

KATELINE DIAS FERNANDES

**ANÁLISE DO DESEMPENHO ENERGÉTICO
DO RECUPERADOR DE CALOR EM UNIDADES
DE TRATAMENTO DO AR NOVO**



UNIVERSIDADE DO ALGARVE
Instituto Superior de Engenharia - ISE

2019

KATELINE DIAS FERNANDES

**ANÁLISE DO DESEMPENHO ENERGÉTICO
DO RECUPERADOR DE CALOR EM UNIDADES
DE TRATAMENTO DO AR NOVO**

Mestrado em Engenharia Mecânica:
Energia, Climatização e Refrigeração

Trabalho efetuado sob orientação de:
Prof. Doutor Celestino Rodrigues Ruivo



UNIVERSIDADE DO ALGARVE
Instituto Superior de Engenharia - ISE

2019

Análise do desempenho energético do recuperador de calor em unidades de tratamento do ar novo

Declaração de Autoria do trabalho

Declaro ser autora deste trabalho, que é original e inédito

Autores e trabalhos consultados estão devidamente citados no texto e constam da listagem de referência incluídas.

Kateline Dias Fernandes

Copyright © Kateline Dias Fernandes, 2019

A Universidade do Algarve reserva para si o direito, em conformidade com o disposto no Código do Direito de Autor e dos Direitos Conexos, de arquivar, reproduzir e publicar a obra, independentemente do meio utilizado, bem como de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição para fins meramente educacionais ou de investigação e não comerciais, conquanto seja dado o devido crédito ao autor e editor respetivos.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a minha mãe e aos meus irmãos que sempre me apoiaram e que tornaram possível a realização e conclusão deste curso.

Agradeço ao meu orientador, professor Celestino Ruivo pela forma como orientou o meu trabalho. Gostaria de destacar a forma cordial como me recebeu, os conselhos, o apoio, a disponibilidade demonstrada, a compreensão, o empenho e as recomendações sempre pertinentes. Sem sua ajuda, não seria possível a conclusão deste trabalho.

Agradeço os engenheiros Carlos Miguel Santos e Henrique Catarino, técnicos do laboratório do Departamento da Engenharia Mecânica pela dedicação, paciência e apoio constantes que foram fundamentais para realização desse projeto.

Aproveito para agradecer também a empresa EVAC por facultar um recuperador de pequena dimensão onde foi possível realizar todos os ensaios experimentais.

Agradeço também a todos docentes que me acompanharam neste percurso académico, pois graças a eles foi possível adquirir novas competências e conhecimentos que tornou possível a conclusão deste curso e realização deste projeto.

Agradeço de um modo geral a todos que direta ou indiretamente tornaram possível a realização deste projeto.

Dedicatória

Dedico este projeto à minha mãe e aos meus irmãos que sempre me apoiaram e ajudaram, pois sem ajuda deles não seria possível chegar aqui.

Resumo

Este projeto foi concebido para estudar o desempenho do recuperador de calor em sistemas de unidades de tratamento de ar novo (UTAN), permitindo apresentar no final o modelo do comportamento térmico do mesmo face as necessidades do caso em estudo. O sistema UTAN é constituído por vários componentes, nomeadamente, filtros, ventiladores, recuperadores de calor e baterias de aquecimento e arrefecimento. Aplicou-se o modelo desenvolvido para realizar a simulação dinâmica do recuperador de calor em sistema UTAN ao longo do ano na base horaria com várias estratégias de controlo nomeadamente, velocidade dos escoamentos, temperatura do ar, número de ocupantes, comprimento do recuperador, espessura da placa do recuperador e espaçamento entre placas. Posteriormente, determinou-se a capacidade que as baterias de aquecimento e arrefecimento deverão ter de modo a conseguir suprir as necessidades da instalação

Para efeito de estudo do comportamento térmico e do desempenho do recuperador de calor recorreu-se a ensaios laboratoriais realizados num recuperador de pequena dimensão facultado pela empresa EVAC e aos dados do mesmo recuperador apresentado pela mesma empresa.

De modo a validar o programa desenvolvido, efetuou-se um estudo comparativo entre os valores obtidos através ensaios laboratoriais, valores apresentados pela empresa EVAC e valores obtidos através do método ϵ -NTU (efetividade -Número de Unidade de Transferência).

Todos cálculos foram efetuados numa folha de cálculo do *software Excel* desenvolvido para o efeito. A simulação foi efetuada para o bloco de Instituto Superior de Engenharia da Universidade do Algarve (Campus Penha).

Decidiu-se manter o sistema de ar condicionado tipo *split* existente no espaço. Segundo o programa desenvolvido face as condições de projeto do local em estudo, o recuperador dimensionado possui 402 canais operando 401 placas com 0,1 cm de espessura e 0,39cm de espaçamento entre elas. A altura e largura da placa é de 1,58 m. O comprimento do recuperador é de 2 m. A velocidade do escoamento do fluido quente e frio é de 1,4 m/s. A efetividade e a diferença de pressão são aproximadamente 64% e 84 Pa respetivamente. Em relação as baterias, através das correlações empíricas obteve-se a taxa de transferência de calor máxima necessária de 24, 707 kW verificada no mês de dezembro.

Palavras-chave: unidade de tratamento de ar novo, ventilação, recuperador de calor

Abstract

This project was designed to study the performance of the heat recovery system in dedicated outdoor air system (DOAS), allowing to present the model of the thermal behavior of the same face the needs of the case study. The DOAS system consists of several components, namely filters, fans, heat recovery and heating and cooling batteries. The model developed to perform the dynamic simulation of the DOAS heat recovery system throughout the year on a time basis was applied with various control strategies, namely, flow velocity, air temperature, number of occupants, recuperator length, the thickness of the recuperator plate and the spacing between plates. Subsequently, it was determined the capacity that the heating and cooling batteries should have in order to overcome needs of the installation.

For the purpose of studying the thermal behavior and the performance of the heat recovery, it was used laboratory tests, carried out in a small-scale recuperator provided by the company EVAC and the data of the same recuperator presented by the same company.

In order to validate the developed program, a comparative study was performed between the values obtained through laboratory tests, values presented by the EVAC company and values obtained through the ϵ NTU method (effectiveness-Number of transfer unit).

All calculations were performed on an Excel spreadsheet developed for this purpose. The simulation was performed for the block of Instituto Superior de Engenharia of the University of Algarve (Penha Campus). It was decided to keep the split type air conditioning system in space.

According to the program developed in view of the design conditions of the site under study, the dimensioned recuperator has 402 channels operating 401 plates with 0.1 cm thickness and 0, 39cm spacing between them. The height and width of the plate is 1.58 m. The length of the recuperator is 2 m. The flow velocity of the hot and cold fluid is 1.4 m/s. The effectiveness and the pressure difference are approximately 64% and 84 Pa, respectively.

Regarding the batteries, through the empirical correlations, the maximum possible heat transfer rate necessary of 24, 707 kW was verified in the month of December.

Keywords: dedicated outdoor air system, ventilation, heat recuperator.

Índice geral

Agradecimentos	3
Dedicatória.....	5
Resumo	7
Abstract.....	9
Índice de figuras	13
Índice de tabela.....	15
Símbolo Significado	17
1. Enquadramento e objetivos do trabalho	23
1.1. Introdução.....	23
1.2. Objetivo	25
1.3. Enquadramento temático	25
2. Revisão bibliográfica.....	29
2.1. Estudo relacionado com sistemas UTAN.....	29
2.2. Tipos de ventilação	31
2.3. Unidade de tratamento do ar novo - UTAN	32
2.3.1. Filtro	34
2.3.2. Permutador de calor.....	36
3. Estudo comparativo para validar o modelo	43
3.1. Metodologias numérica	43
3.1.1. Método de efetividade (ϵ -NTU)	43
3.1.2. Método para cálculo da diferença de pressão	52
3.1.3. Método para determinar as propriedades do fluido	55
3.2. Metodologia experimental.....	57
3.2.1. Características do recuperador de calor.....	57
3.2.2. Medição da velocidade no recuperador de calor	59
3.2.3. Medição da queda pressão no recuperador de calor	62
3.3. Análise e discussão dos resultados	64
3.3.1. Resultados obtidos através do Método NTU aplicando a primeira hipótese	64

3.3.2. Análise comparativa entre a primeira hipótese e os valores apresentados pelo fabricante	68
3.3.3. Resultados obtidos através do método NTU aplicando a segunda hipótese	69
3.3.4. Análise comparativa entre a segunda hipótese e os valores apresentados pelo fabricante	70
3.3.5. Resultados experimentais da temperatura e velocidade	71
3.3.6. Resultados da queda de pressão	73
3.4. Simulação do recuperador do calor na base horária	75
4. Introdução ao sistema em estudo	81
4.1. Caracterização do edifício em estudo	81
4.2. Análise das condições exteriores do projeto	82
4.3. Esquema da instalação	85
4.3.1. Sistema atual	85
4.3.2. Sistema a ser implementado	85
4.3.3. Princípio de funcionamento da UTAN	87
4.4. Dimensionamento do recuperador de calor	88
4.4.1. Dimensões do recuperador de calor	88
4.4.2. Caudal de insuflação	89
4.4.3. Condições de projeto	90
4.4.4. Efetividade do recuperador de calor	91
4.4.6. Queda de pressão	96
4.4.7. Baterias de aquecimento e arrefecimento	101
5. Conclusão	107
6. BIBLIOGRAFIA	109
7. ANEXO 1	113

Índice de figuras

Figura 1: a) Ventilação natural e b) Ventilação mecânica	32
Figura 2: Unidades de tratamento de ar novo	33
Figura 3: Unidade de tratamento do ar novo adaptado	34
Figura 4: a) Filtro de bolsa e b) Filtro de carvão ativado	35
Figura 5: Recuperador de calor placas com fluxos cruzados, a) Esquema e b) imagem real	39
Figura 6: Permutadores de calor de tubo com alhetas com escoamento cruzado	39
Figura 7: Relação entre ϵ e NTU, a) permutadoras correntes cruzadas com os dois fluidos não misturadas	48
Figura 8: Escoamento no interior das placas	50
Figura 9: Componentes associados a perda de pressão do permutador de calor de placas	53
Figura 10: Coeficiente de expansão e contração para o permutador de placas	55
Figura 11: a)- recuperador de calor e b)- Desenho em 3D do recuperador	57
Figura 12: Esquema do permutado de calor (EVAC).....	58
Figura 13: a) Ventilador e b) Unidade de tratamento de ar	60
Figura 14: Termo anemómetro	60
Figura 15: Construção da conduta	60
Figura 16: Instalação montada.....	61
Figura 17: Esquema instalação	61
Figura 18: a) ventilador e b) manómetro	62
Figura 19: Tubo de pitot	62
Figura 20: Montagem da instalação (queda de pressão)	63
Figura 21: Esquema da instalação (queda de pressão)	64
Figura 22: Localização do Instituto de Engenharia (google maps).....	81
Figura 23: Localização do edifício em estudo (google maps).....	82
Figura 24: Esquema da instalação atual	85
Figura 25: Esquema da instalação proposto	86
Figura 26: Esquema da UTAN	87
Figura 27: Valores de K_e e K_c	96

Índice de tabela

Tabela 1: Classificação dos filtros quanto a efetividade	36
Tabela 2: Efetividade para diversos tipos permutadores de calor	46
Tabela 3: Propriedades do ar	56
Tabela 4: Dados do permutador:	58
Tabela 5: Dados do fabricante para condição de inverno.....	59
Tabela 6: Dados do Fabricante para condição de verão	59
Tabela 7: Dados do fabricante condição inverno (primeira hipótese).....	64
Tabela 8: Valores de D_h , V, Q obtidos	64
Tabela 9: Propriedades do fluido (primeira iteração).....	65
Tabela 10: Número de Reynolds (primeira iteração)	65
Tabela 11: Coeficiente global de transmissão de calor (primeira iteração)	65
Tabela 12: Caudal mássico e a taxa da capacidade térmica (primeira iteração)	66
Tabela 13: Valores de NTU, ϵ , \dot{q}_{max} , \dot{q}_{real} e T_{fsai} (primeira iteração)	66
Tabela 14: Propriedades do fluido na segunda iteração	67
Tabela 15: Valores obtidos na segunda iteração	67
Tabela 16: Propriedades do fluido obtidos na terceira iteração.....	67
Tabela 17: Valores obtidos na terceira iteração.....	67
Tabela 18: Valores da efetividade através das correlações para condições de inverno (primeira hipótese).....	68
Tabela 19: Valores da efetividade através das correlações para condições de verão (primeira hipótese).....	68
Tabela 20: Quadro comparativo entre valores da efetividade obtida através da primeira hipótese e o valor apresentado pelo fabricante para condições de inverno e verão	69
Tabela 21: Valores da efetividade do recuperador de calor para condição de inverno..	70
Tabela 22: Valores da efetividade do recuperador de calor para condição de verão	70
Tabela 23: Quadro comparativo entre os valores obtidos através da segunda hipótese e os valores apresentados pelo fabricante	71
Tabela 24: Valores de velocidade e temperatura obtidos através das medições experimentais.....	71
Tabela 25: Valores obtidos através da primeira hipótese para condições de ensaios.....	72
Tabela 26: Valores obtidos através segunda hipótese para condições de ensaios.....	72
Tabela 27: Diferença de pressão medido.....	73

Tabela 28: Diferença de pressão.....	74
Tabela 29: Valores da queda de pressão.....	75
Tabela 30: Quadro comparativo entres os valores medidos e calculados	75
Tabela 31: Condições de funcionamento.....	76
Tabela 32: Resultados obtidos através do método 1 para o mês de dezembro, (caso 1)	77
Tabela 33: Resultados obtidos através da primeira hipótese para o mês de dezembro, (caso3)	78
Tabela 34: Temperatura exterior de projeto em função da probabilidade para condição de inverno	82
Tabela 35: Temperatura exterior de projeto em função da probabilidade para condição de inverno	82
Tabela 36: Valores da temperatura segundo a normal climatológica de 1964– 1980....	83
Tabela 37: Valores de alfa na base horária para Faro.....	84
Tabela 38: Evolução da temperatura na base horária	84
Tabela 39: Dados do projeto.....	90
Tabela 40: Dados do projeto.....	91
Tabela 41: Valores obtidos através do programa desenvolvido	91
Tabela 42: Valores obtidos para condição de inverno e verão com a probabilidade de 99,6% e 0,4%	93
Tabela 43: Valores obtidos para condição de inverno e verão com a probabilidade de 99,6% e 0,4% (Continuação).....	93
Tabela 44: Valores obtidos para o mês de dezembro	94
Tabela 45: Valores obtidos para o mês de julho.....	95
Tabela 46:Valores obtidos d queda de pressão para condição de inverno e verão com a probabilidade de ocorrência 99,6% e 0,4% respetivamente	97
Tabela 47:Valores obtidos da queda de pressão para condição de inverno e verão com a probabilidade de ocorrência 99,6% e 0,4% respetivamente (continuação).....	97
Tabela 48: Valores da queda de pressão para o caso em estudo para dezembro.....	98
Tabela 49: Valores da queda de pressão para o caso em estudo para julho	99
Tabela 50: Valor da taxa de transferência de calor máxima possível das baterias na base horária para o mês de inverno e verão sem auxílio do recuperador de calor	102
Tabela 51: Valor da taxa de transferência de calor máxima possível das baterias na base horária para o mês de inverno e verão com auxílio do recuperador de calor	103

Símbolo	Significado	Unidade
A	Área para o caudal de passagem de cada fluido.....	(m ²)
x	Espessura da placa do permutador de calor.....	(m)
C	$C = c_{\min}/c_{\max}$	
c	Capacidade térmica	(W/K)
cp	Calor específico a pressão constante	(J/(kg·K))
D _h	Diâmetro hidráulico.....	(m)
a	espaçamento entre placas	(m)
fa	Fator de atrito	(-)
h	Altura da placa do permutador de calor	(m)
ht	Coeficiente de transferência de calor convectivo.....	(W/m ²)
k	Condutibilidade térmica	(W/(m.K))
Kc	Coeficiente de contração à entrada do recuperador de calor.....	(-)
Ke	Coeficiente de expansão à saída do recuperador de calor	(-)
l	Comprimento da placa do permutador de calor	(m)
m	Caudal mássico.....	(kg/s)
nc	Número de canais ocupados pelo fluido frio e pelo fluido quente.....	(-)
np	Número de placas ativas do recuperador de calor	(-)
P	Profundidade do recuperador de calor.....	(m)
P0	Pressão de estagnação	(Pa)
Pe	Pressão estática.....	(Pa)
Pr	Número de Prandtl.....	(-)
Q	Caudal volúmico.....	(m ³ /h)
q	Taxa de transferência de calor real.....	(W)
q _{max}	Taxa de transferência de calor máxima possível.....	(W)
R	Resistência térmica.....	(m ² .K/W)
T	Temperatura do ar	(°C)
U	Coeficiente global de transmissão do calor	(W/m ² .K)
V	Velocidade do ar.....	(m/s)
ΔP	Diferença de pressão	(Pa)
μ	Viscosidade dinâmica.....	(Pa.s)
ρ	Massa específica.....	(kg/m ³)

ν	Viscosidade cinemática(m ² /s)
Nu	Número de Nusselt(-)
Re	Número de Reynolds(-)
σ	Relação entre a área de passagem do fluido e área frontal do recuperador.....(-)
ϵ	Efetividade.....(%)

Sub-índices

f	fluido
fr	frio
q	quente
$f1$	fluido frio
$f2$	fluido quente
ent	entrada
$saí$	saída
ins	insuflado
ret	retorno
a	escoamento à entrada da conduta
b	escoamento à saída da conduta
$placa$	placa
$t c$	transmissão de calor
p	passagem
min	mínimo
max	máximo

Caracteres gregos

μ	Viscosidade dinâmica..... (Pa.s)
ρ	Massa específica..... (kg/m ³)
ν	Viscosidade cinemática(m ² /s)
σ	Relação entre a área de passagem do fluido e área frontal do recuperador.....(-)
ϵ	Efetividade.....(%)

SIGLAS

AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar condicionado
UTAN	Unidade de tratamento do ar novo
NTU	Número de unidade de transferência

Capítulo 1

Enquadramento e objetivos do trabalho

1. Enquadramento e objetivos do trabalho

1.1.Introdução

A preocupação do homem atualmente não é só projetar sistemas de climatização que garantam o conforto térmico, mas também que consiga garantir a qualidade do ar interior e ao mesmo tempo ser económico.

O decreto lei nº 118/2013 [1] define o sistema de climatização como sendo “conjunto de equipamentos coerentemente combinados com vista a satisfazer objetivos da climatização, designadamente ventilação, aquecimento, arrefecimento, humedificação, desumidificação e filtragem do ar.”

Um dos objetivos de um sistema de climatização é a realização da renovação do ar no espaço (remover o ar viciado), este pode ser efetuado mecanicamente através de ventiladores ou naturalmente através das aberturas existentes nas envolventes do edifício. Atualmente, existem sistemas de unidade tratamento do ar que efetuam a renovação do ar no espaço operando com ar vindo 100% do exterior, conhecidos como unidades de tratamento de ar novo (UTAN). O sistema fornece o caudal de ar de ventilação necessário para cada espaço. Estes sistemas podem apresentar várias configurações dependendo da necessidade do projeto.

A renovação do ar no espaço proporciona aos seus ocupantes, o aumento do rendimento e produtividade, a melhoria na qualidade do ar interno, a diminuição ou eliminação dos poluentes no espaço, e a diminuição dos problemas respiratórios. Entretanto a falta de renovação do ar num espaço pode causar redução do oxigénio, aumenta o risco de alergias, aumenta a condensação dando origem a formação de bolor e outras consequências negativas como doenças respiratórias, redução da produtividade etc [2] [3].

De forma a evitar as situações de desconforto acima citadas realiza-se a climatização do espaço efetuando a remoção de ar viciado existente no espaço, controlo do excesso de humidade relativa, remoção dos poluentes e das partículas existentes no local.

A taxa de renovação do ar mínima necessária para respiração é cerca de $30\text{m}^3/\text{h}$ por pessoa [2] [3].

O presente projeto de carácter experimental e numérico foi concebido para o dimensionado do recuperador de calor de placas com fluxos cruzado para o 2º piso do bloco do Instituto Superior de Engenharia Mecânica da Universidade do Algarve.

1.2.Objetivo

O presente projeto tem os seguintes objetivos:

- i. Estudar o desempenho do recuperador de calor que faz parte da unidade de tratamento do ar novo;
- ii. Desenvolver o modelo do comportamento térmico do recuperador de calor;
- iii. Aplicar o modelo desenvolvido para realizar a simulação da UTAN através de várias estratégias de controlo;
- iv. Realizar a simulação da UTAN na base horária ao longo do ano e através desta determinar o desempenho do recuperador de calor hora a hora.

1.3.Enquadramento temático

Conhecer as condições térmicas de um ambiente e conseguir controlar as variáveis ambientais do mesmo é de grande importância, pois este além de afetar a produtividade dos seus ocupantes afeta também a saúde e a segurança do mesmo.

É quase impossível projetar um sistema de climatização que satisfaça 100% dos seus ocupantes, devido às diferenças individuais de cada um. O ar novo insuflado deve ter em consideração a satisfação das necessidades de oxigénio dos ocupantes, a diluição dos odores presentes e da concentração de dióxido de carbono até um nível aceitável [3]. No entanto é importante ressaltar que a quantidade do caudal de ar insuflado além de depender da densidade de ocupação no espaço depende também do seu uso. Por mais que o ambiente esteja bem projetado respeitando as normas, sempre haverá uma pequena percentagem de ocupantes insatisfeitas termicamente [3].

O objetivo principal de um projeto de climatização é garantir ambientes que proporcionem condições aceitáveis de conforto e qualidade do ar interior.

Este trabalho enquadra-se na necessidade de dimensionar o recuperador de calor de placas com fluxo cruzado em sistema de unidade de tratamento de ar novo para o bloco de Instituto Superior de Engenharia da Universidade do Algarve (Campus Penha).

Capítulo 2

Revisão bibliográfica

2. Revisão bibliográfica

2.1. Estudo relacionado com sistemas UTAN

De modo a corresponder às exigências de conforto da sociedade e à necessidade de controlar as condições ambientais, vem sendo desenvolvido sistemas de climatização cada vez mais tecnológicos e eficientes. Mas tudo começou no ano 1902 quando o Willys Carrier [4], inventou o processo mecânico para condicionar o ar, conseguindo assim um controlo climático em ambientes fechados. Carrier [4] desenvolveu um processo que controlava a temperatura e a humidade do ar, foi o primeiro modelo que controlava o ar através processo mecânico, tornando-se assim a primeira unidade de climatização da história. Após o ano de 1960, houve um rápido desenvolvimento dos sistemas de ar condicionado em espaço fechados [5] [4].

Um sistema de ar condicionado deve garantir a ventilação do espaço, bem como funções de arrefecimento e aquecimento dos espaços interiores de modo a garantir temperatura e a humidade do ar interno dentro de limites aceitáveis [6]. No entanto nem sempre os sistemas de ar condicionado conseguem garantir o conforto térmico dos ocupantes e ao mesmo tempo a qualidade do ar interno de forma eficiente e económica [6]. Uma das soluções que vem sendo adotado é desacoplar a função de ventilação ou desacoplar os sistemas de arrefecimento e aquecimento dos espaços interiores, conseguindo assim o controlo e conservação da energia. Estes tipos de sistemas são chamados de sistemas desacoplados [6].

No ano 1990, desenvolveu-se um sistema em que permite desacoplar o sistema do controlo de humidade e temperatura [7]. Esta operação permitiu combinar unidades de tratamento de ar novo com outras combinações tecnologias avançadas da época, oferecendo uma vantagem económica e melhor controlo de humidade quando comparado aos sistemas tradicionais de AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar condicionado) da época [7].

Os sistemas unidades de tratamento de ar novo controlam de forma independente as cargas térmicas latentes e sensíveis do espaço. O processo da renovação do ar pode ser efetuado através de uma componente mecânica de recuperação total ou parcial da energia. Segundo Kim et al. [6] referem que foram dimensionadas várias configurações de sistemas UTAN, no entanto a que era constituída por um permutador de calor entálpico, uma serpentina de arrefecimento e um recuperador de calor sensível, foi a que proporcionou o maior efeito de conservação de energia.

Em 2010, Xiao et al. [8] estudaram o controlo do desempenho de um sistema de unidades de tratamento de ar novo adotando a desumidificação dessecante líquida. A configuração da UTAN utilizada por Xiao et al. nos ensaios consiste em um recuperador de calor, um desumidificador líquido, um regenerador e uma serpentina de arrefecimento. O sistema realizava controlo independentes de temperatura e humidade do ar insuflado. O desempenho de controlo do sistema UTAN estudado foi realizado para diferentes condições de operação. Xiao et al. [8] avaliaram que neste estudo os efeitos do recuperador de calor sobre o desempenho da UTAN e verificaram que o desempenho energético do sistema em estudo podia ser melhorado em 19,9-34,8 % [8].

O uso de recuperadores de calor em sistema UTAN visa reduzir a energia utilizada no aquecimento e arrefecimento do ar insuflado no espaço.

As configurações de unidades de tratamento do ar novo apresentadas acima é apenas algumas entre muitas outras configurações que já foram estudados. Existem diversos artigos científicos em que os estudos foram totalmente focados no desempenho do recuperador de calor analisando o desempenho energético do mesmo. Como por exemplo o Seara et al. em 2011 [10] realizaram uma análise experimental de uma unidade de recuperação de calor ar-ar equipada com permutador de calor de placas de polímero sensível (PHE) para sistemas de ventilação em edifícios residenciais. O permutador de calor de placas de polímero sensível é dotado de condutas triangulares paralelos. Os fluxos de ar novo e de exaustão estão em contracorrente. A análise experimental foi realizada considerando diferentes condições operacionais. Um conjunto de testes foram realizados sob as condições operacionais de referência, para avaliar o desempenho do recuperador. Uma das experiências consistiu em variar a temperatura do ar insuflado, a humidade relativa do ar de retorno e o caudal de ar [10].

O Samuel et al. em 2012 [9] realizaram o estudo de um recuperador de calor de placas ar-ar em um sistema de ventilação operando em uma sala sob condições de geada. Este artigo aborda a questão da formação de geada em dispositivos de recuperação de calor ar-ar, dedicados à ventilação de uma sala por meio de simulações numéricas e abordagens experimentais. Um dos métodos utilizados pelos autores para realização da simulação numérica foi o método da efetividade (ϵ - NTU). o modelo desenvolvido foi usado para implementar estratégias diferentes para reduzir ou impedir a formação de gelo no recuperador de calor [9].

2.2. Tipos de ventilação

Como referido anteriormente a ventilação é um processo de renovação do ar no interior de um espaço por meios naturais ou mecânicos em quantidade suficiente face as necessidades dos seus ocupantes. A renovação do ar viciado pode ser realizada de forma natural ou com auxílio de um equipamento mecânico destinado a esse fim.

Segundo a Norma Portuguesa 1037-3-1:2012, ar viciado refere-se ao “Ar existente no local que contém os produtos da respiração dos ocupantes, a humidade e os vapores libertados durante a cocção dos alimentos, os produtos da combustão dos aparelhos a gás, mesmo que parcialmente, e fugas de gás eventualmente existentes. Incluem-se ainda outras substâncias eventualmente libertadas para o ambiente interior”.

A ventilação natural ocorre quando se verifica uma diferença de pressão entre o interior e o exterior fazendo com que haja a renovação do ar no interior do edifício através do escoamento em todos os pontos da envolvente em que as aberturas que permitem a passagem do ar [3]. A remoção do ar viciado é realizada de forma natural, ou seja, sem uso de qualquer dispositivo mecânico [3]. Enquanto que ventilação mecânica consiste no processo de renovação do ar interior através da extração do ar viciado e insuflação do ar novo com recurso a meios mecânicos nomeadamente ventiladores (ver Figura 1) [11].

