20Turismo/populacao-empregada-2018.pdf>
- Portaria n.º 309/2015*. (2015). Obtido de Diário da República Eletrónico: <https://dre.pt/application/conteudo/70386134>
- Refrigerant handbook*. (s.d.). Obtido de SWEP: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/refrigerant-handbook/>

(09 de 2019). *RENEWABLES 2019 - GLOBAL STATUS REPORT*. REN21.

The basics of chillers. (s.d.). Obtido de HVAC Just the facts:

<https://www.hvacinvestigators.com/webinars/the-basics-of-chillers-how-they-work-where-theyre-used-and-common-problems/>

Tudo o que precisa saber sobre vantagens e desvantagens das caldeiras de condensação. (1 de Novembro de 2018). Obtido de Portal Energia:

<https://www.portal-energia.com/precisa-saber-vantagens-desvantagens-caldeiras-condensacao/>

Turismo em Portugal 2018. (21 de Março de 2019). Obtido de Turismo de Portugal:

<https://travelbi.turismodeportugal.pt/pt-pt/Documents/Turismo%20em%20Portugal/turismo-em-portugal-2018.pdf>

Upadhyay, A., & Vadam, C. (s.d.). *The Role of Energy Consumption in Hotel Operations*. Brighton Business School, University of Brighton, UK; ESCAET-Tourism Business School, France. Obtido de

<https://cris.brighton.ac.uk/ws/portalfiles/portal/485427/EurOMA-Full+paper+.pdf>

Válvulas de expansão termostáticas TE 5-55, orifício intercambiável. (s.d.). Obtido de

Danfoss: <https://www.danfoss.com/pt-br/products/dcs/valves/thermostatic-expansion-valves/te-5-55-thermostatic-expansion-valves/>

WWM Consultoria. (17 de Novembro de 2019). Obtido de O que é um Chiller por Absorção?: <https://wwmconsultoria.com/o-que-e-um-chiller-por-absorcao/>

14. Anexos

Anexo A - Ficha de Seleção do Condensador (pág. 1/2)



SWEP International AB
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

CONDENSER - DESIGN HEAT EXCHANGER: B250ASHx146/1P

SWEP DThermX

Date: 14/03/2021

SSP Alias: B250AS

DUTY REQUIREMENTS		Side 1	Side 2
Fluid		R134a	Propylene Glycol - Water (30.0 mass%)
Flow type		Counter-Current	
Circuit		Inner	Outer
Channel		Narrow	Wide
Heat load	kW	133.0	
Inlet vapor quality		1.000	
Outlet vapor quality		0.000	
Inlet temperature	°C	81.00	45.00
Condensation temperature (dew)	°C	55.00	
Subcooling	K	3.00	
Outlet temperature	°C	52.00	52.49
Flow rate	kg/s m³/h	0.7364	16.00
Fluid condensed	kg/s	0.7364	
Pressure drop (Design PD)	kPa	0.833 (50.00)	7.50 (50.00)

PLATE HEAT EXCHANGER		Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m²		18.7
Heat flux	kW/m²		7.12
Mean temperature difference	K		6.33
O.H.T.C. (available/required)	W/m², °C		1190/1120
Pressure drop - total*	kPa	0.833	7.50
- in ports (Inlet/Outlet)	kPa	-0.223/0.163	0.990
Operating pressure (outlet)	kPa	1490	
Number of channels per pass		72	73
Number of plates			146
Oversurfacing	%		5
Fouling factor	m², °C/kW		0.046
Port diameter (up/down)	mm	63.0/42.0	63.0/63.0
Recommended inlet connection diameter	mm	22.9 - 51.3	
Recommended outlet connection diameter	mm	20.8 - 41.7	
Reynolds number			491.0
Inlet Port velocity	m/s	3.31	1.43
Channel velocity	m/s	0.439	0.187
Shear stress	kPa		0.0101
Largest wall temperature difference	K		0.23
Min./Max. wall temperature	°C	46.25/56.05	46.17/55.82

*Excluding pressure drop in connections.

PHYSICAL PROPERTIES		Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	55.00	48.75
Liquid • Dynamic viscosity	cP	0.136	1.27
• Density	kg/m³	1079	1015
• Heat capacity	kJ/kg, °C	1.574	3.930
• Thermal conductivity	W/m, °C	0.06826	0.4682
Vapor • Dynamic viscosity	cP	0.0130	
• Density	kg/m³	71.32	
• Heat capacity	kJ/kg, °C	1.150	
• Thermal conductivity	W/m, °C	0.01576	



3JETN6WWPSK4OATAX7FCBZ7OJGEQP

www.swep.net

Date: 14/03/2021

Page: 1/2

Anexo B - Ficha de Seleção do Condensador (pág. 2/2)



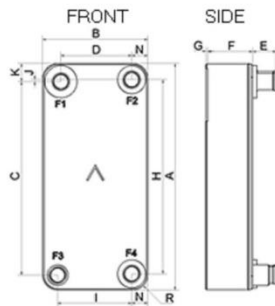
SWEP International AB
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

PHYSICAL PROPERTIES		Side 1	Side 2
• Latent heat	kJ/kg	146.1	
Film coefficient	W/m ² , °C	2420	4480
TOTALS		Side 1	Side 2
Total weight (no connections)*	kg		57.6 - 61.44
Hold-up volume (Inner Circuit)	dm ³		12.38
Estimated refrigerant charge	kg		3.22
Hold-up volume (Outer Circuit)	dm ³		14.75
Port size F1/P1	mm		63
Port size F2/P2	mm		63
Port size F3/P3	mm		42
Port size F4/P4	mm		63
Carbon footprint	kg		404.82

*Weight depends on the selected product.

DIMENSIONS



A	mm	620 ±2
B	mm	202 ±1
C	mm	538 ±1
D	mm	112 ±1
E	mm	27 (opt. 54) ±1
F*	mm	292.86 - 304.5 ±3%
G	mm	0 ±1
H	mm	530 ±1
I	mm	120 ±1
K	mm	45
N	mm	45
R	mm	45

*Dimensions depend on the selected product.

*This is a schematic sketch. For correct drawings please use the order drawing function or contact your SWEP representative.

Disclaimer:

Data used in this calculation is subject to change without notice. SWEP strives to use "best practice" for the calculations leading to the above results. Calculation is intended to show thermal and hydraulic performance, no consideration has been taken to mechanical strength of the product. Product restrictions - such as pressure, temperatures and corrosion resistance- can be found in SWEP product sheets and other technical documentation. SWEP may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP, the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property. To the maximum extent permitted by applicable law, the software, the calculations and the results are provided without warranties of any kind, whether express or implied. No advice or information obtained through use of the software (including information provided in the results), will create any warranty not expressly stated in the applicable license terms. Without limiting the foregoing, SWEP does not warrant that the content (including the calculations and the results) is accurate, reliable or correct. SWEP does not warrant that any system comprising heat exchanger and other components, installed on the basis of calculations in this software, will meet your requirements or function to your satisfaction or expectations.



3JETN6WWPSK4OATA7FCBZ7OJGEQP

www.swep.net

Date: 14/03/2021

Page: 2/2

Anexo C - Ficha de Seleção do Evaporador (pág. 1/2)



A DOVER COMPANY

SWEP International AB
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

EVAPORATOR - DESIGN

SWEP DThermX

HEAT EXCHANGER: V400THx100/1P

Date: 14/03/2021

SSP Alias: V400T

DUTY REQUIREMENTS		Side 1	Side 2
Fluid		R134a	Propylene Glycol - Water (30.0 mass%)
Flow type		Counter-Current	
Circuit		Inner	Outer
Heat load	kW		95.00
Subcooled liq. temp.	°C	52.00	
Inlet vapor quality		0.362	
Outlet vapor quality		1.000	
Inlet temperature	°C	4.11	12.00
Evaporation temperature (dew)	°C	3.00	
Superheating	K	6.00	
Outlet temperature	°C	9.00	6.59
Flow rate	kg/s m³/h	0.7281	16.00
• Inlet vapor	kg/s	0.2634	
Fluid vaporized	kg/s	0.4647	
Pressure drop (Design PD)	kPa	14.4 (50.00)	11.9 (50.00)

PLATE HEAT EXCHANGER		Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m²		21.3
Heat flux	kW/m²		4.47
Mean temperature difference	K		5.79
O.H.T.C. (available/required)	W/m², °C		817/772
Pressure drop - total*	kPa	14.4	11.9
- in ports (Inlet/Outlet)	kPa	-1.36/0.838	0.552
Pressure drop in fluid distribution	kPa	165 - 175	
Operating pressure (outlet)	kPa	326	
Number of channels per pass		49	50
Number of plates			100
Oversurfacing	%		6
Fouling factor	m², °C/kW		0.071
Port diameter (up/down)	mm	80.0/45.0	73.0/73.0
Recommended inlet connection diameter	mm	21.2 - 33.5	
Recommended outlet connection diameter	mm	48.3 - 108	
Reynolds number			130.4
Outlet port velocity	m/s	9.33	1.06
Channel velocity	m/s	1.59	0.148
Shear stress	kPa		0.0190
Largest wall temperature difference	K		0.20
Min./Max. wall temperature	°C	5.46/11.07	5.52/11.11

*Excluding pressure drop in connections.

