

Cristiana Filipa Rodrigues Pereira

# Seleção ótima do evaporador para um sistema de cogeração a biomassa

Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica  
na Especialidade de Energia e Ambiente

Coimbra, julho, 2017



UNIVERSIDADE DE COIMBRA





FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

# **Seleção ótima do evaporador para um sistema de cogeração a biomassa**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

## **Optimal selection of the evaporator for a biomass cogeneration system**

**Autor**

**Cristiana Filipa Rodrigues Pereira**

**Orientadores**

**Ricardo António Lopes Mendes**

**Jorge Campos da Silva André**

**Júri**

<b>Presidente</b>	<b>Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro</b> Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
<b>Orientador</b>	<b>Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes</b> Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
<b>Vogais</b>	<b>Mestre Márcio Duarte Albino dos Santos</b> Investigador Auxiliar da Universidade de Coimbra

**Coimbra, julho, 2017**



Sabemos muito mais do que julgamos, podemos muito mais do que imaginamos.

José Saramago, 1998

Aos meus pais.



## Agradecimentos

Todo o meu percurso até este momento, assim como o desenvolver deste trabalho, deve-se também ao apoio e colaboração de certas pessoas, à qual não posso deixar de agradecer.

Agradeço aos meus orientadores, professor Ricardo Mendes e professor Jorge André, por me terem dado a oportunidade de participar num projeto tão interessante e inovador como este, pela confiança depositada em mim, e por todo o apoio e auxílio durante o desenvolvimento da dissertação.

Agradeço igualmente às restantes pessoas envolvidas no projeto, por se terem disponibilizado a ajudar-me sempre que necessário, mesmo não tendo essa obrigação.

Aos meus amigos, àqueles que já cá estavam e àqueles que surgiram durante este percurso de 5 anos, um muito obrigado. Obrigado pelos momentos passados, pelo apoio, e pela paciência tida naqueles dias mais cinzentos.

Agradeço a toda a minha família, por me apoiarem, não só nesta etapa, mas em toda a minha vida.

À minha irmã, por tornar a minha vida mais completa, e por me ajudar mesmo sem dar conta disso.

Por último quero agradecer às pessoas mais importantes da minha vida, aos meus pais. Obrigada por tudo o que fizeram por mim, pela educação dada, pelos esforços feitos para me poderem dar sempre o melhor, pelo apoio e respeito pelas minhas decisões, por serem o meu auxílio quando as coisas nem sempre corriam como queria. A vocês devo-vos a pessoa que sou hoje.



## Resumo

A realização deste trabalho encontra-se enquadrada num projeto que tem como objetivo a produção combinada de energia térmica e de energia elétrica para utilização agropecuária, através da queima de biomassa numa caldeira convencional.

Especificamente, pretende-se avaliar a viabilidade e as vantagens técnico-económicas associadas à utilização de um permutador de carcaça e tubos, como evaporador do circuito de potência, baseado num ciclo orgânico de Rankine do sistema de cogeração, em vez do pré-selecionado permutador de placas.

Para se poderem avaliar as vantagens/desvantagens comparativas deste tipo de equipamento face ao permutador de placas, procedeu-se ao seu dimensionamento, que envolveu a determinação da área de transferência de calor, as dimensões exteriores e o número de tubos, de diferentes configurações deste tipo de permutadores e utilizando diferentes correlações de cálculo. Durante o processo de análise teve-se em atenção o facto de o respetivo permutador ser de evaporação, pelo que o modelo físico de funcionamento do mesmo contemplou três zonas diferentes, correspondentes aos três estados físicos existentes do fluido de trabalho no processo de evaporação do líquido condensado – líquido, bifásico, vapor.

Os diversos resultados obtidos foram posteriormente analisados e comparados, tendo-se concluído que a não colocação de defletores, ou seja, ao considerar-se escoamento axial na carcaça, conduziria a dimensões do permutador incompatíveis com as dimensões aceitáveis para o projeto.

Por outro lado, com a existência de escoamento cruzado, concluiu-se que, apesar de poderem ser implementadas melhorias, os resultados alcançados são aceitáveis. Para um permutador de 180 kW de potência, obtiveram-se dimensões, aproximadas, de 2 metros de comprimento por 175 mm de diâmetro de carcaça, isto com a colocação de 150 tubos, permitindo assim considerar o permutador de carcaça e tubos como opção.

**Palavras-chave:** Permutador de Calor, Carcaça e Tubos, Evaporação, Dimensionamento, Comprimento.



## Abstract

The accomplishment of this work is inserted in a project that the objective is the combined production of thermal energy and electrical energy, for an agro-livestock application, by burning biomass in a conventional boiler.

Specifically, its intended to evaluated the viability and the technical-economic advantages associated with the use of a shell and tube heat transfer, as a power circuit evaporator, based on the Rankine organic cycle of the cogeneration system, instead of the pre-selected plate heat exchanger.

To evaluated the comparative advantages/disadvantages of this type of equipment relative to the plate heat exchanger, its dimensioning was performed, that involve the determination of the heat transfer area, the external dimensions and the number of tubes, based on different settings of this type of heat exchanger, and using different calculation correlations. In the process, it was also taken in account that the respective heat exchanger was an evaporator, so that its physical model of operation was contemplated three different zones, corresponding to the three existing physical states on the working fluid in the process of evaporation of the condensed liquid - liquid, two-phase, vapor.

The various results obtained were subsequently analyzed and compared, leading to the conclusion that due to the absence of baffles, that is, considering axial flow in the shell, the dimensions of the exchanger were incompatible with the dimensions acceptable to the design. On the other hand, with cross flow, it was concluded that, beside the improvements that can be implemented, the results achieved are within acceptable limits. For a heat exchanger of 180 kW, were obtained dimensions, approximate, of 2 meters of length by 175 mm of shell diameter, with the placing of 150 tubes, thereby allowing the shell and tube heat exchanger to be considered as an option.

**Keywords** Heat Exchanger, Shell and Tubes, Evaporation, Dimensioning, Length.



## Índice

Índice de Figuras .....	ix
Índice de Tabelas .....	xiii
Simbologia e Siglas .....	xv
Simbologia.....	xv
Siglas .....	xx
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. PERMUTADORES DE CARÇAÇA E TUBOS: REVISÃO DO ESTADO DE ARTE.....	5
2.1. Seleção da Disposição dos Fluidos .....	6
2.2. Design e Configuração.....	7
2.2.1. Layout dos Tubos .....	13
2.3. Permutadores de Carçaça e Tubos de Evaporação .....	16
3. OPÇÕES BÁSICAS E CÁLCULO PRELIMINAR DE PROJETO DO EVAPORADOR.....	23
3.1. Opções Básicas de Projeto .....	23
3.2. Parte Geral do Modelo (I): Zonas do Permutador .....	24
3.3. Condições de Projeto Impostas .....	25
3.4. Parte Geral do Modelo (II): Equações Básicas .....	25
3.4.1. Resultados do Cálculo Preliminar com as Condições de Projeto Impostas ..	29
4. PARTE ESPECÍFICA DO MODELO (I): ESCOAMENTO INTERNO.....	33
4.1. escoamento Monofásico .....	33
4.2. escoamento Bifásico.....	37
5. PARTE ESPECÍFICA DO MODELO (II): ESCOAMENTO EXTERNO .....	41
5.1. escoamento Axial .....	41
5.1.1. Cálculo do Diâmetro Hidráulico em Função do Nº de Tubos .....	43
5.1.2. Cálculo do Diâmetro Hidráulico com a Configuração Triangular e Quadrangular .....	44
5.1.3. Cálculo do Diâmetro Hidráulico através de Tubos Concêntricos .....	45
5.1.4. Resultados e Comparações .....	47
5.2. escoamento Cruzado .....	52
5.2.1. Método de Kern .....	53
5.2.2. Método de Taborek.....	56
5.2.3. Resultados e Comparações .....	60
6. CONCLUSÃO .....	69
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	71
ANEXO A – PROPRIEDADES DO ÓLEO TÉRMICO .....	75
ANEXO B – FATOR F .....	76

ANEXO C – PERDA DE CARGA NO ESCOAMENTO BIFÁSICO .....	77
ANEXO D – MÉTODO DE TABOREK: FATORES E CONSTANTES .....	79
APÊNDICE A – PROPRIEDADES DAS SUPERFÍCIES DOS TUBOS.....	84
APÊNDICE B – COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	85

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Representação esquemática do sistema integrado de cogeração de água quente e eletricidade a biomassa [CP – Circuito de Potência; CAQ – Circuito de Água Quente; COT – Circuito de Óleo Térmico; P <sub>1</sub> – Bomba de Circulação do CP; P <sub>2</sub> – Bomba de Circulação do COT; EHE – Evaporation Heat Exchanger; CHE – Condensation Heat Exchanger; C – Caldeira].....	2
Figura 2.1. Constituintes principais de um permutador de carcaça e tubos, adaptado de [11]; .....	7
Figura 2.2. Esquema de um permutador de carcaça e tubos com 1 passagem na carcaça e duas passagens nos tubos [12].....	9
Figura 2.3. Constituintes principais de um permutador de carcaça e tubos, com coletor de entrada e saída do tipo Canal, e com construção do tipo Cabeça Flutuante, com duas passagens nos tubos, adaptado de [7].....	10
Figura 2.4. Constituintes principais de um permutador de carcaça e tubos, com coletor de entrada e saída do tipo Capô e com construção do tipo feixe de tubos em U, adaptado de [7]. .....	11
Figura 2.5. Constituintes principais de um permutador de carcaça e tubos, com coletor de entrada e saída do tipo Capô, e construção do tipo Feixe Tubular Fixo, adaptado de [7].....	11
Figura 2.6. Configurações segundo a norma TEMA para permutadores de carcaça e tubos, adaptado de [7]. .....	13
Figura 2.7. Disposição possível dos tubos, e a pormenorização do padrão triangular simples [ <b>ST</b> – passo dos tubos; <b>SD</b> – passo dos tubos, no caso de uma configuração triangular equilátera; <b>SL</b> – distância axial entre o centro de dois tubos; <b>Dto</b> – diâmetro exterior do tubo; <b>c</b> – folga entre tubos adjacentes], adaptado de [7] e [13]. .....	14
Figura 2.8. Estrutura de um permutador de carcaça e tubos no caso da não colocação de defletores – escoamento axial [21].....	19
Figura 2.9. Trajetos do escoamento no lado da carcaça, em permutadores de carcaça e tubos com defletores, de acordo com Tinker (1951) [22]. .....	20
Figura 2.10. Descrição das variáveis relativas a dimensões, a partir da vista lateral do permutador [ <b>θds</b> – ângulo de corte do defletor; <b>θctl</b> – ângulo de corte do defletor em relação à linha média do conjunto de tubos; <b>Db</b> – diâmetro do conjunto de tubos; <b>Bc</b> - % de corte do defletor; <b>Dc</b> – diâmetro da carcaça; <b>lbb</b> – folga total entre a carcaça e o conjunto de tubos; <b>Dto</b> – diâmetro exterior dos tubos], adaptado de [22] .....	21
Figura 2.11. Espaçamentos entre defletores através da vista frontal do permutador [ <b>Bs, central</b> – Espaçamento entre defletores na região central; <b>Bs, entrada</b> –	

Espaçamento entre defletores na região de entrada; <b>Bs, saída</b> – Espaçamento entre defletores na região de saída, adaptado de [22]. .....	21
Figura 3.1. Gráfico esquemático da divisão das diferentes zonas, relativamente à temperatura dos fluidos [Zona 1 – Isopentano no estado líquido; Zona 2 – Isopentano no estado de mistura bifásica; Zona 3 – Isopentano no estado de vapor]. .....	24
Figura 3.2. Gráfico das temperaturas dos fluidos em função das potências de cada zona.. 31	
Figura 5.1. Representação dos tubos concêntricos imaginários para a aplicação do método [ <b>De, imag</b> – Diâmetro exterior imaginário do tubo concêntrico; <b>Dto</b> – Diâmetro exterior dos tubos], adaptado de [31]. .....	45
Figura 5.2. Esquema do processo de iteração para o escoamento axial no lado da carcaça. ....	48
Figura 5.3. Comparação dos resultados obtidos para o comprimento total do permutador – <b>L [m]</b> – para os diferentes métodos de cálculo de <b>Dh</b> , e para os diferentes diâmetros de tubos – <b>Dto</b> . .....	49
Figura 5.4. Comparação dos resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor do óleo para a zona (1) – <b>hq1 [W/m<sup>2</sup>K]</b> – para os diferentes métodos de cálculo de <b>Dh [m]</b> , e para os diferentes diâmetros de tubos – <b>Dto [mm]</b> . .....	51
Figura 5.5. Esquema do processo de iteração para o escoamento cruzado, a partir do método de Kern. ....	56
Figura 5.6. Esquema do processo de iteração para o escoamento cruzado, a partir do método modificado de Taborek. ....	59
Figura 5.7. Comparação dos resultados obtidos relativo ao comprimento do permutador – <b>L [m]</b> , para os dois métodos – Kern e Taborek –, e para diferentes diâmetros dos tubos – <b>Dto [mm]</b> . .....	61
Figura 5.8. Comparação dos resultados obtidos relativo à perda de carga na carcaça – <b>ΔPc [kPa]</b> , para os dois métodos – Kern e Taborek –, e para diferentes diâmetros dos tubos – <b>Dto [mm]</b> . .....	61
Figura 5.9. Comparação dos resultados obtidos relativo ao comprimento do permutador – <b>L [m]</b> , para os diferentes diâmetros dos tubos – <b>Dto [mm]</b> , respeitante ao método de Taborek. ....	62
Figura 5.10. Comparação dos resultados obtidos relativo à área de transferência de calor – <b>Ae [m<sup>2</sup>]</b> , para os diferentes diâmetros dos tubos – <b>Dto [mm]</b> , respeitante ao método de Taborek. ....	63
Figura 5.11. Comparação dos resultados obtidos relativo à perda de carga na carcaça – <b>ΔPc [kPa]</b> –, para os diferentes diâmetros dos tubos – <b>Dto [mm]</b> , respeitante ao método de Taborek. ....	64
Figura 5.12. Comparação dos resultados obtidos relativo à perda de carga nos tubos – <b>ΔPtubo [kPa]</b> –, para os diferentes diâmetros dos tubos – <b>Dto mm</b> , e com os resultados de L pelo método de Taborek. ....	66

Figura 0.1. Coeficiente empíricos para o cálculo de **ji** e **fI** [22]..... 81



## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1. Informação sobre as correlações selecionadas para o escoamento interno, tendo em conta a variável de cálculo, o domínio do escoamento e o autor. ....	17
Tabela 3.1. Dados de entrada para o dimensionamento do evaporador. ....	25
Tabela 3.2. Valores obtidos para o caudal mássico do óleo [kg/s], e para a potência total transferida [kW]. ....	29
Tabela 3.3. Valores obtidos para as temperaturas [°C] de entrada e saída de cada zona, de ambos os fluidos. ....	29
Tabela 3.4. Valores obtidos para a diferença-média logarítmica [°C]. ....	30
Tabela 3.5. Valores obtidos para a entalpia [kJ/kg], correspondentes às temperaturas da Tabela 3.3, para ambos os fluidos. ....	30
Tabela 3.6. Valores obtidos para a potência [kW] de cada zona. ....	30
Tabela 3.7. Valores da taxa de transporte da capacidade calorífica [kJ/K·s], em cada zona. ....	31
Tabela 3.8. Valores obtidos de entalpia [kJ/kg], usados no calculo da efetividade. ....	31
Tabela 3.9. Valores obtidos para a efetividade das diferentes zonas. ....	31
Tabela 3.10. Valores obtidos para o fator F [anexo B], no caso de escoamentos. ....	32
Tabela 5.1. Valores obtidos para o comprimento – <b>L [m]</b> –, e diâmetro da carcaça – <b>Dc</b> –, para o método de tubos concêntricos e com <b>Dto = 9,525 mm</b> . ....	50
Tabela 5.2. Valores obtidos para o diâmetro da carcaça – <b>Dc [m]</b> , para o comprimento – <b>L [m]</b> –, área de transferência de calor – <b>Ae [m<sup>2</sup>]</b> perda de carga na carcaça – <b>ΔPc [kPa]</b> –, espaçamento entre defletores – <b>Bs [m]</b> –, e número de defletores – <b>Nb</b> –, para o método de Taborék e com <b>Dto = 9,525 mm</b> . ....	65



## SIMBOLOGIA E SIGLAS

### Simbologia

- Índices

(i) – Zonas do permutador

(k) – Número da iteração

c – Carcaça

cb – Ebulição convectiva

e – Externo

f – Fluido de trabalho - Fluido frio - Isopentano

hom – Homogéneo

i – Interno

imag – Imaginário

in – Entrada

l – Estado líquido

lo – Escoamento da mistura bifásica que está no estado líquido

máx – Máximo

mín – Mínimo

nb – Ebulição Nucleada

o – Externo

out – Saída

q - Fluido quente - óleo térmico

s – Superfície

sat – Saturação

t – Tubo

v – Estado de vapor

vo – Escoamento da mistura bifásica que está no estado de vapor

w – Água

- Símbolos Gregos

$\alpha$  – Fração de vazio

$\varepsilon$  – Efetividade

$\bar{\varepsilon}$  – Efetividade média

$\varepsilon_r$  – Rugosidade [mm]

$\theta_{ct1}$  – Ângulo de corte do defletor em relação à linha média do conjunto de tubos

[°]

$\theta_{ds}$  – Ângulo de corte do defletor [°]

$\mu$  – Viscosidade dinâmica [W/m · K]

$\rho$  – Densidade [kg / m<sup>3</sup>]

$\sigma$  – Tensão superficial [N / m]

$\varphi_{10}$  – Multiplicador de atrito

- Símbolos

$\Delta P_{b1}$  – Perda de carga ideal do conjunto de tubos, para um espaçamento entre defletores [kPa]

$\Delta P_c$  – Perda de carga da carcaça [kPa]

$\Delta P_{central}$  – Perda de carga entre os defletores na parte central do permutador [kPa]

$\Delta P_e$  – Perda de carga na zona de entrada e saída do defletor [kPa]

$\Delta P_f$  – Perdas de carga por fricção dos dois estados físicos [kPa]

$\Delta P_g$  – Perda de carga por gravidade [kPa]

$\Delta P_m$  – Perda de carga por mudança de impulso [kPa]

$\Delta P_{tubo}$  – Perda de carga no interior dos tubos [kPa]

$\Delta P_w$  – Perda de carga nas zonas de corte do defletor [kPa]

$\Delta T_m$  – Diferença média logarítmica da temperatura com o fator de correção F [°C]

$\Delta T_{ml}$  – Diferença média logarítmica da temperatura [°C]

A – Área de transferência de calor do permutador [m<sup>2</sup>]

A1 – Área projetada da disposição do tubo [m<sup>2</sup>]

$A_s$  – Área de escoamento cruzado do conjunto de tubos, no método de escoamento cruzado [ $m^2$ ]

$A_t$  – Área transversal [ $m^2$ ]

$a$  – Constante utilizada no cálculo do fator de Colburn

$a_1, a_2, a_3, a_4$  – Coeficientes empíricos utilizados no cálculo do fator de Colburn

$B_c$  – % de corte do defletor

$B_{s,central}$  – Espaçamento entre defletores na região central do permutador [m]

$B_{s,entrada}$  – Espaçamento entre defletores na região entrada do permutador [m]

$B_{s,saída}$  – Espaçamento entre defletores na região saída do permutador [m]

$B_s$  – Espaçamento entre defletores [ $m^2$ ]

$b, b_2, b_3, b_4$  – Coeficientes empíricos utilizados no cálculo do fator de fricção da perda de carga

$Bo$  – Número de ebulição

$C_{bh}$  – Fator empírico utilizado no cálculo do fator de correção do desvio de escoamento do conjunto de tubos

$C_{bp}$  – Fator empírico utilizado no cálculo do fator de correção do desvio de escoamento no cálculo da perda de carga

$c_p$  – Calor específico [ $kJ/kg \cdot K$ ]

$c$  – Folga entre tubos adjacentes [m]

$C$  – Capacidade calorífica [ $kJ / K \cdot s$ ]

$CL$  – Constante relativa à disposição dos tubos

$Co$  – Número convectivo

$CTP$  – Constante relativo ao número de passagens dos tubos

$D_b$  – Diâmetro do conjunto de tubos [m]

$D_e$  – Diâmetro hidráulico utilizado no escoamento cruzado [m]

$D_h$  – Diâmetro hidráulico [m]

$D$  – Diâmetro [m]

$E$  – Parâmetro utilizado no cálculo da perda de carga por fricção das duas fases

$F$  – Fator de correção para permutadores de passagens múltiplas e de correntes cruzadas

$F$  – Parâmetro utilizado no cálculo da perda de carga por fricção das duas fases

- Frlo – Número de Froude
- F<sub>C</sub> – Variável utilizada no cálculo do fator de correção da zona de corte do defletor
- F<sub>f,l</sub> – Parâmetro fluido – superfície
- F<sub>sbp</sub> – Razão entre área de desvio do escoamento cruzado e a área de escoamento cruzado do conjunto de tubos
- F<sub>w</sub> – Fração da área transversal ocupada pela zona de corte
- f – Fator de fricção
- f<sub>I</sub> – Fator de fricção utilizado na perda de carga ideal, do método Taborek
- f<sub>Frlo</sub> – Número multiplicador de Froude
- G – Velocidade de massa [kg/m<sup>2</sup>s]
- G<sub>w</sub> – Velocidade de massa na zona de corte do defletor [kg/m<sup>2</sup>s]
- g – Aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]
- g<sub>c</sub> = 1  $\frac{\text{kg}\cdot\text{m}}{\text{N}\cdot\text{s}^2}$  – Constante de proporcionalidade na 2ª Lei de Newton
- H – Parâmetro utilizado no cálculo da perda de carga por fricção das duas fases
- h – Entalpia [kJ / kg]
- h – Coeficiente de transferência de calor [W / m<sup>2</sup>K]
- h<sub>fg</sub> - Entalpia de vaporização [J/kg]
- h<sub>id</sub> – Coeficiente de transferência de calor para um conjunto de tubos ideais [W/m<sup>2</sup>K]
- J<sub>B</sub> – Fator de correção do desvio de escoamento do conjunto de tubos
- J<sub>C</sub> – Fator de correção da zona de corte do defletor
- J<sub>L</sub> – Fator de correção das fugas de escoamento
- J<sub>R</sub> – Fator de correção para escoamento laminar
- J<sub>S</sub> – Fator de correção para espaçamentos entre defletores diferentes
- j<sub>i</sub> – Fator de Colburn para um conjunto de tubos ideais
- k – Condutividade Térmica [W / m · K]
- L – Comprimento [m]
- l<sub>bb</sub> – Folga total entre a carcaça e o conjunto de tubos [m]
- L<sub>pl</sub> – Largura da via de passagem do escoamento desviado [m]

- 
- $l_{sb}$  – Folga total entre a carcaça e o defletor [m]  
 $l_{tb}$  – Folga total entre o defletor e o tubo [m]  
 $\dot{m}$  – Caudal mássico [kg / s]  
NTU – Número de unidades de transferência  
Nu – Nusselt  
 $N_b$  – Número de defletores  
 $N_c$  – Número de filas de tubos que o fluxo atravessa em todo o permutador  
 $N_t$  – Número de tubos  
 $N_{tcc}$  – Número de filas de tubos entre a zona de defletores, que o fluxo atravessa  
 $N_{tcw}$  – Número de filas de tubos na zona de corte do defletor  
 $N_{tw}$  – Número de tubos na zona de corte  
 $Nu_{\infty}$  – Nusselt sem fator de correção, no caso de escoamento na carcaça  
 $n$  – Constante utilizada no fator de correção das propriedades com a temperatura  
 $P_1$  – Coeficiente utilizado no cálculo de F  
PR – Razão entre o passo dos tubos e o seu diâmetro exterior  
Pr – Número de Prandtl  
 $p$  – Pressão [kPa]  
Q – Caudal Volúmico [m<sup>3</sup>/s]  
 $\dot{Q}$  – Potência [kW]  
 $q''$  - Potência por unidade de área [W/m<sup>2</sup>]  
 $r$  – Raio [m]  
 $R_1$  – Coeficiente utilizado no cálculo de F  
 $R_B$  – Fator de correção do desvio de escoamento  
Re – Número de Reynolds  
 $R_f$  – Fator de incrustação [m<sup>2</sup> / °C W]  
 $R_L$  – Fator de correção de fugas  
 $R_{\mu}$  – Fator de correção da viscosidade  
 $r_{ml}$  – Variável utilizada no cálculo do fator de correção das fugas de escoamento  
 $r_s$  – Variável utilizada no cálculo do fator de correção das fugas de escoamento  
 $r_{ss}$  – Razão entre a quantidade de tiras de metal (*sealing strips*) utilizadas e  $N_{tcc}$   
 $S_b$  – Área de desvio do escoamento [m<sup>2</sup>]

- $S_D$  – Passo dos tubos, no caso de uma configuração triangular equilátera [m]  
 $S_L$  – Distância axial entre o centro de dois tubos [m]  
 $S_m$  – Área de escoamento cruzado do conjunto de tubos, para o método de Taborek [m<sup>2</sup>]  
 $S_w$  – Área por onde o fluido circula na zona de corte [m<sup>2</sup>]  
 $S_{sb}$  – Área de folga entre a carcaça e o defletor [m<sup>2</sup>]  
 $S_{T,ef}$  – Passo dos tubos efetivo [m]  
 $S_T$  – Passo dos tubos [m]  
 $S_{tb}$  – Área de folga total entre o defletor e os tubos [m<sup>2</sup>]  
 $S_{wg}$  – Área da zona de corte sem tubos [m<sup>2</sup>]  
 $S_{wt}$  – Área ocupada pelos tubos na zona de corte [m<sup>2</sup>]  
 $T$  – Temperatura [°C]  
 $\bar{T}$  – Temperatura média [°C]  
 $U$  – Coeficiente global de transferência de calor [W / m<sup>2</sup>K]  
 $v$  – Velocidade [m/s]  
 $x$  – Fração de vapor [%]  
 $We$  – Número de Weber

## Siglas

- CAQ – Circuito de Água Quente  
CHE – *Condensation Heat Exchanger*  
COT – Circuito de Óleo Térmico  
CP – Circuito de Potência  
EES – *Engineering Equation Solver*  
EHE – *Evaporation Heat Exchanger*  
ORC – Ciclo Orgânico de Rankine  
 $P_1$  – Bomba de circulação do circuito de potência  
 $P_2$  – Bomba de circulação do circuito de óleo térmico  
PRI – Período de Retorno de Investimento  
TEMA – *Tubular Exchanger Manufacturers Association*

UC – Universidade de Coimbra



## 1. INTRODUÇÃO

As necessidades térmicas de certos clientes industriais podem ser satisfeitas por uma central térmica, cujo elemento principal é uma caldeira, normalmente a biomassa ou gás natural. A necessidade de produção de energia térmica pode, contudo, constituir-se como uma oportunidade de produção de energia elétrica, um tipo de energia quase sempre muito necessário em instalações industriais. A produção combinada destes dois tipos de energia, conhecida como cogeração, é sabido conduzir a um aumento global da eficiência do uso da energia primária e a uma redução do valor da fatura energética.