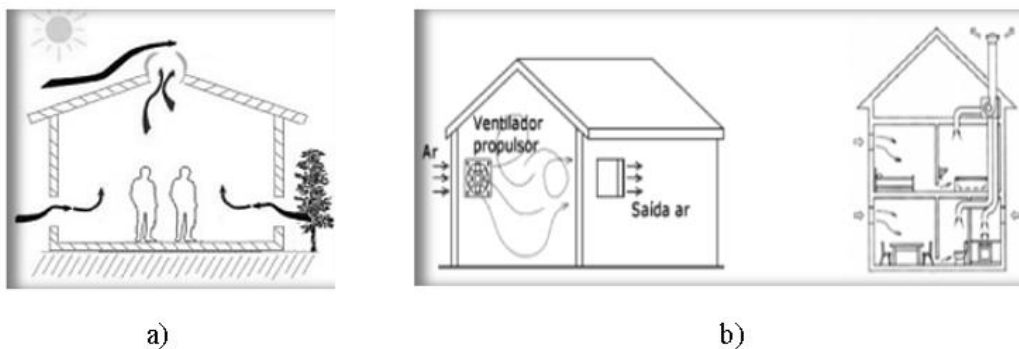


Figura 1: a) Ventilação natural e b) Ventilação mecânica [12]

Segundo a Portaria n.º 353-A/2013 [13], quando a ventilação é realizada através de meios mecânicos deve-se garantir as seguintes condições:

- Distribuição homogénea do ar novo em toda a zona ocupada do espaço;
- Existência de sistemas de ventilação apropriados para a renovação do ar interior que garantam o caudal mínimo de ar novo de acordo com o previsto no Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços (RECS), considerando a eficácia de remoção de poluentes garantida por esse sistema na zona ocupada.

2.3. Unidade de tratamento do ar novo - UTAN

O tratamento do ar num espaço é realizado através da climatização. Este processo trata o ar garantindo uma boa qualidade do ar no interior. O principal objetivo da climatização de um espaço é ter o controlo das variáveis ambientais (temperatura, pressão interna, humidade), da pureza do ar e da renovação do ar no espaço [4].

De uma forma simplificada pode-se dizer que climatização tem por finalidade manter o conforto térmico dos ocupantes e garantir a qualidade do ar no interior de um espaço.

Os sistemas de ar condicionado mais comuns utilizado para climatizar uma única zona de grandes dimensões possuem unidades de tratamento do ar (UTA's). As UTA's realizam a renovação do ar do espaço através da remoção da carga térmica do mesmo. O ar insuflado é normalmente composto por uma mistura de ar novo com ar de retorno, mas em certos casos ou em certos períodos de funcionamento o ar de insuflação pode ser 100% vindo do exterior.

Como se pode verificar na Figura 2, os sistemas de unidade de tratamento do ar novo consistem numa grande caixa, geralmente constituída por ventiladores, filtros, atenuadores de ruído, recuperadores de calor, baterias de aquecimento e arrefecimento. O sistema UTAN conecta-se as condutas de distribuição, captação e retorno do ar [14]. As condutas de distribuição geralmente são projetadas de modo evitar o ganho ou perda de energia do ar tratado no sistema. Estes devem ser submetidos a um programa periódico de manutenção e limpeza de forma a garantir a ausência de fugas e também que não haja acúmulo de contaminantes no sistema [15].

O ventilador é responsável pela circulação do ar. A Figura 2 apresenta uma configuração da UTAN incorporado com dois ventiladores, um de extração de ar saturado e outro de insuflação do ar novo, um recuperador, baterias de aquecimento/arrefecimento e filtros. As abreviaturas ODA e SUP refere-se a ar novo (*outdoor air*) e ar insuflado (*supply air*) e as abreviaturas ETA e EHA refere-se ao ar de retorno (*extract air*) e ar viciado (*exhaust air*) respetivamente.

O número de módulos dos constituintes de um sistema UTAN e a dimensão da mesma depende das condições de cada projeto, dependem do número de processos de tratamento do ar previsto [16].

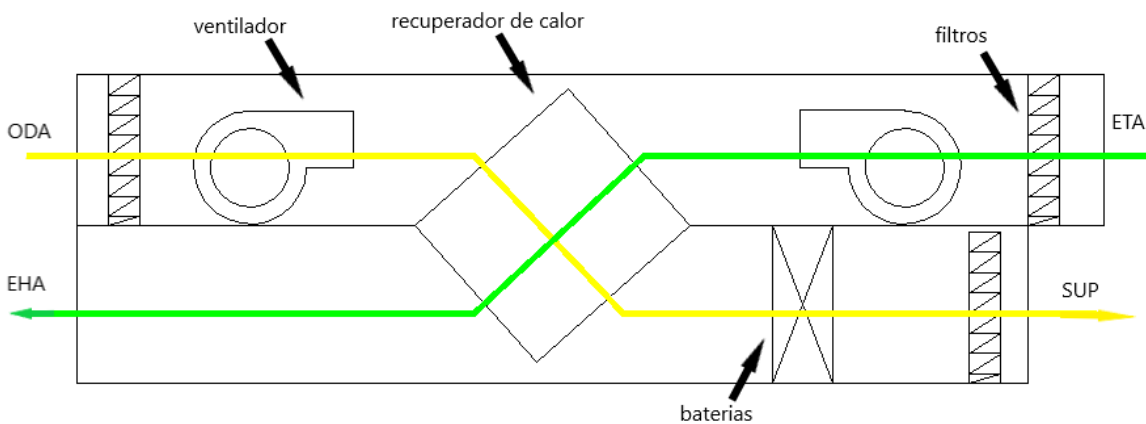


Figura 2: Unidades de tratamento de ar novo

Como já foi dito anteriormente os sistemas UTAN podem apresentar várias configurações. Esta pode ser configurada com o objetivo apenas de realizar a renovação do ar do espaço, constituída apenas com filtros e ventiladores, como também poderá apresentar configurações mais complexa que garanta não só a renovação ar no espaço, como também o controlo da temperatura e humidade ar insuflado.

Além da configuração apresentada na Figura 2, apresenta-se na Figura 3 uma configuração diferente da UTAN. Esta é constituído por um recuperador de calor rotativo para recuperação de calor e uma bomba de calor acionada por inversor operando como um recuperador de calor adicional entre o ar de extração e insuflação. Além disso, possui ventiladores de insuflação e extração. Estes são acionados através de um inversor, variando os caudais de insuflação e extração de forma independente, de modo que, no modo de arrefecimento o caudal de ar adicional pode circular pelo condensador para manter a temperatura de condensação sob limites convenientes [17].

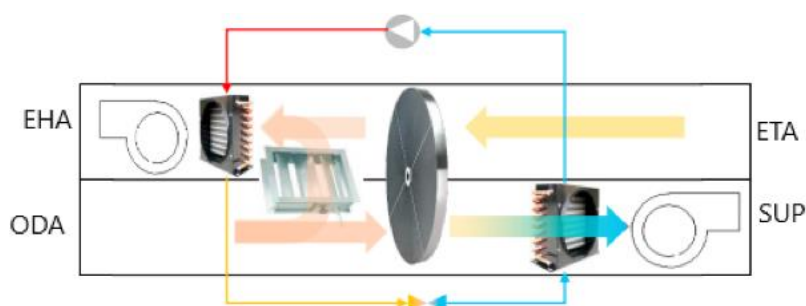


Figura 3: Unidade de tratamento do ar novo adaptado [17]

Os sistemas UTAN podem ser acoplados a vários outros sistemas como por exemplo unidades de indução ou ventilo-convetores para realizar o aquecimento e arrefecimento em cada espaço. Neste trabalho são descritos alguns dos elementos de uma UTAN, nomeadamente: humidificador, desumidificador, filtros e recuperadores de calor.

2.3.1. Filtro

O filtro tem como objetivo a remoção de poluentes como por exemplo poeiras e os odores do ar garantindo a qualidade do mesmo. Devido a sua localização estratégica mantêm limpos os restantes componentes da unidade. A falta de uma estratégia de filtração adequada pode provocar problemas de saúde tais como, alergias, rinites, constipações, gripes, etc. Os componentes que encontram associado as unidades de filtração: pré filtro, elementos de controlo do estado dos filtros [19] [20].

Filtros de ar não devem ser instalados imediatamente após humidificadores, uma vez que a humidade pode favorecer o crescimento de bactérias nas suas superfícies [15].

Nos sistemas de ventilação pode ser encontrado diferentes tipos de filtros. Estes são selecionados em função na necessidade de cada projeto.

Tipos de filtros:

- Filtro de carvão ativado- As mantas de carvão ativado geralmente têm a função principal de reter partículas grossas. Geralmente são fabricadas em fibras de poliéster com micro grânulos de carvão ativado que adsorvem odores, gases nocivos e corrosivos. São muito utilizados em cozinhas industriais para absorção e eliminação de odores e gases desagradáveis (ver Figura 4) [21] [22].
- Filtros de espuma de poliuretano- Este tipo de filtro é feito de espumas de poliuretano revestidas com óleo, este retém as partículas no seu interior fazendo com que o ar libertado na outra extremidade esteja “limpa”. A vantagem deste tipo de filtro é oferecer restrição mínima ao caudal de ar e armazena de forma eficaz as partículas [21].



Figura 4: a) Filtro de bolsa e b) Filtro de carvão ativado

- Filtro bolsa de fibra vidro e poliéster- Os filtros bolsa apresentam alta capacidade de acumulação devido a grande área efetiva de filtração. São recomendados para altos caudais de ar, aliadas à grandes concentrações de particulados (ver Figura 4) [22]. Estes tipos de filtros apresentam algumas vantagens como: excelente capacidade de retenção de partículas e perda de carga reduzindo assim o consumo de energia. A área de filtração deste tipo de filtro pode ser até 15 vezes maior que a área de face além de apresentar ampla gama de efetividade de filtração. Encontram-se classificados entre a classe F7 a F9 (ver Tabela 1) [22].

A Tabela 1 apresenta a classificação dos filtros segundo a EN 779: 2012 [23]. Em que a efetividade mínima refere-se a menor efetividade verificada entre a efetividade inicial, efetividade descarregada e a menor efetividade detetada durante o teste de carga de poeira. Os filtros são classificados pelo rendimento gravimétrico médio ou pelo rendimento médio num banco de ensaio com caudal de ar igual a $0,944\text{m}^3/\text{s}$ e perdas de carga finais: Filtros Grossos (250 Pa), Filtros Médios e Finos (450 Pa).

Tabela 1: Classificação dos filtros quanto a efetividade

Grupo	Classe	Diferença de pressão final (Pa)	Efetividade gravimétrico (pó sintético) A_m (%)	Efetividade média (aerossol $0.4\ \mu\text{m}$) E_m (%)	Efetividade mínimo aerossol $0.4\ \mu\text{m}$ (%)
Grosso	G1	250	$50 \leq A_m < 65$	-	-
	G2	250	$65 \leq A_m < 80$	-	-
	G3	250	$80 \leq A_m < 90$	-	-
	G4	250	$90 \leq A_m$	-	-
Médio	M5	450	-	$40 \leq E_m < 60$	-
	M6	450	-	$60 \leq E_m < 80$	-
Fino	F7	450	-	$80 \leq E_m < 90$	35
	F8	450	-	$90 \leq E_m < 95$	55
	F9	450	-	$95 \leq E_m$	70

Os sistemas de tratamento de ar geralmente possuem uma sequência de filtros instalados. Os filtros de menor efetividade são designados de “pré-filtros” e os filtros com a maior efetividade “filtros finais”. Os filtros de menor efetividade possuem a função de reter as partículas maiores e também de evitar a rápida saturação dos filtros de maior efetividade [22].

2.3.2. Permutador de calor

Quando se fala em sistemas de UTAN's, uma unidade que não pode ser esquecida é a unidade responsável pelo aquecimento e arrefecimento do ar insuflado, geralmente quando apenas o recuperador de calor não é capaz de corrigir a carga térmica durante o ano de forma eficiente recorre-se as baterias.

As baterias aquecem ou arrefecem o ar novo de acordo com configuração e a necessidade do sistema. Como se sabe dependendo da época do ano pode ser necessário corrigir as cargas térmicas interiores durante o processo da renovação do ar interior. Esta correção é realizada através de recuperadores e baterias de aquecimento aumentando a temperatura do ar ou por arrefecimento diminuindo a temperatura e/ou humidade relativa do ar novo a insuflar.

O processo de aquecimento ou arrefecimento do ar pode ser realizado através de duas baterias (uma de aquecimento e outra arrefecimento), como também pode ser realizado através de uma única bateria operando tanto para aquecimento como para arrefecimento [20].

Atualmente existe no mercado diferentes tipos de permutadores de calor, estes vem sendo utilizados no funcionamento das mais variadas indústrias. O permutador de calor vem conquistando cada vez mais o seu espaço no mercado, devido a sua importância, diversidade e sua aplicabilidade. Estes podem ser usados em diversas situações, desde os mais simples, como sistemas de aquecimento e ar-condicionado domésticos aos mais complexos processos químicos e à produção de energia das grandes centrais [24] [25].

Como já se sabe aquecer ou arrefecer o ar novo insuflado exige uma certa quantidade de energia. Uma das preocupações que existem num projeto de sistema de UTAN é realizar o aquecimento e arrefecimento do ar insuflado de forma mais eficiente e económica possível garantindo o conforto térmico e qualidade do ar interior [24].

Um das medidas que poderão ser adotadas de modo a aumentar a efetividade do sistema de tratamento do ar podem ser: excluir o uso de aquecimento elétrico ou pré-aquecimento / reaquecimento do calor, utilizar recuperadores de calor para recuperação substancial ou total do calor insuflado [24].

Permutador de calor é um dispositivo termodinâmico que permite a troca de calor entre dois escoamentos de ar a temperaturas diferentes podendo ou não estar separados por uma parede sólida. A recuperação de energia depende da diferença da humidade e temperatura do ar [24] [25].

Os permutadores de calor possuem inúmeras aplicações como aquecedores, arrefecedores, condensadores, evaporadores, recuperadores, etc. Estes podem ser classificados de diversas formas, nomeadamente pelo processo de transferência, compactidade, tipo de construção, o mecanismo de transferência de calor, etc [24].

Em relação ao processo de transferência, os permutadores podem ser de contato direto ou indireto. No contato direto os fluidos se misturam e a transferência de calor ocorre entre dois fluidos imiscíveis, enquanto que no contato indireto os fluidos não se misturam e o calor é transferido através de uma interface sólida [26].

O processo de transferência de energia pode ser por convecção simples, convecção de duas fases (geralmente na presença de evaporação ou condensação) ou convecção combinada com radiação. É de referir que cada uns dos mecanismos citados anteriormente podem estar presentes individualmente ou combinado, em qualquer dos lados do escoamento [26].

Existe diversos tipos de permutadores de calor, em relação ao tipo de construção existem: permutadores de calor tubulares, permutadores de calor de placa, permutadores de calor de placas com alhetas, permutadores de calor de tubo com alheta, permutadores de calor regenerativo [27].

Em relação ao escoamento das correntes de ar, os permutadores de calor podem ser classificados em: correntes paralelas, contracorrente e correntes cruzadas. Em que:

- Correntes paralelas os fluidos quente e frio entram na mesma extremidade do permutador de calor e escoam na mesma direção;
- Contracorrentes os fluidos quente e frio entram em extremidades opostas do permutador de calor e escoam na direção oposta;
- Correntes cruzadas os fluidos escoam perpendicularmente um ao outro. O escoamento pode ser misturado ou não [27].

O tipo de permutador de calor selecionado depende do tipo de fluido envolvido durante o processo, das limitações, das dimensões, do peso e também da presença do processo de mudança de fase. Por exemplo um permutador de calor é adequado para realizar o processo de arrefecimento/ aquecimento de um fluido por um gás se a área da superfície do lado do gás for maior que a do fluido. No entanto quando o processo de transferência de calor ocorre entre dois fluidos sugere-se que seja um permutador de placa ou tubo [24]. Existem diversos tipos de recuperador de calor, mas é de salientar que se aborda neste documento apenas os recuperadores de calor de placas de com alhetas e o tubular. Abaixo apresenta-se alguns tipos de recuperador de calor.

Segundo a configuração dos permutadores estes podem ser:

- **Recuperador de calor de placas**

Recuperador de calor de placas com alhetas geralmente são constituídos por placas finas. Estas placas podem ser lisas ou ondulares. O processo de transferência de calor ocorre entre dois fluidos de temperaturas diferentes. O canal é separado por uma interface sólida [27].

O recuperador de placas de fluxos cruzados é compacto e económico e não tem fugas entre os circuitos de ar [19]. A Figura 5 apresenta o recuperador de calor placas com alhetas de único passe.

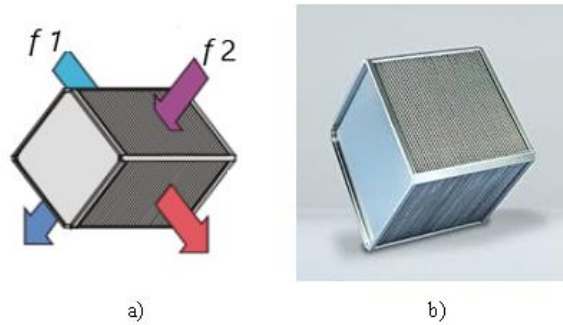


Figura 5: Recuperador de calor placas com fluxos cruzados, a) Esquema e b) imagem real [36]

- **Recuperador de calor de tubos com alhetas**

Um dos permutadores que pode ser utilizado para realizar este processo de aquecimento e arrefecimento é o permutador de calor tubular. Geralmente usa-se este tipo de permutador quando as dimensões e massas do equipamento são restritas e em situações onde a troca de calor ocorre entre fluidos com baixo coeficiente de transferência de calor (gases e alguns líquidos). Segundo Çengel [26] considera-se que um permutador é compacto quando a razão entre a superfície de transferência de calor e o volume do permutador, for superior a $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$. Pode-se aumentar esta razão através da aplicação de alhetas, permitindo grandes áreas de transferência de calor em permutadores de pequeno volume [24].

Um permutador de calor de tubo pode ser constituído com ou sem alheta, o fluido esco de forma cruzado, uma perpendicular ao outro como se pode verificar na Figura 6 [24].

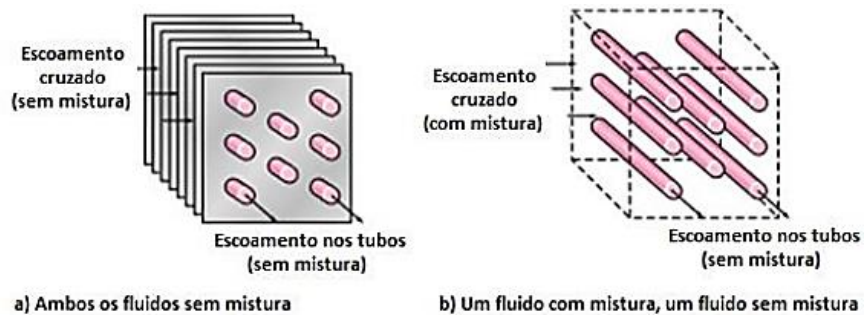


Figura 6: Permutador de calor de tubo com alhetas com escoamento cruzado [26]

Capítulo 3

Estudo comparativo para validar o modelo

3. Estudo comparativo para validar o modelo

Nesta secção são apresentadas todas as metodologias numéricas e experimentais usadas para validar o programa desenvolvido. São ainda apresentados e discutidos os resultados obtidos.

3.1. Metodologias numérica

Nesta secção faz-se a descrição de todos os métodos numéricos utilizados para a validação do programa desenvolvido.

Grande parte dos recuperadores de calor envolve transferência de calor entre dois escoamentos de fluidos (fluido quente e fluido frio) separados por uma interface sólida. O calor é transferido do fluido quente para uma interface sólida por convecção, transfere-se através da interface sólida por condução e a partir da interface sólida, para o fluido frio, novamente por convecção. Os efeitos da radiação são incluídos no coeficiente de transferência de calor por convecção [26].

Os métodos mais utilizados para dimensionar permutadores de calor são: método da diferença de temperatura média logarítmica (DTML) e o método de efetividade (ϵ -NTU). Neste trabalho utiliza-se o método de efetividade.

3.1.1. Método de efetividade (ϵ -NTU)

Um dos parâmetros importante a analisar quando se pretende dimensionar um permutador é a efetividade (ϵ). Esta pode ser determinada através do método de efetividade (ϵ -NTU), em o NTU refere-se a Número de Unidade de Transferência. Este método geralmente é aplicado quando as temperaturas de entrada dos fluidos são conhecidas [24].

A efetividade (ϵ) de um permutador de calor é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real (q) e a taxa de transferência de calor máxima possível (\dot{q}_{max}), e pode ser determinada através da equação (1) [28].

$$\epsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} \quad (1)$$

Como já foi referido acima o permutador pode ser considerado como um dispositivo funcionando em regime permanente em que as superfícies externas encontram-se isoladas, a transferência de calor ocorre apenas entre o fluido quente e o fluido frio. Assim, a taxa real de transferência de calor pode ser determinada a partir de um balanço de energia sobre os dois fluidos [26].

Como se pode verificar na equação (2) pode-se afirmar que as taxas de transferência de calor dos dois fluidos são iguais. A taxa de transferência de calor real (\dot{q}) pode ser determinando da equação (2) e (6):

$$\dot{q} = \dot{m}_q \times c_{pq} \times (T_{q\ ent} - T_{q\ sai}) = \dot{m}_{fr} \times c_{pfr} \times (T_{fr\ sai} - T_{fr\ ent}) \quad (2)$$

Onde os parâmetros:

- \dot{m}_q e \dot{m}_{fr} representam o caudal mássico do fluido quente e do fluido frio;
- c_{pq} e c_{pfr} corresponde o calor específico do fluido quente e do fluido frio;
- $T_{q\ ent}$ e $T_{q\ sai}$ representa a temperatura do fluido quente à entrada e do fluido quente á saída;
- $T_{fr\ ent}$ e $T_{fr\ sai}$ representa a temperatura do fluido frio à entrada e fluido frio á saída.

Para determinar a efetividade (ϵ) de um permutador, deve-se em primeiro lugar determinar a máxima taxa de transferência de calor possível (q_{max}), esta pode ser determinada através da equação (3).

$$\dot{q}_{max} = c_{min} \times (T_{q\ ent} - T_{fr\ ent}) \quad (3)$$

Onde:

- c_{min} corresponde ao menor valor de taxa de capacidade térmica (menor valor de c_q e c_{fr}).

A taxa de capacidade térmica é obtida através do produto entre o caudal mássico e o calor específico do respetivo do fluido. Este produto corresponde a energia necessária para variar a temperatura de um dos fluidos em 1°C ao escoar através de um permutador de calor [26].

$$c_q = \dot{m}_q \times c_{pq} \quad (4)$$

$$c_f = \dot{m}_{fr} \times c_{pfr} \quad (5)$$

Como se pode verificar na equação (6), a taxa de transferência de calor real (\dot{q}) pode ser determinada conhecendo apenas a efetividade (ϵ) do permutador e as temperaturas (T) de entrada dos fluidos em escoamento.

$$\dot{q} = \epsilon \times \dot{q}_{max} = \epsilon \times c_{min} \times (T_{q\ ent} - T_{fr\ ent}) \quad (6)$$

A temperatura de saída pode ser determinada através da equação (7) e (8) respetivamente:

$$T_{q\ sai} = T_{q\ ent} - \frac{\dot{q}}{\dot{m}_q \times c_{pq}} \quad (7)$$

$$T_{fr\ sai} = T_{fr\ ent} + \frac{\dot{q}}{\dot{m}_{fr} \times c_{pfr}} \quad (8)$$

A efetividade de um permutador de calor depende da geometria do mesmo e do tipo de escoamento presente no mesmo.

Tabela 2: Efetividade para diversos tipos permutadores de calor [26]

Tipo de permutador de calor		Relação de efetividade
Duplo tubo	Escoamento paralelo	$\epsilon = \frac{1 - \exp(-NTU \times (1+C))}{1 + c}$
	Escoamento contracorrente	$\epsilon = \frac{1 - \exp(-NTU \times (1-C))}{1 - c \times \exp(-NTU \times (1-C))}$
Carcaça e tubos	Uma passagem na carcaça	$\epsilon = 2 \left[1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp(-NTU \times \sqrt{1+c^2})}{1 - \exp(-NTU \times \sqrt{1+c^2})} \right]^{-1}$
	2, 4, ..., passagens nos tubos	
Escoamento cruzado (uma única passagem)	Ambos os fluidos misturados	$\epsilon = \left[\frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{C}{1 - \exp(-NTU \times C)} - \frac{1}{NTU} \right]^{-1}$
	C_{max} com mistura	$\epsilon = \frac{1}{c} \left(1 - \exp^{(1-c)(1-\exp(-NTU))} \right)$
	C_{min} sem mistura	
	C_{max} sem mistura	$\epsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{c}(1-\exp(-c \times NTU))\right)$
C_{min} com mistura		
Todos os permutadores de calor com: $C = 0$		$\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Como se pode constatar na Tabela 2, apesar de esta apresentar equações que permitem determinar efetividades (ϵ) para diferentes tipos de permutadores, esta não apresenta a equação que permite determinar a efetividade dos permutadores de calor corrente cruzada com ambos não fluidos misturados. A efetividade de um permutador de calor corrente cruzada com ambos os fluidos não misturados pode ser determinado através da equação (9) [24].

$$\epsilon = 1 - \exp\left(\frac{NTU^{0,22}}{c} \times \exp^{((-c \times NTU^{0,78}) - 1)}\right) \quad (9)$$

O parâmetro C presente na Tabela 2 e na equação (9) representa a relação adimensional entre as capacidades térmicas, e poderá ser determinada através da equação (10).

$$C = \frac{c_{min}}{c_{max}} \quad (10)$$

O NTU é determinado em função da efetividade e da razão entre as capacidades térmicas através da equação (11).

$$NTU = \frac{U \times A_{t c}}{c_{min}} \quad (11)$$

Onde os parâmetros:

- $A_{t c}$ refere-se a área de transmissão de calor;
- U refere-se o coeficiente global de transmissão do calor;
- c_{min} refere-se a taxa de capacidade calorífica mínima.

O NTU corresponde a uma medida da área de superfície de transferência de calor. Para valores especificados de U e c_{min} , quanto maior for o NTU maior é a área de transferência de calor ($A_{t c}$). De uma forma simplificada pode-se dizer que quanto maior é o NTU maior o permutador de calor [26] [28].

Como se pode constatar na equação (11) o NTU depende da área de transmissão de calor, coeficiente global de transmissão do calor (U) e a taxa de capacidade calorífica mínima. Para determinar o coeficiente global de transmissão de calor (U) aplica-se a equação (12).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{t_1}} + \frac{1}{h_{t_2}} + R_{placa}} \quad (12)$$

Onde os parâmetros

- h_{t_1} e h_{t_2} corresponde ao coeficiente de transferência de calor do fluido frio e quente respectivamente;
- R_{placa} corresponde a resistência de placa.

A resistência da placa (R_{placa}) poderá ser determinada através da equação (13) em que o os parâmetros x e k_{placa} referem a espessura e condutibilidade da placa respectivamente.

$$R_{placa} = \frac{x}{k_{placa}} \quad (13)$$

O parâmetro h_t apresentado na equação (12) pode ser determinado através da equação (14).

$$h_t = \frac{Nu \times k_f}{D_h} \quad (14)$$

Onde os parâmetros:

- Nu corresponde ao número de Nusselt;
- k_f refere-se a condutibilidade térmica do fluido;
- D_h diâmetro hidráulico.

O ao número de Nusselt (Nu) pode ser determinado através da equação (15). É de referir que a equação apresentada abaixo apenas é válida para regimes de escoamentos em que o Reynolds (Re) é inferior ou igual a 2800 (Regime laminar) e placas paralelas isotérmicas [26].

$$Nu = 7,54 + \frac{0,03 \times D_h}{l \times Re \times Pr} \left[1 + 0,016 \times \left[\frac{D_h}{l \times Re \times Pr} \right]^{\frac{2}{3}} \right] \quad (15)$$

Onde os parâmetros:

- Pr número de Prandtl

Além das expressões apresentadas acima, outro procedimento é utilizado para análise de permutadores de calor. Apresenta-se na Figura 7 gráficos que relacionam a efetividade e NTU para diferentes tipos de permutadores de calor.

