



Estudo de viabilidade e aproveitamento da energia térmica do sistema de vácuo

JOÃO GUILHERME STOFFEL DE GOUVEIA

Novembro de 2018

ESTUDO DE VIABILIDADE E APROVEITAMENTO DA ENERGIA TÉRMICA DO SISTEMA DE VÁCUO

João Guilherme Stoffel de Gouveia
1120445

2018

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

ESTUDO DE VIABILIDADE E APROVEITAMENTO DA ENERGIA TÉRMICA DO SISTEMA DE VÁCUO

João Guilherme Stoffel de Gouveia
1120445

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Professor Doutor Leonardo Silva e coordenação do Engenheiro Joaquim Monteiro.

2018

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

<Grau Académico e Nome>

<Categoria, Instituição>

Orientador

Leonardo Ribeiro

Professor Adjunto, DEM, ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto

Co-orientador

Joaquim Monteiro

Técnico Superior, DEM, ISEP – Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

<Grau Académico e Nome>

<Categoria, Instituição>

AGRADECIMENTOS

Este estudo não poderia ter sido realizado sem a contribuição de algumas pessoas, como tal, estou grato a todos aqueles que tiveram um papel no desenvolvimento deste projeto, não podendo deixar de salientar:

À minha família e amigos pelo encorajamento, motivação e conselhos que foram dando ao longo de toda esta etapa.

Ao meu orientador, Professor Doutor Leonardo José da Silva Ribeiro, pela disponibilidade demonstrada ao longo de todo o projeto e por todo o apoio prestado.

Ao meu coorientador, Engenheiro Joaquim Monteiro, pelo acompanhamento e apoio que me garantiu do início ao fim deste trabalho.

Aos meus orientadores na empresa Continental Mabor, Engenheiro Orlando Couto e Engenheira Ana Paula Santos, por todo o apoio prestado ao longo do meu estágio curricular.

PALAVRAS CHAVE

Estudo de viabilidade. Eficiência energética. Permutadores de Calor. Instalação de vácuo. Processo de vulcanização.

RESUMO

A presente dissertação foi desenvolvida no âmbito do Mestrado em Engenharia Mecânica, ramo de Energia, lecionado no Instituto Superior de Engenharia do Porto e elaborada no decurso de um estágio curricular, realizado na empresa Continental Mabor, em Famalicão. O trabalho exposto baseou-se, essencialmente, num estudo de viabilidade aplicado a uma instalação de vácuo inerente a um dos processos envolvidos na produção de um pneu - a vulcanização.

Inicialmente, o estudo visava determinar a quantidade de energia térmica presente no fluido (água), que circula no interior das tubagens desta instalação e cujo destino final é uma torre de arrefecimento. Seguidamente, era necessário encontrar uma solução que permitisse transferir essa mesma energia térmica para a água fria que segue em direção às caldeiras, beneficiando, desta forma, ambos os equipamentos finais, a torre de arrefecimento e as caldeiras. A melhor maneira de tornar isso possível era através do dimensionamento de um permutador de calor.

Numa fase inicial do trabalho, de forma atingir o primeiro objetivo, foi feito um levantamento de toda a informação relativa à mesma instalação e o posterior cálculo do balanço energético. Obtido este balanço energético, e seguindo o método de Bell-Delaware, dimensionou-se um permutador de calor que garantisse a troca térmica pretendida para ambos os grupos da instalação. Com o intuito de perceber o custo envolvido neste tipo de equipamentos, foram consultadas algumas empresas de fabricantes de permutadores de calor, tendo-se obtido duas soluções da empresa ARSOPI, das quais se escolheu a que mais compensava economicamente. Posto isto, foram avaliados os custos e benefícios envolvidos nesta solução, assim como um estudo de viabilidade a partir de 3 indicadores económicos – tempo de amortização, VAL e TIR - ponderando dois cenários colocados pela empresa. Por um lado, analisar a viabilidade do projeto incluindo nos investimentos iniciais o isolamento de toda a tubagem da instalação de vácuo em estudo (cenário A), por outro, analisar a viabilidade sem contabilizar os gastos com o isolamento destas tubagens (cenário B).

Este estudo permitiu concluir que existe viabilidade neste projeto se for considerado apenas o cenário B.