Tendo em conta os sobejamente conhecidos benefícios da produção combinada de energia e tendo em conta o perspético aumento do uso da biomassa como fonte de energia primária, a SCIVEN, a Ventil e a Universidade de Coimbra, constituíram um consórcio com o intuito de alterar e associar às caldeiras de biomassa da Ventil a capacidade para cogerirem energia térmica – sob a forma de água quente –, e energia elétrica.

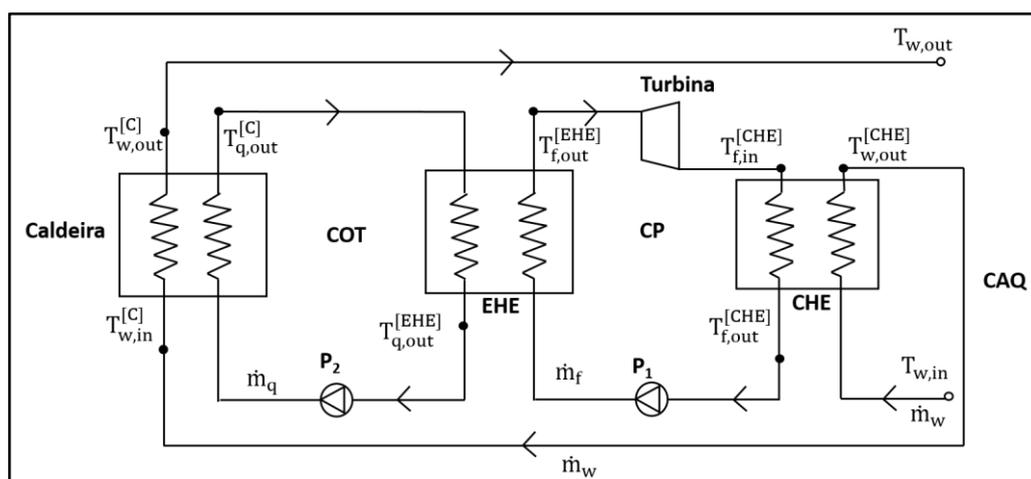
Este projeto terá como cliente tipo um pavilhão de aviário, sendo assim necessário tomar atenção às especificidades das suas necessidades térmicas. O projeto prevê a construção de um modelo laboratorial (à escala real) pela *Ventil* (fabricante de caldeiras).

Como é referido na proposta de candidatura do projeto [1], este é um sistema a biomassa uma vez que a combustão desta fornece a energia menos dispendiosa, sendo normalmente usada em pequenos e médios consumidores de energia térmica, como é o caso de hospitais, escolas, piscinas, instalações agropecuárias de avicultura, suinicultura, etc. Desde 2010 o uso da biomassa como forma de energia tem crescido à volta de 2% por ano, sendo que em 2014 esta fonte de energia primária – renovável – representava 14% do consumo de energia global [2]. Por outro lado, este é designado por um sistema de mini cogeração dado que a energia elétrica média produzida se irá situar entre os 5 e 50 kW.

Ao longo do desenvolvimento do projeto, existem certas metas a serem atingidas sendo uma das quais garantir que a potência térmica gerada no sistema seja a suficiente para satisfazer o pico de consumo do cliente. Para além desta meta, o pretendido

é que este projeto otimizado gere uma receita líquida, mais precisamente sob a forma de poupança na fatura elétrica, do que propriamente sob a forma de receita com a venda de eletricidade à rede pública [1], ou seja, que o período de retorno de investimento – PRI – seja o mínimo possível.

Este sistema integrado de mini cogeração irá ser constituído por dois circuitos complementares e sequenciais: em primeiro lugar, a água vinda do cliente será aquecida até uma temperatura intermédia no condensador do circuito de potência do sistema de cogeração, à qual se segue uma segunda fase de aquecimento, no interior da caldeira, por transferência de calor a partir dos gases de combustão da biomassa até à temperatura final desejada. Dentro do sistema, este pode ser subdividido ainda em 3 circuitos diferentes: circuito de potência – CP – que emula um ciclo orgânico de Rankine (ORC), onde circula o fluido de trabalho (por exemplo, o isopentano) que irá pré-aquecer a água do circuito de água quente, o circuito de óleo térmico – COT –, onde circula o óleo térmico que por sua vez irá transferir energia dos gases de combustão para o fluido de trabalho do circuito de potência, e por fim o circuito de água quente – CAQ –, (Figura 1.1). A geração de energia elétrica é feita à custa do aproveitamento do trabalho produzido pela expansão do vapor na turbina, ou no expansor do circuito de potência para acionamento de um gerador elétrico.



**Figura 1.1.** Representação esquemática do sistema integrado de cogeração de água quente e eletricidade a biomassa [CP – Circuito de Potência; CAQ – Circuito de Água Quente; COT – Circuito de Óleo Térmico; P<sub>1</sub> – Bomba de Circulação do CP; P<sub>2</sub> – Bomba de Circulação do COT; EHE – Evaporation Heat Exchanger; CHE – Condensation Heat Exchanger; C – Caldeira].

Todos os circuitos apresentados precedentemente incluem na sua constituição componentes que irão ser selecionados tendo em conta aspetos significativos que traduzam

a relação de melhor eficiência com o menor custo. Um desses componentes é o permutador de evaporação que irá ligar o circuito de óleo térmico ao circuito de potência, ou seja, é através dele que o óleo térmico irá transmitir energia para o fluido de trabalho do circuito de potência, o isopentano, de forma a aquecê-lo, evaporá-lo, sobreaquecê-lo, e assim permitir a sua entrada na turbina de vapor.

Tendo sido realizada uma procura sobre diferentes tipos de permutadores, capazes de funcionar com fluidos em diferentes fases – evaporação ou condensação, verificou-se que existem três tipos possíveis: permutador de placas, permutador de carcaça e tubos, e permutador em espiral. A comparação será efetuada entre os dois primeiros, visto serem os mais comuns.

Os permutadores de carcaça e tubos são o tipo mais utilizado até à atualidade, tendo dominado o mercado até ao início do século 21, no entanto os permutadores de placas tem ganho território nas indústrias petrolíferas e de AVAC [3], sendo que tanto um como outro acarretam vantagens e desvantagens. Relativamente ao permutador de calor de carcaça e tubos, o permutador de placas tem a vantagem de ser mais compacto, de a sua manutenção e limpeza, assim como a desmontagem e substituição de constituintes ser mais fácil. Apresentam uma alta eficiência, e devido à alta turbulência dos escoamentos alternados nas placas, possuem uma boa transferência de calor, devido aos altos coeficientes de convecção. Entre as desvantagens, incluem-se o facto de terem uma gama de operações de temperatura e pressão mais baixas e, devido ao facto de os escoamentos terem de mudar de direção durante o seu percurso as quedas de pressão são maiores [3,4]. Quanto ao seu custo, podem ser mais dispendiosos ou económicos dependendo da potência a que o sistema trabalha.

Por sua vez, os permutadores de carcaça e tubos face aos permutadores de placas apresentam valores de eficiência inferiores, requerem muito mais espaço, e quanto à sua limpeza e manutenção e são de limpeza e manutenção mais complexas, sendo impossível por vezes, dependendo do tipo de construção, remover alguns constituintes. No entanto, acabam por ser mais económicos relativamente aos de placas para potências mais baixas, mas a sua importante vantagem é poderem trabalhar numa maior gama de temperaturas e pressões, e sendo que a perda de carga entre a entrada e saída é pouca, consegue-se poupar energia [3,4].

O permutador de evaporação a utilizar para o projeto já foi alvo de estudo por outros membros da equipa de investigação e desenvolvimento, que se debruçaram sobre permutadores de placas com fluidos em contra corrente. O problema que surgiu para esse tipo específico de permutadores foi o do custo previsível ser considerado dispendioso para o que se pretende para o projeto.

Assim, o objetivo principal da dissertação de mestrado, é o de avaliar a viabilidade técnico-económica da utilização de permutadores de calor do tipo carcaça e tubos para transferir energia entre o circuito de óleo térmico e o circuito de potência do sistema de micro – geração. Essa avaliação, obriga, como é óbvio, ao seu dimensionamento.

O dimensionamento, como o próprio nome indica, requer o cálculo das dimensões do equipamento, sendo que neste caso uma das variáveis mais importantes é a área de transferência de calor, que acabará por se refletir no comprimento e no número de tubos, que, por sua, acabarão por determinar o diâmetro da carcaça.

Com vista a atingir o anteriormente referido objetivo, o trabalho envolverá uma revisão bibliográfica em torno de permutadores de carcaças e tubos, que inclui uma análise relativa aos diferentes *designs* e configurações, ao número de passagens e à localização dos fluidos. A revisão envolverá ainda a recolha e comparação das correlações usadas para determinação da área de transferência de calor e das perdas de carga. Exposto no decorrer do relatório encontrar-se-á o esquema do processo de iteração, que levará posteriormente ao dimensionamento do equipamento.

De seguida, descreve-se a metodologia utilizada na determinação da área de transferência de calor e da especificação do permutador, como o comprimento e o diâmetro da carcaça. Os resultados obtidos serão comparados para as diferentes configurações e metodologias consideradas, sendo que será avaliado se estes são promissores para considerar o permutador de carcaça e tubos como opção.

## **2. PERMUTADORES DE CARÇAÇA E TUBOS: REVISÃO DO ESTADO DE ARTE**

Os permutadores de calor de carÇAÇA e tubos são bastante utilizados na indústria devido ao facto de admitirem condições de operação muito amplas, o que os torna muito versáteis e, portanto, muito apreciados e usados tanto na indústria da refinação de produtos petrolíferos como na indústria química. Devido à sua referida versatilidade, este tipo de permutadores tanto pode funcionar como condensadores, evaporadores, encontrando-se a frequentemente em instalações de ar condicionado, de aquecimento central, de produção e recuperação de energia, em processos químicos, entre outras [5][6]. Os fluidos que circulam no interior dos permutadores, quer do lado da carÇAÇA quer do lado dos tubos, podem encontrar-se em diferentes estados físicos. Isto é, o permutador de calor pode funcionar numa única fase (o estado físico de cada um dos fluidos não sofre alteração durante a sua passagem pelo permutador), podem funcionar em modo condensação (na sua passagem pelo permutador um dos fluidos condensa enquanto o outro mantém o seu estado), em modo evaporação (um dos fluidos evapora na sua passagem pelo permutador), ou então a junção destes dois últimos modos – condensação e evaporação –, em que os dois fluidos mudam de estado na sua passagem pelo permutador [7].

Uma vez que o estudo a ser efetuado é para um permutador onde ocorre o aquecimento e a mudança de estado do isopentano devido à transferência de calor por parte do óleo térmico, o modo de funcionamento é então o de evaporação. Este tipo de permutadores admite a possibilidade de poder trabalhar tanto na posição vertical como horizontal, o que é uma vantagem perante a opção de escolha do local onde se pode pretender instalar o equipamento, permite a utilização de materiais de construção diferentes na carÇAÇA e nos tubos, existindo a este nível uma grande gama de opções de acordo com o tipo de fluidos a utilizar e com o tipo de funcionalidade do aparelho, sendo que um dos fatores de seleção (dos materiais) mais importantes é a corrosividade do fluido. Das outras características típicas deste tipo de permutadores e que advém do facto de normalmente serem desmontáveis, é a facilidade de limpeza das superfícies de transferência de calor e a

possibilidade de poderem ser acrescentados elementos potenciadores do coeficiente de transferência de calor por convecção – alhetas e defletores [8].

Este tipo de permutadores, a funcionar em modo de evaporação podem trabalhar dentro de um amplo intervalo de potência. Existem experiências efetuadas para potências que rondam os 90 kW [9], e outras que rodam os 15000 kW [7].

## **2.1. Seleção da Disposição dos Fluidos**

Uma das decisões a tomar previamente ao dimensionamento do permutador é a escolha da localização dos fluidos, isto é, qual deles circulará no interior dos tubos e qual deles circulará no seu exterior. Durante a experiência efetuada por Nigusse et al. [10], o fluido que evapora foi colocado no lado exterior dos tubos, devido ao facto de aí o regime de escoamento ser caracterizado por elevados valores de turbulência, que permitem atingir valores do coeficiente de transferência de calor por convecção mais altos. Este aspeto é muito importante porque após a passagem à fase gasosa é o coeficiente de transferência de calor por convecção desta fase que limita o processo de transferência de calor. Por sua vez Subramanian [8], apesar de concordar com os autores anteriores, ao dizer que um gás ou vapor deve-se situar no exterior dos tubos, também afirma, presumivelmente por considerações relacionadas com a resistência mecânica, que no interior dos tubos devem circular os fluidos que tenham grande pressão (que muitas vezes pode ser gás ou vapor). Sustentando esta hipótese, alega ainda que fluidos com elevada viscosidade, devido à elevada perda de carga que iriam produzir se circulassem no interior dos tubos, devem circular no seu exterior. R. K. Shah e D. R Sekulib (1998) [5] afirmam que esta seleção pode ser realizada com base em diferentes critérios como a limpeza, a pressão, a temperatura, a perigosidade, o custo, a quantidade, a viscosidade e a perda de carga.

No âmbito desta dissertação, a seleção da localização dos fluidos para efeitos de dimensionamento do permutador, foi definida com base na viscosidade e na pressão, isto porque uma vez que um dos fluidos é o óleo térmico, caracterizado por apresentar um elevado valor de viscosidade, e também porque a pressão do isopentano no evaporador é bastante superior à do óleo térmico. Tendo em conta os princípios definidores da configuração anteriormente enunciados, e valorizando especialmente o de Subramanian, e atendendo a que as correlações a aplicar à evaporação do fluido frio dentro dos tubos são

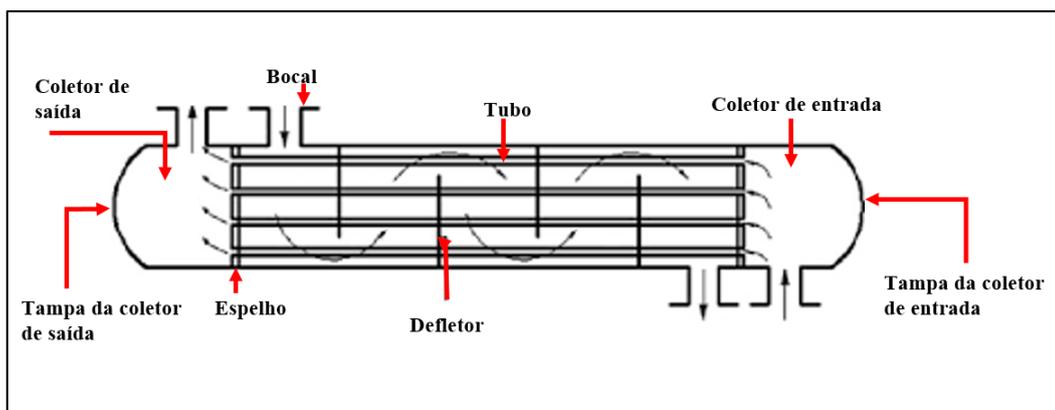
mais explícitas do que no caso deste se situar na carcaça, a opção acabou por recair em se fazer circular o isopentano no interior dos tubos e o óleo térmico no exterior. Há ainda uma outra razão para esta localização, e que se relaciona com o facto de, deste modo, ser muito mais fácil sobreaquecer o isopentano.

## 2.2. Design e Configuração

Para o estudo sobre permutadores de carcaça e tubos possa ser efetuado com o devido rigor é necessário primeiramente conhecer quais os tipos ou configurações típicas e os elementos principais de cada uma dessas configurações.

De todos os componentes os mais importantes [7] são os referidos de seguida, e encontram-se explícitos na Figura 2.1:

- Carcaça;
- Coletor de entrada/saída;
- Tampa do coletor de entrada/saída;
- Bocais;
- Espelho;
- Tubos;
- Defletores;

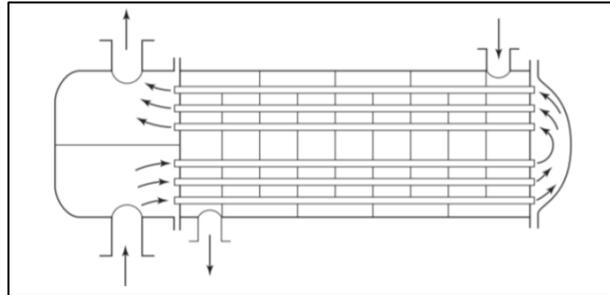


**Figura 2.1.** Constituintes principais de um permutador de carcaça e tubos, adaptado de [11];

O funcionamento deste tipo de permutadores, na sua versão base, é bastante simples e pode ser descrito de maneira sucinta do seguinte modo: os fluidos relativamente aos quais se pretende promover a troca de calor são introduzidos no permutador, sendo que um deles é injetado diretamente para dentro da carcaça e posteriormente expelido desta a partir dos bocais. O outro fluido é introduzido primeiramente no coletor de entrada, segue depois para o interior dos tubos, onde é arrefecido ou aquecido, acabando depois no coletor de saída. Este fluido é enviado para o exterior através, igualmente, de um bocal.

Os permutadores apresentados de seguida podem ser de uma ou duas passagens na carcaça, caso seja necessário reduzir o comprimento, no entanto, este aumento do número de passagens vai aumentar as perdas de carga, assim como o custo do equipamento, o que leva a ser preferível recorrer a outras opções caso seja necessário reduzir esta característica [5]. O termo “duas passagens na carcaça”, é utilizado quando o interior da carcaça é dividido em duas partes, através da incorporação de um defletor horizontal, fazendo com que o fluido quando chega à outra extremidade do permutador inverta o sentido.

Para além de ser possível aumentar o número de passagens na carcaça, é igualmente possível aumentar o número de passagem dos tubos dentro desta, ou seja, para além de um conjunto de tubos que faz circular o fluido num sentido, é inserido outro que leva o fluido no sentido oposto. No entanto, no período de tempo entre esta inversão de sentido, o fluido é expelido da 1ª passagem de tubos para fora destes, retomando depois à 2ª passagem de tubos – Figura 2.2 –, sendo que esta sequência de acontecimentos é repetida dependendo do número de passagens totais. Esta configuração é uma das utilizadas quando é necessário o aumento do coeficiente de transferência de calor sem o consequente aumento do comprimento/altura do permutador. O número de passagens é habitualmente par, sendo que se for superior ou igual a 2, o sentido dos fluidos nos dois lados acaba por ser tanto em contra-corrente como em co-corrente, sendo necessário assim um fator de correção –  $F$  – no cálculo da temperatura média logarítmica. Este fator é igualmente aplicado no caso de correntes cruzadas.



**Figura 2.2.** Esquema de um permutador de carcaça e tubos com 1 passagem na carcaça e duas passagens nos tubos [12].

Caso seja necessário optar por um permutador com duas passagens nos tubos, é essencial ter em atenção a limitação das temperaturas dos fluidos, ou seja, a temperatura de saída do fluido frio não pode exceder a temperatura de saída do fluido quente [7], e tal como nas passagens na carcaça, o aumento das passagens nos tubos aumenta também custo.

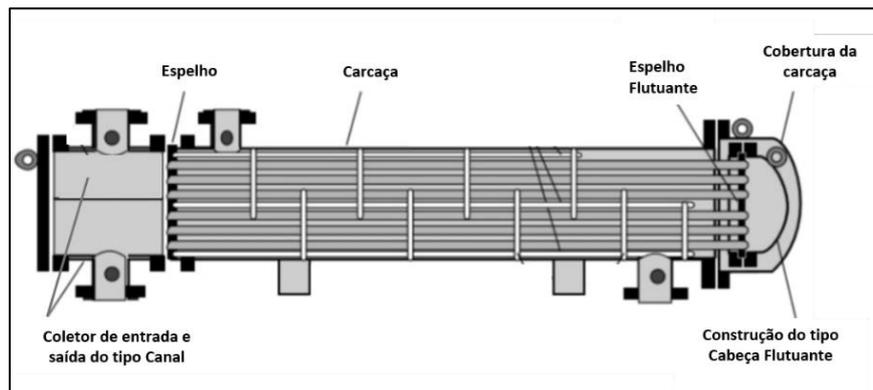
Relativamente ao *design* do permutador, quanto ao coletor de entrada e de saída estes podem ser de dois formatos diferentes (Figura 2.6): canal e capô. Quanto ao formato canal (Figura 2.3), este tipo de coletor pode ser removível ou estar integrado com o espelho (chapa onde se encontra soldado o feixe de tubos), existindo certos arranjos que permitem a remoção deste último, permitindo acesso aos tubos para efetuar uma limpeza eficaz. Para além disso, os bocais encontram-se situados lateralmente. Relativamente ao formato capô (Figura 2.5), este permite ter duas posições para o bocal – lateral ou final –, e é usado geralmente para fluidos limpos do lado dos tubos, uma vez que na necessidade de limpeza as juntas teriam de ser cortadas [5].

No caso de o coletor de saída se situar lado a lado com o coletor de entrada, ou seja, quando na extremidade oposta apenas se dá a inversão de sentido do fluido, por exemplo para casos de mais do que uma passagem nos tubos, esta extremidade vai ter, não um coletor, mas sim uma cobertura – cobertura da carcaça.

Relativamente aos tipos de construção possíveis, estes podem ser classificados de três maneiras diferentes: cabeça flutuante, feixe de tubos em U e feixe tubular fixo. A seleção desta vai basear-se no tipo que minimiza ou elimina as tensões térmicas, no custo e na facilidade de remoção e limpeza [5].

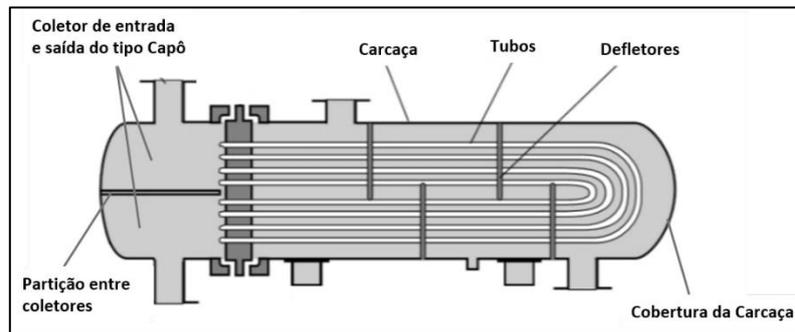
No tipo cabeça flutuante - (Figura 2.3) –, Mukherjee (1998) afirma que este é o *design* mais versátil, mas em contrapartida também o mais caro. Um dos espelhos está por

si soldado à carcaça, enquanto que o outro se encontra solto, o que permite uma expansão livre do conjunto dos tubos. Esta configuração é utilizada mais especificamente em situações em que ambos os fluidos provocam grande sujidade, como acontece por exemplo em refinarias de petróleo, dado que pode ser limpa de ambos os lados dos tubos [7]. No tipo de construção a cabeça traseira não tem câmara de expulsão, sendo a proteção apenas a cobertura da carcaça.



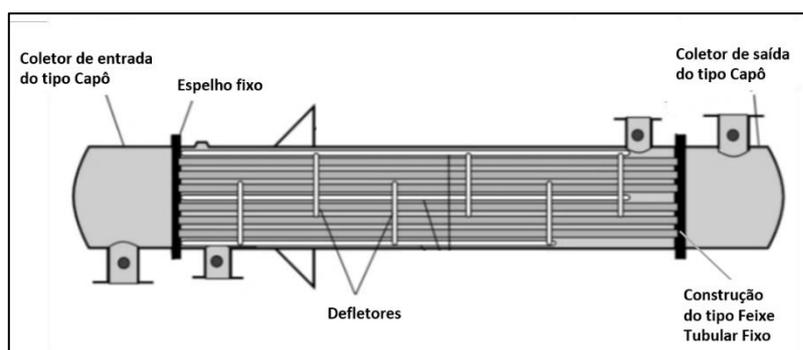
**Figura 2.3.** Constituintes principais de um permutador de carcaça e tubos, com coletor de entrada e saída do tipo Canal, e com construção do tipo Cabeça Flutuante, com duas passagens nos tubos, adaptado de [7].

Quanto ao *design* do feixe de tubos em U – (Figura 2.4) –, este consiste em ter os tubos curvados em forma de U, estando a câmara de admissão e expulsão lado-a-lado. Possibilita, tal como no arranjo anterior, uma expansão/contração do conjunto dos tubos eliminando o problema das tensões térmicas. Outro tópico importante é novamente a limpeza. Apesar de a zona do lado da carcaça puder ser limpa de maneira fácil, a limpeza do interior dos tubos é difícil devido à curvatura, sendo então preferível não usar este *design* quando o fluido que provoca sujidade se localiza no interior dos tubos [7]. Ter em consideração também, que com a curvatura dos tubos a perda de carga no interior dos tubos aumenta.



**Figura 2.4.** Constituintes principais de um permutador de carcaça e tubos, com coletor de entrada e saída do tipo Capô e com construção do tipo feixe de tubos em U, adaptado de [7].

Por fim, o tipo feixe tubular fixo – (Figura 2.5) –, tal como o nome indica tem as extremidades do conjunto de tubos soldados ao espelho, tendo como principais vantagens o razoável custo, e o facto de o interior dos tubos poder ser limpo mecanicamente através da remoção da coletor de admissão, apesar de o seu exterior apenas o poder ser quimicamente [7]. Uma contrapartida deste tipo, é o facto de se existir uma grande diferença de temperaturas entre o fluido que circula nos tubos e aquele que circula na carcaça, é necessário a incorporação de uma junta de expansão, o que faz aumentar o preço do equipamento. Este tipo de *design* ao ser considerado dos mais simples, com a possível incorporação de qualquer nº de passagens de tubos, juntamente com a possível limpeza química do lado da carcaça, é o mais propício para ser seleccionado para o projeto.



**Figura 2.5.** Constituintes principais de um permutador de carcaça e tubos, com coletor de entrada e saída do tipo Capô, e construção do tipo Feixe Tubular Fixo, adaptado de [7].

Relativamente à configuração dos permutadores, a norma *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA) indicam os possíveis arranjos entre o tipo de carcaças,

extremidades e construções, assim como ao tipo de escoamento que ocorre no lado da carcaça [7]. Para melhor entendimento, encontra-se explícito na Figura 2.6 todas estas configurações e arranjos.

Segundo a TEMA o *design* mais utilizado, e simultaneamente o mais simples, é o do tipo E. Este tipo de permutadores caracteriza-se por ser constituído por uma única passagem na carcaça, em que o fluido entra por um bocal da carcaça e é expulso por outro que se encontra no ponto oposto do permutador, com a possibilidade de colocação ou não de defletores. No *design* do tipo X – fluxo cruzado –, o fluido entra na parte superior/inferior da carcaça e é extraído pelo lado oposto, havendo baixas quedas de pressão do lado da carcaça. Este podia ser considerado uma configuração possível, uma vez que o fluxo já é por si cruzado (aumento de transferência de calor) não sendo assim particularmente necessário inserir defletores. No entanto, é um formato maioritariamente utilizado para arrefecimento e condensação a baixas pressões [7].

