



ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO CAUDAL DE ÁGUA NO COMPORTAMENTO DOS RECUPERADORES DE CALOR POR BATERIAS EM UNIDADES DE TRATAMENTO DE AR

CARLOS JOEL DA SILVA SOUSA

Setembro de 2018

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO CAUDAL DE ÁGUA NO COMPORTAMENTO DOS RECUPERADORES DE CALOR POR BATERIAS EM UNIDADES DE TRATAMENTO DE AR

Carlos Joel da Silva Sousa
1130421

2018

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO CAUDAL DE ÁGUA NO COMPORTAMENTO DOS RECUPERADORES DE CALOR POR BATERIAS EM UNIDADES DE TRATAMENTO DE AR

Carlos Joel da Silva Sousa
1130421

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Professor Dr. Leonardo José da Silva Ribeiro.

2018

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

Doutoramento, Francisco José Gomes da Silva
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Doutoramento, Leonardo José da Silva Ribeiro
Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Co-orientador

Mestrado, Pedro José Pereira de Sousa Lapa
Administrador, EVAC S.A.

Co-orientador

Mestrado, José Miguel Resende de Jesus
Departamento de Projeto, EVAC S.A.

Arguente

<Grau Académico e Nome>

<Categoria, Instituição>

AGRADECIMENTOS

Aos orientadores, Eng.º Pedro Lapa e Eng.º Miguel Jesus pela disponibilidade e apoio prestado durante o trabalho. Também aos restantes colegas, essenciais na minha boa integração na empresa.

A todos os colaboradores da EVAC S.A. que estiveram envolvidos direta e indiretamente na preparação da Unidade de Tratamento de Ar em estudo.

Ao professor, Eng.º Leonardo Ribeiro pela sua disponibilidade para ajudar.

A toda a família, namorada e amigos que durante este período me deram motivação para terminar esta etapa da minha vida.

PALAVRAS-CHAVE

Recuperador de calor por baterias; Unidade de Tratamento de Ar; Sistema de recuperação de calor; Permutadores de calor compactos; Eficiência energética.

RESUMO

Este trabalho teve como principal objetivo estudar o efeito da variação do caudal de água no comportamento de recuperadores de calor por baterias (*run-around coil* - RAC), instalados em Unidades de Tratamento de Ar (UTA). Para tal, foi utilizada uma Unidade de Tratamento de Ar, fabricada pela empresa EVAC, S.A., na qual se instalou um recuperador de calor do tipo supracitado.

Todo o trabalho foi executado na sede da empresa EVAC, S.A., sendo que a UTA utilizada para o estudo está dedicada ao tratamento do ar novo necessário para o bloco de escritórios da empresa. A UTA encontra-se na cobertura do edifício, sito em Penafiel. É uma unidade de duplo fluxo, do tipo bidirecional. Trata-se do modelo UTA-RP 20D ZL70, na sua configuração sobreposta.

Após a seleção e instalação do recuperador de calor na UTA, procedeu-se ao posicionamento e instalação de um conjunto de sondas e sensores, de modo a se obterem os dados necessários para o desenvolvimento do estudo. Os dados começaram a ser recolhidos 24 horas por dia e a serem criteriosamente observados, de forma a se perceber o comportamento do recuperador de calor (da perspetiva de ambos os fluidos: ar e água).

Em simultâneo com a preparação da instalação até ao seu arranque, procedeu-se a uma revisão bibliográfica sobre o tema em análise. Esta revisão teve como assuntos principais a transferência de calor (nomeadamente os processos da condução e da convecção), a mecânica dos fluidos e as normas técnicas e legislação aplicável às UTA e, muito em particular, aos permutadores de calor compactos e recuperadores de calor.

Como base de estudo foi usado o livro de Rigot (1991) que contém os princípios básicos para a compreensão e dimensionamento deste tipo de permutadores de calor. De destacar a parte 5 deste livro, fundamental para o estudo da termodinâmica aplicada a este componente, devido a ter uma base sólida sobre permutadores compactos. Usando a ferramenta de cálculo da *Microsoft, Excel*, foi replicado o exemplo descrito no final desse capítulo, com intuito de consolidar a teoria estudada e se perceber as variáveis do problema em causa.

Após ter sido interiorizada toda a parte física do problema, optou-se por utilizar o método de cálculo ϵ -NTU por forma a determinar as temperaturas de saída do ar e da água, sem ser necessário a sua previsão, associada ao uso do método da Diferença de Temperaturas Média Logarítmica, LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Difference*). Numa fase seguinte do trabalho, avançou-se para um complemento ao modelo numérico desenvolvido para cálculo, verificação e análise do rendimento térmico e da eficiência energética em função do caudal de água, tendo-se concluído este estudo com uma análise comparativa entre as medições experimentais e o modelo de cálculo realizado.

O trabalho desenvolvido permitiu atingir o principal objetivo proposto. Uma das principais conclusões foi a determinação do caudal mássico de água que maximiza a eficiência energética (aplicável especificamente ao recuperador de calor em análise). Situa-se entre 0,77 e 1 vezes o caudal mássico de ar. O parâmetro C_r , fundamental na conclusão do trabalho e que relaciona ambos os caudais, situa-se entre 0,19 e 0,24. Como é normal neste tipo de trabalho, por cada questão esclarecida, várias novas questões são geradas, pelo que este estudo permitiu ainda o desenvolvimento de ideias para novos trabalhos de investigação na temática em assunto.

KEYWORDS

Run-around coil; Air handling unit; Heat recovery system; Compact heat exchangers; Energy efficiency.

ABSTRACT

The main objective of this work was to address the effects of water flow variation on the run-around coil (RAC) heat recovery system behavior, installed in Air Handling Units. For this, an Air Handling Unit (AHU) was used, manufactured by the company EVAC, S.A., in which a heat recovery of the aforementioned type was installed.

All the work was carried out at the headquarters of EVAC, S.A. company. The AHU used for the study is dedicated to the treatment of fresh air, needed for the company's offices block. The AHU is located on the roof of the building, in Penafiel. It's a bidirectional, double-flow unit (model UTA-RP 20D ZL70, in a double deck configuration).

After the selection and installation of the heat recovery unit in the AHU, a set of probe and sensors were positioned and installed, in order to obtain the necessary data for the development of the study. The data were collected 24 hours a day and carefully monitored and analyzed in order to understand the behavior of the heat recovery system (from the perspective of both fluids: air and water).

Simultaneously with the preparation of the installation until its start, a bibliographic review was carried out on the subject under analysis. This review had as main subjects the heat transfer (namely the conduction and convection processes), the fluid mechanics and the technical standards and legislation applicable to the AHU's and in particular, to compact heat exchangers and heat recovery systems.

As a study base, Rigot (1991) was used, which contains the basic principles for understanding and sizing this type of heat exchangers. Of note, the 5th chapter of this book, fundamental to the study of thermodynamics applied to this component, due to having a solid base on compact exchangers. Using the Microsoft calculation tool, Excel, the example described at the end of this chapter was replicated, in order to consolidate the studied theory and to understand the variables of the problem.

After the geometrical part of the problem having been internalized, it was decided to use the ϵ -NTU calculation method to determine the outlet temperatures of air and water, without it being required to predict it, associated to the Logarithmic Mean Temperature Difference, LMTD. In a subsequent phase of the work, it was made a complement to the numerical model developed for the calculation, verification and analysis of the thermal and the energy efficiency according to the water flow, this study was concluded with a comparative analysis between the experimental measurements and the calculation model carried out.

The developed work allowed to achieve the main objective proposed. One of the main conclusions was the determination of the water mass flow rate that maximizes the energy efficiency (applicable specifically to the heat recovery system under analysis). It is located between 0.77 and 1.0 of the mass air flow rate. The C_r parameter, fundamental to the conclusion of this study and which relates both flows, is between 0.2 and 0.3. As is normal in this type of work, for each enlightened question, several new issues are generated, so this study has also allowed the development of ideas for new research on the subject matter.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

<i>AHRI</i>	<i>Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute</i>
BR	Bateria de recuperação (permutador compacto)
<i>EPA</i>	Filtro de partículas eficiente (<i>efficiency particulate air “filter”</i>)
<i>ETA</i>	Ar extração (<i>extract air</i>)
<i>HEPA</i>	Filtro de partículas de alta eficiência (<i>high efficiency particulate air “filter”</i>)
<i>HRS</i>	Recuperador de calor (<i>heat recovery system</i>)
LA	Lavador de ar
<i>LMTD</i>	Diferença média de temperatura logarítmica (<i>log mean temperature difference</i>)
MBH	Unidades higiénicas monobloco
<i>ODA</i>	Ar seco exterior (<i>outside dry air</i>)
<i>RAC</i>	Recuperação por baterias (<i>run-around coil</i>)
RB	Recuperador por baterias (gama de equipamento)
RP	Recuperador de placas
RR	Recuperador rotativo
<i>TB</i>	Pontes térmicas (<i>thermal bridges</i>)
UD	Unidades desumificadoras
UFQ	Unidade de filtração química
<i>ULPA</i>	Filtro de partículas ultra finas (<i>ultra low particulate air</i>)
URT	Unidade de recuperação de baixo perfil
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
UTA-H	Unidade de tratamento de ar higiénica
UTAN	Unidade de tratamento de ar novo
UVU	Unidades de ventilação unidireccionais

Lista de Unidades

$^{\circ}\text{C}$	Grau Celsius
h	Hora
J	Joule
K	Kelvin
kg	Quilograma
l	Litros ($1 \times 10^{-3} \text{ m}^3$)
m	Metro
m^2	Metro quadrado
m^3	Metro cúbico
mm	Milímetro ($1 \times 10^{-3} \text{ m}$)
Pa	Pascal
ppm	Partes por milhão
s	Segundo
W	Watt
μm	Micrómetro ($1 \times 10^{-3} \text{ mm}$)

Lista de Símbolos

A, b, c	Variáveis Nusselt para o fluido primário	[-]
A', b', c'	Variáveis Nusselt para o fluido secundário	[-]
C_0	Fator de correção para alhetas sem bordas livres	[-]
C_1	Fator de correção para alhetas $c/ 1$ borda livre	[-]
C_2	Fator de correção para alhetas $c/ 2$ bordas livres	[-]
$C_{\text{água}}$	Energia contida na massa de água por grau Celsius	$[J \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}]$
C_{ar}	Energia contida na massa de ar por grau Celsius	$[J \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}]$
$C_{\text{máx.}}$	Valor maior entre $C_{\text{água}}$ e C_{ar}	$[J \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}]$
$C_{\text{mín.}}$	Valor menor entre $C_{\text{água}}$ e C_{ar}	$[J \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}]$
C_{pP}	Calor específico da água a pressão constante	$[J \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}]$
C_{pS}	Calor específico do ar a pressão constante	$[J \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}]$
C_r	Razão entre $C_{\text{mín.}}$ e $C_{\text{máx.}}$	[-]
e	Espessura das alhetas	$[m]$
E	Parâmetro eficiência da alheta	[-]
F_f	Fator nº fiadas	[-]
H	Altura da bateria	$[m]$
h	Entre eixos verticais	$[m]$
$h_{\text{água}}$	Entalpia da água	$[J \cdot \text{kg}^{-1}]$
h_{ar}	Entalpia do ar	$[J \cdot \text{kg}^{-1}]$
$K_{g,U}$	Coefficiente global de transferência de calor	$[W \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}]$
l	Entre eixos horizontais	$[m]$
L_a	Comprimento do alhetado	$[m]$

L_t	Comprimento total dos tubos	[m]
L_v	Calor latente de condensação	[J·kg ⁻¹]
$\dot{m}_{máx.s}$	Caudal mássico máximo de ar	[kg·s ⁻¹]
\dot{m}_p	Caudal mássico de água	[kg·s ⁻¹]
\dot{m}_s	Caudal mássico de ar	[kg·s ⁻¹]
N	Número de alhetas	[-]
$N_{alhetas(com\ 1\ borda\ livre)}$	Número de alhetas com 1 borda livre	[-]
$N_{alhetas(sem\ bordas\ livres)}$	Número de alhetas sem bordas livres	[-]
$N_{circ.}$	Número de circuitos	[-]
N_f	Número de fiadas	[-]
N_T	Número de tubos p/ fiada	[-]
NTU	Número de unidades de transferência (<i>Number of transfer units</i>)	[-]
N_{tubos}	Número total de tubos	[-]
NU_p	Número de Nusselt da água	[-]
NU_s	Número de Nusselt do ar	[-]
p	Espaçamento entre alhetas	[m]
$P_{Abs.BC}$	Potência absorvida pela bomba	[W]
$P_{Abs.Vent.}$	Potência absorvida pelo ventilador	[W]
P_{ATM}	Pressão atmosférica	[Pa]
$P_{el(aux)}$	Potência elétrica (bomba)	[W]
Pr_p	Número de Prandtl da água	[-]
Pr_s	Número de Prandtl do ar	[-]
Q	Potência trocada pelos 2 fluidos	[W]
Q_{HRS}	Potência recuperada	[W]
q_{nom}	Caudal nominal (ar)	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_p	Potência trocada pela água	[W]
Q_s	Potência trocada pelo ar	[W]
\dot{q}_v	Potência do ventilador	[W·Pa ⁻¹]
R''_f	Resistência de incrustação	[m ² ·K·W ⁻¹]
r_e	Raio externo dos tubos	[m]
Re_p	Número de Reynolds da água	[-]
Re_s	Número de Reynolds do ar	[-]
r_i	Raio interno dos tubos	[m]
S_e	Área total de transferência	[m ²]
S_{fb}	Área frontal bruta	[m ²]
S_{fo}	Área mínima de passagem do ar	[m ²]
SFP_{INT}	Potência específica de ventilação interna (<i>Specific fan power</i>)	[W·m ⁻³ ·s ⁻¹]

SFP_{INT_INS}	Potência específica ventilação interna na insuflação (<i>Specific fan power</i>)	$[W \cdot m^{-3} \cdot s^{-1}]$
SFP_{INT_RET}	Potência específica ventilação interna no retorno (<i>Specific fan power</i>)	$[W \cdot m^{-3} \cdot s^{-1}]$
$SFP_{máx}$	Potência específica ventilação máxima (<i>Specific fan power</i>)	$[W \cdot m^{-3} \cdot s^{-1}]$
S_i	Área face interna dos tubos	$[m^2]$
S_s	Área da superfície secundária p/ fiada	$[m^2]$
T	Temperatura do ar	$[^{\circ}C]$
T_{Ar_Novo}	Temperatura do ar novo	$[^{\circ}C]$
T_{dp}	Temperatura de orvalho (<i>dew point temperature</i>)	$[^{\circ}C]$
$T_{extr.}$	Temperatura do ar de extração	$[^{\circ}C]$
$T_{ins.}$	Temperatura do ar de insuflação	$[^{\circ}C]$
\dot{V}_P	Caudal volúmico de água	$[l \cdot h^{-1}]$
v_s	Velocidade do ar	$[m \cdot s^{-1}]$
\dot{V}_s	Caudal volúmico de ar	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$v_{s\ máx.}$	Velocidade máxima do ar	$[m \cdot s^{-1}]$
V_{total}	Volume total do permutador	$[m^3]$
X	Largura da BR	$[m]$
x	Humidade absoluta	$[kg_{H2O} \cdot kg_{ar}^{-1}]$

Lista de Símbolos Gregos

ε	Eficácia do permutador de calor (método ε -NTU)	$[\%]$
ε_r	Coeficiente de desempenho do recuperador	$[\%]$
\varnothing_e	Diâmetro externo dos tubos	$[m]$
$\varnothing_{equiv.}$	Diâmetro equivalente	$[m]$
\varnothing_h	Diâmetro hidráulico	$[m]$
\varnothing_h'	Diâmetro hidráulico (alhetas)	$[m]$
\varnothing_i	Diâmetro interior dos tubos	$[m]$
α_e	Coeficiente de convecção do ar	$[W \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}]$
α_i	Coeficiente de convecção da água	$[W \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}]$
β	Parâmetro da alheta	$[-]$
Δh_{ar}	Diferença de entalpias do ar	$[J]$
ΔP_{BR}	Perda de carga das BR	$[Pa]$
ΔP_{HRS}	Perda de carga do recuperador	$[Pa]$
ΔP_{ins}	Perda de carga na insuflação (recuperador)	$[Pa]$
ΔP_{ref}	Perda de carga de referência	$[Pa]$
ΔP_{ret}	Perda de carga no retorno (recuperador)	$[Pa]$
$\Delta P_{Vent.}$	Perda de carga do ventilador	$[Pa]$
$\Delta \theta$	Diferença de temperaturas (água)	$[^{\circ}C]$

η_e	Eficácia do alhetado	[%]
η_E	Eficiência energética	[%]
$\eta_{E\ 1:1\ min}$	Eficiência energética mínima (caudais mássicos de ar iguais nos circuitos de insuflação e extração)	[%]
$\eta_{e,\ global}$	Eficácia global do alhetado	[%]
η_{el}	Rendimento elétrico do ventilador	[%]
η_{fan_1}	Eficácia do ventilador	[%]
η_T	Rendimento térmico	[%]
θ	Temperatura da água	[°C]
λ_{albeta}	Condutibilidade das alhetas	[W·m ⁻² ·°C ⁻¹]
λ_P	Condutibilidade da água	[W·m ⁻² ·°C ⁻¹]
λ_s	Condutibilidade do ar	[W·m ⁻² ·°C ⁻¹]
λ_T	Condutibilidade dos tubos	[W·m ⁻² ·°C ⁻¹]
μ_e	Razão ϕ_h/ϕ_e	[-]
μ_P	Viscosidade dinâmica da água	[kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]
μ_s	Viscosidade dinâmica do ar	[kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]
ξ	Razão l·h ⁻¹	[-]
ρ_P	Massa específica da água	[kg·m ⁻³]
ρ_s	Massa específica do ar	[kg·m ⁻³]
σ	Razão (S _e ⁻¹ ·S _e ⁻¹)	[-]
Φ	Rendimento da superfície alhetada	[%]
Ψ_0	Razão nº alhetas sem bordas livres/nº alhetas totais	[-]
Ψ_1	Razão nº alhetas c/ 1 borda livre/nº alhetas totais	[-]
Ψ_2	Razão nº alhetas c/ 2 bordas livres/nº alhetas totais	[-]

Subscritos

11	Bateria do circuito 1, entrada	Usados com T, θ , h_{ar} , $h_{\acute{a}gua}$
12	Bateria do circuito 1, saída	
21	Bateria do circuito 2, entrada	
22	Bateria do circuito 2, saída	
P	Fluido primário	Usados com as propriedades
s	Fluido secundário	
T	Tubos	Uso geral
1	Entrada	
2	Saída	
e	Exterior/alhetas	
i	Interior (água)	Uso com α
e	Ar	
i	Água	Usados com BR
1	Bateria de recuperação do circuito 1	
2	Bateria de recuperação do circuito 2	
f	Fiadas	Usado com F, N
T	Térmico	Usados com η
E	Energética	

GLOSSÁRIO DE TERMOS

Fluido primário	Água no interior dos permutadores compactos (BR)
Fluido secundário	Ar que atravessa os permutadores compactos (BR)
Compacticidade/ Área específica	Relação entre a área de transferência e volume dos permutadores compactos (BR)

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - RECUPERADOR DE RODA TÉRMICA (A) E RECUPERADOR DE PLACAS (B)	6
FIGURA 2 - BR NA FASE DE MONTAGEM DA UTA EM ESTUDO (REGISTO FOTOGRÁFICO).	7
FIGURA 3 - ESQUEMA DE UM RECUPERADOR DE CALOR DE BATERIAS.	10
FIGURA 4 - VALORES DE REFERÊNCIA PARA O FENÓMENO DE RESISTÊNCIA DE INCRUSTAÇÕES	15
FIGURA 5- BATERIAS INSTALADAS (A) EXTRAÇÃO (B) INSUFLAÇÃO (REGISTO FOTOGRÁFICO).	25
FIGURA 6- COMPARAÇÃO ENTRE OS FLUXOS COM TUBOS ALINHADOS (A) E ALTERNADOS (B)	26
FIGURA 7 - ESTRUTURA HEXAGONAL (DIVISÃO DO ALHETADO)	27
FIGURA 8- PERMUTADOR COMPACTO (ALHETAS CONTINUAS LISAS/TUBOS ALINHADOS)	29
FIGURA 9- GRÁFICO EFICÁCIA DAS ALHETAS	30
FIGURA 10 – DIAGRAMA PSICROMÉTRICO, TRANSFERÊNCIA DE CALOR SENSÍVEL	34
FIGURA 11 – DIAGRAMA PSICROMÉTRICO, TRANSFERÊNCIA DE CALOR LATENTE	35
FIGURA 12 – ESQUEMA DO PROCESSO DE CÁLCULO (MÉTODO ϵ -NTU).	38
FIGURA 13 - ESQUEMA DO RECUPERADOR TIPO RAC.	39
FIGURA 14- PROCESSO DE CÁLCULO APÓS ϵ -NTU.	40
FIGURA 15 - ESQUEMA CAD DA UTA EM ESTUDO.	41
FIGURA 16- TRANSMISSOR DE PRESSÃO + SONDA TEMPERATURA (REGISTO FOTOGRÁFICO).	42
FIGURA 17- POSICIONAMENTO DOS DIVERSOS EQUIPAMENTOS (REGISTO FOTOGRÁFICO).	42
FIGURA 18- ISOLAMENTO (ARMAFLEX) (REGISTO FOTOGRÁFICO).	43
FIGURA 19 – CAUDALÍMETRO GRUNDFOS H ₂ O ANTES E APÓS ISOLAMENTO (REGISTO FOTOGRÁFICO).	43
FIGURA 20 - EXEMPLO SENSOR DE TEMPERATURA E HUMIDADE RELATIVA DO AR, MARCA CAREL (REGISTO FOTOGRÁFICO).	44
FIGURA 21 - QUADRO ELÉTRICO (REGISTO FOTOGRÁFICO).	45
FIGURA 22 - UTA EM ESTUDO (REGISTO FOTOGRÁFICO).	46
FIGURA 23- METODOLOGIA DE TRAMENTO DE DADOS.	48
FIGURA 24- ESQUEMA DA INFLUÊNCIA DO CAUDAL DE ÁGUA.	49
FIGURA 25 - TESTE 1.	50
FIGURA 26 - TESTE 2.	50
FIGURA 27 - TESTE 3.	51
FIGURA 28 - TESTE 4.	51
FIGURA 29 - GRÁFICO RENDIMENTO TÉRMICO PARA CAUDAIS DIFERENTES DE AR.	52
FIGURA 30 - GRÁFICO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA PARA CAUDAIS DIFERENTES DE AR.	54
FIGURA 31 - GRÁFICO RENDIMENTO TÉRMICO PARA CAUDAIS DE AR IGUAIS.	55
FIGURA 32 - GRÁFICO EFICIÊNCIA ENERGÉTICA PARA CAUDAIS IGUAIS.	57
FIGURA 33 – DADOS DE ENTRADA DO MODELO FINAL.	57
FIGURA 34 - MODELO FINAL.	58
FIGURA 35 - TESTE FINAL 1 (INSUFLAÇÃO).	59
FIGURA 36 - TESTE FINAL 2 (INSUFLAÇÃO).	60
FIGURA 37 - TESTE FINAL 3 (INSUFLAÇÃO).	61
FIGURA 38 - TESTE FINAL 1 (EXTRAÇÃO).	62

FIGURA 39 - TESTE FINAL 2 (EXTRAÇÃO).	63
FIGURA 40 - TESTE FINAL 3 (EXTRAÇÃO).	64
FIGURA 41- UTA VISTA DE FRENTE COM COMPONENTES INSTALADOS	76
FIGURA 42 - F_f DAS BR	100
FIGURA 43- EFICIÊNCIA DO ALHETADO EM FUNÇÃO DE "E"	100
FIGURA 44 - CURVA Q/P DA BOMBA	101
FIGURA 45- ENERGIA LIBERTADA NA CONDENSAÇÃO EM FUNÇÃO DA θ	102
FIGURA 46- MASSA ESPECÍFICA H_2O EM FUNÇÃO DA θ	102
FIGURA 47- CONDUTIBILIDADE H_2O EM FUNÇÃO DA θ	103
FIGURA 48- CALOR ESPECÍFICO H_2O EM FUNÇÃO DA θ	103
FIGURA 49- VISCOSIDADE DINÂMICA H_2O EM FUNÇÃO DA θ	104
FIGURA 50- ENTALPIA H_2O SAT. EM FUNÇÃO DA θ	104
FIGURA 51- CALOR ESPECÍFICO DO VAPOR H_2O EM FUNÇÃO DA T	105
FIGURA 52- CALOR ESPECÍFICO DO AR EM FUNÇÃO DA T	105
FIGURA 53 - CALOR ESPECÍFICO DO AR EM FUNÇÃO DA T	105
FIGURA 54- MASSA ESPECÍFICA DO AR EM FUNÇÃO DA T	106
FIGURA 55- CONDUTIBILIDADE DO AR EM FUNÇÃO DA T	106
FIGURA 56- VISCOSIDADE DINÂMICA DO AR EM FUNÇÃO DA T	106

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - VANTAGENS E DESVANTAGENS DO RECUPERADOR DE CALOR DO TIPO RAC	9
TABELA 2 - CLASSES DE EFICIÊNCIA DOS RECUPERADORES DE CALOR	9
TABELA 3 - REGULAMENTO EU 1253/2014	12
TABELA 4 - RESUMO DAS NORMAS E DIRETIVAS APLICÁVEIS.	13
TABELA 5- PROPRIEDADES DO FLUIDO PRIMÁRIO.	17
TABELA 6- PROPRIEDADES DO FLUIDO SECUNDÁRIO.	20
TABELA 7- DIMENSÕES DA BATERIA (A) (CIRCUITO 1 – EXTRAÇÃO, FIGURA 5 E FIGURA 8).	24
TABELA 8 - DIMENSÕES DA BATERIA (B) (CIRCUITO 2 – INSUFLAÇÃO, FIGURA 5 E FIGURA 8).	25
TABELA 9- FATOR Nº FIADAS CONSOANTE ALINHAMENTO DOS TUBOS	26
TABELA 10- RAZÃO DE QUANTIDADES ALHETAS	28
TABELA 11- FATORES DE CORREÇÃO PARA CADA TIPO DE ALHETA	29
TABELA 12- DADOS MEDIDOS NA UTA EM ESTUDO.	46
TABELA 13 – RENDIMENTO TÉRMICO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM FUNÇÃO DO CAUDAL DE ÁGUA (CAUDAIS AR DIFERENTES).	53
TABELA 14 – RENDIMENTO TÉRMICO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM FUNÇÃO DO CAUDAL DE ÁGUA (CAUDAIS AR IGUAIS).	56
TABELA 15- POSICIONAMENTO DA GAMA DE EQUIPAMENTOS.	75
TABELA 16- CLASSES DE RESISTÊNCIA DAS UTA	77
TABELA 17- CLASSES DE FUGA DAS UTA	77
TABELA 18- CLASSE DE TRANSMISSÃO TÉRMICA	78
TABELA 19- CLASSES DE PONTES TÉRMICAS DAS UTA	78
TABELA 20- CLASSIFICAÇÃO DA QUALIDADE DO AR INTERIOR EM FUNÇÃO DO NÍVEL DE CO ₂	79
TABELA 21- CARACTERIZAÇÃO DO AR EXTERIOR EM FUNÇÃO DA LOCALIZAÇÃO	79

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO E ENQUADRAMENTO	1
1.1	Estrutura do trabalho	1
1.2	Objetivos	2
1.3	Apresentação da empresa	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	Definição de UTA	5
2.2	Constituição de uma Unidade de Tratamento de Ar	6
2.2.1	Recuperadores de calor	6
2.2.2	Recuperadores de calor por baterias	8
2.3	Norma e Legislação	9
2.3.1	EN 13053	9
2.3.2	<i>Ecodesign</i> EU 1253/2014	11
2.3.3	Quadro de normas e diretivas	13
2.4	Transferência de calor	15
2.4.1	Fluido primário	16
2.4.2	Fluido secundário	18
3	DESENVOLVIMENTO	23
3.1	Modelo matemático	23
3.1.1	Constituição das baterias	24
3.1.2	Alhetas	27
3.1.3	Aquecimento do ar	32
3.1.4	Arrefecimento do ar	32
3.1.5	Calor sensível e latente	34
3.1.6	Método ϵ -NTU	36
3.1.7	Cálculo	39

3.2	Equipamento de campo	41
3.3	Tratamento de dados	46
3.4	Análise aos dados teóricos e práticos	48
3.5	Resultados	50
3.5.1	Parte experimental	52
3.5.2	Medições para caudais de ar diferentes	52
3.5.3	Medições para caudais de ar iguais	55
3.5.4	Modelo final	57
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	67
4.1	Conclusões	67
4.2	Proposta de trabalhos futuros	68
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	71
5.1	Bibliografia/Webgrafia	71
6	ANEXOS	75
6.1	Anexo A – Gama de equipamento	75
6.2	Anexo B – Outros componentes nas UTA	76
6.3	Anexo C - Legislação/normas relativas às UTA	77
6.3.1	EN 1886	77
6.3.2	EN 13779	79
6.4	Anexo D – Fichas técnicas	80
6.4.1	Eletrobomba	80
6.4.2	Caudalímetro Grundfos	86
6.4.3	Transmissor de pressão <i>Danfoss</i>	87
6.4.4	Sonda <i>Carel</i>	89
6.4.5	Transmissor de pressão <i>Delta OHM</i> (pressão atmosférica)	90
6.4.6	Medidor universal <i>Janitza</i>	92
6.4.7	Sonda de temperatura e humidade <i>Carel</i> (DPP)	97
6.4.8	Revestimento <i>Armacell/Armaflex</i>	99
6.5	Anexo E - Gráficos	100
6.5.1	Fluido primário	102
6.5.2	Fluido secundário	105

INTRODUÇÃO

1.1 ESTRUTURA DO TRABALHO

1.2 OBJETIVOS

1.3 APRESENTAÇÃO DA EMPRESA

1 INTRODUÇÃO E ENQUADRAMENTO

Atualmente a sustentabilidade e otimização estão ligadas praticamente a tudo o que a humanidade produz. O tratamento de ar e a climatização não são exceções. Aliás, são bem exemplo disso mesmo e cada vez de uma forma mais relevante, uma vez que os recursos que se despendem em prol do conforto térmico e em muitos casos especiais, como na área da saúde e indústrias, são significativos. Um dos equipamentos mais utilizados, em grandes edifícios de serviços e industriais é, inquestionavelmente, a Unidade de Tratamento de AR (UTA).

As UTA são constituídas por diversos componentes, tais como, filtros, registos de caudal, ventiladores, permutadores de calor (vulgarmente designados de baterias), recuperadores de calor, atenuadores acústicos, etc., sendo que a quantidade e o tipo de cada um destes componentes depende da constituição da unidade. A recuperação de calor por permutadores compactos a água, ou baterias de recuperação (*RAC – Run around coil*) é a vertente estudada, nomeadamente a análise da influência do caudal de água no comportamento deste tipo de recuperadores de calor.

1.1 Estrutura do trabalho

O trabalho realizado encontra-se resumido e apresentado neste documento através de 6 capítulos:

- Introdução, onde se encontra o contexto, a estrutura e os objetivos do trabalho (encontra-se ainda uma breve apresentação da empresa);
- Revisão Bibliográfica, onde é analisado o recuperador de calor do tipo *RAC* e alguma da legislação inerente aos mesmos e às UTA em geral. É também feita uma breve revisão à transferência de calor, essencial na construção do modelo matemático;
- Desenvolvimento, onde se encontram os alicerces do modelo matemático, equipamento de campo, tratamento de dados, análise das medições e do modelo e por fim os resultados;
- Conclusão, onde é feita uma descrição dos problemas encontrados, uma análise final aos resultados e o culminar com alguns possíveis trabalhos futuros;
- Bibliografia;
- Anexos, onde se encontram as fichas técnicas dos vários equipamentos usados, assim como outros tópicos relevantes para o estudo.

1.2 Objetivos

Este estudo tem como objetivo principal determinar as consequências que a variação de caudal de água provoca no recuperador de calor do tipo *RAC*, por forma a melhorar a sua eficiência, permitindo assim aumentar a sustentabilidade da UTA, quer da analisada, quer na sua aplicação generalizada. Este recuperador é constituído por duas baterias (neste caso a água, estando uma no circuito de ar de insuflação e outra no circuito de ar de extração) e respetivas ligações hidráulicas. Outros objetivos inerentes a todo o processo de estudo são compreender o funcionamento de uma UTA, conhecer outro tipo de recuperadores de calor e tecnicamente entender a transferência de calor entre ambos os fluidos no sistema *RAC*. O culminar do trabalho será a determinação de um caudal de água ideal para o sistema *RAC* na UTA em estudo e eventual aplicação em outras unidades com este tipo de sistema de recuperação de calor.

1.3 Apresentação da empresa

CONCEÇÃO E FABRICO DE EQUIPAMENTOS DE VENTILAÇÃO E CLIMATIZAÇÃO “À MEDIDA”, com especial dedicação às UNIDADES DE TRATAMENTO DE AR é a principal atividade da EVAC, desde que foi fundada em 1984 pelo Eng.º Zeferino Lapa, (EVAC, S.A., 2018).

Depois de consolidar a satisfação das necessidades do mercado português, em 1996 a EVAC inicia o seu processo de internacionalização e expansão para outros mercados e países, nomeadamente para a EUROPA, AMÉRICA DO SUL e NORTE DE ÁFRICA. O processo de internacionalização está hoje já solidamente consolidado. Esta experiência dá à EVAC a capacidade de trabalhar com diferentes culturas e climas, diferentes tipos de equipamentos e equipas técnicas, diferentes logísticas e até diferentes políticas e regulamentos, (EVAC, S.A., 2018).

A EVAC associa-se à Comissão EUROVENT de Certificação de Unidades de Tratamento de Ar em 1998 e obtém, no ano seguinte, a respetiva certificação da sua gama UTA, tornando-se um dos primeiros fabricantes europeus a ser certificado pela EUROVENT. A EVAC continua a ser um elemento ativo na EUROVENT, como membro do grupo de trabalho “PG-AHU” dedicado às Unidades de Tratamento de Ar, (EVAC, S.A., 2018).

Desde 2001 que a EVAC tem o seu SISTEMA DE GESTÃO DA QUALIDADE implementado e certificado pela norma ISO 9001, (EVAC, S.A., 2018).

Em 2015 o laboratório alemão TÜV NORD atribuiu a CERTIFICAÇÃO HIGIÉNICA à versão UTA-H, colocando a EVAC num restrito grupo de fabricantes detentores desta prestigiada certificação, (EVAC, S.A., 2018).

A atividade da EVAC baseia-se, desde sempre, em sólidos conhecimentos técnicos de engenharia, o que associado aos mais de 30 anos de experiência, lhe permite responder a todas as necessidades do mercado.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 DEFINIÇÃO DE UTA

2.2 CONSTITUIÇÃO DE UMA UNIDADE DE TRATAMENTO DE AR

2.3 NORMA E LEGISLAÇÃO

2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo introduzir-se-ão o conceito de UTA, alguns dos seus componentes, analisada alguma da legislação inerente aos recuperadores e às UTA, assim como as principais formas de transferência de calor que ocorrem num permutador compacto (Rigot, 1991). No subcapítulo 2.4 e, com mais detalhe, no capítulo 3.1.6 irá ser apresentado o modelo matemático utilizado para a realização deste trabalho.

2.1 Definição de UTA

A UTA é um dos principais equipamentos utilizados em sistemas de climatização, cujas principais funções são:

- Filtragem de ar;
- Aumento ou diminuição da temperatura do ar;
- Aumento ou diminuição do teor de água no ar;
- Controlo dos caudais de ar (extraído, insuflado, ar novo);
- Ação sobre a pressão do espaço;
- Integração de técnicas eficientes de ventilação.

É um equipamento composto por diversos “subequipamentos” (EVAC, Jesus, & Lapa, 2016), tais como:

- Ventiladores;
- Permutadores de calor;
- Registos de caudal;
- Filtros de partículas;
- Atenuadores acústicos.

Segundo a *Eurovent*, que é uma entidade europeia independente dedicada à certificação do desempenho de equipamentos de ar condicionado e refrigeração, uma UTA é uma caixa com painéis duplos de chapa, com isolamento entre eles, composta por, pelo menos, um ventilador, um filtro e um componente que tenha ação sobre a temperatura do ar, com caudal de ar superior a 1000 m³/h, (EVAC, Jesus, & Lapa, 2016).

2.2 Constituição de uma Unidade de Tratamento de Ar

Uma UTA pode ser constituída por diversos componentes, nomeadamente filtros, ventiladores, baterias, atenuadores acústicos, registos de caudal, recuperadores de calor, etc. (EVAC, Jesus, & Lapa, 2016). Na Figura 41, Anexo B – Outros componentes nas UTA, estão representados de forma esquemática alguns dos principais componentes que se podem encontrar numa Unidade de Tratamento de Ar.