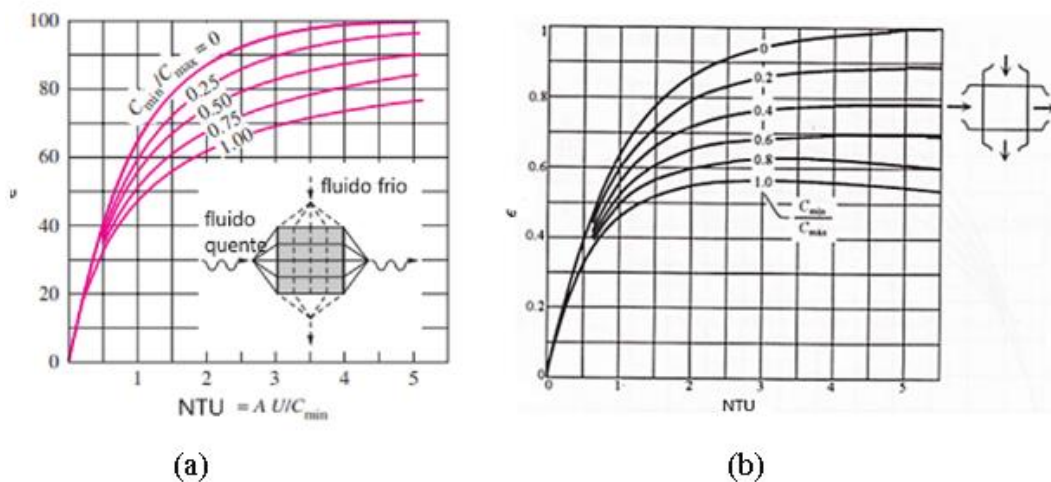


Figura 7: Relação entre ϵ e NTU, a) permutadoras correntes cruzadas com os dois fluidos não misturadas

Depois de conhecer os conceitos básicos do método da efetividade (ϵ -NTU) desenvolveu-se o programa numa folha de cálculo do *software Excel* através do mesmo método aplicando duas hipóteses. O objetivo nas duas hipóteses é determinar a efetividade do recuperador de calor.

I. Primeira hipótese

- Desenvolveu-se o programa tendo como objetivo principal determinar a temperatura de saída do fluido ($T_{f\text{saí}}$), a taxa de transferência de calor máxima possível (\dot{q}_{max}) e a efetividade (ϵ) a partir das condições de entrada.
- Considerou-se que apenas é conhecido a área de transferência de calor (A_{tc}), as temperaturas de entrada ($T_{f\text{ent}}$), os caudais de insuflação e retorno e velocidade de entrada (V_1).
- Obteve-se a área de transferência de calor (A_{tc}) através do produto entre a altura (h) e a largura (l) da placa de transferência de energia. E a área de passagem (A_p) obteve-se através de produto entre a altura (h) e a profundidade (P) do recuperador de calor.
- Depois de conhecer a área de transferência de calor (A_{tc}) determinou-se o diâmetro hidráulico (D_h) em função da geometria da conduta onde circula o fluido em escoamento através da equação (16) [4].

$$D_h = \frac{4 \times A_{tc}}{P} = \frac{4 \times (a \times h)}{(2 \times a + 2 \times h)} \quad (16)$$

Onde os parâmetros:

- a refere-se ao espaçamento entre placas;
- P profundidade do recuperador de calor;
- A_{tc} área de transferência de calor;
- h altura da placa.

Em relação a velocidade dentro das condutas (V_{2f}) para ambos os fluidos, foram determinados através da equação(17) (ver Figura 8).

$$V_{2f} = \frac{V_{1f} \times P}{n_{cf} \times a} \quad (17)$$

Onde os parâmetros:

- V_{1f} e V_{2f} refere-se à velocidade na entrada do recuperador do fluido e a velocidade dentro das condutas do fluido e o parâmetro (ver figura 8);
- n_{cf} refere-se ao número de canal do respetivo fluido.



Figura 8: Escoamento no interior das placas

- O caudal volúmico (Q) para cada canal foi determinado através da equação (18).

$$Q = V_{2f} \times P \times a \quad (18)$$

Como é notório na equação (11) apresentada acima para determinar o NTU, um dos parâmetros da qual esta depende é o coeficiente global de transmissão de calor (U). É de salientar que na fase inicial o coeficiente global de transmissão de calor (U) não é conhecido e para o determinar o programa foi realizado por meio de interações. Foram efetuadas três iterações ao todo.

Como nessa fase parte-se do pressuposto que a temperatura de saída do fluido não é conhecida, assumiu-se como valor de partida o valor da temperatura de entrada a partir da qual obteve-se as propriedades.

Segue-se uma explicação sucinta dos procedimentos utilizado para condições de entrada na primeira iteração:

- a) Determinar as propriedades do fluido;

Na primeira iteração determinou-se as propriedades do fluido em função da média entre a $T_{f1\ ent}$ e $T_{f2\ ent}$.

- b) Determinar o número de Reynolds (Re_D)

É importante ressaltar que geralmente o regime típico presente em sistemas de UTAN que utiliza recuperadores de calor é o regime laminar com velocidade de baixas.

Depois de determinadas as propriedades do fluido determina-se o número de Re_D e através deste verifica-se se o modo de operação é laminar ou turbulento. Determinou-se o Re_D associado ao escoamento através da equação (19). Onde o parâmetro v foi determinado através da equação (33) em função da temperatura da respetiva iteração.

$$Re_D = \frac{V_{2f} \times D_h}{v} \quad (19)$$

- c) Determinar o coeficiente global de transmissão (U)
- d) Determinar o caudal mássico (\dot{m}_f) e a capacidade térmica do fluido em cada escoamento através da equação (20).

$$\dot{m}_f = \rho_f \times l \times a \times V_{2f} \quad (20)$$

Onde o parâmetro:

- o l refere-se a largura da placa
- e) Determinar o NTU, efetividade, taxa de transferência de calor real (\dot{q}_{real}), taxa de transferência de calor máxima possível (\dot{q}_{max}), e as temperaturas de saída ($T_{f\ saí}$).

Realiza-se todas as etapas acima citadas novamente para as duas iterações seguintes. Nas próximas iterações todas as propriedades do fluido foram avaliadas em função da temperatura média do fluido, através da equação que se segue:

$$\bar{T} = \frac{T_{f\ ent} + T_{f\ saí}}{2} \quad (21)$$

Onde, os parâmetros $T_{f\ ent}$ e $T_{f\ saí}$ referem-se a temperatura de entrada do fluido considerado inicialmente e a temperatura de saída do mesmo fluido determinado na iteração anterior.

II. Segunda hipótese

Esta hipótese tem como objetivo determinar o valor da efetividade a partir das condições de entrada, condições de saída e da dimensão do recuperador de calor disponibilizado pela empresa EVAC.

Na segunda hipótese determinou-se primeiramente o caudal insuflado (\dot{m}_{ins}) através da velocidade (V) e das dimensões do recuperador de calor. Uma vez determinada o caudal insuflado (\dot{m}_{ins}), como a temperatura de saída ($T_{f\text{saí}}$) e entrada ($T_{f\text{ent}}$) do fluido são conhecidas determinou-se a efetividade (ϵ) do recuperador. O objetivo nesta hipótese é determinar a efetividade (ϵ) do permutador através das dimensões do permutador e das condições de entrada e saída do fluido.

Segue-se uma explicação sucinta dos procedimentos realizados:

- Determinar o caudal mássico (\dot{m}_f);

O cálculo do valor de \dot{m}_f foi determinado através da equação (22), tendo em conta as dimensões do permutador, a massa específica do fluido (ρ_f) e a velocidade do fluido (V). Em que o ρ_f foi determinado em função da média de temperatura de entrada e saída através da equação (30).

$$\dot{m}_f = \rho_f \times h \times P \times V_{1f} \quad (22)$$

- Determinar a taxa da capacidade térmica do fluido (c);
- Determinar a ϵ do recuperador de calor em função do \dot{q}_{real} e \dot{q}_{max} .

3.1.2. Método para cálculo da diferença de pressão

A diferença de pressão total (ΔP_{tot}) num recuperador de placas pode ser determinada através da equação (23). Esta depende da diferença de pressão verificada a entrada, saída e ao longo da conduta (ver Figura 9). Os parâmetros ΔP_{ent} , ΔP_{cont} , $\Delta P_{saí}$ refere-se a diferença de pressão a entrada, continuo e saída e o parâmetro ΔP_{tot} refere-se a diferença de pressão total.

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{ent} + \Delta P_{cont} - \Delta P_{saí} \quad (23)$$

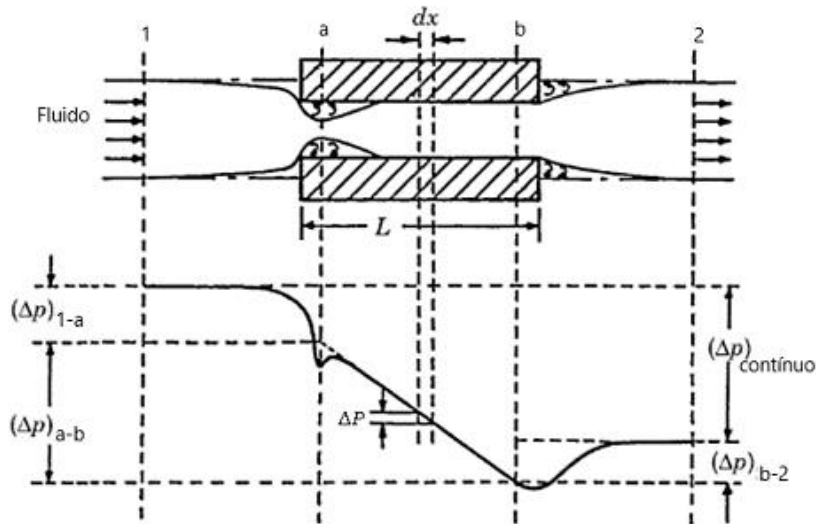


Figura 9: Componentes associados a perda de pressão do permutador de calor de placas [29]

Os efeitos que contribuem para diferença de pressão na zona de entrada e saída do recuperador podem ser consideradas como diferença de pressão localizada (K). Existem diferença de pressão localizada devido a contração e a expansão do fluido ao entrar ou sair do recuperador. Existem ainda associada, diferenças de pressão que resultam devido a variação de energia cinética do escoamento, resultado da mudança da área de fluxo, e variação da massa específica entre a entrada e a saída do recuperador [26] [29].

A diferença de pressão a entrada do permutador pode ser determinada através da equação (24).

$$\Delta P_{ent} = \frac{1}{2} \times \rho_a \times V_a^2 \times \left[1 - \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \times \rho_a \times V_a^2 \times K_c \quad (24)$$

Onde:

- ρ corresponde a massa específica;
- V refere-se à velocidade do fluido;
- K_c refere-se coeficiente de contração à entrada;
- A_c representam a área da passagem do fluido;
- A_{fr} refere-se a área frontal do recuperador;
- O índice “a” corresponde ao escoamento à entrada da conduta.

Caso a A_c é constante e a A_{fr} é igual, a perda de carga à saída poderá ser determinada através da equação (25).

$$\Delta P_{saí} = \frac{1}{2} \times \rho_b \times V_b^2 \times \left[1 - \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \times \rho_b \times V_b^2 \times K_e \quad (25)$$

Onde:

- O índice “b” corresponde ao escoamento à saída da conduta;
- K_e corresponde a coeficiente de expansão à saída do recuperador.

A queda de pressão contínua (ΔP_{cont}) pode ser determinada através da equação (26) . Como se pode constatar na mesma equação, a geometria, o atrito da superfície de transferência de calor e a velocidade do fluido são os fatores que contribuem para diferença de pressão [29].

$$\Delta P_{cont} = f_a \times \frac{1}{2} \times \rho_m \times V_m^2 \times \frac{L}{D_h} + (\rho_b \times V_b^2 - \rho_a \times V_a^2) \quad (26)$$

Onde os parâmetros:

- ρ_m refere-se a massa específica média entre os pontos a e b apresentado na Figura 9;
- V_m refere-se a média das velocidades entre os pontos a e b apresentado na Figura 9;
- D_h refere-se ao diâmetro hidráulico;
- f_a refere-se ao fator de atrito.

Em caso de placas paralelas o fator de atrito pode ser determinado através da equação (27). Esta equação é válida quando a temperatura da superfície é uniforme ou o fluxo térmico é uniforme [24].

$$f_a = \frac{96}{Re} \quad (27)$$

O coeficiente de expansão K_e e contração K_c podem ser determinados através da Figura 10. Como se pode constatar na mesma figura estes são determinados em função da geometria, número Re e da relação entre a área de passagem do fluido e a área frontal (σ) (ver equação (28)).

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} \quad (28)$$

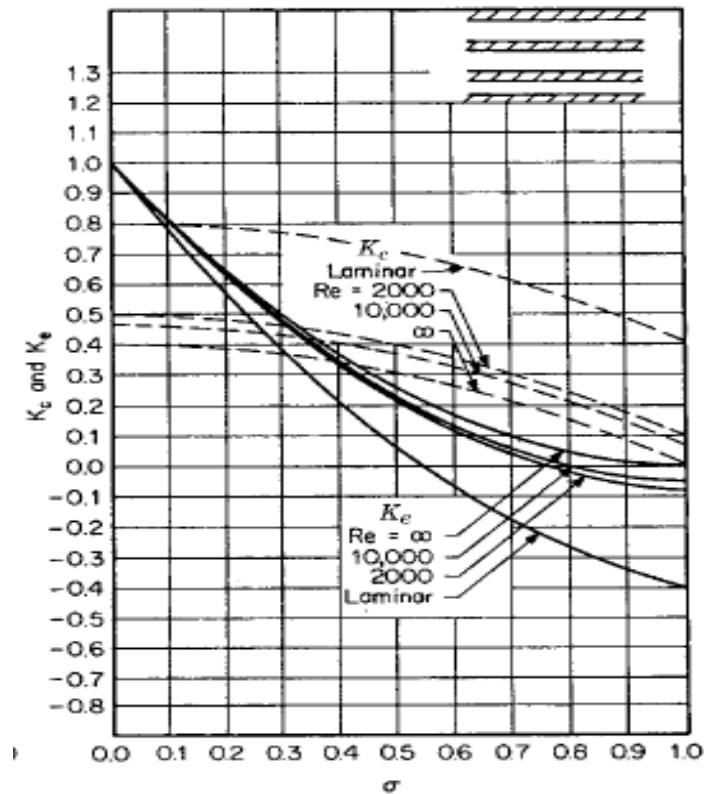


Figura 10: Coeficiente de expansão e contração para o permutador de placas [29]

É de ressaltar que neste trabalho apenas é apresentado os coeficientes de expansão e contração para o recuperador de placas, caso o recuperador possuir uma configuração diferentes, os dados de K_c e K_e acima apresentados são inválidos.

3.1.3. Método para determinar as propriedades do fluido

Como já foi mencionado acima, geralmente num recuperador de calor de placas existe dois escoamentos, fluido quente e fluido frio. O primeiro passo que se deu para realização do programa foi desenvolver equação da curva para cada uma das propriedades dos fluidos em função da temperatura dos mesmos. A curva da equação foi desenvolvida com recurso a uma folha de cálculo do software *Excel* a partir dos valores estipulados nas tabelas encontradas na literatura [27] [30].

A Tabela 3 apresenta-se os valores das propriedades do ar para diferentes temperaturas. Em que o Prandtl (Pr) é determinado através da equação (29).

$$Pr = \frac{cp \times \mu}{k} \quad (29)$$

Tabela 3: Propriedades do ar [30]

T (°C)	ρ (kg/m ³)	cp J/(kg·K)	μ (Pa·s) $\times 10^{-6}$	ν (m ² /s) $\times 10^{-6}$	k (W/(m·K))	Pr
-20,0	1,3953	1006	16,14	11,5674	0,02278	7,127673
-10,0	1,3421	1006	16,65	12,40593	0,02352	7,121556
0	1,2928	1006	17,14	13,25804	0,02423	7,116319
10	1,247	1006	17,63	14,13793	0,02495	7,108529
20	1,2043	1006	18,1	15,02948	0,02566	7,096103
30	1,1644	1007	18,58	15,95672	0,02636	7,097898
40	1,1272	1007	19,04	16,89141	0,02706	7,085469
50	1,0922	1008	19,7	18,03699	0,02794	7,10723

Abaixo apresenta-se a equação obtido em que os parâmetros ρ , μ , ν e k refere-se a massa específica, viscosidade dinâmica, viscosidade cinemática e condutibilidade térmica do fluido. As equações abaixo apresentado é valido para pressão atmosférica.

$$\rho = 2 \times 10^{-5} \times T^2 - 0,0048 \times T + 1,2933 \quad (30)$$

$$cp = 0,0007 \times T^2 + 0,0048 \times T + 1005,9 \quad (31)$$

$$k = 5 \times 10^{-8} \times T^2 + 7 \times 10^{-5} \times T + 0,0242 \quad (32)$$

$$\mu = (1 \times 10^{-7} \times T^4 - 4 \times 10^{-6} \times T^3 - 0,0001 \times T^2 + 0,0504 \times T + 17,148) \times 10^{-6} \quad (33)$$

$$\nu = (3 \times 10^{-6} \times T^3 + 3 \times 10^{-5} \times T^2 + 0,0851 \times T + 13,271) \times 10^{-6} \quad (34)$$

$$Pr = 7 \times 10^{-11} \times T^6 - 6 \times 10^{-9} \times T^5 + 8 \times 10^{-8} \times T^4 + 3 \times 10^{-6} \times T^3 - 6 \times 10^{-5} \times T^2 - 0,001 \times T + 7,118 \quad (35)$$

3.2. Metodologia experimental

Nesta secção é descrito todos os procedimentos realizados durante o processo de ensaios de medições. Os ensaios foram realizados num recuperador de calor de placas com fluxo cruzado de pequena dimensão disponibilizado pela empresa EVAC.

Durante os ensaios foram medidos vários parâmetros tais como, velocidades do ar, temperatura do ar na saída e na entrada do recuperador de a sua respetiva queda de pressão.

3.2.1. Características do recuperador de calor

Os ensaios foram realizados num recuperador de placas, com fluxos cruzados não misturados. O mesmo encontra apresentado na Figura 11.

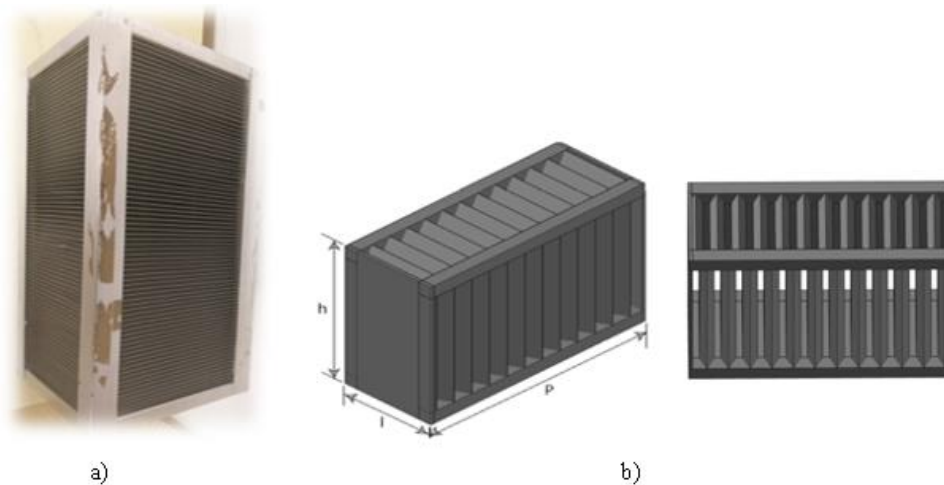


Figura 11: a)- recuperador de calor e b)- Desenho em 3D do recuperador

Na Figura 12 apresenta o esboço simplificado recuperador de placas com fluxos cruzados não misturados com apenas três placas ativas.

Onde os parâmetros:

- f_{fr} e f_q referem-se ao fluido frio e fluido quente respetivamente
- a corresponde ao espaçamento entre placas
- x corresponde a espessura da placa
- P refere-se a profundidade do permutador
- h refere-se a altura da placa.

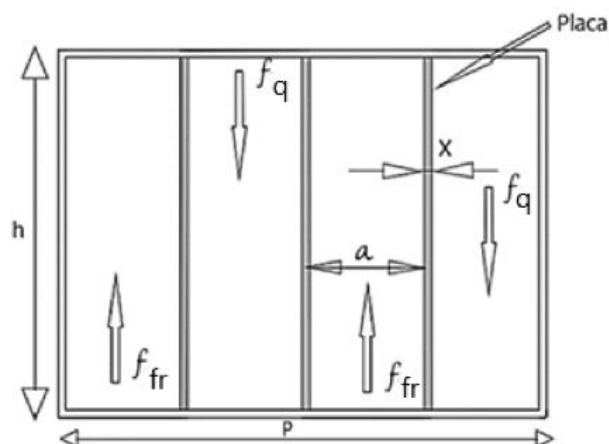


Figura 12: Esquema do permutado de calor (EVAC)

Abaixo na Tabela 4 apresenta-se os dados do recuperador do calor disponibilizado pela empresa EVAC.

Onde os parâmetros:

- k refere-se a condutibilidade da placa (alumínio);
- h refere-se a altura da placa;
- l refere-se a largura da placa (ver Figura 11);
- A_{t_c} refere-se a área de transferência de calor;
- A_p refere-se a área de passagem;
- n_p refere-se número de placas ativas.

Tabela 4: Dados do permutador:

x (m)	0,00021
a (m)	0,0018
K (W/ (m.K))	237
h (m)	0,20
l (m)	0,20
P (m)	0,36
A_{t_c} (m ²)	0,04
A_p (m ²)	0,072
n_p	179

A Tabela 5 e Tabela 6 apresenta os valores de velocidades, caudais de insuflação, caudais de extração, temperaturas a entrada e saída para o escoamento 1 e 2 e as respectivas efetividades e diferença de pressão do recuperador foi facultado pela empresa AVAC.

Tabela 5: Dados do fabricante para condição de inverno

Dados do fabricante para condição de inverno						
	v (m/s)	Q (m ³ /h)	T_{ent} (°C)	T_{sai} (°C)	ΔP (Pa)	ϵ (%)
f_1	1	259,2	5,0	13,90	48	59
f_2	1	259,2	20,0	11,10	49	
f_1	2	518,4	5,0	12,40	114	49
f_2	2	518,4	20,0	12,60	118	
f_1	3	777,6	5,0	11,90	189	46
f_2	3	777,6	20,0	13,10	197	
f_1	1	259,2	5,0	11,40	47	43
f_2	0,5	129,6	20,0	8,10	22	79
f_1	2	518,4	5,0	10,40	113	36
f_2	1	259,2	20,0	9,10	49	73
f_1	3	777,6	5,0	10,00	189	33
f_2	1,5	388,8	20,0	10,00	81	67

Tabela 6: Dados do Fabricante para condição de verão

Dados do fabricante para condição de verão						
	v (m/s)	Q (m ³ /h)	T_{ent} (°C)	T_{sai} (°C)	ΔP (Pa)	ϵ (%)
f_1	1	259,2	35,0	29,0	54	60
f_2	1	259,2	25,0	31,0	53	
f_1	2	518,4	35,0	30,0	128	50
f_2	2	518,4	25,0	30,0	126	
f_1	3	777,6	35,0	30,3	209	47
f_2	3	777,6	25,0	29,7	204	
f_1	1	259,2	35,0	30,9	54	41
f_2	1	129,6	25,0	33,2	24	82
f_1	2,0	518,4	35,0	31,3	129	53
f_2	1	259,2	25,0	32,4	37	74
f_1	3	777,6	35,0	31,6	209	34
f_2	1,5	388,8	25,0	31,8	87	68

3.2.2. Medição da velocidade no recuperador de calor

O ensaio foi realizado com auxílio de um ventilador e uma unidade de tratamento de ar. Ambos se encontram apresentados na Figura 13. A unidade de tratamento de ar é constituída por ventilador, bateria de aquecimento de 3KW e bateria de arrefecimento. O ventilador pertence a marca TECHNOVATE modelo 9007 e a unidade de tratamento de ar pertence a marca P.A. Hilton.

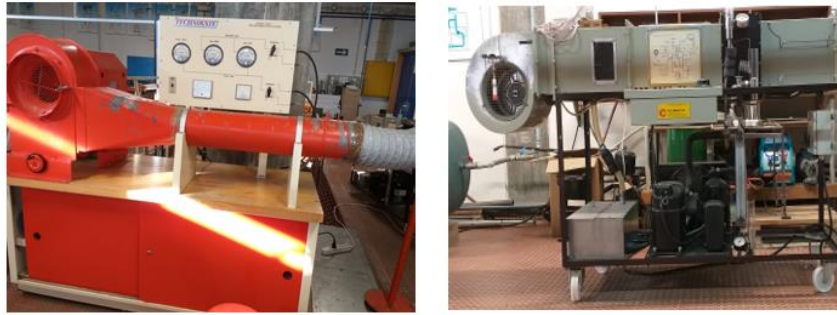


Figura 13: a) Ventilador e b) Unidade de tratamento de ar

A medição da temperatura e da velocidade do escoamento foram realizados através do anemómetro de fio quente da Velocicalc modelo 9565, apresentado na Figura 14.

Apresenta uma gama de medida de 1 250 a 15,500 pés / min (1,27 a 78,7 m / s) e tendo de precisão $2 \pm 1,5\%$ a 2.000 pés / min (10,16 m / s) [37].



Figura 14: Termo anemómetro

Na primeira fase o processo realizado consistiu em cortar os cartões, com as dimensões do recuperador de calor ($0,36 \times 0,2 \times 0,2$ m), com recurso a X-ato, a tesoura e a fita adesiva (ver Tabela 14). De seguida, procedeu-se montagem da instalação. Isolou-se a conduta passagem do fluido de modo a não haver perdas durante a realização do ensaio como é apresentado na Figura 14.



Figura 15: Construção da conduta

A Figura 16 apresenta a instalação montada.



Figura 16: Instalação montada

A unidade de tratamento de ar insufla o ar aquecido no sistema e o ventilador insufla o ar a temperatura ambiente. A variação do caudal de ar insuflado foi realizada através do variador de velocidade existente no ventilador e unidade de tratamento de ar novo. Na Figura 17 apresenta o esquema da instalação em que os parâmetros M1, M2, M3 e M4 referem-se aos pontos onde foram realizados a medição de temperatura e velocidade do fluido.

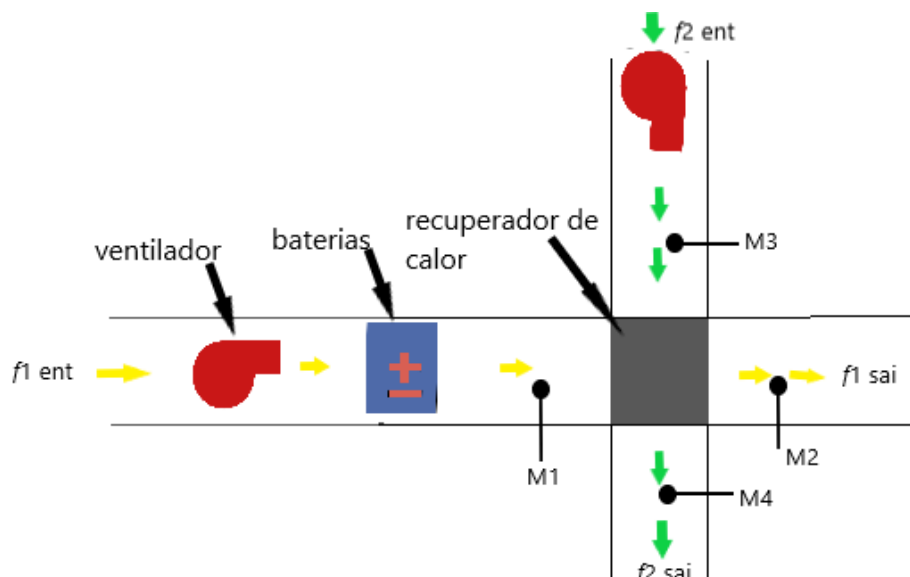


Figura 17: Esquema instalação

3.2.3. Medição da queda pressão no recuperador de calor

O processo de medição experimental da queda de pressão foi realizado com apoio de uma unidade de tratamento de ar e um manómetro. Na Figura 18 é apresentado a unidade de tratamento e o manómetro utilizado durante os ensaios. O manómetro é da marca Dwyer A-612 e a unidade de tratamento de ar é o mesmo utilizado na secção 3.2.2. para medição de velocidade e temperatura do ar.