KEYWORDS

Keywords start's

Viability study. Energy efficiency. Heat Exchangers. Vacuum system. Tire curing.

ABSTRACT

The present dissertation was developed in the scope of the master in mechanical engineering, energy sector, taught at Instituto Superior de Engenharia do Porto and elaborated in the course of a curricular internship, held at Continental Mabor, in Famalicão. The exposed work was essentially based on a viability study applied to a vacuum system inherent in one of the processes involved in the production of a tire – vulcanization.

Initially, the study aimed to determine the amount of thermal energy that is in the fluid (water), which circulates inside the pipes of this system and whose final destination is a cooling tower. Then it was necessary to find a solution that would allow to transfer that same thermal energy to the cold water that fluids towards the boilers, thus benefiting both final equipments, the cooling tower and the boilers. The best way to make this possible was by sizing a heat exchanger.

In an initial stage of the work, in order to reach the first objective, a survey of all the information regarding the same installation and the subsequent calculation of the energy balance was made. Once this energy balance was obtained, and following the Bell-Delaware method, a heat exchanger was sized to guarantee the desires thermal exchange for both groups of the installation. In order to understand the cost involved in this type of equipment, some companies of heat exchangers manufacturers were consulted, obtaining two solutions from ARSOPI, from which it was chosen the one that was economically better. Therefore, the costs and benefits involved in this solution were evaluated, as well as a viability study based on three economic factors – Payback, NPV and IRR – considering two scenarios set by the company. On the one hand, to analyze the viability of the project including in the initial investments the insulation of all the piping from the vacuum system under study (scenario A), on the other hand, analyze the viability without accounting for the costs of insulation of these pipes (scenario B).

This study allowed to conclude that there is viability in this project if only scenario B is considered.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

ASTM	American Society for Testing and Materials
BWG	Birmingham Wired Gauge
DN	Diâmetro Nominal
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturer Association

Lista de Unidades

°C	Temperatura
bar	Pressão
in	Comprimento (polegada) 1 in = 0,0254 m
kg	Massa
kg/h	Caudal mássico
kJ	Energia
kJ/kg	Calor específico
m	Comprimento
m/s	Velocidade
m ²	Área
m ² K/W	Resistência térmica
m ³	Volume
m ³ /kg	Volume específico
Pa	Pressão
Pa.s	Viscosidade dinâmica
rad	Medida angular
W	Potência
W.m ⁻² K ⁻¹	Transferência de calor
W.m ⁻¹ K ⁻¹	Condutividade térmica

Lista de Símbolos

A_1	Área projetada de 1 tubo
A_O	Área de transferência de calor
A_s	Área de passagem do fluxo no centro da carcaça entre 2 chicanas
B	Espaçamento entre chicanas
B_c	Corte das chicanas
C	Espaçamento entre o limite exterior do feixe de tubos e o diâmetro interno da carcaça
CL	Constante do arranjo dos tubos
c_{ps}	Calor específico do fluido da carcaça
CTP	Constante para contagem de tubos
D_{ctl}	Diâmetro do feixe de tubos
d_i	Diâmetro interior dos tubos
d_o	Diâmetro exterior dos tubos
D_{otl}	Diâmetro exterior do feixe de tubos
D_s	Diâmetro da carcaça
F	Fator de eficiência de um permutador
F_c	Fração de tubos na zona de fluxo cruzado
f_i	Fator de fricção ideal da carcaça
F_{sbp}	Razão entre áreas de passagem
F_w	Fração de tubos nas janelas
G_s	Velocidade mássica da carcaça
h_i	Coefficiente global de transferência de calor nos tubos
h_{id}	Coefficiente de transferência de calor ideal da carcaça
h_o	Coefficiente de transferência de calor da carcaça
J_b	Fator de correção para o efeito de folga no feixe de tubos
J_c	Fator de correção para corte e espaçamento de chicanas
j_i	Colburn j-factor
J_l	Fator de correção para efeitos de fugas nas chicanas
J_r	Fator de correção para gradiente de temperatura variável
J_s	Fator de correção para espaçamentos variáveis entre as chicanas
K_c	Coefficiente de perdas por contração
K_e	Coefficiente de perdas por expansão
K_i	Coefficiente de perdas na entrada
K_o	Coefficiente de perdas na saída
k_s	Condutibilidade térmica do fluido da carcaça
L	Comprimento
L_{bb}	Folga entre a carcaça e o feixe de tubos
L_{bc}	Espaçamento entre as chicanas centrais
L_{pl}	Largura do desvio quando o fluxo atinge a superfície de um tubo