NOTES

i Pressure drop in distribution device is 1.7 - 1.8 bar .

PHYSICAL PROPERTIES		Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	3.63	9.19
Liquid • Dynamic viscosity	cP	0.254	4.69
• Density	kg/m³	1283	1034
• Heat capacity	kJ/kg, °C	1.351	3.821



3JETN6WWPSK4OATAX7FCBZ7OJGEQP

www.swep.net

Date: 14/03/2021

Page: 1/2

Anexo D - Ficha de Seleção do Evaporador (pág. 2/2)



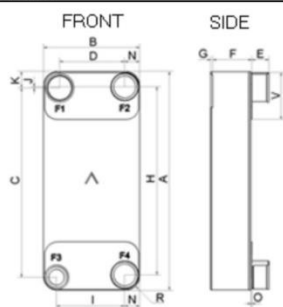
SWEP International AB
Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
SE-261 22 Landskrona, Sweden

www.swep.net

PHYSICAL PROPERTIES		Side 1	Side 2
• Thermal conductivity	W/m, °C	0.09037	0.4334
Vapor • Dynamic viscosity	cP	0.0110	
• Density	kg/m ³	15.90	
• Heat capacity	kJ/kg, °C	0.8567	
• Thermal conductivity	W/m, °C	0.01165	
• Latent heat	kJ/kg	195.8	
Film coefficient	W/m ² , °C	3220	3340
TOTALS		Side 1	Side 2
Total weight (no connections)*	kg		85.43
Hold-up volume (Inner Circuit)	dm ³		19.75
Hold-up volume (Outer Circuit)	dm ³		20.15
Port size F1/P1	mm		80
Port size F2/P2	mm		73
Port size F3/P3	mm		50
Port size F4/P4	mm		73
Carbon footprint	kg		600.39

*Weight depends on the selected product.

DIMENSIONS



A	mm	694 ±2
B	mm	304 ±1
C	mm	601 ±2
D	mm	205.5 ±1
E	mm	54 ±1
F	mm	247 +1.5%/-1%
G	mm	0 -1
H	mm	597 ±2
I	mm	215.5 ±1
J	mm	3.5
K	mm	52
N	mm	47.5
O	mm	2
R	mm	44
V	mm	150 ±2

*This is a schematic sketch. For correct drawings please use the order drawing function or contact your SWEP representative.

Disclaimer:

Data used in this calculation is subject to change without notice. SWEP strives to use "best practice" for the calculations leading to the above results. Calculation is intended to show thermal and hydraulic performance, no consideration has been taken to mechanical strength of the product. Product restrictions - such as pressure, temperatures and corrosion resistance- can be found in SWEP product sheets and other technical documentation. SWEP may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP, the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property. To the maximum extent permitted by applicable law, the software, the calculations and the results are provided without warranties of any kind, whether express or implied. No advice or information obtained through use of the software (including information provided in the results), will create any warranty not expressly stated in the applicable license terms. Without limiting the foregoing, SWEP does not warrant that the content (including the calculations and the results) is accurate, reliable or correct. SWEP does not warrant that any system comprising heat exchanger and other components, installed on the basis of calculations in this software, will meet your requirements or function to your satisfaction or expectations.



3JETN6WWPSK4OATAX7FCBZ7OJGEQP

www.swep.net

Date: 14/03/2021

Page: 2/2

Anexo E - Ficha de Seleção do Dry-Cooler (pág. 1/1)



CProSelect

CENTAURO PRODUCTS SELECTION SOFTWARE

CProSelect - Quiron by Centauro v. 2.0.21 - [Seleção de condensadores] - db TPC2020.0

Ciente

Data : 13/03/2021
 Data do inquérito :
 Projecto :
 Estudo n.º :
 Itens :
 Ref : CELSO
 Fax:

Seleção de condensadores

Potência : 150 kW, +/- 20 %
 Dif. temperatura : 15 K
 Gás refrig. : R134A
 Temp. ambiente : 35 °C
 Altitude : 0 m
 Material Alheta : Aluminium

Notas:

Resultado de pesquisa de equipamentos para os parâmetros escolhidos:

EVO/M - 291/141T (400V/3/50)

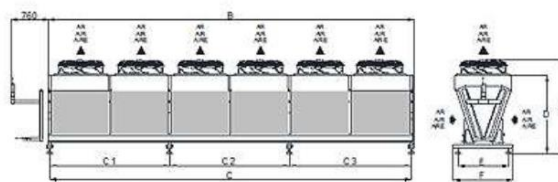


Pot. nom. (DT=15°C) [kW]	141,33	N.º ventiladores [N.ºxØ]	2x910	Tensão alimentação [V]	400V
Potência corrigida [kW]	131,44	Rotação [rpm]	890	Alimentação [F/Hz]	3/50
DT Funcionamento [°C]	17,12	Caudal de ar [m³/h]	52800	Entrada [in]	1.625
Volume interno [dm³]	32,30	Ruído [dB(A)]*	52	Saída [in]	1.375
Superfície [m²]	306,82	Corrente [A]	7,66	Volume embarque [m³]	8,83
Espaçamento [mm]	2,1	Potência absorvida [W]	3680	Peso [kg]	480,37


* Nível de ruído referido à média dos valores de pressão sonora medidos em campo livre, sem reflexões, em 4 pontos a 10 m do condensador com fluxo de ar vertical.

Dimensões

Dim. A [mm]	: 1850
Dim. B [mm]	: 3050
Dim. C [mm]	: 2445
Dim. C1 [mm]	: -
Dim. D [mm]	: -
Dim. E [mm]	: 1090
Dim. F [mm]	: 1196
Dim. G [mm]	: -
Dim. H [mm]	: -



Anexo F - Ficha de Seleção da Bomba do Dry-Cooler para Arrefecimento (pág. 1/2)



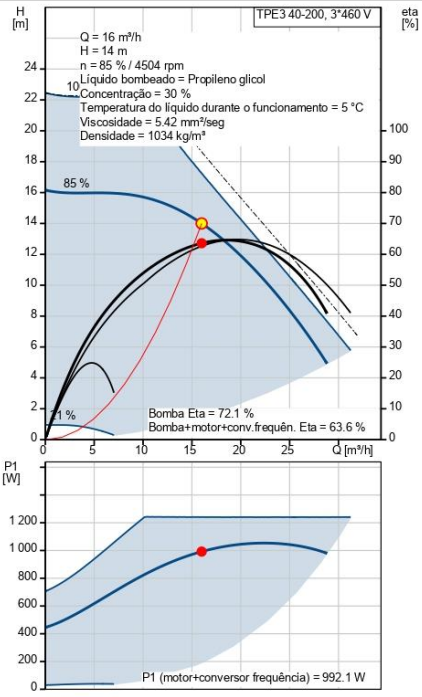
Nome empresa:
Criado por:
Telefone:

Data: 28/05/2021

Descrição	Valor
Inf. geral:	
Designação do produto:	TPE3 40-200 S-A-F-A-BQQE-GDC
Código::	99272211
Número EAN::	5713826360139
Preço:	EUR 4294
Técnicos:	
Velocidade da bomba na qual se baseiam os dados da mesma:	5000 rpm
Caudal efectivo calculado:	16 m³/h
Altura manométrica resultante da bomba:	14 m
Altura manométrica máxima:	200 dm
Diâmetro efectivo do impulsor:	74 mm
Código de empanque do veio:	BQQE
Curva de tolerância:	ISO9906:2012 3B2
Versão da bomba:	A
Materiais:	
Corpo da bomba:	Ferro fundido
Caixa da bomba:	EN-GJL-250
Corpo da bomba:	ASTM class 35
Impulsor:	Composite
Impulsor:	PES+30% GF
Código de material:	A
Instalação:	
Gama de temperatura ambiente:	-20 .. 50 °C
Pressão máx. de funcionamento:	10 bar
Pressão máx. à temp. indicada:	10 bar / 120 °C
Tipo de conexão:	DIN
Dimensão da conexão:	DN 40
Nível de pressão para conexão:	PN 6/10
Extensão porta a porta:	250 mm
Dimensão de flange para motor:	56C
Código de ligação:	F
Líquido:	
Líquido bombeado:	Propileno glicol
Gama de temperatura do líquido:	-25 .. 120 °C
Concentração:	30 %
Temperatura do líquido durante operação:	5 °C
Densidade:	1034 kg/m³
Viscosidade cinemática:	5.42 mm²/seg
Car. eléctricas:	
Tipo de motor:	80A
Classe de eficiência IE:	IE5
Potência nominal - P2:	1.1 kW
Frequência da rede:	50 / 60 Hz
Tensão nominal:	3 x 380-500 V
Corrente nominal:	2.30-2.05 A
Cos phi - factor de potência:	0.88-0.74
Velocidade nominal:	480-5900 rpm
Eficiência:	88.5%
Eficiência do motor com carga total:	88.5 %
Classe de protecção (IEC 34-5):	IP55
Classe de isolamento (IEC 85):	F
Protecção do motor:	ELEC
Motor n.º:	99138036
Controlos:	
Quadro eléctrico:	HMI300 - Graphical