Figura 18: a) ventilador e b) manómetro

A velocidade na entrada e na saída do recuperador foi obtida com o auxílio do tubo de pitot. Este pode ser considerado como sendo um acessório do manómetro diferencial. O tubo de pitot permite obter a velocidade de um fluido em movimento numa conduta a partir da medição de duas pressões, nomeadamente estática e de estagnação. A diferença entre essas duas pressões é designada de pressão dinâmica. Apresenta na Figura 19 um desenho em 3D do tubo de pitot.



Figura 19: Tubo de pitot [31]

Aplicando a lei de conservação da massa e da energia, a velocidade do fluido num tubo de pitot é determinada através da equação que segue.

$$V = \sqrt{\frac{2 \times (P_0 - P_e)}{\rho}} \quad (36)$$

Onde os parâmetros P_0 e P_e refere-se a pressão de estagnação e a pressão estática ou termodinâmica medida na superfície do tubo.

Segue a explicação dos procedimentos realizados:

- **Construção da instalação**

O processo de medição experimental da queda de pressão foi realizado usando apenas um dos escoamentos. O ventilador insufla o ar a temperatura ambiente. A variação do caudal insuflado foi realizada através do variador de velocidade. A queda de pressão e a velocidade do escoamento foi medida a entrada (P1) e a saída (P2) do recuperador de calor (ver Figura 20 e Figura 21).



Figura 20: Montagem da instalação (queda de pressão)

Na Figura 21 apresenta o esquema da instalação.

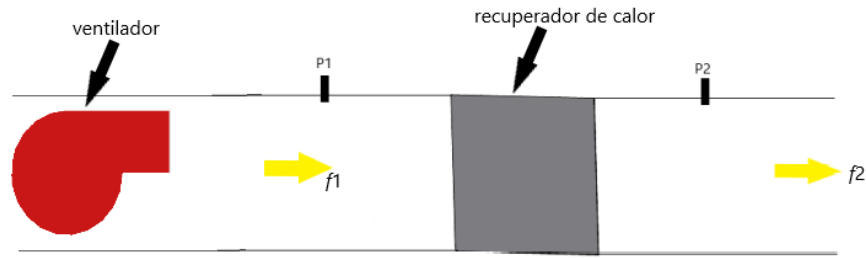


Figura 21: Esquema da instalação (queda de pressão)

3.3. Análise e discussão dos resultados

Nesta secção são apresentados e discutidos os resultados obtidos através dos métodos acima descritos.

3.3.1. Resultados obtidos através do Método NTU aplicando a primeira hipótese

Aplicou-se a primeira hipótese para seguinte condição de operação apresentada na Tabela 7. Aplicou-se estas condições para o recuperador facultado pelo fabricante.

Tabela 7: Dados do fabricante condição inverno (primeira hipótese)

	Dados do fabricante para condição de inverno				
	V (m/s)	Q (m ³ /h)	$T_{ent ins}$ (°C)	ΔP (Pa)	ϵ (%)
f_1	1	259,2	5	48	0,59
f_2	1	259,2	20	49	

A Tabela 8 apresenta os valores obtidos para D_h , $V_{2 f1}$, $V_{2 f2}$, Q_{f1} , Q_{f2} , através das seguintes equações: (16), (17) e (18) para as condições de operação apresentados na Tabela 7.

Tabela 8: Valores de D_h , V, Q obtidos

D_h (m)	0,003568
$V_{2 f1}$ (m/s)	2,231
$V_{2 f2}$ (m/s)	2,231
Q_{f1} (m ³ /s)	0,00144
Q_{f2} (m ³ /s)	0,00144

Na primeira iteração fez-se a média entre a $T_{f1\ ent}$ e $T_{f2\ ent}$, em função das médias obtidas aplicou-se as equações (30) (31) (32) (33) (34) e (35), para determinar as seguintes propriedades do fluido: massa específica, calor específico, condutibilidade térmica do fluido, viscosidade cinemática e o número de Pr. A Tabela9 apresenta-se os valores obtidos para as propriedades do fluido na primeira iteração.

Tabela 9: Propriedades do fluido (primeira iteração)

ρ (kg/m ³)	cp J/(kg·K)	ν (m ² ·s)	k (W/(m·K))	Pr
Iteração 0				
$T_{f1\ ent}$ (°C) = 5				
1,270	1005,942	1,740	0,025	0,711
$T_{f2\ ent}$ (°C) = 25				
1,205	1006,28	1,81	0,03	0,71
Iteração 1				
$T_{f1\ ent} = T_{f2\ ent}$ (°C) 12,5				
1,236	1006,07	1,4345	0,0251	0,710

Na tabela que se segue apresenta os valores do número de Re_D associado aos dois escoamentos determinado através da equação (19):

Tabela 10: Número de Reynolds (primeira iteração)

$Re_{f1\ ent} = Re_{f2\ ent}$	
555,425	Laminar

Conhecendo o número do Re_D , determina-se o coeficiente global de transmissão de calor e o coeficiente de transferência do fluido frio e fluido quente através da equação (12) e (14) respetivamente. Em que o Nu_D e a R_{placa} foram determinados através da equação (15) e (13).

Tabela 11: Coeficiente global de transmissão de calor (primeira iteração)

$Nu_{D\ f1\ ent}$	$Nu_{D\ f2\ ent}$	$h_{D\ f1\ ent}$ (W/m ² ·K)	$h_{D\ f2\ ent}$ (W/m ² ·K)	R_{placa} (K/W) × 10 ⁷	U (W/m ² ·K)
7,7394	7,7394	54,4092	54,4092	8,861	27,2040

Determina-se o caudal mássico referente em a cada escoamento através da equação(20).

A taxa da capacidade térmica do fluido quente e fluido frio foram determinadas através da equações (4) e (5). A Tabela 12 apresenta os valores de \dot{m}_f e c_f obtido.

Tabela 12: Caudal mássico e a taxa da capacidade térmica (primeira iteração)

	\dot{m}_f (kg/s)	c_f (W/K)
f_1	0,00049457	0,4976
f_2	0,00049457	0,4976

O NTU foi determinado através da equação (11), em que a taxa mínima da capacidade térmica do fluido foi o menor valor c_f apresentado na Tabela 12 e a área de transferência de calor (A_{t_c} encontra-se apresentado na Tabela 4.

A Tabela 13 apresenta os valores a efetividade do recuperador de calor obtidas através da equação (1). Em que:

- Os valores das temperaturas de saída ($T_{f\text{ sai}}$ e $T_{q\text{ sai}}$) foram obtidas através da equação (7) e (8) respetivamente;
- Os valores das taxas de transferências de calor real (\dot{q}_{real}) e das taxas de transferências de calor máxima possível (\dot{q}_{max}) foram determinadas através da equação (2) e (3) respetivamente;

A relação adimensional entre as capacidades térmicas foram determinadas através da equação (10), em que o c_{min} e o c_{max} é o menor e maior valor de c_f apresentada na Tabela 12.

Tabela 13: Valores de NTU, ϵ , \dot{q}_{max} , \dot{q}_{real} e $T_{f\text{ sai}}$ (primeira iteração)

	NTU	ϵ (%)	\dot{q}_{max} (w)	\dot{q}_{real} (w)	$T_{f\text{ sai}}$
f_1	2,187	63,2	7,464	4,716	14,479
f_2					10,521

Abaixo nas tabelas seguintes (Tabela 13 a 16) apresenta os valores obtidos na segunda e terceira iteração. Em que todas as propriedades do fluido foram avaliadas em função da temperatura média do fluido. As temperaturas médias dos fluidos foram obtidas através da equação (21).

Tabela 14: Propriedades do fluido na segunda iteração

ρ (kg/m ³)	c_p J/(kg·K)	ν (m ² ·s)	k (W/(m·K))	Pr
Iteração 2				
$T_{f1\ ent} (^{\circ}\text{C}) = 9,74$				
1,25	1006,01	1,4105	0,0249	0,711
$T_{f2\ ent} = 15,26$				
1,22	1006,14	1,4587	0,0253	0,710

Tabela 15: Valores obtidos na segunda iteração

	Re_{Df}	Nu_D	h_t (W/m ² ·K)	U (W/m ² ·K)	\dot{m}_f (kg/s) × 10 ⁻⁴	c_f (w/K)	NTU	ϵ (%)	\dot{q}_{max} (w)	\dot{q} (w)	T_{fsai} (^o C)
f_1	564,87	7,743	54,007	27,2	4,9938	0,5024	2,2076	63,8	7,393	4,718	14,392
f_2	546,21	7,736	54,814		4,8988	0,4929					10,427

Tabela 16: Propriedades do fluido obtidos na terceira iteração

ρ (kg/m ³)	c_p J/(kg·K)	ν (m ² ·s)	k (W/(m·K))	Pr
Iteração 3				
$T_{f1\ ent} = 9,70$				
1,25	1006,01	1,4102	0,0249	0,711
$T_{f2\ ent} = 15,21$				
1,22	1006,14	1,4583	0,0253	0,710

Tabela 17: Valores obtidos na terceira iteração

	Re_{Df}	Nu_D	h_t (W/m ² ·K)	U (W/m ² ·K)	\dot{m}_f (kg/s) × 10 ⁻⁴	c_f (w/K)	NTU	ϵ (%)	\dot{q}_{max} (w)	\dot{q} (w)	T_{fsai} (^o C)
f_1	565,02	7,74	54,000	27,20	4,9946	0,5025	2,207	63,81	7,3945	4,7187	14,391
f_2	546,36	7,73	54,807		4,8996	0,4930					10,428

Como se pode verificar na Tabela 15 e Tabela 16 os valores da temperatura de saída do fluido quente e frio é aproximadamente igual. Por esse motivo achou-se desnecessária a realização de mais iterações.

Na Tabela 18 e 19 são apresentados os valores das propriedades do fluido, efetividade e das temperaturas de saída do fluido obtidos ao final da terceira interação para diferente condição de operação apresentado pelo fabricante, nomeadamente situação de inverno e de verão.

Tabela 18: Valores da efetividade através das correlações para condições de inverno (primeira hipótese)

Valores obtidos através do método 1 condição inverno							
	v (m/s)	Q (m ³ /h)	T_{ent} (°C)	$T_{saí}$ (°C)	\dot{q}_{max} (w)	\dot{q} (w)	ϵ (%)
f_1	1	259,2	5,00	14,39	7,39	4,72	64
f_2	1	259,2	20,00	10,43			
f_1	2	518,4	5,00	12,32	14,74	7,38	50
f_2	2	518,4	20,00	12,49			
f_1	3	777,6	5,00	11,02	22,06	9,13	41
f_2	3	777,6	20,00	13,79			
f_1	1	259,2	5,00	11,56	3,72	3,31	89
f_2	0,5	129,6	20,00	6,64			
f_1	2	518,4	5,00	10,62	7,42	5,69	77
f_2	1	259,2	20,00	8,50			
f_1	3	777,6	5,00	9,87	11,10	7,40	67
f_2	1,5	388,8	20,00	10,00			

Tabela 19: Valores da efetividade através das correlações para condições de verão (primeira hipótese)

Valores obtidos através do método 1 condição verão							
	v (m/s)	Q (m ³ /h)	T_{ent} (°C)	$T_{saí}$ (°C)	\dot{q}_{max} (w)	\dot{q} (w)	ϵ (%)
f_1	1,00	259,20	35,00	28,46	4,68	3,06	65
f_2	1,00	259,20	25,00	31,47			
f_1	2,00	518,40	35,00	29,79	9,33	4,86	52
f_2	2,00	518,40	25,00	30,13			
f_1	3,00	777,60	35,00	30,66	13,98	6,07	43
f_2	3,00	777,60	25,00	29,26			
f_1	1,00	259,20	35,00	25,98	2,35	2,12	90
f_2	0,50	129,60	25,00	29,47			
f_1	2,00	518,40	35,00	27,11	4,69	3,70	79
f_2	1,00	259,20	25,00	28,89			
f_1	3,00	777,60	35,00	28,07	7,02	4,86	69
f_2	1,50	388,80	25,00	28,41			

3.3.2. Análise comparativa entre a primeira hipótese e os valores apresentados pelo fabricante

Abaixo apresenta-se Tabela 20 em que os parâmetros ϵ_{Fab} e ϵ_P correspondem ao valor da efetividade apresentado pelo fabricante e ao valor da efetividade obtido através da primeira hipótese. Analisando a mesma tabela é notório que os valores obtidos através da primeira hipótese são diferentes dos apresentados pelo fabricante, principalmente para condição de operação em que os caudais de insuflação e retorno são baixos. O valor do erro percentual foi obtido em função da efetividade calculada no programa desenvolvido e a maior efetividade apresentada pelo fabricante.

Tabela 20: Quadro comparativo entre valores da efetividade obtida através da primeira hipótese e o valor apresentado pelo fabricante para condições de inverno e verão

Quadro comparativo								
	V (m/s)	Q (m ³ /h)	Condição inverno			Condição verão		
			ϵ_{Fab} (%)	ϵ_P (%)	Erro %	ϵ_{Fab} (%)	ϵ_P (%)	Erro %
f_1	1	259,2	59	63,81	7,5	60	63,81	6,0
f_2	1	259,2						
f_1	2	518,4	49	50,09	2,2	50	52,94	5,6
f_2	2	518,4						
f_1	3	777,6	46	41,41	11,1	47	44	6,8
f_2	3	777,6						
f_1	1	259,2	43	89,04	11,3	41	88,94	7,8
f_2	1	129,6	79			82		
f_1	2,0	518,4	36	76,69	4,8	37	77,29	4,3
f_2	1	259,2	73			74		
f_1	3	777,6	33	66,69	0,5	34	67,66	0,5
f_2	1,5	388,8	67			68		

3.3.3. Resultados obtidos através do método NTU aplicando a segunda hipótese

Como já foi visto acima os valores obtidos através do método 1 não possui concordância com os valores apresentadas pelo fabricante. Sendo assim achou-se interessante aplicar um segundo método na tentativa de averiguar melhor os resultados obtidos através do método 1.

Um das formas de averiguar os valores apresentados pelo fabricante e os valores obtidos através da primeira hipótese foi determinar o valor da efetividade a partir da dimensão do recuperador de calor e das condições de entrada e saída, nomeadamente temperatura de entrada e temperatura de saída dos fluidos quente e frio.

Nesta hipótese todos os cálculos foram efetuados em função da temperatura de entrada e saída apresentados pelo fabricante apresentado na Tabela 5, em função da dimensão do recuperador de calor. Em que

- O cálculo do valor de \dot{m}_f foi determinado através da equação (22);
- A taxa da capacidade térmica do fluido quente e fluido frio foram determinada através da equação (4) e (5);
- Os valores da taxa de transferência de calor real (\dot{q}), taxa de transferência de calor máxima possível (\dot{q}_{max}) foram determinadas através das equações (2) e (3);
- A efetividade (ϵ) do recuperador de calor foi determinada através da equação (1).

Na Tabela 21 e Tabela 22 são apresentados os valores da efetividade para condições de inverno e verão respectivamente, operando com diferentes caudais de insuflação e retorno.

Tabela 21: Valores da efetividade do recuperador de calor para condição de inverno

	Condição inverno						
	V (m/s)	Q (m ³ /h)	T _{ent} (°C)	T _{sai} (°C)	q̇ _{max} (w)	q̇ (w)	ε (%)
f ₁	1	259,2	5,00	13,90	1329,49	805,64	61
f ₂	1	259,2	20,00	11,10		788,83	59
f ₁	2	518,4	5,00	12,40	2652,26	1343,26	51
f ₂	2	518,4	20,00	12,60		1308,45	49
f ₁	3	777,6	5,00	11,90	2650,02	1253,61	47
f ₂	3	777,6	20,00	13,10		1219,01	46
f ₁	1	259,2	5,00	11,40	668,15	581,90	87
f ₂	0,5	129,6	20,00	8,10		530,07	79
f ₁	2	518,4	5,00	10,40	1334,02	983,70	74
f ₂	1	259,2	20,00	9,10		969,39	73
f ₁	3	777,6	5,00	10,00	1997,97	1367,22	68
f ₂	1,5	388,8	20,00	10,00		1331,98	67

Tabela 22: Valores da efetividade do recuperador de calor para condição de verão

	Condição verão						
	V (m/s)	Q (m ³ /h)	T _{ent} (°C)	T _{sai} (°C)	q̇ _{max} (w)	q̇ (w)	ε (%)
f ₁	1	259,2	35,00	29,00	840,99	504,59	60
f ₂	1	259,2	25,00	31,00		510,76	61
f ₁	2	518,4	35,00	30,00	1679,47	839,73	50
f ₂	2	518,4	25,00	30,00		852,58	51
f ₁	3	777,6	35,00	30,30	2518,08	1183,50	47
f ₂	3	777,6	25,00	29,70		1202,70	48
f ₁	1	259,2	35,00	30,90	424,20	343,83	81
f ₂	0,5	129,6	25,00	33,20		347,84	82
f ₁	2	518,4	35,00	31,30	849,43	620,21	73
f ₂	1	259,2	25,00	32,40		628,58	74
f ₁	3	777,6	35,00	31,60	1275,32	854,50	67
f ₂	1,5	388,8	25,00	31,80		867,22	68

3.3.4. Análise comparativa entre a segunda hipótese e os valores apresentados pelo fabricante

Na Tabela 23 é apresentado o quadro comparativo para condição de inverno e de verão. Analisando a mesma tabela pode-se constatar que o valor obtido através das correlações empíricas de uns dos escoamentos é exatamente igual ao do apresentado pelo fabricante.

Pode-se então dizer que a efetividade de um permutador pode variar dependendo do método utilizado. É de ressaltar que a correlação empírica aplicada na segunda hipótese só é possível quando as temperaturas de entradas e saída do fluido são conhecidas.

Tabela 23: Quadro comparativo entre os valores obtidos através da segunda hipótese e os valores apresentados pelo fabricante

Quadro comparativo								
	V (m/s)	Q (m ³ /h)	Condição inverno			Condição verão		
			ϵ_{Fab} (%)	ϵ_P (%)	Erro %	ϵ_{Fab} (%)	ϵ_P (%)	Erro %
f_1	1	259,2	59	60,6	0,5	60,0	60,0	1,2
f_2	1	259,2		59,3			60,73	
f_1	2	518,4	49	50,6	0,6	50,0	50,0	0,0
f_2	2	518,4		49,3			50,77	
f_1	3	777,6	46	47,3	0,0	47,0	47,0	0,0
f_2	3	777,6		46,0			47,76	
f_1	1	259,2	43	87,1	0,4	41,0	81,06	0,0
f_2	1	129,6	79	79,3		82,0	82,0	
f_1	2,0	518,4	36	73,7	0,4	37,0	73,01	0,0
f_2	1	259,2	73	72,7		74,0	74,0	
f_1	3	777,6	33	68,4	0,4	34,0	67,0	0,0
f_2	1,5	388,8	67	66,7		68,0	68,0	

3.3.5. Resultados experimentais da temperatura e velocidade

Apresenta-se na Tabela 24 os resultados da temperatura de saída e entrada para diferentes condições de operação em função da variação da velocidade do escoamento dos fluidos registados durante os ensaios.

Tabela 24: Valores de velocidade e temperatura obtidos através das medições experimentais

Valores obtidos através das medições experimentais				
	V (m/s)	Q (m ³ /h)	T_{ent} (°C)	T_{sai} (°C)
f_1	1,96	508,032	26,70	38,00
f_2	2,115	548,208	46,50	38,50
f_1	2,53	655,776	27,00	35,50
f_2	2,55	660,96	43,00	37,50
f_1	0,905	234,576	27,00	50,50
f_2	0,89	230,688	65,50	41,00

Depois de realizadas as medições experimentais aplicou-se a primeira hipótese e a segunda hipótese em função da velocidade, temperatura de entrada e saída do fluido registados durante os ensaios. Esta operação permitiu realizar uma análise comparativa entre os valores obtidos nas duas hipóteses e os valores medidos experimentalmente.

- **Aplicar a primeira hipótese para condições de ensaios**

Conhecendo a temperatura de entrada e velocidade do fluido aplica-se a primeira hipótese de modo a determinar a temperatura de saída do fluido. Por fim efetua-se um estudo comparativo entre os valores medidos experimentalmente e os valores obtidos através do programa desenvolvido na primeira hipótese. Na Tabela 25 apresenta os valores obtidos.

Tabela 25: Valores obtidos através da primeira hipótese para condições de ensaios

Valores obtidos através da primeira hipótese							
	V (m/s)	Q (m ³ /h)	T _{ent} (°C)	T _{sai} (°C)	q̇ _{max} (w)	q̇ (w)	ε (%)
f ₁	1,96	508	26,70	37,28	18,14	9,693	53
f ₂	2,115	548,2	46,50	36,42			
f ₁	2,53	655,8	27	34,49	18,67	8,884	48
f ₂	2,55	661	43,00	35,39			
f ₁	0,905	234,6	27,00	52,60	15,17	10,584	70
f ₂	0,89	230,7	65,50	38,63			

- **Aplicar segunda hipótese para condições de ensaios**

Aplica-se a segunda hipótese em função da velocidade do escoamento medidos durante os ensaios e da dimensão do recuperador de calor. Através da segunda hipótese determinou-se o caudal insuflado que por sua vez permite determinar a efetividade do recuperador de calor para condições de ensaios. A Tabela 26 apresenta na os valores obtidos.

Tabela 26: Valores obtidos através segunda hipótese para condições de ensaios

Valores obtidos através da segunda hipótese							
	V (m/s)	Q (m ³ /h)	T _{ent} (°C)	T _{sai} (°C)	q̇ _{max} (w)	q̇ (w)	ε (%)
f ₁	1,96	508	26,70	38,00	3260,293	1860,672	57,1
f ₂	2,115	548,2	46,50	38,50		1381,140	42,4
f ₁	2,53	655,8	27,00	35,50	3350,880	1812,605	54,1
f ₂	2,55	661	43,00	37,50		1151,865	34,4
f ₁	0,905	234,6	27,00	50,50	2721,98	1753,98	64,0
f ₂	0,89	230,7	65,50	41,00		1732,17	64,0

- **Análise comparativa para condição de ensaio**

Nesta secção faz a análise comparativa entre os valores obtidos através do método ϵ -NTU aplicando as duas hipóteses mencionados acima.

Os valores obtidos aplicando as correlações pelas duas hipóteses citados acima são ligeiramente diferentes. É nítido que os valores da efetividade obtida através da segunda hipótese (ver Tabela 25) é maior que os valores obtidos através da primeira hipótese (ver Tabela 26). Essa diferença pode dever-se ao facto de que na primeira hipótese as propriedades do fluido são usadas de forma mais rigorosa do que na segunda hipótese. Mas é importante ressaltar que os as duas hipóteses estão corretas apenas um apresenta menos índice de erro do que o outro.

3.3.6. Resultados da queda de pressão

Nesta secção é apresentado os resultados obtidos durante os ensaios experimentais realizado no recuperador de calor. Apresenta-se ainda os resultados da queda de pressão em função da velocidade registada durante os ensaios aplicando o método para cálculo da queda de pressão descrito na secção 0.

- **Resultados experimentais da queda de pressão do escoamento**

Primeiramente liga-se o tubo do pitot ao manómetro apresentado na Figura 19, o manómetro registou o valor da pressão dinâmica. Tendo o valor da pressão dinâmica aplica-se a equação (36) e obtêm -se a velocidade do escoamento. Na Tabela 27 apresenta os valores da diferença de pressão obtido para diferentes valores de velocidade.

Tabela 27: Diferença de pressão medido

V (m/s)	ΔP (Pa)
1,58	34,40
1,85	42,80
2,18	52,21
2,83	73,30

- **Cálculo da queda de pressão através do método apresentado na secção 0**

Os valores da queda pressão a entrada (ΔP_{ent}), saída (ΔP_{sai}), e contínuo(ΔP_{cont}), foi determinado através da equação (24), (25) e (26).

A Tabela 28 apresenta os valores de σ , Coeficiente de contração à entrada do recuperador de calor (K_c), Coeficiente de expansão à saída do recuperador de calor (K_e), velocidade a entrada V_{1f} , velocidade dentro das condutas (V_{1f}) e o diâmetro hidráulico (D_h). Em que o (σ) foi determinado através da equação (28), os valores de K_c e K_e foram obtidos através da Figura 10. Como se pode notar na mesma tabela as dimensões do recuperador não é uniforme. Na entrada e saída dos escoamentos, verifica-se uma ligeira redução da altura da placa do recuperador de calor. Este fenómeno influencia nos valores de σ , K_c , K_e e V_{1f} , por isso foi necessário realizar a correção da V_{1f} para a secção continuo, esta correção foi efetuada através da equação que segue:

$$V_2 = V_{1f} \times \frac{h_{saída}}{h_{contínuo}} \quad (37)$$

Os valores da velocidade consideradas nos cálculos da queda de pressão foram os valores medidos experimentalmente. Este encontram-se apresentado na secção anterior.

Tabela 28: Diferença de pressão

	$\Delta P_{saída e entrada}$ (Pa)	$\Delta P_{contínuo}$ (Pa)
h (m)	0,15	0,2
l (m)	0,2	0,2
Espaçamento entre placas (m)	0,0018	0,0018
A (m ²)	0,03036	0,04036
A_c (m ²)	0,00018	0,00018
A_{fr} (m ²)	0,00027	0,00036
σ	0,67	0,5
K_c	0,62	0,70
K_e	-0,16	0,04
V_{1f} (m/s)	2,180	1,635
\dot{m} (kg/s)	0,00070632	0,00070632
V_2 (m/s)	3,502	3,502
D_h (m)	0,003567889	0,003567889

O número de Re e o fator de atrito foram determinados através da equação (19) e (27). Na Tabela 29 apresenta os valores da diferença de pressão à entrada, à saída e contínuo. Apresenta-se também na mesma tabela a diferença de pressão total, esta foi obtida através da equação (23).

Tabela 29: Valores da queda de pressão

V	ΔP_{ent} (Pa)	$\Delta P_{saíd}$ (Pa)	ΔP_{cont} (Pa)	ΔP_t (Pa)
1,58	3,96	2,416	33,167	34,715
1,85	5,44	3,313	38,835	40,958
2,18	7,55	4,600	45,762	48,710
2,83	12,72	7,752	59,406	64,374

- **Análise comparativa dos resultados medidos experimentalmente e calculados**

Na Tabela 30 apresenta o quadro comparativo entre os valores da diferença de pressão obtido através das medições realizadas manualmente e valores da diferença de pressão obtidos através das correlações. Apresenta-se também o erro percentual verificado.

Tabela 30: Quadro comparativo entres os valores medidos e calculados

V	Valores Medidos	Valores Calculados	Erro %
	$\Delta P(\text{Pa})$	$\Delta P(\text{Pa})$	
1,58	34,40	34,72	0,93
1,85	42,80	40,96	4,30
2,18	52,21	48,71	6,70
2,83	73,30	64,37	12,18

Como se pode notar na tabela acima os valores da diferença de pressão medido e calculados não se diferem muito um do outro para velocidade baixas. No entanto para velocidade mais altas os valores de queda de pressão medido e calculado apresentam uma discrepância grande. A precisão do equipamento, as possíveis deformações das interfases entre as condutas e os erros de medição poderão estar na origem dessa ligeira diferença.

3.4. Simulação do recuperador do calor na base horária

Nesta etapa pretende-se realizar uma simulação do desempenho do recuperador facultado pela empresa EVAC na base horária. A simulação tem como objetivo determinar a temperatura de saída dos fluidos e a efetividade do recuperador de calor hora a hora.

Achou-se interessante que o recuperador de calor fosse simulado para condições climáticas do caso em estudo (Faro). A secção 0 apresenta de forma detalhada as condições climáticas para Faro, para condição de inverno e verão na base horária. Escolheu-se aplicar a primeira hipótese, uma vez que as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio são desconhecidas.

Uma vez que o espaço ventilado possui sistemas de ar condicionado do tipo *split*, a princípio este é responsável pelo controlo da humidade e da temperatura do espaço. Sendo assim considerou-se que a temperatura e a humidade relativa do ar no espaço são constantes, mais concretamente: $T = 21^\circ$, $HR = 40\%$ para inverno e $T = 23^\circ\text{C}$, $HR = 60\%$ para verão.