L_{sb}	Folga entre a carcaça e a chicana
L_{tb}	Espaçamento entre o diâmetro exterior do tubo e o buraco da chicana
\dot{m}_s	Caudal de fluido na carcaça
N_b	Número de chicanas
N_t	Número de tubos
N_{tcc}	Número de filas de tubos em zona de fluxo cruzado
N_{tcw}	Número de filas de tubos na secção das janelas
N_u	Número de Nusselt
p_{bi}	Perda de carga na secção da chicana num tubo equivalente ideal
p_c	Perda de carga ao longo da secção de fluxo cruzado
p_e	Perdas de carga na entrada e saída
PR	Relação entre os passos entre tubos
Pr	Número de Prandtl
P_t	Passo entre tubos
p_w	Perda de carga nas janelas das chicanas
p_{wi}	Perda de carga na secção da janela num tubo equivalente ideal
Q	Carga térmica de um permutador
R_b	Fator de correção para os desvios no feixe de tubos
Re_s	Número de Reynolds na carcaça
Re_t	Número de Reynolds nos tubos
R_{fo}	Resistência à incrustação
R_{fin}	Resistência nas alhetas
R_l	Fator de correção para as fugas nas chicanas
r_{lm}	Razão entre a zona de fugas da chicana e a zona de fluxo cruzado
R_s	Fator de correção para os diferentes espaçamentos entre as chicanas
r_s	Rácio entre a área de fuga carcaça-chicana e a área de fugas total
s	Carcaça
S_b	Área de folga
S_m	Área de fluxo cruzado na carcaça
S_{sb}	Área de fuga entre a carcaça e a chicana
S_{tb}	Área de fuga entre o tubo e a chicana
S_w	Área da janela ocupada por fluxo cruzado
S_{wg}	Área de fluxo nas janelas das chicanas
S_{wt}	Área de janela ocupada por tubos
t	Espessura dos tubos
T_{ln}	Temperatura logarítmica
U	Coefficiente global de transferência de calor
U_s	Velocidade do fluxo na carcaça
w	Parede do tubo

Lista de Símbolos Gregos

Δ	Delta - Variação
μ	Miú - Viscosidade dinâmica
θ	Theta - Ângulo
π	Pi – 3,14
ρ	Ró – Massa volúmica

GLOSSÁRIO DE TERMOS

Purga (*Blowdown*) – Processo de descarga do condensado formado no interior do diafragma durante o ciclo de vulcanização.