Não faz parte do âmbito deste trabalho uma apresentação exaustiva de cada um dos componentes de uma UTA, pelo que se refere apenas em seguida, de uma forma muito resumida, os principais tipos de recuperadores de calor aplicados em Unidades de Tratamento de Ar.

2.2.1 Recuperadores de calor

Existem vários tipos de recuperadores de calor utilizados em Unidades de Tratamento de Ar. Destacam-se os seguintes tipos: recuperador rotativo (roda térmica), recuperador de placas e o recuperador por baterias (RAC).

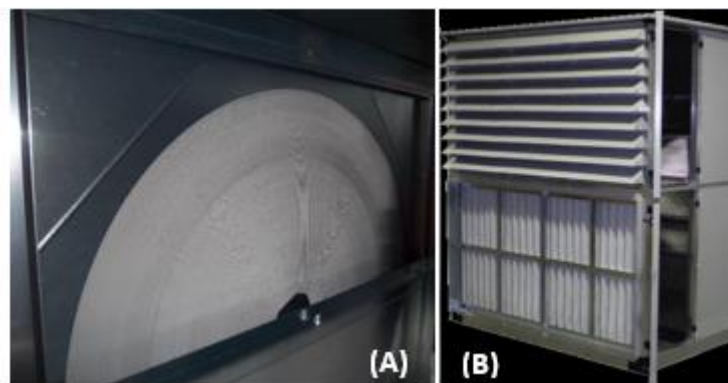


Figura 1 - Recuperador de roda térmica (A) e recuperador de placas (B)
(EVAC, Jesus, & Lapa, 2016), adaptado.

A roda térmica (A), ver Figura 1, como o próprio nome indica é uma peça circular rotativa que, estando em contacto com o circuito de extração e de insuflação, absorve e liberta calor, respetivamente, sempre que se movimenta.

O recuperador de placas (B), ver Figura 1, redireciona os fluxos de ar de modo a que façam um cruzamento entre eles, (consiste num recuperador de fluxos cruzados), fazendo com que parte do calor transportado pelo fluxo “mais quente” seja transferido para o fluxo “mais frio”.

Neste trabalho é utilizado um recuperador de calor do tipo *RAC*, funcionando a água e a ar como fluido primário e fluido secundário, respetivamente. Um recuperador do tipo *RAC* é constituído, em resumo, por 2 baterias interligadas por uma rede de tubagem hidráulica e uma eletrobomba responsável pela circulação de um fluido térmico (neste trabalho, água) entre as duas baterias, transferindo calor (energia) de um dos circuitos de ar para o outro.

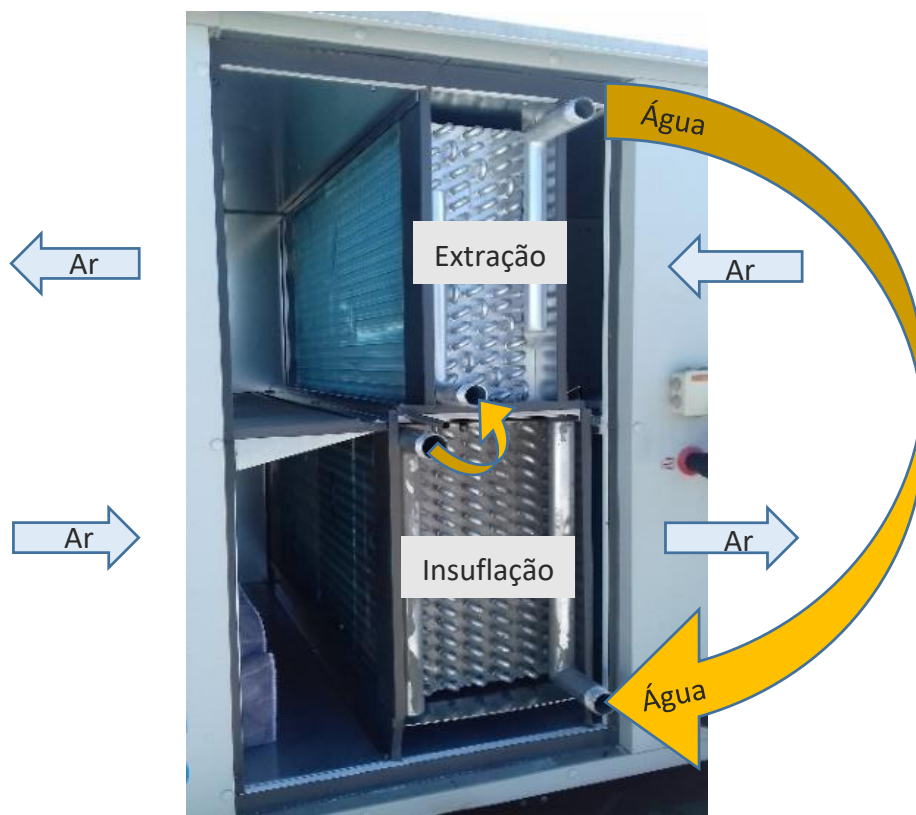


Figura 2 - BR na fase de montagem da UTA em estudo (registo fotográfico).

As baterias de recuperação (BR) da UTA estudada são visíveis na Figura 2, ainda em fase de montagem na máquina.

2.2.2 Recuperadores de calor por baterias

Os recuperadores de calor do tipo *RAC* são, neste trabalho, considerados como dois permutadores compactos, cada um possuindo uma rede de tubagem em forma de serpentina, enrolados em torno de alhetas (placas). A relação área de transferência por unidade de volume, ou compacticidade, dos permutadores compactos, tem valores na ordem dos $700 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ para gases e $400 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ para líquidos, (Bergman et al., 2011).

Nos sistemas do tipo *RAC* existem 2 baterias (permutadores de calor), ver Figura 2, onde uma extrai e outra fornece a energia ao ar (circuito de insuflação/extração), nas mesmas proporções considerando que não existem perdas de energia, interligadas por uma rede dedicada de tubagem hidráulica (circuito fechado) com uma eletrobomba que permite a circulação do fluido térmico, normalmente água.

Como se trata de um circuito de água fechado, é necessário incluir um vaso de expansão para acomodar qualquer variação de volume de fluido dentro do mesmo. O dimensionamento do vaso de expansão depende de fatores como a capacidade volúmica do circuito, temperaturas atingidas no sistema (para se determinar as variações de volume da água) e a geometria do sistema, (Wang, 2000).

Normalmente, para evitar o congelamento do fluido primário (água) dentro da tubagem e posterior congelamento do vapor de água contido no ar (fora da tubagem) é acrescentada uma porção de *glycol* ao fluido primário, o que irá fazer com que a temperatura de congelamento diminua.

Por exemplo, numa mistura de água com 25% de *glycol* a temperatura de congelamento desce para $-12,2 \text{ }^\circ\text{C}$ e, por outro lado, o coeficiente de transferência também desce cerca de 5%, (Wang, 2000).

A percentagem de *glycol* depende das situações em que a bateria estará a trabalhar; quanto mais as condições tenderem para temperaturas negativas, teoricamente será necessário uma percentagem maior de *glycol* na água. É indicado usar-se *glycol* para temperaturas abaixo de $3,3 \text{ }^\circ\text{C}$, mas o mínimo teórico será abaixo de $0 \text{ }^\circ\text{C}$. Deve-se juntar um inibidor ao *glycol*, ou adquirir uma mistura pré-definida para prevenir a corrosão das tubagens e demais acessórios, (Wang, 2000).

Há que ter sempre em conta que o *glycol* afeta diretamente a eficiência do permutador devido a não ter as mesmas características físicas da água (Wang, 2000), portanto, tem de haver uma análise, durante a fase de projeto, sobre as quantidades e em que casos usar esse anticongelante.

Segundo ASHRAE (2000), os recuperadores do tipo RAC apresentam vantagens e desvantagens; na Tabela 1 estão especificadas em forma de resumo algumas delas.

Tabela 1 - Vantagens e desvantagens do recuperador de calor do tipo RAC (ASHRAE, 2000).

Vantagens	Desvantagens
As BR não necessitam de estar juntas, dando versatilidade à UTA	Eficiência normalmente mais baixa que noutros recuperadores e sazonal
Caudais não se misturam, sendo o método ideal de recuperação para espaços contaminados	Tubagem tem de ser curta para diminuir a perda de carga da água, diminuindo a potência absorvida da bomba
Manutenção de nível intermédio comparado com o recuperador de placas (mais barato) e o recuperador rotativo (mais caro)	Só recupera calor sensível

2.3 Norma e Legislação

A legislação referente à ventilação, nomeadamente às UTA tem vindo a sofrer alterações ao longo do tempo, apertando cada vez mais critérios como a qualidade do ar, manutenção e eficiências dos próprios componentes. O objetivo aqui não é abordar toda a legislação, mas sim dar a entender que existem normas e decretos-lei que devem ser verificados e cumpridos, desde o processo de seleção, conceção e construção.

2.3.1 EN 13053

Segundo a norma EN 13053, Tabela 2, a classificação de recuperadores de calor, de acordo com a sua eficiência energética será:

Tabela 2 - Classes de eficiência dos recuperadores de calor (EVAC, Jesus, & Lapa, 2016), adaptado.

CLASSE	$\eta_{e\ 1:1}$ min[%]
Classe H1	≥ 71
Classe H2	≥ 64
Classe H3	≥ 55
Classe H4	≥ 45
Classe H5	≥ 36
Classe H6	Sem requisitos

Nota: Os valores são válidos para condições de iguais caudais mássicos de ar e em condições em que o teor em água não sofre variação.

O coeficiente de desempenho de um recuperador de calor, é avaliado com a razão entre a potência térmica recuperada com a potência elétrica absorvida (bomba + ventiladores), dada pela equação (2-1),

$$\varepsilon_r = \frac{Q_{HRS}}{P_{el}} \quad (2-1)$$

Sendo:

$$P_{el} = P_{Abs.Vent.} + P_{el(aux)} \quad (2-2)$$

A $P_{Abs.Vent.}$ representa a potência absorvida do ventilador dependente da perda de carga ΔP_{HRS} e $P_{el(aux)}$ a potência absorvida pela bomba, que mantém o fluido em movimento. O parâmetro rendimento elétrico, η_{el} , será cerca de 0,6, (EVAC, Jesus, & Lapa, 2016).

$$P_{Abs.Vent.} = \frac{\dot{q}_v \cdot \Delta P_{HRS}}{\eta_{el}} \quad (2-3)$$

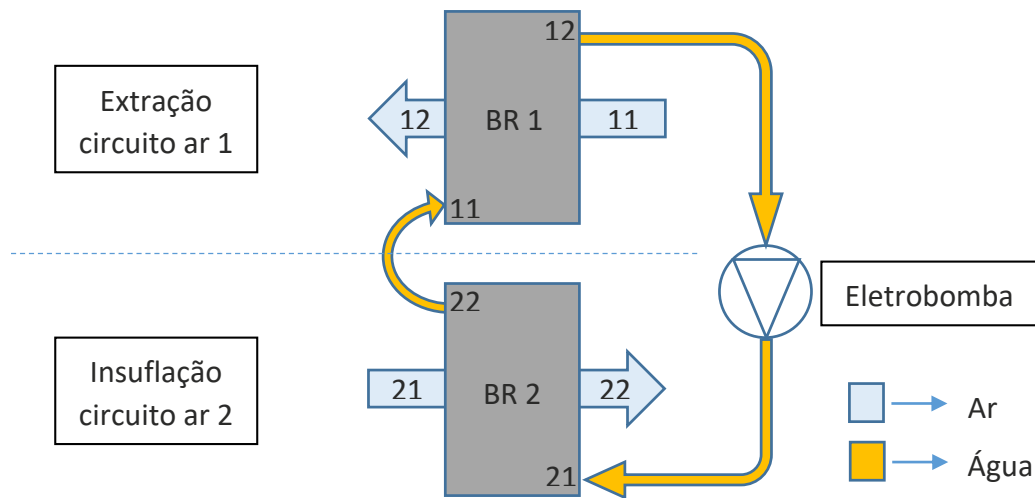


Figura 3 - Esquema de um recuperador de calor de baterias.

Para calcular a perda de carga do ar ao atravessar as baterias foram consultados os livros de Tsai, Wang, & Lu (1998) e Bell (2011). A equação (2-4), tendo como referência a Figura 3, apenas se aplica na situação em que os caudais mássicos de ar são iguais em ambos os circuitos, caso contrário devem ser aplicados os caudais, consoante o respetivo circuito.

$$Q_{HRS} = \dot{m}_s \cdot (h_{22} - h_{21}) = \dot{m}_s \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad (2-4)$$

A eficiência energética (2-5) de um recuperador de calor é uma razão entre a potência recuperada e a potência máxima possível de recuperar,

$$\eta_E = \frac{Q_{HRS} - P_{el}}{Q_{HRS,potencial}} = \eta_T \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_r}\right) \quad (2-5)$$

O rendimento térmico na insuflação (2-6), (EVAC, Jesus, & Lapa, 2016), ver a Figura 3, será,

$$\eta_T = \frac{T_{22} - T_{21}}{T_{11} - T_{21}} \quad (2-6)$$

A eficiência energética irá ser um dos principais indicadores para se atingir uma conclusão. Para o recuperador ser sustentável tem de conseguir recuperar mais energia de que a que consome no próprio processo de recuperação, por isso quanto mais elevada for a sua eficiência maior será a relação de energia recuperada/consumida.

2.3.2 Ecodesign EU 1253/2014

Segundo os requisitos de *Ecodesign*, com entrada em vigor em 01-01-2016:

- Toda e qualquer unidade de ventilação deverá ser fornecida com sistema de velocidade variável ou com sistema de várias velocidades (3 velocidades + opção off);
- Toda e qualquer unidade de ventilação deverá apresentar uma potência específica interna dos componentes de referência inferior a determinados valores estabelecidos (de acordo com a tipologia da unidade de ventilação);
- Toda e qualquer unidade de ventilação bidirecional, ou seja, de duplo fluxo – insuflação e extração, deverá ser dotada de recuperador de calor, com sistema de *bypass*, com um rendimento térmico mínimo de 67% para recuperadores de placas ou rotativos e de 63% para recuperadores de baterias (*RAC*) (EVAC, Jesus, & Lapa, 2016).

As diferenças do regulamento de 2018 mais relevantes para o estudo estão exatamente no rendimento térmico dos recuperadores havendo subidas de 6 pontos percentuais nos recuperadores de calor de placas e rotativos e de 5 pontos percentuais nos recuperadores do tipo *RAC*, em relação ao ano de 2016.

Comparação do regulamento EU 1253/2014 entre 2016 e 2018, ver Tabela 3:

Tabela 3 - Regulamento EU 1253/2014
(EVAC, Jesus, & Lapa, 2016), adaptado.

Regulamento (EU) 1253/2014 para unidades de ventilação não residenciais		2016	2018
Ventiladores com sistema de várias velocidades [mínimo 3 velocidades + opção desligar (OFF)] ou velocidade variável		Obrigatório	Obrigatório
Rendimento térmico mínimo: $\eta_T = \frac{T_{ins.} - T_{Ar_Novo}}{T_{extr.} - T_{Ar_Novo}}$, para caudais iguais de ar seco		Baterias de recuperação "RAC" 63%	68%
		Outro: placas, rotativo, ... 67%	73%
Potência específica do ventilador (Specific fan power-SFP) interno para configuração de referência, UVB $SFP_{INT_INS} + SFP_{INT_RET} < SFP_{m\acute{a}x}$ [W·m ⁻³ ·s ⁻¹] $SFP_{INT} = \frac{\Delta P_{ref}}{\eta_{el}}$ $\eta_{el} = \frac{\Delta P_{HRS} \cdot \dot{q}_v}{P_{el}}$	$q_{nom.} < 2 \text{ m}^3/\text{s}$	$SFP_{m\acute{a}x}$ Baterias de recuperação "RAC"	1.700 – 300 · $q_{nom.}/2 + E - F$
	$q_{nom.} \geq 2 \text{ m}^3/\text{s}$		1.400 + E – F
	$q_{nom.} < 2 \text{ m}^3/\text{s}$	$SFP_{m\acute{a}x}$ Outro: placas, rotativo, ...	1.200 – 300 · $q_{nom.}/2 + E - F$
	$q_{nom.} \geq 2 \text{ m}^3/\text{s}$		900 + E – F
E- Bónus relativamente ao rendimento térmico do sistema de recuperação de calor [w·m ⁻³ ·s ⁻¹]		Baterias de recuperação "RAC"	$(\eta_T - 0,63) \cdot 3.000$
		Outro: placas, rotativo, ...	$(\eta_T - 0,67) \cdot 3.000$
F- Correção relativamente à configuração de referência [w·m ⁻³ ·s ⁻¹]		Configuração de referência	0
		Extração sem M5	160
		Insuflação sem F7	200
		Sem ambos os filtros	360
Potência específica do ventilador (SFP) interno máximo em unidades de ventilação unidirecionais (UVU), com filtro		250	230
Rendimento estático mínimo do grupo do ventilador para UVU		P ≤ 30 kW	6,2% · ln(P) + 35%
		P > 30 kW	56,1%
Aviso visual individual para colmatação dos filtros		-	Obrigatório

2.3.3 Quadro de normas e diretivas

As normas apresentadas nos subcapítulos 2.3.1 e 2.3.2 são apenas algumas das quais que fazem parte da extensa lista em que uma UTA pode estar abrangida.

Na Tabela 4 ficam designadas as normas e diretivas possíveis a que as máquinas devem obedecer, no que toca à ventilação, ao desempenho e ao nível higiénico.

Tabela 4 - Resumo das normas e diretivas aplicáveis.

<i>Norma</i>	<i>Título</i>
<i>EN 13053</i>	<i>Ventilation for buildings – Air handling units – Rating and performance for units, components and sections</i>
<i>EN 1886</i>	<i>Ventilation for buildings – Air handling units – Mechanical performance</i>
<i>EU Nº 1253/2014</i>	<i>Commission Regulation, implementing Directive 2009/125/EC of the european parliament: “Ecodesign requirements for Ventilation units”</i>
<i>DIN 1946-4</i>	<i>Ventilation and air conditioning – Part 4: VAC systems in buildings and rooms used in health care sector</i>
<i>VDI 6022-Part 1</i>	<i>Hygiene requirements for Ventilation and air-conditioning systems and units</i>
<i>ONORM H6020</i>	<i>Ventilation and air conditioning plants for locations for medical use – Design, construction, operation, maintenance, technical and hygienic inspections</i>
<i>ONORM H6021</i>	<i>Ventilation And Air Conditioning Plants – Specifications Keeping Them Clean and Cleaning</i>
<i>SWKI 99-3</i>	<i>Installations de chauffage, Ventilation et climatisation des hôpitaux (planification, construction, exploitation)</i>
<i>SWKI VA104-1</i>	<i>Exigences hygiéniques pour les Installations et appareils aérauliques</i>
<i>EN 779</i>	<i>Particulate air filters for general Ventilation – Determination of the filtration performance</i>
<i>EN 1882</i>	<i>High Efficiency air filters (EPA, HEPA and ULPA)</i>
<i>EN 1751</i>	<i>Ventilation for buildings – Air terminal devices – Aerodynamic testing of damper and valves</i>
<i>VDI 3803 - Part 1</i>	<i>Central air-conditioning systems. Structural and technical principles</i>
<i>VDI 3803 - Part 4</i>	<i>Air-conditioning, systems requirements. Air filtering systems</i>

Tabela 4 - Resumo das normas e diretivas aplicáveis. (continuação)

<i>EN 305</i>	<i>Heat exchangers - Definitions of performance of Heat exchangers and the general test procedure for establishing performance of all heat exchangers</i>
<i>EN 308</i>	<i>Heat exchangers - Test procedures for establishing performance of air to air and flue gases heat recovery devices</i>
<i>EN 1216</i>	<i>Heat exchangers – Forced circulation air-cooling and air-heating Coils – Test procedures for establishing the performance</i>
<i>EN 13779</i>	<i>Ventilation for non-residential buildings – Performance requirements for Ventilation and room-conditioning systems</i>
<i>EU Nº 327/2011</i>	<i>Commission Regulation, implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament: Ecodesign Requirements for fans driven by motors with an electrical input power between 125 W and 500 kW</i>
<i>Dir. 2006/42/EC</i>	<i>Machinery Directive</i>
<i>Regulações nacionais aplicáveis variam de país para país</i>	

O trabalho não tendo como objetivo a verificação das normas e diretivas aplicadas às UTA deixará este tema apenas com a Tabela 4. Um possível trabalho no futuro será analisar, por exemplo, as diferenças em aspetos como filtragem, potências de ventilação e recuperação de calor nos diversos países, especialmente de continentes diferentes.

Em Portugal, as normas são normalmente publicadas em Diário da República, sendo os emissores vários ministérios como o da Energia, Saúde e Solidariedade, Ordenamento do Território, Ambiente e o do Emprego e Segurança Social como, por exemplo, a portaria em Diário da República n.º 235/2013 Portaria 353-A/2013, (2013), que “regula o caudal de ar novo por espaço, limiares de proteção e condições de referência para os poluentes do ar interior de edifícios de comércio e serviços novos, sujeitos a grande intervenção e existentes e a respetiva metodologia de avaliação”.

2.4 Transferência de calor

A potência trocada pelo fluido primário (água) é calculada pela equação (2-7) (Rigot, 1991), sendo as propriedades físicas obtidas à temperatura inicial, no caso de estudo em particular. Os pontos 11 e 12, visíveis na Figura 3, representam a BR 1, correspondentes à entrada e saída da água na bateria, respetivamente. No caso da BR 2, as temperaturas da água ficariam representadas por θ_{21} e θ_{22} .

$$Q_P = \dot{V}_P \cdot \rho_P \cdot C_{pP} \cdot (\theta_{11} - \theta_{12}) \quad (2-7)$$

A potência trocada pelo fluido secundário (ar), (Rigot, 1991), é calculada pela equação (2-8). Os pontos 11 e 12, visíveis na Figura 3, representam a entrada e saída do ar, respetivamente, da BR 1, sendo que para a BR 2 as temperaturas seriam designadas T_{21} e T_{22} , respetivamente.

$$Q_S = \dot{V}_S \cdot \rho_S \cdot C_{pS} \cdot (T_{11} - T_{12}) \quad (2-8)$$

O coeficiente de transmissão de calor global K_g , posteriormente usado no método ϵ -NTU, é dado pela equação (2-9) (1991), em que a parcela que representa a resistência de incrustação (*fouling factor*) se assumiu como “água do rio”, Figura 4.

$$K_g = \left[\frac{S_e}{S_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{e_t}{\lambda_T} \right) + \frac{1}{\alpha_e \cdot \left[1 - \frac{S_s}{S_e} \cdot (1 - \eta_{e,global}) \right]} + R''_f \right]^{-1} \quad (2-9)$$

Fluidos	R''_f (m ² · K/W)
Água do mar tratada (abaixo 50°C)	0,0001
Água do mar tratada (acima 50°C)	0,0002
Água do rio (abaixo 50°C)	0,0002-0,001
Fuelóleo	0,0009
Líquidos frigorigéneos	0,0002
Vapor (rolamento sem óleo)	0,0001

Figura 4 - Valores de referência para o fenómeno de resistência de incrustações Bergman et al. (2011), adaptado.

O método ϵ -NTU, descrito no subcapítulo 3.1.6, irá ser a essência de todo o processo de cálculo, sendo possível obter o coeficiente de desempenho da BR que será aplicado no modelo matemático. Para se acompanhar, mais facilmente, o processo da transferência de calor pode-se dividir o trajeto do fluxo de calor em 3 fases.

No aquecimento, uma em que a água transfere calor por convecção para a face interior do tubo, outra fase em que por condução o calor atravessa o tubo e, por fim, a fase em que o ar que sobre a superfície de transferência do conjunto “alhetas/tubos” absorve a energia cedida pela água, também por convecção. No arrefecimento o processo é similar, mas desta vez o ar é que transfere energia para a água.

2.4.1 Fluido primário

No caso de estudo o fluido primário é a água e como não se irão atingir temperaturas negativas, que levariam ao seu congelamento, optar-se-á por não utilizar *glycol*.

Para determinar a potência trocada pelo fluido primário por convecção é necessário saber os números adimensionais da Tabela 5, que variam devido às alterações de caudal e temperatura. As propriedades foram obtidas para a temperatura inicial.

Um exemplo é o número de Reynolds, dado pela equação (2-10) (Rigot, 1991),

$$Re_p = \frac{\rho_p \cdot \varnothing_i \cdot v_{média}}{\mu_p} \quad (2-10)$$

As propriedades, ρ_p e μ_p , massa específica e viscosidade dinâmica da água, respetivamente, foram obtidas por regressão polinomial, representadas no capítulo 6.5.1.

Sendo \varnothing_i o diâmetro interno, $v_{média}$ (2-11) (Rigot, 1991) a velocidade média da água nos tubos,

$$v_{média} = \frac{\dot{V}_p}{\pi \cdot \left(\frac{\varnothing_i^2}{4}\right) \cdot N_{circ.}} \quad (2-11)$$

$N_{circ.}$ representa o número de circuitos. Outro exemplo de um número adimensional é o Nusselt, Nu_p (2-12),

$$Nu_p = \frac{\alpha_i \cdot \varnothing_i}{\lambda_p} = A \cdot Re_p^b \cdot Pr_p^c \quad (2-12)$$

Tendo sido usada a correlação de Dittus-Boelter, que propõe os valores de A , b e c , com base em dados empíricos de, 0,023; 0,8 e 1/3, respetivamente, (Rigot, 1991).

O número de Prandtl, Pr_p (2-13) (Rigot, 1991),

$$Pr_p = \frac{Cp_p \cdot \mu_p}{\lambda_p} \quad (2-13)$$

O coeficiente de convecção do fluido primário, α_i (2-14),

$$\alpha_i = \frac{Nu_p \cdot \lambda_p}{\phi_i} \quad (2-14)$$

As propriedades λ_p e Cp_p , condutibilidade e calor específico a pressão constante, respetivamente, são obtidos a partir de regressões polinomiais como se observa no capítulo 6.5.1.

Na Tabela 5 estão resumidas as equações usadas relativas ao fluido primário.

Tabela 5- Propriedades do fluido primário.

<i>Propriedade [Unidade]</i>	<i>Equação</i>
$Re_p [-]$	(2-10)
$Nu_p [-]$	(2-12)
$Pr_p [-]$	(2-13)
$\alpha_i [W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}]$	(2-14)

A velocidade da água é algo que deve ser controlado, quer devido à possível erosão da tubagem, principalmente se houver bolhas de ar ou partículas sólidas contidas no fluxo, quer pelos ruídos que provoca caso seja excessiva e até pelo efeito do golpe de aríete, (Wang, 2000), provocado por variações repentinas de pressão, normalmente quando uma válvula é fechada subitamente, podendo danificar a tubagem. Segundo o autor, o limite máximo usual de velocidade em circuitos fechados é de $1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ para tubagens de diâmetro inferior a 50 mm , o que se irá verificar no caso em estudo (Wang, 2000).

2.4.2 Fluido secundário

O fluido secundário, como já foi referido, é o ar. Para determinar com mais exatidão a potência recebida ou transmitida por convecção pelo ar, no aquecimento ou arrefecimento, tal como no fluido primário, é necessário saber as suas propriedades físicas para obter os números adimensionais, usados para o cálculo do coeficiente de convecção.

A massa específica aqui utilizada é o inverso do volume específico, retirado da ASHRAE, usando a temperatura inicial. No processo de trocas de calor sensível usou-se a massa específica tabelada por meio de uma interpolação.

O número de Reynolds, Re_s , (2-15) (Rigot, 1991),

$$Re_s = \frac{\rho_s \cdot v_{s,máx} \cdot \phi_h}{\mu_s} \quad (2-15)$$

Sendo a velocidade máxima, $v_{s,máx}$, (2-16) (Rigot, 1991),

$$v_{s,máx} = v_s \cdot \frac{Sf_b}{Sf_o} \quad (2-16)$$

A velocidade, v_s , é dada pela equação (2-17) (Rigot, 1991),

$$v_s = \frac{\dot{V}_s}{L_a \cdot H} \quad (2-17)$$

A área frontal bruta da bateria, Sf_b (2-18),

$$Sf_b = L_a \cdot H \quad (2-18)$$

A área mínima de passagem do ar, Sf_o ,

$$Sf_o = L_a \cdot H \cdot \left(1 - \frac{e}{p} - \frac{\phi_e}{h}\right) \quad (2-19)$$

O diâmetro hidráulico \varnothing_h (2-20) (Rigot, 1991),

$$\varnothing_h = \frac{4 \cdot \left[1 - \frac{\pi \cdot \varnothing_e^2}{4 \cdot h \cdot l} - \frac{e}{p} \right]}{\left[\frac{\pi \cdot \varnothing_e}{h \cdot l} + \frac{2}{p} - \frac{\pi \cdot \varnothing_e^2}{2 \cdot p \cdot h \cdot l} \right]} \quad (2-20)$$

e - Espessura das alhetas

p - Espaçamento entre alhetas

\varnothing_e - Diâmetro externo dos tubos

h - Distância vertical entre eixos dos tubos

l - Distância horizontal entre eixos dos tubos

O número de Nusselt, Nu_s (2-21),

$$Nu_s = \frac{\alpha_e \cdot \varnothing_h}{\lambda_s} = A' \cdot (Re_s)^{b'} \cdot Pr^{c'} \quad (2-21)$$

Tendo sido usada a correlação em que A' , b' e c' são 0,33, 0,6 e 0,36, respetivamente, (Rigot, 1991).

O número de Prandtl (2-22) (Rigot, 1991),

$$Pr_s = \frac{Cp_s \cdot \mu_s}{\lambda_s} \quad (2-22)$$

As propriedades Cp_s , μ_s e λ_s , massa específica, viscosidade dinâmica e condutibilidade do ar, respetivamente, obtidos a partir das tabelas de Bergman et al. (2011), apêndice A por regressão polinomial.

O coeficiente de convecção do fluido secundário, α_e (2-23),

$$\alpha_e = \frac{Nu_s \cdot \lambda_s}{\varnothing_h} \quad (2-23)$$

Na Tabela 6 estão resumidas as equações usadas para o fluido secundário.

Tabela 6- Propriedades do fluido secundário.

<i>Propriedade [Unidade]</i>	<i>Equação</i>
$Re_s [-]$	(2-15)
$Nu_s [-]$	(2-21)
$Pr_s [-]$	(2-22)
$\alpha_e [W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}]$	(3-12)/(2-23)

DESENVOLVIMENTO

3.1 MODELO MATEMÁTICO

3.2 EQUIPAMENTO DE CAMPO

3.3 TRATAMENTO DE DADOS

3.4 ANÁLISE AOS DADOS TEÓRICOS E PRÁTICOS

3.5 RESULTADOS

3 DESENVOLVIMENTO

Nesta secção será abordada a construção do modelo matemático, parte experimental com devidos equipamentos de campo, os dados recolhidos a partir da UTA em estudo e uma reflexão final dos resultados obtidos.

3.1 Modelo matemático

O desenvolvimento do modelo matemático teve como teoria base de Rigot (1991), assentando os princípios de transferência de calor com as características de permutadores compactos. O método de cálculo de Rigot (1991) serve apenas para compreender o processo de transferência, tendo sido utilizado o método ϵ -NTU, como forma de determinar as propriedades físicas de saída de ambos os fluidos.

Em primeiro lugar, analisando o processo de transferência desde o fluido primário até ao fluido secundário, existe a convecção de calor da água para a superfície dos tubos, sendo este coeficiente influenciado pela resistência de incrustação, que neste trabalho não tem significado, pois é uma instalação nova.

De acordo com Hesselgreaves (2001), o tratamento da água com químicos ou solventes é um dos métodos mais drásticos para a remoção de partículas, provocadas quer pela sujidade, quer pelo desgaste dos materiais em contacto com a água. Outro método para prevenir o aparecimento de partículas é aumentar o fluxo da água, excetuando os casos em que adesivos possam estar misturados com as partículas.

Em segundo lugar, existe um fenómeno de condução nas paredes dos tubos e alhetas, sendo a resistência baixa o ideal, visto que o objetivo é transferir calor. Por outro lado, nas secções em que o tubo não contacta com o ar dentro da UTA, é necessário algum tipo de isolamento para não se efetuarem trocas de calor indesejáveis.

Em terceiro lugar, existe a convecção de calor entre ar e a superfície, sendo afetada pela velocidade, calor específico (a pressão constante), condutibilidade do ar e o diâmetro hidráulico.

As propriedades físicas do fluido primário e secundário são maioritariamente obtidas por regressões polinomiais ou lineares de Bergman et al. (2011), em função da temperatura de entrada.

3.1.1 Constituição das baterias

Antes da construção do modelo matemático é essencial ter o conhecimento de todas as dimensões e geometria das baterias.

Na Tabela 7 estão representadas as principais dimensões da bateria instalada no circuito de extração, sendo a bateria “a” da Figura 5.

Tabela 7- Dimensões da bateria (a) (Circuito 1 – Extração, Figura 5 e Figura 8).

Símbolo	Valor	Unidade
H	580	mm
X	220	mm
L _a	1100	mm
N _f	8	-
p	2,5	mm
e	0,11	mm
∅ _i	9,52	mm
∅ _e	10,12	mm
N _{circ.}	18	-
h	31,75	mm
l	27	mm

Na Tabela 8 estão representadas as principais dimensões da bateria instalada no circuito de insuflação, sendo a bateria “b” da Figura 5.

Tabela 8 - Dimensões da bateria (b) (Circuito 2 – Insuflação, Figura 5 e Figura 8).

Símbolo	Valor	Unidade
H	580	mm
X	330	mm
L _a	1100	mm
N _f	12	-
p	2,5	mm
e	0,11	mm
∅ _i	9,52	mm
∅ _e	10,12	mm
N _{circ.}	8	-
h	31,75	mm
l	27	mm



Figura 5- Baterias instaladas (a) extração (b) insuflação (registro fotográfico).

O número de fiadas é uma das características geométricas mais importantes das baterias, sendo decisiva no seu desempenho. No modelo está incluído um fator que introduz as perdas devidas ao aumento da largura da bateria, diretamente relacionado com o número de fiadas.

Para $N_f < 20$, assume-se um fator F_f (3-1) igual a,

$$F_f = 4,0E-04 \cdot N_f^3 - 1,2E-02 \cdot N_f^2 + 1,3E-01 \cdot N_f + 5,4E-01 \quad (3-1)$$

Obtido por regressão polinomial da Tabela 9 (Bergman et al., 2011).

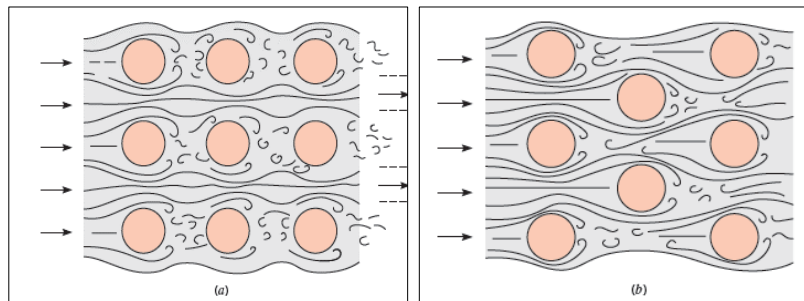


Figura 6- Comparação entre os fluxos com tubos alinhados (a) e alternados (b) (Bergman et al., 2011), adaptado.

No caso de estudo, sendo o $N_f < 20$ e a disposição dos tubos alternada, são usados os valores da linha inferior da Tabela 9.

Tabela 9- Fator nº fiadas consoante alinhamento dos tubos (Bergman et al., 2011), adaptado.

N_f	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alinhado	0,7	0,8	0,86	0,9	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Alternado	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Na Figura 6, é possível verificar as diferenças do posicionamento alternado vs alinhado. A disposição alternada tem vantagem sobre a alinhada devido ao movimento mais complexo e tortuoso do ar, o que favorece a transferência de calor, especialmente para $Re \leq 100$, (Bergman et al., 2011).

3.1.2 Alhetas

O estudo do alhetado consiste na decomposição das alhetas contínuas (placas) em alhetas transversais hexagonais Figura 7 (Rigot, 1991).

Este tipo de alheta hexagonal pode decompor-se em três tipos de alhetas transversais:

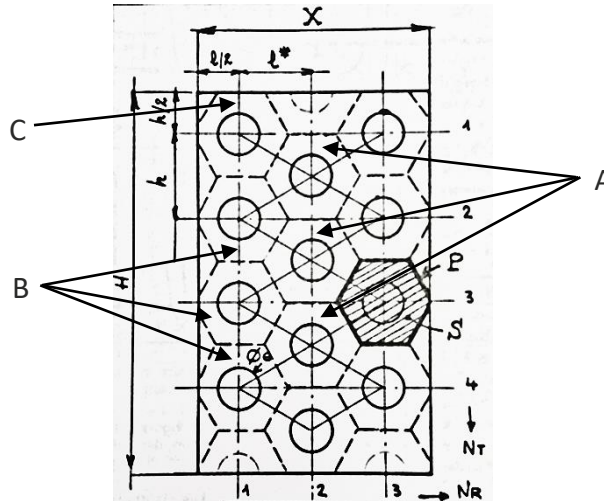


Figura 7 - Estrutura hexagonal (divisão do alhetado)
(Rigot, 1991), adaptado.