Nome empresa:
Criado por:
Telefone:

Data: 28/05/2021



Inf. geral:

Designação do produto: TPE3 40-200, 3*460 V

Código:: 99272211

Número EAN:: 5713826360139

Preço: EUR 4294

Técnicos:

Velocidade da bomba na qual se baseiam os dados da mesma: 5000 rpm

Caudal efectivo calculado: 16 m³/h

Altura manométrica resultante da bomba: 14 m

Altura manométrica máxima: 200 dm

Diâmetro efectivo do impulsor: 74 mm

Código de empanque do veio: BQQE

Curva de tolerância: ISO9906:2012 3B2

Versão da bomba: A

Materiais:

Corpo da bomba: Ferro fundido

Caixa da bomba: EN-GJL-250

Corpo da bomba: ASTM class 35

Impulsor: Composite

Impulsor: PES+30% GF

Código de material: A

Instalação:

Gama de temperatura ambiente: -20 .. 50 °C

Pressão máx. de funcionamento: 10 bar

Pressão máx. à temp. indicada: 10 bar / 120 °C

Tipo de conexão: DIN

Dimensão da conexão: DN 40

Nível de pressão para conexão: PN 6/10

Extensão porta a porta: 250 mm

Dimensão de flange para motor: 56C

Código de ligação: F

Líquido:

Líquido bombeado: Propileno glicol

Gama de temperatura do líquido: -25 .. 120 °C

Concentração: 30 %

Temperatura do líquido durante operação: 5 °C

Densidade: 1034 kg/m³

Viscosidade cinemática: 5.42 mm²/seg

Car. eléctricas:

Tipo de motor: 80A

Classe de eficiência IE: IE5

Potência nominal - P2: 1.1 kW

Frequência da rede: 50 / 60 Hz

Tensão nominal: 3 x 380-500 V

Corrente nominal: 2.30-2.05 A

Cos phi - factor de potência: 0.88-0.74

Velocidade nominal: 480-5900 rpm

Eficiência: 88.5%

Eficiência do motor com carga total: 88.5 %

Classe de protecção (IEC 34-5): IP55

Classe de isolamento (IEC 85): F


Protecção do motor: ELEC

Motor n.º: 99138036

Controlos:

Quadro eléctrico: HMI300 - Graphical

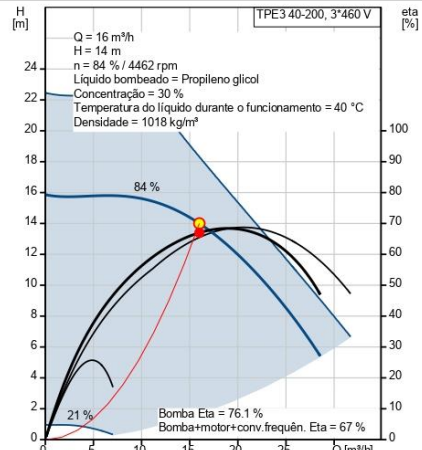
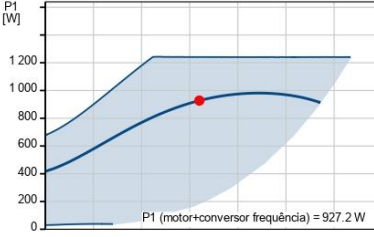
Anexo G - Ficha de Seleção da Bomba do Dry-Cooler para Aquecimento (pág. 2/2)



Nome empresa:
Criado por:
Telefone:

Data: 28/05/2021

Descrição	Valor
Inf. geral:	
Designação do produto:	TPE3 40-200 S-A-F-A-BQQE-GDC
Código::	99272211
Número EAN::	5713826360139
Preço:	EUR 4294
Técnicos:	
Velocidade da bomba na qual se baseiam os dados da mesma:	5000 rpm
Caudal efectivo calculado:	16 m³/h
Altura manométrica resultante da bomba:	14 m
Altura manométrica máxima:	200 dm
Diâmetro efectivo do impulsor:	74 mm
Código de empanque do veio:	BQQE
Curva de tolerância:	ISO9906:2012 3B2
Versão da bomba:	A
Materiais:	
Corpo da bomba:	Ferro fundido
Caixa da bomba:	EN-GJL-250
Corpo da bomba:	ASTM class 35
Impulsor:	Composite
Impulsor:	PES+30% GF
Código de material:	A
Instalação:	
Gama de temperatura ambiente:	-20 .. 50 °C
Pressão máx. de funcionamento:	10 bar
Pressão máx. à temp. indicada:	10 bar / 120 °C
Tipo de conexão:	DIN
Dimensão da conexão:	DN 40
Nível de pressão para conexão:	PN 6/10
Extensão porta a porta:	250 mm
Dimensão de flange para motor:	56C
Código de ligação:	F
Líquido:	
Líquido bombeado:	Propileno glicol
Gama de temperatura do líquido:	-25 .. 120 °C
Concentração:	30 %
Temperatura do líquido durante operação:	40 °C
Densidade:	1018 kg/m³
Car. eléctricas:	
Tipo de motor:	80A
Classe de eficiência IE:	IE5
Potência nominal - P2:	1.1 kW
Frequência da rede:	50 / 60 Hz
Tensão nominal:	3 x 380-500 V
Corrente nominal:	2.30-2.05 A
Cos phi - factor de potência:	0.88-0.74
Velocidade nominal:	480-5900 rpm
Eficiência:	88.5%
Eficiência do motor com carga total:	88.5 %
Classe de protecção (IEC 34-5):	IP55
Classe de isolamento (IEC 85):	F
Protecção do motor:	ELEC
Motor n.º:	99138036
Controlos:	
Quadro eléctrico:	HMI300 - Graphical
Módulo Função:	FM300 - Avançado

Impresso a partir do Grundfos Product Center [2021.08.007] 3/4

Anexo H - Ficha de Seleção da Bomba de Calor Daikin (pág. 1/1)

EWYT-B-SS/SL

BLUEEVOLUTION

Bomba de calor multi-scroll de condensação a ar, eficiência standard (versão Silver), ruído standard/baixo



- › Primeira bomba de calor a ar R-32 com compressores scroll do mercado
- › A seleção de um produto a R-32 permite reduzir o impacto ambiental na ordem dos 68% em comparação com o R-410a e origina diretamente um consumo de energia inferior graças à elevada eficiência energética
- › 1 ou 2 circuitos de refrigeração totalmente independentes para uma fiabilidade superior
- › Controlador MicroTech 4 com lógica de controlo superior e interface simples
- › Custo de funcionamento reduzido e tempo de vida útil alargado graças ao design cuidadoso que visa otimizar a eficiência energética e melhorar a rentabilidade, a eficiência e a gestão económica da instalação
- › Modulação da velocidade dos ventiladores para assegurar um controlo preciso do caudal de ar e temperatura de condensação otimizada
- › Possibilidade de configurar bandas de tempo detalhadas para reduzir a velocidade de rotação dos ventiladores e as emissões sonoras
- › Graças à gestão da pressão de condensação dinâmica, o controlador ajusta o set-point da pressão de condensação para minimizar a potência absorvida da unidade
- › Possibilidade de produção de água quente até 60°C
- › Compatível com sistema de monitorização remota DoS Daikin-On-Site e iCM intelligent Chiller Management