BWG – Birmingham Wire Gauge – norma que permite especificar a espessura do tubo

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - DISTRIBUIÇÃO GLOBAL DA EMPRESA CONTINENTAL (ADAPTADO DE (CONTINENTAL, 2017)).	1
FIGURA 2 - CONTINENTAL MABOR, LOUSADO (ADAPTADO DE (NEVES, 2017)).	3
FIGURA 3 - EVOLUÇÃO DA DEPENDÊNCIA ENERGÉTICA DE PORTUGAL (ADAPTADO DE (DIREÇÃO-GERAL DE ENERGIA E GEOLOGIA, 2018)).	4
FIGURA 4 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO ATUAL DA INSTALAÇÃO.	6
FIGURA 5 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO, APÓS IMPLEMENTAÇÃO DE SOLUÇÕES ESTUDADAS.	7
FIGURA 6 - CICLO DE VULCANIZAÇÃO DE UM PNEU (IMAGEM ADAPTADA (ANDRADE, 2014)).	12
FIGURA 7 - REDE DE VÁCUO DO PROCESSO DE VULCANIZAÇÃO (ADAPTADO DE (ANDRADE, 2014)).	13
FIGURA 8 – ESQUEMA DA INSTALAÇÃO (ADAPTADO DE (ANDRADE, 2014)).	14
FIGURA 9 - BOMBA DE VÁCUO UTILIZADA (BUSCH, 2018).	15
FIGURA 10 - COMPONENTES BOMBA DE VÁCUO DE ANEL LÍQUIDO (ADAPTADO DE (OMEL, 2018)).	15
FIGURA 11 - BOMBA DE VÁCUO EM FUNCIONAMENTO (ADAPTADO DE (VALLO, 2018)).	16
FIGURA 12 - BOMBA SPIRAX (ESQUERDA, (SPIRAX SARCO, 2018)) E BOMBA GRUNDFOS (DIREITA, (GRUNDFOS, 2018)).	17
FIGURA 13 - BOMBA DE CONDENSADO DE DESLOCAMENTO POSITIVO.	17
FIGURA 14 - TUBAGENS INSTALAÇÃO DE VÁCUO.	19
FIGURA 15 - TORRE DE ARREFECIMENTO DE CONTACTO DIRETO.	20
FIGURA 16 - ESQUEMA REPRESENTATIVO DO TRAJETO DA ÁGUA ATÉ À CALDEIRA.	22
FIGURA 17 - GRÁFICO DE VARIAÇÃO DE PRESSÃO NO INTERIOR DO DIAFRAGMA NUM CICLO DE VULCANIZAÇÃO.	25
FIGURA 18 - VALORES DE TEMPERATURAS E PRESSÕES AO LONGO DA INSTALAÇÃO.	27
FIGURA 19 – SEQUÊNCIA LÓGICA DO DIMENSIONAMENTO DE UM PERMUTADOR DE CALOR (ADAPTADA (JUNIOR, MONTEGUTTI, & HAUS, 2016)).	28
FIGURA 20 - FLUXO PARALELO (ADAPTADO DE (THULUKKANAM, 2013)).	32
FIGURA 21 - FLUXO CONTRACORRENTE (ADAPTADO DE (THULUKKANAM, 2013)).	32
FIGURA 22 - FLUXO CRUZADO (ADAPTADO (THULUKKANAM, 2013)).	33
FIGURA 23 - ESQUEMA DE UM PERMUTADOR DE CARÇAÇA E TUBOS (ADAPTADO DE (INCROPERA, DEWITT, THEODORE, & LAVINE, 2007)).	34
FIGURA 24 - TIPOS DE CARÇAÇAS.	36
FIGURA 25 - ARRANJO DE TUBOS EM U.	37
FIGURA 26 - TUBAGEM FIXA EM PLACAS TUBULARES.	37
FIGURA 27 - TIPOS DE DISPOSIÇÃO DOS TUBOS.	40
FIGURA 28 - PASSO ENTRE OS TUBOS (IMAGEM ADAPTADA DE (THULUKKANAM, 2013)).	41
FIGURA 29 - CHICANA TRANSVERSAL UNI-SEGMENTADA (ADAPTADO (SADIK, LIU, & PRAMUANJAROENKIJ, 2012)).	42
FIGURA 30 - EXEMPLO DE UM ESPELHO (ADAPTADO DE (THULUKKANAM, 2013)).	43
FIGURA 31 - SEQUÊNCIA LÓGICA DA ESTIMATIVA PRELIMINAR DAS DIMENSÕES DO PERMUTADOR.	44
FIGURA 32 - DESIGNAÇÃO DAS TEMPERATURAS DE ENTRADA E DE SAÍDA NO PERMUTADOR.	44
FIGURA 33 - GEOMETRIA DO PERMUTADOR.	46