- A. Alhetas centrais sem bordas livres, contorno comum com outras alhetas;
- B. Alhetas com uma borda livre, apenas um lado não está em contacto com outras alhetas;
- C. Alhetas com duas bordas livres, dois lados não estão em contacto com as alhetas.

A eficácia global das alhetas adaptadas será dada pela equação (3-2) (Rigot, 1991),

$$\eta_{e,global} = \eta \cdot \left(\frac{\Psi_0}{C_0} + \frac{\Psi_1}{C_1} + \frac{\Psi_2}{C_2} \right) \quad (3-2)$$

Neste caso o número de alhetas transversais equivalentes é igual ao número de tubos, dado pela equação (3-3),

$$N_{tubos} = N_{fiadas} \quad (3-3)$$

Sendo o N_{fiadas} e N_T número de tubos na vertical, características das BR em estudo e, no caso real, não variável, à exceção se houver mudança das baterias/máquina.

O número de alhetas sem bordas livres “Figura 7 - A” (Rigot, 1991),

$$N_{alhetas(sem\ bordas\ livres)} = N_f \cdot N_T - 2 \cdot (N_f + N_T) + 4 \quad (3-4)$$

O número de alhetas com 1 borda livre “Figura 7 - B” (Rigot, 1991),

$$N_{alhetas(com\ 1\ borda\ livre)} = 2 \cdot (N_f + N_T) - 8 \quad (3-5)$$

E o número de alhetas com 2 bordas livres “Figura 7 - C” é 4 (Rigot, 1991), uma em cada canto.

A relação de alhetas sem, com uma ou com duas bordas livres, com o número total de alhetas é dado pela Tabela 10, (Rigot, 1991).

Tabela 10- Razão de quantidades alhetas
(Rigot, 1991), adaptado.

Tipo alheta	Razão nº alheta/nº alhetas totais
Sem bordas livres	$\psi_0 = \left[1 - \frac{2 \cdot (N_T + N_f)}{N_T \cdot N_f} + \frac{4}{N_T \cdot N_f} \right]$
Com 1 borda livre	$\psi_1 = \left[\frac{2 \cdot (N_T + N_f)}{N_T \cdot N_f} - \frac{8}{N_T \cdot N_f} \right]$
Com 2 bordas livres	$\psi_2 = \left[\frac{4}{N_T \cdot N_f} \right]$

É necessário recorrer a fatores de correção devido à adaptação do tipo de alhetado, que segundo Rigot (1991), faz com que as linhas isotérmicas alterem a sua forma.

O desenvolvimento matemático para obtenção dos fatores ultrapassa os objetivos deste trabalho, não sendo também demonstrado por Rigot (1991). “A resolução de equações (derivadas parciais), sendo as principais, equação de **LAPLACE**, problema de **DIRICHLET**, função de **GREEN**, funções harmónicas e analíticas e linhas isotérmicas é obtida por meio de métodos algébricos, transformações conformes, métodos numéricos, métodos analógicos e métodos de relaxação”, adaptado de Rigot (1991).

O autor, após análise, fornece uma simplificação permitindo o cálculo dos coeficientes de correção, tendo sido obtidos valores aproximados e válidos para a maioria dos casos. As equações que permitem obter os fatores de correção são demonstrados na Tabela 11.

Tabela 11- Fatores de correção para cada tipo de alheta
(Rigot, 1991), adaptado.

Tipo alheta	Fator de correção
Sem bordas livres (Figura 7 - A)	$C_o = 1$
Com 1 borda livre (Figura 7- B)	$C_1 = 1 + 0,2 \cdot \left[\frac{\alpha_e}{\lambda} \cdot \frac{\xi^2 + 1}{\xi} \right]^{1/4}$
Com 2 bordas livres (Figura 7 - C)	$C_2 = 1 + 0,3 \cdot \left[\frac{\alpha_e}{\lambda} \cdot (\xi + 1) \right]^{1/3}$

O parâmetro ξ , equação (3-6) de Rigot (1991), é a razão:

$$\xi = \frac{l}{h} \quad (3-6)$$

Sendo l a distância horizontal e h a distância vertical de entre eixos dos tubos, como mostra a Figura 8. De notar que esta é apenas utilizada de forma a se assimilar as várias características geométricas numa BR, não sendo uma representação da BR estudada.

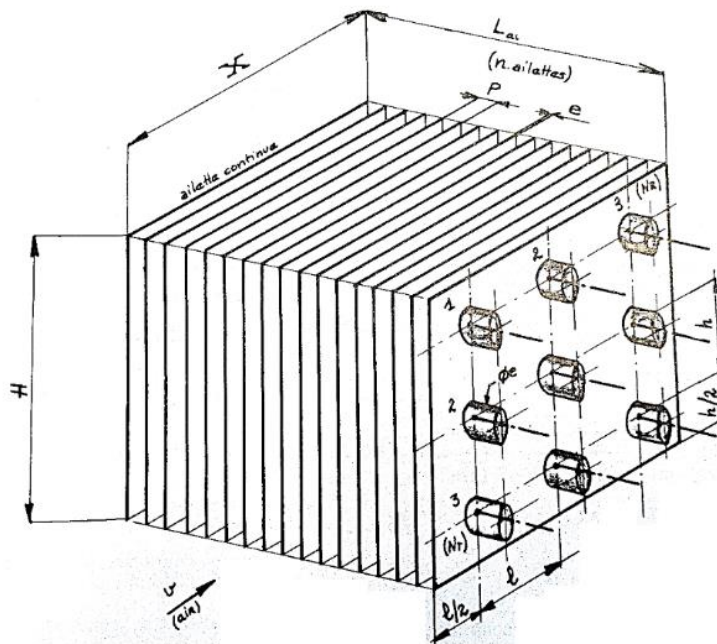


Figura 8- Permutador compacto (alhetas contínuas lisas/tubos alinhados)
(Rigot, 1991), adaptado.

Observam-se também outras das características físicas de uma bateria, a sua altura, H , o seu comprimento alhetado, L_a , a sua largura, X , o espaçamento de alhetas, p , e a espessura de alheta, e .

A eficácia do alhetado, η , é retirada da Figura 9 (Rigot, 1991), que é indicada para as alhetas circulares, mas devido à falta de um estudo para o tipo de alheta deste trabalho, optou-se por usar o gráfico, adaptando o diâmetro hidráulico, ϕ_h , e o diâmetro equivalente, $\phi_{equiv.}$, para a situação de alhetas transversais hexagonais.

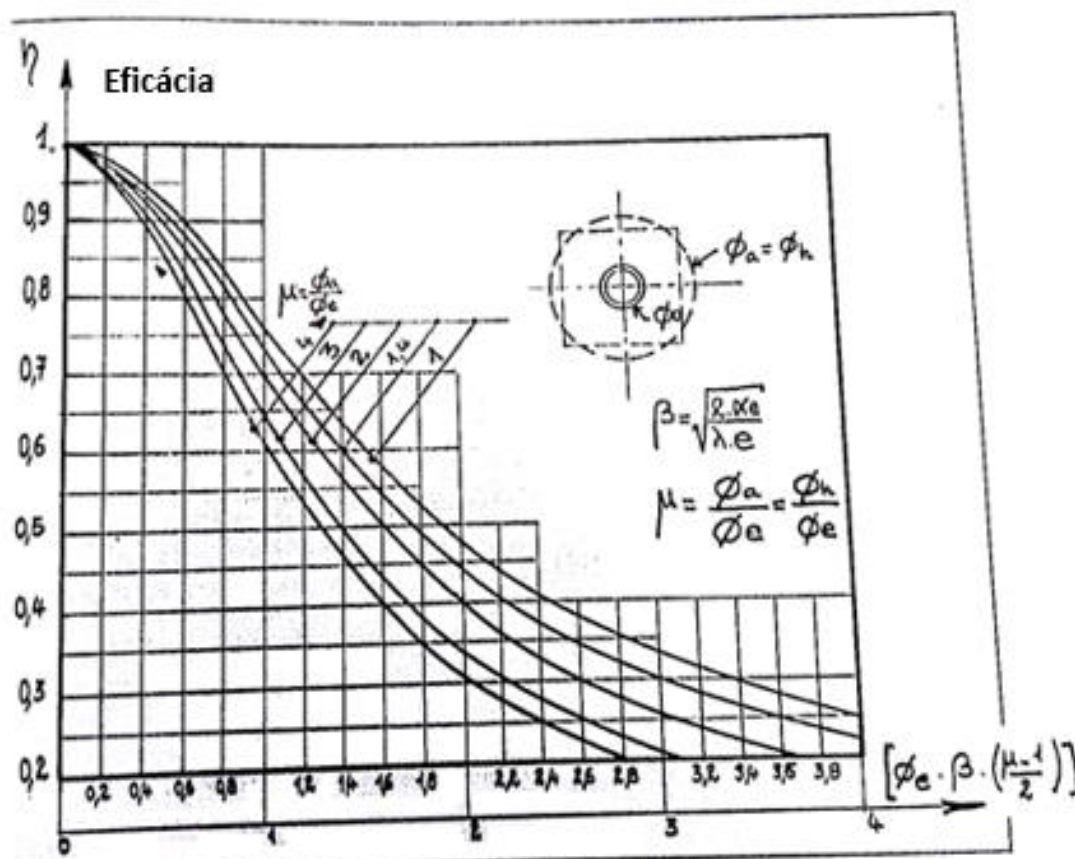


Figura 9- Gráfico eficácia das alhetas
(Rigot, 1991), adaptado.

No modelo matemático foi adotada uma função com base em interpolações para obter o valor da eficácia das alhetas. Este método permite realizar os cálculos de forma a se poder alterar a geometria da alheta, sem recorrer ao gráfico, mas apresenta erros de exatidão, visto que para obter as regressões foi necessário observar e retirar os valores da Figura 9, manualmente. Como já foi referido, a Figura 9 não contém os dados indicados para o tipo de alhetas em estudo.

Foram feitas quatro regressões polinomiais de terceira ordem, com os valores de μ_e ou $\phi_h' \cdot \phi_{equiv.}^{-1}$ iguais a 1, 2, 3 e 4, correspondentes às linhas do gráfico da Figura 9. Consoante os valores de ϕ_h e $\phi_{equiv.}$ obtidos na resolução do modelo, será calculada a eficácia, com meio à tal interpolação simples, no caso de estudo só serão feitas 2 interpolações, uma para a BR 1 e outra para a BR 2, extração e insuflação, respetivamente.

Sendo μ_e (3-7) (Rigot, 1991),

$$\mu_e = \frac{\phi_h'}{\phi_{equiv.}} \quad (3-7)$$

Diâmetro hidráulico alhetado, ϕ_h' , (3-8) (Rigot, 1991),

$$\phi_h' = \frac{(2 \cdot \sqrt{3}) \cdot \sqrt{3} \cdot s^2 \cdot \phi_e^2}{(6 \cdot s \cdot \phi_e)} \quad (3-8)$$

E $\phi_{equiv.}$, Diâmetro equivalente (3-9) (Rigot, 1991),

$$\phi_{equiv.} = \frac{\phi_h'}{2 \cdot s \cdot \xi / (1 + \xi)} \quad (3-9)$$

Sendo ξ dado pela equação (3-6). O parâmetro E , abcissa do gráfico da Figura 9- Gráfico eficácia das alhetas, é dado pela equação (3-10) (Rigot, 1991),

$$E = \left[\phi_{equiv.} \cdot \beta \cdot \left(\frac{\mu_e - 1}{2} \right) \right] \quad (3-10)$$

Onde β (3-11) (Rigot, 1991) ou parâmetro da alheta,

$$\beta = \sqrt{\frac{\alpha_e \cdot 2}{\lambda_{alheta} \cdot e}} \quad (3-11)$$

3.1.3 Aquecimento do ar

Quando ocorre o aquecimento do ar, os fenômenos de transferência de calor, sem mudança de fase, não contemplam a alteração do teor de água, ou seja, o processo só trocará calor sensível, diminuindo assim as variáveis inerentes, facilitando os cálculos efetuados.

Simplificando o processo, a potência trocada pelo fluido primário é obtida a partir do método ε -NTU, onde se obtém a potência máxima e respetiva eficiência, podendo ser depois aplicada a equação (2-7).

O valor de K_g (2-9), é determinado pelas características físicas das baterias e pelos fatores α_i e α_e , coeficiente de convecção dos fluidos primário e secundário, respetivamente, e também pela eficácia das alhetas, demonstrada no subcapítulo 3.1.2. Para além de ser possível calcular as propriedades de saída de ambos os fluidos, a partir do método ε -NTU, pode-se verificar os cálculos a partir de K_g e relacionar os resultados obtidos, a partir do método, com a resolução indicada por Rigot (1991).

3.1.4 Arrefecimento do ar

Quando ocorre arrefecimento do ar, a existência de calor latente pode tornar-se efetiva por isso é necessário incluir este parâmetro. Neste caso o coeficiente de convecção do fluido secundário é modificado devido à humidade presente ou não na superfície onde se irá realizar a troca de calor, sendo obtido a partir da equação (3-12) (Rigot, 1991). Pontos 21 e 22 referentes à Figura 3, sendo adaptável também à BR 1.

$$\alpha_{e_o} = \frac{Nu_s \cdot \lambda_s}{\phi_e} \cdot \sqrt{\frac{Cp_s \cdot (T_{21} - T_{22})}{h_{ar,21} - h_{ar,22}}} \quad (3-12)$$

Onde Nu_s é dado pela equação (2-21), h_{ar} pela equação (3-13) (ASHRAE, 1981) e λ_s , subcapítulo 6.5.2. As propriedades do ar e do vapor de água são calculados na posição correspondente.

$$h_{ar} = Cp_s \cdot T + x \cdot (L_v + Cp_v \cdot T) \quad (3-13)$$

A humidade absoluta do ar, x , é obtida a partir da equação (3-14) (ASHRAE, 1981), tendo em conta a posição em que se pretende calcular.

$$x = 0,622 \cdot \frac{P_v}{T - P_v} \quad (3-14)$$

O calor latente de condensação L_v (3-15) (Bergman et al., 2011),

$$L_v = -2,34 \cdot T + 2501,90 \quad (3-15)$$

A pressão de vapor, P_v (3-16), é calculada através da pressão de vapor saturado, P_{v_sat} , e da humidade relativa do ar, H_r (ASHRAE, 1981).

$$P_v = P_{v_sat} \cdot H_r \quad (3-16)$$

Em que P_{v_sat} (3-17) (ASHRAE, 1981).

$$\ln(P_{v_sat}) = -\frac{5800,20}{T} + 1,39 - \frac{4,86}{10^2} \cdot T + \frac{4,18}{10^6} \cdot T^2 - \frac{1,45}{10^8} \cdot T^3 + 6,55 \cdot \ln(T) \quad (3-17)$$

O calor específico de vapor, Cp_v (3-18), (Bergman et al., 2011),

$$Cp_v = 1E - 05 \cdot T^2 + 3E - 04 \cdot T + 1,85 \quad (3-18)$$

Para o cálculo da potência total, Q (3-19), existem duas parcelas, o calor latente e o calor sensível (ASHRAE, 1981).

$$Q = (h_{21} - h_{22} - (x_{21} - x_{22}) \cdot h_{\acute{a}gua}) \cdot \dot{m}_s \quad (3-19)$$

Sendo $h_{\acute{a}gua}$ (3-20) a entalpia da água condensada (ASHRAE, 1981),

$$h_{\acute{a}gua} = 4,15 \cdot T_{dp} + 2,62 \quad (3-20)$$

Onde a temperatura de orvalho, T_{dp} (3-21), (ASHRAE, 1981) é:

$$T_{dp} = 6,54 + 14,53 \cdot \ln\left(\frac{P_v}{1000}\right) + 0,74 \cdot \left(\ln\left(\frac{P_v}{1000}\right)\right)^2 + 0,095 \cdot \left(\ln\left(\frac{P_v}{1000}\right)\right)^3 + 0,46 \cdot P_v^{0,2} \quad (3-21)$$

Ao admitir que a potência transferida, após estabilização da UTA, é igual nas duas baterias, igualando a equação (3-19) à equação (2-8), é possível obter as temperaturas de saída do ar, T_{22} ou T_{12} , consoante a BR em estudo.

3.1.5 Calor sensível e latente

O calor sensível é a porção de energia associada à variação de temperatura, não esquecendo que é dependente da pressão.

O calor latente é associado a mudanças de fase. Quando num volume de controlo bem definido um material muda de fase sólida para líquida ou de líquida para gasosa a energia latente aumenta; quando o material sofre uma mudança de fase de vapor para líquido ou de líquido para sólido a energia latente diminui, (Bergman et al., 2011).

Quando não há mudança de fase não há troca de calor latente, sendo, por isso, um termo que pode ser desprezado. Ao verificar o diagrama psicrométrico, a troca de calor sensível dá-se segundo uma linha horizontal, ver Figura 10.

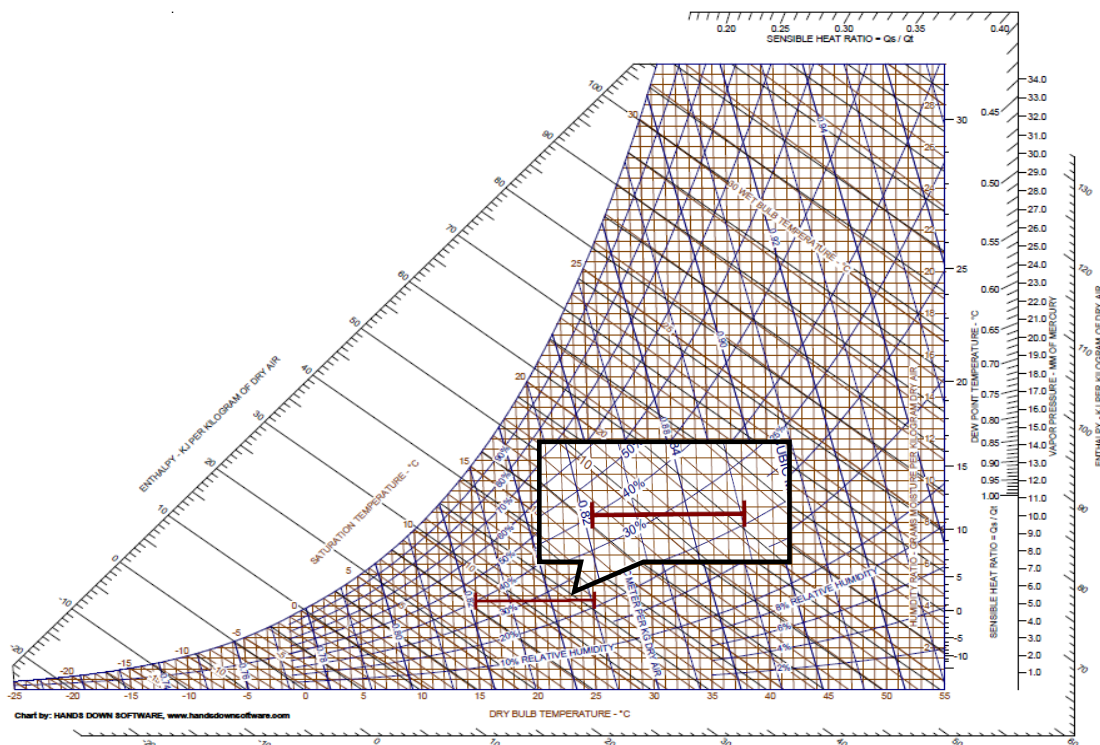


Figura 10 – Diagrama psicrométrico, transferência de calor sensível (ISEP, 2018), adaptado.

Uma forma simples de perceber quando existem trocas de calor latente é quando a humidade absoluta do ar à saída apresenta um valor diferente da humidade absoluta do ar à entrada. Esse valor é mensurável no eixo vertical do lado direito do diagrama psicrométrico, sendo que o processo normalmente é representado por uma linha diagonal/vertical, ver Figura 11. Existem também trocas de calor latente quando as temperaturas de orvalho do ar, à entrada e saída do permutador, são diferentes. Considera-se como sendo troca de calor sensível até o rácio entre calor sensível/latente transferido ser pelo menos 95%, (AHRI, 2011); caso este rácio tenha valores abaixo de 95% é considerada a troca de calor latente.

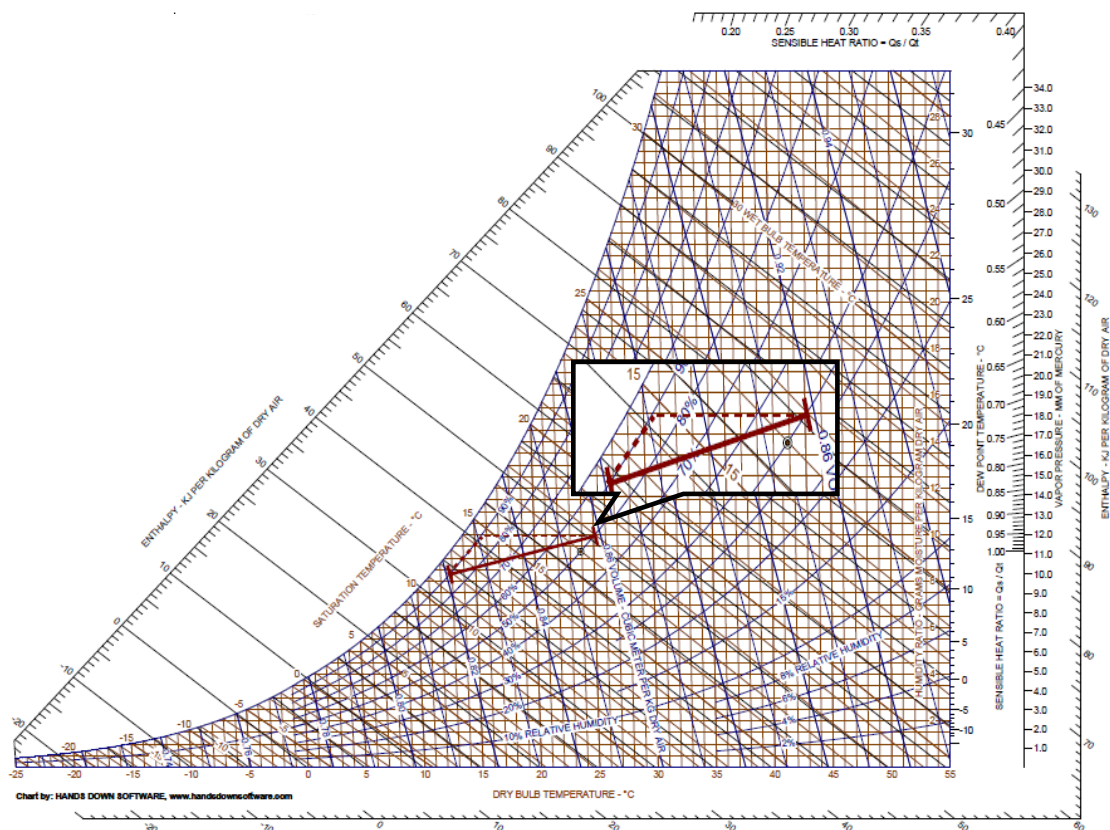


Figura 11 – Diagrama psicrométrico, transferência de calor latente (ISEP, 2018), adaptado.

No caso específico dos permutadores compactos ou, neste caso, no sistema *RAC*, as trocas de calor latente ocorrem quando a temperatura da superfície, que está em contacto com o ar, é inferior à temperatura do ponto de orvalho do ar de entrada na bateria, (AHRI, 2011).

No recuperador em estudo, apesar de ser possível haver troca de calor latente, só é recuperado o calor sensível, devido à separação entre ambos os fluidos (ar/água). O fluido primário, que é o responsável pelo transporte de energia de uma BR para a outra, ao estar separado do fluido secundário, apenas recupera o calor sensível trocado pelo ar.

3.1.6 Método ϵ -NTU

No caso de não se saber as temperaturas de saída de ambos os fluidos, o método ϵ -NTU, comparando com o método LMTD, é o mais indicado para se obter essas mesmas temperaturas, visto que no método LMTD seria necessário efetuar um processo intenso de iterações, (Bergman et al., 2011).

Para definir a eficácia de um permutador, o primeiro passo a dar é calcular a potência máxima, $Q_{m\acute{a}x}$, que será possível atingir (3-24); então é necessário determinar qual é o $C_{m\acute{i}n.}$.

Os valores de C_{ar} (3-22) e $C_{\acute{a}gua}$ (3-23) (Bergman et al., 2011),

$$C_{ar} = \dot{m}_s \cdot Cp_s \quad (3-22)$$

$$C_{\acute{a}gua} = \dot{m}_p \cdot Cp_p \quad (3-23)$$

Sendo que para este método as propriedades são obtidas para a temperatura inicial. Após verificar qual o mínimo, entre C_{ar} e $C_{\acute{a}gua}$, faz-se o produto com a diferença de temperaturas iniciais de ambos os fluidos para obter a $Q_{m\acute{a}x}$, potência máxima, que seria possível atingir.

$$Q_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n.} \cdot (\theta_{11} - T_{21}) \quad (3-24)$$

Se,

$$C_{ar} > C_{\acute{a}gua}$$

Então,

$$C_{\acute{a}gua} = C_{m\acute{i}n.}$$

E no caso de,

$$C_{\acute{a}gua} > C_{ar}$$

Então,

$$C_{ar} = C_{m\acute{i}n.}$$

O parâmetro NTU pode ser calculado através da equação (3-25) (Bergman et al., 2011) ou a partir do valor de ε ; como neste caso se está a tentar atingir este valor será calculado da primeira forma:

$$NTU = \frac{U \cdot S_e}{C_{\min.}} \quad (3-25)$$

O valor de U (3-26) (Bergman et al., 2011) é calculado através dos coeficientes de convecção de ambos os fluidos, da resistência de condução dos tubos e também pela resistência de incrustação, aqui contabilizado com o parâmetro R''_f , como referido no capítulo 2.4.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_T \cdot L_t} + R''_f} \quad (3-26)$$

Por já se ter calculado K_g (2-9), o mesmo será usado como U , coeficiente de transferência global. As equações (2-9) e (3-26) representam ambas o mesmo coeficiente mas, como foram retiradas de fontes bibliográficas diferentes fornecem um meio de comparação, por isso, a inclusão de ambos neste estudo é importante. A diferença reside na questão geométrica dos permutadores compactos, que em Rigot (1991) é muito aprofundada.

Para determinar a eficácia ε , recorreu-se a Bergman et al. (2011) onde se retirou a equação de um permutador de fluxos cruzados, uma passagem, com $C_{\min.}$ misturado e $C_{\max.}$ não misturado.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{1 - \exp[-C_r(NTU)]\}) \quad (3-27)$$

A área externa, S_e , dada pela equação (3-28) (Rigot, 1991),

$$S_e = V_{total} \cdot \left[\frac{\pi \cdot \phi_e}{h \cdot l} + \frac{2}{p} - \frac{\pi \cdot \phi_e^2}{2p \cdot h \cdot l} \right] \quad (3-28)$$

Os permutadores compactos são tipicamente utilizados quando um ou ambos os fluidos de transferência são gases; isto deve-se ao facto de o coeficiente de transferência de calor dos gases ser normalmente bastante inferior ao dos líquidos, (Kays & Crawford, 1993). A principal vantagem destes permutadores é a sua compactidade, ou área de transferência por unidade de volume, que neste tipo de permutadores é elevada, permitindo obter rendimentos térmicos aceitáveis.

Em que C_r (3-29) (Bergman et al., 2011) é,

$$C_r = \frac{C_{mín.}}{C_{máx.}} \quad (3-29)$$

A potência, Q (3-30) (Bergman et al., 2011), é dada por,

$$Q = \varepsilon \cdot Q_{máx} \quad (3-30)$$

Como forma de simplificar a compreensão do método ε -NTU, na Figura 12, está esquematizado o processo de cálculo.

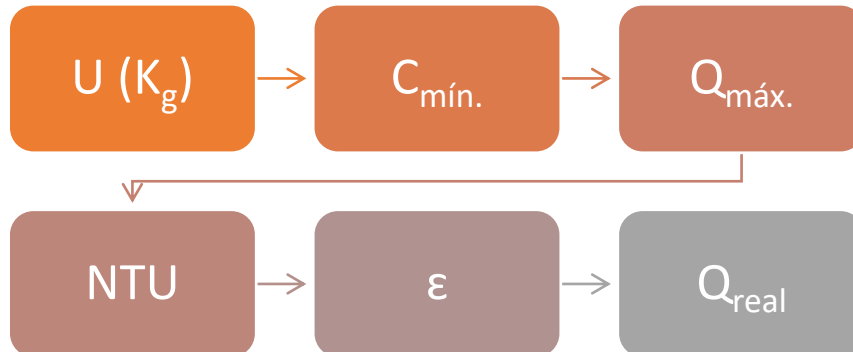


Figura 12 – Esquema do processo de cálculo (método ε -NTU).

3.1.7 Cálculo

O cálculo começa na bateria de aquecimento, trocas de calor sensível, como forma de facilitar o processo. Então, após ter calculado a potência real da bateria e aplicando a equação (2-7) descrita no capítulo 2.4, é possível determinar a temperatura de saída do fluido primário, θ_{22} , ver exemplo da Figura 13.

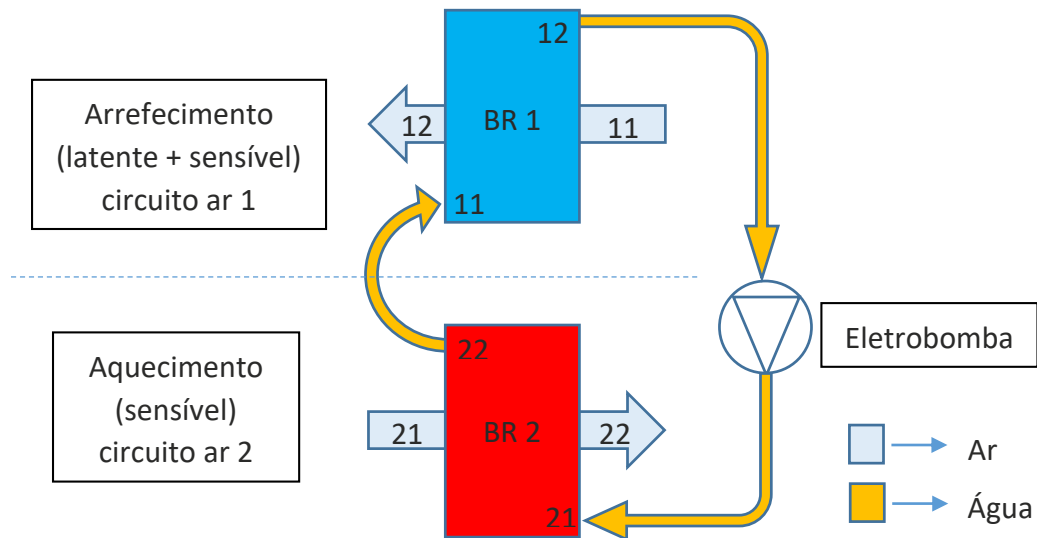


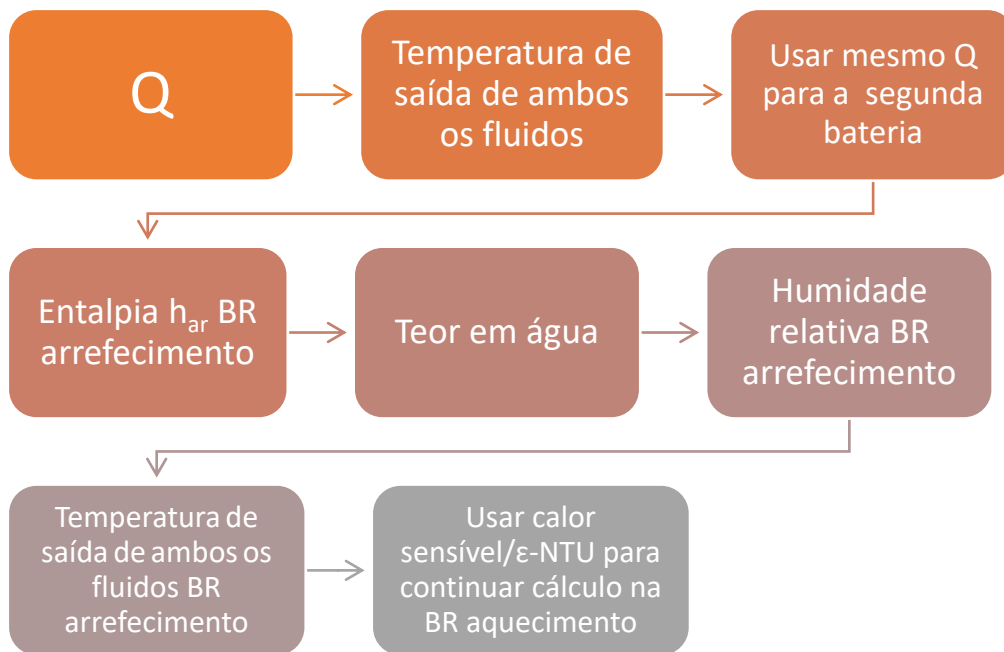
Figura 13 - Esquema do recuperador tipo RAC.

A potência transferida para o ar é a mesma que a água libertou, portanto é possível obter-se, usando a equação (2-8), a temperatura de saída do ar, T_{22} , ver Figura 13. Na bateria de arrefecimento este processo poderá ser diferente devido à possibilidade de existência de trocas de calor latente; então a potência transferida à água será apenas a parte sensível.

A temperatura de entrada da água na BR a trabalhar no aquecimento será igual à temperatura de saída na BR a trabalhar no arrefecimento e vice-versa, visto que o fluido primário circula num circuito fechado, $\theta_{22} = \theta_{11}$ e $\theta_{12} = \theta_{21}$.

Para o arrefecimento, o cálculo é efetuado com recurso às equações descritas no subcapítulo 3.1.4.

Como forma de esquematizar o processo de cálculo é apresentado um diagrama, Figura 14, que identifica os passos de forma sequencial. Caso se assuma apenas a troca de calor sensível, ao diagrama é retirada a linha intermédia, onde consta a “Entalpia h_{ar} BR arrefecimento”, “Teor em água” e “Humidade relativa BR arrefecimento”.

Figura 14- Processo de cálculo após ϵ -NTU.

3.2 Equipamento de campo

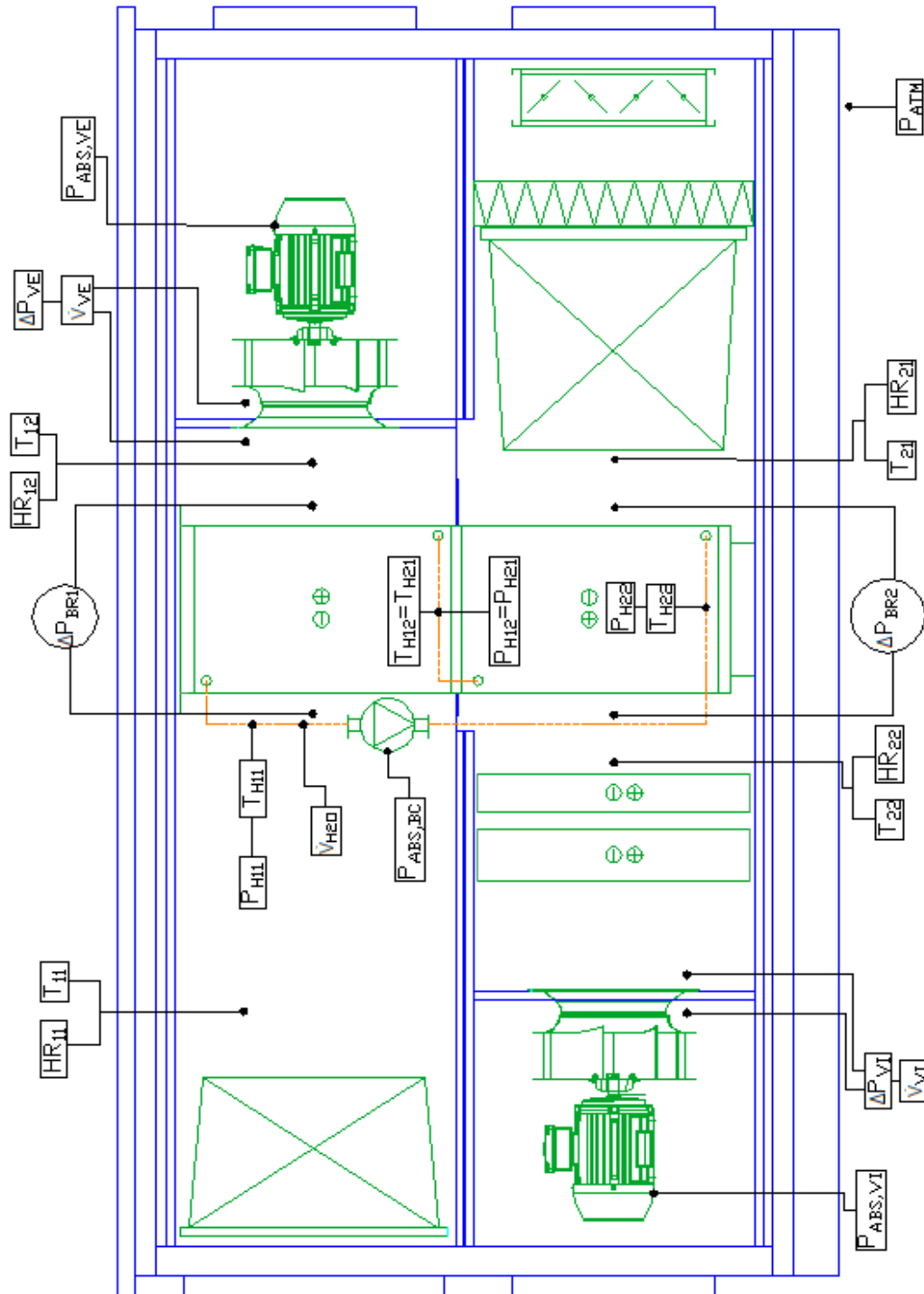


Figura 15 - Esquema CAD da UTA em estudo.