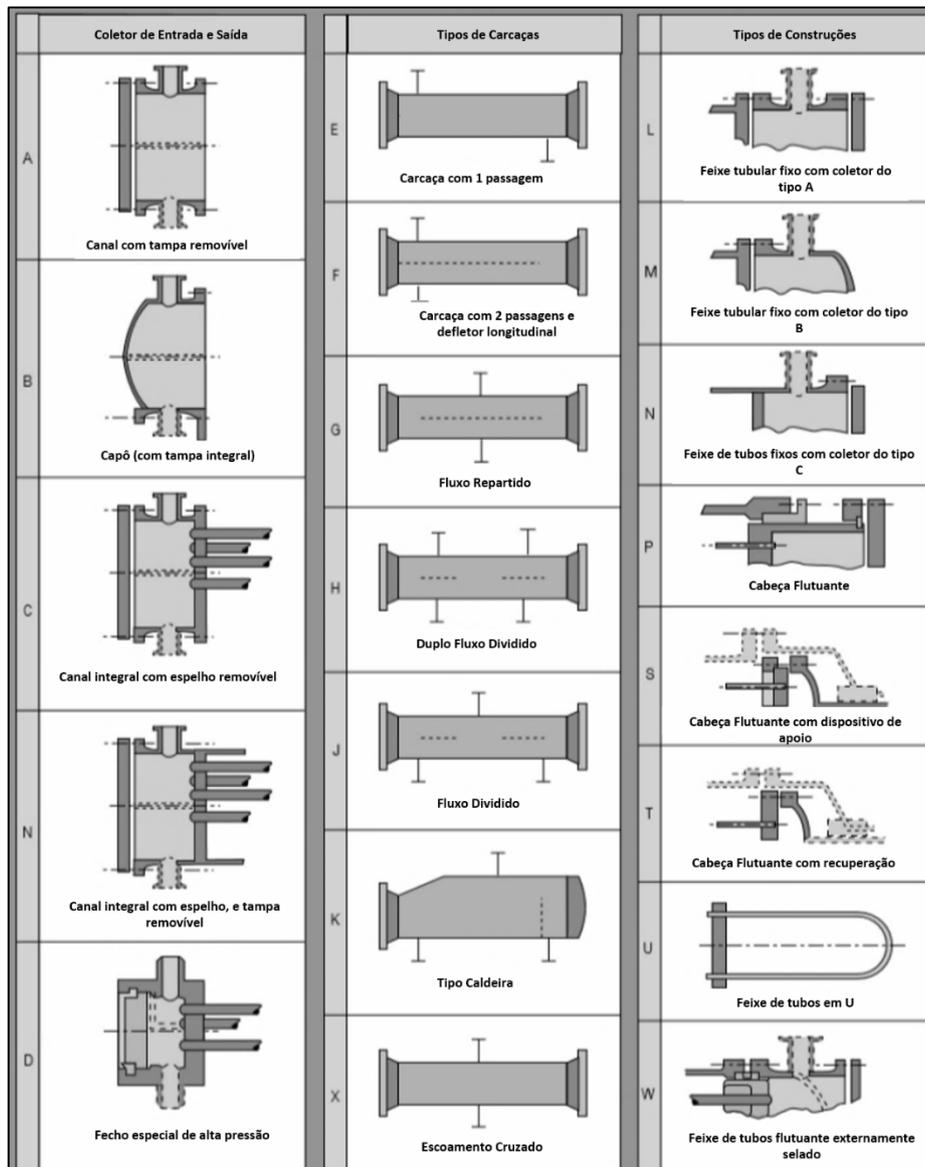


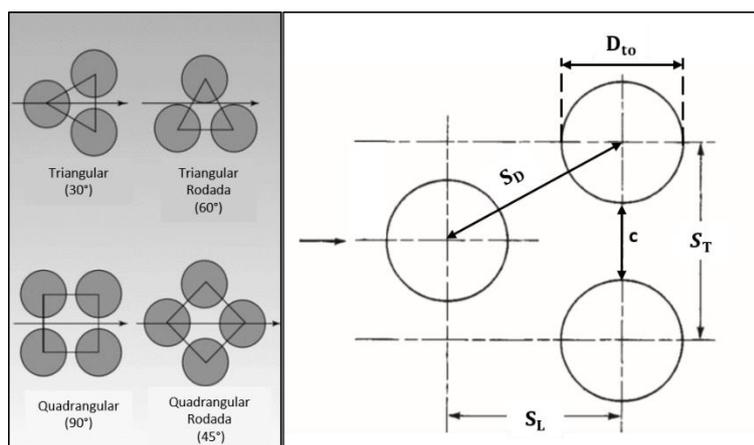
Figura 2.6. Configurações segundo a norma TEMA para permutadores de carcaça e tubos, adaptado de [7].

### 2.2.1. Layout dos Tubos

Para além dos *designs* e configurações indicadas anteriormente, o arranjo e a disposição dos tubos no interior do permutador são fatores que influenciam a capacidade de transferência de calor.

Quanto à disposição dos tubos, ou seja, à forma como estes se situam dentro da carcaça, neste tipo de permutadores, estes podem estar em formato triangular ou quadrangular (Figura 2.7), sendo que podem ainda se encontrar rodados com um certo ângulo. O padrão triangular simples (30°) ou rodado (60°) permite a colocação de mais tubos

na carcaça, uma vez que provoca mais turbulência do fluido exterior, e posteriormente um aumento do coeficiente de transferência de calor, no entanto, com este, o exterior dos tubos só pode ser limpo quimicamente, ao contrário do que acontece com o padrão quadrangular, que permite uma limpeza mecânica. Ainda dentro do modelo triangular, o rodado não apresenta praticamente nenhuma vantagem sobre o modelo simples, sendo pouco usual. Para acentuar a escolha do padrão triangular simples, este permite usar o permutador de calor do tipo feixe tubular fixo, assim como o do tipo feixe de tubos em U (com um fluido do lado da carcaça que não provoque sujidade), o que é importante devido ao facto de serem as construções menos dispendiosas [7]. É importante referir também que nas configurações triangulares, a distância entre os tubos que completam o padrão pode ser igual, formando-se assim um triângulo equilátero.



**Figura 2.7.** Disposição possível dos tubos, e a pormenorização do padrão triangular simples [ $S_T$  – passo dos tubos;  $S_D$  – passo dos tubos, no caso de uma configuração triangular equilátera;  $S_L$  – distância axial entre o centro de dois tubos;  $D_{to}$  – diâmetro exterior do tubo;  $c$  – folga entre tubos adjacentes], adaptado de [7] e [13].

Para complementar o fator da disposição dos tubos, o passo dos tubos, que é definido como a distância mínima entre dois tubos adjacentes –  $S_T$  – tem um valor recomendado por TEMA [7], mas também por outros autores, tais como R. K. Shah e D. R. Sekulib (1998) [5] e R. Shankar Subramanian (2014) [8]. É então recomendável que este valor seja  $1,25 \times D_{to}$  para configurações triangulares simples, sendo que pode ir até 1,35 (regime turbulento) ou 1,4 (regime laminar) [7] para casos em que se pretenda diminuir a perda de carga no escoamento exterior aos tubos. Segundo Mukherjee (1998) [7], este valor mínimo está relacionado com o facto de que quanto menor for o passo menor será o diâmetro

da carcaça para um número fixo de tubos, e também é fácil perceber que quanto menor a distância, maior será a velocidade entre os tubos, o que posteriormente aumenta o número de Reynolds e seguidamente o coeficiente de transferência de calor.

Continuando a expor os componentes deste tipo de permutadores, existem outros elementos que ao serem colocados do lado da carcaça aumentam a turbulência do escoamento exterior, sendo que estes são conhecidos como defletores (Figura 2.1). O tipo de defletores mais utilizados são os de placas, sendo que segundo R. K. Shah e D. R Sekulib (1998) [5], a configuração mais comum é a dos defletores segmentares simples, que consiste em chapas em forma de disco, na maior parte das vezes do mesmo material da chapa que suporta o conjunto de tubos, da qual é cortado horizontalmente ou verticalmente um segmento, dependendo da aplicação do permutador, e que são dispostos alternadamente ao longo da carcaça. Por sua vez, os tubos do permutador vão passar através dos defletores, sendo que é possível escolher se se pretende colocar o conjunto de tubos a passar apenas na chapa ou também na secção sem esta – zona de corte do defletor. Outras decisões como a percentagem de corte do defletor ou a distância entre eles, dependem do tipo de fluido e das considerações de perda de carga [5]. Relativamente à percentagem de corte, esta pode variar entre 15% e 45%, sendo que só devem ser utilizadas aquelas com vão de 20% até 35% para se obter uma boa eficiência [7]. Quanto à distância entre defletores, que segundo a norma TEMA é o parâmetro mais importante, é necessário ter um valor ótimo para tal, já que este influencia bastante o desenvolvimento do escoamento assim como a vibração dos tubos. Apesar de que quanto mais pequena for esta distância mais turbulência é gerada e consequentemente maior o coeficiente de transferência de calor, é necessário ter em atenção essa diminuição, pois a perda de carga no lado da carcaça aumenta a uma taxa mais rápida [7], verificando-se, segundo as experiências efetuadas por Santosh Hullolli (2013) [14], um aumento de 23,3% neste parâmetro aquando da colocação de defletores. Desta forma a razão ótima entre o espaçamento entre defletores e o diâmetro interior da carcaça situa-se entre os 0,3 e 0,6 [7], sendo que esta distância tem como valor mínimo  $1/5$  do diâmetro da carcaça –  $D_c$  –, ou então 50.8 mm, dependendo do valor que é maior.

Caso a perda de carga no lado da carcaça seja elevada, modificações devem ser feitas no espaçamento entre defletores, na % de corte do defletor ou no tipo de carcaça, em

vez de se aumentar o passo, visto que este último iria aumentar o diâmetro da carcaça e por sua vez aumentar o custo do equipamento.

A velocidade do escoamento no lado exterior aos tubos pode ser analisada de duas formas diferentes, caso seja decidido que os tubos apenas irão passar na zona do defletor. Se tal acontecer é necessário garantir que a velocidade na zona de corte e a velocidade na zona dos tubos não tenham uma diferença superior a 20% [7].

Posto que a função principal destes elementos é objetivamente a de aumentar a transferência de calor do lado da carcaça, estes podem ser deixados de lado, caso haja sem a sua colocação, valores altos de coeficientes de convecção de transferência de calor.

Relativamente aos limites inferior e superior do comprimento ou altura total do permutador, a ter em atenção no dimensionamento, estes são respetivamente  $5 \times D_c$  e  $15 \times D_c$  [15].

### **2.3. Permutadores de Carcaça e Tubos de Evaporação**

Como foi referido anteriormente, os permutadores de carcaças e tubos podem servir como evaporadores, e como tal, o fluido, que irá aquecer irá passar por diversas fases até atingir a evaporação, ou seja o fluido frio, inicialmente no estado líquido, aquece entrando em ebulição e vaporizando, sofrendo depois um sobreaquecimento. Posto isto, é fácil perceber que este processo compreende 3 fases, uma em que o fluido se encontra inteiramente no estado líquido e outra no estado de vapor, e entre estas uma fase onde coexistem estes dois estados – mistura bifásica.

Dado que anteriormente foi discutido a localização do fluido e foi mencionado que a evaporação do isopentano ocorreria no interior dos tubos devido à viscosidade do óleo térmico e devido ao facto do sobreaquecimento do isopentano ser mais fácil de realizar no interior dos tubos, a transferência de calor que ocorre na zona da mistura bifásica é calculada através da comparação do efeito de ebulição nucleada com o efeito da ebulição convectiva. Desta forma o escoamento vai passando por vários regimes – escoamento com bolhas, escoamento com colunas, escoamento anelar, e escoamento misto [16]–, sendo que o coeficiente de transferência de calor –  $h$  – atinge o valor máximo no final do regime anelar, uma vez que no centro do tubo existe apenas vapor e adjacentes às paredes encontra-se uma

película de líquido. Por outro lado, nas duas outras fases – líquido e vapor – as correlações são apenas as de convecção.

Assim, para se poder estudar esta mudança de fase é necessário calcular então os coeficientes de transferência de calor para as diferentes etapas, uma vez que este vai ser diferente em cada uma. Segundo Frank Incropera e David Dewitt (2011) [6], um fluido em mistura bifásica, em ebulição ou em condensação, apresenta um coeficiente de transferência de calor –  $h$  –, superior relativamente ao coeficiente dos restantes estados físicos. Assim, o  $h$  do isopentano da zona (2) apresentará um valor consideravelmente mais elevado.

Relativamente às correlações a usar para os cálculos do coeficiente de transferência de calor para o escoamento interno, Navarro-Esbrí et al. (2014) [17], na experiência efetuada para um certos refrigerantes – R1234yf e R134a –, utiliza a equação de Gnielinski e de Petukhov (2014) [17] para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção para zonas com uma única fase. No entanto, segundo Ebadian e Dong (1998) [18] os cálculos para tal parâmetro podem ser divididos segundo o grau de rugosidade dos tubos, ou ainda, dentro deste parâmetro, verificar quais as correlações que trazem menos erros e quais aquelas que se adequam para intervalos de certos parâmetros, como o Reynolds, o Prandtl, a razão  $\varepsilon/D_{ti}$  e a razão  $\varepsilon/r_{ti}$ . De seguida é apresentada uma tabela que divide as correlações selecionadas tendo em conta a sua variável (Nusselt ou fator de fricção), domínio do escoamento e o autor.

**Tabela 2.1.** Informação sobre as correlações selecionadas para o escoamento interno, tendo em conta a variável de cálculo, o domínio do escoamento e o autor.

Superfície do tubo	Variável	Regime	Autor
–	Nu	Laminar ( $Re < 2300$ )	Sieder Tate [19]
Lisas	$f$	Transição ( $4000 < Re < 10^7$ )	Colebrook [18]
		Turbulento ( $10^4 < Re < 10^7$ )	Techo et al. [18]
	Nu	Transição e Turbulento ( $2300 < Re < 5 \times 10^6$ )	Gnielinski [18]
Rugosas	$f$	Transição e Turbulento	Haaland [18]
	Nu	Transição ( $2300 < Re < 10^4$ )	Martinelli [18]
		Turbulento ( $10^4 < Re < 5 \times 10^4$ )	Gowen-Smith [18]

No cálculo do Nusselt, em regime laminar, o valor de 3,66 é o utilizado caso o resultado obtido pela equação seja inferior a esse valor.

Para a fase bifásica, Navarro-Esbrí et al. (2014) propõem algumas correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, que podem ser aplicadas a outros tipo de refrigerantes para além daqueles mencionados no artigo. Este autor afirma que, depois de efetuadas algumas experiências práticas, a correlação de Kandlikar é a que apresenta os melhores resultados comparados com os resultados experimentais, com a percentagem de erro mais baixa para todos os parâmetros analisados (entre 0,03% a 4,87%), sendo a correlação de Chen a que proporcionou resultados com maior % de erros [17].

Para além das equações/correlações que nos permitem calcular o coeficiente de transferência de calor do fluido no interior dos tubos, para podermos dimensionar o permutador de calor, é igualmente necessário selecionar as equações que nos permitam determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção externo, isto é, para o escoamento do lado da carcaça. Para as podermos selecionar, é crucial perceber o tipo de escoamento que ocorre em torno dos tubos, mais propriamente, se este é um escoamento axial, devido à não inserção de defletores no interior da carcaça, ou se é um escoamento cruzado, aquando da colocação destes.

Para escoamento externo axial, em regime laminar, também as correlações de Sieder Tate (2012) são utilizadas [20]. O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção é calculado através da mesma equação, apenas com uma diferença no intervalo de ação do parâmetro de Prandtl. Tal como no escoamento interno, caso o valor de Nu obtido seja inferior a 3,66, este valor é o empregado no resto dos cálculos [19].

Para os outros dois regimes – regime turbulento e zona de transição –, Petukhov sugeriu uma equação para o caso de regime turbulento, mas devido à limitação do parâmetro de Re, Gnielinski modificou-a de forma a que esta pudesse abranger o regime de transição [20]. Na bibliografia consultada é também sugerido a introdução nas correlações de um parâmetro relativo à viscosidade [equação (2.1)], para a obtenção de resultados para líquidos que têm variações de propriedades com a temperatura.

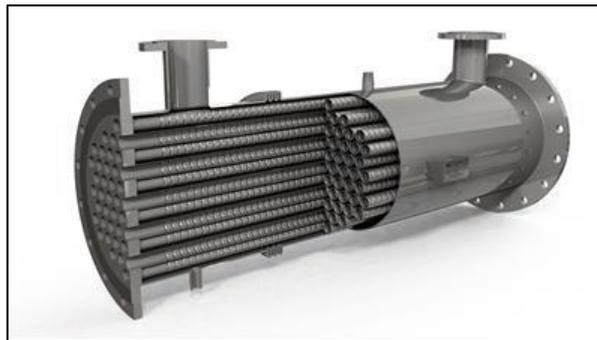
$$Nu = Nu_{\infty} \times \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^n, \quad (2.1)$$

sendo que  $n = 0,11$  para fluidos de aquecimento, o que é o caso do óleo térmico, em escoamentos em transição e turbulentos. Na equação apresentada,  $Nu_{\infty}$  é o valor de Nusselt sem fator de correção.

Gnielinski recomenda também, no caso de escoamento de transição/turbulento em condutas não circulares, que é o que acontece no lado da carcaça, a inserção de outro fator de correção [20]:

$$Nu = Nu_{\infty} \times \left[ 1 + \left( \frac{D_h}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (2.2)$$

A Figura 2.8 expõe a estrutura do permutador de carcaça e tubos no caso da não colocação de defletores, sendo possível observar que o escoamento é feito axialmente à posição dos tubos.

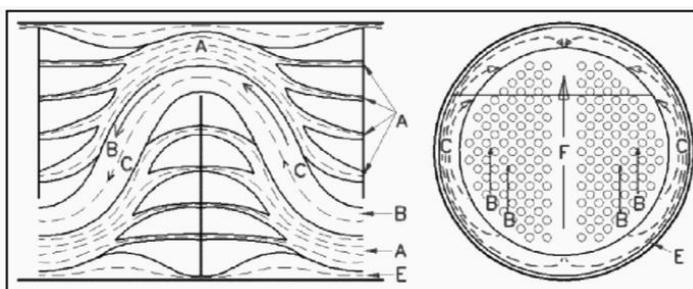


**Figura 2.8.** Estrutura de um permutador de carcaça e tubos no caso da não colocação de defletores – escoamento axial [21].

Para que o escoamento seja cruzado utilizando a construção E da norma TEMA, é necessário então inserir defletores. Com a inserção de defletores as equações e correlações usadas são particularmente diferentes das anteriores, uma vez que a geometria da parte da carcaça fica significativamente diferente. Segundo a bibliografia consultada [15] existem alguns métodos para efetuar o dimensionamento do permutador, sendo que para tal foi utilizado o método de Kern [15] e o método de Delaware modificado por Taborek (1983) [22].

O método de Kern é um método simplificado que calcula o coeficiente de transferência de calor e as perdas de carga de forma superficial, sem ter em conta as perdas totais que podem surgir na zona da carcaça devido aos defletores e aos tubos.

O método sugerido por Taborek (1983), que foi proposto a partir do método de Delaware (1963), é particularmente indicado para o tipo E de TEMA, em que o escoamento na carcaça é de uma só fase e em que os defletores são segmentares simples. Este é um método que tem em consideração as frações de escoamento que não circulam no “escoamento principal”, ou seja, que tem em contas todas as perdas de carga.

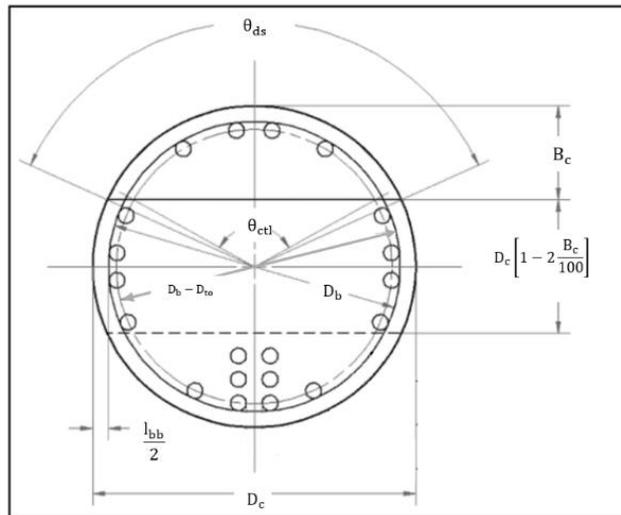


**Figura 2.9.** Trajetos do escoamento no lado da carcaça, em permutadores de carcaça e tubos com defletores, de acordo com Tinker (1951) [22].

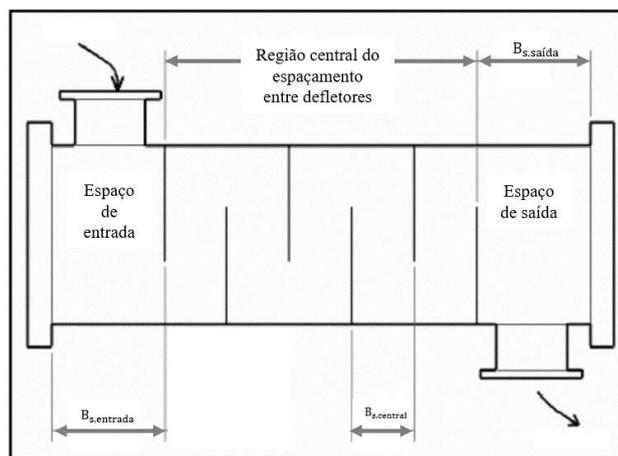
Na Figura 2.9, as letras que se encontram inscritas representam cada um dos percursos que o escoamento percorre. O percurso A representa o escoamento existente entre os tubos e os orifícios no defletor, o percurso B é o escoamento cruzado principal que ocorre ao longo do permutador, o C representa o escoamento entre o exterior do conjunto de tubos e a carcaça, o E representa o escoamento que existe entre o defletor e a carcaça, e por fim, o percurso F representa o escoamento que ocorre entre passagens nos tubos, caso exista mais do que uma no permutador. Estas fluxos suplementares (A, C, E, F) vão influenciar no resultado do dimensionamento, uma vez que ao reduzirem o escoamento principal – B –, representando 40% do escoamento total [22], vão diminuir o coeficiente de transferência de calor. À exceção do escoamento E, que não está em contacto com os tubos, e por isso não efetua transferência de calor, os fluxos A, C e F estão envolvidos no processo de transferência, no entanto não com tanta eficiência como o fluxo B.

Os escoamentos que não pertencem ao “escoamento principal”, podendo ser designados por fugas, são posteriormente tidos em consideração para efetuar o cálculo da perda de carga. Mukherjee afirma que a perda de carga permitida no lado da carcaça encontra-se entre os 0,5 – 0,7 kg/cm<sup>2</sup>, ou seja, entre os 49 e 68,65 kPa, sendo que para fluidos viscosos o limite pode aumentar [7].

Com este último método, para efetuar o processo de dimensionamento de um permutador com defletores, é necessário estar familiarizado com todas as variáveis relativas a dimensões que poderão influenciar no seu cálculo. Desta forma as Figura 2.10 e Figura 2.11 vão ajudar na sua compreensão.



**Figura 2.10.** Descrição das variáveis relativas a dimensões, a partir da vista lateral do permutador [ $\theta_{ds}$  – ângulo de corte do defletor;  $\theta_{cti}$  – ângulo de corte do defletor em relação à linha média do conjunto de tubos;  $D_b$  – diâmetro do conjunto de tubos;  $B_c$  - % de corte do defletor;  $D_c$  – diâmetro da carcaça;  $I_{bb}$  – folga total entre a carcaça e o conjunto de tubos;  $D_{to}$  – diâmetro exterior dos tubos], adaptado de [22]



**Figura 2.11.** Espaçamentos entre defletores através da vista frontal do permutador [ $B_{s,central}$  – Espaçamento entre defletores na região central;  $B_{s,entrada}$  – Espaçamento entre defletores na região de entrada;  $B_{s,saída}$  – Espaçamento entre defletores na região de saída, adaptado de [22].



### 3. OPÇÕES BÁSICAS E CÁLCULO PRELIMINAR DE PROJETO DO EVAPORADOR

#### 3.1. Opções Básicas de Projeto

Como foi mencionado na revisão bibliográfica a localização dos fluidos é um importante fator para proceder ao dimensionamento do equipamento, e depois de feita uma análise das melhores opções, tendo em conta a viscosidade do óleo, a pressão elevada do isopentano, e o facto deste último sofrer sobreaquecimento, foi decidido então colocar o fluido frio – Isopentano (R601a) – no interior dos tubos, que sofre evaporação, enquanto o fluido quente – *Therminol 59* – no lado da carcaça. Igualmente importante, é o sentido de escoamento dos fluidos, sendo que se optou por os fazer circular em sentidos contrários. Caso o escoamento no exterior seja axial diz-se que o modo de circulação é axial em contra-corrente, se este for cruzado a designação é escoamento cruzado em contra-corrente.

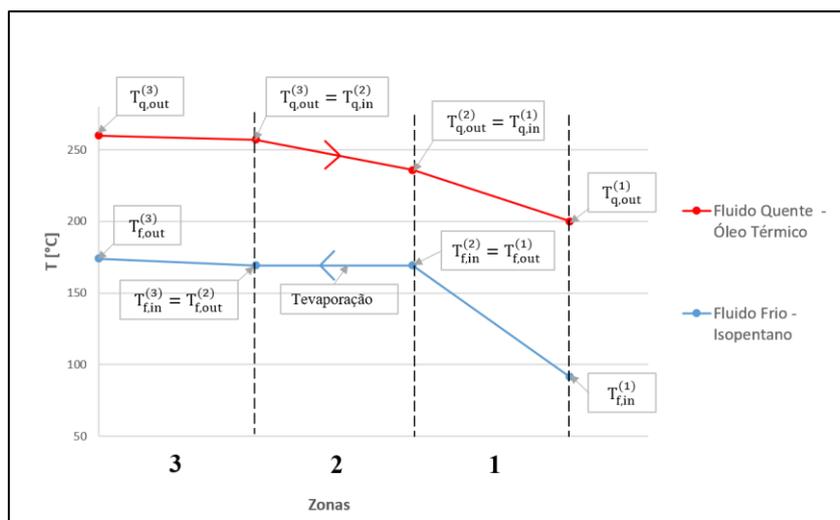
Ainda sobre as características dos fluidos, existe um fator que será posteriormente importante para os cálculos: o fator de incrustação –  $R_f$ . Este fator reflete a acumulação de depósitos dos fluidos nas superfícies de transferência de calor, e varia ao longo da vida de um permutador. Segundo a bibliografia consultada, o isopentano pode ser considerado um fluido não incrustante portanto considerou-se um valor de  $0 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$  [23]. Por outro lado, considerou-se um fator de incrustação de  $0,00018 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$  [24] para o óleo térmico, visto que apesar de o *Therminol* ser um óleo suscetível de resistir a incrustação, com a utilização do equipamento e com a possibilidade de existirem locais junto à superfície do equipamento onde a temperatura é superior ao limite permitido pelo óleo, a acumulação de resíduos pode vir a acontecer.