EWYT-B-SS/SL		085	105	135	175	215	205	235	255	300	340	390	430	490	540	590	630		
Capacidade	Arrefecimento	kW	75,1	97,9	120	153	193	189	212	230	270	317	350	375	434	482	531	570	
Potência absorvida	Arrefecimento	kW	28,0	36,6	44,6	57,8	72,1	71,3	78,7	86,4	102	118	133	147	171	192	207	219	
EER			2,69	2,68	2,7	2,65	2,67	2,66	2,69	2,67	2,65	2,69	2,63	2,55	2,54	2,51	2,57	2,60	
IPLVIP			4,43	4,40	4,32	4,28	4,36	4,33	4,31	4,35	4,20	4,31	4,20	4,31	4,46	4,52	4,44	4,53	
SEER			3,90	3,98	3,90	4,01	3,90	3,96	3,96	3,90	3,99	4,10	3,99	4,00	4,23	4,23	4,17	4,25	
ηs		%	153,0	156,2	153,0	157,4	153,0	155,4	155,4	153,0	156,6	161,0	156,6	-	-	-	-	-	
Capacidade	Aquecimento	kW	82,24	106,2	132,2	169,8	213,3	209,3	236,2	256,1	300	342,8	389,9	433	487	542	591	627	
Potência absorvida	Aquecimento	kW	28,16	36,5	45,3	58,9	73,8	72,4	82,1	87	104	116	136	150	167	186	202	214	
COP			2,92	2,91	2,92	2,88	2,89	2,89	2,88	2,95	2,88	2,95	2,88	2,88	2,92	2,92	2,93	2,93	
SCOP			3,34	3,41	3,36	3,4	3,4	3,37	3,34	3,29	3,27	3,28	3,35	3,33	3,4	3,35	3,41	3,37	
ηs			130,6	133,4	131,4	133,0	133,0	131,8	130,6	128,6	127,8	128,2	131,0	-	-	-	-	-	
Altura		mm	1800										2514						
Largura		mm	1195										2282						
Comprimento		mm	2225	2825	3425		4025	4350	4950		3225			4125			5025		
Peso da unidade		(SS) kg	955	1065	1165	1320	1500	1500	1800	1825	2100	2250	3180	3190	3180	3370	4267	4267	
		(SL) kg	985	1095	1195	1350	1530	1530	1830	1855	2260	2410	3340	3350	3340	3530	4427	4427	
Peso em funcionamento		(SS) kg	962	1072	1172	1327	1511	1511	1811	1839	2114	2270	3200	3210	3207	3397	4302	4302	
		(SL) kg	992	1102	1202	1357	1541	1541	1841	1869	2274	2430	3360	3369,71	3367,27	3557,27	4462,37	4468,08	
Permutador de calor da água		tipo	Placas																
Caudal de água	Arrefecimento	l/s	3,58	4,68	5,75	7,31	9,2	9,04	10,1	11	12,9	15,1	16,7	17,9	20,7	23,0	25,4	27,2	
Perda de carga	Arrefecimento	kPa	14	24,2	35,1	54,1	46,5	45	55,2	45,2	60,2	49,2	58,9	-	-	-	-	-	
Caudal de água	Aquecimento	l/s	3,93	5,08	6,31	8,11	10,2	10	11,3	12,2	14,3	16,4	18,6	20,7	23,3	25,9	28,2	29,9	
Perda de carga	Aquecimento	kPa	17,6	27,8	41,2	64,7	55,4	53,6	66,6	54,4	72,3	56,5	71,3	-	-	-	-	-	
Ligações hidráulicas ranhuradas		mm	88,9																
Permutador de calor do ar		tipo	Cu/Al com tratamento epoxy																
Ventiladores		tipo	Axial (VFD standard)										AXIAL (VFD como opção)						
Nr. de ventiladores			4	6	8		10		12		5	6	8			10			
Compressores		tipo	Scroll																
Nr. de compressores			2					4					5		6				
Nr. de circuitos			1					2											
Controlo de Capacidade		Método	Escalaões																
Capacidade mínima		%	50	38	50	38	50	19	17	25	22	19	17	-	-	-	-	-	
Potência sonora	Arrefecimento	(SS) dB(A)	84	87	89	91	92	90	91	92	94	95	96	96	97	97	98	98	
		(SL) dB(A)	83	85	87	88	89	88	89	89	91	92	93	93	93	93	94	94	
Pressão sonora@1m distancia	Arrefecimento	(SS) dB(A)	66	69	71	73	74	71	72	73	74	75	76	76	77	77	77	77	
		(SL) dB(A)	65	67	69	70	70	69	70	70	71	72	73	73	73	73	74	74	
Fluido frigoriférico / GWP			R-32 / 675																
Carga de fluido		kg	11	19	27	27	35	35	43	43	27,5	42	71	71	71	71	85,5	100	
		TonCO2Eq	7,4	12,8	18,2	18,2	23,6	23,6	29,0	29,0	18,6	28,4	47,9	47,9	47,9	47,9	57,7	67,5	
Máxima corrente de arranque		A	211	327	343	464	495	408	425	439	564	598	636	666	712	757	795	825	
Corrente nominal	Arrefecimento	A	54,32	65,86	75,73	98,54	122,6	124,8	133,4	146,2	174,4	197,7	226,9	-	-	-	-	-	
Máxima corrente de funcionamento		A	68	85	101	131	163	166	183	197	232	266	304	334	379	425	463	493	
Alimentação elétrica Fase/Frequência/Tensão		Hz/V	3~/50/400																

Dados preliminares a azul.

486

Anexo I - Ficha de Seleção do Chiller Daikin (pág. 1/1)

EWAT-B-SS/SL

BLUEEVOLUTION

Chiller scroll de condensação a ar, eficiência standard, ruído standard/baixo

- › Primeiro chiller de condensação a ar R-32 com compressores scroll do mercado
- › A seleção de um produto a R-32 permite reduzir o impacto ambiental na ordem dos 68% em comparação com o R-410A e origina diretamente um consumo de energia inferior graças à elevada eficiência energética
- › 1 ou 2 circuitos de refrigeração totalmente independentes para uma fiabilidade superior
- › Controlador MicroTech III com lógica de controlo superior e interface simples
- › Custo de funcionamento reduzido e tempo de vida útil alargado graças ao design cuidado que visa otimizar a eficiência energética dos chillers e melhorar a rentabilidade, a eficiência e a gestão económica da instalação
- › Modulação da velocidade do ventilador para assegurar um controlo preciso do caudal de ar e uma temperatura de condensação otimizada
- › Possibilidade de configurar bandas de tempo detalhadas para reduzir a velocidade de rotação do ventilador e as emissões sonoras
- › Graças à Gestão da pressão de condensação dinâmica, o controlador do chiller ajusta o set-point da pressão de condensação para minimizar a potência absorvida geral do chiller

Apenas arrefecimento		EWAT-B-SS/SL		085	115	135	155	175	195	205	215	240	260	290	310	330	340	350	420	460	510	570	610	670																				
Arrefecimento ambiente	Condição A 35 °C Pdc	kW		80,92	108,73	131,2	157,55	174,49	190,91	209,86	216,55	240,44	259,39	281,85	305,6	328,59	342	348,88	414,98	465,75	511,1	564,43	609,05	664,62																				
	ηs,c + VDFDAN	%		149	161,8	149	-	163	157,8	159,8	151	165,4	155,4	168,2	166,2	167,4	169,8	161,4	174,6	171	172,2	169,8	171,4	173,4	177,4																			
SEER				3,8	4,12	3,8	-	4,15	4,02	4,07	3,85	4,21	3,96	4,28	4,23	4,26	4,32	4,11	4,44	4,35	4,38	4,32	4,32	4,36																				
SEER + VDFDAN				-	-	-	-	-	-	-	-	4,3	4,04	4,39	4,33	4,35	4,5	4,17	4,51	4,46	4,49	4,41	4,42	4,51																				
Potência de arrefecimento Nom.		kW		80,92	108,73	131,2	157,55	174,49	190,91	209,86	216,55	240,44	259,39	281,85	305,6	328,59	342	348,88	414,98	465,75	511,1	564,43	609,05	664,62																				
Consumo	Arrefecimento Nom.	kW		31,8	38,5	49,8	61,8	67,7	69,4	79,8	85,6	85,3	95,7	108	112	121	117	132	146	171	186	216	230	239																				
Controlo de capacidade	Método			Escalões																																								
	Capacidade mínima	%		50	38	50	25	38	21	19	50	17	25	24	14	13	33	19	17	15	14	12	11	17																				
EER				2,55	2,82	2,64	2,55	2,58	2,75	2,63	2,53	2,82	2,71	2,61	2,71	2,7	2,92	2,64	2,83	2,72	2,74	2,61	2,64	2,78																				
ESEER				3,96	4,03	3,86	3,83	4,09	4	3,94	3,85	3,94	3,76	3,99	4,02	3,97	4,06	3,91	4,09	4	3,97	4,03	4,01	3,98																				
IPLV				4,65	4,92	4,46	4,68	4,78	4,8	4,87	4,49	4,66	4,46	4,76	4,67	4,65	4,77	4,58	4,77	4,75	4,7	4,74	4,71	4,73																				
EER + VDFDAN				-	-	-	-	-	-	-	-	2,81	2,71	2,61	2,71	2,69	2,91	2,64	2,82	2,71	2,74	2,61	2,64	2,77																				
ESER + VDFDAN				-	-	-	-	-	-	-	-	4	3,86	4,09	4,09	4,01	4,21	3,98	4,14	4,13	4,06	4,03	4,08	4,11																				
IPLV + VDFDAN				-	-	-	-	-	-	-	-	4,77	4,59	4,88	4,85	4,73	4,84	4,71	4,89	4,92	4,81	4,82	4,78	4,96																				
Dimensões	Unidade	Altura	mm	1.801		1.822		1.801		1.822		2.540																																
		Largura	mm	1.204												2.236																												
		Profundidade	mm	2.120	2.660	3.570	3.180	4.170	3.780	2.326				3.226				4.126				5.025	5.874																					
Peso (SS)	Unidade	Peso	kg	679	763	810	1.005	983	1.164	1.156	1.191	1.660	1.688	1.853	2.096	2.123	2.247	2.304	2.600	2.921	2.913	3.148	3.554	3.888																				
		Peso de funcionamento	kg	686	773	820	1.014	996	1.177	1.169	1.210	1.668	1.694	1.869	2.114	2.141	2.268	2.324	2.630	2.954	2.946	3.195	3.597	3.924																				
Permutador de calor da água	Tipo	Permutador de placas																																										
		Volume de água	l	5	6	9	7	12	11	16	11	16	19	20	19	28	28	42																										
		Caudal de água Arrefecimento Nom.	l/s	3,9	5,2	6,3	7,6	8,4	9,1	10,1	10,4	11,5	12,4	13,5	14,6	15,7	16,4	16,7	19,9	22,3	24,5	27	29,2	31,9																				
Permutador de ar Compressor	Tipo	Microcanal																																										
		Scroll																																										
		Quantidade	2		4		2		4		2		4		3		4		3		4		5		6																			
Ventilador	Tipo	Hélice de acionamento direto																																										
		Quantidade	4		6		8		10		4		5		6		5		7		8		9		11																			
		Caudal de ar Nom.	l/s	6,022	9,036	13,354	12,023	16,710	15,057	20,306				25,382				30,459				35,535				40,612				45,688				55,841										
	Velocidade	rpm																																										
	Nível de potência sonora (SS) Arrefecimento Nom.	dBA																																										
	Nível de potência sonora (SS) Arrefecimento Nom.	dBA																																										
	Nível de pressão sonora (SS) Arrefecimento Nom.	dBA																																										
	Nível de pressão sonora (SS) Arrefecimento Nom.	dBA																																										
Limites de funcionamento	Lado do ar Arrefecimento Min.-Máx.	°CBs																																										
	Lado da água Arrefecimento Min.-Máx.	°CBs																																										
Fluido refrigerante	Tipo/GWP	R-32/675																																										
		Carga de gás	10		11		12,5		15		14		18		17		36		38		36		42		43		50		44		57		58		60		62		80		90			
Ligações das tubagens	Entrada/saída da água do evaporador (DE)	kg																																										
		Circuitos Quantidade	1		2		1		2		1		2		1		2		1		2		1		2		1		2		1		2		1		2							
Unidade	Corrente Arrefecimento Nom.	A																																										
		Corrente Máx.	213		313		324		284		462		384		395		498		411		422		546		572		583		587		595		635		680		717		761		798		839	
		Corrente Máx. ativa	73		86		96		143		132		156		167		168		183		195		215		241		253		256		264		305		349		386		431		467		508	
Alimentação elétrica	Fase/Frequência/Tensão	Hz/V																																										
		3~/50/400																																										