A Figura 15 ilustra a UTA em estudo, vista do lado oposto à Figura 2 e à Figura 13, apresenta os dados medidos e representa os principais componentes. A medição de pressão do fluido primário foi obtida com recurso a transmissores de pressão da marca *Danfoss*, modelo MBS 3000 (anexo D ponto 6.4.3), ver Figura 16 (centro), posicionados conforme indica a Figura 17. Relativamente à medição de temperatura optou-se por usar sondas de temperatura da marca *Carel* (anexo D ponto 6.4.4), ver Figura 16 (lado direito), que se introduzem na tubagem, estando localizadas próximas dos transmissores de pressão.



Figura 16- Transmissor de pressão + Sonda temperatura (registo fotográfico).

A bomba utilizada, marca *Grundfos* modelo CR 3-5 (anexo D ponto 6.4.1), é associada a um variador onde é possível modificar o caudal debitado, em função do que é desejado.

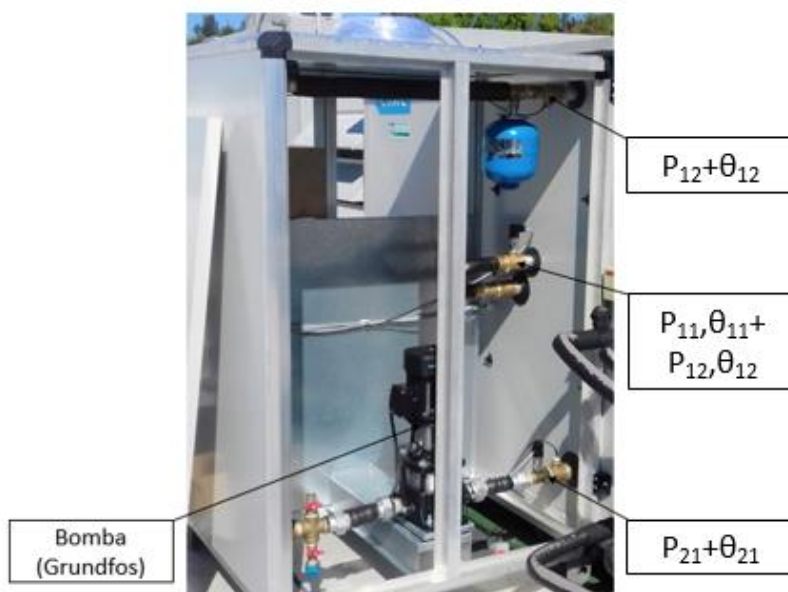


Figura 17- Posicionamento dos diversos equipamentos (registo fotográfico).

Com o objetivo de reduzir trocas de calor indesejadas optou-se por colocar isolamento da empresa *Armacell*, gama *Armaflex* (anexo D ponto 6.4.8) em todo o comprimento da tubagem e respetivos acessórios, como mostra a Figura 18.



Figura 18- Isolamento (Armaflex) (registo fotográfico).

Para fixar as coquilhas e as placas de isolamento usou-se fita adesiva da *Armacell*, também com propriedades isoladoras.

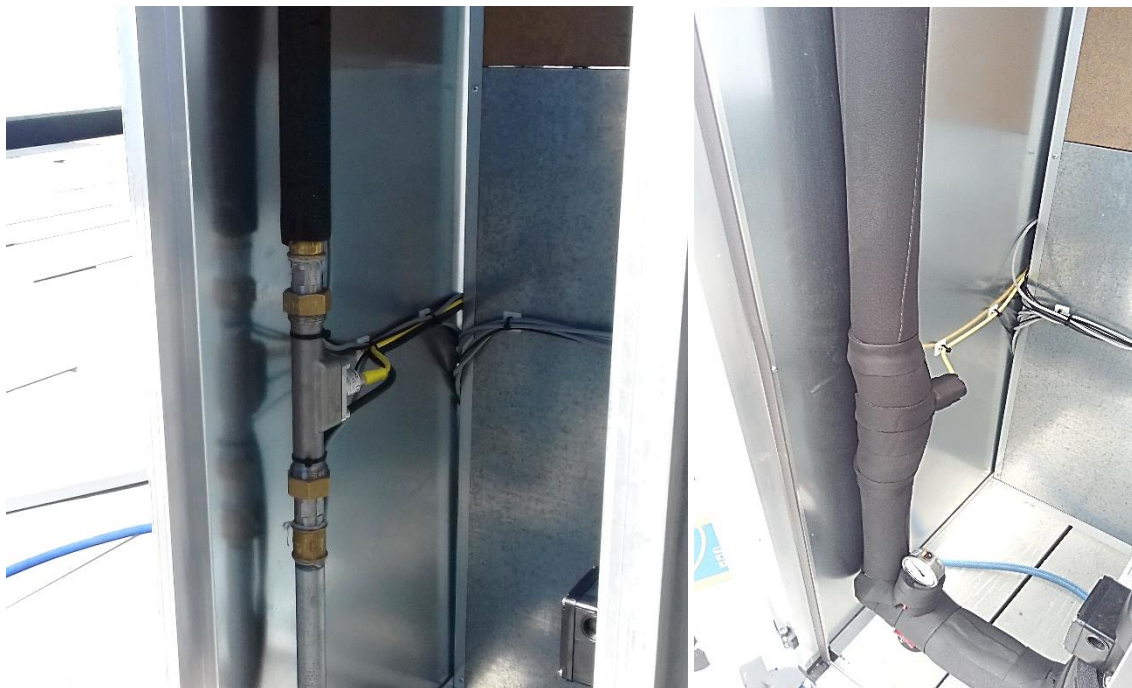


Figura 19 – Caudalímetro Grundfos H₂O antes e após isolamento (registo fotográfico).

A medição do caudal de água é feita por um caudalímetro Grundfos (anexo D ponto 6.4.2), visível na Figura 19, instalado verticalmente entre a saída da bateria de extração e a bomba.



Figura 20 - Exemplo sensor de temperatura e humidade relativa do ar, marca Carel (registro fotográfico).

Na Figura 20 observa-se um sensor de temperatura e humidade relativa na extração após a BR, marca Carel modelo DPP (anexo D ponto 6.4.7).

O seu posicionamento foi pensado a tentar cobrir a parte intermédia dos circuitos de ar, insuflação e extração, contudo, nada garante que os resultados sejam independentes da posição.

Por isso, estudos devem ser realizados, testando o equipamento noutras posições relativas à BR, para confirmar as medições; exemplo seria gerar uma malha, ou seja, distribuir várias sondas num padrão estratégico, tentando cobrir a maior área de passagem do ar possível e verificar os dados obtidos, não comprometendo o fluxo do ar, comparando os dados obtidos neste caso com os dados do estudo.

Todo o equipamento de campo transmite os dados através de ligações ao quadro elétrico, Figura 21.

No canto superior direito da Figura 21 está localizado um transmissor de pressão, modelo Delta OHM (anexo D ponto 6.4.5), aparelho este que possibilita a leitura da pressão atmosférica.

A obtenção de dados foi feita através da criação de uma ligação à rede (servidor), o que permitiu verificar, continuamente, o funcionamento do sistema. Esta ligação também foi usada de modo a modificar os caudais debitados pelos ventiladores e pela bomba, atuando nos variadores acoplados diretamente aos mesmos.

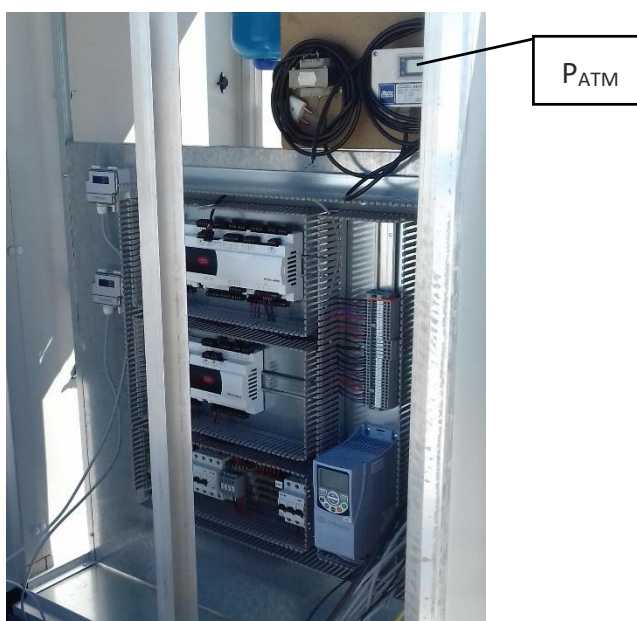


Figura 21 - Quadro elétrico (registro fotográfico).

Esta secção, em que se insere o quadro elétrico, foi construída propositadamente para este estudo e situa-se dentro de uma caixa, ao lado da UTA, protegida da intempérie e munida de uma porta, para fácil acesso. Toda a estrutura foi feita à medida, incluindo a montagem de todos os componentes externos à UTA original; nos quais constam sondas de temperatura e caudal, quadro elétrico, permutadores de calor (BR), eletrobomba, restante tubagem e acessórios, por exemplo, curvas, juntas anti vibráteis, isolamento, etc.

3.3 Tratamento de dados

Neste subcapítulo irá ser abordado o procedimento e a metodologia envolvida no tratamento dos dados, obtidos a partir das medições na UTA em análise (Figura 22).



Figura 22 - UTA em estudo (registro fotográfico).

Os dados foram medidos durante 24h por dia, em intervalos de 30 em 30 segundos, sendo as secções mais relevantes para o estudo processadas e as outras usadas apenas para análise. Na Tabela 12 estão apresentados os dados medidos na UTA relevantes para o estudo. A designação de BR 1 ou BR 2 está de acordo com a Figura 15.

Tabela 12- Dados medidos na UTA em estudo.

Dados	
P_{ATM} (pressão atmosférica)	[Pa]
T_{11}/T_{12} (BR 1)	[°C]
T_{21}/T_{22} (BR 2)	[°C]
θ_{11}/θ_{12} (BR 1) “ T_{H11}/T_{H12} - Figura 15”	[°C]
θ_{21}/θ_{22} (BR 2) “ T_{H21}/T_{H22} - Figura 15”	[°C]
ΔP BR 1	[Pa]
ΔP BR 2	[Pa]
H_{r11}/H_{r12} (BR 1)	[%]
H_{r21}/H_{r22} (BR 2)	[%]
\dot{V}_P “ \dot{V}_{H2O} - Figura 15”	[l·h ⁻¹]
\dot{V}_s “ $\dot{V}_{VE}/\dot{V}_{VI}$ - Figura 15”	[m ³ ·h ⁻¹]
$P_{el(aux)}$ “ $P_{ABS,BC}$ - Figura 15”	[W]

As medições são registadas diariamente, criando um ficheiro *Excel* onde os dados são introduzidos. O primeiro passo é calcular, com estes dados, rendimentos térmicos, caudais mássicos e potências recuperadas.

O rendimento térmico na extração obtém-se usando a equação (2-6); no caso da insuflação alteram-se apenas os algarismos correspondentes às BR, ficando a equação da forma:

$$\eta_T = \frac{T_{12} - T_{11}}{T_{21} - T_{11}}$$

Relativamente ao cálculo do caudal mássico de ar, o volume específico usado foi determinado pela ASHRAE (2000); para a água assumiu-se uma massa específica de $1000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

As potências recuperadas do lado do ar foram obtidas através do cálculo da entalpia; para as potências recuperadas do lado da água utilizou-se o calor específico juntamente com o diferencial de temperaturas $\Delta\theta$, tal como na equação (2-7).

A seleção de dados só tem início após este processo de cálculo. Os períodos mais estáveis, em que as temperaturas se mantinham constantes, são os indicados para se verificar o comportamento das BR; há que ter em conta que uma variação mínima de temperaturas do ar tem influência no cálculo, devido à proximidade das temperaturas exteriores e interiores, que ocorre principalmente no período de fim de primavera e de verão, exato período onde ocorreram as medições.

Ao selecionar as partes interessantes ao estudo obtém-se um ficheiro *Excel*, igual ao processo de cálculo, em forma mais reduzida.

Ao longo do dia podem-se selecionar vários períodos, não havendo uma quantidade definida, dependendo apenas das condições exteriores/interiores.

Como meio de facilitar a visualização dos resultados obtidos através dos cálculos efetuados, foi criado um ficheiro *Excel* onde é apresentado um resumo, usando as médias dos períodos extraídos no processo de seleção. É com este ficheiro que, a nível experimental, se irá analisar então a influência do caudal de água no comportamento das BR.

Um esquema é apresentado, Figura 23, de forma a facilitar a compreensão do processo de tratamento de dados.

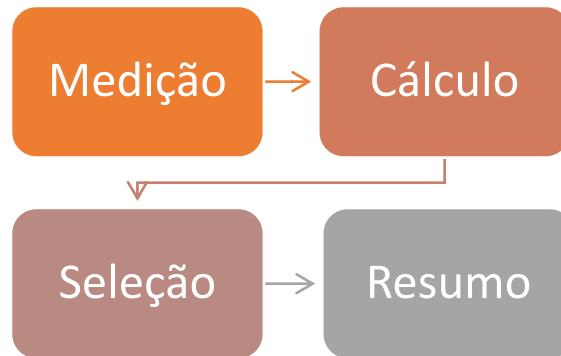


Figura 23- Metodologia de tratamento de dados.

Os parâmetros de controlo são os caudais de ar (insuflação/extração) e o caudal de água. A estratégia utilizada é direcionada a tentar cobrir o maior número de combinações entre os caudais, o que se tornou difícil devido à tentativa de se encontrar possíveis discrepâncias nas medições; por exemplo, na diferença de temperaturas antes e depois da bomba e numa queda de pressão do fluido primário. Para além da variação dos caudais, a flutuação da temperatura exterior ao longo do dia, influencia os resultados devido ao pequeno diferencial de temperaturas entre o interior e o exterior.

3.4 Análise aos dados teóricos e práticos

Segundo o método ϵ -NTU, obtém-se a potência máxima de um recuperador (3-24) a partir do valor de $C_{mín.}$, portanto, para obter uma potência máxima mais elevada, o parâmetro $C_{água}$ (3-23) tem de ser maior ou igual ao valor de C_{ar} (3-22), caso contrário estar-se-ia a limitar o potencial da bateria, assumindo que o caudal de ar é algo definido à partida pelo projetista.

Outro parâmetro será a eficácia do permutador de calor, ϵ (3-27), influenciada pelo valor de NTU (3-25) e C_r (3-29), número de unidades de transferência e razão entre $C_{mín.}$ e $C_{máx.}$, respetivamente. Segundo o modelo matemático, quanto maior for o valor de NTU e menor o valor de C_r , melhor será a eficácia, não acontecendo quando $C_{água} < C_{ar}$, caso não favorável ao estudo.

Ao obter uma eficácia elevada não obriga, necessariamente, a um bom resultado do recuperador, sendo também importante a potência máxima exequível; como foi referido, quanto menor for $C_{mín.}$ menor será a potência máxima de recuperação, caso a diferença de temperaturas se mantiver igual, ver equação (3-24).

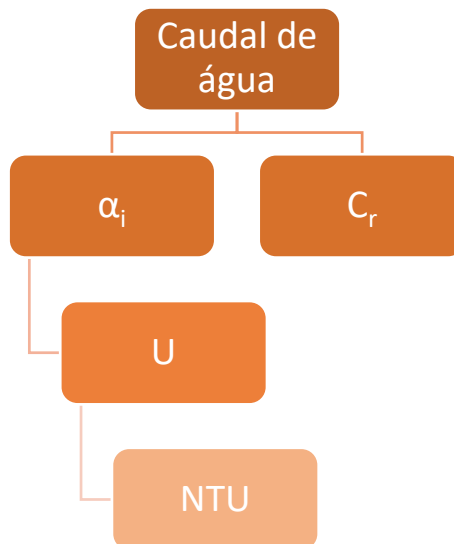


Figura 24- Esquema da influência do caudal de água.

Caso $C_{\text{água}} > C_{\text{ar}}$, situação mais interessante ao estudo, o parâmetro NTU só será influenciado pelo caudal de água indiretamente pelo número de Reynolds, Re_s (2-15), no coeficiente de transmissão térmica, α_i , Figura 24. Então, teoricamente, quanto maior for o caudal de água melhor será o rendimento térmico, η_T .

A nível prático existem limitações como a potência absorvida pela bomba, $P_{Abs,BC}$, e a potência dos ventiladores, $P_{Abs,Vent}$, resultante da colocação do recuperador na UTA; a soma destas potências não deverá ser maior que a potência recuperada pelas BR. Quanto maior for o desempenho do recuperador (2-1), mais sustentáveis serão as BR. A potência absorvida da bomba em estudo foi calculada com base na curva de Q/P, caudal/potência absorvida, fornecida pela ficha técnica da *Grundfos*, ver anexo D (6.4.1).

O indicador mais completo relativamente à avaliação do recuperador é a **eficiência energética**, η_E (2-5). Esta relaciona o rendimento térmico e o coeficiente de desempenho da BR, por isso, a sua utilização no modelo matemático foi essencial de forma a determinar que caudal de água utilizar numa situação real.

Para comparar os dados teóricos e práticos foi desenvolvida uma folha de cálculo que, ao usar os dados introduzidos do modelo matemático, permite obter as relações entre o caudal de água e a eficiência energética.

O cálculo passa por utilizar o método ϵ -NTU para obter a potência do recuperador e a temperatura de saída do ar, o que permite o cálculo do rendimento térmico, η_T , e posteriormente da eficiência energética, η_E . O procedimento consiste num aumento gradual de $100 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ de fluido primário até ser atingida a potência nominal da bomba. Para cada caudal está atribuído uma eficiência energética, permitindo visualizar, de uma forma simples e rápida, qual será o caudal ideal.

3.5 Resultados

O principal objetivo da construção do modelo matemático inicial (3.1) era compreender o processo de transferência de calor. Comparando com o programa de cálculo “WH95” da Sierra foi atingida uma semelhança de resultados (temperatura de saída do ar e da água), havendo diferenças máximas de 11 pontos percentuais usando as medidas da bateria em estudo e adaptando o programa o mais possível à mesma, mantendo o caudal de ar para a realização de testes.

Para efeito de teste, à esquerda está o “WH95” e à direita o **modelo matemático**, sendo marcadas as temperaturas de saída do ar e da água, a verde e a laranja, respetivamente (**aquecimento/arrefecimento sensível**):

Firm: 2525 W01 23 12 25 1100 18 A 10L Ref.: HxL(mm)=575x1100 Glys. (%)= 0											Circuito 2 (Insuflação)		
Af	Av	Tai	Tao	Qtot	Twi	Two	WF	Wv	DPw	DPa	P. Atmosférica	98450	Pa
mc/h	m/s	°C	°C	kW	°C	°C	l/h	m/s	kPa	Pa	T ₁	18	°C
4554	2,00	18,0	20,5	3,87	21,0	19,3	2000	0,44	9	58	T ₂	20,4	°C
											θ ₁	21	°C
											θ ₂	19,5	°C
											V _s	4554	m ³ /h
											V _p	2000	l/h

Figura 25 - Teste 1.

Na Figura 25 - Teste 1, o modelo apresenta diferenças de 11 e de 4 pontos percentuais nas temperaturas de saída da água e do ar, respetivamente.

Firm: 2525 W01 23 12 25 1100 18 A 10L Ref.: HxL(mm)=575x1100 Glys. (%)= 0											Circuito 2 (Insuflação)		
Af	Av	Tai	Tao	Qtot	Twi	Two	WF	Wv	DPw	DPa	P. Atmosférica	98450	Pa
mc/h	m/s	°C	°C	kW	°C	°C	l/h	m/s	kPa	Pa	T ₁	15	°C
4554	2,00	15,0	20,0	7,78	21,0	17,6	2000	0,44	9	58	T ₂	19,7	°C
											θ ₁	21	°C
											θ ₂	18,0	°C
											V _s	4554	m ³ /h
											V _p	2000	l/h

Figura 26 - Teste 2.

Na Figura 26 - Teste 2, o modelo apresenta diferenças de 11 e de 6 pontos percentuais nas temperaturas de saída da água e do ar, respetivamente.

Firm: Ref.: HxL(mm)=575x1100											Circuito 2 (Insuflação)		
2525 W01 23 12 25 1100 18 A 10L											Glyc. (%) = 0		
Af	Av	Tai	Tao	Qtot	Twi	Two	Wf	Wv	DPw	DPa	P. Atmosférica	98450	Pa
mc/h	m/s	°C	°C	kW	°C	°C	l/h	m/s	kPa	Pa	T ₁	15	°C
4554	2,00	15,0	20,4	8,45	21,0	18,6	3000	0,67	18	58	T ₂	20,4	°C
											θ ₁	21	°C
											θ ₂	18,7	°C
											V _s	4554	m ³ /h
											V _p	3000	l/h

Figura 27 - Teste 3.

Na Figura 27 - Teste 3, o modelo apresenta uma diferença de 4 e de 0 pontos percentuais na temperatura de saída da água e do ar, respetivamente.

Firm: Ref.: HxL(mm)=575x1100											Circuito 2 (Insuflação)		
2525 W01 23 12 25 1100 18 A 10L											Glyc. (%) = 0		
Af	Av	Tai	Tao	Qtot	Twi	Two	Wf	Wv	DPw	DPa	P. Atmosférica	98450	Pa
mc/h	m/s	°C	°C	kW	°C	°C	l/h	m/s	kPa	Pa	T ₁	2	°C
4554	2,00	2,0	10,8	14,41	12,0	7,9	3000	0,67	19	58	T ₂	10,8	°C
											θ ₁	12	°C
											θ ₂	8,1	°C
											V _s	4554	m ³ /h
											V _p	3000	l/h

Figura 28 - Teste 4.

Na Figura 28 - Teste 4, o modelo apresenta uma diferença de 4 e de 0 pontos percentuais na temperatura de saída da água e do ar, respetivamente. Pode-se aferir que o modelo executado apresenta uma diferença aceitável, comparado com o programa de cálculo "WH95" da Sierra, por vezes obtendo valores iguais (T), o que significa que foi executado com sucesso.

Foram efetuados 2 modelos, um "Aquec. (Arref. Sensível)", Figura 25 a Figura 28, e ainda outro "Arref. (Latente)". A diferença está na possível troca de calor latente, entrando para cálculo a humidade do ar, mas como no permutador em estudo só há recuperação de calor sensível e, sendo a temperatura registada nesta altura do ano (início de verão) amena, não existem trocas de calor latente.

Sendo que o modelo "Arref. (Latente)" não irá ser determinante nas conclusões, ficando apenas como referência futura, no caso de se proceder a um estudo em que as cargas latentes tenham interesse para desenvolvimento.

3.5.1 Parte experimental

A aplicação de isolamento na tubagem, referido no subcapítulo 3.2, para além do enchimento do circuito com um caudal baixo de água, evitando possíveis bolhas de ar no interior, mitigaram alguns dos problemas encontrados. Por outro lado, a bomba insere também uma incerteza devido às temperaturas da água medidas que, antes e depois da mesma, se apresentam diferentes, sendo sempre mais elevada no ponto a jusante da bomba. Há que salientar que deveria ser feito um estudo sobre o posicionamento das sondas de temperatura e humidade do ar, como referido no subcapítulo 3.2, de modo a fornecerem uma leitura de dados mais rigorosa.

3.5.2 Medições para caudais de ar diferentes

Relativamente à parte experimental, com caudais de ar diferentes, foram obtidas as seguintes medições/resultados:

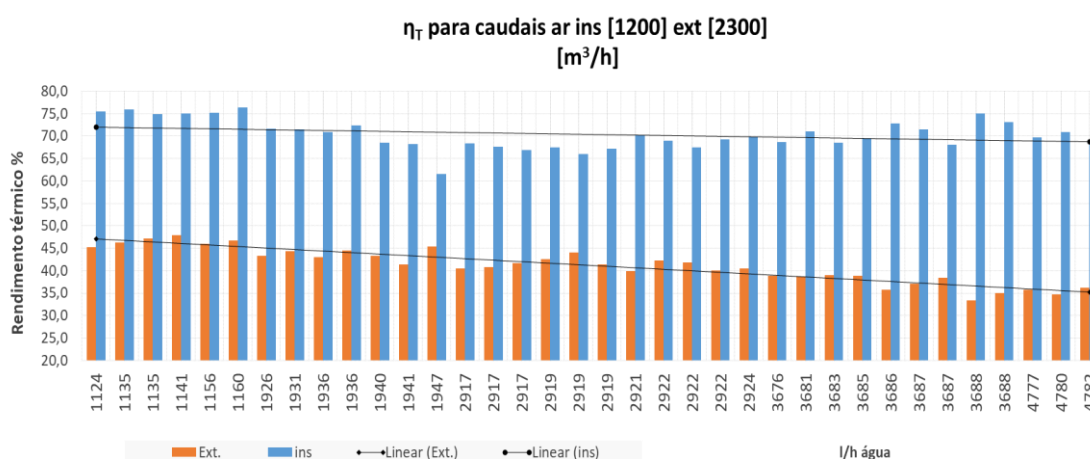


Figura 29 - Gráfico rendimento térmico para caudais diferentes de ar.

A parte do dia em que é mais vantajoso processar os dados é durante o período noturno, quando o ΔT do ar é maior, ou seja, há mais energia a ser trocada no sistema, contudo alguns dados foram também selecionados durante o período diurno como meio de obter um panorama mais realista do recuperador.

Quando existem caudais diferentes e potências semelhantes, espera-se que, quanto mais os caudais se diferenciarem maior será a diferença de temperaturas, o que leva a diferenças mais significativas no rendimento térmico, visto este ser apenas dependente das temperaturas do ar.

Nas medições verifica-se um declínio na ordem dos 8 e 5 pontos percentuais na extração e insuflação, respetivamente, entre o caudal mínimo e máximo de água desta amostra.

Ao observar a Tabela 13, para a insuflação, os máximos correspondem a um η_T de 76,4% e uma η_E de 63,1% e, para a extração, obteve-se um η_T de 47,9% e uma η_E de 40,1%.

Tabela 13 – Rendimento térmico e eficiência energética em função do caudal de água (caudais ar diferentes).

Caudal [l·h ⁻¹]	Insuflação			Extração		
	Rend. Térmico [%]	Eficiência Energética [%]	Potência Ar [W]	Rend. Térmico [%]	Eficiência Energética [%]	Potência Ar [W]
1124	75,5	61,2	1357	45,2	36,8	-1517
1135	75,9	63,1	1534	46,3	39,0	-1812
1135	74,8	61,2	1419	47,2	39,9	-1836
1141	75,0	59,8	1276	47,9	40,1	-1726
1156	75,2	61,2	1389	46,0	38,2	-1675
1160	76,4	55,4	948	46,8	35,7	-1207
1926	71,7	57,5	1560	43,3	35,9	-1963
1931	71,4	59,8	1897	44,3	38,3	-2452
1936	70,8	59,5	1933	43,1	37,0	-2372
1936	72,3	53,8	1213	44,5	35,0	-1564
1940	68,5	53,3	-1417	43,3	35,4	1884
1941	68,2	50,3	-1197	41,3	30,7	1333
1947	61,6	36,7	-784	45,4	33,4	1308
2917	68,4	56,0	1974	40,5	34,1	-2405
2917	67,6	54,2	1798	40,8	33,9	-2248
2917	66,9	54,9	1974	41,6	35,7	-2644
2919	67,5	33,7	713	42,5	26,7	-1023
2919	66,0	42,1	982	44,0	33,0	-1521
2919	67,2	49,5	1352	41,4	32,3	-1732
2921	70,1	54,1	1563	39,9	31,3	-1770
2922	68,9	44,9	1026	42,2	30,5	-1377
2922	67,4	40,7	900	41,9	29,6	-1298
2922	69,2	54,8	1707	40,0	32,0	-1904
2924	69,8	40,2	843	40,5	25,9	-1064
3676	68,7	53,0	1677	38,8	30,7	-1936
3681	71,0	26,0	605	38,7	19,9	-839
3683	68,5	53,8	1781	39,0	31,5	-2098
3685	69,4	31,4	700	38,9	20,9	-883
3686	72,9	29,7	648	35,7	11,3	-598
3687	71,4	35,5	763	37,1	17,9	-786
3687	68,1	50,9	1510	38,4	29,5	-1766
3688	75,0	7,3	426	33,3	-4,7	-359
3688	73,1	30,6	660	35,0	10,8	-592
4777	69,6	49,3	1371	35,7	24,7	-1371
4780	70,8	50,4	1390	34,6	22,9	-1251
4782	69,0	49,0	1384	36,2	25,8	-1481

De notar que as potências do ar deveriam, num modelo ideal, ser iguais entre si, como existem diferenças (mínimas) de caudais e possíveis contaminações/perdas, não mensuráveis na experiência efetuada, isso não acontece.

Para além disso, em algumas secções das amostras, a ΔT atingida é bastante baixa, o que leva a que variações de 0,2 ou 0,3 °C provoquem diferenças de até 10% entre as potências recuperadas no ar.

À eficiência energética, neste caso, não se aplica a norma EN 13053 devido à diferença entre os caudais mássicos de ar, no entanto, o cálculo foi efetuado de forma a perceber a relação entre as potências recuperadas e absorvidas.

Comparando com o rendimento térmico, η_T , a eficiência energética, η_E , apresenta igualmente um declínio visto ser dependente do mesmo e, segundo a equação (2-5), quanto maior o caudal de água, maior será a potência absorvida da bomba, o que diminuirá a eficiência energética.

Observa-se, na Figura 30, que na amostra em que o caudal de água toma o valor de 3688 l·h⁻¹, o sistema esteve a consumir mais energia que a recuperar (extração), devido principalmente à diferença mínima de temperatura do ar atingida.

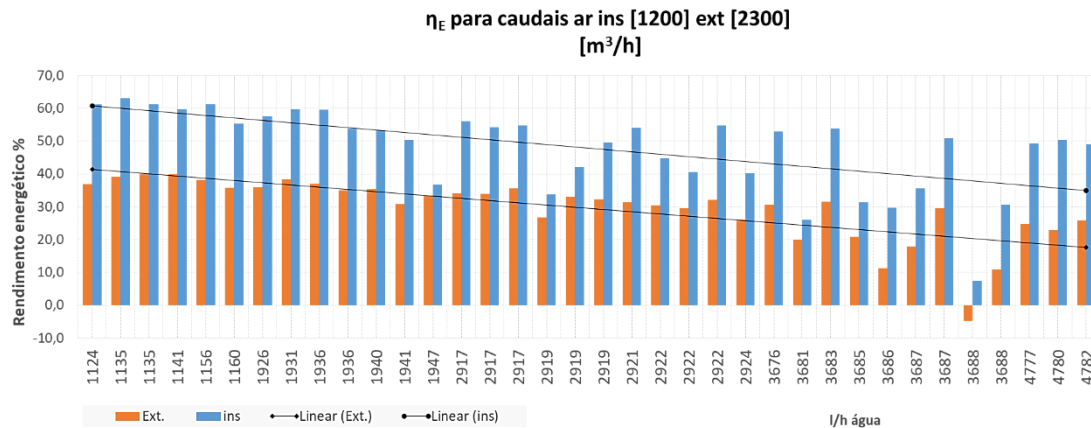


Figura 30 - Gráfico da eficiência energética para caudais diferentes de ar.

3.5.3 Medições para caudais de ar iguais

Quando existem caudais de ar semelhantes, os rendimentos térmicos na extração e na insuflação apresentam valores muito próximos, tendo sido obtidas diferenças na ordem dos 10 pontos percentuais devidas, em primeiro lugar, ao facto de o conjunto UTA não ser um sistema ideal (sem perdas) e, em segundo lugar, da possibilidade de erros de medição devido ao posicionamento dos sensores.

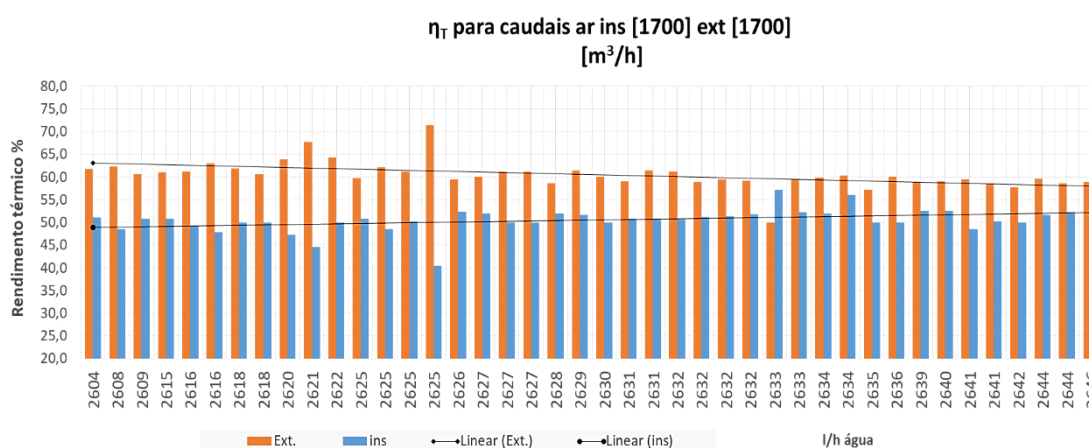


Figura 31 - Gráfico rendimento térmico para caudais de ar iguais.

Com caudais na ordem de 1700 m³·h⁻¹, observa-se um ligeiro declínio e um aumento do η_T , na extração e na insuflação, respetivamente.

Na extração, os valores apresentados são superiores aos da insuflação porque existe um maior ΔT entre as BR. Como foi dito, para além do posicionamento dos sensores não ser o ideal, existe alguma contaminação do ar, fazendo com que haja diferenças de 0,3, 0,4 °C.

Como é possível verificar na Tabela 14, as potências trocadas apresentam também uma discrepância na ordem dos 30 pontos percentuais e, em relação ao η_T , a diferença é cerca de 16 pontos percentuais.

O rendimento térmico, η_T , e a eficiência energética, η_E , apresentam como máximos 57,1% e 44,2% na insuflação e 71,4% e 57,5% na extração, respetivamente, sendo o contrário das medições anteriores, em que η_T e η_E eram superiores na insuflação.

Tabela 14 – Rendimento térmico e eficiência energética em função do caudal de água (caudais ar iguais).