Relativamente ao material de construção do permutador, os mais comuns neste tipo de equipamentos são o cobre, o aço carbono, e o aço inoxidável. O aço de carbono para além de ser boas propriedades do ponto de vista mecânico e tecnológico – facilidade em soldar –, não tem um custo elevado, sendo a principal opção para o tipo de material dos tubos. No entanto, apesar do isopentano não ser considerado um fluido corrosivo, visto o

trabalho estar integrado num projeto experimental, onde novos fluidos podem ser estudados, o aço inoxidável foi o escolhido, dado a sua resistência à corrosão. Dentro dos aços inoxidáveis, selecionou-se o AISI 304, que é normalmente utilizado em muitas indústrias (química, refinaria de petróleo, ...) mas, mais importante em permutadores de calor [25].

### 3.2. Parte Geral do Modelo (I): Zonas do Permutador

Precedentemente foi referido que o processo de evaporação estaria dividido em 3 fases, e que o fluido frio seria dividido em estados físicos diferentes – líquido, bifásico, vapor. Assim, durante o dimensionamento, os cálculos foram todos efetuados para 3 zonas diferentes, sendo que no fim estas são todas adicionadas de forma a dar o tamanho total do permutador. Na Figura 3.1 é apresentado um gráfico esquemático da divisão das diferentes zonas, relativamente à temperatura, mas sem valores concretos.



**Figura 3.1.** Gráfico esquemático da divisão das diferentes zonas, relativamente à temperatura dos fluidos [Zona 1 – Isopentano no estado líquido; Zona 2 – Isopentano no estado de mistura bifásica; Zona 3 – Isopentano no estado de vapor.].

A zona 1 corresponde à entrada do isopentano nos tubos, enquanto ainda se encontra no estado líquido, assim como à saída do óleo térmico da carcaça. No que diz respeito à zona 3, esta corresponde à saída do isopentano (vapor) dos tubos e à entrada do óleo na parte da carcaça.

### 3.3. Condições de Projeto Impostas

O dimensionamento do evaporador só é possível ser realizado se inicialmente for efetuada uma análise dos dados de entrada, sendo que estes *inputs* foram retirados de uma análise paramétrica efetuada para o projeto de mini cogeração, em que o cenário é o mais pessimista.

Da análise paramétrica do projeto os valores retirados foram as temperaturas a que os fluidos frio e quente entram e saem do evaporador, a pressão do isopentano à saída da bomba  $P_1$ , e o caudal mássico deste. Estes dados podem ser vistos na Tabela 3.1.

**Tabela 3.1.** Dados de entrada para o dimensionamento do evaporador.

Fluido	Variável	Valor
<b>Óleo Térmico</b>	$T_{q,in}^{[EHE]} = T_{q,in}^{(3)}$	260 °C
	$T_{q,out}^{[EHE]} = T_{q,out}^{(1)}$	200 °C
<b>Isopentano</b>	$T_{f,in}^{[EHE]} = T_{f,in}^{(1)}$	91,4 °C
	$T_{f,out}^{[EHE]} = T_{f,out}^{(3)}$	174,1 °C
	$\dot{m}_f$	0,447 [kg/s]
	$p_{f,out}^{[P1]} = p_{f,in}^{(1)}$	2550 [kPa]

Inicialmente, os valores correspondentes à temperatura do óleo à entrada e saída do evaporador era, respetivamente, de 200 °C e 140 °C. No entanto, uma vez que o permutador do tipo carcaça e tubos suporta maiores temperaturas de operação relativamente ao tipo de placas, e também devido ao facto de que com o aumento de  $\Delta T_{ml}$  a área de transferência de calor diminui, as temperaturas do óleo passaram a ser aquelas apresentadas na Tabela 3.1.

### 3.4. Parte Geral do Modelo (II): Equações Básicas

Com os dados fornecidos na Tabela 3.1, os cálculos básicos para dar início ao dimensionamento podem ser efetuados.

Primeiramente, a potência transferida pelo isopentano é possível calcular através da equação (3.1), e uma vez que se considera que não existem perdas, temos igualmente a potência transferida pelo óleo térmico.

$$\dot{Q}_f^{(i)} = \dot{m}_f \times (h_{f,out}^{(i)} - h_{f,in}^{(i)}) = \dot{Q}_q^{(i)} = \dot{m}_q \times (h_{q,in}^{(i)} - h_{q,out}^{(i)}), \text{ com } i = 1,2,3 \quad (3.1)$$

Para se poder proceder a este cálculo de potência e posteriormente ao cálculo do caudal mássico do óleo térmico [equação (3.8)] –  $\dot{m}_q$  –, é necessário calcular a entalpia –  $h$  –, e para tal, saber em que temperaturas ocorre a separação das zonas, ou seja, é fundamental saber a temperatura de saturação do isopentano. Com a utilização do programa EES – *Engineering Equation Solver* –, que permite a resolução de equações algébricas e diferenciais, devolvendo depois o valor pretendido à variável em questão, verificou-se que a temperatura de saturação é de 169,2°C, e ao indicar a fração de vapor de cada zona (1 – 0%; 2 – 100%) e a pressão de entrada do fluido retirou-se os valores de entalpia para o isopentano. Seguidamente, com as equações (3.2) e (3.3), é claro o cálculo destas propriedades na entrada e saída de cada zona.

$$T_{f,out}^{(i)} = T_{f,in}^{(i+1)}, \text{ com } i = 1,2 \quad (3.2)$$

$$h_{f,out}^{(i)} = h_{f,in}^{(i+1)}, \text{ com } i = 1,2 \quad (3.3)$$

Para o cálculo das temperaturas do óleo térmico, é necessário fazer o processo inverso, ou seja, parte-se das potências já calculadas e retira-se o valor de entalpia através das equações (3.4) e (3.5). As temperaturas correspondentes às entalpias retiradas pelas equações anteriores, foram obtidas pela equação da propriedade da entalpia que se encontra no anexo A. Por fim retiram-se as restantes temperaturas e entalpias pelas equações (3.6) e (3.7).

$$h_{q,out}^{(3)} = h_{q,in}^{(3)} - \frac{\dot{Q}^{(3)}}{\dot{m}_q} \quad (3.4)$$

$$h_{q,out}^{(2)} = h_{q,out}^{(1)} + \frac{\dot{Q}^{(1)}}{\dot{m}_q} \quad (3.5)$$

$$T_{q,out}^{(i)} = T_{q,in}^{(i-1)}, \text{ com } i = 2,3 \quad (3.6)$$

$$h_{q,out}^{(i)} = h_{q,in}^{(i-1)}, \text{ com } i = 2,3 \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_q = \frac{\dot{Q}}{h_{q,in}^{(3)} - h_{q,out}^{(1)}}. \quad (3.8)$$

Um outro fator a ter em atenção para o estudo do permutador, é a sua efetividade, e para tal poder ser calculada é necessário primeiramente ter acesso aos valores da capacidade calorífica de ambos os fluidos. Como na zona 2 ocorre a evaporação do isopentano, o  $C_q$  tem um valor muito inferior a  $C_f$ , uma vez que este último tende para  $\infty$ . Para as restantes zonas esta propriedade é calculada da seguinte forma:

$$C_f^{(i)} = \dot{m}_f \times \left[ \frac{h_{f,out}^{(i)} - h_{f,in}^{(i)}}{T_{f,out}^{(i)} - T_{f,in}^{(i)}} \right], \text{ com } i = 1,3 \quad (3.9)$$

$$C_q^{(i)} = \dot{m}_q \times \left[ \frac{h_{q,in}^{(i)} - h_{q,out}^{(i)}}{T_{q,in}^{(i)} - T_{q,out}^{(i)}} \right], \text{ com } i = 1,2,3. \quad (3.10)$$

O cálculo da efetividade é feito através de  $\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}}$ , sendo que as capacidades caloríficas a usar vão depender de qual o maior valor destas em cada zona, se o correspondente ao fluido frio, se ao quente. As equações (3.11) e (3.12) apresentam o procedimento para o cálculo das eficiências.

$$\text{Se } C_f^{(i)} < C_q^{(i)} \rightarrow \varepsilon^{(i)} = \frac{h_{q,in}^{(i)} - h_{q,out}^{(i)}}{h_f^{(i)} - h_{f,in}^{(i)}}, \text{ com } i = 1,2,3; h_f^{(i)} \grave{a} T_{q,in}^{(i)} \text{ e com } p_{f,out} \quad (3.11)$$

$$\text{Se } C_q^{(i)} < C_f^{(i)} \rightarrow \varepsilon^{(i)} = \frac{h_{f,out}^{(i)} - h_{f,in}^{(i)}}{h_{q,in}^{(i)} - h_{q,out}^{(i)}}, \text{ com } i = 1,2,3; h_q^{(i)} \grave{a} T_{f,in}^{(i)} \quad (3.12)$$

Uma vez que o permutador se encontra dividido por zonas, a efetividade média total –  $\bar{\varepsilon}$  – é determinada pelo conjunto de equações que englobam a potência e a efetividade de cada zona, e a potência total:

$$\dot{Q} = \sum_{i=1}^3 \dot{Q}^{(i)} \quad (3.13)$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\sum_{i=1}^3 \dot{Q}^{(i)} \times \varepsilon^{(i)}}{\dot{Q}}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (3.14)$$

O dimensionamento do permutador é feito particularmente pela equação (3.15), e para tal é essencial a diferença média logarítmica da temperatura –  $\Delta T_{ml}$  –, calculado pela

equação (3.17) , sendo que no caso de o permutador ser de passagens múltiplas ou de escoamento cruzado, será necessário um fator de correção – F. A equação necessária para o cálculo de F pode ser encontrada no anexo B. No caso do escoamento não ser cruzado, F assume o valor 1, logo  $\Delta T_m = \Delta T_{ml}$ .

$$\dot{Q}^{(i)} = U^{(i)} \times A^{(i)} \times \Delta T_m^{(i)}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (3.15)$$

$$\Delta T_m^{(i)} = F^{(i)} \times \Delta T_{ml}^{(i)}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (3.16)$$

$$\Delta T_{ml}^{(i)} = \frac{(T_{q,in}^{(i)} - T_{f,out}^{(i)}) - (T_{q,out}^{(i)} - T_{f,in}^{(i)})}{\ln \left( \frac{T_{q,in}^{(i)} - T_{f,out}^{(i)}}{T_{q,out}^{(i)} - T_{f,in}^{(i)}} \right)}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (3.17)$$

Dado que um dos objetivos principais em termos de dimensionamento é a obtenção do comprimento do equipamento, este pode ser alcançado uma vez conhecido o coeficiente global de transferência de calor – U [W/m<sup>2</sup>K] –, por intermédio da área de transferência de calor – A – [Equações (3.18), (3.19) e (3.20)]. Para a obtenção destes dois parâmetros decidiu-se efetuar o cálculo com recurso à superfície exterior dos tubos (A<sub>e</sub>), sendo que o desenvolvimento completo da equação (3.18) encontra-se no apêndice B. Ter em consideração também que as potências e áreas de transmissão de calor são relativas a todo o permutador, ou seja, a potência é a total em cada zona e a área já considera o número de tubos.

$$U_e^{(i)} = \left[ \frac{D_{to}}{h_f^{(i)} D_{ti}} + \frac{D_{to} R_{f,f}^{(i)}}{D_{ti}} + \frac{D_{to} \ln(r_e/r_i)}{2k^{(i)}} + R_{f,q}^{(i)} + \frac{1}{h_q^{(i)}} \right]^{-1}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (3.18)$$

$$A_e^{(i)} = \frac{\dot{Q}^{(i)}}{U_e^{(i)} \Delta T_m^{(i)}}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (3.19)$$

$$L^{(i)} = \frac{A_e^{(i)}}{\pi D_{to} N_t}, \text{ com } i = 1, 2, 3 \quad (3.20)$$

### 3.4.1. Resultados do Cálculo Preliminar com as Condições de Projeto Impostas

Uma vez que na secção anterior foram expostas as equações usadas para o cálculo inicial dos *inputs*, serão apresentadas nas tabelas seguintes os resultados obtidos, estando estes divididos em zonas.

**Tabela 3.2.** Valores obtidos para o caudal mássico do óleo [kg/s], e para a potência total transferida [kW].

Variável	Resultado
$\dot{m}_q$ [kg/s]	1,22
$\dot{Q}$ [kW]	182,06

**Tabela 3.3.** Valores obtidos para as temperaturas [°C] de entrada e saída de cada zona, de ambos os fluidos.

Zonas (i)	$T_{f,in}^{(i)}$	$T_{f,out}^{(i)}$	$T_{q,in}^{(i)}$	$T_{q,out}^{(i)}$
1	91,4	169,2	235,5	200,0
2	169,2	169,2	256,9	235,5
3	169,2	174,1	260,0	256,9

Os valores para a diferença média-logarítmica da temperatura, no caso de escoamento axial –  $\Delta T_{ml}$  –, e no caso de escoamento cruzado –  $\Delta T_m$  –, encontram-se apresentados de seguida, tendo sido calculados pela equação (3.17) apresentada anteriormente.

**Tabela 3.4.** Valores obtidos para a diferença-média logarítmica [°C].

Zonas (i)	$\Delta T_{ml}^{(i)}$	$\Delta T_m^{(i)}$
<b>1</b>	85,7	85,5
<b>2</b>	76,5	76,5
<b>3</b>	86,8	86,8

**Tabela 3.5.** Valores obtidos para a entalpia [kJ/kg], correspondentes às temperaturas da Tabela 3.3, para ambos os fluidos.

Zonas (i)	$h_{f,in}^{(i)}$	$h_{f,out}^{(i)}$	$h_{q,in}^{(i)}$	$h_{q,out}^{(i)}$
<b>1</b>	-186,00	54,86	567,51	479,19
<b>2</b>	54,86	200,20	620,81	567,51
<b>3</b>	200,20	221,30	628,55	620,81

**Tabela 3.6.** Valores obtidos para a potência [kW] de cada zona.

Zonas (i)	$\dot{Q}^{(i)}$
<b>1</b>	107,66
<b>2</b>	64,97
<b>3</b>	9,43

A potência respetiva à região 1 é consideravelmente superior, devido ao facto de ser nesta zona que se encontra a maior variação de entalpia para ambos os fluidos.

A Figura 3.1, que expõe a divisão de zonas, meramente para identificação destas, pode agora ser recuperada com a identificação das temperaturas nos devidos locais – Figura 3.2 – e em função da potência de cada zona. Ao longo do fenómeno de evaporação a temperatura permanece constante, temperatura de saturação –  $T_{sat}$  –, tendo como valor 169,2 °C.

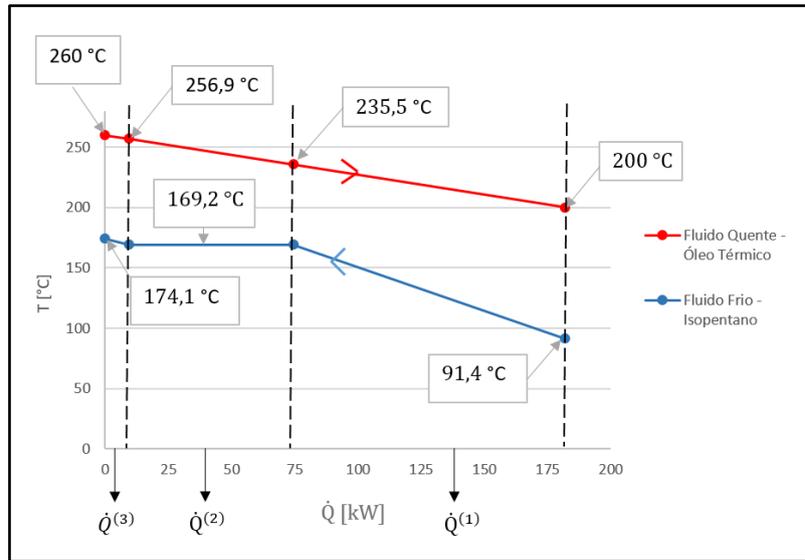


Figura 3.2. Gráfico das temperaturas dos fluidos em função das potências de cada zona.

Tabela 3.7. Valores da taxa de transporte da capacidade calorífica [kJ/K·s], em cada zona.

Zonas (i)	$C_f^{(i)}$	$C_q^{(i)}$
1	1,38	3,034
2	$\infty$	3,034
3	1,93	3,034

Tabela 3.8. Valores obtidos de entalpia [kJ/kg], usados no calculo da efetividade.

Zonas (i)	$h_f^{(i)}(T_{q,in}, p_{f,out})$	$h_q^{(i)}(T_{f,in})$
1	408,6	208,86
2	469,5	402,51
3	478,4	402,51

Tabela 3.9. Valores obtidos para a efetividade das diferentes zonas.

Zonas (i)	$\epsilon^{(i)}$
1	0,15
2	0,67
3	0,03

Aplicando as equações (3.13) e (3.14) mencionadas anteriormente, obtém-se o valor da efetividade média total do permutador ( $\bar{\epsilon}$ ), que nestas condições, é aproximadamente, de 0,33. Relativamente, ao valor da efetividade obtido para o permutador de evaporação de placas, o agora obtido é ligeiramente inferior. Tal acontece devido ao aumento da temperatura do óleo à entrada do permutador. Este aumento de temperatura faz com que o óleo apresentasse um maior conteúdo energético para a mesma quantidade de energia transferida para o fluido de trabalho, o que resultou numa menor efetividade do permutador.

Por fim, quanto ao fator F, os resultados serão expostos na Tabela 3.10. Na zona (2), como é sabido tratar-se da zona de evaporação, F toma o valor 1, uma vez que a variação de temperatura do isopentano é nula. Ter em consideração que este termo será apenas aplicado no caso do escoamento na carcaça ser cruzado.

**Tabela 3.10.** Valores obtidos para o fator F [anexo B], no caso de escoamentos.

Zona (i)	$P_1^{(i)}(k)$	$R_1^{(i)}$	$NTU^{(i)}$	$NTU_1^{(i)}$	$K^{(i)}$	$P_1^{(i)}(k + 1)$	$F^{(i)}$
<b>1</b>	0,149	0,456	0,167	0,167	0,154	0,149	0,9979
<b>2</b>	-	-	-	-	-	-	1
<b>3</b>	0,028	0,637	0,028	0,028	0,028	0,028	0,9999

## 4. PARTE ESPECÍFICA DO MODELO (I): ESCOAMENTO INTERNO

Feita a análise dos dados de entrada, para prosseguir com o processo de dimensionamento será necessário efetuar o estudo do escoamento que ocorre no interior dos tubos. Este estudo será levado a cabo tendo em consideração os seguintes diâmetros normalizados [26], e que são objetivamente para tubos de permutadores de calor:

- $D_{to} = 9,525 \text{ mm}$ ;  $D_{ti} = 7,697 \text{ mm}$
- $D_{to} = 12,7 \text{ mm}$ ;  $D_{ti} = 10,872 \text{ mm}$
- $D_{to} = 15,875 \text{ mm}$ ;  $D_{ti} = 14,047 \text{ mm}$
- $D_{to} = 19,05 \text{ mm}$ ;  $D_{ti} = 17,222 \text{ mm}$

Para casos em que fator de incrustação no interior dos tubos é considerado, o diâmetro mínimo recomendado a utilizar teria de ser superior a 19,05 mm [7].

### 4.1. Escoamento Monofásico

Dos géneros de estados existentes no interior dos tubos, a zona 1 e a zona 3 são escoamentos monofásicos, representando, respetivamente, o isopentano no estado líquido e no estado de vapor. Visto que o tipo de escoamento é o mesmo, as equações implementadas para os cálculos são as mesmas.

Como referido na secção 2.3 – Permutadores de Carcaça e Tubos de Evaporação –, para além das equações se alterarem conforme o regime de escoamento, estas são igualmente diferentes conforme a utilização de tubos rugosos ou lisos.

De forma a identificar o tipo de escoamento, o Reynolds terá de ser cálculo [equação (4.3)], sendo que este precisará da velocidade do fluido. Esta velocidade é calculada através de um conjunto de equações que englobam a densidade, caudal volúmico e mássico, e área transversal [equações (4.1) e (4.2)].

$$Q_{\text{tubo}}^{(i)} = \frac{\dot{m}_f}{\rho^{(i)}} \text{ [m}^3/\text{s]}, \text{ com } i = 1,3 \quad (4.1)$$

$$v^{(i)} = \frac{Q_{\text{tubo}}^{(i)}}{A_t} \text{ [m/s]}, \text{ com } i = 1,3 \quad (4.2)$$

$$\text{Re}^{(i)} = \frac{\rho^{(i)} D_h v^{(i)}}{\mu^{(i)}}; \text{Pr}^{(i)} = \frac{c_p^{(i)} \mu^{(i)}}{k^{(i)}}, \text{ com } i = 1,3 \quad (4.3)$$

No caso do escoamento ser identificado como laminar ( $\text{Re} < 2300$ ), a correlação a implementar para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção é a de Sieder e Tate [19]:

$$\text{Nu}^{(i)} = 1,86 \left( \frac{D_h}{L^{(i)}} \cdot \text{Re}^{(i)} \cdot \text{Pr}^{(i)} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14^{(i)}}; \quad (4.4)$$

$$0,60 \leq \text{Pr}^{(i)} \leq 5 \text{ e } 0,0044 \leq \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{(i)} \leq 9,75, \text{ com } i=1,3$$

sendo que no caso de uma conduta circular, o diâmetro hidráulico será o diâmetro interno –  $D_{ti}$ . Posto que será necessário o uso do comprimento ( $L$ ) para efetuar o cálculo do Nusselt, o dimensionamento será desenvolvido então num processo de iteração, descrito posteriormente na dissertação. Caso o valor obtido seja inferior a 3,66, usar este valor para os restantes cálculos.

Ao contrário do que acontece com o regime laminar, caso o escoamento seja turbulento ou se encontre em transição, importa considerar o tipo de superfície interior do tubo (lisa ou rugosa), sendo que a condição que foi considerada para perceber que tipo de correlação usar é  $\frac{\varepsilon_r}{D_{ti}}$ . Quando o valor da condição for superior a 0,0021 usa-se as correlações para tubos rugosos, enquanto que se o valor for inferior as correlações para tubos lisos são implementadas. O valor da rugosidade absoluta –  $\varepsilon_r$  – do aço de inoxidável foi dado como 0,045 mm [27].

• **Tubos de superfícies lisas**

$$Nu^{(i)} = \frac{\left(\frac{f^{(i)}}{2}\right) (Re^{(i)} - 1000) Pr^{(i)}}{1 + 12,7 \left(\frac{f^{(i)}}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}; \quad (4.5)$$

$0,5 \leq Pr^{(i)} \leq 2000; 2300 < Re^{(i)} < 5 \times 10^6$ , com  $i = 1,3$  (Gnielinski [18]),

com o fator de fricção a variar conforme o número de Reynolds:

➤ Segundo Techo et al [18].

$$\frac{1}{\sqrt{f^{(i)}}} = 1,7372 \cdot \ln\left(\frac{Re^{(i)}}{1,964 \cdot \ln(Re^{(i)}) - 3,8215}\right); \quad (4.6)$$

com  $10^4 < Re^{(i)} < 10^7$ , com  $i = 1,3$

➤ Segundo Colebrook [18]:

$$\frac{1}{\sqrt{f^{(i)}}} = 1,5635 \cdot \ln\left(\frac{Re^{(i)}}{7}\right); \text{ com } 4000 < Re^{(i)} < 10^7, \text{ com } i = 1,3 \quad (4.7)$$

• **Tubos de superfícies rugosas**

O fator de fricção é calculado através da correlação sugerida por Haaland [18]:

$$\frac{1}{\sqrt{f^{(i)}}} = 3,4735 - 1,5635 \ln\left(\left(\frac{\varepsilon_r}{r_i}\right)^{1,11} + \frac{63,6350}{Re^{(i)}}\right); \quad (4.8)$$

$4000 < Re^{(i)} < 10^8; 2 \times 10^{-8} < \frac{\varepsilon_r}{r_i} < 0,1$ , com  $i = 1,3$

➤ Correlação de Martinelli [18] para regime de transição ( $Re < 10^4$ ):

$$Nu^{(i)} = \frac{Re^{(i)} Pr^{(i)} \sqrt{f^{(i)}/2}}{5 \left[ Pr^{(i)} + \ln(1 + 5Pr^{(i)}) + 0,5 \ln\left(\frac{Re^{(i)} \sqrt{\frac{f^{(i)}}{2}}}{60}\right) \right]}, \text{ com } i = 1,3 \quad (4.9)$$

- Correlação de Gowen e Smith [18] para regime turbulento ( $10^4 < Re < 5 \times 10^4$ )

$$Nu^{(i)} = \frac{Re^{(i)} Pr^{(i)} \sqrt{\frac{f^{(i)}}{2}}}{4,5 + \left[ 0,155 \ln \left( Re^{(i)} \sqrt{\frac{f^{(i)}}{2}} \right)^{0,54} + \sqrt{\frac{2}{f^{(i)}}} \right] \sqrt{Pr^{(i)}}}; \quad (4.10)$$

$$0,0021 < \frac{\varepsilon_r}{D_h} < 0,095; 0,7 < Pr^{(i)} < 14,3, \text{ com } i = 1,3$$

Depois de calcular o número de Nusselt, a equação (4.11) é utilizada para efetuar o cálculo do coeficiente de transferência de calor do isopentano.

$$h_f^{(i)} = \frac{Nu^{(i)} \cdot k^{(i)}}{D_h}, \text{ com } i = 1,3 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]} \quad (4.11)$$

Todas estas correlações mencionadas anteriormente são para aplicar à zona (1) (líquido) e à zona (3) (vapor), sendo que as variáveis como o Reynolds e o fator de fricção, vão depender do valor das propriedades no respetivo estado, como a condutividade térmica –  $k$  –, a densidade, a viscosidade dinâmica, o número de Prandtl. Para o cálculo destas propriedades, a temperatura usada foi a temperatura média do fluido, ou seja, a média entre a temperatura de entrada e de saída da respetiva zona –  $\bar{T}_f^{(i)}$ , com os valores obtidos através do EES. No entanto, para a equação (4.4), é necessário a viscosidade dinâmica à temperatura da superfície interna, sendo que esta é calculada através das equações expostas no apêndice A.