- **Resultados obtidos através da aplicação da primeira hipótese (NTU)**

Nas tabelas que seguem apresenta os valores obtidos através da primeira hipótese. Em que os parâmetros $T_{f1\text{ent}}$ e $T_{f2\text{ent}}$ refere-se a temperatura do ar de retorno do espaço e a temperatura do ar a ser insuflado (temperatura do ar exterior). Considerou-se as seguintes condições de operação:

Tabela 31: Condições de funcionamento

		V (m/s)	Q (m ³ /h)
caso 1	f_1	1	259,2
	f_2	1	259,2
caso 2	f_1	2	518,4
	f_2	2	518,4
caso 3	f_1	3	777,6
	f_2	3	777,6

Abaixo apresenta a Tabela 32 e a Tabela 33, pode-se constatar que para o caso 1 e caso 3 a efetividade e a queda e pressão varia consideravelmente. Pode-se constatar que:

- A efetividade é maior no caso 1 (ver Tabela 32) do que no caso 3 chegando a atingir 64% (ver Tabela 33). Enquanto que no caso 3 a máxima efetividade é de 41,7% registado à tarde depois das 14 horas. Isso deve ao facto da velocidade e o caudal do fluido no caso 1 ser menor do que no caso 3;
- A queda de pressão é maior no caso 3 chegando a atingir 130 Pa. Enquanto que no caso 1 a queda de pressão encontra-se máxima é aproximadamente 39 Pa.

Tabela 32: Resultados obtidos através do método 1 para o mês de dezembro, (caso 1)

dezembro															
NTU								ΔP_{f_1}				ΔP_2			
Hora	$T_{f1\ ent}$ (°C)	$T_{f2\ ent}$ (°C)	\dot{q}_{max} (w)	\dot{q}_{real} (w)	$T_{f1\ sai}$ (°C)	$T_{f2\ sai}$ (°C)	ϵ (%)	ΔP_{ent} (Pa)	ΔP_{said} (Pa)	ΔP_{cont} (Pa)	ΔP_t (Pa)	ΔP_{ent} (Pa)	ΔP_{said} (Pa)	ΔP_{cont} (Pa)	ΔP_t (Pa)
1	21,00	11,717	4,533	2,900	15,060	17,590	63,99	3,25	2,16	30,86	31,94	4,39	2,14	36,63	38,88
2		11,026	4,874	3,118	14,619	17,329	63,98	3,25	2,16	30,88	31,97	4,40	2,14	36,62	38,88
3		10,387	5,190	3,322	14,207	17,091	64,01	3,26	2,17	30,90	31,99	4,40	2,15	36,62	38,87
4		9,821	5,470	3,500	13,846	16,876	64,00	3,26	2,17	30,92	32,01	4,40	2,15	36,61	38,87
5		9,347	5,704	3,650	13,544	16,696	63,99	3,27	2,17	30,94	32,03	4,40	2,15	36,61	38,86
6		8,980	5,886	3,766	13,311	16,556	63,98	3,27	2,17	30,95	32,05	4,41	2,15	36,60	38,86
7		8,733	6,009	3,844	13,153	16,461	63,97	3,27	2,17	30,96	32,05	4,41	2,15	36,60	38,86
8		8,612	6,069	3,882	13,077	16,414	63,96	3,27	2,17	30,96	32,06	4,41	2,15	36,60	38,86
9		8,753	5,999	3,837	13,168	16,466	63,95	3,27	2,17	30,96	32,05	4,41	2,15	36,60	38,86
10		9,696	5,532	3,537	13,773	16,823	63,94	3,26	2,17	30,93	32,02	4,40	2,15	36,61	38,87
11		11,300	4,739	3,029	14,800	17,427	63,92	3,25	2,16	30,87	31,96	4,39	2,14	36,63	38,88
12		13,206	3,800	2,429	16,018	18,141	63,92	3,24	2,15	30,81	31,89	4,38	2,14	36,64	38,89
13		14,988	2,925	1,871	17,156	18,804	63,94	3,23	2,14	30,75	31,83	4,37	2,13	36,66	38,90
14		16,247	2,310	1,478	17,959	19,270	63,97	3,22	2,14	30,70	31,78	4,37	2,13	36,67	38,91
15		16,700	2,089	1,337	18,248	19,438	64,01	3,21	2,14	30,69	31,77	4,36	2,13	36,67	38,91
16		16,634	2,121	1,358	18,204	19,415	64,04	3,21	2,14	30,69	31,77	4,36	2,13	36,67	38,91
17		16,439	2,216	1,419	18,079	19,345	64,05	3,22	2,14	30,70	31,78	4,37	2,13	36,67	38,91
18		16,122	2,371	1,519	17,875	19,228	64,06	3,22	2,14	30,71	31,79	4,37	2,13	36,67	38,91
19		15,691	2,581	1,653	17,600	19,070	64,06	3,22	2,14	30,72	31,80	4,37	2,13	36,67	38,90
20		15,163	2,840	1,819	17,261	18,875	64,05	3,22	2,14	30,74	31,82	4,37	2,13	36,66	38,90
21		14,552	3,139	2,011	16,870	18,650	64,05	3,23	2,15	30,76	31,84	4,38	2,13	36,66	38,90
22		13,880	3,469	2,222	16,440	18,401	64,05	3,23	2,15	30,78	31,87	4,38	2,14	36,65	38,89
23		13,168	3,818	2,445	15,985	18,136	64,04	3,24	2,15	30,81	31,89	4,38	2,14	36,64	38,89
24		12,439	4,177	2,675	15,519	17,864	64,03	3,24	2,16	30,83	31,92	4,39	2,14	36,64	38,88

Tabela 33: Resultados obtidos através da primeira hipótese para o mês de dezembro, (caso3)

dezembro															
NTU								ΔP_{f_1}				ΔP_2			
Hora	$T_{f1\ ent}$ (°C)	$T_{f2\ ent}$ (°C)	\dot{q}_{max} (w)	\dot{q}_{real} (w)	$T_{f1\ sai}$ (°C)	$T_{f2\ sai}$ (°C)	€ (%)	ΔP_{ent} (Pa)	ΔP_{said} (Pa)	ΔP_{cont} (Pa)	ΔP_t (Pa)	ΔP_{ent} (Pa)	ΔP_{said} (Pa)	ΔP_{cont} (Pa)	ΔP_t (Pa)
1	21,00	11,717	13,551	5,644	17,134	15,513	41,65	23,33	19,30	92,24	96,27	39,80	19,41	110,28	130,67
2		11,026	14,567	6,066	16,847	15,097	41,64	23,36	19,32	92,28	96,32	39,86	19,44	110,28	130,70
3		10,387	15,507	6,461	16,578	14,716	41,66	23,38	19,34	92,33	96,36	39,91	19,46	110,29	130,74
4		9,821	16,340	6,806	16,345	14,374	41,65	23,40	19,36	92,36	96,40	39,96	19,49	110,30	130,77
5		9,347	17,038	7,094	16,149	14,087	41,64	23,41	19,37	92,39	96,44	40,00	19,51	110,30	130,79
6		8,980	17,579	7,317	15,998	13,864	41,62	23,42	19,38	92,42	96,46	40,03	19,52	110,31	130,82
7		8,733	17,944	7,467	15,896	13,713	41,61	23,43	19,39	92,43	96,48	40,05	19,53	110,31	130,83
8		8,612	18,123	7,539	15,847	13,638	41,60	23,44	19,39	92,44	96,49	40,06	19,54	110,31	130,84
9		8,753	17,915	7,451	15,907	13,723	41,59	23,43	19,38	92,43	96,48	40,05	19,53	110,31	130,83
10		9,696	16,525	6,871	16,300	14,291	41,58	23,40	19,36	92,37	96,41	39,97	19,49	110,30	130,78
11		11,300	14,164	5,889	16,968	15,256	41,57	23,35	19,32	92,27	96,30	39,84	19,43	110,28	130,69
12		13,206	11,366	4,727	17,759	16,398	41,59	23,28	19,26	92,14	96,16	39,68	19,35	110,26	130,59
13		14,988	8,757	3,644	18,498	17,461	41,62	23,23	19,22	92,03	96,04	39,54	19,28	110,23	130,48
14		16,247	6,918	2,882	19,020	18,209	41,66	23,19	19,18	91,95	95,95	39,44	19,23	110,21	130,41
15		16,700	6,256	2,609	19,207	18,479	41,71	23,17	19,17	91,92	95,92	39,40	19,22	110,20	130,39
16		16,634	6,352	2,652	19,178	18,441	41,75	23,17	19,17	91,92	95,92	39,41	19,22	110,20	130,39
17		16,439	6,636	2,771	19,096	18,327	41,76	23,18	19,18	91,93	95,94	39,42	19,23	110,20	130,40
18		16,122	7,100	2,965	18,963	18,140	41,76	23,19	19,19	91,95	95,96	39,45	19,24	110,21	130,42
19		15,691	7,729	3,227	18,783	17,885	41,76	23,20	19,20	91,98	95,99	39,48	19,26	110,22	130,44
20		15,163	8,502	3,550	18,563	17,572	41,75	23,22	19,21	92,02	96,03	39,52	19,28	110,22	130,47
21		14,552	9,395	3,922	18,309	17,210	41,74	23,24	19,23	92,06	96,07	39,57	19,30	110,23	130,51
22		13,880	10,378	4,331	18,029	16,810	41,73	23,26	19,25	92,10	96,12	39,63	19,33	110,24	130,54
23		13,168	11,422	4,766	17,733	16,386	41,72	23,29	19,27	92,15	96,17	39,68	19,35	110,25	130,58
24		12,439	12,491	5,210	17,430	15,950	41,71	23,31	19,28	92,19	96,22	39,74	19,38	110,26	130,62

Capítulo 4

Introdução ao sistema em estudo

4. Introdução ao sistema em estudo

Nesta secção realiza-se a caracterização do edifício em estudo. Realiza-se a análise das condições exteriores do projeto para o local onde encontra se situado o edifício. A análise é realizada para condição de inverno e verão em função das probabilidades. Apresenta-se também a evolução da temperatura na base horaria para todos os meses do ano.

Faz-se uma breve descrição do sistema de climatização existente atualmente no espaço e apresenta-se o esquema do sistema proposto.

4.1. Caracterização do edifício em estudo

A simulação foi efetuada para o bloco de Instituto Superior de Engenharia da Universidade do Algarve (Campus de Penha). O Instituto Superior de Engenharia situa-se no sul de Portugal, mais concretamente no concelho de Faro, localizando-se nas coordenadas (7°55'23.76W; 37° 1'35.6N) e com uma altitude média de 80 m. O mesmo encontra-se assinalada a azul na figura que se segue (ver Figura 22).

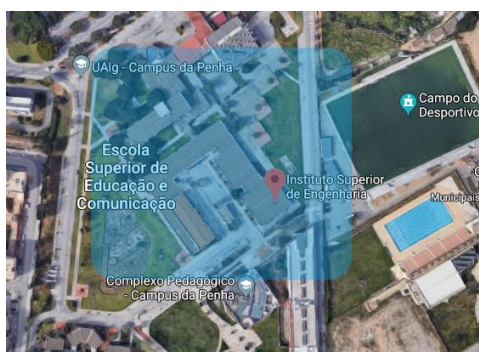


Figura 22: Localização do Instituto de Engenharia (google maps)

Este projeto será realizado para o 2º piso do bloco especificado a azul na Figura 23. O edifício a ser estudado é constituído por cave, piso 0 (rés-do-chão), piso 1 e piso 2.

No rés-do-chão encontram-se os serviços académicos e restaurante da escola, no primeiro e segundo piso encontram-se as salas de aula e os gabinetes dos professores. Acima do piso 2, encontra-se o terraço.



Figura 23: Localização do edifício em estudo (google maps)

Os principais locais envolvidos neste projeto é o primeiro andar, segundo andar, e o terraço. Em que o primeiro andar é constituído por oito (8) salas de aulas, dois (2) casa de banho e oito (8) gabinetes para os professores. O segundo andar é constituído por sete (7) salas de aulas, dois (2) casa de banho e nove (9) gabinetes para os professores.

4.2. Análise das condições exteriores do projeto

- **Condição de projeto para inverno e verão**

Abaixo na Tabela 34 e Tabela 35 apresenta a temperatura exterior de projeto para condição de inverno e verão para Faro segundo a ASRAE 2009.

Tabela 34: Temperatura exterior de projeto em função da probabilidade para condição de inverno

Inverno		
Probabilidade.	99,6%	99%
T(°C)	4,9	6,1

Tabela 35: Temperatura exterior de projeto em função da probabilidade para condição de verão

Verão			
Probabilidade	0,4%	1%	2%
T(°C)	31,9	30,2	29,0

- **Evolução da temperatura na base horária**

Nesta fase do trabalho será realizado um estudo do desenvolvimento horário das temperaturas ao longo do dia para todos os meses do ano. Recorrendo ao Instituto Português do Mar e da Atmosfera, (IPMA) e ao Climate-Data.org foi possível obter os dados meteorológicos de Faro.

A Tabela 36 apresenta os valores da temperatura segundo a normal climatológica de 1964– 1980. Em que os valores das médias das temperaturas máximas ($T_{med_{max}}$) e das médias das temperaturas mínimas ($T_{med_{min}}$) são apresentados segundo Climate-Data.org. Os dados meteorológicos apresentados pela Climate-Data.org foram coletados entre 1982 e 2012 [32].

Tabela 36: Valores da temperatura segundo a normal climatológica de 1964– 1980

	9h °C	15h °C	21h °C	$T_{med_{mensal}}$ °C	$T_{med_{max}}$ °C	$T_{med_{min}}$ °C
janeiro	10,5	15,1	11,4	12,0	16,0	7,8
fevereiro	11,5	15,9	11,9	12,6	16,7	8,5
março	12,9	16,8	12,3	13,2	18,3	9,3
abril	17,5	18,7	14,2	15,6	19,7	10,8
maio	18,2	20,9	16,6	17,3	22,1	13,0
junho	21,3	23,6	19,8	20,5	25,5	15,9
julho	24,5	27	23,2	23,2	28,6	18,0
agosto	24,6	27,1	23	23,2	28,8	18,2
setembro	22,6	25,3	20,8	21,3	26,8	17,1
outubro	18,4	21,7	17,1	18,3	23,3	14,5
novembro	14,2	18,5	13,6	14,6	19,3	11,0
dezembro	11,2	15,8	11,7	12,2	16,7	8,6

Segundo Mendes, et al. [33] a evolução da temperatura na base horária pode ser determinada através da equação (38). Em que o fator alfa (α_T) impõe o andamento aproximadamente sinusoidal à evolução da temperatura exterior. O fator alfa (α_T) foi determinado através das correlações apresentado pelo Ojer [34]. A Tabela 37 apresenta valores de α_T na base horária para Faro.

$$T = T_{max} - \alpha_T \times (T_{max} - T_{min}) \quad (38)$$

Tabela 37: Valores de alfa na base horária para Faro

Hora	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
0	0,63	0,66	0,69	0,73	0,76	0,76	0,76	0,73	0,69	0,65	0,63	0,62
1	0,71	0,74	0,78	0,81	0,85	0,85	0,85	0,82	0,78	0,74	0,71	0,70
2	0,79	0,82	0,85	0,89	0,91	0,92	0,92	0,89	0,85	0,82	0,79	0,78
3	0,86	0,89	0,91	0,94	0,96	0,96	0,96	0,94	0,92	0,89	0,86	0,85
4	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	0,99	0,99	0,98	0,96	0,94	0,92	0,91
5	0,96	0,98	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	0,98	0,96	0,95
6	0,99	1,00	1,00	0,99	0,96	0,96	0,96	0,99	1,00	1,00	0,99	0,98
7	1,00	0,99	0,96	0,91	0,87	0,86	0,86	0,91	0,96	0,99	1,00	1,00
8	0,97	0,92	0,86	0,79	0,73	0,73	0,73	0,78	0,85	0,92	0,97	0,98
9	0,84	0,77	0,69	0,62	0,57	0,57	0,57	0,62	0,69	0,77	0,84	0,86
10	0,64	0,57	0,50	0,44	0,40	0,40	0,40	0,44	0,50	0,57	0,64	0,67
11	0,41	0,36	0,31	0,27	0,24	0,24	0,24	0,27	0,31	0,36	0,41	0,43
12	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,11	0,11	0,13	0,15	0,17	0,20	0,21
13	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06
14	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
15	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
16	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03
17	0,07	0,08	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07
18	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,17	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12
19	0,19	0,21	0,22	0,24	0,26	0,26	0,26	0,24	0,22	0,21	0,19	0,19
20	0,27	0,29	0,31	0,33	0,35	0,35	0,35	0,33	0,31	0,29	0,27	0,27
21	0,36	0,38	0,40	0,43	0,46	0,46	0,46	0,43	0,40	0,38	0,36	0,35
22	0,45	0,47	0,50	0,53	0,56	0,56	0,56	0,53	0,50	0,47	0,44	0,44
23	0,54	0,56	0,60	0,63	0,67	0,67	0,67	0,64	0,60	0,56	0,54	0,53

Abaixo na Tabela 38 apresenta-se a evolução da temperatura na base horária para cada mês, determinado através da equação (38). Esta foi desenvolvida numa folha de cálculos do *software Excel*, em que os cálculos foram efetuados em função da $T_{med\ max}$ e $T_{med\ mín}$ através da equação (38). Como se pode verificar na mesma tabela a temperatura máxima no mês de é de 28,8°C registado no mês de agosto às catorze horas da tarde, e a temperatura mínima é de 7,8°C registado no mês de janeiro às sete horas da manhã.

Tabela 38: Evolução da temperatura na base horária

Hora	janeiro	fevereiro	março	abril	maio	junho	julho	agosto	setembro	outubro	novembro	dezembro
0	10,86	11,32	12,09	12,09	15,17	18,17	20,51	21,05	20,10	17,54	14,10	11,72
1	10,16	10,61	11,31	11,31	14,41	17,37	19,62	20,15	19,26	16,78	13,39	11,03
2	9,51	9,98	10,63	10,63	13,78	16,71	18,90	19,38	18,52	16,09	12,74	10,39
3	8,95	9,43	10,07	10,07	13,33	16,24	18,38	18,79	17,92	15,51	12,17	9,82
4	8,48	9,00	9,65	9,65	13,07	15,97	18,07	18,39	17,47	15,04	11,69	9,35
5	8,13	8,70	9,39	9,39	13,01	15,91	18,01	18,21	17,19	14,71	11,33	8,98
6	7,90	8,53	9,30	9,30	13,37	16,31	18,45	18,36	17,10	14,53	11,10	8,73
7	7,80	8,55	9,63	9,63	14,22	17,21	19,44	19,15	17,47	14,55	11,00	8,61
8	8,08	9,17	10,59	10,59	15,45	18,51	20,88	20,50	18,52	15,20	11,27	8,75
9	9,14	10,41	12,05	12,05	16,92	20,06	22,60	22,24	20,09	16,53	12,34	9,70
10	10,78	12,04	13,77	13,77	18,47	21,69	24,39	24,15	21,95	18,28	14,00	11,30
11	12,66	13,77	15,50	15,50	19,91	23,20	26,06	25,97	23,80	20,14	15,90	13,21
12	14,37	15,29	16,97	16,97	21,08	24,43	27,42	27,47	25,38	21,78	17,65	14,99
13	15,57	16,33	17,96	17,96	21,84	25,22	28,30	28,46	26,43	22,90	18,86	16,25
14	16,00	16,70	18,30	18,30	22,10	25,50	28,60	28,80	26,80	23,30	19,30	16,70
15	15,93	16,63	18,21	18,21	22,00	25,39	28,48	28,69	26,71	23,22	19,23	16,63
16	15,73	16,41	17,96	17,96	21,70	25,07	28,13	28,36	26,43	22,99	19,03	16,44
17	15,40	16,06	17,54	17,54	21,21	24,56	27,56	27,83	25,98	22,61	18,69	16,12
18	14,95	15,59	16,99	16,99	20,56	23,87	26,80	27,12	25,38	22,11	18,24	15,69
19	14,41	15,01	16,31	16,31	19,77	23,04	25,88	26,25	24,65	21,49	17,69	15,16
20	13,77	14,34	15,53	15,53	18,89	22,10	24,84	25,27	23,81	20,77	17,05	14,55
21	13,08	13,61	14,69	14,69	17,94	21,10	23,74	24,22	22,90	19,99	16,35	13,88
22	12,35	12,85	13,81	13,81	16,98	20,08	22,62	23,13	21,95	19,17	15,61	13,17
23	11,60	12,08	12,94	12,94	16,04	19,09	21,52	22,06	21,01	18,35	14,85	12,44

4.3. Esquema da instalação

4.3.1. Sistema atual

Abaixo apresenta-se a Figura 24, este ilustra o esquema do tipo de instalação do condicionamento do ar que é usado atualmente pelo edifício em estudo, em que os compartimentos A, B, C, D, E, F, G e H refere-se aos gabinetes dos professores e os compartimentos I, J, K, L refere-se as salas de aulas existente no edifício. As setas que se encontram ilustradas na mesma figura representam as perdas e ganhos de cargas térmicas através das aberturas existentes nos envolventes do edifício.

O controlo da temperatura de cada compartimento é realizado através do ar-condicionado do tipo *split* e a renovação do ar é realizado através das aberturas existentes nos envolventes de cada compartimento.

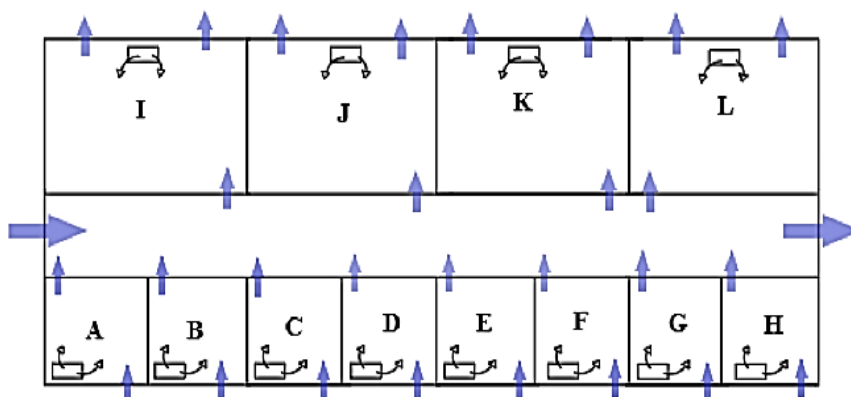


Figura 24: Esquema da instalação atual

4.3.2. Sistema a ser implementado

A Figura 25 apresenta-se o esquema da instalação em que o processo da renovação do ar no espaço é realizado através de uma unidade de tratamento de ar novo. As linhas azuis e vermelhas ilustradas na mesma figura, refere-se as condutas de insuflação e extração do ar no espaço, respetivamente.

Existe no local um sistema de ar condicionado do tipo *split*. Uma vez que a unidade de tratamento de ar novo não possui o controlo da temperatura e humidade relativa do ar insuflado em cada compartimento, ou seja, o ar insuflado nos diferentes compartimentos terá a mesma temperatura.

Pretende-se recorrer a um sistema de ar condicionado do tipo *split* existente no local, de forma a garantir a temperatura e humidade desejada em cada um dos compartimentos individualmente. O sistema de apoio (baterias de aquecimento e arrefecimento) deverá entregar em funcionamento apenas quando o sistema UTAN não for suficiente para suprir as necessidades da instalação.

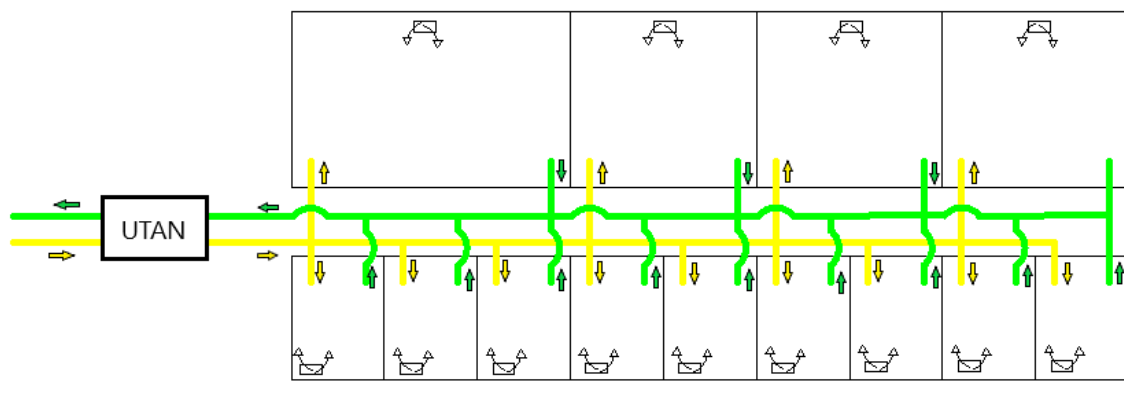


Figura 25: Esquema da instalação proposto

Basicamente o sistema da unidade de tratamento do ar novo irá efetuar a renovação do ar em cada compartimento ao longo de dia, aquecendo ou arrefecendo o ar insuflado dependendo das necessidades da instalação. Através de 2 ventiladores uma responsável pela insuflação e outra pela extração do ar no espaço. Encontra-se ainda incorporado no sistema um recuperador de calor de fluxos cruzados e baterias de aquecimento e arrefecimento. As baterias apenas entram em funcionamento quando o recuperador não conseguir satisfazer as necessidades do espaço.

Principais constituintes da UTAN

A unidade de tratamento de ar novo em estudo é constituída por baterias de aquecimento e arrefecimento, ventiladores de extração e de insuflação, possui também um recuperador de calor de placas planas com escoamento cruzado e os filtros (ver Figura 26).

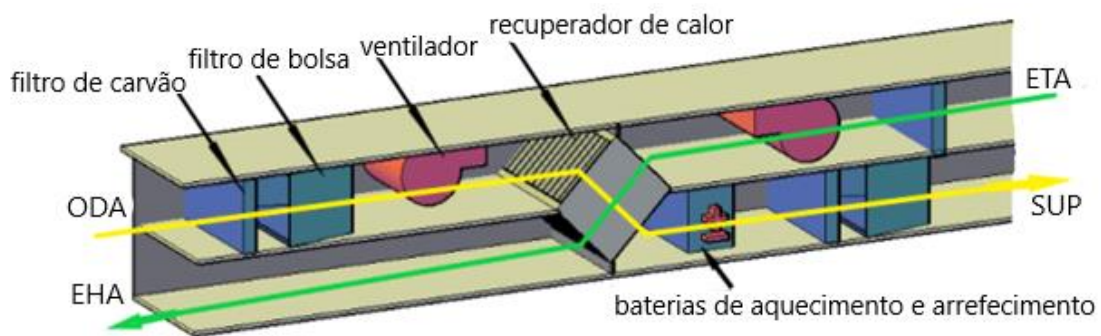


Figura 26: Esquema da UTAN

É de ressaltar que a UTAN terá uma construção modular e deverá existir portas de acesso em todos os módulos para proceder as operações de inspeção e manutenção, nomeadamente a baterias, filtros, recuperadores e ventiladores. No módulo de captação de ar novo será equipado com grelhas de proteção da chuva, dotada rede anti- pássaro, de forma a impedir a poluição da UTAN.

Na entrada e na saída de captação do ar novo encontra-se disposto pré filtros de modo a manter a eliminar as poluições existentes no ar e manter “limpa” o ar insuflado no espaço. De forma a garantir uma melhor efetividade na remoção das poluições existente no ar o sistema dispõe-se ainda de um filtro de bolsa maior efetividade (F7) na entrada e saída de captação do ar novo

4.3.3. Princípio de funcionamento da UTAN

Acima na Figura 26 apresenta-se a configuração utilizada para avaliar o desempenho da UTAN. Como se pode ver na mesma figura, a renovação do ar no espaço será efetuada com o ar 100% vindo do exterior e para renovação do mesmo utilizar-se-ão recuperadores de calor de placa plana do tipo AR/AR, dotados de dois circuitos de ar (um de insuflação e outro de extração), de fluxos cruzados no recuperador de calor, permitindo assim transferência de calor do ar de retorno para o ar novo de insuflação, conseguindo-se assim uma economia de energia. Encontra-se ainda incorporado ao sistema bateria de aquecimento e arrefecimento, estes serão responsáveis pela correção das cargas térmicas interiores e deverão possuir um eliminador de gotas. Encontra-se incorporado ao sistema unidades de filtração, estes serão responsáveis para a eliminação dos poluentes existentes no ar.

4.4. Dimensionamento do recuperador de calor

Nesta secção é realizado o dimensionamento do recuperador de calor que faz parte da UTAN. Realizou-se uma análise do modelo do comportamento térmico do recuperador de calor que faz parte da UTAN na base horaria para condição de inverno e verão. Apresenta-se também os valores da queda de pressão na base horaria do recuperador de calor dimensionado em função das necessidades da instalação para condição de inverno e verão.