Caudal [l·h ⁻¹]	Insuflação			Extração		
	Rend. Térmico [%]	Eficiência Energética [%]	Potência Ar [W]	Rend. Térmico [%]	Eficiência Energética [%]	Potência Ar [W]
2604	51,1	33,8	1063	61,7	48,5	-1669
2608	48,6	31,8	1035	62,4	50,8	-1922
2609	50,8	39,4	1598	60,7	50,2	-2070
2615	50,8	38,5	1472	61,0	50,2	-2014
2616	49,3	38,7	1682	61,2	52,0	-2384
2616	47,8	29,4	941	63,0	49,9	-1731
2618	50,0	28,5	836	61,9	46,0	-1393
2618	50,0	39,5	1718	60,6	51,0	-2261
2620	47,2	13,6	506	63,9	46,2	-1295
2621	44,6	34,4	1731	67,7	57,5	-2505
2622	50,0	21,8	638	64,3	41,5	-1016
2625	50,8	36,7	1298	59,8	46,2	-1583
2625	48,5	37,0	1514	62,1	52,5	-2313
2625	50,2	28,1	822	61,1	42,3	-1175
2625	40,5	10,0	529	71,4	55,3	-1683
2626	52,4	35,4	1110	59,5	43,6	-1343
2627	52,0	39,4	1491	60,0	47,8	-1766
2627	50,0	30,4	921	61,1	43,5	-1248
2627	50,0	40,3	1861	61,1	52,1	-2443
2628	52,0	44,0	2323	58,6	50,8	-2685
2629	51,7	28,1	788	61,5	41,7	-1121
2630	50,0	40,1	1811	60,0	51,0	-2395
2631	50,8	38,0	1414	59,0	48,0	-1907
2631	50,9	38,0	1421	61,4	50,7	-2060
2632	50,7	39,6	1628	61,2	51,6	-2283
2632	51,3	42,0	1988	58,9	50,0	-2370
2632	51,4	43,9	2441	59,5	52,1	-2866
2632	51,9	37,9	1332	59,3	47,2	-1761
2633	57,1	44,2	-1597	50,0	34,7	1181
2633	52,2	42,9	2030	59,4	50,3	-2347
2634	51,9	40,7	1672	59,8	49,8	-2148
2634	56,1	24,2	639	60,3	19,0	-530
2635	50,0	35,0	-1228	57,1	39,4	1181
2636	50,0	35,5	1230	60,0	49,3	-1996
2639	52,5	37,7	1280	58,8	45,8	-1628
2640	52,5	40,1	1525	59,0	48,2	-1945
2641	48,5	36,4	-1502	59,5	50,0	2358
2641	50,2	40,1	-1837	58,5	49,4	2397
2642	50,0	39,2	-1748	57,8	49,0	2442
2644	51,6	39,5	1522	59,7	49,1	-2010
2644	52,2	33,4	991	58,7	42,9	-1331
2646	51,3	23,1	653	59,0	39,3	-1074

Relativamente à eficiência energética, η_E , Figura 32, observa-se que existem períodos que se comportam fora do regime normal; por exemplo, as amostras em que o caudal de água toma os valores de 2620, 2625 (4º) e 2634 (2º) l·h⁻¹, apresentando rendimentos muito baixos devido ao diferencial de temperaturas entre o espaço e o exterior.

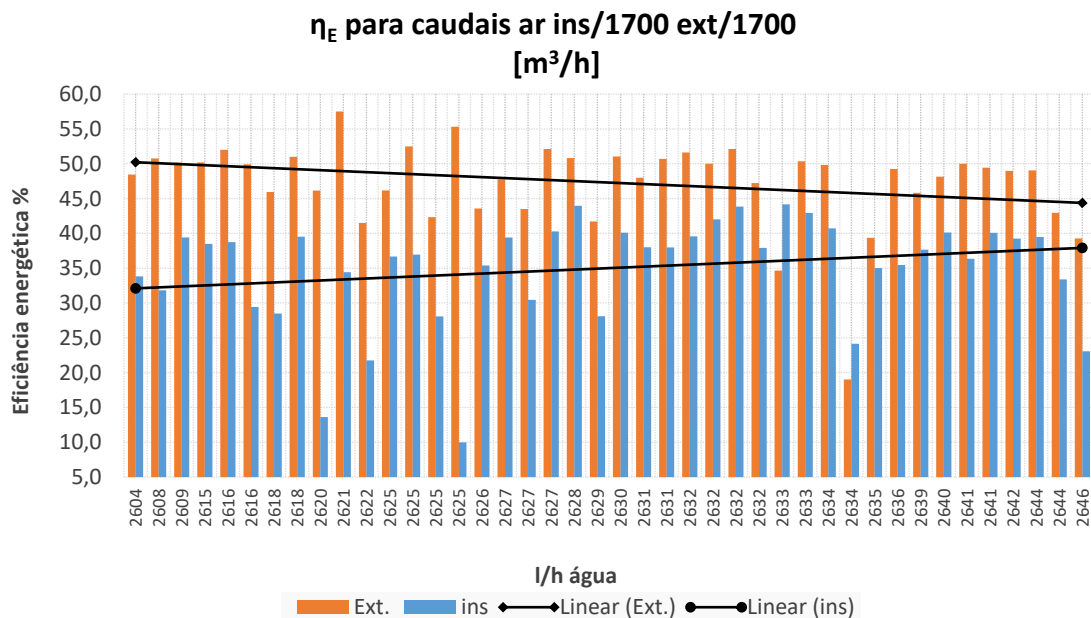


Figura 32 - Gráfico eficiência energética para caudais iguais.

Como existe apenas uma variação mínima do caudal de água, o declive da reta de tendência da insuflação está contrário à de extração; no caso de se aumentar significativamente o caudal de água, a tendência será igual à do caso anterior (caudais diferentes), onde ocorre um declive negativo em ambas as retas.

3.5.4 Modelo final

Foi feito um complemento ao modelo matemático, com base no método ϵ -NTU, após as medições, como forma de obter uma conclusão relativamente ao caudal de fluido primário ideal, tal como foi dito no capítulo 3.4, é necessário voltar à origem do estudo e demonstrar em que parte do processo de transferência de calor a água intervém, para determinar a sua influência no comportamento das BR.

Em relação ao aquecimento, tem-se como dados de entrada (marcados a amarelo) (Figura 33):

Aquecimento ins./ext.								
$T_{\text{água ent.}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{ar ent.}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{exterior/interior}} [^{\circ}\text{C}]$	Caudal ar [m ³ /h]	ΔP_2 Ins.	ΔP_1 Ext.	v ins. m/s	ext. m ³ /h	v ext. m/s
20,5	17,7	23,7	1241	8,3	9,5	0,54	1700	0,74

Figura 33 – Dados de entrada do modelo final.

Analisando a Figura 34, a única variação entre os dados de entrada é o incremento de $100 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ de água, por cada linha. Do lado esquerdo, sequencialmente, está a potência máxima, a potência considerada real, a eficácia do recuperador e o parâmetro C_r .

$P_{\text{máx.}}$	Potência	efic. (NTU)	C_r ($C_{\text{mín.}} / C_{\text{máx.}}$)	NTU	Caudal H_2O	$C_{\text{água}}$	C_{ar}	η_T	$P_{\text{elet.}}$	η_e
W	W	%	-	-	l/h	J/(s,°C)	J/(s,°C)	%	W	%
325,3	316,2	0,97	0,28	54,26	100	116,2	415,7	12,7%	150,0	6,3%
650,5	541,8	0,83	0,56	29,64	200	232,3	415,7	21,7%	158,9	14,9%
975,8	679,8	0,70	0,84	20,47	300	348,5	415,7	27,3%	167,6	20,1%
1164,1	783,4	0,67	0,89	17,49	400	464,6	415,7	31,4%	176,1	23,9%
1164,1	876,2	0,75	0,72	17,71	500	580,8	415,7	35,1%	184,5	27,3%
1164,1	946,3	0,81	0,60	17,86	600	697,0	415,7	37,9%	192,7	29,8%
1164,1	999,4	0,86	0,51	17,98	700	813,1	415,7	40,1%	200,7	31,6%
1164,1	1039,5	0,89	0,45	18,07	800	929,3	415,7	41,7%	208,5	32,9%
1164,1	1069,7	0,92	0,40	18,14	900	1045,5	415,7	42,9%	216,2	33,8%
1164,1	1092,6	0,94	0,36	18,20	1000	1161,6	415,7	43,8%	223,7	34,4%
1164,1	1109,8	0,95	0,33	18,26	1100	1277,8	415,7	44,5%	231,0	34,8%
1164,1	1122,8	0,96	0,30	18,30	1200	1393,9	415,7	45,0%	238,1	35,1%
1164,1	1132,5	0,97	0,28	18,34	1300	1510,1	415,7	45,4%	245,1	35,2%
1164,1	1139,9	0,98	0,26	18,37	1400	1626,3	415,7	45,7%	251,9	35,2%
1164,1	1145,5	0,98	0,24	18,40	1500	1742,4	415,7	45,9%	258,5	35,2%
1164,1	1149,7	0,99	0,22	18,42	1600	1858,6	415,7	46,1%	264,9	35,1%
1164,1	1153,0	0,99	0,21	18,45	1700	1974,7	415,7	46,2%	271,1	34,9%
1164,1	1155,4	0,99	0,20	18,47	1800	2090,9	415,7	46,3%	277,2	34,8%
1164,1	1157,3	0,99	0,19	18,49	1900	2207,1	415,7	46,4%	283,1	34,6%
1164,1	1158,7	1,00	0,18	18,50	2000	2323,2	415,7	46,5%	288,8	34,5%
1164,1	1159,8	1,00	0,17	18,52	2100	2439,4	415,7	46,5%	294,3	34,3%
1164,1	1160,7	1,00	0,16	18,53	2200	2555,6	415,7	46,5%	299,7	34,1%
1164,1	1161,4	1,00	0,16	18,55	2300	2671,7	415,7	46,6%	304,9	33,9%
1164,1	1161,9	1,00	0,15	18,56	2400	2787,9	415,7	46,6%	309,9	33,7%

Figura 34 - Modelo final.

Sabendo $C_{\text{água}}$ e C_{ar} , determina-se $C_{\text{mín.}}$ e $C_{\text{máx.}}$. Com ΔT (diferença de temperaturas do ar), calculado através da potência e, com a diferença máxima de temperaturas, obtida pelos dados de entrada, é possível obter o rendimento térmico, η_T . A potência elétrica despendida obtém-se a partir do cálculo da perda de carga e pela curva Q/P da bomba.

A eficiência energética, calculada a partir da equação (2-5), é o culminar de todo o processo de cálculo. A coloração ao longo da tabela permite verificar a zona em que o caudal de água é considera ideal, sendo o verde (escuro) a cor ótima e o amarelo/vermelho as quais se devem evitar. De advertir que, da Figura 34 à Figura 40, os dados encontram-se incompletos, somente pelo facto que os valores da eficiência energética, η_e , calculados próximos da potência nominal da bomba, apresentarem uma tendência decrescente (irrelevantes para o aumento da sustentabilidade), o que com outros dados de entrada poderá não se realizar.

Como forma de tentar verificar um padrão para as BR em estudo, foi-se alterando alguns dos dados de entrada verificando qual seria o caudal ideal a partir das tais condições. Uma maneira de relacionar o caudal de água com o caudal de ar é o parâmetro C_r ; é com o mesmo que se criará um padrão em que se consiga direccionar o caudal de água de forma a tornar-se num caudal ideal.

INSUFLAÇÃO:

Comparando o modelo com os dados medidos no dia 09/06/2018, das 05:59:32 às 06:14:02, a eficiência energética, η_E , da amostra é de 54,9%, ficando apenas a 0,4 pontos percentuais do ideal e a 1,1 pontos percentuais para o seu caudal de água ($2900 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$) no modelo, sendo que o caudal ótimo se encontra entre os valores 0,20 e 0,24 de C_r , Figura 35.

Aquecimento ins./ext.								
$T_{\text{água ent.}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{ar ent.}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{exterior/interior}} [^{\circ}\text{C}]$	Caudal ar [m^3/h]	ΔP_2 Ins.	ΔP_1 Ext.	v ins. m/s	ext. m^3/h	v ext. m/s
16,7	11,4	19,6	1160	7,1	17,5	0,51	2311	1,01

i(+100)										
$P_{\text{máx.}}$	Potência	efic. (NTU)	C_r ($C_{\text{mín.}} / C_{\text{máx.}}$)	NTU	Caudal H_2O	$C_{\text{água}}$	C_{ar}	η_T	$P_{\text{elet.}}$	η_e
W	W	%	-	-	l/h	J/(s.°C)	J/(s.°C)	%	W	%
615,7	594,0	0,96	0,30	57,77	100	116,2	388,6	18,6%	150,0	13,5%
1231,3	1000,1	0,81	0,60	30,35	200	232,3	388,6	31,4%	158,9	26,0%
1847,0	1241,4	0,67	0,90	20,63	300	348,5	388,6	39,0%	167,6	33,3%
2059,6	1436,6	0,70	0,84	18,69	400	464,6	388,6	45,1%	176,1	39,1%
2059,6	1597,5	0,78	0,67	18,82	500	580,8	388,6	50,1%	184,5	43,9%
2059,6	1716,9	0,83	0,56	18,90	600	697,0	388,6	53,9%	192,7	47,4%
2059,6	1805,4	0,88	0,48	18,97	700	813,1	388,6	56,7%	200,7	49,9%
2059,6	1871,0	0,91	0,42	19,02	800	929,3	388,6	58,7%	208,5	51,8%
2059,6	1919,5	0,93	0,37	19,06	900	1045,5	388,6	60,2%	216,2	53,0%
2059,6	1955,4	0,95	0,33	19,09	1000	1161,6	388,6	61,4%	223,7	53,9%
2059,6	1982,0	0,96	0,30	19,12	1100	1277,8	388,6	62,2%	231,0	54,5%
2059,6	2001,6	0,97	0,28	19,15	1200	1393,9	388,6	62,8%	238,1	54,9%
2059,6	2016,1	0,98	0,26	19,17	1300	1510,1	388,6	63,3%	245,1	55,2%
2059,6	2026,9	0,98	0,24	19,18	1400	1626,3	388,6	63,6%	251,9	55,3%
2059,6	2034,8	0,99	0,22	19,20	1500	1742,4	388,6	63,9%	258,5	55,3%
2059,6	2040,8	0,99	0,21	19,21	1600	1858,6	388,6	64,0%	264,9	55,3%
2059,6	2045,2	0,99	0,20	19,23	1700	1974,7	388,6	64,2%	271,1	55,3%
2059,6	2048,6	0,99	0,19	19,24	1800	2090,9	388,6	64,3%	277,2	55,2%
2059,6	2051,1	1,00	0,18	19,25	1900	2207,1	388,6	64,4%	283,1	55,1%
2059,6	2053,0	1,00	0,17	19,26	2000	2323,2	388,6	64,4%	288,8	54,9%
2059,6	2054,4	1,00	0,16	19,27	2100	2439,4	388,6	64,5%	294,3	54,8%
2059,6	2055,5	1,00	0,15	19,27	2200	2555,6	388,6	64,5%	299,7	54,7%
2059,6	2056,4	1,00	0,15	19,28	2300	2671,7	388,6	64,5%	304,9	54,5%
2059,6	2057,0	1,00	0,14	19,29	2400	2787,9	388,6	64,6%	309,9	54,4%
2059,6	2057,5	1,00	0,13	19,29	2500	2904,0	388,6	64,6%	314,7	54,3%
2059,6	2057,9	1,00	0,13	19,30	2600	3020,2	388,6	64,6%	319,4	54,1%
2059,6	2058,2	1,00	0,12	19,30	2700	3136,4	388,6	64,6%	323,9	54,0%

Figura 35 - Teste final 1 (insuflação).

Selecionando o dia 07/06/2018, das 06:00:34 às 06:32:35, a amostra que apresentou maior eficiência energética em todo o período de medições e observando a Figura 36, verifica-se que o caudal ótimo está entre os valores de C_r de 0,22 e 0,24. A eficiência energética, η_E , desta amostra é de 63,1%, sendo superior em cerca de 1 ponto percentual do ideal e 1,3 pontos percentuais superior ao modelo, para o seu caudal de água ($1135 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$).

Aquecimento ins./ext.								
$T_{\text{água ent.}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{ar ent.}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{exterior/interior}} [^{\circ}\text{C}]$	Caudal ar [m^3/h]	ΔP_2 Ins.	ΔP_1 Ext.	v ins. m/s	ext. m^3/h	v ext. m/s
19,4	15,3	20,7	1163	7,2	17,6	0,51	2319	1,01

i(+100)											
$P_{\text{máx.}}$	Potência	efic. (NTU)	$C_r (C_{\text{mín.}} / C_{\text{máx.}})$	NTU	Caudal H_2O	$C_{\text{água}}$	C_{ar}	η_T	$P_{\text{elet.}}$	η_e	
W	W	%	-	-	l/h	J/(s.°C)	J/(s.°C)	%	W	%	
476,3	459,6	0,97	0,30	57,92	100	116,2	389,6	21,8%	150,0	14,1%	
952,5	774,5	0,81	0,60	30,40	200	232,3	389,6	36,8%	158,9	28,6%	
1428,8	961,7	0,67	0,89	20,65	300	348,5	389,6	45,7%	167,6	37,1%	
1597,4	1112,7	0,70	0,84	18,67	400	464,6	389,6	52,9%	176,1	43,9%	
1597,4	1237,6	0,77	0,67	18,79	500	580,8	389,6	58,8%	184,5	49,4%	
1597,4	1330,4	0,83	0,56	18,87	600	697,0	389,6	63,2%	192,7	53,4%	
1597,4	1399,2	0,88	0,48	18,94	700	813,1	389,6	66,5%	200,7	56,3%	
1597,4	1450,2	0,91	0,42	18,99	800	929,3	389,6	68,9%	208,5	58,4%	
1597,4	1488,0	0,93	0,37	19,03	900	1045,5	389,6	70,7%	216,2	59,8%	
1597,4	1516,0	0,95	0,34	19,06	1000	1161,6	389,6	72,1%	223,7	60,8%	
1597,4	1536,7	0,96	0,30	19,09	1100	1277,8	389,6	73,0%	231,0	61,4%	
1597,4	1552,0	0,97	0,28	19,11	1200	1393,9	389,6	73,8%	238,1	61,8%	
1597,4	1563,3	0,98	0,26	19,13	1300	1510,1	389,6	74,3%	245,1	62,0%	
1597,4	1571,7	0,98	0,24	19,15	1400	1626,3	389,6	74,7%	251,9	62,1%	
1597,4	1578,0	0,99	0,22	19,16	1500	1742,4	389,6	75,0%	258,5	62,1%	
1597,4	1582,6	0,99	0,21	19,18	1600	1858,6	389,6	75,2%	264,9	62,0%	
1597,4	1586,1	0,99	0,20	19,19	1700	1974,7	389,6	75,4%	271,1	61,9%	
1597,4	1588,7	0,99	0,19	19,20	1800	2090,9	389,6	75,5%	277,2	61,7%	
1597,4	1590,7	1,00	0,18	19,21	1900	2207,1	389,6	75,6%	283,1	61,5%	
1597,4	1592,2	1,00	0,17	19,22	2000	2323,2	389,6	75,7%	288,8	61,3%	
1597,4	1593,3	1,00	0,16	19,23	2100	2439,4	389,6	75,7%	294,3	61,1%	
1597,4	1594,2	1,00	0,15	19,23	2200	2555,6	389,6	75,8%	299,7	60,9%	
1597,4	1594,8	1,00	0,15	19,24	2300	2671,7	389,6	75,8%	304,9	60,7%	
1597,4	1595,4	1,00	0,14	19,25	2400	2787,9	389,6	75,8%	309,9	60,5%	
1597,4	1595,8	1,00	0,13	19,25	2500	2904,0	389,6	75,8%	314,7	60,3%	
1597,4	1596,1	1,00	0,13	19,26	2600	3020,2	389,6	75,9%	319,4	60,0%	
1597,4	1596,3	1,00	0,12	19,27	2700	3136,4	389,6	75,9%	323,9	59,8%	
1597,4	1596,5	1,00	0,12	19,27	2800	3252,5	389,6	75,9%	328,2	59,7%	

Figura 36 - Teste final 2 (insuflação).

Selecionando o dia 27/06/2018, das 01:26:33 às 01:39:03, verifica-se que o caudal ótimo se encontra entre os valores 0,21 e 0,23 de C_r , ver Figura 37. A eficiência energética, η_E , desta amostra é de 44%, sendo 2,9 pontos percentuais maior que o ideal e 3 pontos percentuais maior que o modelo para o seu caudal de água (2628 l·h⁻¹). Após uma série de testes como os da Figura 35 à Figura 37, o resultado foi praticamente sempre idêntico, C_r ótimo entre 0,2 e 0,24, o que significa que o caudal mássico de água ideal será entre 0,83 e 1 vezes o caudal mássico de ar.

Aquecimento ins./ext.								
T _{água ent.} [°C]	T _{ar ent.} [°C]	T _{exterior/interior} [°C]	Caudal ar [m ³ /h]	ΔP2 Ins.	ΔP1 Ext.	v ins. m/s	ext. m ³ /h	v ext. m/s
19,4	15,6	23,4	1783	16,9	9,9	0,78	1736	0,76

i(+100)											
P _{máx.}	Potência	efic. (NTU)	C _r (C _{min.} / C _{máx.})	NTU	Caudal H ₂ O	C _{água}	C _{ar}	η _T	P _{elet.}	η _e	
W	W	%	-	-	l/h	J/(s.°C)	J/(s.°C)	%	W	%	
441,4	438,8	0,99	0,19	72,32	100	116,2	597,3	9,4%	150,0	5,7%	
882,8	815,3	0,92	0,39	38,44	200	232,3	597,3	17,5%	158,9	13,6%	
1324,2	1085,7	0,82	0,58	26,24	300	348,5	597,3	23,3%	167,6	19,2%	
1765,7	1277,4	0,72	0,78	19,94	400	464,6	597,3	27,4%	176,1	23,2%	
2207,1	1417,9	0,64	0,97	16,09	500	580,8	597,3	30,4%	184,5	26,0%	
2269,8	1563,1	0,69	0,86	15,73	600	697,0	597,3	33,5%	192,7	28,9%	
2269,8	1688,0	0,74	0,73	15,80	700	813,1	597,3	36,2%	200,7	31,4%	
2269,8	1790,8	0,79	0,64	15,85	800	929,3	597,3	38,4%	208,5	33,5%	
2269,8	1875,4	0,83	0,57	15,90	900	1045,5	597,3	40,3%	216,2	35,1%	
2269,8	1945,0	0,86	0,51	15,93	1000	1161,6	597,3	41,7%	223,7	36,5%	
2269,8	2002,2	0,88	0,47	15,96	1100	1277,8	597,3	43,0%	231,0	37,5%	
2269,8	2049,2	0,90	0,43	15,99	1200	1393,9	597,3	44,0%	238,1	38,4%	
2269,8	2087,8	0,92	0,40	16,01	1300	1510,1	597,3	44,8%	245,1	39,1%	
2269,8	2119,5	0,93	0,37	16,03	1400	1626,3	597,3	45,5%	251,9	39,6%	
2269,8	2145,5	0,95	0,34	16,04	1500	1742,4	597,3	46,1%	258,5	40,0%	
2269,8	2166,9	0,95	0,32	16,06	1600	1858,6	597,3	46,5%	264,9	40,4%	
2269,8	2184,4	0,96	0,30	16,07	1700	1974,7	597,3	46,9%	271,1	40,6%	
2269,8	2198,8	0,97	0,29	16,08	1800	2090,9	597,3	47,2%	277,2	40,8%	
2269,8	2210,6	0,97	0,27	16,09	1900	2207,1	597,3	47,4%	283,1	40,9%	
2269,8	2220,4	0,98	0,26	16,10	2000	2323,2	597,3	47,7%	288,8	41,0%	
2269,8	2228,4	0,98	0,24	16,11	2100	2439,4	597,3	47,8%	294,3	41,0%	
2269,8	2235,0	0,98	0,23	16,12	2200	2555,6	597,3	48,0%	299,7	41,1%	
2269,8	2240,5	0,99	0,22	16,13	2300	2671,7	597,3	48,1%	304,9	41,1%	
2269,8	2245,1	0,99	0,21	16,14	2400	2787,9	597,3	48,2%	309,9	41,1%	
2269,8	2248,8	0,99	0,21	16,14	2500	2904,0	597,3	48,3%	314,7	41,0%	
2269,8	2252,0	0,99	0,20	16,15	2600	3020,2	597,3	48,3%	319,4	41,0%	
2269,8	2254,6	0,99	0,19	16,15	2700	3136,4	597,3	48,4%	323,9	41,0%	
2269,8	2256,8	0,99	0,18	16,16	2800	3252,5	597,3	48,4%	328,2	40,9%	
2269,8	2258,6	1,00	0,18	16,16	2900	3368,7	597,3	48,5%	332,3	40,9%	
2269,8	2260,2	1,00	0,17	16,17	3000	3484,8	597,3	48,5%	336,2	40,8%	
2269,8	2261,5	1,00	0,17	16,17	3100	3601,0	597,3	48,5%	340,0	40,8%	
2269,8	2262,6	1,00	0,16	16,18	3200	3717,2	597,3	48,6%	343,6	40,7%	
2269,8	2263,6	1,00	0,16	16,18	3300	3833,3	597,3	48,6%	347,0	40,7%	
2269,8	2264,4	1,00	0,15	16,19	3400	3949,5	597,3	48,6%	350,2	40,6%	

Figura 37 - Teste final 3 (insuflação).

EXTRAÇÃO:

Relativamente à BR 1, situada na extração e, mantendo as amostras de cada teste executado para a BR 2, no circuito de insuflação (Figura 35 à Figura 37), foi comparado o modelo matemático com os dados medidos no dia 09/06/2018, das 05:59:32 às 06:14:02, Figura 38.

Arrefecimento ins./ext.					
T _{água ent.} [°C]	T _{ar ent.} [°C]	T _{exterior/interior} [°C]	Caudal ar [m ³ /h]	ΔP1 Ext.	ΔP2 Ins.
16	19,6	11,4	2311	17,5	7,1

i(+100)											
P _{máx.}	Potência	efic. (NTU)	C _r (C _{min.} / C _{máx.})	NTU	Caudal H ₂ O	C _{água}	C _{ar}	η _T	P _{elet.}	η _e	
W	W	%	-	-	l/h	J/(s.°C)	J/(s.°C)	%	W	%	
418,2	417,6	1,00	0,15	82,01	100	116,2	774,2	6,6%	150,0	3,8%	
836,4	806,5	0,96	0,30	44,04	200	232,3	774,2	12,7%	158,9	9,8%	
1254,5	1118,5	0,89	0,45	30,20	300	348,5	774,2	17,6%	167,6	14,6%	
1672,7	1356,6	0,81	0,60	23,00	400	464,6	774,2	21,4%	176,1	18,2%	
2090,9	1539,5	0,74	0,75	18,58	500	580,8	774,2	24,3%	184,5	20,9%	
2509,1	1682,8	0,67	0,90	15,59	600	697,0	774,2	26,5%	192,7	23,1%	
2787,1	1812,1	0,65	0,95	14,11	700	813,1	774,2	28,5%	200,7	25,0%	
2787,1	1947,9	0,70	0,83	14,17	800	929,3	774,2	30,7%	208,5	27,0%	
2787,1	2064,8	0,74	0,74	14,21	900	1045,5	774,2	32,5%	216,2	28,7%	
2787,1	2165,4	0,78	0,67	14,25	1000	1161,6	774,2	34,1%	223,7	30,2%	
2787,1	2251,9	0,81	0,61	14,28	1100	1277,8	774,2	35,5%	231,0	31,4%	
2787,1	2326,3	0,83	0,56	14,31	1200	1393,9	774,2	36,6%	238,1	32,5%	
2787,1	2390,3	0,86	0,51	14,33	1300	1510,1	774,2	37,7%	245,1	33,4%	
2787,1	2445,2	0,88	0,48	14,35	1400	1626,3	774,2	38,5%	251,9	34,1%	
2787,1	2492,4	0,89	0,44	14,37	1500	1742,4	774,2	39,3%	258,5	34,8%	
2787,1	2532,9	0,91	0,42	14,38	1600	1858,6	774,2	39,9%	264,9	35,3%	
2787,1	2567,6	0,92	0,39	14,40	1700	1974,7	774,2	40,4%	271,1	35,8%	
2787,1	2597,5	0,93	0,37	14,41	1800	2090,9	774,2	40,9%	277,2	36,1%	
2787,1	2623,0	0,94	0,35	14,42	1900	2207,1	774,2	41,3%	283,1	36,4%	
2787,1	2645,0	0,95	0,33	14,43	2000	2323,2	774,2	41,7%	288,8	36,7%	
2787,1	2663,8	0,96	0,32	14,44	2100	2439,4	774,2	42,0%	294,3	36,9%	
2787,1	2680,0	0,96	0,30	14,45	2200	2555,6	774,2	42,2%	299,7	37,1%	
2787,1	2693,9	0,97	0,29	14,46	2300	2671,7	774,2	42,4%	304,9	37,2%	
2787,1	2705,9	0,97	0,28	14,47	2400	2787,9	774,2	42,6%	309,9	37,3%	
2787,1	2716,2	0,97	0,27	14,47	2500	2904,0	774,2	42,8%	314,7	37,4%	
2787,1	2725,1	0,98	0,26	14,48	2600	3020,2	774,2	42,9%	319,4	37,5%	
2787,1	2732,7	0,98	0,25	14,48	2700	3136,4	774,2	43,0%	323,9	37,5%	
2787,1	2739,4	0,98	0,24	14,49	2800	3252,5	774,2	43,2%	328,2	37,6%	
2787,1	2745,1	0,98	0,23	14,50	2900	3368,7	774,2	43,2%	332,3	37,6%	
2787,1	2750,1	0,99	0,22	14,50	3000	3484,8	774,2	43,3%	336,2	37,6%	
2787,1	2754,4	0,99	0,21	14,51	3100	3601,0	774,2	43,4%	340,0	37,6%	
2787,1	2758,1	0,99	0,21	14,51	3200	3717,2	774,2	43,4%	343,6	37,6%	
2787,1	2761,4	0,99	0,20	14,51	3300	3833,3	774,2	43,5%	347,0	37,6%	
2787,1	2764,2	0,99	0,20	14,52	3400	3949,5	774,2	43,5%	350,2	37,6%	
2787,1	2766,7	0,99	0,19	14,52	3500	4065,7	774,2	43,6%	353,3	37,6%	
2787,1	2768,9	0,99	0,19	14,53	3600	4181,8	774,2	43,6%	356,2	37,6%	
2787,1	2770,8	0,99	0,18	14,53	3700	4298,0	774,2	43,6%	358,9	37,6%	
2787,1	2772,5	0,99	0,18	14,53	3800	4414,1	774,2	43,7%	361,4	37,6%	
2787,1	2774,0	1,00	0,17	14,54	3900	4530,3	774,2	43,7%	363,8	37,6%	
2787,1	2775,3	1,00	0,17	14,54	4000	4646,5	774,2	43,7%	365,9	37,5%	
2787,1	2776,5	1,00	0,16	14,54	4100	4762,6	774,2	43,7%	367,9	37,5%	

Figura 38 - Teste final 1 (extração).

Observa-se que a eficiência energética, η_E , ideal no modelo é 37,6%, sendo 1,9 pontos percentuais maior que o valor da amostra que é de 35,7%. Para o seu caudal de água (2900 l·h⁻¹) a eficiência energética, η_E , também se situa abaixo do modelo em cerca de 1,9 pontos percentuais. O valor de C_r ótimo situa-se entre 0,17 e 0,24.

Selecionando o dia 07/06/2018, das 06:00:34 às 06:32:35, relativamente à BR 2 na extração, observa-se na Figura 39 que:

Arrefecimento ins./ext.					
T _{água ent.} [°C]	T _{ar ent.} [°C]	T _{exterior/interior} [°C]	Caudal ar [m ³ /h]	$\Delta P1$ Ext.	$\Delta P2$ Ins.
16	19,6	11,4	2311	17,5	7,2

i(+100)											
P _{máx.}	Potência	efic. (NTU)	C _r (C _{min.} / C _{máx.})	NTU	Caudal H ₂ O	C _{água}	C _{ar}	η_T	P _{elet.}	η_e	
W	W	%	-	-	l/h	J/(s.°C)	J/(s.°C)	%	W	%	
418,2	417,6	1,00	0,15	82,01	100	116,2	774,2	6,6%	150,0	3,8%	
836,4	806,5	0,96	0,30	44,04	200	232,3	774,2	12,7%	158,9	9,8%	
1254,5	1118,5	0,89	0,45	30,20	300	348,5	774,2	17,6%	167,6	14,6%	
1672,7	1356,6	0,81	0,60	23,00	400	464,6	774,2	21,4%	176,1	18,2%	
2090,9	1539,5	0,74	0,75	18,58	500	580,8	774,2	24,3%	184,5	20,9%	
2509,1	1682,8	0,67	0,90	15,59	600	697,0	774,2	26,5%	192,7	23,1%	
2787,1	1812,1	0,65	0,95	14,11	700	813,1	774,2	28,5%	200,7	25,0%	
2787,1	1947,9	0,70	0,83	14,17	800	929,3	774,2	30,7%	208,5	27,0%	
2787,1	2064,8	0,74	0,74	14,21	900	1045,5	774,2	32,5%	216,2	28,7%	
2787,1	2165,4	0,78	0,67	14,25	1000	1161,6	774,2	34,1%	223,7	30,2%	
2787,1	2251,9	0,81	0,61	14,28	1100	1277,8	774,2	35,5%	231,0	31,4%	
2787,1	2326,3	0,83	0,56	14,31	1200	1393,9	774,2	36,6%	238,1	32,5%	
2787,1	2390,3	0,86	0,51	14,33	1300	1510,1	774,2	37,7%	245,1	33,4%	
2787,1	2445,2	0,88	0,48	14,35	1400	1626,3	774,2	38,5%	251,9	34,1%	
2787,1	2492,4	0,89	0,44	14,37	1500	1742,4	774,2	39,3%	258,5	34,8%	
2787,1	2532,9	0,91	0,42	14,38	1600	1858,6	774,2	39,9%	264,9	35,3%	
2787,1	2567,6	0,92	0,39	14,40	1700	1974,7	774,2	40,4%	271,1	35,8%	
2787,1	2597,5	0,93	0,37	14,41	1800	2090,9	774,2	40,9%	277,2	36,1%	
2787,1	2623,0	0,94	0,35	14,42	1900	2207,1	774,2	41,3%	283,1	36,4%	
2787,1	2645,0	0,95	0,33	14,43	2000	2323,2	774,2	41,7%	288,8	36,7%	
2787,1	2663,8	0,96	0,32	14,44	2100	2439,4	774,2	42,0%	294,3	36,9%	
2787,1	2680,0	0,96	0,30	14,45	2200	2555,6	774,2	42,2%	299,7	37,1%	
2787,1	2693,9	0,97	0,29	14,46	2300	2671,7	774,2	42,4%	304,9	37,2%	
2787,1	2705,9	0,97	0,28	14,47	2400	2787,9	774,2	42,6%	309,9	37,3%	
2787,1	2716,2	0,97	0,27	14,47	2500	2904,0	774,2	42,8%	314,7	37,4%	
2787,1	2725,1	0,98	0,26	14,48	2600	3020,2	774,2	42,9%	319,4	37,5%	
2787,1	2732,7	0,98	0,25	14,48	2700	3136,4	774,2	43,0%	323,9	37,5%	
2787,1	2739,4	0,98	0,24	14,49	2800	3252,5	774,2	43,2%	328,2	37,6%	
2787,1	2745,1	0,98	0,23	14,50	2900	3368,7	774,2	43,2%	332,3	37,6%	
2787,1	2750,1	0,99	0,22	14,50	3000	3484,8	774,2	43,3%	336,2	37,6%	
2787,1	2754,4	0,99	0,21	14,51	3100	3601,0	774,2	43,4%	340,0	37,6%	
2787,1	2758,1	0,99	0,21	14,51	3200	3717,2	774,2	43,4%	343,6	37,6%	
2787,1	2761,4	0,99	0,20	14,51	3300	3833,3	774,2	43,5%	347,0	37,6%	
2787,1	2764,2	0,99	0,20	14,52	3400	3949,5	774,2	43,5%	350,2	37,6%	
2787,1	2766,7	0,99	0,19	14,52	3500	4065,7	774,2	43,6%	353,3	37,6%	
2787,1	2768,9	0,99	0,19	14,53	3600	4181,8	774,2	43,6%	356,2	37,6%	
2787,1	2770,8	0,99	0,18	14,53	3700	4298,0	774,2	43,6%	358,9	37,6%	
2787,1	2772,5	0,99	0,18	14,53	3800	4414,1	774,2	43,7%	361,4	37,6%	
2787,1	2774,0	1,00	0,17	14,54	3900	4530,3	774,2	43,7%	363,8	37,6%	
2787,1	2775,3	1,00	0,17	14,54	4000	4646,5	774,2	43,7%	365,9	37,5%	
2787,1	2776,5	1,00	0,16	14,54	4100	4762,6	774,2	43,7%	367,9	37,5%	
2787,1	2777,5	1,00	0,16	14,54	4200	4878,8	774,2	43,8%	369,8	37,5%	

Figura 39 - Teste final 2 (extração).

A eficiência energética, η_E , ideal é de 53,5% sendo 14,5 pontos percentuais superior ao valor da amostra que é de 39%. Para o seu caudal de água ($1135 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$), a eficiência energética, η_E , também se situa abaixo do modelo em cerca de 8,8 pontos percentuais. O valor de C_r ótimo situa-se entre 0,20 a 0,22.