FIGURA 34 - CORRENTES DE FLUXO NA CARÇAÇA.	48
FIGURA 35 - PERDAS DE CARGA NA ZONA DE FLUXO CRUZADO (ADAPTADO DE (SADIK, LIU, & PRAMUANJAROENKIJ, 2012)).	50
FIGURA 36 - PERDA DE CARGA NAS JANELAS ENTRE CHICANAS (ADAPTADO DE (SADIK, LIU, & PRAMUANJAROENKIJ, 2012)).	51
FIGURA 37 - PERDA DE CARGA NA ENTRADA E SAÍDA DO PERMUTADOR (ADAPTADO DE (SADIK, LIU, & PRAMUANJAROENKIJ, 2012)).	51
FIGURA 38 - FLUXOGRAMA PARA OS CÁLCULOS DOS FATORES DE CORREÇÃO.	52
FIGURA 39 - GEOMETRIA DA CHICANA E RESPECTIVOS ÂNGULOS.	52
FIGURA 40 - REPRESENTAÇÃO DO ESPAÇAMENTO ENTRE TUBOS.	53
FIGURA 41 - ESQUEMATIZAÇÃO DISTÂNCIAS LBI, LBC E LBO.	56
FIGURA 42 - COMPRIMENTO DE ENTRADA PARA UM FLUXO INTERNO ((INCROPERA, DEWITT, THEODORE, & LAVINE, 2007)).	58
FIGURA 43 – COMPORTAMENTO DO VAPOR AO LONGO DA ETAPA 1.	64
FIGURA 44 - COMPORTAMENTO DO VAPOR AO LONGO DA ETAPA 2.	66
FIGURA 45 - EVOLUÇÃO DA MASSA DE VAPOR E CONDENSADO NO INTERIOR DO DIAFRAGMA COM A VARIAÇÃO DE PRESSÃO.	68
FIGURA 46 - TEMPERATURA MÉDIA DIÁRIA DA ÁGUA DE RETORNO ÀS CALDEIRAS NOS MESES DE AGOSTO, SETEMBRO E OUTUBRO.	70
FIGURA 47 - CAUDAL MÉDIO DIÁRIO DA ÁGUA DE RETORNO ÀS CALDEIRAS NOS MESES DE AGOSTO, SETEMBRO E OUTUBRO.	70
FIGURA 49 - TEMPERATURA MÉDIA DIÁRIA DA ÁGUA DE RETORNO ÀS CALDEIRAS NOS MESES NOVEMBRO E DEZEMBRO DE 2017 E JANEIRO E FEVEREIRO DE 2018.	71
FIGURA 48 - CAUDAL MÉDIO DIÁRIO DA ÁGUA DE RETORNO ÀS CALDEIRAS NOS MESES NOVEMBRO E DEZEMBRO DE 2017 E JANEIRO E FEVEREIRO DE 2018.	71
FIGURA 50 - LOCALIZAÇÃO RELATIVA DOS PERMUTADORES DE CALOR A SER PROJETADOS.	72
FIGURA 51 - REPRESENTAÇÃO DA PRÉ-CONFIGURAÇÃO DO PERMUTADOR.	74
FIGURA 52 - PROCESSO ITERATIVO PARA OBTENÇÃO DAS DIMENSÕES FINAIS DOS PERMUTADORES.	80
FIGURA 53 - DISTRIBUIÇÃO VÁLVULAS DE SECCIONAMENTO.	85