Para o caso de estudo foi selecionado um recuperador de placas de fluxos cruzados, com um passe único.

4.4.1. Dimensões do recuperador de calor

Numa fase inicial as dimensões do recuperador de calor são desconhecidas, sendo assim determinou-se as dimensões da placa em função do caudal insuflado e da velocidade do escoamento a entrada do recuperador. O valor da velocidade do escoamento será um valor admitido.

Como a profundidade (P) do recuperador de calor é desconhecida aplicou-se as correlações matemáticas e foi determinado através da equação (40). Em que n_p refere-se ao número de placas ativas. É de ressaltar que a equação (39) e (40) é valido apenas quando n_p é ímpar. Para efeito de cálculos neste projeto o número de placa foi considerado sempre ímpar (ver Figura 12).

$$P = n_p \times x + n_p \times a + a \quad (39)$$

$$P = n_p \times (x + a) + a \quad (40)$$

Sabendo a profundidade (P) do recuperador de calor, a espessura da placa (x) e o espaçamento entre placa (a), o número de placa (n_p) pode ser determinado através da equação (41). O total dos números de canais (n_c) pode ser determinada através da equação (42). Os números de canais ocupada pelo fluido frio e fluido quente é obtida dividindo o n_c total por 2.

$$n_p = \frac{P - a}{x + a} \quad (41)$$

$$n_c = n_p + 1 \quad (42)$$

É de referir que numa primeira fase adota-se um valor para comprimento P do recuperador e em função do mesmo determina-se o número de placa (n_p). Mas se caso o número de placas obtido através da correlação for um número par o programa fará o arredondamento por excesso automaticamente e o valor considerado nos cálculos posteriores será um valor ímpar. Em relação ao espaçamento considerado inicialmente este será recalculada em função do número de placas obtido.

A área necessária para o escoamento dos dois fluidos ($A_{t c}$) é determinada através da equação (43), em que o parâmetro V_1 refere-se a velocidade à entrada e Q_{ins} refere-se ao caudal insuflado.

$$A_{t c} = \frac{Q_{ins}}{V_1} \quad (43)$$

Admitindo que geometria da placa é quadrada a largura e altura da placa poderá ser determinado através da equação (44).

$$L = h = \sqrt{A} \quad (44)$$

A área necessária para o caudal de passagem referente a cada fluido (A_f) pode ser determinada através do produto entre a altura da placa (h) e o espaçamento entre placas (a) ver equação (45).

$$A_f = h * a \quad (45)$$

4.4.2. Caudal de insuflação

O caudal volúmico de insuflação necessária foi determinado em função do número de ocupantes e da taxa de renovação do ar através da equação (46). Em que se considerou que a taxa de renovação de ar por pessoa é de 30 m³/h.

$$Q_{ins} = n^{\circ} \text{ de pessoas} \times \text{taxa de renovação de ar por pessoa} \quad (46)$$

Considerou-se que no espaço se encontra em média 20 pessoas em cada salas de aula e 2 em cada gabinete, resultando num total de 418 pessoas (ver Tabela 39).

Sabendo o número de pessoas existentes no espaço, aplicou-se a equação (46), obteve-se o caudal volúmico necessário de insuflação. Para os efeitos da realização dos primeiros ensaios considerou-se que o caudal do retorno é igual ao caudal insuflado.

Tabela 39: Dados do projeto

Taxa de renovação de ar/ pessoa (m ³ /h)	30
Nº de pessoas em cada Sala	20
Nº de pessoas em cada Gabinete	2
Total de Sala	20
Total de Gabinetes	9
Nº total de pessoas em salas	400
Nº total de pessoas em Gabinetes	18
Nº total de pessoas	418
Caudal insuflado (m³/h)	12540

4.4.3. Condições de projeto

De forma a obter o melhor proveito do recuperador de calor, tendo assim melhor efetividade do mesmo, foram realizadas várias simulações alterando alguns parâmetros, como a velocidade do escoamento, o espaçamento da placa, espessura da placa e o comprimento do recuperador. As simulações foram realizadas no programa desenvolvido para o efeito. A simulação foi realizada para o mês de dezembro e considerou-se que o espaço ventilado se encontra a uma temperatura constante de 21°C. O ANEXO 1 apresenta os resultados do programa obtidas nas três (3) iterações em função dos dados de entrada de forma, mas detalhada.

A Tabela 40 apresenta o valor da área de transferência de calor ($A_{t,c}$) obtida em função de número de pessoas na sala e os valores da espaçamento entre placas (a), espessura da placa (x), velocidade de entrada (V_{1f}) e comprimento do recuperador (P) considerado.

Tabela 40: Dados do projeto (continuação)

x (m)	0,001
a (m)	0,004
K_{placa} (alumínio) (W/(m.K))	237
$V_{1f_{ins}}$ (m/s)	1,4
$V_{1f_{ret}}$ (m/s)	1,4
A_{tc} (m ²)	2,4880
h (m)	1,58
l (m)	1,58
P (m)	2

A Tabela 41 apresenta os valores de número de placas (n_p), números de canais (n_c) e velocidade do escoamento dentro das condutas para o fluido de insuflação e retorno (V_{2f}) obtidas através da equação (41), (42) e (17). Como se pode constatar na mesma tabela, pode-se observar que este dispõe de dois valores para número de placa (n_p) e espaçamento entre placas (a). Numa primeira fase o programa determinou o número de placa (n_p) em função do comprimento (P) e do espaçamento entre placas (a) estabelecidos inicialmente, como programa foi dimensionada para operar com número de placas ímpares, este automaticamente arredonda por excesso o valor de número de placa obtido caso este seja um par e recalcula o valor do espaçamento.

Tabela 41: Valores obtidos através do programa desenvolvido

D_h (m)	0,007980
n_p	399,2
n_p considerado nos cálculos	401,0
a (m)	0,003977
n_c do f_{ins}	201
n_p do f_{ret}	201
$V_{2f_{ins}}$ (m/s)	3,5021
$V_{2f_{ret}}$ (m/s)	3,50218

4.4.4. Efetividade do recuperador de calor

Nesta secção determina-se a efetividade (ϵ) e a temperatura de saída dos fluidos do recuperador dimensionado para condições de projeto.

Com já foi mencionado anteriormente o espaço ventilado possui sistemas de ar condicionado do tipo *split*. Partiu-se do princípio de que este consegue garantir que a temperatura de cada compartimento esteja a volta de 21°C no inverno e 23°C no verão.

Em relação a humidade relativa este será controlado também pelo sistema ar condicionado do tipo *split* existente no espaço e estará entre 40 e 60 %. Dito isto pode-se então dizer que a temperatura do ar de retorno estará em volta de 21°C no inverno e 23°C no verão [3] [35].

Os cálculos foram efetuados na base horária e iterativamente, de forma a obter o coeficiente global de transmissão de calor, a temperatura de saída dos fluidos e a efetividade do recuperador.

O ar insuflado no espaço é o ar exterior a temperatura ambiente. Na Tabela 38 encontra apresentado os valores da evolução da temperatura na base horária para todos os meses do ano.

Depois das considerações anteriores, procedeu-se ao cálculo da efetividade do recuperador e temperatura de saída dos fluidos [24].

Segue explicação de forma sucinta dos passos realizados:

- 1- Todas as propriedades do fluido determinados na primeira iteração foram obtidas através da média da temperatura de entrada. E nas iterações seguintes foram obtidas através da equação (21);
- 2- O número de Re foi determinado através da equação(19);
- 3- O Nu e a R_{placa} foram obtidas através da equação (15) e (13);
- 4- O coeficiente de transferência de calor dos fluidos e o coeficiente global (U) de transmissão de calor foram obtidas através da equação (12) e (14), respetivamente;
- 5- O caudal volúmico e caudal mássico (\dot{m}) referente a cada fluido foram determinados através da equação (18) e (20) respetivamente;
- 6- A taxa da capacidade térmica (c) referente ao fluido quente e frio foram determinados através da equação (4) e (5);
- 7- O NTU e a efetividade (ϵ) do recuperador de calor foram determinados através da equação (11) e (9);
- 8- A taxa de transferência de calor máxima possível (\dot{q}_{max}) e a taxa de transferência de calor real (\dot{q}) foram determinadas através da equação (1) e (3);
- 9- Por fim, foi determinado a temperatura de saída e entrada do fluido quente (T_{qsai}) e frio (T_{fsai}) através da equação (7) e (8).

- **Resultados para Condição de inverno e verão**

Abaixo apresenta a Tabela 42 com continuação na Tabela 43 . Estas tabelas apresentam a simulação do recuperador de calor para condição de inverno com uma probabilidade de 99,6% de ocorrer 4,9°C e condição de verão com uma probabilidade de 0,4% de ocorrer 31,9°C. Pode-se notar nas mesmas tabelas que a efetividade do recuperador é maior para condição de verão.

Tabela 42: Valores obtidos para condição de inverno e verão com a probabilidade de 99,6% e 0,4%

	$T_{f\ ent\ ret}$ (°C)	$T_{f\ ent\ ins}$ (°C)	$Re_{D\ ret}$	$Re_{D\ ins}$	$\dot{m}_{f\ ret}$ (kg/s) $\times 10^{-2}$	$c_{f\ ret}$ (W/K)	$\dot{m}_{f\ ins}$ (kg/s) $\times 10^{-2}$	$c_{f\ ins}$ (W/K)	U (W/m ² .K)	NTU
Inverno	21,0	4,9	1909,16	1978,60	1,3429	13,511	1,3706	13,7881	12,1739	2,2418
Verão	23,0	31,9	1797,76	1764,67	1,2992	13,075	1,2865	12,9500	12,6551	2,4314

Tabela 43: Valores obtidos para condição de inverno e verão com a probabilidade de 99,6% e 0,4%

(Continuação)

	ϵ (%)	\dot{q}_{max} (W)	\dot{q}_{real} (W)	$T_{f\ sai\ ret}$ (°C)	$T_{f\ sai\ ins}$ (°C)
Inverno	64,12	217,536	139,493	10,676	15,017
Verão	65,29	115,255	75,255	28,755	26,089

- **Resultados na base horária**

Apresenta-se a simulação realizada para o mês de julho e dezembro nas Tabelas 44 e 45. A Tabela 44 apresenta os valores obtidos para o mês de dezembro e Tabela 45 apresenta valores obtidos para o mês de julho na base horária. Como se pode constatar nas mesmas tabelas para o caso de inverno e verão o recuperador de calor opera como esperado. Pois este aquece o ar insuflado quando a temperatura de retorno é maior que o insuflado, e arrefece quando se verifica o contrário. Para mais informação consultar o ANEXO 1.

Tabela 44: Valores obtidos para o mês de dezembro

Hora	dezembro														
	$T_{f\ ent\ ret}$ (°C)	$T_{f\ ent\ ins}$ (°C)	$Re_{D\ ret}$	$Re_{D\ ins}$	$\dot{m}_{f\ ret}$ (kg/s) $\times 10^{-2}$	$c_{f\ ret}$ (W /K)	$\dot{m}_{f\ ins}$ (kg/s) $\times 10^{-2}$	$c_{f\ ins}$ (W/K)	U (W/m ² .K)	NTU	ε (%)	\dot{Q}_{max} (W)	\dot{Q}_{real} (W)	$T_{f\ sai\ ret}$ (°C)	$T_{f\ sai\ ins}$ (°C)
1	21,00	11,72	1884,24	1922,74	1,3330	13,4129	1,3483	13,5655	12,2872	2,2793	64,21	124,506	79,939	15,040	17,610
2		11,03	1886,75	1928,28	1,3340	13,4228	1,3505	13,5875	12,2757	2,2755	64,20	133,882	85,948	14,597	17,351
3		10,39	1889,07	1933,42	1,3349	13,4320	1,3526	13,6080	12,2872	2,2760	64,22	142,557	91,552	14,184	17,115
4		9,82	1891,13	1937,99	1,3357	13,4402	1,3544	13,6262	12,2757	2,2725	64,21	150,246	96,475	13,822	16,901
5		9,35	1892,86	1941,84	1,3364	13,4470	1,3559	13,6415	12,2651	2,2694	64,20	156,695	100,601	13,519	16,722
6		8,98	1894,20	1944,82	1,3370	13,4523	1,3571	13,6534	12,2557	2,2668	64,19	161,691	103,794	13,284	16,582
7		8,73	1895,10	1946,84	1,3373	13,4559	1,3579	13,6615	12,2478	2,2647	64,18	165,069	105,948	13,126	16,488
8		8,61	1895,54	1947,83	1,3375	13,4576	1,3583	13,6654	12,2417	2,2633	64,18	166,716	106,993	13,050	16,441
9		8,75	1895,03	1946,68	1,3373	13,4556	1,3578	13,6608	12,2376	2,2629	64,17	164,792	105,746	13,141	16,494
10		9,70	1891,59	1939,01	1,3359	13,4420	1,3548	13,6302	12,2356	2,2648	64,15	151,952	97,484	13,748	16,848
11		11,30	1885,75	1926,08	1,3336	13,4189	1,3496	13,5788	12,2379	2,2691	64,14	130,164	83,485	14,779	17,448
12		13,21	1878,85	1910,91	1,3309	13,3916	1,3436	13,5185	12,2536	2,2767	64,14	104,370	66,941	16,001	18,158
13		14,99	1872,41	1896,91	1,3283	13,3663	1,3380	13,4630	12,2802	2,2859	64,16	80,355	51,553	17,143	18,817
14		16,25	1867,88	1887,12	1,3265	13,3485	1,3342	13,4243	12,3119	2,2949	64,19	63,449	40,727	17,949	19,281
15		16,70	1866,26	1883,62	1,3259	13,3421	1,3328	13,4105	12,3415	2,3015	64,23	57,371	36,847	18,238	19,448
16		16,63	1866,49	1884,13	1,3260	13,3430	1,3330	13,4125	12,3623	2,3052	64,26	58,251	37,430	18,195	19,425
17		16,44	1867,19	1885,63	1,3263	13,3458	1,3336	13,4184	12,3698	2,3062	64,27	60,863	39,116	18,069	19,355
18		16,12	1868,33	1888,09	1,3267	13,3502	1,3345	13,4281	12,3688	2,3052	64,27	65,126	41,857	17,865	19,239
19		15,69	1869,88	1891,43	1,3273	13,3563	1,3359	13,4413	12,3655	2,3035	64,27	70,903	45,570	17,588	19,082
20		15,16	1871,78	1895,55	1,3281	13,3638	1,3375	13,4576	12,3603	2,3012	64,27	78,011	50,137	17,248	18,888
21		14,55	1873,98	1900,32	1,3290	13,3725	1,3394	13,4765	12,3531	2,2984	64,27	86,224	55,413	16,856	18,664
22		13,88	1876,41	1905,59	1,3299	13,3820	1,3415	13,4974	12,3443	2,2952	64,26	95,279	61,228	16,425	18,416
23		13,17	1878,98	1911,21	1,3309	13,3922	1,3437	13,5197	12,3342	2,2915	64,26	104,886	67,395	15,968	18,153
24		12,44	1881,62	1916,99	1,3320	13,4026	1,3460	13,5426	12,3231	2,2877	64,25	114,734	73,715	15,500	17,883

Tabela 45: Valores obtidos para o mês de julho

Hora	julho														
	$T_{f\ ent\ ret}$ (°C)	$T_{f\ ent\ ins}$ (°C)	$Re_{D\ ret}$	$Re_{D\ ins}$	$\dot{m}_{f\ ret}$ (kg/s) $\times 10^{-2}$	$c_{f\ ret}$ (W/K)	$\dot{m}_{f\ ins}$ (kg/s) $\times 10^{-2}$	$c_{f\ ins}$ (W/K)	U (W/m ² .K)	NTU	ϵ (%)	\dot{q}_{max} (W)	\dot{q}_{real} (W)	$T_{f\ sai\ ret}$ (°C)	$T_{f\ sai\ ins}$ (°C)
1	23,00	20,51	1837,69	1847,45	1,3147	13,2302	1,3185	13,2684	12,4661	2,3444	64,49	32,962	21,258	21,393	22,111
2		19,62	1840,83	1854,14	1,3159	13,2425	1,3211	13,2945	12,4513	2,3394	64,48	44,746	28,854	20,821	21,791
3		18,90	1843,39	1859,60	1,3169	13,2525	1,3233	13,3159	12,4661	2,3404	64,51	54,348	35,061	20,354	21,532
4		18,38	1845,25	1863,58	1,3176	13,2598	1,3248	13,3316	12,4513	2,3364	64,50	61,326	39,553	20,017	21,342
5		18,07	1846,33	1865,88	1,3181	13,2640	1,3258	13,3406	12,4393	2,3334	64,48	65,354	42,143	19,823	21,232
6		18,01	1846,53	1866,32	1,3181	13,2648	1,3259	13,3423	12,4306	2,3316	64,47	66,127	42,634	19,786	21,210
7		18,45	1844,98	1863,00	1,3175	13,2587	1,3246	13,3293	12,4256	2,3317	64,46	60,314	38,878	20,068	21,368
8		19,44	1841,45	1855,47	1,3162	13,2449	1,3217	13,2997	12,4246	2,3340	64,45	47,088	30,347	20,709	21,727
9		20,88	1836,36	1844,65	1,3142	13,2251	1,3174	13,2574	12,4318	2,3389	64,44	28,011	18,051	21,635	22,244
10		22,60	1830,31	1831,87	1,3118	13,2015	1,3124	13,2076	12,4484	2,3461	64,45	5,318	3,427	22,740	22,857
11		24,39	1823,99	1818,62	1,3093	13,1770	1,3072	13,1562	12,4723	2,3587	64,57	18,330	11,835	23,898	23,494
12		26,06	1818,12	1806,43	1,3070	13,1543	1,3025	13,1092	12,5008	2,3726	64,72	40,161	25,990	24,976	24,081
13		27,42	1813,39	1796,63	1,3052	13,1360	1,2987	13,0715	12,5306	2,3851	64,84	57,725	37,431	25,850	24,553
14		28,30	1810,31	1790,31	1,3040	13,1241	1,2963	13,0473	12,5583	2,3948	64,94	69,089	44,865	26,419	24,857
15		28,60	1809,25	1788,12	1,3036	13,1200	1,2954	13,0390	12,5808	2,4007	64,99	73,018	47,453	26,617	24,961
16		28,48	1809,67	1788,97	1,3038	13,1216	1,2958	13,0422	12,5954	2,4028	65,00	71,481	46,463	26,541	24,918
17		28,13	1810,90	1791,50	1,3042	13,1264	1,2967	13,0519	12,6004	2,4020	64,99	66,934	43,497	26,314	24,796
18		27,56	1812,89	1795,61	1,3050	13,1341	1,2983	13,0676	12,5985	2,3988	64,95	59,569	38,688	25,946	24,598
19		26,80	1815,55	1801,11	1,3060	13,1444	1,3004	13,0887	12,5926	2,3938	64,89	49,700	32,250	25,454	24,333
20		25,88	1818,77	1807,77	1,3073	13,1568	1,3030	13,1143	12,5832	2,3873	64,82	37,747	24,467	24,860	24,013
21		24,84	1822,40	1815,32	1,3087	13,1709	1,3060	13,1435	12,5705	2,3796	64,73	24,230	15,685	24,191	23,650
22		23,74	1826,29	1823,43	1,3102	13,1859	1,3091	13,1748	12,5553	2,3711	64,64	9,738	6,295	23,477	23,261
23		22,62	1830,24	1831,74	1,3118	13,2013	1,3123	13,2071	12,5381	2,3631	64,57	5,081	3,281	22,751	22,864
24		21,52	1834,10	1839,87	1,3133	13,2163	1,3155	13,2388	12,5198	2,3570	64,56	19,536	12,612	22,046	22,474

4.4.6. Queda de pressão

Os valores da queda pressão a entrada, saída e contínuo foram determinados através da equação (24), (25) e (26).

Os valores de K_c e K_e foram obtidos através da Figura 10. Como pode-se notar na mesma figura apesar de este ser muito útil não é muito prático. Abaixo apresenta-se o gráfico desenvolvido numa folha de cálculo do *software Excel* com base na Figura 10, através da qual obteve-se uma correlação que relaciona o número de Reynolds e o (σ). O (σ) foi determinado através da equação (28) [29].

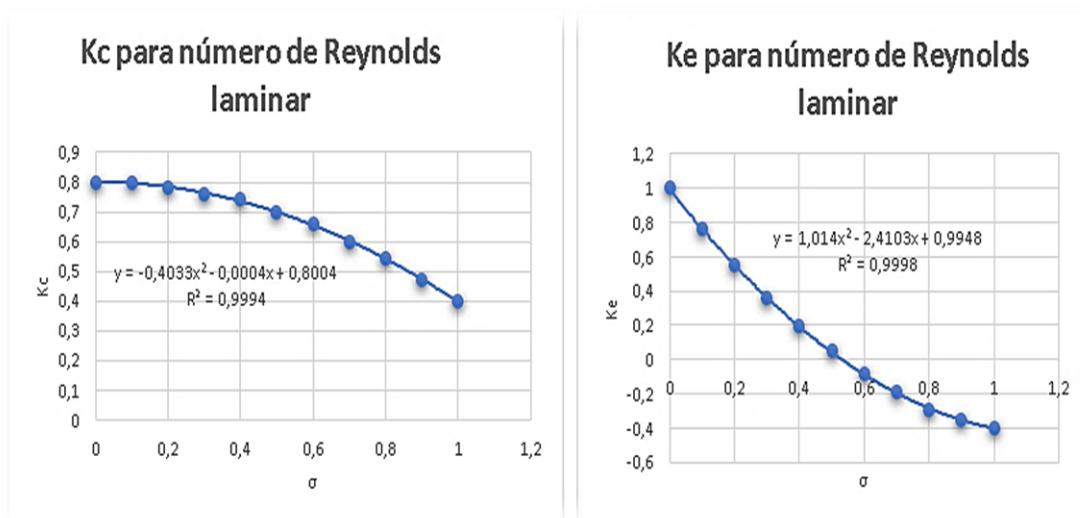


Figura 27: Valores de K_e e K_c

Em relação a velocidade na entrada do recuperador e dentro das condutas estes já foram determinados e apresentados na Tabela 40 e Tabela 41 respetivamente.

- **Resultados**

A Tabela 46 com continuação na Tabela 47 apresenta valores obtidos d queda de pressão para condição de inverno e verão com a probabilidade de 99,6% e 0,4%.

Tabela 46: Valores obtidos d queda de pressão para condição de inverno e verão com a probabilidade de ocorrência 99,6% e 0,4% respectivamente

	Fluido de retorno						
	\dot{m} (kg/s)	G (kg/m ² s)	f_a	ΔP_{ent} (Pa)	$\Delta P_{saíd}$ (Pa)	ΔP_{cont} (Pa)	ΔP_t (Pa)
Inverno	0,013	4,257	0,0503	11,060	6,053	74,540	79,547
Verão	0,013	4,118	0,0534	10,416	5,700	75,856	80,572

Tabela 47: Valores obtidos da queda de pressão para condição de inverno e verão com a probabilidade de ocorrência 99,6% e 0,4% respectivamente (continuação)

	Fluido insuflado						
	\dot{m} (kg/s)	G (kg/m ² s)	f_a	ΔP_{ent} (Pa)	$\Delta P_{saíd}$ (Pa)	ΔP_{cont} (Pa)	ΔP_t (Pa)
Inverno	0,014	4,344	0,0485	10,895	5,962	73,404	78,337
Verão	0,013	4,078	0,0544	10,503	5,748	77,232	81,988

A Tabela 48 e Tabela 49 apresenta valores obtidos de queda de pressão na base horaria para o mês de dezembro e julho.

Tabela 48: Valores da queda de pressão para o caso em estudo para dezembro

Hora	dezembro													
	Ar de retorno							Ar insuflado						
	\dot{m} (kg/s)	G (kg/m ² s)	f_a	ΔP_{ent} (Pa)	ΔP_{said} (Pa)	ΔP_{cont} (Pa)	ΔP_t (Pa)	\dot{m} (kg/s)	G (kg/m ² s)	f_a	ΔP_{ent} (Pa)	ΔP_{said} (Pa)	ΔP_{cont} (Pa)	ΔP_t (Pa)
0	0,013	4,225	0,0509	10,894	5,962	74,948	79,880	0,013	4,274	0,0499	10,799	5,910	74,289	79,179
1	0,013	4,229	0,0509	10,911	5,971	75,713	80,653	0,014	4,281	0,0498	10,809	5,915	74,198	79,092
2	0,013	4,231	0,0508	10,926	5,979	75,727	80,674	0,014	4,287	0,0497	10,817	5,920	74,115	79,012
3	0,013	4,234	0,0508	10,940	5,987	75,739	80,692	0,014	4,293	0,0495	10,825	5,924	74,041	78,942
4	0,013	4,236	0,0507	10,951	5,993	75,987	80,946	0,014	4,298	0,0494	10,832	5,928	73,979	78,883
5	0,013	4,238	0,0507	10,960	5,998	76,057	81,019	0,014	4,302	0,0494	10,837	5,930	73,931	78,838
6	0,013	4,239	0,0507	10,966	6,001	76,127	81,092	0,014	4,304	0,0493	10,840	5,932	73,899	78,807
7	0,013	4,240	0,0506	10,969	6,003	76,195	81,162	0,014	4,306	0,0493	10,842	5,933	73,884	78,793
8	0,013	4,239	0,0507	10,966	6,001	76,268	81,233	0,014	4,304	0,0493	10,840	5,932	73,902	78,810
9	0,013	4,235	0,0508	10,943	5,988	76,378	81,332	0,014	4,294	0,0495	10,827	5,925	74,025	78,927
10	0,013	4,227	0,0509	10,904	5,967	76,513	81,450	0,013	4,278	0,0498	10,805	5,913	74,235	79,127
11	0,013	4,219	0,0511	10,858	5,942	76,653	81,569	0,013	4,259	0,0502	10,779	5,899	74,486	79,366
12	0,013	4,211	0,0513	10,816	5,919	76,750	81,647	0,013	4,241	0,0506	10,756	5,886	74,722	79,592
13	0,013	4,205	0,0514	10,787	5,903	76,703	81,587	0,013	4,229	0,0509	10,739	5,877	74,890	79,752
14	0,013	4,203	0,0514	10,777	5,897	76,514	81,393	0,013	4,225	0,0510	10,733	5,874	74,950	79,810
15	0,013	4,203	0,0514	10,778	5,898	76,254	81,134	0,013	4,225	0,0510	10,734	5,874	74,941	79,801
16	0,013	4,204	0,0514	10,783	5,901	76,006	80,888	0,013	4,227	0,0509	10,736	5,875	74,915	79,776
17	0,013	4,205	0,0514	10,790	5,905	75,822	80,707	0,013	4,230	0,0508	10,741	5,878	74,872	79,735
18	0,013	4,207	0,0513	10,800	5,910	75,736	80,626	0,013	4,234	0,0508	10,746	5,881	74,815	79,680
19	0,013	4,210	0,0513	10,813	5,917	75,711	80,606	0,013	4,240	0,0506	10,753	5,884	74,744	79,613
20	0,013	4,213	0,0512	10,827	5,925	75,697	80,599	0,013	4,246	0,0505	10,761	5,889	74,663	79,535
21	0,013	4,216	0,0512	10,843	5,934	75,695	80,604	0,013	4,252	0,0504	10,770	5,894	74,574	79,450
22	0,013	4,219	0,0511	10,860	5,943	75,706	80,623	0,013	4,259	0,0502	10,780	5,899	74,480	79,360
23	0,013	4,222	0,0510	10,877	5,952	75,728	80,653	0,013	4,267	0,0501	10,789	5,904	74,384	79,269