Caldeiras e Queimadores de média e grande potência

Caldeiras de chão de condensação



Power HT Plus

Robustez: Permutador de calor monotérmico de aço inoxidável e queimador de pré-mistura com ignição eletrônica.

Baixas emissões contaminantes: < 35 mg/kWh em NOx (Classe 6) e < 10 mg/kWh em CO.

Rácio de modulação 1:9 para um funcionamento mais eficiente, fiável e silencioso (rácio 1:5 nos modelos de 130 e 150 kW; rácio 1:6 nos de 200 e 250 kW).

Ampla gama de acessórios de regulação: para gestão de caldeiras em cascata ou instalações de alta ou baixa temperatura. Ver apartado Regulação Multilevel, capítulo Termóstatos e Regulação.

	50 F	70 F	90 F	110 F	130 F
Potência útil 80/60°C	kW 45,0	65,0	85,0	102,0	121,5
Potência útil 50/30°C	kW 48,6	70	91,8	110,2	130,6
Classe eficiência Aquecimento	A	A	-	-	-
Rendimento útil (1) carga 100%	% 105,0%	105,0%	105,5%	105,1%	105,5
Rendimento útil (1) carga 30%	% 108,4%	108,1%	108,2%	108,1%	108,5
Rendimento útil (2) carga 100%	% 97,4%	97,2%	97,3%	97,2%	98,1
Peso líquido aproximado	kg 60	70	104	109	126
Ø conduta concêntrica evacuação fumos	mm 80/125	80/125	110/160	110/160	110/160
Comprimento máx. conduta concêntrica	m 10	10	10	10	8
Ø conduta dupla evacuação fumos	mm 80	80	110	110	110
Comprimento máx. conduta dupla (3)	m 60	30	27	27	20
Ø conduta simples evacuação fumos	mm 80 - 110	80 - 110	110 - 125	110 - 125 - 160	110
Comprimento máx. conduta simples (4)	m 20 - 56	8 - 56	20 - 56	56	20
Capacidade água	l 4	6	9	10	10
Pressão máxima trabalho	bar 4	4	4	4	6
Tipo gás (5)	GN/GP	GN/GP	GN/GP	GN/GP	GN/GP
Caudal mássico fumos mín-máx	kg/h 7,2-75,6	14,4-111,6	-	18-144	43 - 202
Pressão disponível saída fumos	mbar -	-	200,0	-	-
Resistência hidráulica ΔT=20K/15K	m.c.a 5,0/9,0	3,3/5,5	2,3/3,7	2,3/4,0	4,0 / 6,8
Caudal água mínimo	l/h 800	1.500	2.000	2.250	2.250
Consumo gás natural à pot* nominal	m³/h 0,54-6,90	0,78-7,07	1,03-9,25	1,24-11,10	2,6 - 13,1
Consumo gás propano à pot* nominal	kg/h 0,40-3,59	0,57-5,19	0,97-6,79	0,91-8,15	1,0 - 5,1
Consumo máx. energia elétrica	W 100	117	146	185	187
Pressão alimentação gás natural	-	-	20	-	-
Pressão alimentação gás propano	-	-	37	-	-
Ligação gás C	" 3/4"	3/4"	1"	1"	1"
Ligações Ida e Retorno B-A	" 1"	1"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"
Ligação condensados D	DN 18	DN 18	DN 18	DN 18	DN 32
Referências GN / GP (6)	7612422 / 7678378	7612423 / 7678379	7612424 / 7678380	7612426 / 7678381	7689664
PVP	3.468 €	4.159 €	4.901 €	5.290 €	6.710 €
Fornecimento	Num só volume	Num só volume	Num só volume	Num só volume	Num só volume

(1) Temp. ida/retorno de 50/30°C. Temp. média = 40°C.

(2) Temp. ida/retorno de 80/60°C. Temp. média = 70°C.

(3) A conduta de aspiração não deve superar 15 m para a Power HT Plus 50 F e 70 F; 7 m para a Power HT Plus 90 F e 110 F e 10 m para a Power HT Plus 130 F e 150 F.

(4) O comprimento horizontal não deve superar 2 metros + 2 curvas. Ver mais opções na tabela inferior.

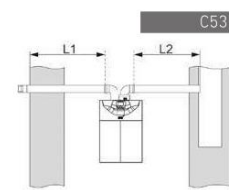
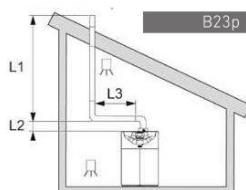
(5) As caldeiras versão propano são fornecidas com o kit de transformação de GN a GP num volume separado. Esta operação está incluída no preço do ARRANQUE de caldeira, caso seja solicitado. Para os modelos de 130, 150, 200 e 250 kW só há uma referência para GN e GP: o kit de transformação para GP é entregue com cada caldeira.

(6) Fornecem-se sem kit de evacuação. Ver apartado Acessórios de evacuação para caldeiras de condensação, deste capítulo.

Funções da Regulação **Multilevel**. (incluída de série)

Mediante 3 saídas (230 V), permite a gestão de 1 circuito de AQS e/ou circuitos diretos de aquecimento/bomba recirculação (um por saída). Permite ainda a configuração de sinais de alarme através duma saída programável não ocupada ou por módulos de aplicação programáveis), entradas de sonda, sinais ON/OFF e Arranque/Paragem, todos programáveis. Inclui função antiflegionela, recirculação e três programas horários. Ampliação de funções mediante um máximo de 2 módulos internos (sinais de alarme, circuitos diretos, circuitos com válvula misturadora, etc.) e a gestão de até 15 dispositivos de controlo externos (que equivalem a 30 circuitos de aquecimento adicionais).

Comprimentos máximos para condutas de fumos simples e dupla conduta.



Configuração	Comprimentos (m)	Power HT Plus 50F	Power HT Plus 70F	Power HT Plus 90F	Power HT Plus 110F	Power HT Plus 130 F	Power HT Plus 150 F	Power HT Plus 200 F	Power HT Plus 250 F
Conduta de fumos simples tipo B23p	L3<2 m + 2 curvas	Ø80	Ø110	Ø80	Ø110	Ø110	Ø110	Ø160	Ø160
	L3<5 m + 2 curvas	-	-	-	-	Ø160	-	Ø110	-
Dupla conduta tipo C53	(L1 + L2) rígido	20	56	8	56	20	56	20	17
		27	23	39	36	23	19		
		L1<15 m e L1+L2<60 m (Ø 80)	L1<15 m e L1+L2<30 m (Ø 80)	L1<7 m e L1+L2<27 m (Ø 110)	L1<7 m e L1+L2<27 m (Ø 110)	L1<10 m e L1+L2<20 m	L1<10 m e L1+L2<20 m	L1+L2<42 m	L1+L2<21 m

158 | Preços recomendados de venda ao público • abril 2020 • Os preços indicados não incluem I.V.A. • O presente Catálogo-Tabela anula os anteriores. • Medidas em mm.

Anexo K - Ficha de Seleção da Caldeira a GN e Propano (pág. 2/2)

Versatilidade na evacuação de fumos: possibilidade de combustão estanque incluída de série, mediante conduta concêntrica (exceto modelos de 200 e 250 kW). Acessório opcional disponível para evacuação

mediante conduta dupla. Ver apartado Acessórios de evacuação caldeiras de condensação deste capítulo.