Selecionando o dia 27/06/2018, das 01:26:33 às 01:39:03, relativamente à BR 1 na extração, observa-se na Figura 40 que:

Arrefecimento ins./ext.					
T _{água ent.} [°C]	T _{ar ent.} [°C]	T _{exterior/interior} [°C]	Caudal ar [m ³ /h]	$\Delta P1$ Ext.	$\Delta P2$ Ins.
18,6	23,4	15,6	1736	9,9	16,9

i(+100)

P _{máx.}	Potência	efic. (NTU)	C_r ($C_{\min.} / C_{\max.}$)	NTU	Caudal H ₂ O	$C_{\text{água}}$	C_{ar}	η_T	P _{elet.}	η_e
W	W	%	-	-	l/h	J/(s.°C)	J/(s.°C)	%	W	%
557,6	553,8	0,99	0,20	71,14	100	116,2	581,6	12,2%	150,0	8,4%
1115,2	1023,9	0,92	0,40	37,79	200	232,3	581,6	22,6%	158,9	18,6%
1672,7	1357,5	0,81	0,60	25,79	300	348,5	581,6	29,9%	167,6	25,8%
2230,3	1592,3	0,71	0,80	19,59	400	464,6	581,6	35,1%	176,1	30,7%
2787,9	1763,6	0,63	1,00	15,81	500	580,8	581,6	38,9%	184,5	34,3%
2791,5	1949,4	0,70	0,83	15,88	600	697,0	581,6	43,0%	192,7	38,3%
2791,5	2101,9	0,75	0,72	15,94	700	813,1	581,6	46,3%	200,7	41,4%
2791,5	2226,7	0,80	0,63	16,00	800	929,3	581,6	49,1%	208,5	44,0%
2791,5	2328,9	0,83	0,56	16,04	900	1045,5	581,6	51,3%	216,2	46,1%
2791,5	2412,5	0,86	0,50	16,07	1000	1161,6	581,6	53,2%	223,7	47,8%
2791,5	2480,9	0,89	0,46	16,10	1100	1277,8	581,6	54,7%	231,0	49,1%
2791,5	2536,7	0,91	0,42	16,13	1200	1393,9	581,6	55,9%	238,1	50,2%
2791,5	2582,4	0,93	0,39	16,15	1300	1510,1	581,6	56,9%	245,1	51,1%
2791,5	2619,6	0,94	0,36	16,17	1400	1626,3	581,6	57,8%	251,9	51,7%
2791,5	2650,1	0,95	0,33	16,18	1500	1742,4	581,6	58,4%	258,5	52,2%
2791,5	2674,9	0,96	0,31	16,20	1600	1858,6	581,6	59,0%	264,9	52,7%
2791,5	2695,2	0,97	0,29	16,21	1700	1974,7	581,6	59,4%	271,1	53,0%
2791,5	2711,8	0,97	0,28	16,22	1800	2090,9	581,6	59,8%	277,2	53,2%
2791,5	2725,3	0,98	0,26	16,23	1900	2207,1	581,6	60,1%	283,1	53,4%
2791,5	2736,5	0,98	0,25	16,24	2000	2323,2	581,6	60,3%	288,8	53,5%
2791,5	2745,6	0,98	0,24	16,25	2100	2439,4	581,6	60,5%	294,3	53,6%
2791,5	2753,1	0,99	0,23	16,26	2200	2555,6	581,6	60,7%	299,7	53,6%
2791,5	2759,2	0,99	0,22	16,27	2300	2671,7	581,6	60,8%	304,9	53,6%
2791,5	2764,3	0,99	0,21	16,28	2400	2787,9	581,6	60,9%	309,9	53,6%
2791,5	2768,6	0,99	0,20	16,28	2500	2904,0	581,6	61,0%	314,7	53,6%
2791,5	2772,1	0,99	0,19	16,29	2600	3020,2	581,6	61,1%	319,4	53,6%
2791,5	2775,0	0,99	0,19	16,29	2700	3136,4	581,6	61,2%	323,9	53,6%
2791,5	2777,4	0,99	0,18	16,30	2800	3252,5	581,6	61,2%	328,2	53,5%
2791,5	2779,4	1,00	0,17	16,30	2900	3368,7	581,6	61,3%	332,3	53,5%
2791,5	2781,1	1,00	0,17	16,31	3000	3484,8	581,6	61,3%	336,2	53,4%
2791,5	2782,6	1,00	0,16	16,31	3100	3601,0	581,6	61,3%	340,0	53,4%
2791,5	2783,8	1,00	0,16	16,32	3200	3717,2	581,6	61,4%	343,6	53,3%
2791,5	2784,8	1,00	0,15	16,32	3300	3833,3	581,6	61,4%	347,0	53,3%
2791,5	2785,7	1,00	0,15	16,33	3400	3949,5	581,6	61,4%	350,2	53,2%

Figura 40 - Teste final 3 (extração).

A eficiência energética, η_E , ideal é de 53,6% sendo 2,8 pontos percentuais superior ao valor da amostra que é de 50,8%. Para o seu caudal de água ($2628 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$), a eficiência energética, η_E , tem exatamente o valor do modelo. O valor de C_r ótimo encontra-se entre $0,19 < C_r < 0,24$. Após uma série de testes, C_r apresenta-se entre $0,17 < C_r < 0,24$, ligeiramente inferior aos valores da BR 2.

Então, o caudal mássico de água será cerca de 0,7 a 1 vezes o caudal mássico de ar.

CONCLUSÕES

4.1 CONCLUSÕES

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo serão feitas as análises finais, onde se poderá verificar os resultados deste trabalho, o cumprimento de objetivos e por último algumas propostas possíveis de trabalhos futuros.

4.1 Conclusões

A sustentabilidade das BR é um dos pontos fulcrais deste trabalho sendo desde o início o foco de estudo. O primeiro objetivo, compreender o funcionamento e o processo de transferência de calor do sistema RAC, foi cumprido pela criação do modelo matemático (3.1), sendo abordados e analisados as características físicas das BR e também processos como condução e convecção forçada de calor.

O objetivo principal que era determinar, a partir de certas condições, qual o caudal de água que levaria as BR a possuírem a melhor eficiência energética possível, foi atingido pelo desenvolvimento das folhas *Excel* “*Rend. Aquec.*” / “*Rend. Arref.*”, com base no modelo matemático. A principal vantagem destas folhas é a rapidez e a simplicidade atingidas na interpretação da influência do caudal de água na eficiência energética.

Este estudo tem como mais-valia a possibilidade de alteração de parâmetros geométricos, de caudais e temperaturas de entrada de ambos os fluidos, incluindo temperatura exterior/interior do ar, sendo portanto adaptável quer ao recuperador em estudo, quer às condições exteriores à UTA, nomeadamente às temperaturas exterior/interior que se queiram analisar.

As medições obtidas foram analisadas e comparadas com o modelo matemático, introduzindo os dados medidos no modelo construído, subcapítulo 3.5.4. Existem efetivamente algumas discrepâncias entre ambos, sendo uma das principais causas as diferenças de temperatura do ar registadas entre o espaço e o exterior, que durante parte do período experimental foram baixas.

Com base em testes efetuados no modelo, alterando parâmetros como temperaturas e caudais de ambos os fluidos, concluiu-se que o caudal mássico de água será cerca de 0,77 a 1 vezes o caudal mássico de ar, devido a C_r ótimo estar entre 0,19 e 0,24. Estes valores apenas são indicados pelos testes executados, pelo que, caso sejam efetuados mais testes, estes intervalos devem ser ajustados. Esta afirmação não significa que em todos os sistemas *RAC* se irá obter o mesmo resultado, outros estudos deverão ser feitos consoante as características geométricas de cada BR e o tipo de fluidos utilizados.

4.2 Proposta de trabalhos futuros

Algumas propostas de trabalhos futuros seriam:

- Realização de estudos sobre dinâmica dos fluidos computacionais, *CFD – Computer Fluid Dynamics*, com o objetivo de visualizar com detalhe a transferência de calor ao longo das BR e o comportamento de ambos os fluidos;
- Estudar o sistema com outro fluido primário, exemplo água + *glycol*, *vapor*, *etc.*;
- Mudar algumas características físicas das BR como espaçamento de alhetas e sua espessura, verificar variações na eficiência energética e comparar os ganhos em relação a outras BR;
- Dar à bomba uma fonte de energia renovável, por exemplo painéis fotovoltaicos, efetuar um estudo de retorno de investimento e analisar os prós e contras deste sistema;
- Estimar o retorno de investimento, ao utilizar um variador que ajuste o caudal de água em função do caudal de ar, num sistema de recuperação do tipo *RAC*, comparando com o mesmo sistema sem ajuste automático, nas mesmas condições.

BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 BIBLIOGRAFIA/WEBGRAFIA

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 Bibliografia/Webgrafia

- AHRI. (2011). *AHRI STANDARD 410-2001*. USA. Obtido em 2018
- Ambiente, M., Energia, M. O., Solidariedade, M. S., & Social, M. E. (2013). Diário da República nº235/2013 Portaria 353-A/2013.
- ASHRAE. (1981). *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. New York. Obtido em 2018
- ASHRAE. (2000). *2000 ASHRAE Handbook: HVAC Systems and Equipment* (Vol. Coil Energy Recovery (Runaround) Loops). Obtido em 2018
- Bell, I. (2011). *Fin-Tube Heat Exchangers*. Obtido em Junho de 2018, de ACHP 1.4 documentation: achp.sourceforge.net
- Bergman et al. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (7ª ed.). John Wiley & Sons, Inc. Obtido em 2018
- Camfil. (2018). *Filter Technology / Specifications and Regulations/ EN 13779*. Obtido em 2018, de Camfil: <https://www.camfil.com/Filter-technology/Specifications-and-Regulations/EN-13779/>
- EVAC, Jesus, M., & Lapa, P. (30 de Novembro de 2016). UNIDADES DE TRATAMENTO DE AR "Um fato à medida". EVAC.
- EVAC, S.A. (2018). *EVAC, Empresa*. Obtido em Abril de 2018, de EVAC: <https://www.evac.pt/empresa/>
- EVAC, S.A. (2018). *EVAC, Produtos*. Obtido em Abril de 2018, de EVAC: <https://www.evac.pt/produtos/>
- Hesselgreaves, J. E. (2001). *Compact Heat Exchangers Selection, Design and Operation*. Edinburgh, UK: Pergamon.
- ISEP. (Maio de 2018). *CLIMA*. Obtido em Maio de 2018, de Moodle ISEP: <https://moodle.isep.ipp.pt/course/view.php?id=6106>
- Kays, W. M., & Crawford, M. E. (1993). *Convective Heat and Mass Transfer* (3ª ed.). McGraw-Hill, Inc. Obtido em 2018
- Rigot, G. (1991). *TRANSMISSION ET ECHANGEURS DE CHALEUR*. Paris: LES EDITIONS PARISIENNES. Obtido em 2018
- Sarmiento, I. (2015). Climatização. *Aula teórica - tema 7*.
- Tsai, Y. M., Wang, C. C., & Lu, D. C. (1998). Comprehensive Study of Convex-Louver and Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*.
- Wang, S. K. (2000). *HANDBOOK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION*. McGraw-Hill. Obtido em 2018

ANEXOS

6.1 ANEXO A – GAMA DE EQUIPAMENTO

6.2 ANEXO B – OUTROS COMPONENTES NAS UTA

6.3 ANEXO C - LEGISLAÇÃO/NORMAS RELATIVAS ÀS UTA

6.4 ANEXO D – FICHAS TÉCNICAS

6.5 ANEXO E - GRÁFICOS

6 ANEXOS

Neste capítulo irá ser feita uma lista de anexos importantes no decorrer do estudo, tais como a gama de equipamento da EVAC, S.A., a localização dos componentes numa UTA, as normas EN 1886 e EN 13779, gráficos, tabelas e fichas técnicas.

6.1 Anexo A – Gama de equipamento

A EVAC, S.A. apresenta na sua gama de produtos variados equipamentos, cada um adaptado às mais variadas necessidades do mercado, sendo a conceção das UTA dedicada a satisfazer as necessidades dos clientes, (EVAC, S.A., 2018). Como é demonstrado na Tabela 15 existe uma variada gama consoante a utilização pretendida.

Tabela 15- Posicionamento da gama de equipamentos.

GAMA								
Utilização	UTA	UTA-H	UTA RP/RR/RB	URT- G2	MBH	UD	UFQ	LA
Corrente	X	X	X	X	X	X		
Excecional							X	X

As UTA ainda podem possuir variados tipos de construção, adaptando-se ao espaço tão bem como ao regime de trabalho. Podem apresentar uma estrutura em linha, em L horizontal/vertical, em S vertical, duplo deque ou de 2 andares e de baixo perfil.

6.2 Anexo B – Outros componentes nas UTA

Na Figura 41 observa-se a localização dos principais componentes, bem como os fluxos de ar e o efeito do recuperador de calor por placas. De notar que nem sempre todos os componentes fazem parte de uma UTA, dependendo do caso em que será aplicada.

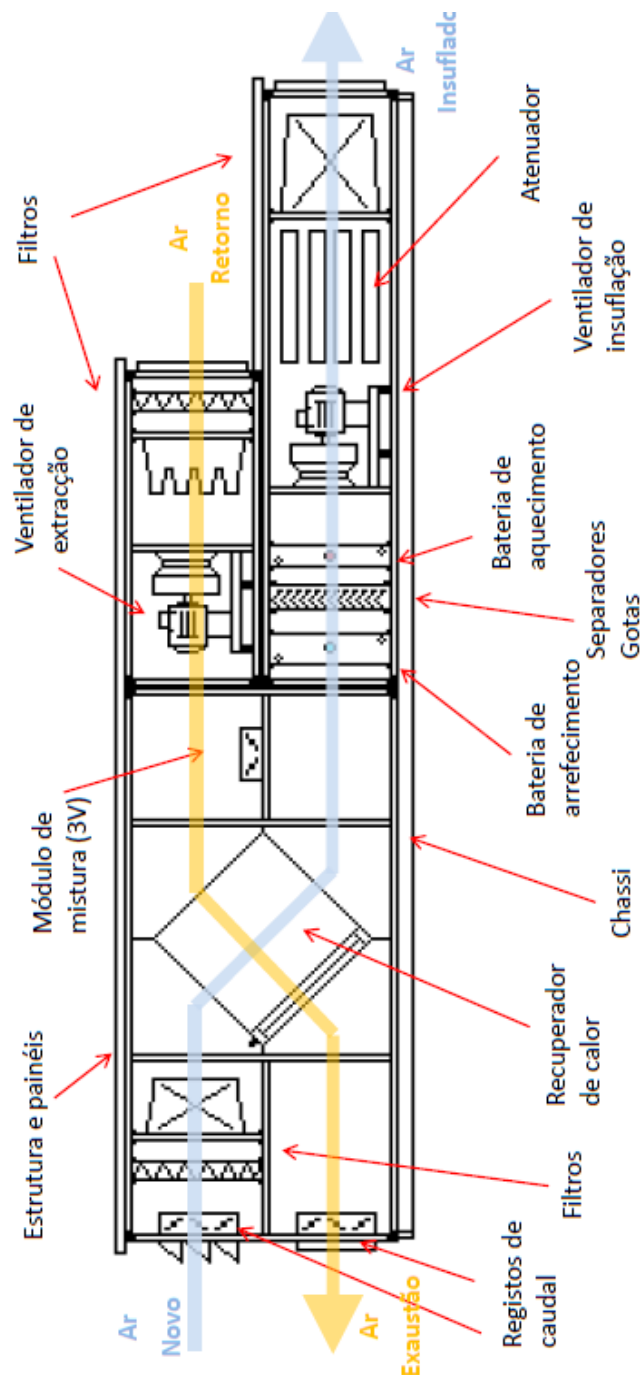


Figura 41- UTA vista de frente com componentes instalados

(EVAC, Jesus, & Lapa, 2016), adaptado.

6.3 Anexo C - Legislação/normas relativas às UTA

Neste anexo irão ser apresentadas as normas EN 1886 e EN 13779, importantes na caracterização de uma UTA e respetivos componentes.

6.3.1 EN 1886

A norma EN 1886 incide sobre o desempenho mecânico das UTA, sendo a classificação apresentada na Tabela 16.

Tabela 16- Classes de resistência das UTA
(Sarmiento, 2015), adaptado.

<i>Classe</i>	<i>Flexão relativa máxima mm/m</i>
<i>D3</i>	<i>>10</i>
<i>D2</i>	<i>10</i>
<i>D1</i>	<i>4</i>

Nota: O teste relativo às fugas é executado após o teste de resistência.

Em relação às fugas, a classe é determinada a partir de testes feitos a pressão negativa de 400 Pa, sendo apresentadas na Tabela 17.

Tabela 17- Classes de fuga das UTA
(Sarmiento, 2015), adaptado.

<i>Classe</i>	<i>Taxa máxima de fuga $l \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$</i>	<i>Classe de filtragem (EN 779)</i>
<i>L3</i>	<i>1,32</i>	<i>G1 – F7</i>
<i>L2</i>	<i>0,44</i>	<i>F8 – F9</i>
<i>L1</i>	<i>0,15</i>	<i>>F9</i>

Relativamente à transmissão térmica das caixas da UTA, segundo a norma EN 1886, a classificação é feita de acordo com o valor do coeficiente de transmissão térmica U , visível na Tabela 18.

Tabela 18- Classe de transmissão térmica
(Sarmiento, 2015), adaptado.

<i>Classe</i>	<i>Transmissão térmica U [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]</i>
<i>T1</i>	$U \leq 0,5$
<i>T2</i>	$0,5 < U \leq 1$
<i>T3</i>	$1 < U \leq 1,4$
<i>T4</i>	$1,4 < U \leq 2$
<i>T5</i>	<i>Sem requisitos</i>

Em relação às pontes térmicas, a classificação é feita como mostra a Tabela 19.

Tabela 19- Classes de pontes térmicas das UTA
(Sarmiento, 2015), adaptado.

<i>Classe</i>	<i>Fator de ponte térmica (k_b)</i>
<i>TB1</i>	$0,75 < k_b < 1$
<i>TB2</i>	$0,6 < k_b \leq 0,75$
<i>TB3</i>	$0,45 < k_b \leq 0,6$
<i>TB4</i>	$0,3 < k_b \leq 0,45$
<i>TB5</i>	<i>Sem requisitos</i>

6.3.2 EN 13779

A norma EN 13779 apresenta os valores mínimos de ar novo de acordo com a ocupação, taxas metabólicas e contaminantes, classifica também a qualidade do ar interior em 4 níveis, IDA 1; IDA 2; IDA 3 e IDA 4, sendo o IDA 1 e IDA 4, ar interior de alta e baixa qualidade, respetivamente, resumido na Tabela 20, (Sarmiento, 2015) e (Camfil, 2018).

Tabela 20- Classificação da qualidade do ar interior em função do nível de CO₂
(Sarmiento, 2015), adaptado.

Classificação da qualidade do ar interior em função do nível de CO ₂ (EN 13779)				
Classificação	Concentração de CO ₂ acima do ar exterior (ppm)	Concentração de CO ₂ acima do ar exterior por defeito (ppm)	Concentração de CO ₂ do ar exterior (ppm)	Concentração de CO ₂ do ar interior (ppm)
IDA 1	<400	350	350-400	700
IDA 2	400-600	500	350-400	850-900
IDA 3	600-1.000	800	350-400	1.150-1.200
IDA 4	>1.000	1.200	350-400	1.550-1.600

Nota: A norma exige que as medições sejam efetuadas na zona ocupada, ao nível da cabeça em condições de inverno.


O ar exterior é classificado em três níveis, designados ODA 1, ODA 2 e ODA 3, sendo ODA 1 ar puro e ODA 3 ar com altas concentrações de poluentes gasosos e/ou partículas, discriminadas na Tabela 21, (Sarmiento, 2015).


Tabela 21- Caracterização do ar exterior em função da localização
(Sarmiento, 2015), adaptado.

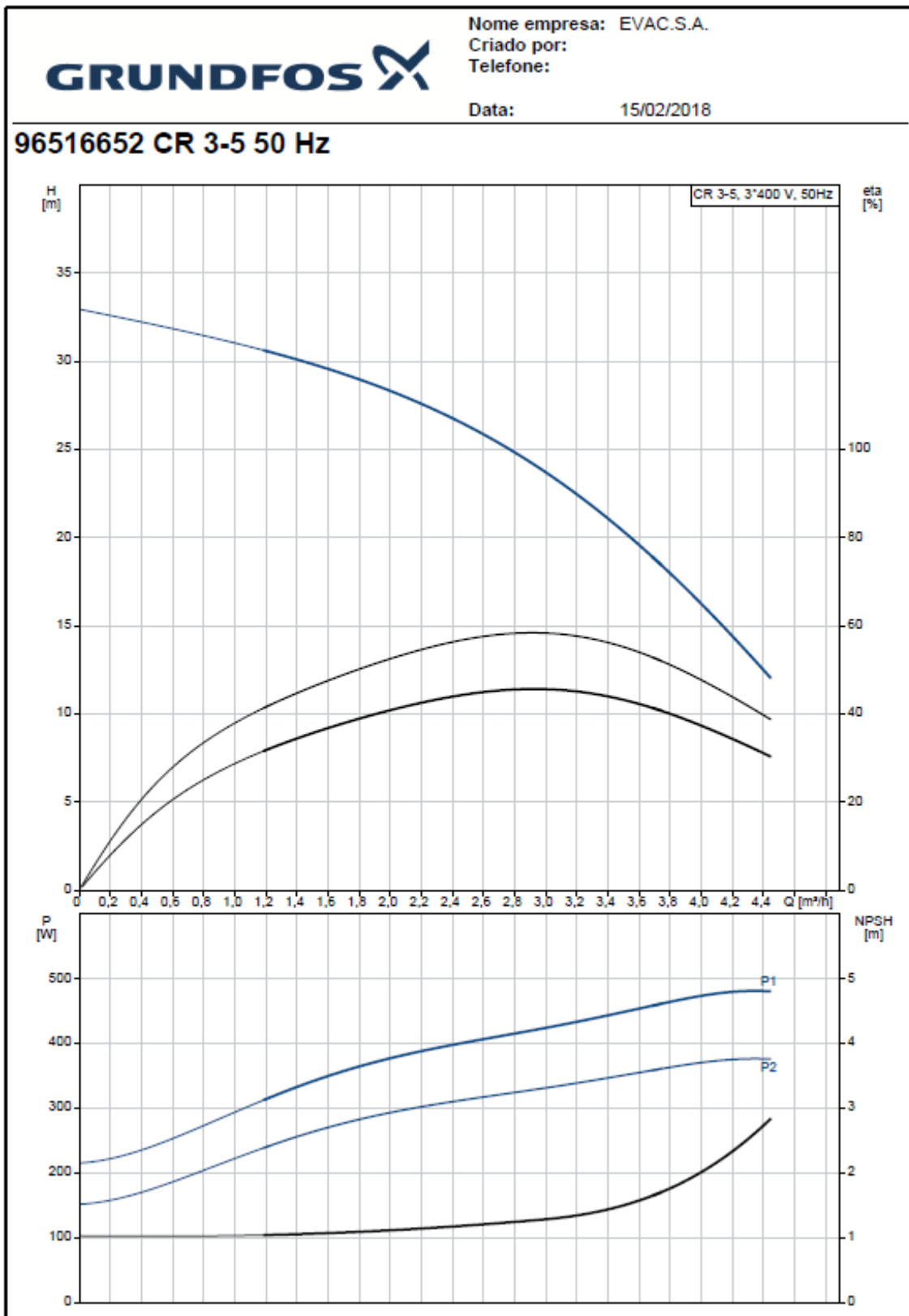
Categoria	Caracterização
ODA 1	Ar puro, temporariamente com poeiras (p. e. pólen) [áreas rurais com ausência de poluição específica]
ODA 2	Ar com altas concentrações de partículas e/ou poluentes gasosos [áreas urbanas de pequenas e médias dimensões, sem concentração de indústria]
ODA 3	Ar com muito altas concentrações de poluentes gasosos e/ou partículas [centros urbanos de grandes cidades e áreas industriais]

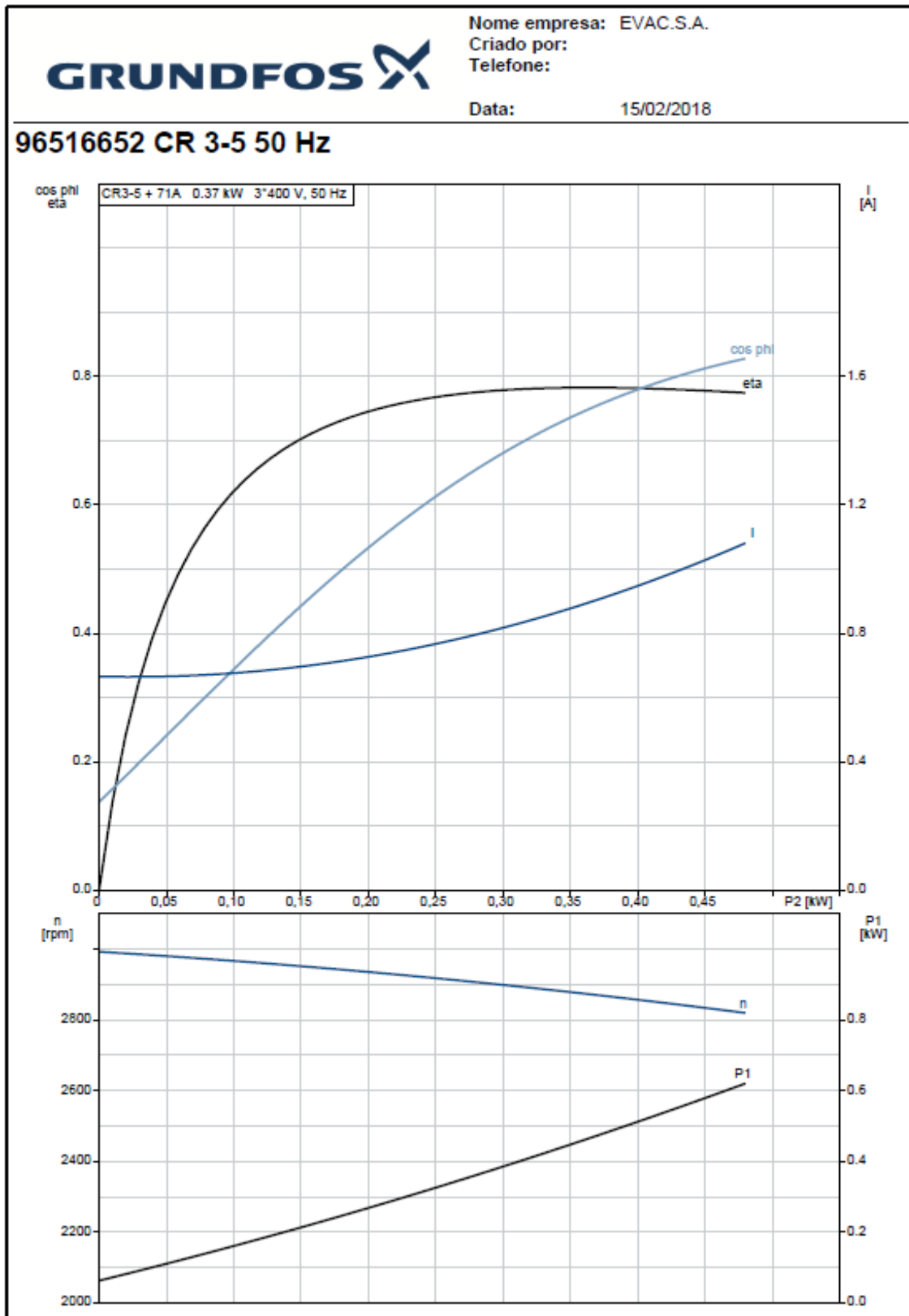
6.4 Anexo D – Fichas técnicas

6.4.1 Eletrobomba

Posição	Quantid.	Descrição
	1	<p>CR 3-5 A-FGJ-A-E-HQQE</p>  <p>Código: 96516652</p> <p>Bomba centrífuga multicelular vertical com orifícios de aspiração e descarga ao mesmo nível (in-line), permitindo a instalação num sistema monotubo horizontal. A cabeça da bomba e a base são em ferro fundido - todas as outras peças imersas no líquido são em aço inoxidável. Um empanque do tipo cartucho garante uma fiabilidade elevada, um manuseamento seguro e facilidade de manutenção e acesso. A transmissão de potência realiza-se através de um acoplamento bipartido. A ligação da tubagem é realizada através de flanges combinadas DIN-ANSI-JIS.</p> <p>A bomba está equipada com um motor assíncrono auto-ventilado de 3 fase(s), montado numa base.</p> <p>Líquido: Líquido bombeado: Água Gama de temperatura do líquido: -20 .. 120 °C Liquid temperature during operation: 20 °C Densidade: 998.2 kg/m³</p> <p>Técnicos: Velocidade para características da bomba: 2873 rpm Caudal nominal: 3 m³/h Rated head: 23.4 m Pump orientation: Vertical Shaft seal arrangement: Single Code for shaft seal: HQQE Approvals on nameplate: CE, EAC, ACS Curve tolerance: ISO9906:2012 3B</p> <p>Materiais: Base: Cast iron EN 1561 EN-GJL-200 ASTM A48-25B Impulsor: Stainless steel Impeller: EN 1.4301 Impulsor: AISI 304 Bearing material: SIC</p> <p>Instalação: Temperatura ambiente máxima: 40 °C Pressão máx. de funcionamento: 25 bar Pressão máx. à temp. indicada: 25 bar / 120 °C 25 bar / -20 °C Type of connection: DIN / ANSI / JIS Size of inlet connection: DN 25/32 Dimensão do orifício de aspiração: 1 1/4 inch Size of outlet connection: DN 25/32 Dimensão do orifício de descarga: 1 1/4 inch</p>

		Nome empresa: EVAC.S.A. Criado por: Telefone:
		Data: 15/02/2018
Posição	Quantid.	Descrição
		Pressure rating: PN 25 Flange size for motor: FT85 Flange rating inlet: 250 lb Car. eléctricas: Motor standard: IEC Tipo de motor: 71A Classe de eficiência IE: IE3 Potência nominal - P2: 0.37 kW Potência (P2) requerida pela bomba: 0.37 kW Frequência da rede: 50 Hz Tensão nominal: 3 x 220-240D/380-415Y V Corrente nominal: 1,74/1,00 A Corrente de arranque: 490-530 % Cos phi - factor de potência: 0,80-0,70 Velocidade nominal: 2850-2880 rpm Eficiência: IE3 73,8% Eficiência do motor com carga total: 73.8 % Eficiência do motor a 3/4 de carga: 79.0 % Eficiência do motor a 1/2 carga: 75.5 % Número de pólos: 2 Classe de protecção (IEC 34-5): 55 Dust/Jetting Classe de isolamento (IEC 85): F Controlos: Frequency converter: NONE Outros: Minimum efficiency index, MEI ≥: 0.7 Net weight: 24 kg Gross weight: 26.6 kg Shipping volume: 0.054 m³





GRUNDFOS 

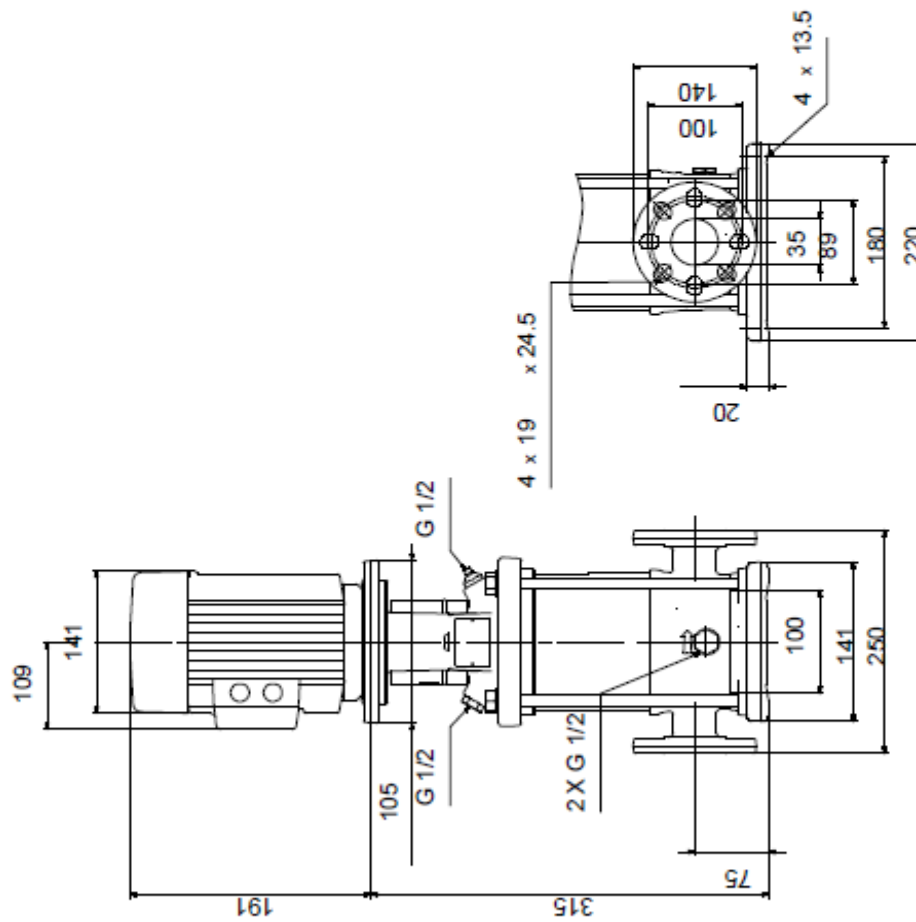
Nome empresa: EVAC.S.A.

Criado por:

Telefone:

Data:

15/02/2018

96516652 CR 3-5 50 Hz

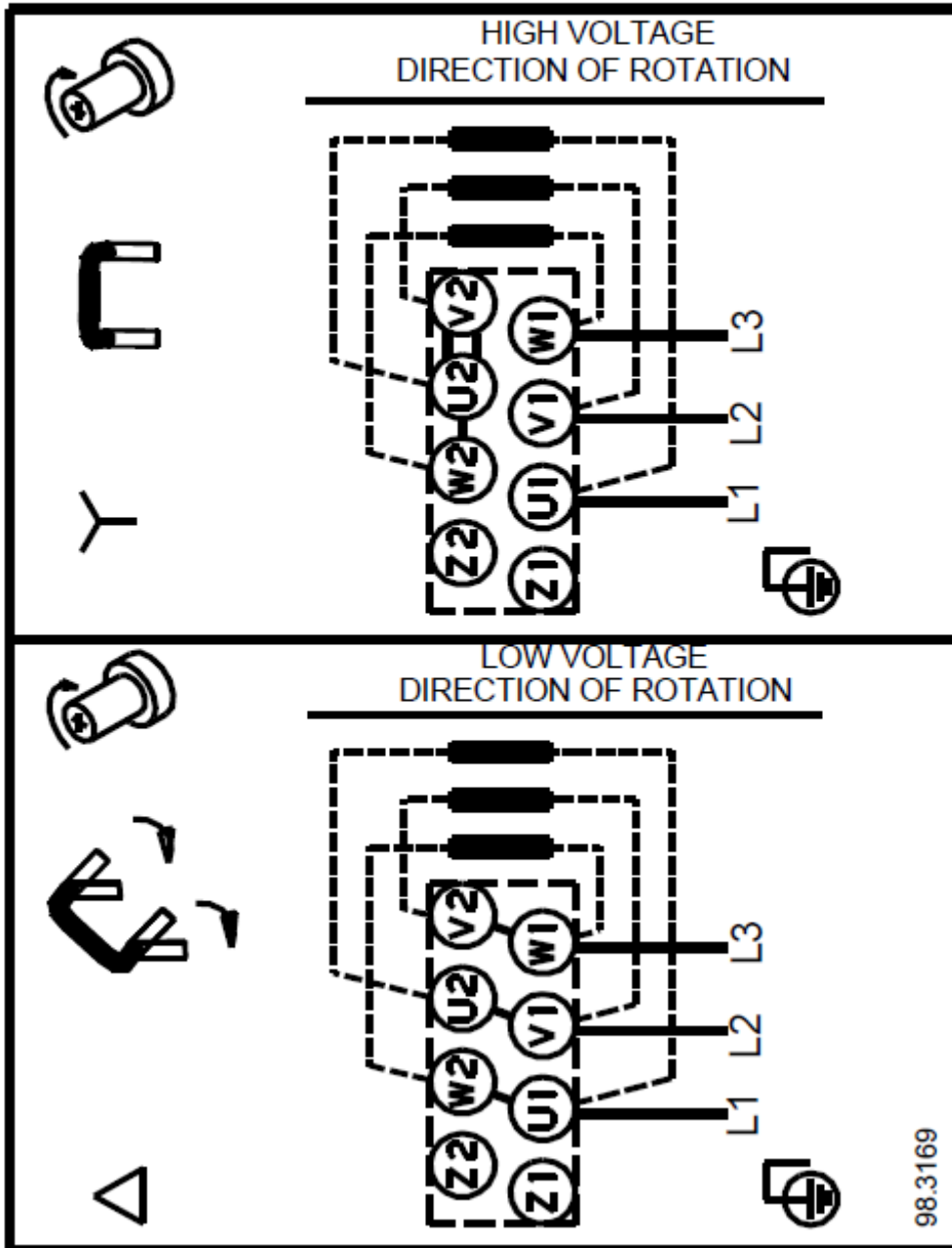
Nota! Todas as unidades estão em [mm], salvo indicação contrária.
Exclusão de responsabilidade: este desenho dimensional simplificado não apresenta todos os detalhes.