A perda de carga no interior dos tubos [28] é igualmente um fator importante no processo a decorrer, esperando-se que a perda existente na zona bifásica seja superior à existente na zona só de vapor, assim como nesta superior à zona líquida, visto que quanto mais turbulento for o escoamento mais perda de carga existe.

$$\Delta P_{\text{tubo}}^{(i)} = \frac{2f^{(i)} \rho^{(i)} v^{2(i)} L^{(i)}}{g_c D_h}, \text{ com } i = 1,3 \quad (4.12)$$

$$f = \begin{cases} \frac{64}{Re^{(i)}} & \text{se } Re^{(i)} < 2300 \\ \text{Equação (4.6), (4.7) ou (4.8)} & \text{se } 2300 < Re^{(i)} < 10^4 \text{ ou } Re^{(i)} > 10^4 \end{cases}$$

Feita uma análise aos resultados, mesmo antes de efetuado o processo iterativo, constatou-se que o coeficiente de transferência de calor interno da zona (3) é ligeiramente superior ao coeficiente da zona (1). Tipicamente, o menor coeficiente encontra-se na zona totalmente vaporizada, devido à baixa condutividade do vapor relativamente ao líquido, no entanto, esta situação atípica no projeto deve-se ao baixo caudal mássico do isopentano, o que leva a baixas velocidades, mesmo com  $v_f^{(3)} > v_f^{(1)}$ . Assim, apesar das diferenças de valor na condutividade, esta não é suficiente para ter um coeficiente convectivo superior no líquido.

## 4.2. escoamento Bifásico

Efetuada o estudo referente ao escoamento monofásico, segue-se então a análise à zona (2) – escoamento bifásico – com o método de Kandlikar [17]. Como referido no capítulo 2, o coeficiente de transferência de calor resulta da comparação do coeficiente de ebulição convectiva –  $h_{cb}$  – com o coeficiente de ebulição nucleada –  $h_{nb}$  –, sendo caracterizada por alterações rápidas do estado líquido para o estado vapor [16]. A equação para a determinação de  $h_f^{(2)}$  está apresentada de seguida.

$$h_f^{(2)} = h_f = \text{máx}\{h_{nb}; h_{cb}\} \quad (4.13)$$

A ebulição nucleada representa o regime de formação das bolhas, onde o coeficiente de transferência de calor vê o seu valor a aumentar devido aos movimentos, sendo este efeito essencialmente devido a efeitos de convecção natural. A correlação utilizada para o cálculo deste coeficiente encontra-se exposta na equação (4.14).

$$h_{nb} = (0,6683Co^{-0,9}f_{Frlo} + 1058Bo^{0,7}F_{f,l})(1 - x)^{0,8}h_{l0} \quad (4.14)$$

No projeto, uma vez que o isopentano é injetado para o interior dos tubos através da bomba  $P_1$ , estamos perante ebulição com convecção forçada, sendo a equação dada pela seguinte expressão:

$$h_{cb} = (1,136Co^{-0,9}f_{Frlo} + 667,2Bo^{0,7}F_{f,l})(1 - x)^{0,8}h_{l0} \quad (4.15)$$

O coeficiente convectivo –  $h_{10}$  –, que representa o coeficiente para o fluido totalmente no estado líquido durante a mistura bifásica, depende do nº de Reynolds do fluido que ainda está no estado líquido –  $Re_{10}$ , sendo a expressão apresentada na equação (4.16).

$$h_{10} = \begin{cases} \frac{\frac{f}{2}(Re_{10} - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \frac{k_l}{D_{ti}} & \text{se } 10^4 < Re_{10} < 5 \times 10^6 \\ \frac{\left(\frac{f}{2}\right) Re_{10} Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \frac{k_l}{D_{ti}} & \text{se } 1600 < Re_{10} < 10^4 \\ 3,66 \frac{k_l}{D_{ti}} & \text{se } Re_{10} \leq 1600 \end{cases} \quad (4.16)$$

Existem outras variáveis importantes para o cálculo das equações acima citadas, das quais o nº convectivo –  $Co$  –, o nº de ebulição –  $Bo$  –, o nº de Froude –  $Fr_{lo}$  –, o multiplicador do nº de Froude –  $f_{Fr_{lo}}$  –, o parâmetro fluido-superfície –  $F_{f,l}$  – [29], e por fim o fator de fricção. Este último é calculado através das equações (4.6), (4.7) ou (4.8). Quanto aos outros parâmetros, estes são calculados através das correlações seguintes.

- Nº convectivo:

$$Co = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} ; 0,001 < x < 0,95 \quad (4.17)$$

com  $x$  representando a qualidade de vapor, ou seja, a percentagem de vapor que existe no escoamento. O valor da fração de vapor deve-se encontrar dentro do intervalo [0,001;0,95] [29]. Assim, ao longo dos cálculos efetuados para a zona (2) do escoamento interno, em que é necessário a utilização do valor da qualidade de vapor, este tomará o valor de 0,5 uma vez que se trata de um escoamento bifásico.

- N° de ebulição:

$$Bo = \frac{q''}{G \cdot h_{fg}} = \frac{\frac{\dot{Q}}{A_{s,i}}}{\frac{\dot{m}}{At} \cdot h_{fg}}, \quad (4.18)$$

sendo G, a velocidade de massa [ $\text{kg/s} \cdot \text{m}^2$ ], que é calculada através do caudal mássico e da área transversal do tubo. Uma vez que este é um cálculo a efetuar para o escoamento bifásico, a potência e o comprimento a usar no cálculo de  $q''$  correspondem aos valores obtidos para a zona (2). Visto que o n° de ebulição é uma constante relacionada com a evaporação, os cálculos da equação (4.18) têm em consideração apenas 1 tubo. Como no cálculo da área de superfície interna é necessário usar o comprimento da zona (2), esta equação será igualmente introduzida no processo de iteração.

- N° de Froude (do fluido ainda no estado líquido):

$$Fr_{lo} = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_h} \quad (4.19)$$

- Multiplicador do n° de Froude:

$$f_{Fr_{lo}} = \begin{cases} 1 & \text{se } Fr_{lo} > 0,04 \text{ (verticais)} \\ (25Fr_{lo})^{0,3} & \text{se } Fr_{lo} < 0,04 \text{ (tubos horizontais)} \end{cases} \quad (4.20)$$

- Parâmetro fluido – superfície:

$$F_{f,l} = \begin{cases} 1 & \text{se tubos em aço inoxidável} \\ 1,63 & \end{cases}, \quad (4.21)$$

sendo que na tabela fornecida por [29] apesar de não se encontrar o isopentano (R601a), encontra-se o fluido R134a, que sendo usado como fluido refrigerante, admite 1,63 como valor deste parâmetro.

Tal como no escoamento monofásico, também neste é necessário calcular a perda de carga. Nesta zona, a perda de carga total é a soma de três parâmetros de perda de carga [30]:  $\Delta P_f$  – Perda de carga por fricção dos dois estados físicos,  $\Delta P_m$  – Perda de carga por mudança de impulso (variações de velocidade),  $\Delta P_g$  – Perda de carga por gravidade. Assim a perda de carga no interior dos tubos será feita através da equação (4.22).

$$\Delta P_{\text{tubo}}^{(2)} = \Delta P_f + \Delta P_m + \Delta P_g \quad (4.22)$$

Relativamente à posição do permutador, as correlações até agora apresentadas não têm em consideração se o permutador se encontra instalado verticalmente ou horizontalmente. Contudo, o parâmetro da perda de carga por gravidade, mencionado na equação (4.22), apenas é aplicado em equipamento verticais, e uma vez que no processo de dimensionamento considerou-se um equipamento instalado horizontalmente,  $\Delta P_g$  assume o valor zero.

As restantes equações que levam ao cálculo de  $\Delta P_f$  e  $\Delta P_m$  encontram-se exposta no anexo C.

Nas equações apresentadas nesta secção, existem propriedades, como a viscosidade, a densidade e a condutividade do fluido, que requerem ser calculadas individualmente para o estado líquido e para o estado de vapor –  $\rho_l, \rho_v, \mu_l, \mu_v, k_l$ . Assim, acedendo ao programa EES, insere-se a temperatura de saturação –  $T_{\text{sat}}$  – e a fração de vapor ( $x=1$  ou  $x=0$ ) e retira-se o valor pretendido.

Ao longo das equações utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do escoamento interno, o diâmetro hidráulico corresponde ao diâmetro interno dos tubos, visto tratar-se de uma secção circular.

## 5. PARTE ESPECÍFICA DO MODELO (II): ESCOAMENTO EXTERNO

O escoamento externo, como mencionado anteriormente, pode ser classificado como escoamento axial ao longo dos tubos, ou como escoamento cruzado. Assim, no processo de dimensionamento, procedeu-se inicialmente ao estudo de um permutador sem defletores, de forma a concluir se sem o uso destes a área e o comprimento teriam valores ótimos.

Tal como acontece no escoamento interno, também no externo existem propriedades e variáveis que necessitam de ser calculadas tendo em consideração a temperatura da superfície. Neste caso a temperatura a ter em atenção é a temperatura da superfície externa, ou seja, do lado do óleo –  $T_{s,e}$  –, que é igualmente calculada por intermédio das equações do apêndice A.

Um aspeto importante a ter nos cálculos que se seguem, é que apesar de que no lado exterior dos tubos, o estado físico do óleo seja sempre o mesmo, uma vez que no interior dos tubos os cálculos foram efetuados por zonas, o mesmo sistema será utilizado no escoamento externo.

### 5.1. Escoamento Axial

Com o objetivo de obter o valor do comprimento e da área de transferência de calor é necessário o cálculo do coeficiente de convecção do lado da carcaça, sendo que para tal é imprescindível o diâmetro hidráulico a utilizar. Contudo, devido à escassa bibliografia relativamente a escoamentos axiais em permutadores de carcaça e tubos, decidiu-se efetuar uma análise separada entre diferentes métodos de cálculo do  $D_h$ , comparando posteriormente os resultados.

Os métodos de cálculo do diâmetro hidráulico dividem-se em 4 diferentes configurações. Primeiramente, é feita a análise através da fórmula do diâmetro hidráulico, que envolve a área transversal do lado da carcaça e o seu perímetro molhado, tendo em consideração também o número total de tubos –  $D_h$  em função do  $N_t$ . Seguidamente,

seguem-se os métodos com as configurações triangulares e quadrangulares, e por fim o método em que é analisado apenas um tubo da carcaça, em que é calculado um diâmetro exterior imaginário, de forma a analisá-lo como um tubo concêntrico.

Uma vez que são muitas as variáveis desconhecidas para se poder iniciar o dimensionamento, é necessário atribuir valores a algumas destas e partir daí para obter o que se pretende. Posto isto, uma das variáveis com valor atribuído é o número de tubos, sendo que a partir deste se pode calcular o diâmetro da carcaça [equação (5.1)] –  $D_c$ .

$$D_c = \sqrt{\frac{N_t 4A1}{\pi CTP}}, \text{ com } A1 = CL \cdot S_T^2 \quad (5.1)$$

Na equação acima apresentada,  $A1$  representa a área projetada da disposição do tubo, sendo que  $CL$  é uma constante relativa à disposição deste. Esta última toma o valor de 0,87 caso a disposição seja triangular, e 1 caso seja quadrangular. Outra constante, inerente na equação é a  $CTP$ , relativa ao número de passagens dos tubos, sendo que assume o valor 0,93 para uma passagem, 0,90 para duas e 0,85 para três [15].

Como dito anteriormente, a bibliografia é relativamente escassa logo foram feitas adaptações quanto às variáveis de convecção, introduzindo-se os fatores de correção em algumas correlações. No entanto, quanto ao cálculo do diâmetro da carcaça ou do número de tubos, visto que a correlação não indica nenhuma dependência da colocação ou não dos defletores, esta é a mesma empregue no estudo do escoamento cruzado [15].

Apesar de no método dos tubos concêntricos e no método do  $D_h$  em função de  $N_t$ , o diâmetro hidráulico não ser calculado através da configuração triangular, dado que esta é a disposição preferível para o processo de dimensionamento optou-se por tal, assumindo-se assim o valor de 0,87 para  $CL$ . Quanto à constante  $CTP$ , esta toma o valor 0,93, dado que se optou por considerar apenas 1 passagem nos tubos.

O cálculo da velocidade do fluido é um fator independente do tipo de método a utilizar, sendo que para o efetuar utilizou-se um conjunto de fórmulas. Iniciou-se por calcular a área transversal por onde escoo o fluido [equação (5.2)], seguindo-se do caudal volúmico [equação (5.3)], e por fim da respetiva velocidade [equação (5.4)].

$$A_{t_o} = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - N_t D_{t_o}^2) \quad (5.2)$$

$$Q^{(i)} = \frac{\dot{m}_q}{\rho^{(i)}} \text{ [m}^3\text{/s]}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (5.3)$$

$$v^{(i)} = \frac{Q^{(i)}}{At_o} \text{ [m/s]}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (5.4)$$

### 5.1.1. Cálculo do Diâmetro Hidráulico em Função do Nº de Tubos

Como referido anteriormente, o cálculo do diâmetro hidráulico é efetuado pela fórmula que relaciona a área transversal com o perímetro molhado – equação (5.5) –, no qual se inclui todos os tubos dentro do permutador. A área transversal utilizada é calculada através da equação acima descrita [equação (5.2)].

$$D_h = \frac{4At_o}{P_{\text{molhado}}} = 4 \frac{\frac{\pi}{4}(D_c^2 - N_t D_{to}^2)}{\pi(D_c - N_t D_{to})} = \frac{D_c^2 - N_t D_{to}^2}{D_c - N_t D_{to}} \quad (5.5)$$

Com o diâmetro hidráulico calculado, procede-se, portanto, à determinação dos coeficientes de transferência de calor. Tal como foi feito no escoamento interno, também as correlações para o externo se dividem conforme o valor do número de Reynolds. Para o caso de um escoamento laminar, a correlação a usar é a proposta por Sieder Tate [20] e que se encontra apresentada na equação (5.6).

$$\begin{aligned} Nu^{(i)} &= 1,86 \left( Re^{(i)} \cdot Pr^{(i)} \frac{D_h}{L^{(i)}} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14^{(i)}} ; Re^{(i)} < 2300; \\ 0,48 &< Pr^{(i)} < 16700; 0,0044 < \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{(i)} < 9,75; \\ \left( Re^{(i)} \cdot Pr^{(i)} \frac{D_h}{L^{(i)}} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14^{(i)}} &> 2, \text{ com } i = 1,2,3 \end{aligned} \quad (5.6)$$

Para o caso de o escoamento se encontrar em transição ou ser turbulento, as correlações a utilizar são sugeridas por Gnielinski ( $2300 < Re < 10^4$ ) e por Petukhov ( $Re > 10^4$ ) [20], com a utilização adicional do fator da variação de propriedades com a temperatura [equação (2.1)], e do fator de correção de entrada para condutas não circulares [equação (2.2)].

$$Nu^{(i)} = \begin{cases} \frac{\frac{f^{(i)}}{2} (Re^{(i)} - 1000) Pr^{(i)}}{1 + 12,7 \left(\frac{f^{(i)}}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{D_h}{L^{(i)}}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,11^{(i)}} & \text{se } 2300 < Re^{(i)} < 10^4 \\ \frac{\frac{f^{(i)}}{2} Re^{(i)} \cdot Pr^{(i)}}{1 + 12,7 \left(\frac{f^{(i)}}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{D_h}{L^{(i)}}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,11^{(i)}} & \text{se } Re^{(i)} > 10^4 \end{cases} \quad (5.7)$$

com o fator de fricção –  $f$  – obtido através da seguinte equação, sugerida por Petukhov.

$$f^{(i)} = 1,58 \ln(Re^{(i)} - 3,28)^{-2}; 2300 < Re^{(i)} < 5E^6; 0,5 < Pr^{(i)} < 200, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (5.8)$$

### 5.1.2. Cálculo do Diâmetro Hidráulico com a Configuração Triangular e Quadrangular

Nos métodos em que o diâmetro hidráulico é determinado baseando-se no tipo de configuração adotada para os tubos, as equações utilizadas são as seguintes:

- Configuração triangular

$$D_h = \frac{4 \left( \frac{\sqrt{3} S_T^2}{4} - \frac{\pi D_{to}^2}{8} \right)}{\frac{\pi D_{to}}{2}} \quad (5.9)$$

- Configuração quadrangular

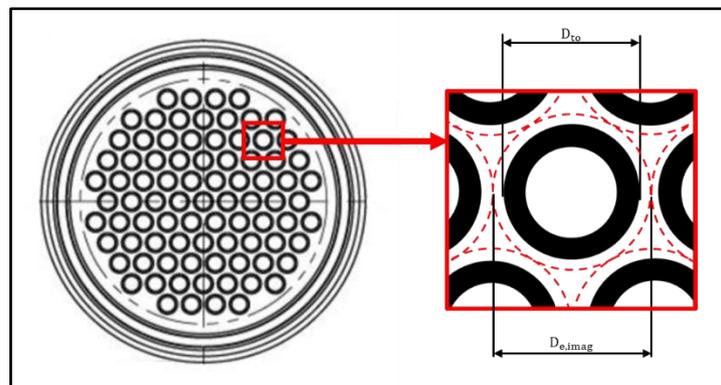
$$D_h = \frac{4 \left( S_T^2 - \frac{\pi D_{to}^2}{4} \right)}{\pi D_{to}} \quad (5.10)$$

Tal como o diâmetro da carcaça, também estas correlações foram retiradas da bibliografia respeitante ao fluxo cruzado [15], mas mais uma vez não existe nenhum fator que venha a inibir o seu uso.

Para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor para o escoamento externo, as equações são as mesmas empregues no método anterior – equações (5.6), (5.7) e (5.8) –, com os dois fatores de correção incluídos.

### 5.1.3. Cálculo do Diâmetro Hidráulico através de Tubos Concêntricos

O método que se baseia na configuração de um tubo concêntrico para calcular o diâmetro hidráulico utiliza, tal como no primeiro método, a equação que relaciona a área transversal com o perímetro molhado [19], mas, no entanto, aqui a análise é efetuada para um tubo concêntrico. Pode-se chamar a este imaginário, dado que é simplesmente figurativo, e observar-se a sua suposta representação através da Figura 5.1.



**Figura 5.1.** Representação dos tubos concêntricos imaginários para a aplicação do método [ $D_{e,imag}$  – Diâmetro exterior imaginário do tubo concêntrico;  $D_{to}$  – Diâmetro exterior dos tubos], adaptado de [31].

De forma a que o estudo seja legítimo, a velocidade a que o óleo térmico flui no tubo concêntrico imaginário terá de ser igual à velocidade dentro da carcaça, sendo que esta é obtida pelas equações (5.11) e (5.12).

$$At_{tubo} = \frac{At_o}{N_t} , \quad (5.11)$$

sendo,  $At_o$  a área total por onde se esco o fluido, como mencionado na secção 5.1.

$$v_{\text{tubo}}^{(i)} = \frac{Q_{\text{tubo}}^{(i)}}{At_{\text{tubo}}}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (5.12)$$

Retomando novamente ao  $D_h$ , este requer o diâmetro do tubo exterior para a sua determinação. Visto que o valor da área transversal do tubo concêntrico imaginário já é conhecida, parte-se da equação da área transversal para 1 tubo para obter o tal diâmetro [equação (5.13)].

$$At_{\text{tubo}} = \frac{\pi}{4} (D_{e,\text{imag}}^2 - D_{to}^2) \Leftrightarrow D_{e,\text{imag}} = \sqrt{\frac{4At_{\text{tubo}}}{\pi} + D_{to}^2} \quad (5.13)$$

Assim o diâmetro hidráulico é obtido pela seguinte fórmula:

$$D_h = D_{e,\text{imag}} - D_{to} \quad (5.14)$$

Ao contrário do que acontece nos métodos anteriores, as equações utilizadas no cálculo do Nusselt para os tubos concêntricos têm uma pequena alteração – Equação (5.15). O fator de correção para condutas não circulares é retirado da equação uma vez que os cálculos são efetuados para tubos concêntricos circulares.

$$Nu^{(i)} = \begin{cases} \frac{\frac{f^{(i)}}{2} (Re^{(i)} - 1000) Pr^{(i)}}{1 + 12,7 \left(\frac{f^{(i)}}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,11^{(i)}} & \text{se } 2300 < Re^{(i)} < 10^4 \\ \frac{\frac{f^{(i)}}{2} Re^{(i)} \cdot Pr^{(i)}}{1 + 12,7 \left(\frac{f^{(i)}}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,11^{(i)}} & \text{se } Re^{(i)} > 10^4 \end{cases} \quad (5.15)$$

Quanto à correlação utilizada para escoamento laminar, aplica-se a mesma equação utilizada para o método de  $D_h$  em função de  $N_t$  – Equação (5.6).

#### 5.1.4. Resultados e Comparações

Com a seleção das equações relativas ao escoamento axial no lado da carcaça, procede-se, portanto, para a obtenção de resultados e a sua posterior comparação.

Visto que em diversas fórmulas o comprimento das zonas (i) era requerido, e que a temperatura das paredes do tubo necessitava de ser calculada por variáveis que seriam o objetivo do dimensionamento, optou-se por um processo de iteração, arbitrando-se inicialmente os valores de comprimento e das temperaturas.

- $L^{(1)}(k) = 1 \text{ m}$
- $L^{(2)}(k) = 0,3 \text{ m}$
- $L^{(3)}(k) = 0,2 \text{ m}$
- $T_{s,q}^{(1)} = T_{s,f}^{(1)} = 172,6 \text{ °C}$
- $T_{s,q}^{(2)} = T_{s,f}^{(2)} = 205,1 \text{ °C}$
- $T_{s,q}^{(3)} = T_{s,f}^{(3)} = 213,9 \text{ °C}$

O comprimento da zona (1) foi arbitrado com um valor superior pois no início do processo, depois de alguns testes, verificou-se que esta zona era a que obtinha maior comprimento, ao contrário da zona 3, que obtinha o menor. Relativamente à temperatura da superfície, esta foi inicialmente calculada através da média entre a temperatura média do óleo e do isopentano em cada zona.

O processo iterativo foi aplicado até que a diferença entre o valor de L da iteração anterior e o da respetiva iteração fosse inferior a 0,001. O esquema da iteração encontra-se representado na Figura 5.2.

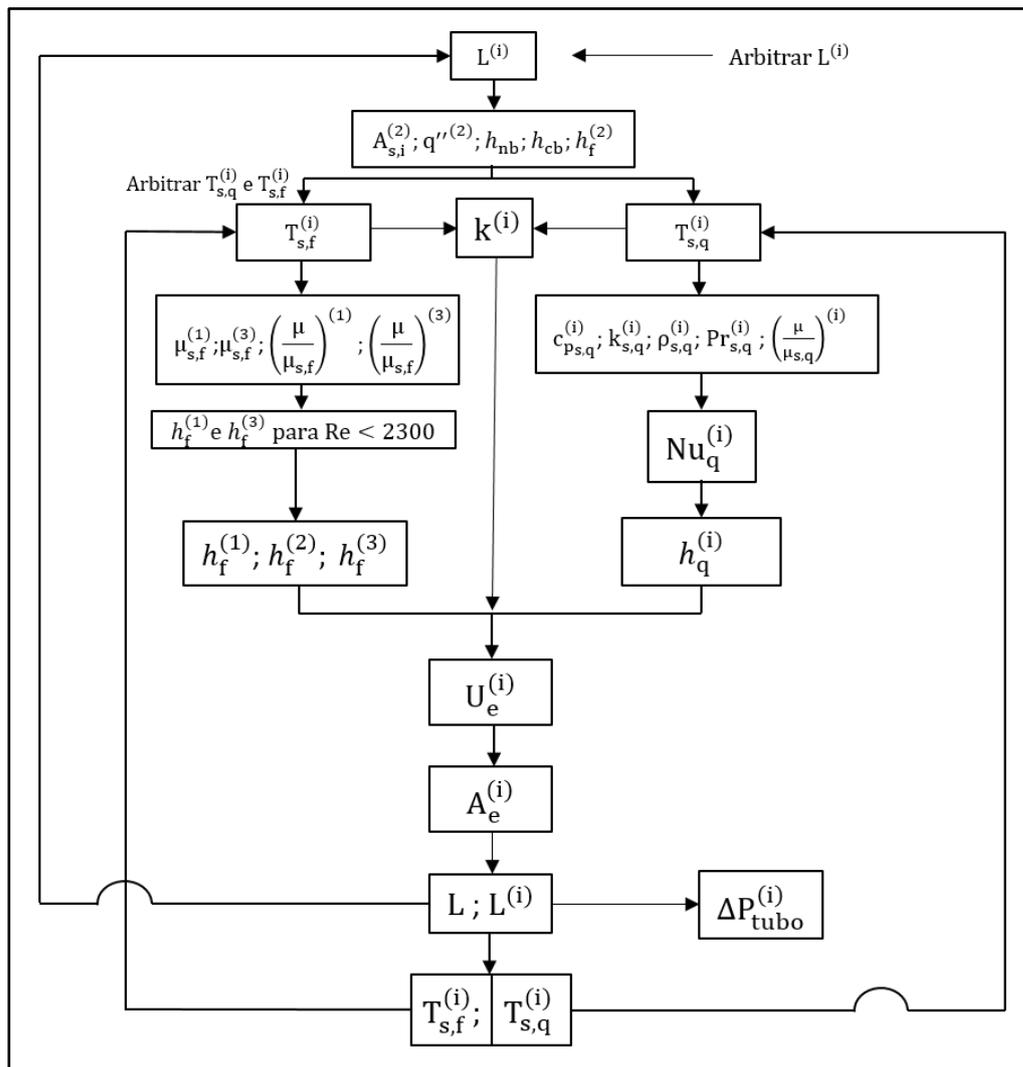
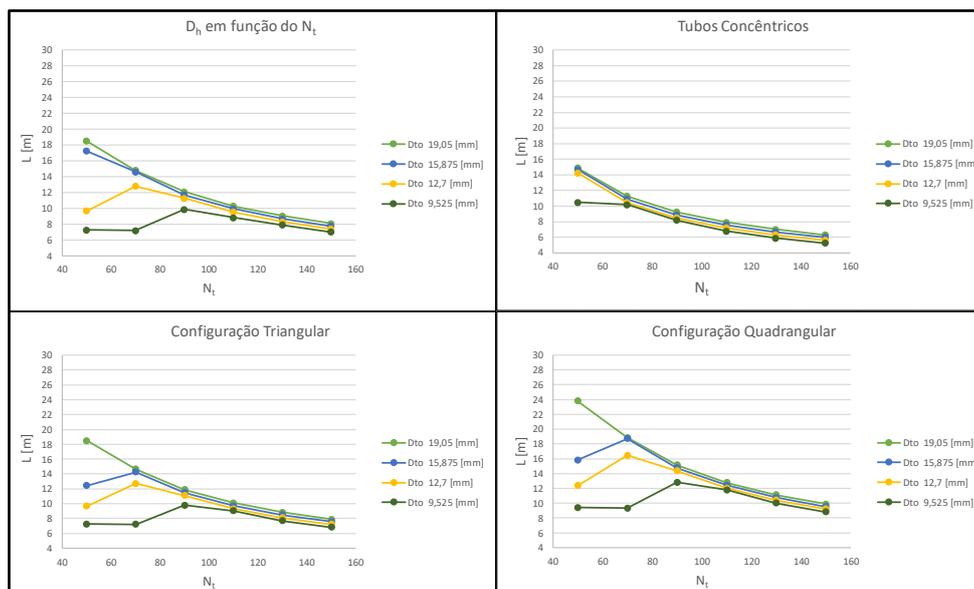


Figura 5.2. Esquema do processo de iteração para o escoamento axial no lado da carcaça.