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - DIMENSÕES DAS TUBAGENS DA INSTALAÇÃO.....	18
TABELA 2 - COMPOSIÇÃO QUÍMICA DAS TUBAGENS DA INSTALAÇÃO.....	18
TABELA 3 - CÁLCULO PERDA DE CARGA NOS TUBOS.	60
TABELA 4 - PROPRIEDADES TÉRMICAS DO VAPOR NO PONTO 1, 1' E 2.....	65
TABELA 5 - PROPRIEDADES TÉRMICAS DO VAPOR NO PONTO 2, 3 E 4.	66
TABELA 6 - CAUDAL MÁSSICO E VOLÚMICO POR GRUPO.....	69
TABELA 7 - TEMPERATURAS E CAUDAIS MÉDIOS DO FLUIDO FRIO.	72
TABELA 8 - PROPRIEDADES DOS FLUIDOS DE TRABALHO.	73
TABELA 9 - BALANÇO ENERGÉTICO GRUPO 1 E GRUPO 2.	73
TABELA 10 - TABELA RESUMO DA PRÉ-CONFIGURAÇÃO DO PERMUTADOR.....	74
TABELA 11 - PROPRIEDADES DOS FLUIDOS DE TRABALHO.	75
TABELA 12 - PRÉ- DIMENSIONAMENTO DO PERMUTADOR.....	76
TABELA 13 - FATORES DE CORREÇÃO ESTIMADOS.....	77
TABELA 14 - ESTIMATIVA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA DA CARÇA.....	78
TABELA 15 - ESTIMATIVA COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DOS TUBOS.	79
TABELA 16 - EVOLUÇÃO DO PROCESSO ITERATIVO.	81
TABELA 17 - ERRO RELATIVO ENTRE ITERAÇÕES.....	81
TABELA 18 - VALORES FINAIS DO CÁLCULO PARA O DIMENSIONAMENTO DO PERMUTADOR DE CALOR.	82
TABELA 19 - CARACTERÍSTICAS PERMUTADOR DE CALOR ARSOPI- PROPOSTA NÚMERO 1.....	83
TABELA 20 - CARACTERÍSTICAS PERMUTADOR DE CALOR ARSOPI- PROPOSTA NÚMERO 2.....	84
TABELA 21 - COMPRIMENTO DAS TUBAGENS.....	86
TABELA 22 - PLANO DE MANUTENÇÃO PREVENTIVA PERMUTADORES DE CALOR (M- MENSAL; T- TRIMESTRAL; S- SEMESTRAL; A- ANUAL; 2A – BIANUAL).....	87
TABELA 23 - TORRE DE ARREFECIMENTO - DADOS 2017.	89
TABELA 24 – BALANÇO TOTAL DE INVESTIMENTOS.....	91
TABELA 25 - BALANÇO TOTAL DE POUPANÇAS.....	91
TABELA 26 - BALANÇO TOTAL DE INVESTIMENTOS NA SITUAÇÃO B).	91
TABELA 27 - BALANÇO TOTAL DE POUPANÇAS NA SITUAÇÃO B).	91
TABELA 28 - VALORES DE TEMPO DE AMORTIZAÇÃO.....	92
TABELA 29 - VALOR ATUAL LÍQUIDO PARA SITUAÇÃO A).	94
TABELA 30 - VALOR ATUAL LÍQUIDO PARA SITUAÇÃO B).....	95

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	A empresa	1
1.2	Contexto e Motivação	4
1.3	Objetivos e estrutura	6
2	PROCESSO DE VULCANIZAÇÃO	11
2.1	Instalação de vácuo	13
2.2	Componentes da instalação	15
2.2.1	Bombas de vácuo	15
2.2.2	Bombas de condensado	17
2.2.3	Reservatório	18
2.2.4	Tubagens	18
2.2.5	Equipamentos auxiliares	20
2.3	Balanco Energético	24
2.3.1	Água quente	25
2.4	Proposta de solução	28
2.4.1	Permutadores de calor	30
2.4.2	Seleção inicial dos parâmetros construtivos	35
2.4.3	Estimativa da geometria inicial	44
2.4.4	Avaliação do projeto	48
3	DIMENSIONAMENTO DO PERMUTADOR	63
3.1	Dimensionamento térmico	64
3.1.1	Cálculo do caudal do fluido quente	64
3.1.2	Fluido frio	70
3.1.3	Balanco energético do sistema	73
3.2	Cálculo geométrico do permutador	74
3.2.1	Pré- dimensionamento e cálculos auxiliares	76
3.2.2	Fatores de correção	77
3.2.3	Carçaça	78
3.2.4	Tubos	79

3.3	Processo Iterativo	80
3.4	Produto final e avaliação dos requisitos	82
3.5	Solução ARSOPI – número 1	83
3.6	Solução ARSOPI – número 2	84
3.7	Análise dos investimentos	85
3.7.1	Instalação dos equipamentos	85
3.7.2	Plano de manutenção preventiva	87
3.8	Vantagens da instalação	88
3.8.1	Desgaseificador	88
3.8.2	Torres de Arrefecimento	89
3.9	Balanço económico da solução	91
3.9.1	Tempo de amortização	92
3.9.2	VAL (Valor atual líquido)	93
3.9.3	TIR (Taxa Interna de Rentabilidade)	96
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	99
4.1	CONCLUSÕES	99
4.2	PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	101
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	105
6	ANEXOS	109
6.1	Gráficos fatores de correção pré-dimensionamento	110
6.2	Gráficos fatores de correção dimensionamento final	114
6.3	Solução número 1 ARSOPI	118
6.4	Solução número 2 ARSOPI	127
6.5	Propriedades térmicas isolamento ARMAFLEX	136
6.6	Cálculos para estimativa do investimento	137
6.7	Poupança energética ao nível da bomba de reposição	138
6.8	Poupança de água de reposição	139