Independência hidráulica graças ao kit opcional, que se integra de forma compacta na parte posterior

da caldeira e permite assegurar o caudal mínimo de circulação que deve ser garantido.

Quadro de controlo digital: Ecrã com texto e retroiluminação.

Importante: Deve-se garantir o caudal mínimo de circulação pelo permutador de cada caldeira. Os circuladores opcionais e as garrafas de equilíbrio correspondentes, fornecidas pela BAXI como acessórios disponíveis para esta gama, garantem os referidos caudais nas instalações individuais e em cascata.

150F	200F	250F
140.3	185.9	232.8
150.9	200	250
-	-	-
105.5	104.20	104.20
108.5	109.1	109.1
98.1	97.32	97.02
132	212	232
110/160	-	-
8	-	-
110	160	160
20	42	21
110	160	160
27	39	23
11	13	15
6	6	6
GN/GP	GN/GP	GN/GP
50 - 230	54 - 322	69 - 411
4.0 / 6.8	4.0 / 6.8	4.0 / 6.8
3.000	3.500	4.500
3.0 - 15.1	3.37 - 20.21	4.23 - 25.40
1.2 - 5.9	2.5 - 14.8	3.1 - 18.6
283	242	369
1"	1 1/2"	1 1/2"
1 1/2"	2"	2"
DN 32	DN 32	DN 32
7689665	7689666	7689667
7.855 €	10.196 €	12.433 €
Num só volume	Num só volume	Num só volume

Transformação de gás natural a propano (exceto arranque)

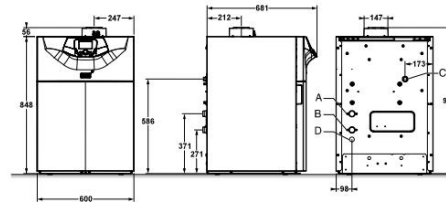
As caldeiras a gás propano incluem o kit de transformação. Recomendamos que a transformação de gás seja realizada pelo Serviço Oficial BAXI.

POWER HT PLUS 50 F	124 €	POWER HT PLUS 130 F	160 €
POWER HT PLUS 70 F	160 €	POWER HT PLUS 150 F	160 €
POWER HT PLUS 90 F	160 €	POWER HT PLUS 200 F	200 €
POWER HT PLUS 110 F	160 €	POWER HT PLUS 250 F	250 €

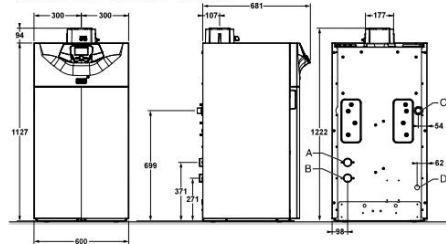
Arranque de caldeiras (opcional): 143 €

O arranque destas caldeiras pelo Serviço Oficial BAXI só se efetuará a pedido do cliente. Ao valor referido deverá adicionar-se o da disponibilidade de serviço. O preço indicado é válido para o arranque de caldeiras individuais. Para instalações com duas ou mais Power HT Plus ligadas para funcionamento em cascata, atuando como gerador único desde uma regulação comum (é necessário um módulo BM em cada caldeira, para configurar a cascata) será aplicado um desconto de 50% ao valor do arranque na segunda caldeira e seguintes. O preço do serviço não inclui o fornecimento do kit de transformação de gás (se aplicável).

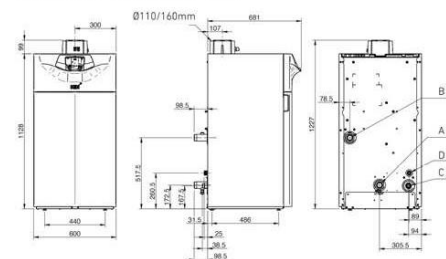
Power HT Plus 50 F e 70 F



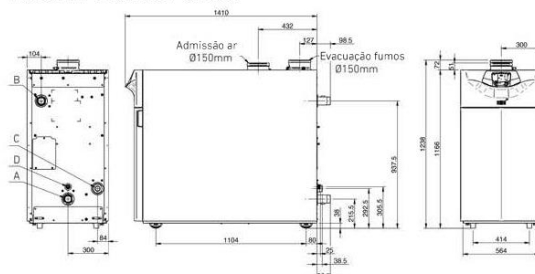
Power HT Plus 90 F e 110 F



Power HT Plus 130 F e 150 F



Power HT Plus 200 F e 250 F



{Variáveis

Evaporador

Te - Temperatura de Evaporação

Tee - Temperatura Entrada Evaporador

Tse - Temperatura Saída Evaporador

T_m_evap - Temperatura Média do Fluido Secundário no Evaporador

A_evap - Área do Evaporador

m_dot_evap - Caudal de Fluido Secundário no Evaporador

U_evap - Coeficiente de Transmissão de Calor no Evaporador

Q_evap - Potência transferida no Evaporador

cp_evap - Capacidade Térmica a Pressão Constante no Evaporador

T_DC_AF - Temperatura Dry-Cooler AF Média

Água Fria

v_AF - Volume de Água Fria Acumulada

m_AF - Massa de Água Fria Acumulada

T_ref_AF - Temperatura de Referência de Água Fria

T_prod_AF - Temperatura Objetivo Produção Água Fria

T_rec_AF - Temperatura Objetivo Recuperação Água Fria

T_m_depAF - Temperatura Depósito de Água Fria no Início do Intervalo de Tempo

Q_depAF - Energia Acumulada no Depósito de Água Fria no Início do Intervalo de Tempo

Q_obj_AF - Energia do Objetivo da Produção de Água Fria

Q_obj_rec_AF - Energia do Objetivo da Recuperação de Água Fria

Q_nec_AF - Energia Necessária de Água Fria (Perfil)

Ligado_prodAF - Estado do Compressor para Produção de Água Fria

Q_prod_AF - Energia Produzida pelo Evaporador para Água Fria

Ligado_recAF - Estado do Compressor para Recuperação de Água Fria

Q_final_depAF - Energia Acumulada no Depósito de Água Fria no Fim do Intervalo de Tempo

T_final_depAF - Temperatura Depósito de Água Fria no Fim do Intervalo de Tempo

Condensador

Tc - Temperatura de Condensação

Tec - Temperatura Entrada Condensador

Tsc - Temperatura Saída Condensador

T_m_cond - Temperatura Média do Fluido Secundário no Condensador

A_cond - Área do Condensador

m_dot_cond - Caudal de Fluido Secundário no Condensador

U_cond - Coeficiente de Transmissão de Calor no Condensador

Q_cond - Potência transferida no Condensador

cp_cond - Capacidade Térmica a Pressão Constante no Condensador

T_DC_AQ - Temperatura Dry-Cooler AQ Média

{Água Quente

m_AQ - Massa de Água Quente Acumulada

T_ref_AQ - Temperatura de Referência de Água Quente

T_prod_AQ - Temperatura Objetivo Produção Água Quente

T_rec_AQ - Temperatura Objetivo Recuperação Água Quente

T_m_depAQ - Temperatura Depósito de Água Quente no Início do Intervalo de Tempo

Q_depAQ - Energia Acumulada no Depósito de Água Quente no Início do Intervalo de Tempo

Q_obj_AQ - Energia do Objetivo da Produção de Água Quente

Q_obj_rec_AQ - Energia do Objetivo da Recuperação de Água Quente

Q_nec_AQ - Energia Necessária de Água Quente (Perfil)

Ligado_prodAQ - Estado do Compressor para Produção de Água Quente

Q_prod_AQ - Energia Produzida pelo Evaporador para Água Quente

Ligado_recAQ - Estado do Compressor para Recuperação de Água Quente

Q_final_depAQ - Energia Acumulada no Depósito de Água Quente no Fim do Intervalo de Tempo

T_final_depAQ - Temperatura Depósito de Água Quente no Fim do Intervalo de Tempo

Água Quente Sanitária

m_AQS - Massa de Água Quente Sanitária Acumulada

T_ref_AQ - Temperatura de Referência de Água Quente Sanitária

T_prod_AQ - Temperatura Objetivo Produção Água Quente Sanitária

T_rec_AQ - Temperatura Objetivo Recuperação Água Quente Sanitária

T_m_depAQ - Temperatura Depósito de Água Quente Sanitária no Início do Intervalo de Tempo

Q_depAQS - Energia Acumulada no Depósito de Água Quente Sanitária no Início do Intervalo de Tempo

Q_obj_AQS - Energia do Objetivo da Produção de Água Quente Sanitária

Q_obj_rec_AQS - Energia do Objetivo da Recuperação de Água Quente Sanitária

Q_nec_AQS - Energia Necessária de Água Quente Sanitária (Perfil)

Ligado_prodAQS - Estado do Compressor para Produção de Água Quente Sanitária

Q_prod_AQS - Energia Produzida pelo Evaporador para Água Quente Sanitária

Ligado_recAQS - Estado do Compressor para Recuperação de Água Quente Sanitária

Q_final_depAQS - Energia Acumulada no Depósito de Água Quente Sanitária no Fim do Intervalo de Tempo