Nome empresa: EVAC.S.A.
Criado por:
Telefone:

Data: 15/02/2018

96516652 CR 3-5 50 Hz



Nota! Todas unidades em [mm] salvo indicação contrária.

6.4.2 Caudalímetro Grundfos

2

Vortex Flow Sensor Industry

Grundfos Direct Sensor™

VFI 1.3-25 DN32

Vortex Flow Industry 5.7 to 110 GPM (1.3 to 25 m³/h)

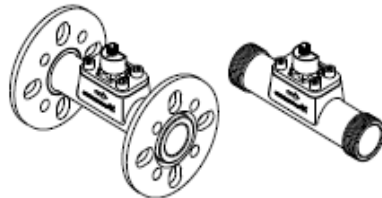


Fig. 15 VFI 1.3-25 sensor

TM04 7144 1710 / TM04 4252 1710

Dimensions

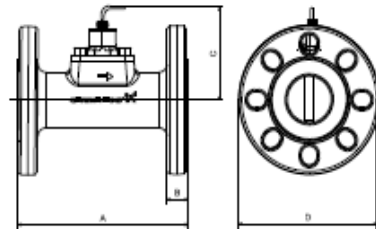


Fig. 16 Dimensions VFI sensor with flanges

TM04 7154 1610

Flange material type	Flange size	A [in]	B [in]	C [in]	D [in]	Wt. [lbs.]
Cast iron	1.25"					9.85
Stainless steel	ANSI (DN25/32) [PN40]	7.88 (200mm)	0.71 (18mm)	5.04 (128mm)	5.51 (140mm)	9.99

Flanges are compatible with DN25/32 flange size

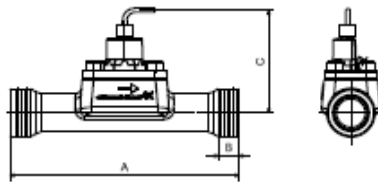


Fig. 17 Dimensions VFI sensor with thread

TM04 7153 1610

Material type	Thread size	A [in]	B [in]	C [in]	Wt. [lbs.]
Stainless steel	G 1 1/2"	7.88 (200mm)	0.75 (19mm)	5.04 (128mm)	2.89

The VFI sensor with threaded ends must be mounted with union nuts.

Specifications

Flow	
Measuring range	5.7 to 110 GPM (1.3 to 25 m ³ /h)
Accuracy (±10, 32 to 210°F (0 to 100 °C))	1.5% F0
Response time	< 1 s
Resolution	0.14 GPM (0.03 m ³ /h)
Media and environment	
Media types	See appendix A
Media max. pressure	360 psi (24.82 bar)
Media temperature (operation)	- 27 to 250°F (-32 to 121°C)
Media temperature (peak)	- 27 to 250°F (-32 to 121°C)
Ambient air temp. (operation)	- 13 to 140°F (-25 to 60°C)
Ambient air temp. (peak)	- 65 to 160°F (-53 to 71°C)
Storage temperature	- 65 to 160°F (-53 to 71°C)
Humidity	0 - 95 % RH, non-condensing
System burst pressure	870 psi (60 bar)
Electrical data	
Power supply	11 - 30 VDC (± 5 %)
Output signals	4 - 20 mA
Max. signal cable length without amplification	100 Ft. (30m)
Power consumption	max 66 mW
Load impedance	Max 60 Ω at 11 VDC Max 700 Ω at 24 VDC Max 1000 Ω at 30 VDC
Sensor materials	
Measurement element	silicon-based MEMS sensor
Packing material	EPDM or FKM rubber
Sensor housing	stainless steel 316L
Flow pipe	stainless steel 316
Bluff body	stainless steel 316
Wetted materials	corrosion-resistant coating EPDM or FKM rubber stainless steel 316L/316
ANSI Flange Class	250 lb.
Environmental standards	
Enclosure class	IP67
Temperature cycling	IEC 68-2-14
Vibration (non-destructive)	20 - 2000 Hz, 10G, 4h
Electromagnetic compatibility	EN 61326-1

*See appendix page 30

Sensor output signal

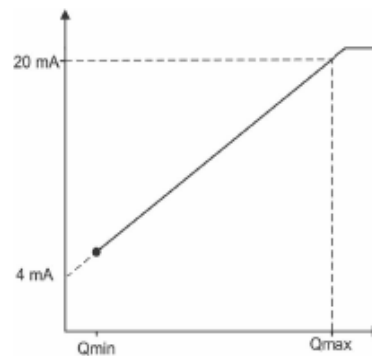


Fig. 18 Flow response

TM04 7534 1210

6.4.3 Transmissor de pressão Danfoss



ENGINEERING
TOMORROW

Data sheet

Pressure transmitter for general industrial purposes

MBS 3000 and MBS 3050



The compact pressure transmitter, type MBS 3000, is designed for use in almost all industrial applications, and offers a reliable pressure measurement, even under harsh environmental conditions.

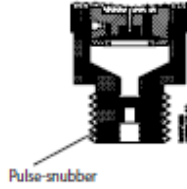
The compact heavy duty pressure transmitter MBS 3050 with integrated pulse-snubber is designed for use in hydraulic applications with severe medium influences like cavitation, liquid hammer or pressure peaks and offers a reliable pressure measurement, even under harsh environmental conditions.

The flexible pressure transmitter programme covers different output signals, absolute or gauge (relative) versions, measuring ranges from 0–1 to 0–600 bar. A wide range of pressure and electrical connections are available.

Excellent vibration stability, robust construction, and a high degree of EMC/EMI protection equip the pressure transmitter to meet the most stringent industrial requirements.

Features

- Designed for use in severe industrial and hydraulic environments
- Resistant to cavitation, liquid hammer and pressure peaks (MBS 3050)
- Enclosure and wetted parts of acid-resistant stainless steel (AISI 316L)
- Pressure ranges in relative (gauge) or absolute from 0 up to 600 bar
- All standard output signals: 4–20 mA, 0–5 V, 1–5 V, 1–6 V, 0–10 V, 1–10 V
- A wide range of pressure and electrical connections
- Temperature compensated and laser calibrated
- For use in zone 2 explosive atmospheres


Data sheet | Pressure transmitter for general industrial purposes, MBS 3000 and MBS 3050
Application and media conditions for MBS 3050

Application

Cavitation, liquid hammer and pressure peaks may occur in hydraulic systems with changes in flow velocity, e.g. fast closing of a valve or pump starts and stops.

The problem may occur on the inlet and outlet side, even at rather low operating pressures.

Media condition

Clogging of the nozzle may occur in liquids containing particles. Mounting the transmitter in an upright position minimizes the risk of clogging, because the flow in the nozzle is limited to the start-up period until the dead volume behind the nozzle orifice is filled. The media viscosity has only little effect on the response time. Even at a viscosities up to 100 cSt, the response time will not exceed 4 ms.

Technical data
Performance (EN 60770)

Accuracy (incl. non-linearity, hysteresis and repeatability)	$\leq \pm 0.5\% \text{ FS (typ.)}$	
	$\leq \pm 1\% \text{ FS (max.)}$	
Non-linearity BFSI (conformity)	$\leq \pm 0.2\% \text{ FS}$	
Hysteresis and repeatability	$\leq \pm 0.1\% \text{ FS}$	
Thermal zero point shift	$\leq \pm 0.1\% \text{ FS / 10K (typ.)}$	
	$\leq \pm 0.2\% \text{ FS / 10K (max.)}$	
Thermal sensitivity (span) shift	$\leq \pm 0.1\% \text{ FS / 10K (typ.)}$	
	$\leq \pm 0.2\% \text{ FS / 10K (max.)}$	
Response time	Liquids with viscosity < 100 cSt	< 4 ms
	Air and gases (MBS 3050)	< 35 ms
Overload pressure (static)	6 × FS (max. 1500 bar)	
Burst pressure	6 × FS (max. 2000 bar)	
Durability, P: 10 – 90% FS	> 10 × 10 ⁶ cycles	

Electrical specifications

Norm. output signal (short-circuit protected)	4 – 20 mA	0–5, 1–5, 1–6 V	0–10 V, 1–10 V
Supply voltage [U _s], polarity protected	9–32 V	9–30 V	15–30 V
Supply – current consumption	–	$\leq 5 \text{ mA}$	$\leq 8 \text{ mA}$
Supply voltage dependency	$\leq \pm 0.1\% \text{ FS / 10 V}$		
Current limitation	28 mA (typ.)	–	
Output Impedance	–	< 25 kΩ	
Load [R _L] (load connected to 0 V)	R _L $\leq (U_s - 9V) / 0.02 \text{ A}$	R _L $\geq 10 \text{ k}\Omega$	R _L $\geq 15 \text{ k}\Omega$


Data sheet | Pressure transmitter for general industrial purposes, MBS 3000 and MBS 3050
Technical data
(continued)

Environmental conditions

Sensor temperature range	Normal	-40 – 85 °C
	ATEX Zone 2	-10 – 85 °C
Media temperature range	115 - (0.35 x Ambient temp.)	
Ambient temperature range (depending on electrical connection)	See page 6	
Compensated temperature range	0 – 80 °C	
Transport/storage temperature range	-50 – 85 °C	
EMC – Emission	EN 61000-6-3	
EMC – Immunity	EN 61000-6-2	
Insulation resistance	> 100 MΩ at 100 V	
Mains frequency test	Based on SEN 361503	
Vibration stability	Sinusoidal	15.9 mm-pp, 5 Hz – 25 Hz 20 g, 25 Hz – 2 kHz
	Random	7.5 g _{rms} , 5 Hz – 1 kHz
Shock resistance	Shock	500 g / 1 ms
	Free fall	1 m
Enclosure (depending on electrical connection)	See page 6	

Explosive atmospheres

Zone 2 applications		EN60079-0; EN60079-15
---------------------	--	-----------------------

When used in ATEX Zone 2 areas at temperatures <-10 °C the cable and plug must be protected against impact.

Mechanical characteristics

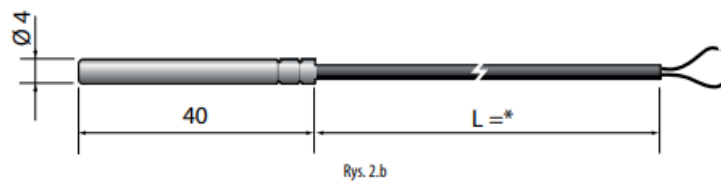
Materials	Wetted parts	EN 10088-1; 1.4404 (AISI 316 L)
	Enclosure	EN 10088-1; 1.4404 (AISI 316 L)
	Electrical connections	See page 6
Net weight (depending on pressure connection and electrical connection)		0.2 – 0.3 kg

6.4.4 Sonda Carel

2.2 Models NTC*WF*

Storage conditions	-50T105 °C
Operating range	-50T105 °C
Connections	Stripped ends, dimensions: 5±1 mm
Sensor	NTC 10 kΩ ±1% a 25 °C Beta 3435
Dissipation factor (in air)	ca. / approx. 7 mW/°C
Thermal constant over time (in air)	ca. / approx. 10 s
Cable	Two-wire with double sheath, AWG22, tinned copper with electrical resistance ≤63 Ω/km - Insulation: TPE specific for immersion in water on outer sheath, PP/Co inside on wires, OD 3.5 mm max.
Sensitive element index of protection	IP67
Sensitive element housing	AISI 316 steel diameter 4 mm - L= 30 mm
Classification according to protection against electric shock (sensitive element & cable)	Basic insulation for 250 Vac
Category of resistance to heat and fire	Flame retardant

Tab. 2.a



6.4.5 Transmissor de pressão *Delta OHM* (pressão atmosférica)



TRANSMISSORES DE PRESSÃO BAROMÉTRICA - PORTA ESTÁTICA PARA MEDIÇÕES BAROMÉTRICAS

DESCRIÇÃO GERAL

HD 9408T BARO, HD 9408TR BARO e HD 9908T BARO são barômetros eletrônicos com saída analógica. Eles usam um elemento sensor piezoresistivo que fornece medições com extrema precisão e estabilidade da pressão atmosférica e assegura excelente repetibilidade, baixa histerese e muito boa estabilidade de temperatura. O sinal da saída do sensor está condicionado para fornecer uma saída de voltagem ou de corrente linearmente proporcional à pressão atmosférica. Os transmissores são calibrados de fábrica e fornecidos pronto para o uso. Um potenciômetro de ajuste zero está disponível para offset (compensação) da elevação da estação.

HD9408T BARO requer excitação de voltagem dc, seu baixo consumo de energia (< 4 mA) o torna adequado para aplicações como portátil e energizado com aplicações que usam bateria remota ou com energia solar. Está disponível com diferentes tipos de saídas analógicas: 0-1 Vdc, 0-5 Vdc (1-5 Vdc, 1-6 Vdc sob pedido) ou 4-20 mA (dois fios).

HD 9408TR BARO oferece desempenho para temperatura superior: o circuito interno permite que o sensor trabalhe numa temperatura constante de forma que ele obtém compensação de temperatura acima do range total de -40°C a +60°C.

HD 9408TR BARO requer uma excitação de voltagem contínua e uma conexão de cabo diferencial para obter melhores resultados. está disponível em diferentes versões de saída: 0-1 Vdc, 0-5 Vdc (1-5 Vdc, 1-6 Vdc sob pedido).

HD 9908T BARO, ao contrário dos outros modelo, está equipado com um display que mostra as medições de pressão, uma saída analógica 0-20 mA, 4-20 mA, 0-1

V e 0-5 V (0-10 V sob pedido) configurável pelo cliente e com uma saída de relé ON/OFF com um alarme de limite programável.

HD 9908T BARO requer um suprimento de energia 24 Vac (ou 220 Vac sob pedido).

HD 9408T BARO, HD 9408TR BARO e HD 9908T BARO são soluções de baixo custo e excelente desempenho para aplicações meteorológicas, sistemas de monitoramento ambiental, clima e registro de dados ambientais, aplicações de altitude, compensação barométrica para desempenho de motores à combustão, compensação de pressão barométrica de salas de limpeza, equipamentos de teste de emissões automotivas.

ALOJAMENTO E INSTALAÇÃO

Em todos os modelos o sensor e as partes eletrônicas estão alojadas em um estojo robusto MACROLON (grau de proteção IP67). Quando a tampa é aberta, os furos ficam acessíveis, o que permite fixar a base do transmissor ao painel ou superfície. A precisão das medições não depende da posição do transmissor. No entanto, é aconselhável montar o transmissor de tal maneira que o sensor esteja virado para baixo, para minimizar o acúmulo de sujeira ou pó no filtro.

Se a instalação for num local externo, é recomendável usar a porta de pressão que minimiza os erros provocados pelo fluxo de vento.

DIAGRAMA DE CONEXÃO E OPERAÇÃO

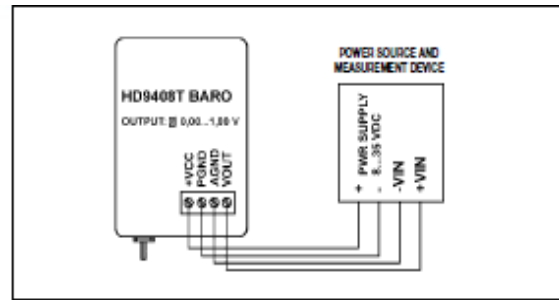
- Faça as conexões de suprimento de força para o HD 9908T BARO.
- Faça as conexões para a saída de relé, p contato do relé é çivve.
- Selecionar a saída analógica 0=20 mA, 4=20 mA, 0=1 V, 0=5 V através do jumper.
- Ligar o instrumento, pressionar a tecla PUSH e virar o trimer SET para ajustar o valor limite desejado entre 800 e 1100 mbar, o valor ajustado é mostrado no display LCD.
- Usando o trimer i , ajustar o valor desejado de HYS (=histerese) entre 5 e 50 mbar.
- O instrumento agora vai indicar a pressão barométrica; os relés led HI, led LO ou led ALARM e ALARM vão ligar se ocorrer um dos seguintes casos (veja tabela 1).

OBSERVAÇÃO: o led ALARM vem indicar que o relé está energizado e o contato fechado.

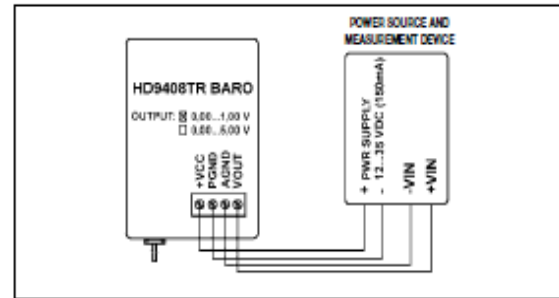
- Uma vez que a instalação foi completada, checar se a tampa está perfeitamente fechada; o mesmo se aplica aos anéis isolantes.

TABELA 1	HI	LO	LED DE ALARME
MEDIDA > SET, MEDIDA < SET + HYS	ON	OFF	OFF
MEDIDA > SET, MEDIDA > SET + HYS	ON	OFF	ON
MEDIDA < SET, MEDIDA > SET - HYS	OFF	ON	OFF
MEDIDA < SET, MEDIDA < SET - HYS	OFF	ON	ON

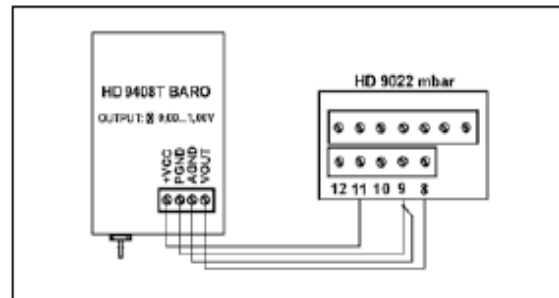
	HD9408T BARO	HD9408TR BARO	HD9908T BARO
Tipo de sensor	Diagrama piezoresistivo		
Range de medição	800 + 1100 mbar / 600 + 1100 mbar sob pedido		
Saída analógica	Padrão 0 ÷ 1 Vdc; 0 ÷ 5 Vdc, 1 ÷ 5 Vdc, 1 ÷ 6 Vdc e 4 ÷ 20 mA (dois fios) sob pedido	Padrão 0 ÷ 1 Vdc; 0 ÷ 5 Vdc, 1 ÷ 5 Vdc e 1 ÷ 6 Vdc sob pedido	0 ÷ 20 mA, 4 ÷ 20 mA, 0 ÷ 1 V e 0 ÷ 5 V (0 ÷ 10 V sob pedido), configurável por meio de um jumper.
Precisão	± 0.4 mbar, @ 20°C	± 0.4 mbar, @ 20°C	Display: Saída analógica: ± 1 mbar, @20°C ± 0.8 mbar, @ 20°C
Resolução	Infinita	Infinita	Display: Saída analógica: 1 mbar Infinita
Efeitos térmicos	< 1% F.S. zero; < 1% F.S. extensão acima -20°C a +60°C [-4° to 140°F]	± 0.8 mbar acima (60°C a +60°C [-40° a 40°F])	< 1% F.S. zero; < 1% F.S. extensão acima -20°C to +60°C [-4° to 140°F]
Estabilidade de longo prazo	< 0.25 % F.S. acima 6 meses a 20°C	< 0.2 % F.S. acima 6 meses a 20°C	< 0.25 % F.S. acima 6 meses a 20°C
Tempo para ligar	1 seg. a 99% de leitura de escala cheia	5 min @ 24 Vdc suprimento a 99% de leitura de escala cheia	5 seg. a 99% de leitura de escala cheia
Tempo de resposta	< 200 m seg. para alcançar precisão total após um estágio de pressão		
Saída do contato de relé	Ausente	Ausente	Carga resistiva 3A/220 Vac
Ponto de ajuste	Ausente	Ausente	Configurável de 800 a 1100 mbar
Voltagem do fornecimento	8 ÷ 35 Vdc	12 ÷ 35 Vdc	24 Vac ± 10% (230 Vac sob pedido)
Corrente do fornecimento	< 4 mA	25 mA @ 20°C, 24 Vdc (aquecimento 120 mA)	1VA
Temperatura de operação	-30 ÷ +60°C	-40 ÷ +60°C	-20 ÷ +60°C
Compatibilidade média	Somente ar e gases secos		
Pressão de sobrecarga	30 psi		
Resistência da carga	Saída de corrente R ≤ 500Ω	ó	Saída de corrente R ≤ 500Ω
	SADA DE VOLTAGEM		
	R ≥ 10KΩ	R ≥ 10KΩ	R ≥ 100KΩ



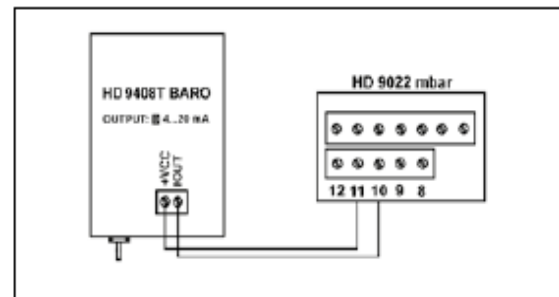
HD 9408T BARO 0÷1 V OUTPUT



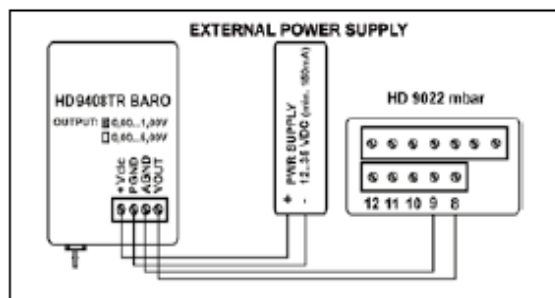
HD 9408TR BARO 0÷1 V OUTPUT



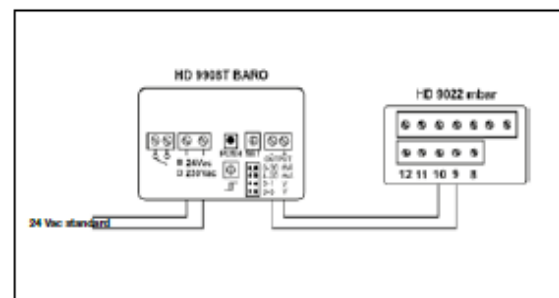
HD 9408T BARO 0÷1 V OUTPUT



HD 9408T BARO 4÷20 mA OUTPUT (two wire)



HD 9408TR BARO 0÷1 V OUTPUT



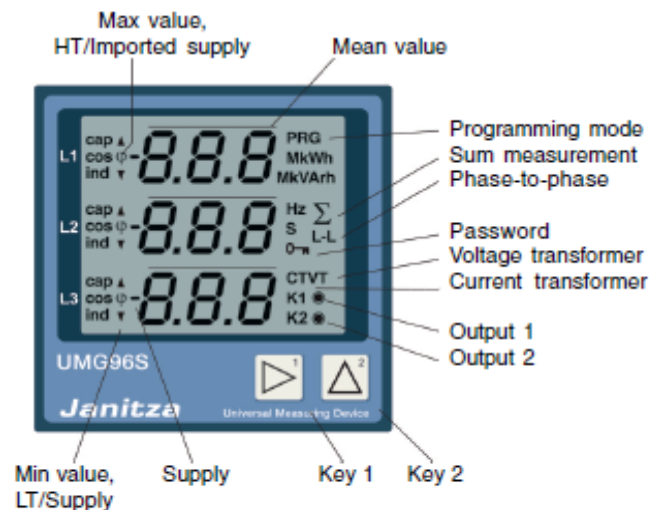
HD 9908T BARO 4÷20 mA OUTPUT

6.4.6 Medidor universal *Janitza*

Universal Measuring Device UMG 96S 24V

Operating instructions

Brief instructions see last page



Janitza electronics GmbH
Vor dem Polstück 1
D-35633 Lahnau
Support Tel. 0049 6441 9642-22
Fax 0049 6441 9642-30
e-mail: info@janitza.com
Internet: http://www.janitza.com

DocNo. 1.028.044.3

Janitza®

Display Ranges and Accuracy

Measured variables	Display range	Measured range 1)	Measuring accuracy3)
Voltage L-N			
300V standard version	0 .. 34kV	50 .. 300V	+0.5% vMb
150V special version	0 .. 17kV	25 .. 150V	+0.5% vMb
Voltage L-L			
300V standard version	0 .. 60kV	87 .. 520V	+1.0% vMb
150V special version	0 .. 30kV	40 .. 260V	+1.0% vMb
Current	0.01 .. 60.0kA	0.01 .. 6A	+0.5% vMb
Current in the N	0.01 .. 180.0kA	0.01 .. 18A	+1.5% vMb
Active power dem., per phase	0.1W .. 99.9MW	0.1W .. 1.8kW	+1.0% vMb
Apparent power, per phase	0.1VA .. 99.9MVA	0.1VA .. 1.8kVA	+1.0% vMb
Reac. pow. dem., (Q0) per phase	0.1var .. 99.9Mvar	0.1var .. 1.8kvar	+1.0% vMb
Active power demand, total	1W .. 99.9MW	1W .. 5.4kW	+1.0% vMb
Apparent power, total	1VA .. 99.9MVA	1VA .. 5.4kVA	+1.0% vMb
Reac. power dem. (Q0), total	1var .. 99.9Mvar	1var .. 5.4kvar	+1.0% vMb
Harmonics U, 1-15	0 .. 34kV	0.1V. 300.0V	+2.0% vMb
Harmonics I, 1-15	0.01 .. 60.0kA	1mA. 6000mA	+2.0% vMb
THD U, I	0.1% .. 100.0%		+2.0% vMb
cos(phi)	0.00i .. 1.00 .. 0.00k	0.00i ..1.00.. 0.00k	+ 1degree
Frequency (of the voltage)	45.0 .. 65.0Hz	45.0 .. 65.0Hz	+0.1% vMw
Reac. power demand Wq, ind.	0 .. 999.999.999kvarh4)		Class 12) (./5A) Class 22) (./1A)
Active pow. dem. Wp, imp. supply	0 .. 999.999.999kWh4)		Class 12) (./5A) Class 22) (./1A)
Operating hours meter	0 .. 999 999 999h		+2minutes/day

The specifications require annual recalibration and a warm up time of 10 minutes.

Abbreviations used:

- vMb = of the measuring range
- vMw = of the measured valued

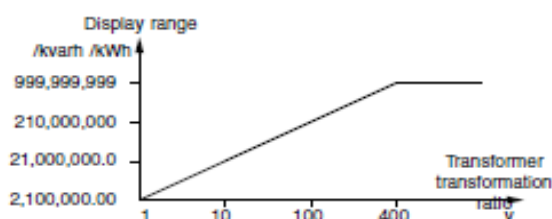
1) Measuring range with scaling factor = 1, (current transformer = 5/5A, 1/1A)

2), Accuracy class to DIN EN61036:2001-01, VDE0418 Part 7, IEC61036:1996 + A1:2000

3) An additional error of +0.5% v.Mw. per K must be taken into account within the range of -10..18°C and 28..55°C.

4) The maximum display range of the active and reactive power demand depends on the transformer transformation ratio $v = v_i * v_u$.
 v_i = Current transformer transformation ratio.
 v_u = Voltage transformer transformation ratio.

Example: 200/5A -> $v_i = 40$
 1000/100V -> $v_u = 10$
 $v = v_i * v_u$
 $v = 40 * 10$
 $v = 400$



Technical Specifications

Weight	: 250g
Calorific value	: 2.2MJ (610Wh)
Ambient conditions	
Overvoltage category	: CATIII
Degree of soiling	: 2
Protection class	: II = without protective conductor
Operating temperature range	: -10°C. +55°C
Storage temperature range	: -20°C. +70°C
Relative air humidity	: 15% to 95% without condensation
Degree of protection	
Front	: IP40 according to EN60529
Front with seal (option)	: IP42 according to EN60529
Rear	: IP20 according to EN60529
Installed position	: any
Operating altitude	: 0 .. 2000m above sea level
Declaration of conformity	
The UMG96S fulfils the safety requirements of the:	
Directive 89/336/EEC in conjunction with DIN EN61326 (2002-03) and the	
Directives 73/23/EEC and 93/68/EEC in conjunction with EN 61010-1 (2002-08)	
Safety requirements	
Safety requirements for electrical instrumentation, control and laboratory equipment	
	: EN61010-1 08:2002, IEC 61010-1:2001
EMC requirements	
	: DIN EN61326:2002-03
Emitted interference	
Basic device	: DIN EN61326:2002-03, Table 4 Class B, (residential area)
Basic device with option 1	: DIN EN61326:2002-03, Table 4 Class B, (residential area)
Basic device with option 2	: DIN EN61326:2002-03, Table 4 Class A, (industrial area)
Interference immunity (industrial area)	
Housing	: electrostatic discharge, IEC61000-4-2 (4kV/8kV)
	: electromagnetic fields, IEC61000-4-3 (10V/m)
Measuring and operating voltage: Voltage dips, IEC61000-4-11 (0.5 periods)	
	: Bursts, IEC61000-4-4 (2kV)
	: Surge voltages, IEC61000-4-5 (1kV)
	: Conducted HF signals, IEC61000-4-6 (3V)
Inputs and outputs, interfaces	
	: Bursts, IEC61000-4-4 (1kV)
	: Surge voltages, IEC61000-4-5 (1kV)

Technical specifications Part 2

Test voltages (type testing)

300V standard version

Measuring-circuit voltage to serial interfaces, inputs and outputs	:3700V AC
Current measurement inputs to serial interfaces, inputs and outputs	:2300V AC

The serial interfaces are not isolated from each other!

150V special version

Measuring-circuit voltage to serial interfaces, inputs and outputs	:2300V AC
Current measurement inputs to serial interfaces, inputs and outputs	:2300V AC

The serial interfaces are not isolated from each other!

Inputs and outputs

Digital outputs

Type	: NPN transistor
Closed-circuit current	: < 1mA
Operating current	: max. 50 mA (not short-circuit proof!)
Operating voltage	: 5 .. 24V DC, max. 27V DC
Switching frequency as pulse output	: 10Hz (50ms pulse length)

Digital inputs (option)

Current input	: max. 5mA
Input signal applied	: >20V DC, max. 27V DC
Input signal not applied	: <2V DC

Analog outputs (option)

Resolution	: 8Bit
Accuracy	: +- 1.5% vMb.
Load impedance	: max. 300 Ohm
Reaction time	: 1,5 seconds
Operating voltage, external	: 20V..27VDC
Residual ripple	: max. 2V, 50Hz

vMb = of the measuring range.

Technical specifications Part 3

Auxiliary voltage Voltage range Power input Back-up fuse	:18V .. 60V DC, 18V .. 30V AC 50/60Hz :max. 1.4W, max. 2.6VA : 2A. 10A (medium time lag)
Measurement Measuring rate Impulse voltage withstand level Signal frequency Voltage measurement Frequency of the fundamental component Power input Impedance 300V standard version Measuring range L-N Measuring range L-L 150V special version Measuring range L-N Measuring range L-L Current measurement Power input Rated current at ..5A (../1A) Threshold current Limit current at ../1A Limit current at ../5A Overload	: 1 measurement/sec. : 4kV : 45Hz. 1000Hz : 45Hz. 65Hz : approx 0.1VA : 4MOhm per phase : max. 300V AC to earth : 50 .. 300V AC : 87 .. 520V AC : max. 150V AC to earth : 25 .. 150V AC : 40 .. 260V AC : max. 150VAC to earth : approx 0.2 VA : 5A (1A) : 5mA : 1,2A (sinusoidal) : 6A (sinusoidal) : 150A for 2 sec.
Serial interfaces RS232, RJ11 socket (option) Protocol Transmission rates RS485, DSUB-9 (option) Protocol Transmission rates	: MODBUS RTU : 9.6, 19.2, 38.4kBit/s : Profibus DP (V0) : 9.6, 19.2, 45.45, 93.75, 187.5, 500, 1500kBit/s
Connectable conductors Solid core, multi-core, flexible core Pin-end connector, wire end ferrules Per terminal connection, only one conductor may be connected!	: 0.08 - 2.5mm ² : 1.5mm ²

* The smallest operating voltage for devices with the Profibus option is 140V AC.

6.4.7 Sonda de temperatura e humidade Carel (DPP)

CAREL**POR****5 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS**

Alimentação	de 8 a 32 Vdc de 18 a 32 Vdc para versiones con saída 0...10 V 12...24 Vac tolerância -10%, +15%
Consumo (saídas ativas 0...1V 4-20mA e 0...10V)	- saída em tensão carga 10kΩ, 2 saídas Vout máx 10 mA @ 12 Vdc alimentação 8 mA @ 24 Vdc alimentação - saída em corrente, 2 saídas a 20 mA 35mA @ 12 Vdc alimentação 24mA @ 24 Vdc alimentação
Consumo In AC (VA)	50mA @ 12 Vac alimentação 24mA @ 24 Vac alimentação 0,6 VA max consumo / sonda
Consumo (Saída Serial RS485) In DC (mA)	- versão <i>Serial direta</i> typ. 5 – max 12 mA @ 12 Vdc alimentação typ.4 - max 8 mA @ 24 Vdc alimentação - versão <i>Serial Optoisolada typ - máx</i> typ.14 - max 20mA @ 12 Vdc alimentação typ.9 – max 13 mA @ 24 Vdc alimentação
Consumo In AC (VA)	35 – 49mA rms @ 12 Vac 25 – 33mA rms @ 24 Vac 0,8 VA max consumo / sonda
Campo de trabalho	sondas DPW Temperatura: de -10 °C a +60 °C Umidade: de 10 a 90 %rh sondas DPD e DPP Temperatura: de -20 °C a +70 °C Umidade: de 10 a 90 %rh e da 0 a 100 %rh conforme o modelo
Precisão	<i>per DPW</i> o intervalo de temperatura é: -10T60 °C NTC resistivo: ±0,3°C a 25°C, ±0,5°C da 0°C a 50°C, ±0,7°C -20T70 °C Temperatura saídas (*1): -0,5/1V 0/1V 0/10V e 4/20mA ±0,5°C a 25°C, ±0,9°C -10T60 °C ±0,5°C a 25°C, ±0,9°C -20T70 °C Umidade saídas (*2): -0,5/1V 0/1V 0/10V e 4/20mA ±3%rh a 25°C/50%rh, ±5%rh -20T70 °C e 10-90 %rh ±2%rh a 25°C/50%rh, ±5%rh -20T70 °C e 0-100 %rh Temperatura saída serial (*1) ±0,5°C a 25°C, ±0,9°C -10T60 °C ±0,5°C a 25°C, +/-0,9°C -20T70 °C Umidade saída serial (*2) ±3%rh a 25°C/50%rh, ±5%rh -10T60 °C e 10-90 %rh ±2%rh a 25°C/50%rh, ±5%rh -20T70 °C e 0-100 %rh (*1) Temperatura: possíveis variações de até ±2 °C na presença de fortes campos eletromagnéticos (10Vm) (*2) Umidade: possíveis erros de até ±5 %rh na presença de fortes campos eletromagnéticos (10Vm)
Armazenagem	-20T70 °C ; 10-90%rh não condensante
Funcionamento limites	-10T60 °C ; 10-90%rh não condensante para versões DPW -20T70 °C ; 0-100%rh não condensante para versões DPD DPP
Sensor Temperatura	NTC 10KΩ a 25 °C 1%
Sensor Umidade	Sensor Capacitivo
Cod. +030220662 – Sondas DP rel. 2.1 10/09/10	24

CAREL

POR

Sinais de saída de umidade

Intervalo 0...100% rh
 Tensão 10 mV/%rh para 0..1V (carga R_{min} = 1 kΩ)
 Tensão 100 mV/%rh para 0..10V (carga R_{min} = 1 kΩ)
 Corrente 4...20mA 4mA=0%rh; 20mA=100%rh (carga R_{máx}= 100 Ω)

Sinais de saída de temperatura

Intervalo -30T70 °C
 Tensão 10 mV/%rh para -0,5..1V (carga R_{min} = 1 kΩ)
 Tensão para 0..1V 0V = -30°C ; 1V = +70°C (carga R_{min} = 1 kΩ)
 Tensão para 0..10V 0V = -30°C ; 10V = +70°C (carga R_{min} = 1 kΩ)
 Corrente 4...20 mA 4 mA = -30°C ; 20 mA = +70°C (carga R_{máx} = 100Ω)

Barra de conectores

Conectores com parafuso para cabos de seção máx. 1,5 – mín. 0,5 mm²

Grau de proteção invólucro

IP55 para DPD, DPP (para conduto e amb. técnico)
 IP30 para DPW (de parede)

Grau de proteção elemento sensível

IP54 para DPP
 IP40 para DPD
 IP30 para DPW

Constante de tempo Temperatura

em ar parado 300 s
 em ar ventilado (3 m/s) 60 s

Constante de tempo Umidade

em ar parado 60 s
 em ar ventilado (3 m/s) 20 s

Classificação conforme a proteção contra choques elétricos

Integráveis a aparelhagens de Classe I e II

PTI dos materiais para isolamento

250 V

Período das solicitações elétricas das partes isolantes

Longo

Grau de poluição ambiental

Normal


Categoria de resistência a local e ao fogo

Categoria D (para caixa e tampa)

Categoria (imunidade contra as sobretensões)

Categoria 2

6.4.8 Revestimento Armacell/Armaflex



Dados técnicos

Breve descrição: Isolamento elastomérico de célula fechada, altamente flexível.