1. INTRODUÇÃO

1 Introdução

1.1 A empresa

Continental AG

Empresa fundada em Hannover em outubro de 1871. Na origem, fabricava artefactos de borracha flexível e pneus maciços para carruagens e bicicletas. Iniciou a sua produção de pneus lisos para automóveis em 1898 e, desde então que segue a evolução da indústria automóvel através do estudo e aplicação de técnicas, produtos e equipamento para melhoria de pneumáticos. O seu prestígio permite que se expanda para fora das fronteiras da Alemanha e os pneus Continental começam a equipar os carros vencedores de diversas competições de automóveis.

Este grupo é igualmente especialista na produção de sistemas de travagem, controlos dinâmicos para viaturas, tecnologias de transmissão de potência, sistemas eletrónicos e sensores. A venda de pneus representa 25% da faturação total. Para além das ligações ao negócio automóvel, a empresa produz ainda para o fabrico de maquinaria, para a indústria mineira, de mobiliário e de impressão. O grupo emprega mais de 233 000 pessoas em 56 países diferentes distribuídos por todos os continentes. ((Azevedo T. A., 2016) e (Vinhas, 2016))



Figura 1 - Distribuição global da empresa Continental (adaptado de (Continental, 2017)).

Dentro da indústria automóvel, a Continental está dividida nas seguintes 6 secções (Continental, 2017):

- Chassis e Segurança: diretamente relacionado com a segurança ativa e passiva e dinâmica do veículo. Componentes como sistemas de travagem eletrónica, sensores, componentes de chassis, entre outros...
- Transmissões: soluções de sistemas inovadores e eficientes para transmissões do presente e do futuro, para os veículos de todas as categorias, tais como, sistemas de transmissão, eletrónicos, Diesel, entre outros...
- Interior: tudo o que está relacionado com a apresentação e gestão de informações do veículo.
- Pneus para tratores.
- Pneus para veículos comerciais.
- ContiTech: desenvolvimento e produção de peças funcionais, componentes e sistemas para a indústria automóvel entre outras.

Continental MABOR (Lousado)



Figura 2 - Continental MABOR, Lousado (adaptado de (Neves, 2017)).

A Continental MABOR, como empresa ligada à indústria de pneus, nasceu em dezembro de 1989. O nome resulta da junção de duas empresas, a Continental AG, de dimensão mundial, e a MABOR (Manufatura Nacional de Borracha, S.A.), de dimensão nacional.

Esta última foi a primeira fábrica de pneumáticos de Portugal e iniciou a sua laboração em 1946. Partindo de uma produção média diária de 5000 pneus/dia em 1990, atingiu-se o valor de 21000 pneus/dia em 1996 e, atualmente, esta empresa apresenta uma capacidade produção média de 55000 pneus/dia, o que faz dela uma das mais produtivas do grupo. Produz pneus de vários tipos, medidas e marcas. Mais de 98% da sua produção destina-se à exportação.

A empresa, localizada em Lousado, funciona com 5 turnos (3 à semana e 2 ao fim de semana), durante 24 horas, 7 dias por semana, à exceção das semanas de paragem em agosto e dezembro.

1.2 Contexto e Motivação

Desde a revolução industrial até agora, têm crescido as necessidades energéticas das sociedades em geral. Esse crescimento tem sido sustentado, essencialmente, com recurso aos combustíveis fósseis (petróleo, carvão e gás natural). A dependência nestes recursos energéticos tem dado origem a duas grandes ameaças no panorama global de energia - a obtenção de energia a preços competitivos e os efeitos negativos no ambiente. No caso, por exemplo, de Portugal, de acordo com Direção-Geral de Energia e Geologia (Direção-Geral de Energia e Geologia, 2018) a dependência energética, no ano de 2016, foi de 74,9% e deve-se à inexistência de produção interna de fontes de energia fósseis. Essa dependência, apesar de ser bastante elevada, tem tido uma evolução positiva na última década, resultado da aposta nas energias renováveis (ver Figura 3), contudo, torna Portugal um país vulnerável no que às oscilações dos custos dos recursos energéticos diz respeito.