T_final_depAQS - Temperatura Depósito de Água Quente Sanitária no Fim do Intervalo de Tempo

G_AQS - Auxiliar para comparação de energia AQS

G_AF - Auxiliar para comparação de energia AF

G_AQ - Auxiliar para comparação de energia AQ

Dry-Cooler

U_DC - Coeficiente de Transmissão de Calor do Dry-Cooler

A_DC - Área do Dry-Cooler

T_DC_AF - Temperatura Dry-Cooler AF Média

T_DC_AQ - Temperatura Dry-Cooler AQ Média

LigadoDC_F - Estado do Compressor a Rejeitar Frio para Dry-Cooler

LigadoDC_Q - Estado do Compressor a Rejeitar Quente para Dry-Cooler

Q_DC_F - Energia Fria Rejeitada pelo Dry-Cooler

Q_DC_Q - Energia Quente Rejeitada pelo Dry-Cooler

Dados

Dia - Dia da Simulação

Mes - Mês da Simulação

Hora - Hora da Simulação

Minuto - Minuto da Simulação

dt - Intervalo de Tempo da Simulação

Linha - Linha da Simulação

C_glicol - Percentagem de Glicol

Compressor

Pc - Potência Absorvida pelo Compressor

Pc_AF - Potência absorvida pelo Compressor para Produção de AF

Pc_AQ - Potência absorvida pelo Compressor para Produção de AQ

Pc_AQS - Potência absorvida pelo Compressor para Produção de AQS

m_dot_R134a - Caudal de Fluido Primário

Ic - Intensidade da Corrente Consumida pelo Compressor

Eficiência

EER_AF - Eficiência da Produção de Água Fria

COP_AQ - Eficiência da Produção de Água Quente

COP_AQS - Eficiência da Produção de Água Quente Sanitária

TER - Eficiência da Produção de Energia

}

"Evaporador (Permutador de Placas) R134a-Água VH400THx100/1P"

A_evap=21,3 [m^2] "Área do Evaporador"

m_dot_evap= 16 [m^3/h]

U_evap=817 [W/m^2 C]

Tse=Tee-Q_evap/(cp_evap*m_dot_evap/3600*Density(PG;T=T_m_evap;C=C_glicol))

T_m_evap=IF(Ligado_prodAF;0;0;IF(Ligado_recAF;0;0;T_DC_AF;(Tee+Tse)/2);(Tee+Tse)/2)

Te=T_m_evap-Q_evap*1000/(U_evap*A_evap)

cp_evap=Cp(PG;T=T_m_evap;C=C_glicol)

Tee=If(Ligado_prodAF;0;0;IF(Ligado_recAF;0;0;T_m_evap+(Q_evap/(cp_evap*m_dot_evap/3600*Density(PG;T=T_m_evap;C=C_glicol)))/2;T_m_depAF);T_m_depAF)

"Depósito AF"

v_AF=10000 [L]

m_AF=v_AF/1000*Density(PG;T=T_m_depAF;C=C_glicol)

T_ref_AF=18 "Temperatura de Referência"

T_prod_AF=11 "Temperatura objetivo produção AF"

T_rec_AF=T_prod_AF-3 "Temperatura objetivo recuperação AF"

"Acumulação no depósito de AF"

T_m_depAF=TableValue('Table 1';Linha-1;'T_final_depAF')

"Temperatura dep AF inicio"

Q_depAF=m_AF*Cp(PG;T=T_m_depAF;C=C_glicol)*(T_ref_AF-T_m_depAF) "Q acumulada dep AF inicio"

Q_obj_AF=m_AF*Cp(PG;T=T_m_depAF;C=C_glicol)*(T_ref_AF-T_prod_AF) "Q objetivo produção AF"

Q_obj_rec_AF=m_AF*Cp(PG;T=T_m_depAF;C=C_glicol)*(T_ref_AF-T_rec_AF) "Q objetivo recuperação AF"

Q_nec_AF=Lookup('tabela';tablerun#;'Q_AF') "Q necessária AF"

```

"Produção AF"
Ligado_prodAF=if(Q_depAF-
Q_nec_AF;Q_obj_AF;1;1;0)
"Estado Compressor AF"

Q_prod_AF=if(Ligado_prodAF;0;0;IF(Ligado_recAF;0;0;0;Q_Evap/(60/dt));Q_Evap/(60/dt))
"Q produzida AF"

Ligado_recAF=IF(Ligado_prodAF;0;0;IF(Ligado_prodAQS;0;0;IF(Ligado_prodAQ;0;0;0;IF(Q_de
pAF-Q_nec_AF;Q_obj_rec_AF;1;1;0));IF(Q_depAF-
Q_nec_AF;Q_obj_rec_AF;1;1;0));0)
"Estado compressor recuperação AF"

Q_final_depAF=if(Ligado_prodAF;0;0;Q_depAF-
Q_nec_AF+Ligado_recAF*Q_prod_AF*3600;Q_depAF-
Q_nec_AF+Q_prod_AF*3600)
"Q acumulada dep AF final"

T_final_depAF=T_ref_AF-
Q_final_depAF/(m_AF*Cp(PG;T=T_m_depAF;C=C_glicol))
"Temperatura dep AF final"

"Condensador - Permutador de placas R134a - Água B400THx94/1P "

A_cond=18,7 [m^2] "Área do Condensador"
U_cond=1190
m_dot_cond= 16 [m^3/h]

Tec=IF(Ligado_prodAQS;0;0;If(Ligado_prodAQ;0;0;T_m_cond-
(Q_cond/(cp_cond*m_dot_cond/3600*Density(PG;T=T_m_cond;C=C_glicol)))/2;T_m_depAQ);T
_m_depAQS)
"Temperatura Entrada Condensador"

Tsc=(Q_cond/(cp_cond*m_dot_cond/3600*Density(PG;T=(T_m_cond);C=C_glicol)))+Tec
"Temperatura Saída Condensador"

T_m_cond=IF(Ligado_prodAQS;0;0;If(Ligado_prodAQ;0;0;T_DC_AQ;(Tsc+Tec)/2);(Tsc+Tec)/2
)
"Temperatura Média Condensador"

Tc=(Q_cond*1000/(U_cond*A_cond))+T_m_cond
"Temperatura de Condensação"

cp_cond=Cp(PG;T=T_m_cond;C=C_glicol)

```

"Depósito de Água Quente"

v_AQ=10000 [L]

m_AQ=v_AQ/1000*Density(PG;T=T_m_depAQ;C=C_glicol)

T_ref_AQ=30 "Temperatura de Referência"

T_prod_AQ=40 "Temperatura objetivo produção AQ"

T_rec_AQ=T_prod_AQ+5 "Temperatura objetivo recuperação AQ"

T_m_depAQ=TableValue('Table 1';Linha-1;'T_final_depAQ')
"Temperatura dep AQ inicio"

Q_depAQ=m_AQ*Cp(PG;T=T_m_depAQ;C=C_glicol)*(T_m_depAQ-T_ref_AQ)
"Q acumulada dep AQ inicio"

Q_obj_AQ=m_AQ*Cp(PG;T=T_m_depAQ;C=C_glicol)*(T_prod_AQ-T_ref_AQ)
"Q objetivo produção"

Q_obj_rec_AQ=m_AQ*Cp(PG;T=T_m_depAQ;C=C_glicol)*(T_rec_AQ-T_ref_AQ)
"Q objetivo recuperação"

Q_nec_AQ=Lookup('tabela';tablerun#;'Q_AQ')
"Q necessária AQ da tabela"

Ligado_prodAQ=if(Ligado_prodAQS;0;0;IF(Q_depAQ-Q_nec_AQ;Q_obj_AQ;1;1;0);0)
"Estado Compressor produção AQ"

Q_prod_AQ=If(Ligado_prodAQ;0;0;IF(Ligado_recAQ;0;0;0;Q_cond/(60/dt));Q_cond/(60/dt))
"Q produzida AQ"

Ligado_recAQ=IF(Ligado_prodAF;0;0;0;IF(Ligado_prodAQ;0;0;IF(Ligado_prodAQS;0;0;IF(Ligado_recAQS;0;0;If(Q_depAQ-Q_nec_AQ;Q_obj_rec_AQ;1;1;0);0);0);0)
"Estado Compressor Recuperação AQ"

Q_final_depAQ=if(Ligado_prodAQ;0;0;Q_depAQ-Q_nec_AQ+Ligado_recAQ*Q_prod_AQ*3600;Q_depAQ-Q_nec_AQ+Q_prod_AQ*3600)
"Q acumulada dep AQ final"