Variáveis como o número de Reynolds e o Prandtl foram calculadas à parte para cada método, não se encontrando no processo iterativo, isto porque as temperaturas médias dos fluidos nas zonas eram fixas, assim como o número de tubos, não havendo, portanto, variação nem das propriedades dos fluidos nem da velocidade do escoamento.

Como mencionado anteriormente, os cálculos foram efetuados através do número de tubos, ou seja, o cálculo do comprimento do permutador assim como o diâmetro da carcaça variou em função de  $N_t$ . Para ter uma noção dos resultados obtidos, são apresentadas de seguida algumas tabelas e figuras, sendo que a comparação foi efetuada para os diversos tamanhos de tubos e para os diferentes métodos de cálculo de  $D_h$ .



**Figura 5.3.** Comparação dos resultados obtidos para o comprimento total do permutador –  $L$  [m] – para os diferentes métodos de cálculo de  $D_h$ , e para os diferentes diâmetros de tubos –  $D_{to}$ .

Pelos gráficos apresentados na Figura 5.3, observa-se que o comprimento mínimo é obtido através do diâmetro exterior mais pequeno – 9,525 mm –, com um comprimento entre os 4 e 6 metros. Este foi alcançado pelo método dos tubos concêntricos, e com um total de tubos utilizado de 150. Já era esperado que o valor mínimo fosse obtido para o menor diâmetro de tubo, visto que este ao ser diminuído a área transversal do tubo diminua igualmente, fazendo com que por sua vez a velocidade do escoamento interno aumentasse, levando, portanto, a maior turbulência.

Como é obvio, o comprimento é demasiado grande para poder ser aceite, tendo sido efetuado depois o dimensionamento para escoamento cruzado.

A Tabela 5.1 indica concretamente os valores obtidos para o comprimento e diâmetro da carcaça, com a variação do número de tubos, para um diâmetro de tubos de 9,525 mm, e para o método de tubos concêntricos.

**Tabela 5.1.** Valores obtidos para o comprimento –  $L$  [m] –, e diâmetro da carcaça –  $D_c$  –, para o método de tubos concêntricos e com  $D_{to} = 9,525$  mm.

$N_t$	$D_c$ [m]	$L$ [m]
<b>50</b>	0,092	10,5
<b>70</b>	0,109	10,2
<b>90</b>	0,123	8,2
<b>110</b>	0,136	6,8
<b>130</b>	0,148	5,9
<b>150</b>	0,159	5,2

O objetivo da aplicação de quatro diferentes métodos para a determinação do diâmetro hidráulico, e posteriormente dos restantes cálculos, é a comparação entre estes, de forma a determinar qual aparenta ser o mais legítimo e fidedigno.

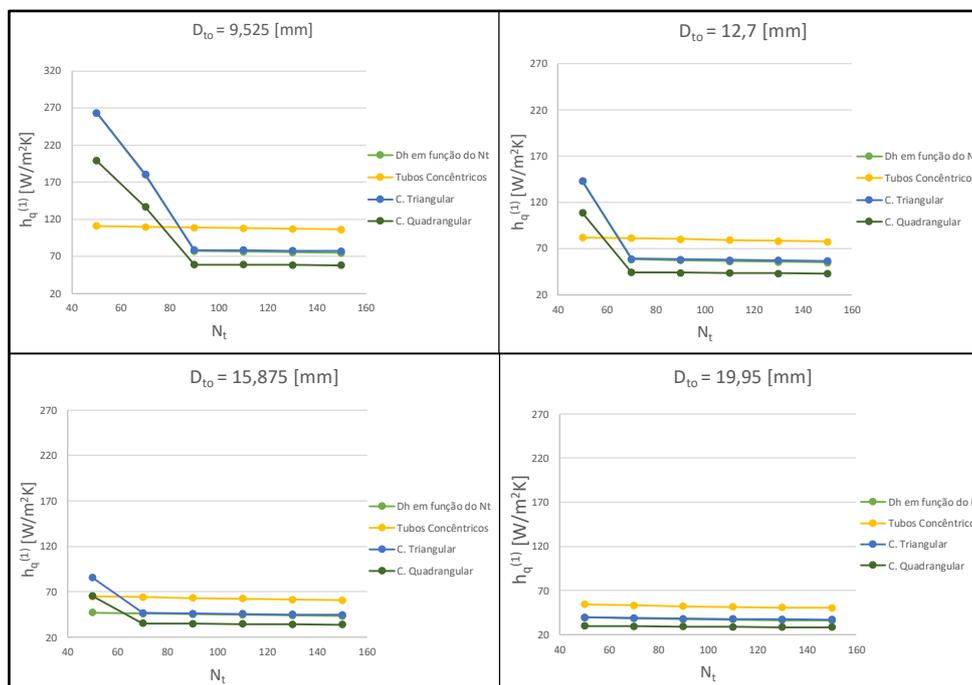
Ao analisar a Figura 5.3, correspondente ao comprimento para diferentes métodos e diferentes  $D_{to}$ , verifica-se que todos os métodos, à exceção do de tubos concêntricos, sofrem uma variação no comprimento, uns nos 70 tubos, outros nos 90, havendo um aumento repentino, seguido de uma diminuição.

As variações ocorridas no comprimento para os métodos de  $D_h$  em função de  $N_t$ , e de configuração triangular e quadrangular, pensa-se ter ocorrido por alguns motivos. Ao aumentar o  $N_t$  o caudal mássico do isopentano divide-se por mais tubos, diminuindo assim o  $Re$  no interior dos tubos e posteriormente o seu coeficiente de transferência de calor. Outro motivo, é que as correlações/ equações apresentadas anteriormente necessitam de variáveis e propriedades que depende do número de tubos, como a  $v$ , o  $Re$ , o  $D_h$ , o  $Nu$ , o  $h_q$ , o  $h_f$ , o  $U$ , ...,  $\mu_s$ ,  $T_s$ . Assim, quando a sua quantidade é aumentada, a influência que o seu aumento provoca sobre o comprimento, pode ser mais significativa do que a aumento que área de transferência provoca, fazendo com que o comprimento e a área não sejam diretamente proporcionais, sendo isto analisado através da equação (3.20).

Seguidamente é apresentado um conjunto de resultados - Figura 5.4 –, onde é analisado o valor do coeficiente de transferência de calor externo para a zona (1), igualmente em função dos métodos e das várias opções de diâmetro de tubos. Examinando a figura seguinte, também o método dos tubos concêntricos é aquele que se diferencia dos restantes.

Neste, o  $h_q^{(1)}$  sofre uma diminuição quase linear à medida que se aumenta o  $N_t$ , ao contrário dos outros que sofrem uma diminuição abrupta com o aumento inicial do nº de tubos. Constata-se também que o coeficiente de convecção, aquando da não irregularidade dos outros métodos, assume o maior valor para o método dos tubos concêntricos ao longo de todo o  $N_t$ , o que está de acordo com o facto de os menores comprimentos do permutador resultarem do uso desta alternativa de cálculo.

Um aspeto que pode aparentar ser anormal, é a diminuição de  $L$  com a diminuição de  $h$ . O esperado era que com a diminuição dos coeficientes  $h_q$  e  $h_f$ , o coeficiente global de transferência de calor –  $U$  – diminuísse, a área de transferência por sua vez aumentasse, e posteriormente o comprimento. No entanto, algo de diferente ocorre: com o aumento da área, o comprimento do permutador diminui. Esta particularidade deve-se ao facto de a influência do aumento do  $N_t$  na equação (3.20) ser maior do que o do aumento da área, como foi explicado que podia acontecer.



**Figura 5.4.** Comparação dos resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor do óleo para a zona (1) –  $h_q^{(1)}$  [W/m<sup>2</sup>K] – para os diferentes métodos de cálculo de  $D_h$  [m], e para os diferentes diâmetros de tubos –  $D_{to}$  [mm].

O coeficiente de transferência de calor é representativo da zona (1) uma vez que é nesta que podem ocorrer as maiores variações de comprimento, estando isto interligado com o facto de a maior potência, assim como a maior diferença de temperaturas entre o óleo e o isopentano, se encontrarem aqui situadas.

Com a forma de cálculo do diâmetro hidráulico, em conjunto com os resultados estáveis apresentados nos gráficos, deduz-se que o método mais aceitável é o dos tubos concêntricos, visto que este cria um tubo concêntrico de novas dimensões a cada novo  $N_t$ , permanecendo a velocidade no tubo concêntrico imaginário, igual à que se teria de encontrar em toda a carcaça. Para além desta razão, o facto de as correlações para tal metodologia não terem sido modificadas com fatores de correção relativamente à forma, acaba por o validar ainda mais.

Relativamente à perda de carga, esta apenas foi calculada para o interior dos tubos devido ao facto de que o comprimento do permutador ter resultado num valor superior ao pretendido, descartando logo a hipótese de escoamento axial, e tornando dispensável o cálculo da perda de carga na carcaça.

## 5.2. Escoamento Cruzado

O escoamento cruzado, utilizando a construção E da norma TEMA, requer o uso de defletores, de forma a que o escoamento possa passar pelo conjunto de tubos transversalmente. Com este tipo de fluxo espera-se que os coeficientes de transferência de calor do lado do óleo –  $h_q$  – sejam superiores aos alcançados pelo escoamento axial, e assim obter comprimentos inferiores. Paralelamente, neste processo de dimensionamento irá ser considerada igualmente a configuração triangular, pois aumenta a turbulência do escoamento, e também apenas uma passagem nos tubos.

O escoamento cruzado, como mencionado na secção 2.3 – Permutadores de Carcaça e Tubos de Evaporação, pode ser estudado através do método de Kern ou do método de Taborek. Para qualquer um dos dois, existem constante respeitantes ao uso de defletores que são necessárias para o processo de dimensionamento. Uma vez que ocorre a comparação de métodos, o valor destas constantes é o mesmo, e encontra-se apresentado de seguida:

- Passo dos tubos –  $S_T = 1,25$ ;
- Percentagem de corte do defletor –  $B_c = 20\%$ ;

- Razão entre o espaçamento entre defletores e o diâmetro da carcaça –  
 $\frac{B_s}{D_c} = 0,3$ .

Todos estes valores situam-se dentro de intervalos de utilização, sendo que os escolhidos são que permitem um melhor resultado no final. Também as constantes CTP e CL são utilizadas, tal como no escoamento axial, assumindo também o valor 0,93 e 0,87, respetivamente.

### 5.2.1. Método de Kern

O método de Kern efetua o dimensionamento do permutador de uma forma simplificada, não tomando atenção a todos os outros escoamentos suplementares que existem na carcaça.

Para dar início, portanto, ao processo de cálculo, é fundamental começar por arbitrar valores a certas variáveis, dentro das quais o diâmetro da carcaça –  $D_c$ . Na bibliografia referente a este tipo de escoamento [15], pode-se encontrar diversas tabelas que indicam a quantidade de tubos em função do diâmetro da carcaça, do diâmetro dos tubos e do passo entre tubos. Assim,  $D_c$  foi retirado de uma dessas tabelas, e assume o valor inicial de 0,203 m. Os valores do comprimento das três zonas do permutador, assim como os da temperatura da parede dos tubos, para condição inicial, foram arbitrados como no escoamento axial.

Para o procedimento iterativo, apesar de se arbitrar o  $D_c$  inicial, é com base no  $N_t$  pretendido e fixo, que as variáveis vão tomando o valor exato, acabando pelo próprio diâmetro, comprimento e temperatura progredirem para tal.

O diâmetro da carcaça é deste modo calculado pela equação (5.16), em que PR representa a razão entre o passo dos tubos e o diâmetro exterior destes –  $PR = \frac{S_T}{D_{to}}$  –, assumindo o valor 1,25 [15].

$$D_c = 0,637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[ \frac{A_e \cdot PR^2 \cdot D_{to}}{L} \right]^{1/2}} \quad (5.16)$$

O coeficiente de transferência de calor do óleo, é cálculo através da equação seguinte, sugerida por McAdams, sendo que o Re tem como intervalo de utilização ]2000; 10<sup>6</sup>[.

$$h_q^{(i)} = 0,36(\text{Re}^{(i)})^{0,55} \cdot \text{Pr}^{(i)\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{(i)0,14} \frac{k^{(i)}}{D_e}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (5.17)$$

Na equação (5.17), o número de Reynolds [equação (5.18)] é calculado recorrendo à velocidade de massa – G –, e ao diâmetro equivalente. O diâmetro equivalente, é a designação usada para diâmetro hidráulico, mas neste escoamento. Visto que a configuração a utilizar, é a triangular, o cálculo do D<sub>e</sub> é efetuado através da equação (5.9) da subsecção 5.1.2 – Cálculo do Diâmetro Hidráulico com a Configuração Triangular e Quadrangular.

$$\text{Re}^{(i)} = \frac{G_c D_e}{\mu^{(i)}}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (5.18)$$

Por sua vez o cálculo da velocidade de massa [equação (5.19)] é feito com base no caudal mássico e na área do escoamento cruzado do conjunto de tubos – A<sub>s</sub>. Esta última utiliza para sua determinação o espaçamento entre defletores – B<sub>s</sub> – e a folga entre tubos adjacentes – c – [equação (5.20)], para além do diâmetro da carcaça e o passo dos tubos.

$$G_c = \frac{\dot{m}_q}{A_s} \quad (5.19)$$

$$A_s = \frac{D_c c B_s}{S_T} \text{ com } c = S_T - D_{to} \quad (5.20)$$

Os defletores colocados no interior da carcaça, têm um certo espaçamento entre eles. Este espaçamento depende do valor da razão do espaçamento entre defletores com o diâmetro da carcaça, que como indicado anteriormente foi assumido como 0,3. Habitualmente, o espaçamento entre defletores na região de entrada e na região de saída são diferentes do espaçamento da região central, devido à introdução dos bocais, no entanto, durante o processo de dimensionamento foi considerado que todas estas seções têm a mesma distância, e assim B<sub>s</sub> assume apenas um valor. A partir desta variável, é possível o cálculo do número de defletores, estando a equação apresentada de seguida.

$$N_b = \frac{L}{B_s} - 1, \quad (5.21)$$

sendo  $L$  o comprimento total do permutador. O valor de  $N_b$  que é utilizado durante o processo, é sempre um valor inteiro, arredondado para cima, visto tratar-se da quantidade deste constituinte na carcaça.

Outro parâmetro importante nas características do permutador é o diâmetro do conjunto de tubos [equação (5.22)] –  $D_b$  –, assim como a folga existente entre este mesmo diâmetro e o da carcaça –  $l_{bb}$ . O valor de  $l_{bb}$  depende do valor de  $D_c$ , assumindo o valor 9,525 mm caso  $D_c < 300$  mm, e 12,7 caso  $D_c > 300$  mm.

$$D_b = D_c - l_{bb} \quad (5.22)$$

A perda de carga do lado da carcaça é calculada em função do número de defletores, do tipo de escoamento existente, do diâmetro equivalente, assim como da viscosidade do fluido. Sendo este o método simplificado, esta é calculada pela equação seguinte:

$$\Delta P_c^{(i)} = \frac{f^{(i)} G_c^2 (N_b + 1) D_c}{2 \rho^{(i)} D_e \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{(i)}}, \text{ com } i = 1, 2, 3 \quad (5.23)$$

O fator de fricção a utilizar é determinado pela fórmula (5.24).

$$f^{(i)} = \exp[0,576 - 0,19 \ln(\text{Re}^{(i)})]; 400 < \text{Re}^{(i)} < 10^6, \text{ com } i = 1, 2, 3 \quad (5.24)$$

Apresentadas as equações que levarão ao objetivo do dimensionamento, será exposto de seguida o esquema do processo de iteração. Tal com na iteração do escoamento axial, também nas iterações a efetuar para ambos os métodos do escoamento cruzado, o limite do processo é a diferença entre comprimentos entre iterações, sendo o valor de limite igualmente o mesmo, 0,001.

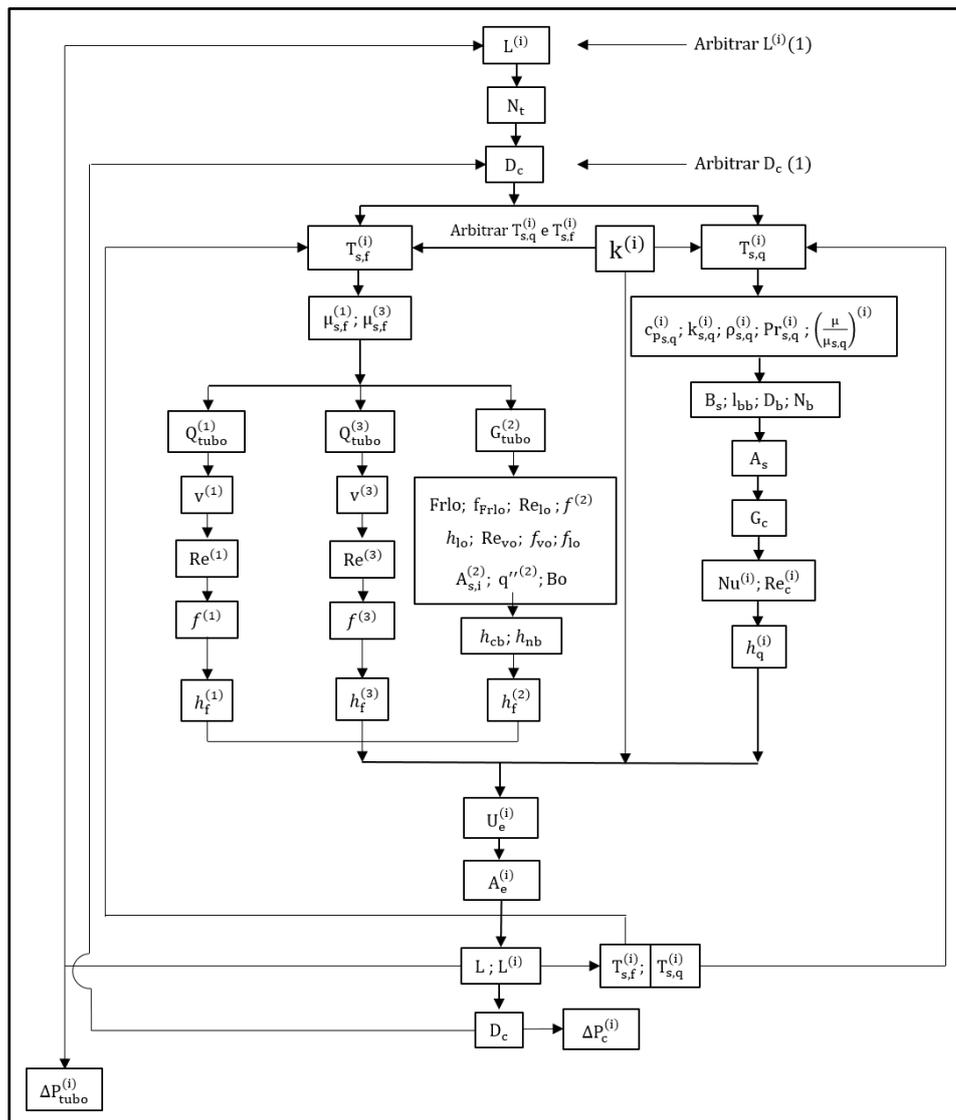


Figura 5.5. Esquema do processo de iteração para o escoamento cruzado, a partir do método de Kern.

### 5.2.2. Método de Taborek

O método sugerido por Taborek (1983) [22], surge a partir de uma primeira versão de Bell. Com este é permitida uma análise mais pormenorizada do efeito dos fluxos suplementares na carcaça, tendo sido isso modificado para o uso de permutadores de carcaça e tubos de uma só fase no exterior e com defletores segmentais simples, ou seja, mais propriamente para o tipo E da norma TEMA.

Viste ser um método centrado num determinado tipo, também o cálculo de  $D_c$  em função de  $N_t$  é diferente. Este é utilizado para o feixe tubular fixo, com uma única

passagem nos tubos, e sem tubos removidos na zona dos bocais, e é calculado a partir da equação (5.25) [22].

$$N_t = \frac{(\pi/4)D_b^2}{CL \cdot S_T^2} \Leftrightarrow D_c = \sqrt{\frac{N_t CL S_T^2}{\pi/4}} + l_{bb} + D_{to} \quad (5.25)$$

Por sua vez também o coeficiente de transferência de calor é calculado de forma diferente [equação (5.26)] [15]. Este é determinado através do coeficiente de transferência de calor para um conjunto de tubos ideais –  $h_{id}$  –, e dos fatores relativos aos escoamentos suplementares .

$$h_q^{(i)} = h_{id}^{(i)} \times (J_C J_L J_B J_S J_R)^{(i)}, \text{ com } i = 1, 2, 3 \quad (5.26)$$

O  $h_{id}$  obtido a partir da equação (5.27), recorre ao fator  $j$  de Colburn [equação (5.28)] –  $j_i$  – para o conjunto de tubos ideais.

$$h_{id}^{(i)} = j_i^{(i)} c_p^{(i)} Pr^{-\frac{2}{3}(i)} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14(i)}, \text{ com } i = 1, 2, 3 \quad (5.27)$$

$$j_i^{(i)} = a_1^{(i)} \left(\frac{1,33}{S_T/D_{to}}\right)^{a(i)} (Re^{(i)})^{a_2^{(i)}}, \quad (5.28)$$

$$\text{com } a^{(i)} = \frac{a_3}{1 + 0,14(Re^{(i)})^{a_4}}, \text{ com } i = 1, 2, 3$$

O Reynolds é calculado pela mesma equação do método de Kern [equação (5.18)], no entanto o cálculo de  $G_c$  não é feito pela área  $A_1$ , mas sim pela área  $S_m$ , que apesar de representar o mesmo usa uma fórmula diferente, que será apresentada posteriormente.

Os fatores  $J$  que entram no cálculo do  $h_q^{(i)}$ , correspondem aos tipos de escoamento apresentados na Figura 2.9, e a outras características da constituição da carcaça. O fator  $J_C$  corresponde ao fator de correção da zona de corte do defletor,  $J_L$  ao fator de correção das fugas de escoamento,  $J_B$  ao fator de correção do desvio de escoamento do conjunto de tubos – escoamento C e F da Figura 2.9 –,  $J_S$  ao fator de correção para quando espaçamentos entre defletores diferentes, ou seja, quando o espaçamento central entre

defletores é diferente do de saída e entrada, e por fim,  $J_R$  corresponde ao fator de correção para escoamento laminar.

Para o cálculo de todos estes fatores, a determinação de certas características é imprescindível. Estas encontram-se no anexo D, assim como as constantes  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  e  $a_4$ .

Nas variáveis apresentadas no anexo D,  $N_{ss}$  e  $l_{tb}$  assumem certos valores.  $N_{ss}$  toma o valor 0, pois as tiras de metal são utilizadas principalmente em construções de permutadores do tipo flutuante, e  $l_{tb}$  o valor 0,794 devido a ser o valor mais crítico.

O cálculo da perda de carga na carcaça –  $\Delta P_c$  –, uma vez mais complexo e detalhado, é dividido em 3 setores diferentes [equação (5.29)], entre os quais, a perda de carga entre os defletores na parte central do permutador –  $\Delta P_{central}$  –, a perda de carga nas zonas de corte do defletor –  $\Delta P_w$  –, e a perda de carga na zona de entrada e saída do permutador –  $\Delta P_e$ .

$$\Delta P_c^{(i)} = \Delta P_{central}^{(i)} + \Delta P_w^{(i)} + \Delta P_e^{(i)} \text{ [kPa], com } i = 1,2,3 \quad (5.29)$$

Quanto à  $\Delta P_{central}$ , esta é calculada, tal como no coeficiente de transferência de calor, com base na perda de carga ideal do conjunto de tubos, para um espaçamento entre defletores –  $\Delta P_{bI}$  [equação.(5.30) e (5.31)].

$$\Delta P_{central}^{(i)} = \Delta P_{bI}^{(i)} (N_b - 1) R_B R_L \text{ [kPa], com } i = 1,2,3 \quad (5.30)$$

$$\Delta P_{bI}^{(i)} = 0,002 f_I^{(i)} N_{tcc} \frac{G_c^2}{\rho^{(i)}} R_\mu^{(i)} \text{ [kPa], com } i = 1,2,3 \quad (5.31)$$

Por sua vez,  $\Delta P_w$  recorre à equação (5.32), no caso de  $Re > 100$ , e  $\Delta P_e$  à equação (5.33). Esta última, necessita do fator de correção  $R_s$ , que é determinado através de uma dada equação, no entanto, visto que foi assumido que todos os espaçamentos entre defletores seria o mesmo, este fator toma o valor 2.

$$\Delta P_w^{(i)} = N_b \left[ (2 + 0,6 N_{tcw}) \frac{0,001 G_w^2}{2 \rho^{(i)}} \right] R_L R_\mu^{(i)} \text{ [kPa], com } i = 1,2,3 \quad (5.32)$$

$$\Delta P_e^{(i)} = \Delta P_{bl}^{(i)} \left( 1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_B R_s, \text{ com } R_s = 2 \text{ se } B_{s,entrada} = B_{s,saída} \quad (5.33)$$

$$= B_{s,central} = B_s; i = 1,2,3$$

Todos os fatores de correção aplicados no cálculo destas perdas de carga, assim como, algumas variáveis –  $f_I$ ,  $G_w$  –, encontram-se descritos igualmente no anexo D.

Tal como nos restantes métodos apresentados anteriormente, também o de Taborek seguiu um processo de iteração, que será exposto na Figura 5.6.