Tabela 49: Valores da queda de pressão para o caso em estudo para julho

Hora	julho													
	Ar de retorno							Ar insuflado						
	\dot{m} (kg/s)	G (kg/m ² s)	f_a	ΔP_{ent} (Pa)	ΔP_{said} (Pa)	ΔP_{cont} (Pa)	ΔP_t (Pa)	\dot{m} (kg/s)	G (kg/m ² s)	f_a	ΔP_{ent} (Pa)	ΔP_{said} (Pa)	ΔP_{cont} (Pa)	ΔP_t (Pa)
0	0,013	4,167	0,0522	10,664	5,836	75,779	80,608	0,013	4,179	0,0520	10,639	5,822	75,598	80,415
1	0,013	4,171	0,0522	10,684	5,847	75,992	80,829	0,013	4,188	0,0518	10,650	5,828	75,476	80,298
2	0,013	4,174	0,0521	10,701	5,856	76,003	80,848	0,013	4,195	0,0516	10,659	5,833	75,378	80,204
3	0,013	4,177	0,0520	10,713	5,862	76,011	80,862	0,013	4,200	0,0515	10,666	5,837	75,306	80,135
4	0,013	4,178	0,0520	10,720	5,866	75,930	80,783	0,013	4,202	0,0515	10,670	5,839	75,265	80,096
5	0,013	4,178	0,0520	10,721	5,867	76,038	80,892	0,013	4,203	0,0514	10,671	5,839	75,258	80,089
6	0,013	4,176	0,0520	10,711	5,861	76,158	81,007	0,013	4,199	0,0515	10,665	5,836	75,317	80,146
7	0,013	4,172	0,0521	10,688	5,849	76,290	81,129	0,013	4,189	0,0517	10,652	5,829	75,452	80,275
8	0,013	4,166	0,0523	10,656	5,831	76,425	81,249	0,013	4,176	0,0520	10,634	5,820	75,650	80,465
9	0,013	4,158	0,0525	10,617	5,810	76,548	81,355	0,013	4,160	0,0524	10,613	5,808	75,887	80,693
10	0,013	4,150	0,0526	10,577	5,788	76,613	81,403	0,013	4,144	0,0528	10,591	5,796	76,139	80,935
11	0,013	4,143	0,0528	10,541	5,768	76,600	81,373	0,013	4,129	0,0531	10,571	5,785	76,377	81,163
12	0,013	4,137	0,0529	10,511	5,752	76,510	81,269	0,013	4,117	0,0534	10,555	5,776	76,571	81,350
13	0,013	4,133	0,0530	10,492	5,742	76,354	81,105	0,013	4,109	0,0536	10,545	5,771	76,699	81,473
14	0,013	4,132	0,0531	10,486	5,738	76,153	80,900	0,013	4,106	0,0537	10,541	5,769	76,744	81,516
15	0,013	4,133	0,0530	10,488	5,740	75,941	80,689	0,013	4,107	0,0537	10,543	5,769	76,726	81,500
16	0,013	4,134	0,0530	10,496	5,744	75,754	80,506	0,013	4,110	0,0536	10,547	5,772	76,675	81,450
17	0,013	4,137	0,0530	10,508	5,750	75,611	80,369	0,013	4,115	0,0535	10,554	5,775	76,592	81,371
18	0,013	4,140	0,0529	10,525	5,760	75,524	80,289	0,013	4,122	0,0533	10,563	5,780	76,483	81,265
19	0,013	4,144	0,0528	10,545	5,770	75,476	80,251	0,013	4,130	0,0531	10,574	5,786	76,351	81,138
20	0,013	4,148	0,0527	10,567	5,783	75,449	80,233	0,013	4,140	0,0529	10,586	5,793	76,203	80,996
21	0,013	4,153	0,0526	10,592	5,796	75,443	80,238	0,013	4,150	0,0526	10,599	5,800	76,047	80,846
22	0,013	4,158	0,0525	10,617	5,810	75,459	80,266	0,013	4,160	0,0524	10,613	5,808	75,890	80,695
23	0,013	4,163	0,0523	10,641	5,823	75,497	80,315	0,013	4,170	0,0522	10,626	5,815	75,738	80,549

4.4.7. Baterias de aquecimento e arrefecimento

Como é de se notar nas etapas anteriores o recuperador de placas com fluxo cruzado operando sozinho nem sempre consegue suprir as necessidades do projeto. Nesta secção pretende-se determinar a taxa de transferência de calor (\dot{q}) das baterias para que o ar insuflado no espaço esteja dentro dos limites estipulados pela norma ISO 7730-2013 [35]. Considerou-se que o sistema UTAN além de operar com o recuperador de calor de placas com fluxos cruzados não misturados, este irá operar com um recuperador de calor de tubos com de alhetas com fluxos cruzado não misturado também. O recuperador de calor de tubos com alhetas com fluxos cruzado terá as funções de uma bateria, aquecendo ou arrefecendo o ar insuflado. Como se pode ver na Figura 26 as baterias encontram-se disposto logo a seguir ao recuperador de calor no circuito de insuflação. Sendo assim assume-se que a temperatura verificada à entrada das baterias é sensivelmente igual a temperatura verificada a saída do recuperador de calor no circuito de insuflação. Pretende-se que a temperatura à saída das baterias estejam aproximadamente 21°C no inverno e 23°C no verão.

- **Resultados**

A Tabela 50 e 51 apresenta os valores da taxa de transferência de calor (\dot{q}) para as baterias de modo a que este consiga manter a temperatura do espaço dentro dos valores estipulados para o inverno e verão, em que esta foi determinada através da equação (2).

Pode-se constatar na Tabela 50 que a taxa de transferência de calor (\dot{q}) que as baterias deverão ter sem auxílio do recuperador de calor é de 68, 992 kW verificada no mês de dezembro às 7 da manhã, em que o ar entra no recuperador de calor a 8,61 °C. Enquanto que a taxa de transferência de calor necessária que as baterias deverão ter com auxílio do recuperador de calor é de 24, 707 kW como se pode ver na Tabela 51. Em que o ar entra no recuperador de calor a 8,61 °C. O ar é aquecido até 16,44°C pelo recuperador de calor e é novamente aquecido pelas baterias até aos 21°C.

Tabela 50: Valor da taxa de transferência de calor máxima possível das baterias na base horária para o mês de inverno e verão sem auxílio do recuperador de calor

Hora	dezembro					julho				
	$T_{f\ ent}$ (°C)	$T_{f\ said}$ (°C)	\dot{m}_f (kg/s)	C_f (W /K)	\dot{q} (kW)	$T_{f\ ent}$ (°C)	$T_{f\ said}$ (°C)	\dot{m}_f (kg/s)	C_f (W /K)	\dot{q} (kW)
0	11,717	21	5,4758	5508,89	51,136	20,509	21	5,3144	5347,85	2,628
1	11,026		5,4890	5522,17	55,079	19,621		5,3301	5363,46	7,396
2	10,387		5,5014	5534,51	58,739	18,899		5,3429	5376,27	11,296
3	9,821		5,5123	5545,50	61,992	18,375		5,3523	5385,63	14,137
4	9,347		5,5216	5554,75	64,728	18,073		5,3577	5391,05	15,781
5	8,980		5,5288	5561,94	66,852	18,015		5,3588	5392,09	16,096
6	8,733		5,5336	5566,82	68,290	18,451		5,3509	5384,27	13,725
7	8,612		5,5360	5569,20	68,992	19,445		5,3332	5366,58	8,346
8	8,753		5,5332	5566,42	68,173	20,882		5,3079	5341,33	0,630
9	9,696		5,5148	5547,95	62,715	22,597		5,2781	5311,68	8,484
10	11,300		5,4838	5516,90	53,514	24,393		5,2475	5281,22	17,920
11	13,206		5,4475	5480,62	42,714	26,064		5,2195	5253,43	26,601
12	14,988		5,4141	5447,31	32,748	27,416		5,1972	5231,29	33,564
13	16,247		5,3909	5424,15	25,783	28,295		5,1829	5217,09	38,060
14	16,700		5,3826	5415,87	23,288	28,600		5,1780	5212,20	39,613
15	16,634		5,3838	5417,07	23,649	28,481		5,1799	5214,11	39,005
16	16,439		5,3874	5420,62	24,721	28,128		5,1856	5219,77	37,208
17	16,122		5,3932	5426,43	26,471	27,559		5,1949	5228,98	34,295
18	15,691		5,4011	5434,33	28,848	26,797		5,2074	5241,38	30,385
19	15,163		5,4109	5444,09	31,780	25,878		5,2226	5256,48	25,643
20	14,552		5,4222	5455,41	35,176	24,843		5,2399	5273,68	20,269
21	13,880		5,4348	5467,96	38,931	23,739		5,2585	5292,25	14,496
22	13,168		5,4482	5481,34	42,929	22,615		5,2778	5311,38	8,578
23	12,439	5,4620	5495,13	47,042	21,522	5,2967	5330,20	2,781		

Tabela 51: Valor da taxa de transferência de calor máxima possível das baterias na base horária para o mês de inverno e verão com auxílio do recuperador de calor

Hora	dezembro					julho				
	$T_{f\ ent}$ (°C)	$T_{f\ said}$ (°C)	\dot{m}_f (kg/s)	C_f (W /K)	\dot{q} (KW)	$T_{f\ ent}$ (°C)	$T_{f\ said}$ (°C)	\dot{m}_f (kg/s)	C_f (W /K)	\dot{q} (KW)
0	17,610	21	5,3661	5398,57	18,300	20,824	21	5,3089	5342,27	0,938
1	17,351		5,3708	5403,21	19,715	20,506		5,3144	5347,74	2,640
2	17,115		5,3751	5407,47	21,010	20,247		5,3190	5352,20	4,029
3	16,901		5,3790	5411,32	22,180	20,058		5,3223	5355,47	5,044
4	16,722		5,3822	5414,56	23,164	19,949		5,3243	5357,37	5,633
5	16,582		5,3848	5417,08	23,930	19,927		5,3247	5357,74	5,747
6	16,488		5,3865	5418,80	24,451	20,085		5,3219	5355,02	4,902
7	16,441		5,3874	5419,65	24,707	20,442		5,3156	5348,84	2,982
8	16,494		5,3864	5418,70	24,418	20,958		5,3065	5339,99	0,225
9	16,848		5,3799	5412,28	22,473	21,569		5,2959	5329,59	3,031
10	17,448		5,3690	5401,48	19,185	22,203		5,2849	5318,88	6,399
11	18,158		5,3562	5388,80	15,314	22,788		5,2748	5309,09	9,492
12	18,817		5,3444	5377,14	11,736	23,257		5,2668	5301,30	11,966
13	19,281		5,3361	5369,01	9,232	23,560		5,2616	5296,31	13,556
14	19,448		5,3332	5366,09	8,330	23,663		5,2598	5294,62	14,098
15	19,425		5,3336	5366,48	8,452	23,620		5,2606	5295,32	13,874
16	19,355		5,3348	5367,71	8,832	23,498		5,2627	5297,33	13,231
17	19,239		5,3369	5369,74	9,457	23,301		5,2660	5300,59	12,194
18	19,082		5,3397	5372,49	10,306	23,037		5,2705	5304,96	10,805
19	18,888		5,3431	5375,90	11,353	22,717		5,2760	5310,27	9,120
20	18,664		5,3471	5379,85	12,567	22,356		5,2822	5316,31	7,211
21	18,416		5,3516	5384,22	13,911	21,969		5,2889	5322,82	5,159
22	18,153		5,3563	5388,89	15,342	21,573		5,2958	5329,51	3,054
23	17,883	5,3612	5393,71	16,815	21,186	5,3025	5336,10	0,991		

Capítulo 5

Conclusões

5. Conclusão

A realização deste projeto foi concebida para fazer a simulação dinâmica do desempenho do recuperador de calor em unidades de tratamento de ar novo. A simulação foi realizada para um dos blocos de Instituto Superior de Engenharia da Universidade do Algarve (Campus de Penha), tendo em vista a climatização dos gabinetes e salas de aulas presentes no espaço. A UTAN será a responsável pela renovação, tratamento, aquecimento e arrefecimento do ar no espaço. O sistema proposto é constituído por 2 ventiladores, uma responsável pela insuflação e outra pela extração do ar no espaço. Encontra-se incorporado no sistema um recuperador de calor de fluxos cruzados e baterias de aquecimento e arrefecimento. As baterias apenas entram em funcionamento quando o recuperador não conseguir satisfazer as necessidades do espaço.

Além do recuperador, baterias e ventiladores o sistema também irá possuir filtros de ar. Para a realização da simulação dinâmica do desempenho energético da UTAN foi desenvolvido um programa no *software Excel* e este foi validado através de vários ensaios de medições experimentais. As medições foram realizadas num recuperador de calor disponibilizado pela empresa EVAC nas seguintes dimensões ($0,36 \times 0,20 \times 0,20$ m). Durante o processo de validação do programa vários métodos foram aplicados e posteriormente comparados entre eles.

Numa primeira fase dedicou-se a validação do programa. Para isso realizou-se uma simulação dinâmica do desempenho energético do permutador da EVAC em função dos dados de entrada e saída apresentado pelo fabricante e ensaios laboratoriais. O objetivo nessa etapa era validar o programa desenvolvido, para que posteriormente este fosse usado para o dimensionamento do recuperador de calor em função das necessidades do caso em estudo.

Uma vez validado o programa com dados experimentais e facultados pelo fabricante, o modelo desenvolvido foi usado para dimensionar o recuperador de calor para o caso de estudo face as suas necessidades.

Após todas as medições e cálculos realizados, segundo o programa desenvolvido chegou-se à seguinte conclusão face as necessidades das condições de projeto:

- Decidiu-se manter o sistema de ar condicionado tipo *split* existentes no espaço, pois este terá a responsabilidade vencer as cargas térmicas perdidas pela envolvente e vãos mantendo dessa forma o espaço a uma temperatura e humidade constante;
- O recuperador de calor dimensionado possui 402 canais operando 401 placas tendo 0,1 cm de espessura e 0,39cm de espaçamento entre elas. A altura e largura da placa é de 1,58 m. A profundidade do recuperador de calor é de 2 m;
- A velocidade do escoamento dos fluidos quente e frio é de 1,4 m/s;
- A efetividade e a diferença de pressão do recuperador de calor são aproximadamente 64% e 84 Pa respetivamente;
- Em relação as baterias, através das correlações empíricas obteve-se a taxa de transferência de calor de 24, 707 kW.

6. BIBLIOGRAFIA

1. **DRE.** Decreto-Lei n.º 118/2013. 1.ª série, 2013, N.º 159.
2. **Jones, W P.** *Engenharia de ar condicionado*. Rio de Janeiro : Campus Ltda, 1983.
3. **ASHRAE.** *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. s.l. : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2001.
4. **DAIKIN.** *Catálogo de Ventilação*. 10 de 10 de 2013.
5. **Wang, Shan.** *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. 2º. 2000.
6. **Jeong Kim, Hui, et al.** *Energy benefit of a dedicated outdoor air system over a desiccant-enhanced evaporative air conditioner*. 5 de 09 de 2016.
7. **Laughman, Christopher , Qiao, Hongtao e Bo, Scott .** *Simulation and Optimization of Integrated Air-Conditioning and Ventilation Systems*. 2017.
8. **Xiao, Fu, Ge, Gaoming e Niu, Xiaofeng .** *Control performance of a dedicated outdoor air system adopting liquid desiccant dehumidification*. Departamento de Engenharia de Serviços de Construção, Universidade Politécnica de Hong Kong, Kowloon, H. 2010.
9. *Investigation of a single room ventilation heat recovery exchanger under frosting conditions: Modeling, experimental validation and operating strategies evaluation*. **Gendebien, Samuel , Parthoens, Antoine e Lemort, Vincent .** Thermodynamics Laboratory, University of Liège, Sart Tilman Campus B49,B-4000 Liège, Belgium : s.n., 2012.
10. *Experimental analysis of an air-to-air heat recovery unit for balanced ventilation systems in residential buildings*. **Seara, José Fernández, et al.** Área de Máquinas e Motores Térmicos, ETS de Ingenieros Industriales, Universidade de Vigo, Campus Lagoas-Marcosende : s.n., 2011.
11. **DRE, -República Electrónico Diário da.** *Portaria n.º 987/93*.
12. **Instruel.** *Ventilação*. 2011.
13. **DRE.** *Portaria n.º 353-A/2013*. 1.ª série, 2013, N.º 235.

14. **Saber, Esmail , et al.** *Thermal comfort and IAQ analysis of a decentralized DOAS system coupled with radiant cooling for the tropics.* School of Design and Environment, National University of Singapore, Singapore. 2014.
15. **Anvisa , Agência Nacional de Vigilância Sanitária.** *Guia da Qualidade para Sistemas de Tratamento de Ar e Monitoramento Ambiental na Indústria Farmacêutica.* Brasília : s.n., 2013.
16. **Jesus , Miguel e Lapa, Pedro .** *Unidades De Tratamento de Ar.* 2016.
17. **Pintarello, Marco, et al.** *Application of artificial neural networks to the simulation of a Dedicated Outdoor Air System (DOAS).* Università IUAV di Venezia, Dorsoduro, 2206, Veneza 30123, Itáli. 2018.
18. **Carel.** Soluções para umidificação do ar e resfriamento evaporativo. [Online] 2012. <http://www.carel-japan.com/wp-content/themes/carel-japan/pdf/+800003005.pdf>.
19. **Sodeca.** *Recuperadores de calor unidades de filtração e tratamento de ar.* 2018.
20. **Brito, Vladimir.** *Tratamento e distribuição do ar em sistemas de climatização.* 2010.
21. **CLIMAPORTUGAL, Sociedade Importadora de Equipamentos de Climatização, Lda.** *Filtros & Mantas.* Portugal : s.n.
22. **LINTER, Filtros Industriais LTDA.** *Elementos filtrantes.* São Paulo : s.n.
23. *Definition of filtration performance from EN 779 to ISO 16890.* **Courtesy, Sylvain .** 2017, REHVA Journal.
24. **Bergman, Theodore, et al.** *Fundamentos de Transferência de calor e Massa.* 7º. Rio de Janeiro : LTC, 2014.
25. **Rafati Nasr, Mohammad, et al.** *A review of frosting in air-to-air energy exchangers.* Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan, 57 Campus Drive, Saskatoon, SK, Canada S7N 5A9. 2013.
26. **Çengel, Yunus A.** *Heat Transfer-A Practical Approach.* s.l. : McGraw-Hill Companies, Inc., New York, 2007.
27. **Ozisik, Necati.** *Transferência de calor.* Rio de janeiro : GUANABARA KOOGAN S.A, 1990.
28. **P.Holman, J.** *Transferência de Calor e Massa.* s.l. : Concepción Fernández Madrid, 1998.
29. **Shah, Ramesh K. e Sekulic, Dusan P.** *Fundamentals of heat exchanger design.* Canada : s.n., 2003.

30. **ASHRAE**. *Fundamentals*. s.l. : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2009.
31. **HighMed**. Soluções em Tecnologia de Medição. *HighMed*. [Online] 10 de 08 de 2019. <https://www.highmed.com.br/ittpl-600-tubo-de-pitot-tipo-l/p>.
32. **Climate-Data, org**. CLIMATE-MODEL. [Online] <https://pt.climate-data.org/europa/portugal/faro/faro-142/>.
33. **Mendes, J Casimiro, et al**. *Temperatura Exteriores de projecto e Números de Graus-Dia*. Lisboa : s.n., 1995.
34. **Ojer, José**. *Manual de climatizacion*. Valencia : s.n., 1995.
35. **Voltani , Eder e Labaki, lucila**. *Revisão da Ultima Versão da norma 7730 (2005)*. 2008.
36. **S&P, Sistemas de Ventilação**. Intercambiadores de calor: tipos y características. [Online] <https://www.solerpalau.com/es-es/blog/intercambiadores-calor/>.
37. **Vec- solutions** [Online] <http://www.vec-solutions.com.br/produto/termo-anemometro-9565-tsi/>

7 . ANEXO 1

ANEXO 1.1: Valores de propriedades dos fluidos obtido através do programa desenvolvido para o mês de dezembro na base horária

	T _{f1_ent} (°C)	Massa específica (kg/m ³)	cp, J/(kg·K)	Viscosidade cinemática ((m ² /s))	Cond. Termica (W/(m·K))	Pr
	21,00	1,201	1006,310	0,0000151	0,026	0,710
hora	T _{f2_ent} (°C)	Massa específica (kg/m ³)	cp, J/(kg·K)	Viscosidade cinemática (m ² /s)	Cond. Termica (W/(m·K))	Pr
0	11,72	1,240	1006,052	0,0000143	0,025	0,710
1	11,03	1,243	1006,038	0,0000142	0,025	0,710
2	10,39	1,246	1006,025	0,0000142	0,025	0,710
3	9,82	1,248	1006,015	0,0000141	0,025	0,711
4	9,35	1,250	1006,006	0,0000141	0,025	0,711
5	8,98	1,252	1006,000	0,0000140	0,025	0,711
6	8,73	1,253	1005,995	0,0000140	0,025	0,711
7	8,61	1,253	1005,993	0,0000140	0,025	0,711
8	8,75	1,253	1005,996	0,0000140	0,025	0,711
9	9,70	1,249	1006,012	0,0000141	0,025	0,711
10	11,30	1,242	1006,044	0,0000142	0,025	0,710
11	13,21	1,233	1006,085	0,0000144	0,025	0,710
12	14,99	1,226	1006,129	0,0000146	0,025	0,710
13	16,25	1,221	1006,163	0,0000147	0,025	0,710
14	16,70	1,219	1006,175	0,0000147	0,025	0,710
15	16,63	1,219	1006,174	0,0000147	0,025	0,710
16	16,44	1,220	1006,168	0,0000147	0,025	0,710
17	16,12	1,221	1006,159	0,0000147	0,025	0,710
18	15,69	1,223	1006,148	0,0000146	0,025	0,710
19	15,16	1,225	1006,134	0,0000146	0,025	0,710
20	14,55	1,228	1006,118	0,0000145	0,025	0,710
21	13,88	1,231	1006,101	0,0000145	0,025	0,710
22	13,17	1,234	1006,085	0,0000144	0,025	0,710
23	12,44	1,237	1006,068	0,0000143	0,025	0,710

ANEXO 1.2: Dados de entrada (Caudal de insuflação e retorno)

Dados		
Taxa de renovação de ar/ pessoa (m ³ /h)	30	
Nº de pessoas em cd Sala	20	
Nº de pessoas em cd Gabinete	2	
Total de Sala	20	
Total de Gabinetes	9	
Nº total de pessoas em salas	400	
Nº total de pessoas em Gabinetes	18	
Nº total de pessoas	418	
Caudal de ar insuflado (m ³ /h)		
(m ³ /h)	(kg/h)	(Kg/s)
12540	15048	4,18
Caudal de ar insuflado (m ³ /h)		
% Caudal de ar insuflado	100	
(m ³ /h)	(kg/h)	(Kg/s)
12540	15048	4,18

ANEXO 1.3: Tabela de dados (dados de entrada encontram-se assimiladas nas células verdes e resultados obtidos nas restantes células)

Temperatura do ar de retorno (°C)	21
Espessura da placa (m)	0,001
Espaçamento entre placas (m)	0,004
K_placa (alumínio) (w/(m.K))	237
V de ar insuflado(m/s)	1,4
V de ar de retorno (m/s)	1,4
Área de transferência de calor (m ²)	2,488
Altura da Placa(m)	1,58
Largura da placa (m)	1,58
Área frontal de um canal _Afr (m ²)	0,0063
Ac/2	0,003155
Profundidade	2
Diâmetro hidráulico (m)	0,007980
Número de placa	399,20
	401,00
Espaçamento p/ o n°de placa considerado inicialmente	0,003978
Número de canal f_1	201
Número de canal f_2	201
Velocidade_f1_sai(m/s)	3,502
Velocidade_f2_ent (m/s)	3,502

ANEXO 1.4: Resultados dos valores das propriedades do fluido 1 na iteração 1 (dezembro)

hora	Temp_f1_MÉDIA	Massa específica (kg/m ³)	cp, J/(kg.K)	Viscosidade cinemática ((m ² /s))	Cond. Termica (W/(m.K))	Pr
0	16,36	1,220	1006,166	0,0000147	0,0254	0,710
1	16,01	1,222	1006,156	0,0000147	0,0253	0,710
2	15,69	1,223	1006,148	0,0000146	0,0253	0,710
3	15,41	1,224	1006,140	0,0000146	0,0253	0,710
4	15,17	1,225	1006,134	0,0000146	0,0253	0,710
5	14,99	1,226	1006,129	0,0000146	0,0253	0,710
6	14,87	1,226	1006,126	0,0000146	0,0253	0,710
7	14,81	1,227	1006,125	0,0000145	0,0252	0,710
8	14,88	1,226	1006,126	0,0000146	0,0253	0,710
9	15,35	1,224	1006,139	0,0000146	0,0253	0,710
10	16,15	1,221	1006,160	0,0000147	0,0253	0,710
11	17,10	1,217	1006,187	0,0000148	0,0254	0,710
12	17,99	1,213	1006,213	0,0000148	0,0255	0,710
13	18,62	1,211	1006,232	0,0000149	0,0255	0,710
14	18,85	1,210	1006,239	0,0000149	0,0255	0,710
15	18,82	1,210	1006,238	0,0000149	0,0255	0,710
16	18,72	1,210	1006,235	0,0000149	0,0255	0,710
17	18,56	1,211	1006,230	0,0000149	0,0255	0,710
18	18,35	1,212	1006,224	0,0000149	0,0255	0,710
19	18,08	1,213	1006,216	0,0000148	0,0255	0,710
20	17,78	1,214	1006,207	0,0000148	0,0255	0,710
21	17,44	1,216	1006,197	0,0000148	0,0254	0,710
22	17,08	1,217	1006,186	0,0000147	0,0254	0,710
23	16,72	1,219	1006,176	0,0000147	0,0254	0,710

ANEXO 1.5: Resultados dos valores das propriedades do fluido 2 na iteração 1 (dezembro)

hora	Temp_f2_MÉDIA	Massa específica (kg/m ³)	cp, J/(kg·K)	Viscosidade cinemática (m ² /s)	Cond. Termica (W/(m·K))	Pr
0	16,36	1,220	1006,166	0,0000147	0,0254	0,710
1	16,01	1,222	1006,156	0,0000147	0,0253	0,710
2	15,69	1,223	1006,148	0,0000146	0,0253	0,710
3	15,41	1,224	1006,140	0,0000146	0,0253	0,710
4	15,17	1,225	1006,134	0,0000146	0,0253	0,710
5	14,99	1,226	1006,129	0,0000146	0,0253	0,710
6	14,87	1,226	1006,126	0,0000146	0,0253	0,710
7	14,81	1,227	1006,125	0,0000145	0,0252	0,710
8	14,88	1,226	1006,126	0,0000146	0,0253	0,710
9	15,35	1,224	1006,139	0,0000146	0,0253	0,710
10	16,15	1,221	1006,160	0,0000147	0,0253	0,710
11	17,10	1,217	1006,187	0,0000148	0,0254	0,710
12	17,99	1,213	1006,213	0,0000148	0,0255	0,710
13	18,62	1,211	1006,232	0,0000149	0,0255	0,710
14	18,85	1,210	1006,239	0,0000149	0,0255	0,710
15	18,82	1,210	1006,238	0,0000149	0,0255	0,710
16	18,72	1,210	1006,235	0,0000149	0,0255	0,710
17	18,56	1,211	1006,230	0,0000149	0,0255	0,710
18	18,35	1,212	1006,224	0,0000149	0,0255	0,710
19	18,08	1,213	1006,216	0,0000148	0,0255	0,710
20	17,78	1,214	1006,207	0,0000148	0,0255	0,710
21	17,44	1,216	1006,197	0,0000148	0,0254	0,710
22	17,08	1,217	1006,186	0,0000147	0,0254	0,710
23	16,72	1,219	1006,176	0,0000147	0,0254	0,710

ANEXO 1.6: Resultados dos valores de número de Reynolds na iteração 1 (dezembro)

Hora	Re			
	Re_f1		Re_f2	
0	1903,2	Laminar	1903,2	Laminar
1	1907,1	Laminar	1907,1	Laminar
2	1910,8	Laminar	1910,8	Laminar
3	1914,1	Laminar	1914,1	Laminar
4	1916,8	Laminar	1916,8	Laminar
5	1918,9	Laminar	1918,9	Laminar
6	1920,4	Laminar	1920,4	Laminar
7	1921,1	Laminar	1921,1	Laminar
8	1920,3	Laminar	1920,3	Laminar
9	1914,8	Laminar	1914,8	Laminar
10	1905,6	Laminar	1905,6	Laminar
11	1894,7	Laminar	1894,7	Laminar
12	1884,5	Laminar	1884,5	Laminar
13	1877,4	Laminar	1877,4	Laminar
14	1874,9	Laminar	1874,9	Laminar
15	1875,2	Laminar	1875,2	Laminar
16	1876,3	Laminar	1876,3	Laminar
17	1878,1	Laminar	1878,1	Laminar
18	1880,6	Laminar	1880,6	Laminar
19	1883,5	Laminar	1883,5	Laminar
20	1887,0	Laminar	1887,0	Laminar
21	1890,8	Laminar	1890,8	Laminar
22	1894,9	Laminar	1894,9	Laminar
23	1899,0	Laminar	1899,0	Laminar