T_final_depAQ=T_ref_AQ+Q_final_depAQ/(m_AQ*Cp(PG;T=T_m_depAQ;C=C_glicol))
"Temperatura dep AQ final"

```

"Depósito de Água Quente Sanitária"

v_AQS=25000 [L]

m_AQS=v_AQS/1000*Density(PG;T=T_m_depAQS;C=C_glicol)

T_ref_AQS=50 "Temperatura Referência AQS"

T_prod_AQS=55 "Temperatura Objetivo Produção AQS"

T_rec_AQS=T_prod_AQS+5 "Temperatura Objetivo Recuperação
AQS"

T_m_depAQS=TableValue('Table 1';Linha-1;'T_final_depAQS')
"Temperatura dep AQS inicio"

Q_depAQS=if(linha;2;0;m_AQS*Cp(PG;T=T_m_depAQS;C=C_glicol)*(T_m_depAQS-
T_ref_AQS);TableValue('Table 1';Linha-1;'Q_final_depAQS'))
"Q acumulada dep AQS inicio"

Q_obj_AQS=m_AQS*Cp(PG;T=T_m_depAQS;C=C_glicol)*(T_prod_AQS-T_ref_AQS)
"Q objetivo produção AQS"

Q_obj_rec_AQS=m_AQS*Cp(PG;T=T_m_depAQS;C=C_glicol)*(T_rec_AQS-T_ref_AQS)
"Q objetivo recuperação AQS"

Q_nec_AQS=Lookup('tabela';tablerun#;'Q_AQS') "Q necessária AQS da tabela"

Ligado_prodAQS=if(Q_depAQS-Q_nec_AQS;Q_obj_AQS;1;1;0)
"Estado Compressor Produção AQS"

Q_prod_AQS=If(Ligado_prodAQS;0;0;If(Ligado_recAQS;0;0;Q_cond/(60/dt));Q_cond/(60/dt))
"Q produzida AQS"

Ligado_recAQS=If(Ligado_prodAF;0;0;0;If(Ligado_prodAQ;0;0;If(Ligado_prodAQS;0;0;If(Q_
depAQS-Q_nec_AQS;Q_obj_rec_AQS;1;1;0);0);0))
"Estado compressor recuperação AQS"

Q_final_depAQS=if(Ligado_prodAQS;0;0;Q_depAQS-
Q_nec_AQS+Ligado_recAQS*Q_prod_AQS*3600;Q_depAQS-
Q_nec_AQS+Q_prod_AQS*3600)
"Q acumulada dep AQS final"

T_final_depAQS=T_ref_AQS+Q_final_depAQS/(m_AQS*Cp(PG;T=T_m_depAQS;C=C_glicol))
"Temperatura dep AQS final"

```

"Potências Compressor"

G_AQS=Q_final_depAQS
 G_AF=Q_final_depAF
 G_AQ=Q_final_depAQ

Pc_AQS=IF(Ligado_prodAQS;0;0;0;IF(Ligado_prodAF;0;0;(Pc/(60/dt));IF(G_AQS;G_AF;Pc/(60/dt);Pc/(2*60/dt);0)))

"P absorvida compressor p/ AQS"

Pc_AF=IF(Ligado_prodAF;0;0;0;IF(Ligado_prodAQS;0;0;IF(Ligado_prodAQ;0;0;(Pc/(60/dt));IF(G_AQ;G_AF;0;Pc/(2*60/dt);Pc/(60/dt))));

"P absorvida compressor p/ AF"

Pc_AQ=IF(Ligado_prodAQ;0;0;0;IF(Ligado_prodAF;0;0;(Pc/(60/dt));IF(G_AQ;G_AF;Pc/(60/dt);Pc/(2*60/dt);0)))

"P absorvida compressor p/ AQ"

"A potência absorvida pelo compressor vai ser aplicada à energia (AF/AQ/AQS) que estiver com menor energia acumulada"

"Dry-Cooler"

U_DC=141,33/(A_DC*15)
 A_DC=306,82 [m^2]

Q_evap=U_DC*A_DC*(T_ext-T_DC_AF)
 Q_cond=U_DC*A_DC*(T_DC_AQ-T_ext)

LigadoDC_F=IF(Ligado_prodAF+Ligado_recAF;0;0;If(Ligado_prodAQS;0;0;0;1);0)+IF(Ligado_prodAF+Ligado_recAF;0;0;If(Ligado_prodAQ;0;0;0;1);0)

LigadoDC_Q=IF(Ligado_prodAF;0;0;0;If(Ligado_prodAQS+Ligado_recAQS;0;0;If(Ligado_prodAQ+Ligado_recAQ;0;0;1;0);0))

Q_DC_F=IF(LigadoDC_F;0;0;0;Q_evap/(60/dt))
 Q_DC_Q=IF(LigadoDC_Q;0;0;0;Q_cond/(60/dt))

"Os dry-coolers vão trabalhar quando houver uma necessidade de energia e não existir condições para recuperar a energia oposta"

"DADOS"

Dia=Lookup('tabela';Tablerun#;'Dia')
 Mes=Lookup('tabela';Tablerun#;'Meses')

Hora=LookUp('tabela';Tablerun#;'Hora')
 Minuto=LookUp('tabela';Tablerun#;'Minuto')

Linha=TableRUN# "Correção para Energia Acumulada"

dt=5 [min] "Intervalo de Tempo"

T_ext=LookUp('tabela';Tablerun#;'Temp Ext') "Temperatura Exterior"

"Fluido Secundário"

C_glicol=30 [%]

"Percentagem"

"Consumo Adicional"

"Bombas"

Bomba_DC=LigadoDC_Q*(927/1000)/(60/dt)+LigadoDC_F*(992/1000)/(60/dt)
"Consumo Bomba do DC"

"Ventiladores Dry-Cooler"

Pot_vent=(3680/1000)/(60/dt)

Pot_adi=(LigadoDC_F+LigadoDC_Q)*(Bomba_DC+Pot_vent)

"Potência Instalação"

Pot_total=Pot_adi+Pc_AF+Pc_AQ+Pc_AQS

"Equações do Compressor"

$Q_{evap} = (c1_Q_{evap} + c2_Q_{evap} * T_e + c3_Q_{evap} * T_c + c4_Q_{evap} * T_e^2 + c5_Q_{evap} * T_e * T_c + c6_Q_{evap} * T_c^2 + c7_Q_{evap} * T_e^3 + c8_Q_{evap} * T_c * T_e^2 + c9_Q_{evap} * T_e * T_c^2 + c10_Q_{evap} * T_c^3) / 1000$ [kW]

$P_c = (c1_P_c + c2_P_c * T_e + c3_P_c * T_c + c4_P_c * T_e^2 + c5_P_c * T_e * T_c + c6_P_c * T_c^2 + c7_P_c * T_e^3 + c8_P_c * T_c * T_e^2 + c9_P_c * T_e * T_c^2 + c10_P_c * T_c^3) / 1000$ [kW]

$m_{dot_R134a} = (c1_m + c2_m * T_e + c3_m * T_c + c4_m * T_e^2 + c5_m * T_e * T_c + c6_m * T_c^2 + c7_m * T_e^3 + c8_m * T_c * T_e^2 + c9_m * T_e * T_c^2 + c10_m * T_c^3) / 3600$ [kg/s]

$I_c = c1_I_c + c2_I_c * T_e + c3_I_c * T_c + c4_I_c * T_e^2 + c5_I_c * T_e * T_c + c6_I_c * T_c^2 + c7_I_c * T_e^3 + c8_I_c * T_c * T_e^2 + c9_I_c * T_e * T_c^2 + c10_I_c * T_c^3$ [A]

$Q_{cond} = Q_{evap} + P_c$

$EER_{AF} = IF(Ligado_prodAF; 0; 0; 0; IF(Pc_AF; 0; 0; 0; Q_{evap}/Pc))$

$COP_{AQ} = IF(Ligado_prodAQ; 0; 0; 0; IF(Pc_AQ; 0; 0; 0; Q_{cond}/Pc))$

$COP_{AQS} = IF(Ligado_prodAQS; 0; 0; 0; IF(Pc_AQS; 0; 0; 0; Q_{cond}/Pc))$

$TER = (Q_{evap} + Q_{cond}) / P_c$

"Coeficientes do Compressor Bitzer 8FE"

c1_Qevap=	163254,8638
c2_Qevap=	6431,735915
c3_Qevap=	-1249,460179
c4_Qevap=	96,87788351
c5_Qevap=	-43,9502073
c6_Qevap=	-5,790990155
c7_Qevap=	0,538616094
c8_Qevap=	-0,661123125
c9_Qevap=	-0,058381174
c10_Qevap=	0,036862298
c1_Pc=	9035,337645
c2_Pc=	-483,2024585
c3_Pc=	843,8762276
c4_Pc=	-20,27561051
c5_Pc=	29,26880549
c6_Pc=	-8,150919687
c7_Pc=	-0,240559107
c8_Pc=	0,298280209
c9_Pc=	-0,122528193
c10_Pc=	0,028006636
c1_m=	2822,44524
c2_m=	102,68225
c3_m=	-3,200262698
c4_m=	1,431738422
c5_m=	-0,090273935
c6_m=	-0,099690824
c7_m=	0,009131806
c8_m=	-0,003582096
c9_m=	-0,000396384
c10_m=	-7,74748E-05
c1_lc=	53,75558439
c2_lc=	-0,53093465
c3_lc=	0,587761506
c4_lc=	-0,022742675
c5_lc=	0,029281221
c6_lc=	-0,002789315
c7_lc=	-0,000295161
c8_lc=	0,000430783
c9_lc=	-7,4891E-05
c10_lc=	-4,4528E-06