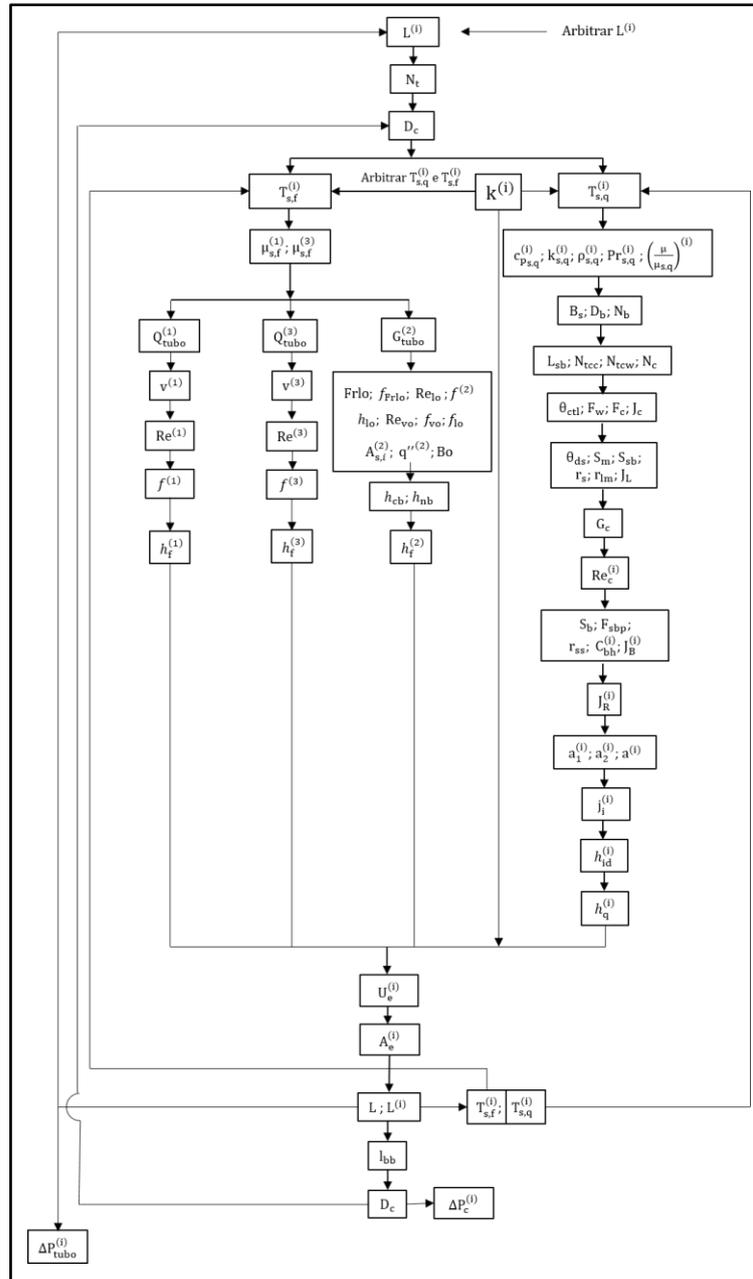


Figura 5.6. Esquema do processo de iteração para o escoamento cruzado, a partir do método modificado de Taborek.

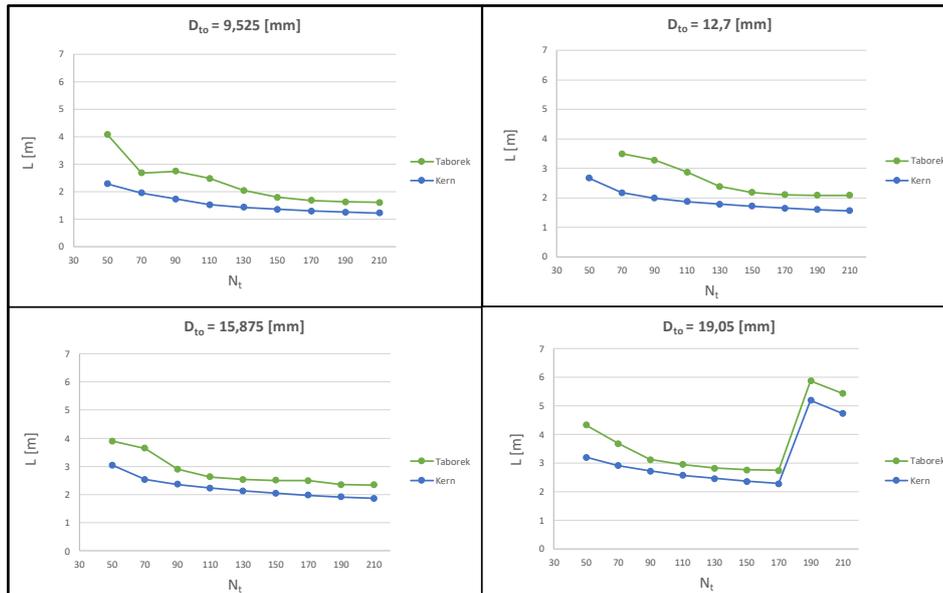
### 5.2.3. Resultados e Comparações

A análise de resultados vai expor os resultados obtidos relativamente, ao objetivo principal, ou seja, ao comprimento do permutador, mas não só. Será analisada igualmente a perda de carga da carcaça, de forma a verificar se se encontra dentro dos valores propostos por Mukherjee. Todos estes resultados serão comparados entre os dois métodos, e também para os diferentes diâmetros de tubos.

Primeiramente, é apresentada a análise entre métodos para o comprimento – Figura 5.7 –, onde se pode observar que o facto de o método de Taborek ter em atenção todos os escoamentos na carcaça, assim como todas as perdas de carga significativas, os valores de comprimento do permutador são ligeiramente superiores aos obtidos para o método de Kern.

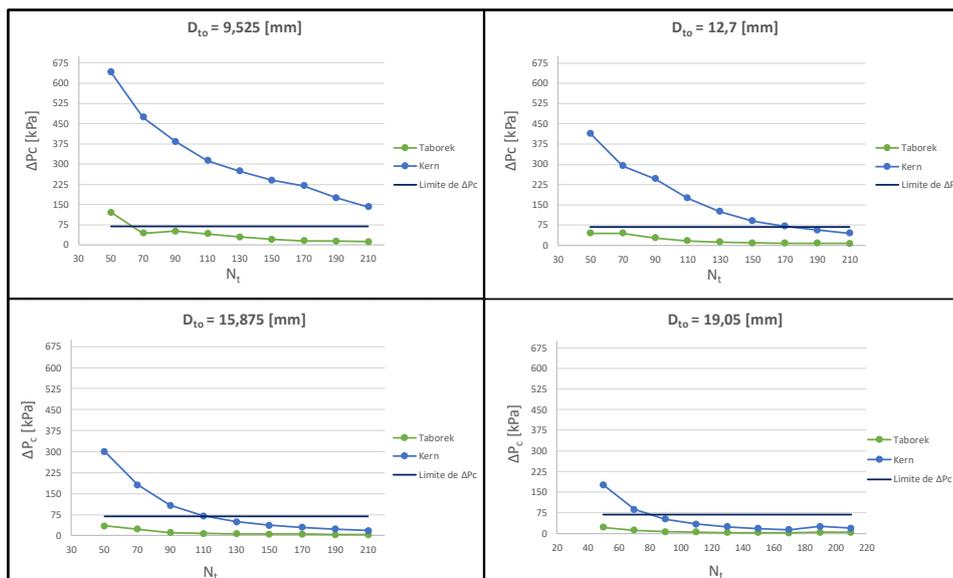
O estudo dos dados foi efetuado até aos 210 tubos, em vez dos 150 como no escoamento axial, de forma a compreender melhor o efeito do aumento da quantidade destes no comprimento do equipamento.

Como se pode observar, a certo ponto com  $D_{to} = 19,05$  mm o comprimento aumenta bruscamente. Depreende-se que tal acontece porque  $h_f$  na zona (1) diminui também repentinamente, por consequência de o escoamento ter passado para laminar. Para além do efeito que a diminuição do coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos produz, entre os 170 e os 190 tubos, é o aumento área de transferência de calor que passa a ter maior influência no comprimento, em vez do aumento do número de tubos.



**Figura 5.7.** Comparação dos resultados obtidos relativo ao comprimento do permutador –  $L$  [m], para os dois métodos – Kern e Taborek –, e para diferentes diâmetros dos tubos –  $D_{to}$  [mm].

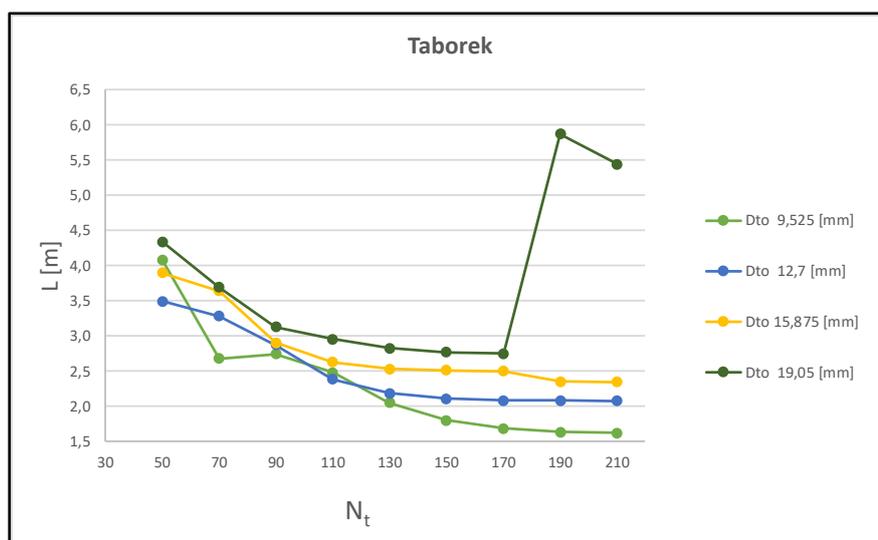
Quanto à análise da perda de carga, tal como Kakaç et al.(2012) [15] afirmou, é possível observar pela Figura 5.8, que a  $\Delta P_c$  pelo método de Taborek é inferior aos valores obtidos pelo método de Kern. Paralelamente, tendo em consideração agora o limite aconselhado, constata-se que ao se proceder ao cálculo pelo método mais simplificado, este leva à obtenção de valores superiores ao limite de 68,65 kPa, apesar de que à medida que se aumenta  $N_t$  e  $D_{to}$  este limite venha ser respeitado.



**Figura 5.8.** Comparação dos resultados obtidos relativo à perda de carga na carcaça –  $\Delta P_c$  [kPa], para os dois métodos – Kern e Taborek –, e para diferentes diâmetros dos tubos –  $D_{to}$  [mm].

Feita a comparação entre métodos, o foco da análise centra-se agora nos resultados obtidos apenas pelo método de Taborek. A Figura 5.9 e Figura 5.10 apresentam os valores relativos ao comprimento e à área de transferência de calor, respetivamente.

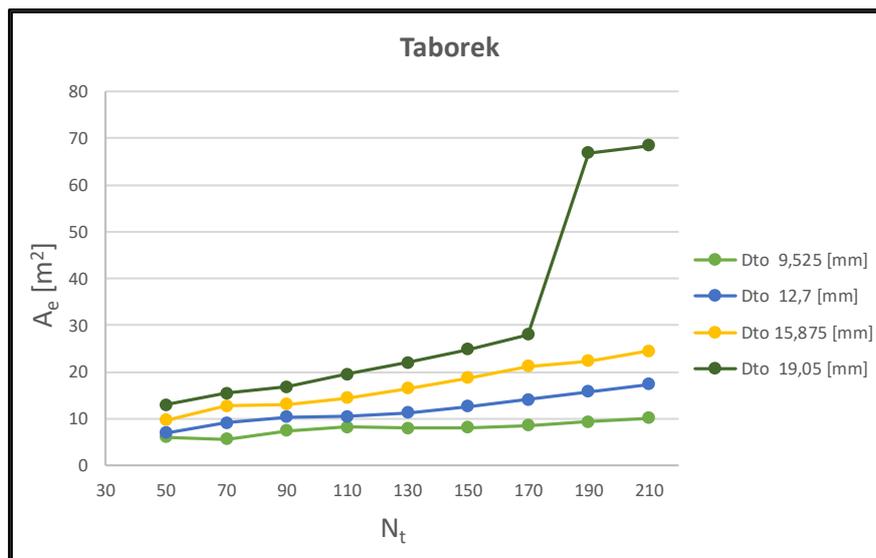
Analisando os valores de comprimento obtido para os diferentes  $D_{to}$  e para diferentes quantidades de tubos – Figura 5.9 –, verifica-se que quando o comprimento atinge valores plausíveis para o dimensionamento do permutador – abaixo de 2,5 m –, o diâmetro mais pequeno é o que fornece sempre os melhores resultados, ou seja, que fornece o menor comprimento. Este resultado deve-se ao facto de que com tubos mais pequenos a velocidade no interior dos tubos aumenta, levando a uma maior turbulência, logo a maior  $h_f$ . A sua subida brusca para  $D_{to} = 19,05$  mm foi explicada anteriormente, aquando da comparação dos dois métodos.



**Figura 5.9.** Comparação dos resultados obtidos relativo ao comprimento do permutador –  $L$  [m], para os diferentes diâmetros dos tubos –  $D_{to}$  [mm], respeitante ao método de Taborek.

A área de transferência de calor – Figura 5.10 – vai aumentar à medida que o comprimento diminui, devido à colocação de mais tubos no interior da carcaça. No entanto, é possível observar uma subida brusca na área de transferência de calor, tal como aconteceu com o comprimento. Esta variação ocorre porque, como explicado anteriormente, o regime de escoamento interno transita para laminar, havendo uma diminuição ainda significativa no coeficiente de transferência de calor do escoamento interno. Este por sua vez faz diminuir, também significativamente, o coeficiente global de transferência, que sendo inversamente proporcional à área faz com que esta tenha uma subida brusca. Esta subida brusca, com esta quantidade de tubos, ocorre com o diâmetro de 19,05 mm, pois ao se ter uma área transversal

de passagem do escoamento superior, a velocidade a que o fluido circula no interior é inferior. No entanto, a estabilidade de resultados apresentada para os outros diâmetros, não significa que tal não viesse a alterar-se se se optasse por estudar os resultados com a colocação de mais tubos.



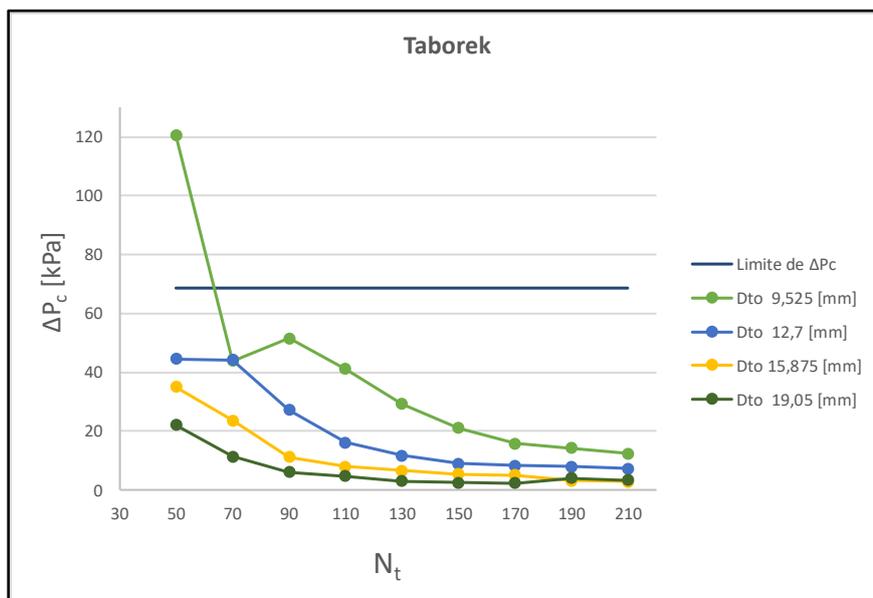
**Figura 5.10.** Comparação dos resultados obtidos relativo à área de transferência de calor –  $A_e$  [m<sup>2</sup>], para os diferentes diâmetros dos tubos –  $D_{to}$  [mm], respeitante ao método de Taborek.

Pormenorizando agora a perda de carga, verifica-se pela Figura 5.11 que qualquer que seja o diâmetro adotado, à exceção do número de tubos inicial, esta nunca ultrapassa o limite aconselhado, valorizando-se ainda mais este método. A descida acentuada de  $\Delta P_c$ , deve-se, não só à passagem de escoamento turbulento para escoamento em regime de transição na zona (1) do lado da carcaça, pois escoamentos com Re mais elevados, levam a perdas de carga superiores, mas também devido ao facto de a área transversal de passagem do escoamento ir aumentando à medida que a quantidade de tubos dentro da carcaça aumenta.

Quanto à perda de carga ir diminuindo com o  $N_t$ , deduz-se que, para além de o facto de a área transversal por onde o óleo circula ir aumentando, como mencionado anteriormente, dado que  $\Delta p$  é proporcional ao L, deduz-se que como este diminui com o número de tubos, também a perda de carga diminui.

Relativamente aos diferentes diâmetros dos tubos observa-se, igualmente pela Figura 5.11, que a perda de carga aumenta à medida que o diâmetro do tubo diminui. A razão

por detrás de tal situação está também relacionada com a área transversal do escoamento, ou seja, esta área é maior para diâmetros superiores, qualquer que seja o número de tubos utilizado, fazendo assim com o escoamento perca turbulência, diminuindo a perda de carga.



**Figura 5.11.** Comparação dos resultados obtidos relativo à perda de carga na carcaça –  $\Delta P_c$  [kPa] –, para os diferentes diâmetros dos tubos –  $D_{to}$  [mm], respeitante ao método de Taborek.

Compilando todas as análises e comparações efetuadas, conclui-se que o método de Taborek é muito mais elaborado e apresenta resultados muito mais concretos que o método de Kern, principalmente quanto à perda de carga. Depreende-se também, que apesar de se ter obtido comprimentos ligeiramente superiores através desta metodologia, existem resultados aceitáveis que fazem deste permutador uma opção.

Os resultados obtidos para o diâmetro da carcaça –  $D_c$  –, para o comprimento –  $L$  –, para a área de transferência de calor –  $A_e$  –, para a perda de carga na carcaça –  $\Delta P_c$  –, para o espaçamento entre defletores –  $B_s$  –, assim como para o número de defletores –  $N_b$  –, serão apresentados na Tabela 5.2.

**Tabela 5.2.** Valores obtidos para o diâmetro da carcaça –  $D_c$  [m], para o comprimento –  $L$  [m] –, área de transferência de calor –  $A_e$  [m<sup>2</sup>] perda de carga na carcaça –  $\Delta P_c$  [kPa] –, espaçamento entre defletores –  $B_s$  [m] –, e número de defletores –  $N_b$  –, para o método de Taborek e com  $D_{to} = 9,525$  mm.

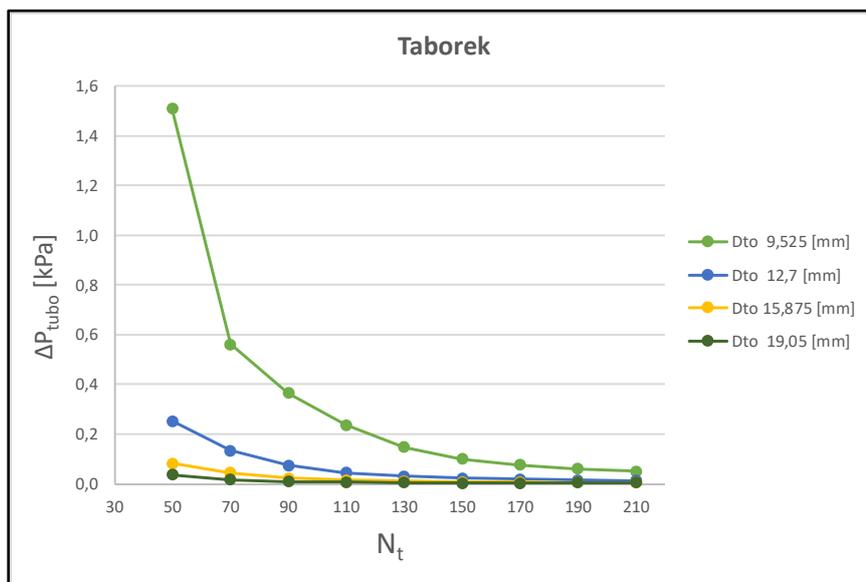
$N_t$	$D_c$ [m]	$L_{\min}$ [m]	$L_{\max}$ [m]	$L$ [m]	$A_e$ [m <sup>2</sup> ]	$\Delta P_c$ [kPa]	$B_s$ [m]	$N_b$
50	0,108	0,5	1,6	4,1	6,1	120,46	0,051	80
70	0,124	0,6	1,9	2,7	5,6	43,86	0,051	52
90	0,138	0,7	2,1	2,7	7,4	51,50	0,051	54
110	0,150	0,8	2,3	2,5	8,2	41,07	0,051	48
130	0,162	0,8	2,4	2,0	8,0	29,16	0,051	40
150	0,173	0,9	2,6	1,8	8,1	20,98	0,052	34
170	0,182	0,9	2,7	1,7	8,6	15,73	0,055	30
190	0,192	1,0	2,9	1,6	9,3	14,17	0,058	28
210	0,201	1,0	3,0	1,6	10,2	12,38	0,060	26

Na secção 2.2.1 – *Layout* dos Tubos –, são mencionados os limites de comprimento relativo ao diâmetro da carcaça –  $5D_c < L < 15D_c$  –, e como se pode observar pela tabela acima, só com  $N_t$  entre 110 e 130 tubos é que o limite superior passa a ser respeitado. A partir dos 130 tubos, o comprimento obtido passa a ser plausível para que o permutador se possa aplicar no projeto.

O comprimento total do permutador foi calculado através da soma dos resultados de  $L$  para as diferentes zonas. Feita uma análise em termos de média e desvio padrão, verifica-se que aproximadamente 77 % do comprimento total pertence à zona (1), 18 % à zona (2) e 5% à zona (3). Na zona (1), o  $L$  é bastante superior às restantes devido não só ao facto de que mais de metade da potência se situar aqui, como se pode observar pela Tabela 3.6, mas também porque o coeficiente de transferência de calor interno possui o valor mais pequeno na zona (1). Esta análise baseou-se nos resultados obtidos com os diferentes  $N_t$  e  $D_{to}$ , para o método de Taborek.

Analisando agora a perda de carga no interior de tubos – Figura 5.12 –, que é calculada de igual forma para qualquer escoamento externo e método, observa-se que esta diminui à medida que o  $N_t$  aumenta, sendo que os valores inferiores de perda de carga são obtidos com o diâmetro de 19,05 mm. Estes resultados resultam do facto de a perda de carga diminuir com o comprimento dos tubos, mas também porque  $\Delta P_{\text{tubo}}$  é inversamente

proporcional ao diâmetro da tubagem, logo era de esperar que com o diâmetro superior o valor de perda de carga fosse inferior. A análise é efetuada com os resultados de comprimento (L) obtidos pelo método de Taborek.



**Figura 5.12.** Comparação dos resultados obtidos relativo à perda de carga nos tubos –  $\Delta P_{tubo}$  [kPa] –, para os diferentes diâmetros dos tubos –  $D_{to}$  [mm], e com os resultados de L pelo método de Taborek.

O que se pretender avaliar agora é a vantagem ou desvantagem da colocação de mais tubos para a obtenção de um menor diâmetro. Como mencionado na seção 2.2 – Design e Configuração – a construção selecionada para efetuar o dimensionamento do equipamento foi a do feixe tubular fixo, em que o espelho se encontra soldado à carcaça, e os tubos seguros a este. Visto que as temperaturas a usar no projeto são elevadas, e a diferença entre as do isopentano e do Therminol 59 ainda são consideráveis, mais exatamente na zona (1), a utilização da junta de expansão é uma opção a considerar, o que torna o equipamento mais dispendioso. Para além desta soldadura, também os tubos são soldados ao espelho, em ambos os lados, logo quanto mais tubos forem utilizados mais soldadura terá de ser efetuado, portanto ainda mais dispendioso fica.

Ao ter de se escolher entre aumentar o comprimento ou colocar mais tubos, talvez a opção mais benéfica em termos económicos seria aumentar o comprimento, no entanto haveria alguns entraves quanto a esta decisão. Para além de ser necessário ter consideração o local onde será colocado o permutador, devido ao espaço disponível, também é conhecido que a dilatação térmica aumenta com o comprimento do permutador.

Assim, tendo em conta todos estes fatores, chega-se à conclusão que, quando em termos económicos a diferença entre a colocação de mais tubos ou maior comprimento não é significativa, a opção recai sobre o aumento de tubos. No entanto, quando a diferença monetária é considerável e existe a possibilidade de usar um maior permutador – localização do equipamento –, dado que a junta de expansão já teria de ser colocada, a opção válida é a de aumentar o comprimento.



## 6. CONCLUSÃO

O processo de dimensionamento do permutador tinha como objetivo a determinação de variáveis como o comprimento e o número de tubos que lhe corresponde, a área de transferência de calor, o diâmetro da carcaça, e a percepção de qual o melhor diâmetro de tubos para a obtenção do melhor resultado. Sendo o permutador de carcaça e tubos um equipamento que pode tomar grande proporções, a seleção/dimensionamento deste de forma ótima é um importante pormenor e, portanto, dentro dos limites estabelecidos pela bibliografia, decidiu-se ainda que um comprimento aceitável seria aquele abaixo dos 2,5 m.

Inicialmente, o processo de dimensionamento teve como escoamento no lado da carcaça um escoamento axial, ou seja, na configuração do permutador não existam defletores. Dentre deste tipo de escoamento, foram postos à prova diferentes métodos para o cálculo do diâmetro hidráulico, devido à falta de informação. Com os resultados obtidos, depreendeu-se que o melhor método seria o dos tubos concêntricos, devido à sua estabilidade de resultados. No entanto, o melhor resultado obtido na análise, para este tipo de escoamento, foi de 5,2 m para 150 tubos e com  $D_{to}$  de 9,525 mm, tendo-se concluído que o resultado obtido era deveras elevado para o pretendido. Desta forma foi proposto o estudo do permutador com defletores, levando assim à existência de escoamento cruzado.

Perante o escoamento cruzado, também dois métodos de efetuar o dimensionamento surgiram: Kern e Taborek. Comparando os dois, apesar de o de Kern fornecer resultados de comprimento inferiores, o seu valor de perda de carga é, na maior parte das vezes, superior ao limite estabelecido, devido ao seu método simplificado. Pela metodologia de Taborek, os resultados obtidos para  $L$  abaixo do plausível, respeitam sempre tanto o limite de perda de carga na carcaça, como o limite superior de comprimento, resultando em comprimentos entre 2 e 1,6 m, para  $N_t$  de 130 e de 210, respetivamente. Tanto para ambos os tipos de escoamento, como para os diferentes métodos, os melhores resultados obtiveram-se sempre para o diâmetro de tubos inferior, ou seja, de 9,525 mm.

Para a seleção ótima do permutador de carcaça e tubos, a escolha debruça-se entre decidir ter mais tubos e menor comprimento, ou compensar a diminuição da quantidade de tubos com o aumento do comprimento. Deduzindo-se que o custo da soldadura de tubos

é mais dispendioso, se a diferença económica entre a colocação de mais tubos ou o aumento do comprimento for muito significativa, opta-se pela opção de permitir um comprimento maior, se assim a local de instalação o permitir, caso contrário, esta opção recai sobre o aumento da quantidade de tubos no interior da carcaça.