Material: Espuma elastomérica à base de borracha EPDM, de cor negra.

Áreas de aplicação: Isolamento térmico de tubagens, depósitos e condutas em: aplicações industriais, condutas de gás quente, condutas de vapor e de dupla temperatura, automação e painéis solares.

Particularidades: A temperaturas elevadas, pode-se iniciar um processo de endurecimento na superfície interior da prancha ou da coquilha. Este processo não tem influência no funcionamento correcto do isolamento no seu conjunto, sempre que o material tenha sido instalado da forma correcta com todas as juntas devidamente seladas.

Características especiais: Livre de CFCs. Cumpre a DIN 1988, partes 2 e 7.

Propriedades	Valores / Valoração	Supervisão	Observações
Campo de aplicação: Temp. máx. da linha	Coquilhas: +150°C (+175°C*) Pranchas: +130°C		* para temperaturas superiores a 150 °C ou inferiores a -50 °C, consulte o nosso Departamento Técnico
Temp. mín. da linha	Coquilhas e pranchas: - 50 °C (-200°C*)		
Condutibilidade térmica. λ a 20 °C	$\leq 0,039 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$	○	Ensaiado segundo as: EN 12667 (DIN 52612) para pranchas e EN ISO 8497 (DIN 52613) para coquilhas
Factor de resistência μ à permeabilidade ao vapor de água:	≥ 3.000	○	Ensaiado segundo as EN 12086 para pranchas e EN 13469 para coquilhas
Comportamento em caso de incêndio: 1. Classificação de materiais de construção	B2 Classe 1	○	Ensaiado segundo a DIN 4102, Parte 1 Ensaiado em conformidade com British Standard (BS) 476, Parte 7
2. Comportamento prático frente ao fogo	Auto-extinguível, não goteja e não propaga a chama		Homologado por: • Lloyd's Register of Shipping, Londres • Registro Italiano Navale • Det Norske Veritas

○ = Supervisão interna regular.

Gama de produtos

HT/Armaflex® - Coquilhas

Diâmetro interior (mm)	Espessura do isolamento			
	10 mm	13 mm	19 mm	25 mm
	Referência	Referência	Referência	Referência
010	HT-10x010	HT-13x010		
012	HT-10x012	HT-13x012		
015	HT-10x015	HT-13x015	HT-19x015	HT-25x015
018	HT-10x018	HT-13x018	HT-19x018	HT-25x018
022	HT-10x022	HT-13x022	HT-19x022	HT-25x022
028	HT-10x028	HT-13x028	HT-19x028	HT-25x028
035	HT-10x035	HT-13x035	HT-19x035	HT-25x035
042	HT-10x042	HT-13x042	HT-19x042	HT-25x042
048	HT-10x048	HT-13x048	HT-19x048	HT-25x048
054	HT-10x054	HT-13x054	HT-19x054	HT-25x054
060	HT-10x060	HT-13x060	HT-19x060	HT-25x060
076	HT-10x076	HT-13x076	HT-19x076	HT-25x076
089	HT-10x089	HT-13x089	HT-19x089	HT-25x089

HT/Armaflex® - Cinta

Espessura: 3 mm		
Ref.	Largura	Comprimento
HT-TAPE	50 mm	15 m

Prancha em rolo: 1 m de largura

Referencia
HT-10-99/E
HT-13-99/E
HT-19-99/E
HT-25-99/E

Todos os dados e informações técnicas estão baseados em resultados obtidos em condições típicas de aplicação. Os receptores desta informação devem, para seu próprio interesse e responsabilidade, confirmar conosco se os dados e informações são aplicáveis, ou não, na área de aplicação pretendida. As instruções de instalação estão disponíveis no nosso Manual de Instalação Armaflex. Consulte o nosso Serviço Técnico antes de isolar aços inoxidáveis. **Deve-se usar a Cola Armaflex HT 625**, para uma correcta união das juntas e costuras.

6.5 Anexo E - Gráficos

A Figura 42 mostra o fator número de fiadas:

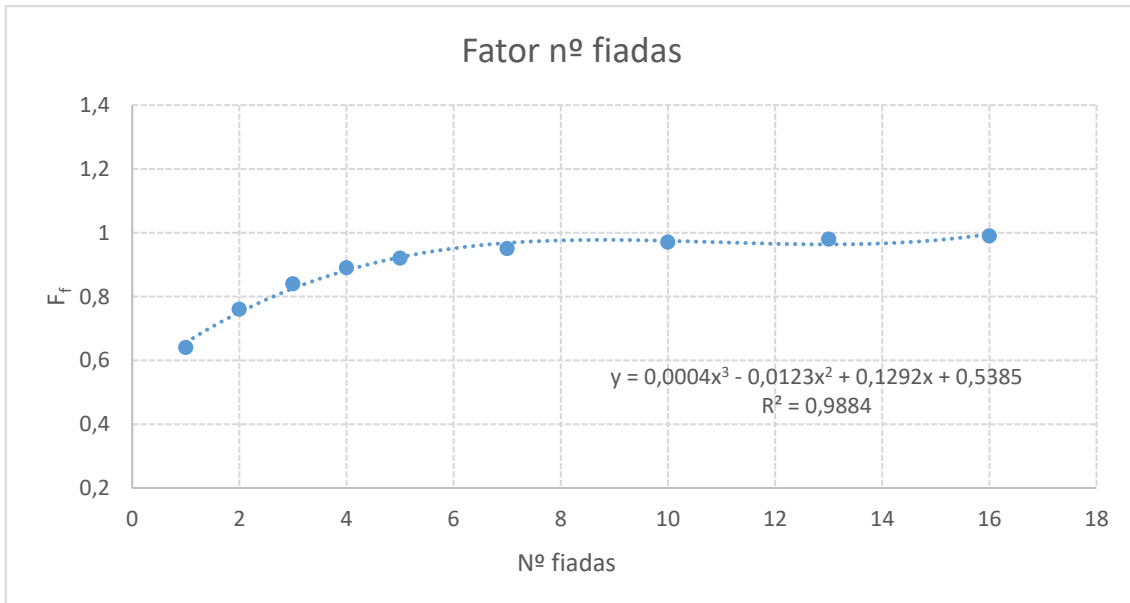


Figura 42 - F_f das BR

A Figura 43 mostra a eficiência da zona alhetada:

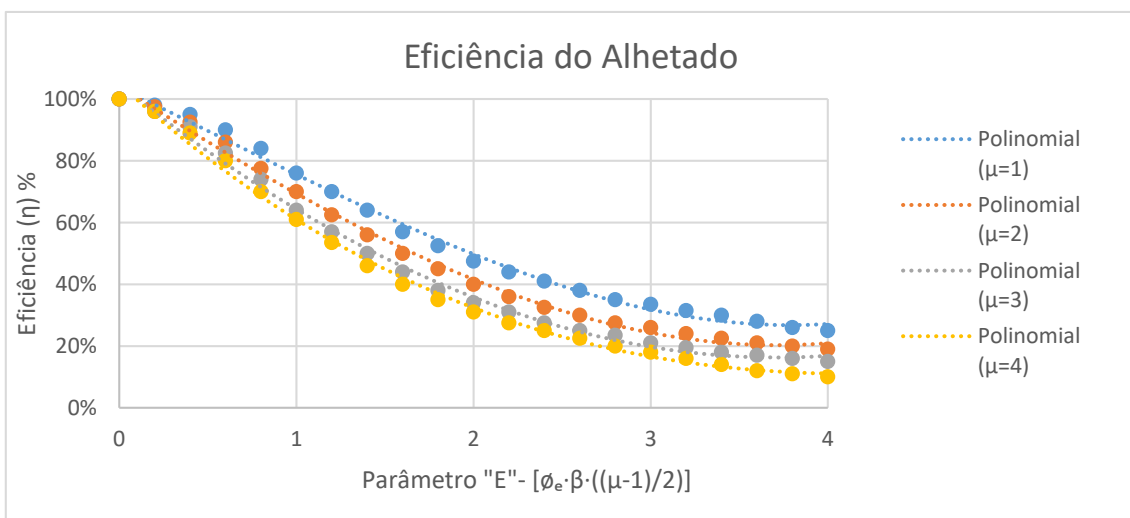


Figura 43- Eficiência do alhetado em função de "E"

Figura 44 - Curva Q/P da bomba:

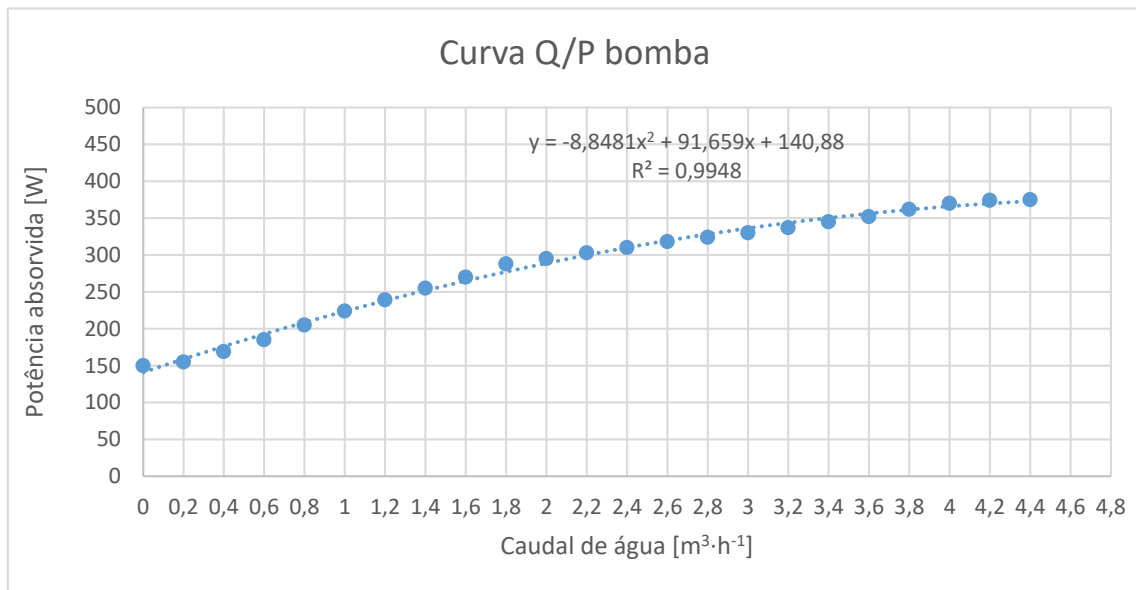


Figura 44 - Curva Q/P da bomba

6.5.1 Fluido primário

Figura 45- Energia libertada na condensação em função da θ :

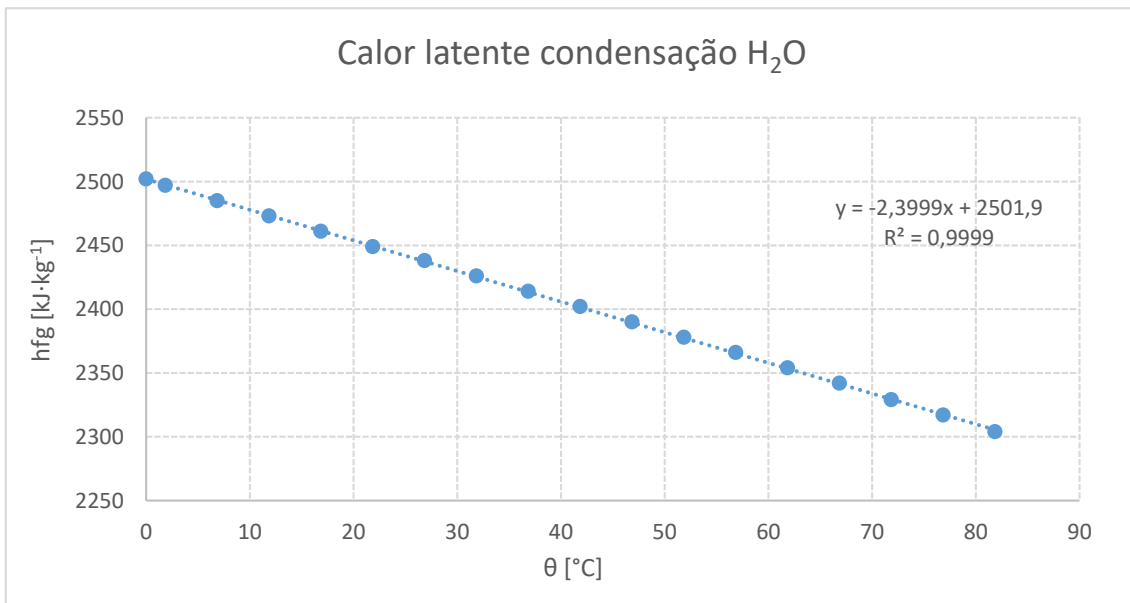


Figura 45- Energia libertada na condensação em função da θ

Figura 46- Massa específica H₂O em função da θ :

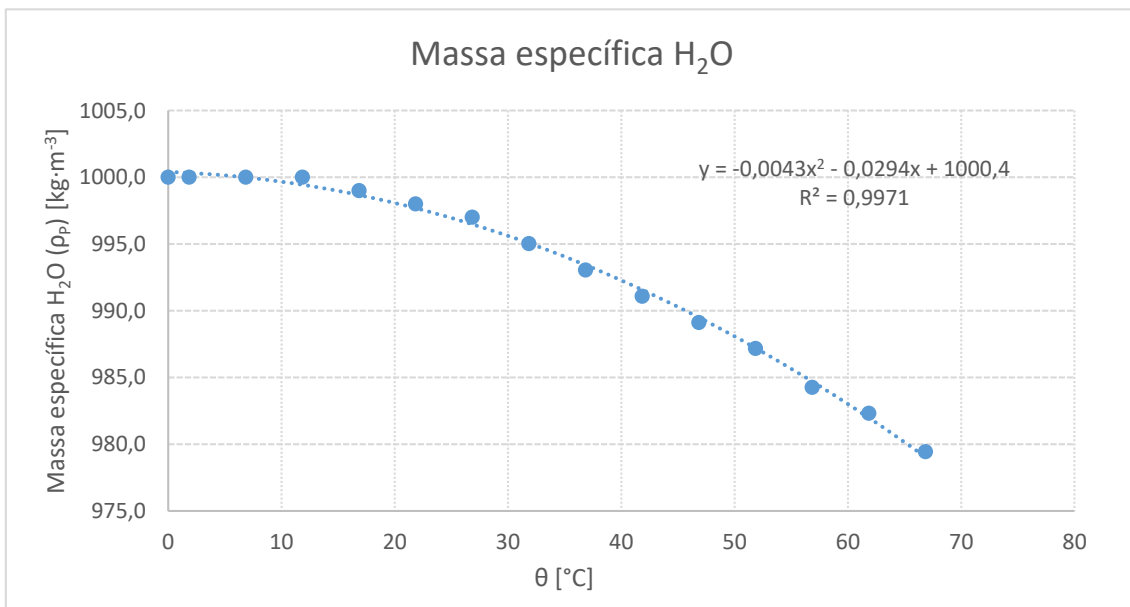


Figura 46- Massa específica H₂O em função da θ

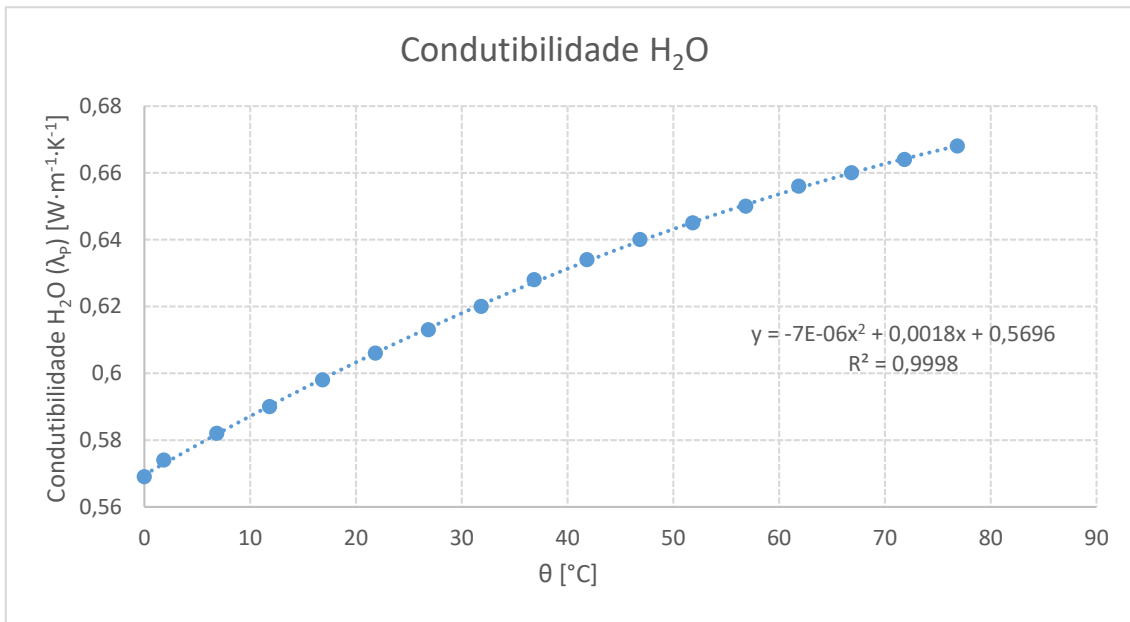
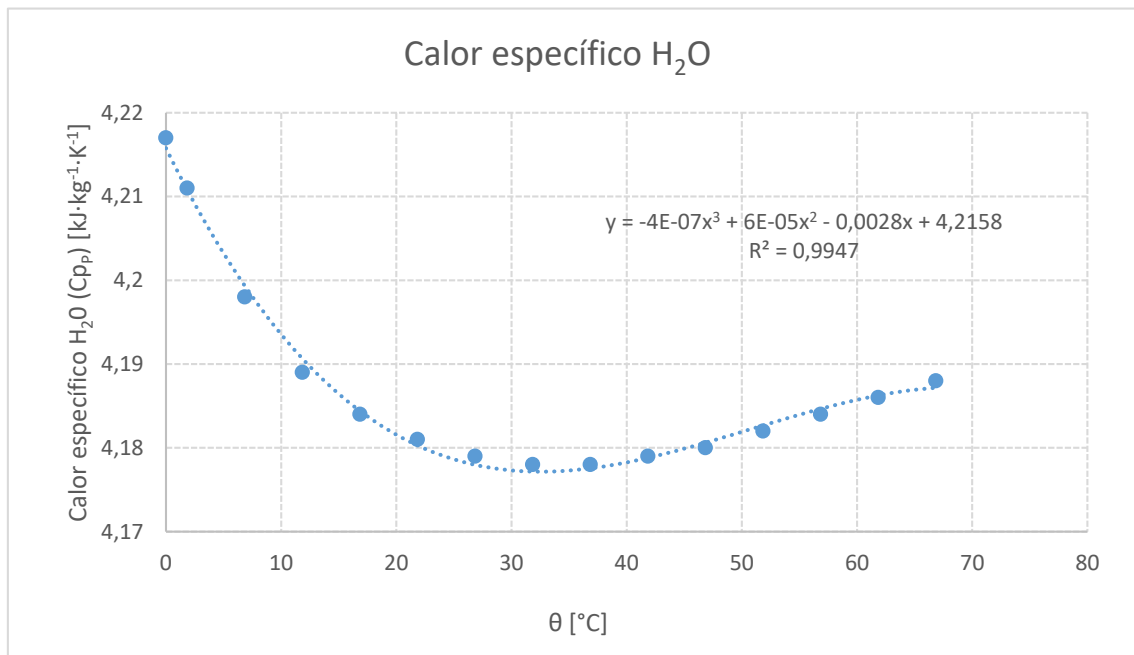
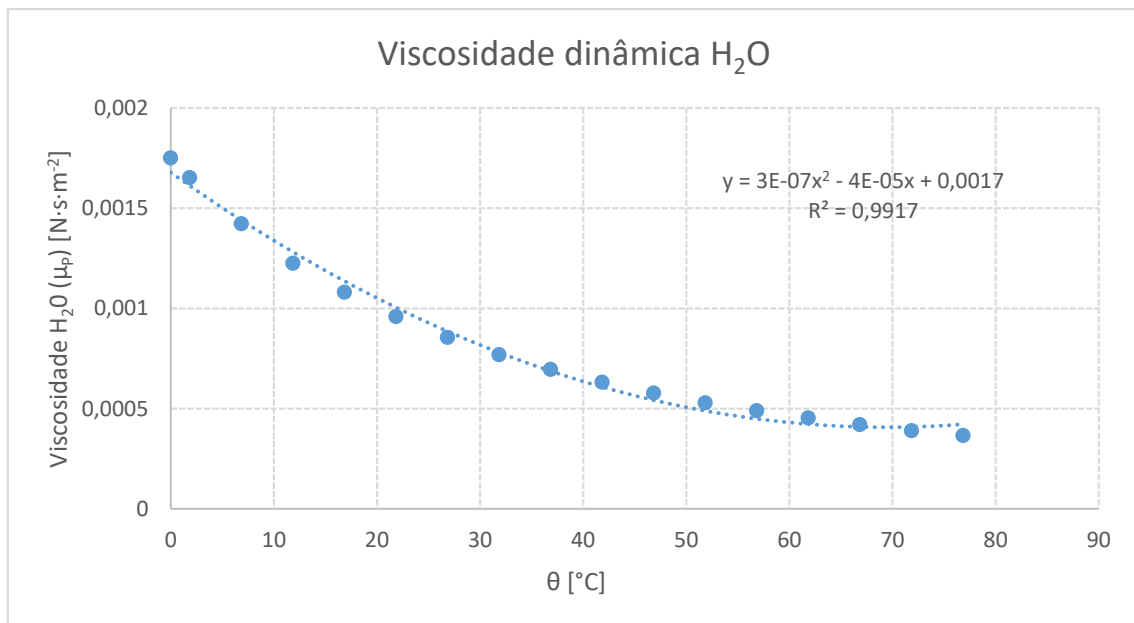
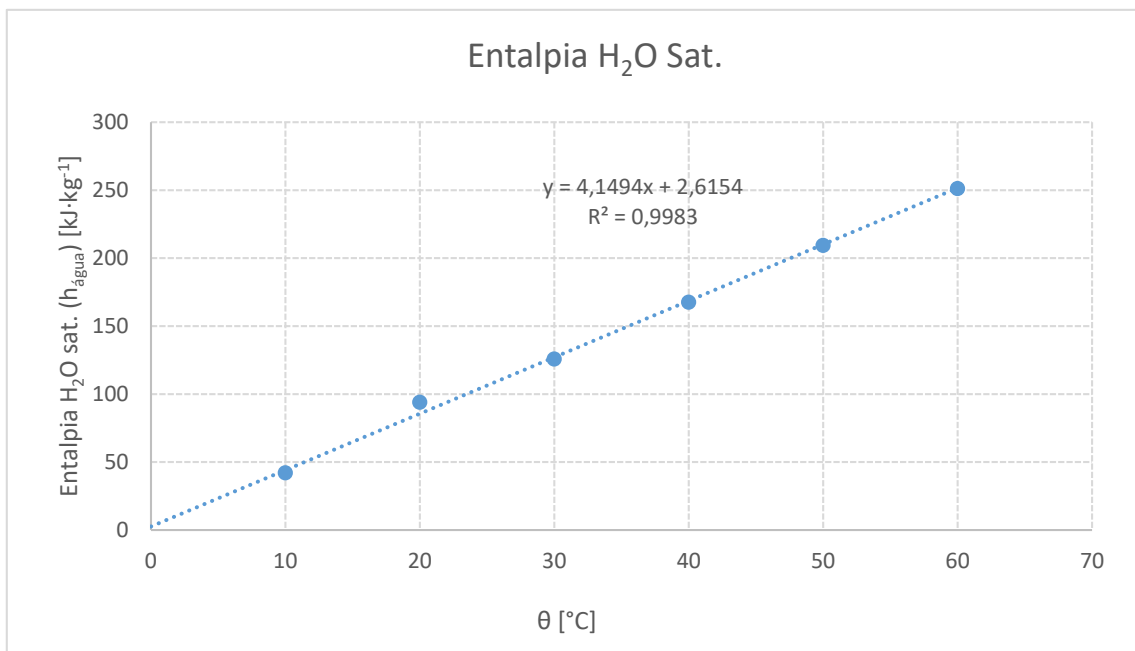
Figura 47- Condutibilidade H₂O em função da θ :Figura 47- Condutibilidade H₂O em função da θ Figura 48- Calor específico H₂O em função da θ :Figura 48- Calor específico H₂O em função da θ

Figura 49- Viscosidade dinâmica H₂O em função da θ :Figura 49- Viscosidade dinâmica H₂O em função da θ Figura 50- Entalpia H₂O sat. em função da θ :Figura 50- Entalpia H₂O sat. em função da θ

6.5.2 Fluido secundário

Figura 51- Calor específico do vapor H₂O em função da T:

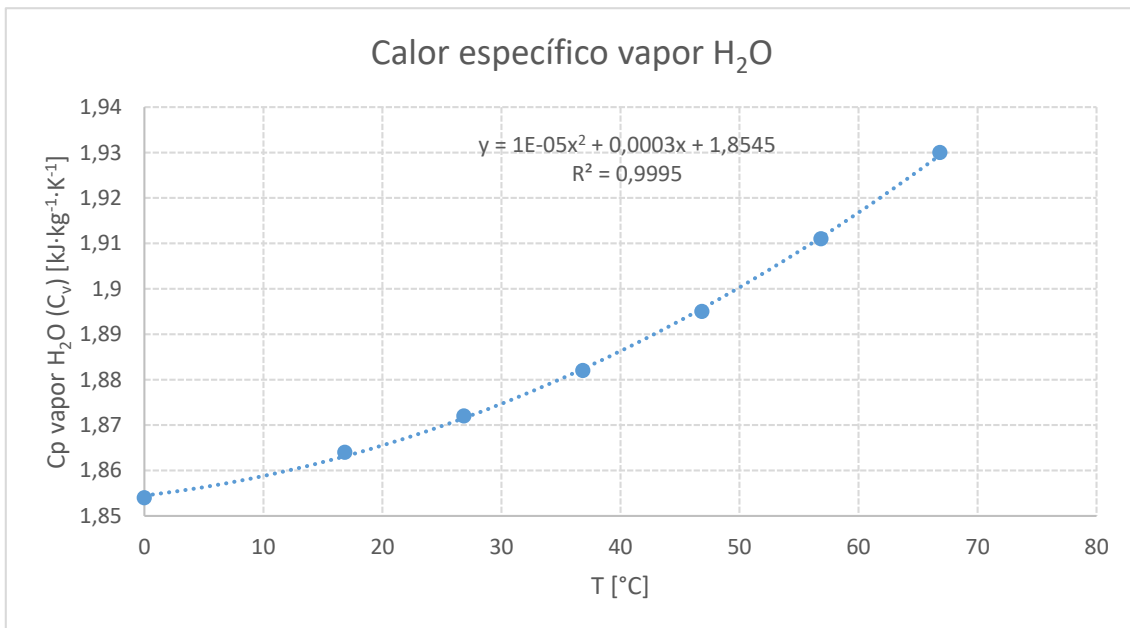


Figura 51- Calor específico do vapor H₂O em função da T

Figura 52- Calor específico do ar em função da T:

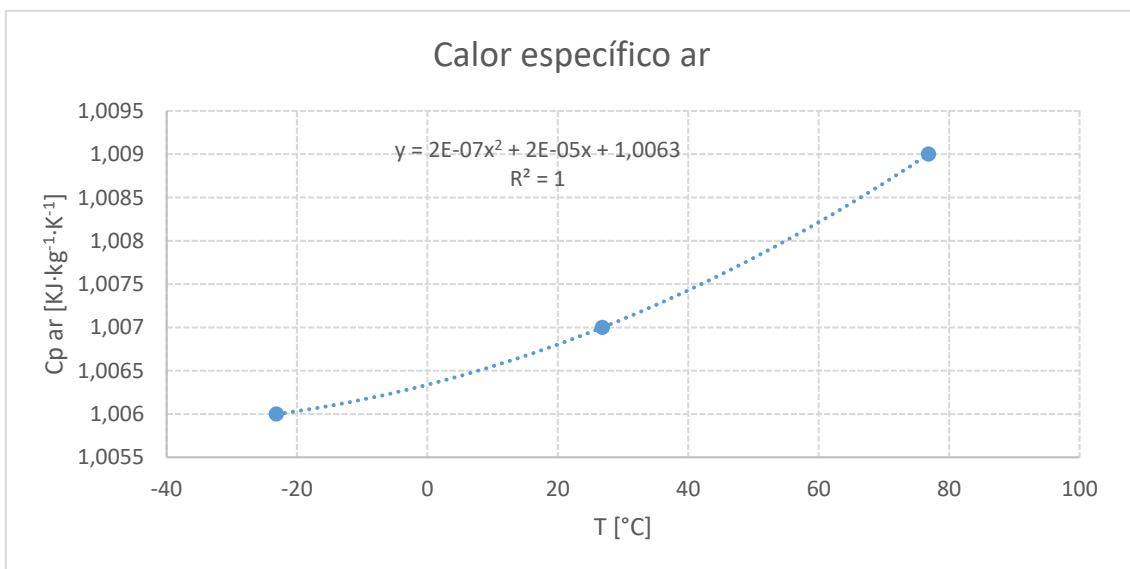


Figura 53 - Calor específico do ar em função da T

Figura 54- Massa específica do ar em função da T:

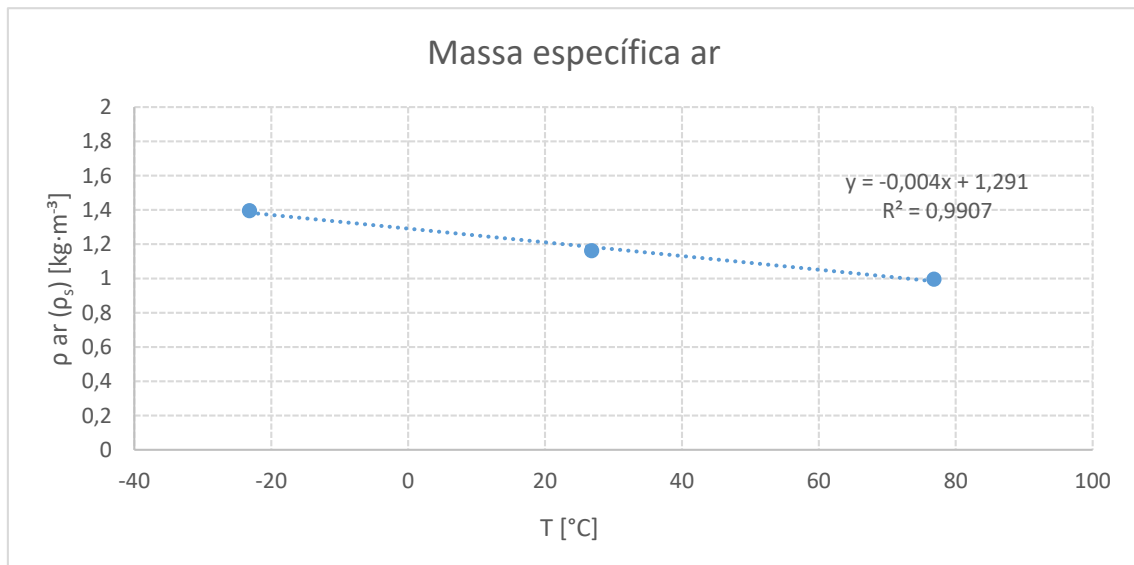


Figura 54- Massa específica do ar em função da T

Figura 55- Condutibilidade do ar em função da T:

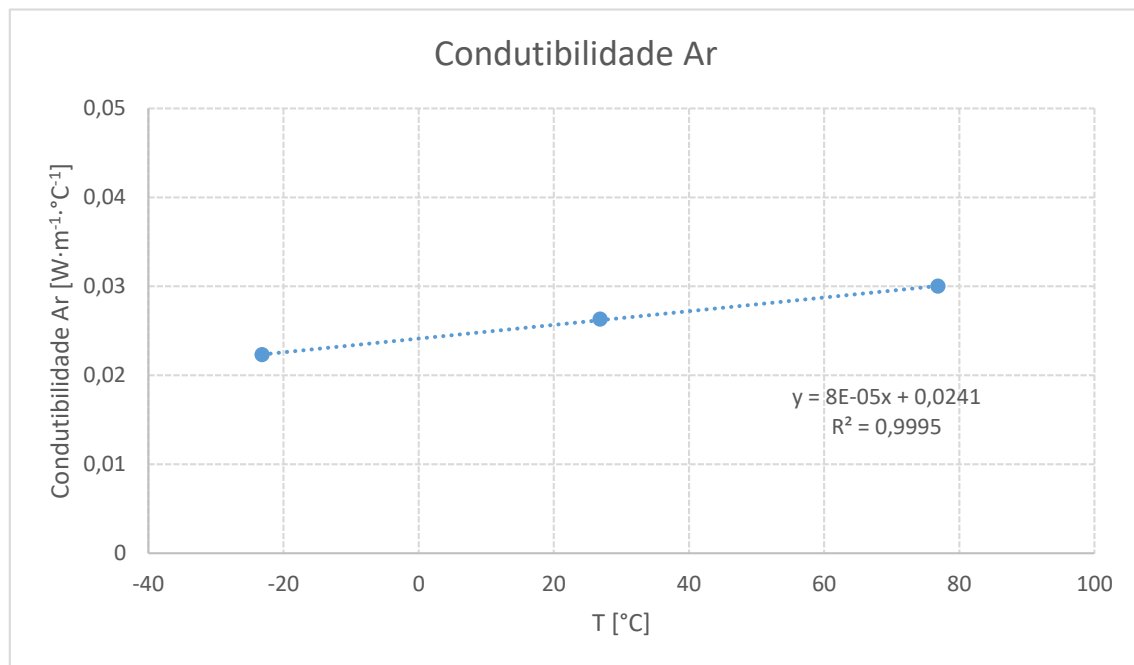


Figura 55- Condutibilidade do ar em função da T

Figura 56- Viscosidade dinâmica do ar em função da T:

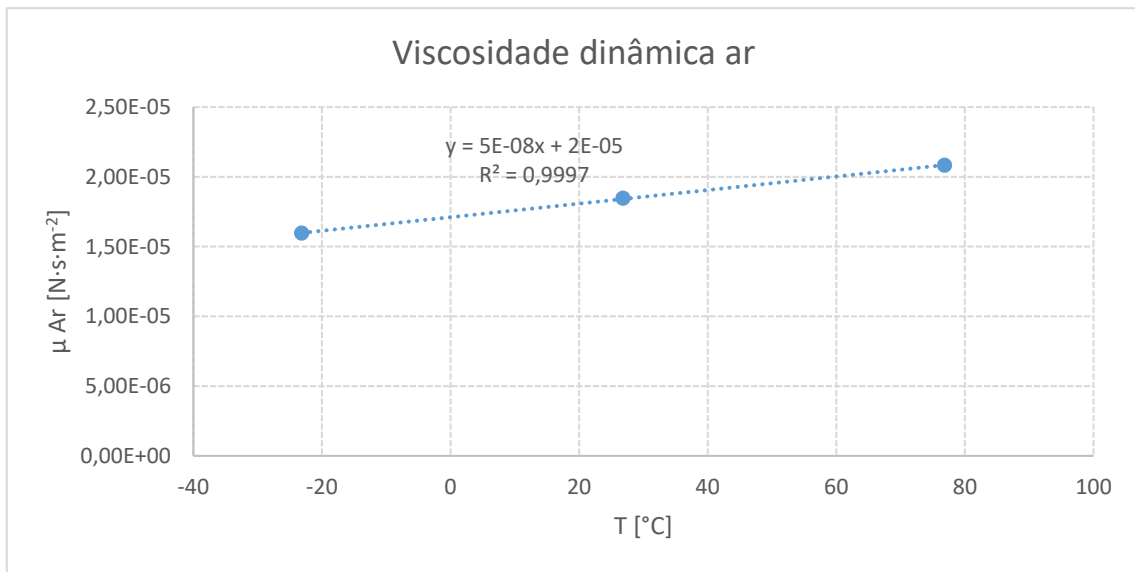


Figura 56- Viscosidade dinâmica do ar em função da T