ANEXO 1.7: Resultados dos valores de número de Nusselt na iteração 1 (dezembro)

Regime Laminar					
Hora	Nu_f1	Nu_f2	h_t_f1 (W/m ² .K)	h_t_f2 (W/m ² .K)	U (W/m ² .K)
0	7,734	7,734	24,577	24,577	12,288
1	7,734	7,734	24,554	24,554	12,277
2	7,735	7,735	24,533	24,533	12,266
3	7,735	7,735	24,515	24,515	12,257
4	7,735	7,735	24,499	24,499	12,249
5	7,735	7,735	24,487	24,487	12,243
6	7,736	7,736	24,479	24,479	12,239
7	7,736	7,736	24,475	24,475	12,237
8	7,736	7,736	24,480	24,480	12,239
9	7,735	7,735	24,511	24,511	12,255
10	7,734	7,734	24,563	24,563	12,281
11	7,733	7,733	24,626	24,626	12,312
12	7,732	7,732	24,685	24,685	12,342
13	7,731	7,731	24,726	24,726	12,363
14	7,731	7,731	24,741	24,741	12,370
15	7,731	7,731	24,739	24,739	12,369
16	7,731	7,731	24,733	24,733	12,366
17	7,731	7,731	24,722	24,722	12,360
18	7,732	7,732	24,708	24,708	12,353
19	7,732	7,732	24,691	24,691	12,345
20	7,732	7,732	24,670	24,670	12,335
21	7,733	7,733	24,648	24,648	12,323
22	7,733	7,733	24,625	24,625	12,312
23	7,733	7,733	24,601	24,601	12,300

ANEXO 1.8: Resultados dos valores de caudais para cada canal na iteração 1 e as suas respectivas capacidades térmicas (dezembro)

Hora	m_f1 (kg/s)	C_f1 (w/K)	m_f2 (kg/s)	C_f2 (w/K)	c_min	C-max	Cr
0	0,0134	13,488	0,0134	13,488	13,488	13,488	1
1	0,0134	13,504	0,0134	13,504	13,504	13,504	1
2	0,0134	13,518	0,0134	13,518	13,518	13,518	1
3	0,0134	13,531	0,0134	13,531	13,531	13,531	1
4	0,0135	13,542	0,0135	13,542	13,542	13,542	1
5	0,0135	13,550	0,0135	13,550	13,550	13,550	1
6	0,0135	13,556	0,0135	13,556	13,556	13,556	1
7	0,0135	13,559	0,0135	13,559	13,559	13,559	1
8	0,0135	13,556	0,0135	13,556	13,556	13,556	1
9	0,0135	13,534	0,0135	13,534	13,534	13,534	1
10	0,0134	13,497	0,0134	13,497	13,497	13,497	1
11	0,0134	13,454	0,0134	13,454	13,454	13,454	1
12	0,0133	13,414	0,0133	13,414	13,414	13,414	1
13	0,0133	13,386	0,0133	13,386	13,386	13,386	1
14	0,0133	13,376	0,0133	13,376	13,376	13,376	1
15	0,0133	13,377	0,0133	13,377	13,377	13,377	1
16	0,0133	13,382	0,0133	13,382	13,382	13,382	1
17	0,0133	13,389	0,0133	13,389	13,389	13,389	1
18	0,0133	13,398	0,0133	13,398	13,398	13,398	1
19	0,0133	13,410	0,0133	13,410	13,410	13,410	1
20	0,0133	13,424	0,0133	13,424	13,424	13,424	1
21	0,0134	13,439	0,0134	13,439	13,439	13,439	1
22	0,0134	13,455	0,0134	13,455	13,455	13,455	1
23	0,0134	13,471	0,0134	13,471	13,471	13,471	1

ANEXO 1.9: Resultados dos valores de U, NTU ϵ , \dot{q}_{max} , \dot{q}_{real} e temperaturas de saídas na iteração 1 (dezembro)

U	NTU	ϵ	q_max (w)	q_real (w)	T_f1_sai (°C)	T_f2_sai (°C)
12,288	2,267	0,6383	125,20	79,92	15,07	17,64
12,277	2,262	0,6379	134,69	85,92	14,64	17,39
12,266	2,258	0,6376	143,47	91,48	14,23	17,15
12,257	2,254	0,6373	151,26	96,40	13,88	16,95
12,249	2,251	0,6370	157,80	100,53	13,58	16,77
12,243	2,248	0,6368	162,87	103,72	13,35	16,63
12,239	2,246	0,6367	166,30	105,88	13,19	16,54
12,237	2,245	0,6366	167,97	106,94	13,11	16,50
12,239	2,246	0,6367	166,02	105,71	13,20	16,55
12,255	2,253	0,6372	152,99	97,49	13,80	16,90
12,281	2,264	0,6381	130,92	83,54	14,81	17,49
12,312	2,277	0,6391	104,86	67,01	16,02	18,19
12,342	2,289	0,6401	80,64	51,62	17,15	18,84
12,363	2,298	0,6407	63,63	40,77	17,95	19,29
12,370	2,301	0,6410	57,52	36,87	18,24	19,46
12,369	2,301	0,6409	58,40	37,43	18,20	19,43
12,366	2,299	0,6408	61,03	39,11	18,08	19,36
12,360	2,297	0,6407	65,31	41,84	17,87	19,25
12,353	2,294	0,6404	71,13	45,55	17,60	19,09
12,345	2,290	0,6401	78,28	50,11	17,26	18,90
12,335	2,286	0,6398	86,55	55,38	16,87	18,68
12,323	2,282	0,6395	95,68	61,19	16,45	18,43
12,312	2,277	0,6391	105,38	67,35	15,99	18,17
12,300	2,272	0,6387	115,32	73,66	15,53	17,91

ANEXO 1.10: Resultados dos valores das propriedades do fluido 1 na iteração 2 (dezembro)

hora	Temp_f1 MED (°C)	Massa especifica (kg/m3)	cp, J/(kg·K)	Viscosidade cinematica (m2/s)	Cond. Termica (W/(m·K))	Pr
0	18,04	1,213	1006,214	0,0000148	0,0255	0,710
1	17,82	1,214	1006,208	0,0000148	0,0255	0,710
2	17,62	1,215	1006,202	0,0000148	0,0254	0,710
3	17,44	1,216	1006,197	0,0000148	0,0254	0,710
4	17,29	1,216	1006,192	0,0000148	0,0254	0,710
5	17,17	1,217	1006,189	0,0000148	0,0254	0,710
6	17,09	1,217	1006,187	0,0000147	0,0254	0,710
7	17,06	1,217	1006,186	0,0000147	0,0254	0,710
8	17,10	1,217	1006,187	0,0000148	0,0254	0,710
9	17,40	1,216	1006,195	0,0000148	0,0254	0,710
10	17,91	1,214	1006,210	0,0000148	0,0255	0,710
11	18,51	1,211	1006,229	0,0000149	0,0255	0,710
12	19,08	1,209	1006,246	0,0000149	0,0256	0,710
13	19,48	1,207	1006,259	0,0000150	0,0256	0,710
14	19,62	1,207	1006,264	0,0000150	0,0256	0,710
15	19,60	1,207	1006,263	0,0000150	0,0256	0,710
16	19,54	1,207	1006,261	0,0000150	0,0256	0,710
17	19,44	1,208	1006,258	0,0000150	0,0256	0,710
18	19,30	1,208	1006,253	0,0000149	0,0256	0,710
19	19,13	1,209	1006,248	0,0000149	0,0256	0,710
20	18,94	1,210	1006,242	0,0000149	0,0255	0,710
21	18,72	1,210	1006,235	0,0000149	0,0255	0,710
22	18,50	1,211	1006,228	0,0000149	0,0255	0,710
23	18,27	1,212	1006,221	0,0000149	0,0255	0,710

ANEXO 1.11: Resultados dos valores das propriedades do fluido 2 na iteração 2 (dezembro)

hora	Temp_ f 2 MED (°C)	Massa especifica (kg/m3)	cp, J/(kg·K)	Viscosidade cinematica (m2/s)	Cond. Termica (W/(m·K))	Pr
0	14,68	1,227	1006,121	0,0000145	0,0252	0,710
1	14,21	1,229	1006,109	0,0000145	0,0252	0,710
2	13,77	1,231	1006,099	0,0000145	0,0252	0,710
3	13,38	1,233	1006,090	0,0000144	0,0251	0,710
4	13,06	1,234	1006,082	0,0000144	0,0251	0,710
5	12,81	1,235	1006,076	0,0000144	0,0251	0,710
6	12,64	1,236	1006,072	0,0000144	0,0251	0,710
7	12,56	1,236	1006,071	0,0000144	0,0251	0,710
8	12,65	1,236	1006,073	0,0000144	0,0251	0,710
9	13,30	1,233	1006,088	0,0000144	0,0251	0,710
10	14,39	1,228	1006,114	0,0000145	0,0252	0,710
11	15,70	1,223	1006,148	0,0000146	0,0253	0,710
12	16,91	1,218	1006,181	0,0000147	0,0254	0,710
13	17,77	1,214	1006,206	0,0000148	0,0255	0,710
14	18,08	1,213	1006,216	0,0000148	0,0255	0,710
15	18,03	1,213	1006,214	0,0000148	0,0255	0,710
16	17,90	1,214	1006,210	0,0000148	0,0255	0,710
17	17,68	1,215	1006,204	0,0000148	0,0255	0,710
18	17,39	1,216	1006,195	0,0000148	0,0254	0,710
19	17,03	1,217	1006,185	0,0000147	0,0254	0,710
20	16,61	1,219	1006,173	0,0000147	0,0254	0,710
21	16,16	1,221	1006,160	0,0000147	0,0253	0,710
22	15,67	1,223	1006,147	0,0000146	0,0253	0,710
23	15,17	1,225	1006,134	0,0000146	0,0253	0,710

ANEXO 1.12: Resultados dos valores de número de Reynolds na iteração 2

Hora	Re			
	Re_f1		Re_f2	
0	1884,0	Laminar	1922,6	Laminar
1	1886,5	Laminar	1928,1	Laminar
2	1888,8	Laminar	1933,2	Laminar
3	1890,8	Laminar	1937,7	Laminar
4	1892,5	Laminar	1941,5	Laminar
5	1893,9	Laminar	1944,5	Laminar
6	1894,8	Laminar	1946,5	Laminar
7	1895,2	Laminar	1947,5	Laminar
8	1894,7	Laminar	1946,3	Laminar
9	1891,3	Laminar	1938,7	Laminar
10	1885,5	Laminar	1925,9	Laminar
11	1878,7	Laminar	1910,8	Laminar
12	1872,3	Laminar	1896,8	Laminar
13	1867,8	Laminar	1887,1	Laminar
14	1866,2	Laminar	1883,6	Laminar
15	1866,4	Laminar	1884,1	Laminar
16	1867,1	Laminar	1885,6	Laminar
17	1868,3	Laminar	1888,0	Laminar
18	1869,8	Laminar	1891,4	Laminar
19	1871,7	Laminar	1895,5	Laminar
20	1873,9	Laminar	1900,2	Laminar
21	1876,3	Laminar	1905,5	Laminar
22	1878,8	Laminar	1911,1	Laminar
23	1881,5	Laminar	1916,8	Laminar

ANEXO 1.13: Resultados dos valores de número de Nusselt na iteração 2 (dezembro)

Regime Laminar					
Hora	Nu_f1	Nu_f2	h_t_f1 (W/m ² K)	h_t_f2 (W/m ² .K)	U (W/m ² .K)
0	7,732	7,736	24,688	24,467	12,288
1	7,732	7,736	24,673	24,436	12,276
2	7,732	7,737	24,660	24,407	12,266
3	7,733	7,737	24,648	24,382	12,256
4	7,733	7,738	24,638	24,361	12,249
5	7,733	7,738	24,631	24,344	12,243
6	7,733	7,738	24,626	24,333	12,239
7	7,733	7,738	24,623	24,328	12,237
8	7,733	7,738	24,626	24,334	12,239
9	7,733	7,737	24,646	24,376	12,254
10	7,732	7,736	24,679	24,448	12,281
11	7,731	7,735	24,719	24,534	12,312
12	7,731	7,733	24,756	24,613	12,342
13	7,730	7,732	24,783	24,670	12,362
14	7,730	7,732	24,792	24,690	12,370
15	7,730	7,732	24,791	24,687	12,369
16	7,730	7,732	24,787	24,679	12,366
17	7,730	7,732	24,780	24,664	12,360
18	7,731	7,733	24,771	24,645	12,353
19	7,731	7,733	24,760	24,621	12,345
20	7,731	7,734	24,747	24,594	12,334
21	7,731	7,734	24,733	24,564	12,323
22	7,731	7,735	24,718	24,532	12,312
23	7,732	7,735	24,703	24,499	12,300

ANEXO 1.14: Resultados dos valores de caudais para cada canal e as suas respetivas capacidades térmicas na iteração 2 (dezembro)

Hora	m_f1 (kg/s)	C_f1 (w/K)	m_f2 (kg/s)	C_f2 (w/K)	c_min	C-max	Cr
0	0,0133	13,412	0,0135	13,565	13,412	13,565	0,989
1	0,0133	13,422	0,0135	13,587	13,422	13,587	0,988
2	0,0133	13,431	0,0135	13,607	13,431	13,607	0,987
3	0,0134	13,439	0,0135	13,625	13,439	13,625	0,986
4	0,0134	13,446	0,0136	13,640	13,446	13,640	0,986
5	0,0134	13,451	0,0136	13,652	13,451	13,652	0,985
6	0,0134	13,454	0,0136	13,660	13,454	13,660	0,985
7	0,0134	13,456	0,0136	13,664	13,456	13,664	0,985
8	0,0134	13,454	0,0136	13,659	13,454	13,659	0,985
9	0,0134	13,441	0,0135	13,629	13,441	13,629	0,986
10	0,0133	13,418	0,0135	13,578	13,418	13,578	0,988
11	0,0133	13,391	0,0134	13,518	13,391	13,518	0,991
12	0,0133	13,366	0,0134	13,463	13,366	13,463	0,993
13	0,0133	13,348	0,0133	13,424	13,348	13,424	0,994
14	0,0133	13,342	0,0133	13,410	13,342	13,410	0,995
15	0,0133	13,343	0,0133	13,412	13,343	13,412	0,995
16	0,0133	13,346	0,0133	13,418	13,346	13,418	0,995
17	0,0133	13,350	0,0133	13,428	13,350	13,428	0,994
18	0,0133	13,356	0,0134	13,441	13,356	13,441	0,994
19	0,0133	13,364	0,0134	13,457	13,364	13,457	0,993
20	0,0133	13,372	0,0134	13,476	13,372	13,476	0,992
21	0,0133	13,382	0,0134	13,497	13,382	13,497	0,991
22	0,0133	13,392	0,0134	13,519	13,392	13,519	0,991
23	0,0133	13,402	0,0135	13,542	13,402	13,542	0,990

ANEXO 1.15: Resultados dos U, NTU ϵ , \dot{q}_{max} , \dot{q}_{real} e as temperaturas de saídas na iteração 2 (dezembro)

U	NTU	ϵ	q_max (w)	q_real (w)	T_f1_sai (°C)	T_f2_sai (°C)
12,288	2,280	0,6421	124,50	79,94	15,04	17,61
12,276	2,276	0,6420	133,87	85,95	14,60	17,35
12,266	2,272	0,6419	142,55	91,50	14,19	17,11
12,256	2,269	0,6419	150,23	96,43	13,82	16,90
12,249	2,267	0,6418	156,68	100,56	13,52	16,72
12,243	2,265	0,6418	161,67	103,76	13,29	16,58
12,239	2,263	0,6417	165,05	105,92	13,13	16,49
12,237	2,263	0,6417	166,70	106,97	13,05	16,44
12,239	2,263	0,6417	164,78	105,74	13,14	16,49
12,254	2,268	0,6418	151,94	97,52	13,74	16,85
12,281	2,277	0,6420	130,16	83,56	14,77	17,45
12,312	2,288	0,6422	104,37	67,03	15,99	18,16
12,342	2,297	0,6425	80,35	51,62	17,14	18,82
12,362	2,304	0,6426	63,45	40,77	17,95	19,28
12,370	2,307	0,6427	57,37	36,87	18,24	19,45
12,369	2,306	0,6427	58,25	37,43	18,19	19,43
12,366	2,305	0,6426	60,86	39,11	18,07	19,35
12,360	2,304	0,6426	65,12	41,85	17,87	19,24
12,353	2,301	0,6425	70,90	45,56	17,59	19,08
12,345	2,298	0,6425	78,01	50,12	17,25	18,89
12,334	2,295	0,6424	86,22	55,39	16,86	18,66
12,323	2,291	0,6423	95,28	61,20	16,43	18,41
12,312	2,287	0,6422	104,88	67,36	15,97	18,15
12,300	2,283	0,6422	114,73	73,67	15,50	17,88

ANEXO 1.16: Resultados dos valores das propriedades do fluido 1 na iteração 3 (dezembro)

hora	Temp. f1 MED (°C)	Massa especifica (kg/m ³)	cp, J/(kg.K)	Viscosidade cinematica (m ² /s)	Cond. Termica (W/(m.K))	Pr
0	18,02	1,213	1006,214	0,0000148	0,0255	0,710
1	17,80	1,214	1006,207	0,0000148	0,0255	0,710
2	17,59	1,215	1006,201	0,0000148	0,0254	0,710
3	17,41	1,216	1006,196	0,0000148	0,0254	0,710
4	17,26	1,216	1006,191	0,0000148	0,0254	0,710
5	17,14	1,217	1006,188	0,0000148	0,0254	0,710
6	17,06	1,217	1006,186	0,0000147	0,0254	0,710
7	17,03	1,217	1006,185	0,0000147	0,0254	0,710
8	17,07	1,217	1006,186	0,0000147	0,0254	0,710
9	17,37	1,216	1006,195	0,0000148	0,0254	0,710
10	17,89	1,214	1006,210	0,0000148	0,0255	0,710
11	18,50	1,211	1006,228	0,0000149	0,0255	0,710
12	19,07	1,209	1006,246	0,0000149	0,0256	0,710
13	19,47	1,207	1006,259	0,0000150	0,0256	0,710
14	19,62	1,207	1006,264	0,0000150	0,0256	0,710
15	19,60	1,207	1006,263	0,0000150	0,0256	0,710
16	19,53	1,207	1006,261	0,0000150	0,0256	0,710
17	19,43	1,208	1006,258	0,0000150	0,0256	0,710
18	19,29	1,208	1006,253	0,0000149	0,0256	0,710
19	19,12	1,209	1006,248	0,0000149	0,0256	0,710
20	18,93	1,210	1006,242	0,0000149	0,0255	0,710
21	18,71	1,210	1006,235	0,0000149	0,0255	0,710
22	18,49	1,211	1006,228	0,0000149	0,0255	0,710
23	18,25	1,212	1006,221	0,0000149	0,0255	0,710

ANEXO 1.17: Resultados dos valores das propriedades do fluido 2 na iteração 3 (dezembro)

hora	Temp. f2 MED (°C)	Massa especifica (kg/m3)	cp, J/(kg·K)	Viscosidade cinematica (m2/s)	Cond. Termica (W/(m·K))	Pr
0	14,66	1,227	1006,121	0,0000145	0,0252	0,710
1	14,19	1,229	1006,109	0,0000145	0,0252	0,710
2	13,75	1,231	1006,098	0,0000145	0,0252	0,710
3	13,36	1,233	1006,089	0,0000144	0,0251	0,710
4	13,03	1,234	1006,081	0,0000144	0,0251	0,710
5	12,78	1,235	1006,076	0,0000144	0,0251	0,710
6	12,61	1,236	1006,072	0,0000144	0,0251	0,710
7	12,53	1,236	1006,070	0,0000143	0,0251	0,710
8	12,62	1,236	1006,072	0,0000144	0,0251	0,710
9	13,27	1,233	1006,087	0,0000144	0,0251	0,710
10	14,38	1,228	1006,114	0,0000145	0,0252	0,710
11	15,69	1,223	1006,148	0,0000146	0,0253	0,710
12	16,91	1,218	1006,181	0,0000147	0,0254	0,710
13	17,77	1,214	1006,206	0,0000148	0,0255	0,710
14	18,07	1,213	1006,215	0,0000148	0,0255	0,710
15	18,03	1,213	1006,214	0,0000148	0,0255	0,710
16	17,90	1,214	1006,210	0,0000148	0,0255	0,710
17	17,68	1,215	1006,204	0,0000148	0,0255	0,710
18	17,39	1,216	1006,195	0,0000148	0,0254	0,710
19	17,02	1,217	1006,185	0,0000147	0,0254	0,710
20	16,61	1,219	1006,173	0,0000147	0,0254	0,710
21	16,15	1,221	1006,160	0,0000147	0,0253	0,710
22	15,66	1,223	1006,147	0,0000146	0,0253	0,710
23	15,16	1,225	1006,134	0,0000146	0,0253	0,710

ANEXO 1.18: Resultados dos valores de número de Reynolds na iteração 3

Hora	Re			
	Re_f1		Re_f2	
0	1884,2	Laminar	1922,7	Laminar
1	1886,7	Laminar	1928,3	Laminar
2	1889,1	Laminar	1933,4	Laminar
3	1891,1	Laminar	1938,0	Laminar
4	1892,9	Laminar	1941,8	Laminar
5	1894,2	Laminar	1944,8	Laminar
6	1895,1	Laminar	1946,8	Laminar
7	1895,5	Laminar	1947,8	Laminar
8	1895,0	Laminar	1946,7	Laminar
9	1891,6	Laminar	1939,0	Laminar
10	1885,8	Laminar	1926,1	Laminar
11	1878,8	Laminar	1910,9	Laminar
12	1872,4	Laminar	1896,9	Laminar
13	1867,9	Laminar	1887,1	Laminar
14	1866,3	Laminar	1883,6	Laminar
15	1866,5	Laminar	1884,1	Laminar
16	1867,2	Laminar	1885,6	Laminar
17	1868,3	Laminar	1888,1	Laminar
18	1869,9	Laminar	1891,4	Laminar
19	1871,8	Laminar	1895,5	Laminar
20	1874,0	Laminar	1900,3	Laminar
21	1876,4	Laminar	1905,6	Laminar
22	1879,0	Laminar	1911,2	Laminar
23	1881,6	Laminar	1917,0	Laminar

ANEXO 1.19: Resultados dos valores de número de Nusselt na iteração 3 (dezembro)

Regime Laminar					
Hora	Nu_f1	Nu_f2	h_t_f1 (W/m ² .K)	h_t_f2 (W/m ² .K)	U (W/m ² .K)
0	7,732	7,736	24,687	24,466	12,287
1	7,732	7,736	24,672	24,435	12,276
2	7,732	7,737	24,658	24,406	12,265
3	7,733	7,737	24,646	24,380	12,256
4	7,733	7,738	24,636	24,359	12,248
5	7,733	7,738	24,629	24,342	12,242
6	7,733	7,738	24,623	24,331	12,238
7	7,733	7,738	24,621	24,326	12,236
8	7,733	7,738	24,624	24,332	12,238
9	7,733	7,737	24,644	24,375	12,254
10	7,732	7,736	24,678	24,447	12,280
11	7,731	7,735	24,718	24,533	12,312
12	7,731	7,733	24,756	24,613	12,341
13	7,730	7,732	24,782	24,670	12,362
14	7,730	7,732	24,792	24,690	12,370
15	7,730	7,732	24,791	24,687	12,369
16	7,730	7,732	24,787	24,678	12,366
17	7,730	7,732	24,780	24,664	12,360
18	7,731	7,733	24,771	24,645	12,353
19	7,731	7,733	24,759	24,621	12,344
20	7,731	7,734	24,747	24,593	12,334
21	7,731	7,734	24,732	24,563	12,323
22	7,731	7,735	24,717	24,531	12,311
23	7,732	7,735	24,702	24,498	12,299

ANEXO 1.20: Resultados dos valores de caudais para cada canal e as suas respetivas capacidades térmicas na iteração 3 (dezembro)

Hora	m_f1 (kg/s)	C_f1 (w/K)	m_f2 (kg/s)	C_f2 (w/K)	c_min	C-max	Cr
0	0,0133	13,413	0,0135	13,566	13,413	13,566	0,989
1	0,0133	13,423	0,0135	13,588	13,423	13,588	0,988
2	0,0133	13,432	0,0135	13,608	13,432	13,608	0,987
3	0,0134	13,440	0,0135	13,626	13,440	13,626	0,986
4	0,0134	13,447	0,0136	13,642	13,447	13,642	0,986
5	0,0134	13,452	0,0136	13,653	13,452	13,653	0,985
6	0,0134	13,456	0,0136	13,661	13,456	13,661	0,985
7	0,0134	13,458	0,0136	13,665	13,458	13,665	0,985
8	0,0134	13,456	0,0136	13,661	13,456	13,661	0,985
9	0,0134	13,442	0,0135	13,630	13,442	13,630	0,986
10	0,0133	13,419	0,0135	13,579	13,419	13,579	0,988
11	0,0133	13,392	0,0134	13,519	13,392	13,519	0,991
12	0,0133	13,366	0,0134	13,463	13,366	13,463	0,993
13	0,0133	13,348	0,0133	13,424	13,348	13,424	0,994
14	0,0133	13,342	0,0133	13,410	13,342	13,410	0,995
15	0,0133	13,343	0,0133	13,412	13,343	13,412	0,995
16	0,0133	13,346	0,0133	13,418	13,346	13,418	0,995
17	0,0133	13,350	0,0133	13,428	13,350	13,428	0,994
18	0,0133	13,356	0,0134	13,441	13,356	13,441	0,994
19	0,0133	13,364	0,0134	13,458	13,364	13,458	0,993
20	0,0133	13,372	0,0134	13,477	13,372	13,477	0,992
21	0,0133	13,382	0,0134	13,497	13,382	13,497	0,991
22	0,0133	13,392	0,0134	13,520	13,392	13,520	0,991
23	0,0133	13,403	0,0135	13,543	13,403	13,543	0,990

ANEXO 1.21: Resultados dos valores de U, NTU ϵ , \dot{q}_{max} , \dot{q}_{real} e temperaturas de saídas na iteração 3 (dezembro)

U	NTU	ϵ	q_max (w)	q_real (w)	T_f1_sai (°C)	T_f2_sai (°C)
12,287	2,279	0,6421	124,51	79,94	15,04	17,61
12,276	2,275	0,6420	133,88	85,95	14,60	17,35
12,287	2,276	0,6422	142,56	91,55	14,18	17,11
12,276	2,273	0,6421	150,25	96,47	13,82	16,90
12,265	2,269	0,6420	156,69	100,60	13,52	16,72
12,256	2,267	0,6419	161,69	103,79	13,28	16,58
12,248	2,265	0,6418	165,07	105,95	13,13	16,49
12,242	2,263	0,6418	166,72	106,99	13,05	16,44
12,238	2,263	0,6417	164,79	105,75	13,14	16,49
12,236	2,265	0,6415	151,95	97,48	13,75	16,85
12,238	2,269	0,6414	130,16	83,49	14,78	17,45
12,254	2,277	0,6414	104,37	66,94	16,00	18,16
12,280	2,286	0,6416	80,35	51,55	17,14	18,82
12,312	2,295	0,6419	63,45	40,73	17,95	19,28
12,341	2,301	0,6423	57,37	36,85	18,24	19,45
12,362	2,305	0,6426	58,25	37,43	18,19	19,43
12,370	2,306	0,6427	60,86	39,12	18,07	19,35
12,369	2,305	0,6427	65,13	41,86	17,86	19,24
12,366	2,304	0,6427	70,90	45,57	17,59	19,08
12,360	2,301	0,6427	78,01	50,14	17,25	18,89
12,353	2,298	0,6427	86,22	55,41	16,86	18,66
12,344	2,295	0,6426	95,28	61,23	16,42	18,42
12,334	2,292	0,6426	104,89	67,39	15,97	18,15
12,323	2,288	0,6425	114,73	73,71	15,50	17,88