Com os valores obtidos para o método de Taborek, depreende-se que o permutador pode ser melhorado, relativamente à sua construção e constituição, de forma a que não seja necessário um grande número de tubos para fornecer um comprimento ótimo. Assim, uma das características que podem ser alteradas é o número de passagens nos tubos. Ao aumentar este fator, os baixos caudais são compensados com o aumento de velocidade, e assim existe um aumento da transferência de calor. Esta opção pode ser aplicada a diferentes tipos de construção, como o de feixe tubular fixo ou o feixe de tubos em U.

Com todo o estudo e análise efetuada sobre a possibilidade de este tipo de permutador, quanto às suas dimensões e características, ser uma opção para o projeto de cogeração a biomassa, pode-se concluir pelos resultados obtidos que sim, que há a possibilidade do evaporador ser do tipo carcaça e tubos.

---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Projecto MINI-COG – Caldeira a Biomassa com Mini Cogeração: Proposta de Candidatura – Parte B (Anexo Técnico), JCS André, JP Carvalho, R Mendes. 2015. Documento de candidatura ao Programa QREN, Sistema de Incentivo à I&DT, Projectos de I&DT Empresas em Co-Promoção, Aviso 08/SI/2015
- [2] Kristin Seyboth et al.(2016), "Renewables 2016 Global Status Report".
- [3] Paul Mueller Academy Staff (2016, 31 de Agosto), "Which Heat Exchanger Is Best? The Three Main Types Explained". Acedido a 27 de Junho 2017, em: <https://academy.paulmueller.com/different-heat-exchanger-types>.
- [4] M. E. S. Materials (2014, 2 de Maio), "Advantages and Disadvantages of Shell and Tube and Plate type Heat Exchangers". Acedido a 27 de Junho de 2017, em: <http://marineengineeringonline.com/advantages-disadvantages-shell-tube-plate-type-heat-exchangers/>.
- [5] R. K. Shah and D. R. Sekulib (1998), "Heat Exchangers", em Handbook of Heat Transfer, 3rd ed., Warren M. Rohsenow, James R Hartnett, and Young I. Cho, Eds. MCGRAW-HILL, pp. 17.1-17.14.
- [6] D. P. DeWitt, F. P. Incropera, T. L. Bergman, and A. S. Lavine (2008), "Heat Exchangers", in Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6nd ed., pp. 424–445.
- [7] R. Mukherjee (1998), "Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers", Chemical Enineering Progress, no. February, pp. 1–17.
- [8] R. S. Subramanian, "Shell and Tube Heat Exchangers". Acedido a 28 de Fevereiro 2017, em: <http://web2.clarkson.edu/projects/subramanian/ch330/notes/Shell and Tube Heat Exchangers.pdf>.
- [9] A. S. Dalkilic, O. Acikgoz, S. Tapan, and S. Wongwises (2016), "Fundamental basis and implementation of shell and tube heat exchanger project design: condenser and evaporator study" Heat Mass Transf., vol. 52, no. 12, pp. 2863–2878.
- [10] H. A. Nigusse, H. M. Nidiritu, and R. Kiplimo (2014), "Performance Assessment of a Shell Tube Evaporator for a Model Organic Rankine Cycle for Use in Geothermal Power Plant", J. Power Energy Eng., vol. 2, no. October, pp. 9–18.

- [11] A. Hadidi and A. Nazari (2013), "Design and economic optimization of shell-and-tube heat exchangers using biogeography-based (BBO) algorithm", *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, no. 1–2, pp. 1263–1272.
- [12] James R. Welty, Charles E. Wicks, Robert E. Wilson, and Gregory L. Rorrer (2008), "Heat -Transfer Equipment" em *Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer*, 5th ed., p. 338.
- [13] J. H. Perry (1950), "Heat-Transfer Equipment" em *Chemical Engineers' Handbook*, 7th ed., vol. 27, no. 9, p. 11.7.
- [14] S. K. Hulloli (2013), "Numerical Study of Heat Transfer Enhancement in Shell And Tube Heat Exchanger Using CFD" vol. 2, no. 11, pp. 1931–1938.
- [15] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij (2012), "Shell-and-Tube Heat Exchangers" em *Heat Exchangers, Selection, Rating, and Thermal Design*, 3rd ed., pp. 361–390.
- [16] D. P. DeWitt, F. P. Incropera, T. L. Bergman, and A. S. Lavine (2008), "Boiling and Condensation", em *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6nd ed., pp. 393–413.
- [17] J. Navarro-Esbrí et al.(2014), "Shell-and-tube evaporator model performance with different two-phase flow heat transfer correlations. Experimental analysis using R134a and R1234yf", *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, no. 1, pp. 80–89.
- [18] M. A. Ebadian and Z. F. Dong (1998), "Forced Convection, Internal Flow in Ducts" em *Handbook of Heat Transfer*, 3rd ed., p. 5.22-5.27.
- [19] D. P. DeWitt, F. P. Incropera, T. L. Bergman, and A. S. Lavine (2008), "Internal Flow", em *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6nd ed., pp. 307–332.
- [20] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij (2012), "Forced Convection Correlations for the Single-Phase Side of Heat Exchangers", em *Heat Exchangers, Selection, Rating, and Thermal Design*, 3rd ed., pp. 81–129.
- [21] L. FUTURE TECHNOLOGY SUPPLY CO. (2013), "HRS Corrugated Tube Heat Exchanger". Acedido a 5 Julho 2017, em: <http://www.ftsc.co.th/hrs-corrugated-tube-heat-exchangers.html>.
- [22] J. R. Thome (2010), "Single-Phase Shell-Side Flows and Heat Transfer", *Eng. Data B*, III, no. 1983, pp. 1–20.
- [23] C. Liu, C. He, H. Gao, X. Xu, and J. Xu (2012), "The optimal evaporation temperature of subcritical ORC based on second law efficiency for waste heat

- recovery", *Entropy*, vol. 14, no. 3, pp. 491–504.
- [24] "Engineering page - Typical Fouling Factors". Acedido a 11 de Abril 2017, em: [http://www.engineeringpage.com/technology/thermal/fouling\\_factors.html](http://www.engineeringpage.com/technology/thermal/fouling_factors.html).
- [25] "Sianfer - Aço inox e alta liga". Acedido a 5 de Junho 2017, em: [http://sianfer.com.br/aco\\_aplicacoes.html](http://sianfer.com.br/aco_aplicacoes.html).
- [26] Aalco Metals Limited (2016), "ASTM Tube – Tube Sizes - Heat Exchanger Tube" in *Stainless Steel Tubular Products*, p. 2.4.
- [27] J. Chaurette (2003), "Pipe Roughness Values". Acedido a 18 Junho 2017, em: [http://www.pumpfundamentals.com/PIPE\\_ROUGHNESS\\_VALUES.pdf](http://www.pumpfundamentals.com/PIPE_ROUGHNESS_VALUES.pdf).
- [28] R. K. Shah and D. R. Sekulib (1998), "Heat Exchangers" em *Handbook of Heat Transfer*, 3rd ed., W. M. Rohsenow, J. R. Hartnett, and Y. I. Cho, Eds., p. 17.68.
- [29] "Thermal-FluidsPedia - Heat Transfer Predictions for Forced Convective Boiling - Thermal-Fluids Central". Acedido a 14 de Março 2017, em: [http://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat\\_Transfer\\_Predictions\\_for\\_Forced\\_Convective\\_Boiling](http://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat_Transfer_Predictions_for_Forced_Convective_Boiling).
- [30] R. K. Shah and D. R. Sekulib (1998), "Heat Exchangers" em *Handbook of Heat Transfer*, 3rd ed., W. M. Rohsenow, J. R. Hartnett, and Y. I. Cho, Eds., p. 17.95-17.97.
- [31] "Shell & Tube Heat Exchanger". Acedido a 19 de Junho 2017, em: <http://heat-exchangers.exergyllc.com/item/sanitary-shell-tube-heat-exchangers/60-double-sanitary-shell---tube-heat-exchangers/01182-03#>.
- [32] R. K. Shah and D. R. Sekulib (1998), "Heat Exchangers" em *Handbook of Heat Transfer*, 3rd ed., W. M. Rohsenow, J. R. Hartnett, and Y. I. Cho, Eds., p. 17.30-17.36.
- [33] L. G. C. Duarte, "Medição da fração de vazio em tubos de pequeno diâmetro". Acedido a 14 Junho 2017, em: <http://abcm.org.br/app/webroot/anais/encit/2000/arquivos/s03/s03p16.pdf>.
- [34] Bell & Gossett, "Small Coolers – CHX". Acedido a 3 de Julho 2017, em: <http://bellgossett.com/heat-exchangers/straight-tube-heat-exchangers/small-coolers-chx/>, [imagem da capa].



## ANEXO A – PROPRIEDADES DO ÓLEO TÉRMICO

Os valores necessários das propriedades do óleo térmico, empregados ao longo do dimensionamento do permutador, foram retirados das seguintes equações, sendo que estas foram fornecidas no seguimento do projeto. O cálculo das propriedades do óleo térmico é feito a partir da temperatura média do fluido –  $\bar{T}_q$ .

- Equação para a entalpia:

$$h = 2,4894 \times T [^{\circ}\text{C}] - 18,6927 \text{ [kJ/kg]} \quad (0.1)$$

- Equação para a viscosidade dinâmica:

$$\mu = 14,318 \times T [^{\circ}\text{C}]^{-1,839} \text{ [W/m} \cdot \text{K]} \quad (0.2)$$

- Equação para a condutividade térmica:

$$k = -0,0002 \times T [^{\circ}\text{C}] + 0,1381 \text{ [W/m} \cdot \text{K]} \quad (0.3)$$

- Equação para calor específico:

$$c_p = 0,0029 \times T [^{\circ}\text{C}] + 1,9136 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (0.4)$$

- Equação da densidade:

$$\rho = -0,6663 \times T [^{\circ}\text{C}] + 884,49 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (0.5)$$

## ANEXO B – FATOR F

No caso do escoamento da carcaça ser cruzado, será necessário o fator F, que segue os seguintes procedimentos pelo método  $P_1 - NTU_1$  [32]:

$$P_1(k) = \frac{C_{\min}}{C_1} \times \varepsilon; \quad R_1 = \frac{C_1}{C_2} \quad (0.1)$$

$$NTU = \ln \left[ \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{R_1}\right) \times \ln(1 - R_1 P_1)} \right] \quad (0.2)$$

$$NTU_1 = NTU \frac{C_{\min}}{C_1} \quad (0.3)$$

$$K = 1 - e^{-NTU_1} \quad (0.4)$$

$$P_1(k+1) = \frac{[1 - e^{-KR_1}]}{R_1} \quad (0.5)$$

$$F = \frac{\ln\left[\frac{1 - R_1 P_1}{1 - P_1}\right]}{(R_1 - 1) \left[ \left(1 + \frac{1}{P_1}\right) \ln(1 - R_1 P_1) \right]} \quad (0.6)$$

As equações descritas são usadas quando o fluido 1 é o fluido não misturado, neste caso o isopentano, e o fluido 2 o fluido que se mistura, que neste contexto é o óleo térmico, uma vez que circula no lado da carcaça.

## ANEXO C – PERDA DE CARGA NO ESCOAMENTO BIFÁSICO

Relativamente às perdas de carga no escoamento bifásico, tal como foi mencionado na secção 4.2, esta divide-se em perdas de carga por fricção dos dois estados físicos, e em perdas de carga por mudança de impulso [30].

Quanto às perdas por fricção dos dois estados físicos –  $\Delta P_f$  –, a correlação que leva ao cálculo desta é descrita pela seguinte equação:

$$\Delta P_f = \Delta P_{f,lo} \cdot \varphi_{lo}^2 = f_{lo} \frac{2L}{D_h} \frac{G^2}{g_c \rho_l} \varphi_{lo}^2 \quad (0.1)$$

As variáveis  $\varphi_{lo}^2$  e  $f_{lo}$ , e todas aquelas que estão envolvidas no seu cálculo serão apresentadas de seguida.

- Multiplicador de atrito (Correlação de Friedel) –  $\varphi_{lo}$ :

$$\varphi_{lo}^2 = E + 3,23 \frac{F \cdot H}{Fr^{0,045} \cdot We^{0,035}} \text{ se } \frac{\mu_l}{\mu_v} < 1000 \quad (0.2)$$

- Parâmetro E

$$E = (1 - x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{vo}}{\rho_v f_{lo}} \quad (0.3)$$

- Parâmetro F

$$F = x^{0,78} (1 - x)^{0,24} \quad (0.4)$$

- Parâmetro H

$$H = \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left( 1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,7} \quad (0.5)$$

- Número de Weber – We

$$We = \frac{G^2 D_h}{\sigma \rho_{hom}}, \quad (0.6)$$

sendo  $\sigma$  a tensão superficial do fluido à temperatura de evaporação.

- Número de Froude – Fr

$$Fr = \frac{G^2}{gD_h \rho_{hom}^2}, \quad (0.7)$$

em que  $\rho_{hom}$  representa a densidade do escoamento em si, isto é, do conjunto do escoamento líquido com o vaporizado, e é calculada pela equação (0.8)(0.7).

$$\frac{1}{\rho_{hom}} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (0.8)$$

- Fator de fricção de Fanning

$$f_{l0}; f_{v0} = \begin{cases} 0,079 \cdot (Re_{l0}; Re_{v0})^{-0,25} & \text{se } Re_{l0}; Re_{v0} > 2000 \\ \frac{16}{Re_{l0}; Re_{v0}} & \text{se } Re_{l0}; Re_{v0} < 2000 \end{cases}, \quad (0.9)$$

com:

$$Re_{l0} = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}; Re_{v0} = \frac{GD}{\mu_v} \quad (0.10)$$

No que concerne à perda de carga por mudança de impulso, o cálculo desta é feita do seguinte modo:

$$\Delta P_m = \frac{G^2}{g_c} \left[ \left( \frac{x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right)_{z=z_2} - \left( \frac{x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_l} \right)_{z=z_1} \right], \quad (0.11)$$

em que  $z_2$  corresponde ao fim da zona (2), e  $z_1$  ao seu início. Assim a primeira parte da equação é calculada para o instante onde existe uma ínfima quantidade de vapor ( $x=0,001$ ), e a segundo para o instante onde praticamente todo o escoamento se encontra no estado de vapor ( $x=0,95$ ).

Quanto à variável  $\alpha$  [33] que se encontra na equação (0.11), esta é fração de vazio de um escoamento bifásico, definida como a razão entre o volume do gás e o volume total da mistura para um comprimento finito. O seu cálculo é efetuado para o início e fim da zona (2) através da equação proposta por Butterworth [Equação (0.12)].

$$\alpha = \left[ 1 + A \left( \frac{1-x}{x} \right)^p \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^q \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^r \right]^{-1}, \quad (0.12)$$

com  $A = p = 1, q = 0,89$  e  $r = 0,18$  para o modelo não homogéneo. No modelo homogéneo o escoamento bifásico comporta-se como se fosse um escoamento de uma fase só, com as velocidades do líquido e vapor iguais, logo neste caso estamos perante o modelo não homogéneo, uma vez que as velocidades diferem. [30]

## ANEXO D – MÉTODO DE TABOREK: FATORES E CONSTANTES

O método de Taborek [22] requer o cálculo de fatores, que analisam as perdas de cargas em todos os fluxos da carcaça, e também de certas constantes. Quanto aos fatores, as equações que permitem a sua determinação encontram-se apresentadas de seguida, sendo esta a ordem utilizada no processo de iteração.

- $N_{tcc}$  – Número de filas de tubos entre a zona de defletores, que o fluxo atravessa

$$N_{tcc} = \frac{D_c}{S_L} \left[ 1 - 2 \left( \frac{B_c}{100} \right) \right]; \quad (0.1)$$

- $N_{tcw}$  – Número de filas de tubos na zona de corte do defletor

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{S_L} \left[ D_c \left( \frac{B_c}{100} \right) - \frac{D_c - D_b}{2} \right]; \quad (0.2)$$

- $N_c$  – Número de filas de tubos que o fluxo atravessa em todo o permutador

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw})(N_b + 1); \quad (0.3)$$

- Fator  $J_C$  – Fator de correção da zona de corte do defletor

$$J_C = 1 - F_C, \text{ com } F_C = 1 - 2F_W, \quad (0.4)$$

sendo  $F_C$  uma variável utilizada para o cálculo de  $J_C$ .

- $F_W$  – Fração da área transversal ocupada pela zona de corte

$$F_W = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi}; \quad (0.5)$$

- $\theta_{ctl}$  – Ângulo de corte do defletor em relação à linha média do conjunto de tubos

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left\{ \frac{D_c}{(D_b - D_{to})} \left[ 1 - 2 \left( \frac{B_c}{100} \right) \right] \right\}, \text{ com } B_c \text{ em } \%; \quad (0.6)$$

➤ Fator  $J_L$  – Fator de correção das fugas de escoamento

$$J_L = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)] \cdot \exp(-2,2r_{1m})$$

$$\text{com } r_{1m} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \text{ e } r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}}; \quad (0.7)$$

- $\theta_{ds}$  – Ângulo de corte do defletor

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left[ 1 - 2 \left( \frac{B_c}{100} \right) \right]; \quad (0.8)$$

- $S_m$  – Área do escoamento cruzado do conjunto de tubos (A1)

$$S_m = B_s \left[ l_{bb} + \frac{D_b - D_{to}}{S_{T,ef}} (S_T - D_{to}) \right], \quad (0.9)$$

sendo que  $S_{T,ef} = S_T$  para a configuração triangular de 30°.

- $S_{sb}$  – Área de folga entre a carcaça e o defletor

$$S_{sb} = 0,00436 D_c l_{sb} (360 - \theta_{ds}), \quad (0.10)$$

com  $l_{sb}$  – folga total entre a carcaça e o defletor – assumindo o valor 2 [mm] para  $D_c < 400$  mm e  $1,6 + 0,004 D_c$  [mm] para  $D_c > 400$  mm.

- $S_{tb}$  – Área de folga total entre o defletor e os tubos

$$S_{tb} = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_{to} + l_{tb})^2 - D_{to}^2] \right\} N_t (1 - F_w), \quad (0.11)$$

com  $l_{tb}$  – folga total entre o defletor e o tubo – tendo como valor máximo 0,794 mm e como mínimo 0,397 mm.

➤ Fator  $J_B$  – Fator de correção do desvio de escoamento do conjunto de tubos

$$J_B^{(i)} = \exp \left[ -C_{bh}^{(i)} F_{sbp} \left( 1 - \sqrt[3]{2r_{ss}} \right) \right], \text{ com } C_{bh}^{(i)} = \begin{cases} 1,35 & \text{se } Re^{(i)} < 100 \\ 1,25 & \text{se } Re^{(i)} > 100 \end{cases}, \quad (0.12)$$

sendo  $C_{bh}$  um fator empírico.

- $F_{sbp}$  – Razão entre área de desvio do escoamento cruzado e a área de escoamento cruzado do conjunto de tubos.

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m}; \quad (0.13)$$

- $S_b$  – Área de desvio do escoamento

$$S_b = B_s[(D_c - D_b) + L_{pl}], \quad (0.14)$$

com  $L_{pl}$  – largura da via de passagem do escoamento desviado – tomando o valor 0 quando existe apenas uma passagem nos tubos.

- $r_{ss}$  – Razão entre a quantidade de tiras de metal (sealing strips) utilizadas e  $N_{tcc}$ .

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}}; \quad (0.15)$$

- Fator  $J_S$  – Fator de correção para espaçamentos entre defletores diferentes

$$J_S = 1 \text{ se } B_{s,entrada} = B_{s,saída} = B_{s,central} = B_s \quad (0.16)$$

- Fator  $J_R$  – Fator de correção para escoamento laminar

$$J_R^{(i)} = (J_R)_{20} + \left( \frac{20 - Re^{(i)}}{80} \right) [(J_R)_{20} - 1], \text{ com } i = 1, 2, 3 \quad (0.17)$$

$$(J_R)_{20} = \left( \frac{10}{N_c} \right)^{0,18}$$

Os coeficientes empíricos que se encontram no cálculo de  $j_i$  e  $f_1$  são retirados da tabela fornecida pela bibliografia de Taborek, e que se encontra de seguida apresentada.

Layout	Re	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
30°	$10^3-10^4$	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	$10^4-10^3$	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	$10^3-10^2$	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	$10^2-10$	1.360	-0.657			45.10	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.00	-1.000		

**Figura 0.1.** Coeficiente empíricos para o cálculo de  $j_i$  e  $f_1$  [22].

Quanto à perda de carga, o fator de fricção utilizado no cálculo da perda de carga ideal, recorre à equação (0.18) para a sua determinação.

$$f_I^{(i)} = b_1^{(i)} \left( \frac{1,33}{S_T/D_{to}} \right)^{b_2^{(i)}} (Re^{(i)})^{b_3^{(i)}} \text{ com } b^{(i)} = \frac{b_3}{1 + 0,14Re^{(i)b_4}}; i = 1,2,3 \quad (0.18)$$

Os fatores de correção –  $R_\mu$ ,  $R_B$ ,  $R_L$  – correspondem, respectivamente, ao fator de correção da viscosidade [equação (0.19)], do desvio de escoamento [equação (0.20)], e por fim ao fator de correção de fugas [equação (0.21)].

$$R_\mu^{(i)} = \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{-0,14^{(i)}}, \text{ com } i = 1,2,3 \quad (0.19)$$

$$R_B = \begin{cases} 1 & \text{se } r_{ss} \geq 0,5 \\ \exp[-C_{bp}^{(i)} F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2r_{ss}})] & \text{com } C_{bp}^{(i)} = \begin{cases} 4,5 & \text{se } Re^{(i)} < 100 \\ 3,7 & \text{se } Re^{(i)} > 100 \end{cases}; i = 1,2,3 \end{cases} \quad (0.20)$$

$$R_L = \exp[-1,33(1 + r_s)r_{lm}^p] \text{ com } p = -0,15(1 + r_s) + 0,8 \quad (0.21)$$

A velocidade da massa na zona de corte do defletor [equação (0.22)] –  $G_w$  –, necessita do cálculo da área por onde o fluido circula nessa respectiva zona –  $S_w$ . Para chegar a tal são necessários efetuar vários passos, que serão apresentados de seguida.

$$G_w = \frac{\dot{m}_q}{\sqrt{S_m S_w}} \quad (0.22)$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (0.23)$$

- $S_{wg}$  – Área da zona de corte sem tubos

$$S_{wg} = \frac{\pi D_c^2}{4} \left( \frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (0.24)$$

- $S_{wt}$  – Área ocupada pelos tubos na zona de corte

$$S_{wt} = N_{tw} \left( \frac{\pi}{4} D_{to}^2 \right) \quad (0.25)$$

- $N_{tw}$  – Número de tubos na zona de corte

$$N_{tw} = N_t F_w \quad (0.26)$$

Os coeficientes empíricos –  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$ ,  $b_4$  –necessários para o cálculo do fator de fricção, encontram-se explícitos na Figura 0.1.

## APÊNDICE A – PROPRIEDADES DAS SUPERFÍCIES DOS TUBOS

### ➤ Temperatura de superfície

Ao longo do processo de dimensionamento, surgem algumas propriedades que necessitam de ser calculadas à temperatura de superfície, e para tal foram desenvolvidas as seguintes equações:

- Temperatura da parede interna dos tubos –  $T_{s,i}$

$$\begin{aligned} \dot{Q}^{(i)} &= h_i^{(i)} (\pi D_{ti} L^{(i)} N_t) \times (T_{s,i}^{(i)} - \bar{T}_f^{(i)}) \Leftrightarrow \\ T_{s,i}^{(i)} &= \frac{\dot{Q}^{(i)}}{h_c^{(i)} (\pi D_{ti} L^{(i)} N_t)} + \bar{T}_f^{(i)} [\text{°C}]; \text{ com } i = 1,2,3 \end{aligned} \quad (0.1)$$

- Temperatura da parede externa dos tubos –  $T_{s,e}$

$$\begin{aligned} \dot{Q}^{(i)} &= h_e^{(i)} (\pi D_{to} L^{(i)} N_t) \times (\bar{T}_q^{(i)} - T_{s,e}^{(i)}) \Leftrightarrow \\ T_{s,e}^{(i)} &= \bar{T}_q^{(i)} - \frac{\dot{Q}^{(i)}}{h_q^{(i)} (\pi D_{to} L^{(i)} N_t)} [\text{°C}]; \text{ com } i = 1,2,3 \end{aligned} \quad (0.2)$$

### ➤ Condutividade do material

Como mencionado no capítulo 3, o material a considerar para os tubos será o aço inoxidável, no entanto, a condutividade deste depende da temperatura da superfície. Assim após o cálculo da  $T_{s,i}$  e  $T_{s,e}$ , é efetuada a média da temperatura de superfície –  $\bar{T}_s = \frac{T_{s,i} + T_{s,e}}{2}$ , e posteriormente utilizadas nas equações seguinte, de forma a obter a condutividade.

$$k^{(i)} = \begin{cases} 0,02\bar{T}_s^{(i)} [\text{K}] + 8,6 & \text{se } 200 < \bar{T}_s^{(i)} < 400 \\ 0,016\bar{T}_s^{(i)} [\text{K}] + 10,2 & \text{se } 400 < \bar{T}_s^{(i)} < 600 \end{cases} \quad [\text{W/mK}]; \text{ com } i = 1,2,3 \quad (0.3)$$

## APÊNDICE B – COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A equação primitiva que relaciona o coeficiente global de transferência de calor com a área de transferência de calor, é fornecida por DeWitt et al. (2008) [6]. No entanto, para o processo de dimensionamento esta foi desenvolvida até à obtenção da equação que fornece apenas o coeficiente global de transferência de calor através da superfície exterior.

$$\begin{aligned}
 A_e^{(i)} U_e^{(i)} &= A_q^{(i)} U_e^{(i)} = \left[ \frac{1}{h_f^{(i)} A_f^{(i)}} + \frac{R_{f,f}^{(i)}}{A_f^{(i)}} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k^{(i)} L^{(i)} N_t} + \frac{R_{f,q}^{(i)}}{A_q^{(i)}} + \frac{1}{h_q^{(i)} A_q^{(i)}} \right]^{-1} \Leftrightarrow \\
 U_e^{(i)} &= \left[ \frac{A_q^{(i)}}{h_f^{(i)} A_f^{(i)}} + \frac{A_q^{(i)} R_{f,f}^{(i)}}{A_f^{(i)}} + \frac{A_q^{(i)} \ln(r_o/r_i)}{2\pi k^{(i)} L^{(i)} N_t} + \frac{A_q^{(i)} R_{f,q}^{(i)}}{A_q^{(i)}} + \frac{A_q^{(i)}}{h_q^{(i)} A_q^{(i)}} \right]^{-1} \Leftrightarrow \quad (0.1) \\
 U_e^{(i)} &= \left[ \frac{D_{to}}{h_f^{(i)} D_{ti}} + \frac{D_{to} R_{f,f}^{(i)}}{D_{ti}} + \frac{D_{to} \ln(r_o/r_i)}{2k^{(i)}} + R_{f,q}^{(i)} + \frac{1}{h_q^{(i)}} \right]^{-1}, \text{ com } i = 1,2,3
 \end{aligned}$$