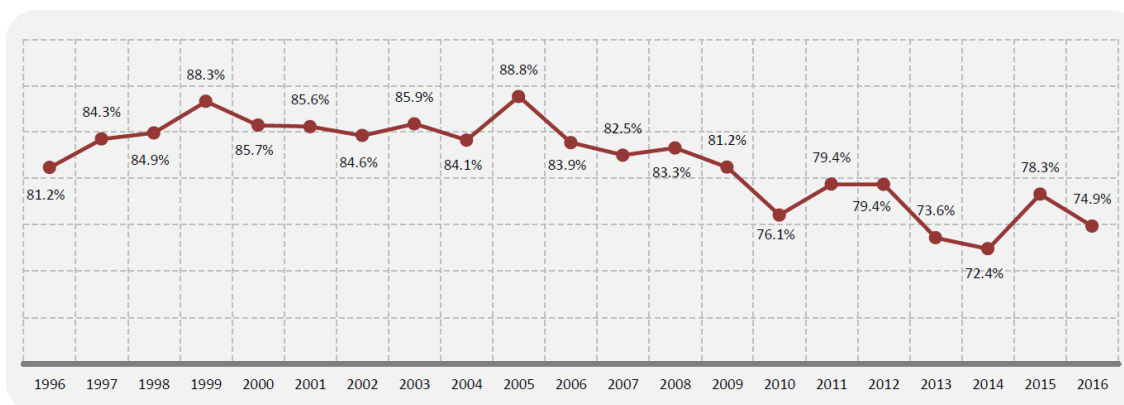


Figura 3 - Evolução da Dependência Energética de Portugal (adaptado de (Direção-Geral de Energia e Geologia, 2018)).

Neste sentido, sobretudo após a crise energética que ocorreu no anos setenta, foi surgindo a necessidade de melhorar a eficiência na utilização final de energia, uma vez que, quanto maior for essa eficiência, menor será o consumo de energia primária (impacto económico) e menores serão as emissões de CO₂ e de outros gases com efeito de estufa (impacto ambiental) (Lourenço & Melo, 2009). Surgiu então o conceito de eficiência energética que, hoje em dia, é uma das condições necessárias à competitividade da indústria e se traduz na otimização das formas de energia selecionadas e na racionalização do consumo das mesmas, através de uma procura incessante da redução das perdas de energia nos processos e atividades da indústria (Braga, 2017).

A empresa Continental é uma das empresas nas quais se verifica uma procura constante de melhoria na eficiência energética. À parte do interesse económico, a empresa revela também preocupações ambientais no que toca ao investimento na eficiência energética. Em 2013 foi estabelecido um plano estratégico ambiental que perspetivava uma redução das emissões de CO₂, consumo de água e energia e do desperdício criado na ordem dos 20%, assim como um aumento anual de 2% na taxa de reutilização e reciclagem do desperdício. Em 2017, a três anos do prazo convencionado, a redução ao nível do consumo de energia, emissões CO₂ e consumo de água era de aproximadamente 15%.

É neste seguimento que surge este projeto em parceria com a empresa Continental MABOR, mais concretamente, com o Departamento de Energia e Infraestruturas, departamento no qual foi realizado o estágio curricular.

1.3 Objetivos e estrutura

Um dos processos envolvidos na produção de um pneu é a vulcanização. Em cada ciclo de vulcanização é expelida para a tubagem do sistema de vácuo uma determinada quantidade de água/vapor a elevadas temperaturas, em direção à central de vácuo, de onde será bombeada até à torre de arrefecimento (Figura 4).

Partindo do raciocínio transmitido anteriormente, com o objetivo de uma melhoria contínua no que à eficiência energética diz respeito, surgiu a necessidade, por parte do departamento de energia e infraestruturas da Continental Mabor, de quantificar a energia térmica presente na água resultante do processo de vulcanização e, seguidamente, estudar uma forma de esta ser removida, sem que seja desperdiçada, fazendo um balanço do custo/benefício de forma a conhecer a viabilidade do projeto.

A solução passará pelo dimensionamento de um permutador de calor que permita transferir a energia térmica presente na água quente proveniente das prensas de vulcanização, para a água de retorno que segue em direção às caldeiras, melhorando a eficiência dos equipamentos em ambos os casos (Figura 5).

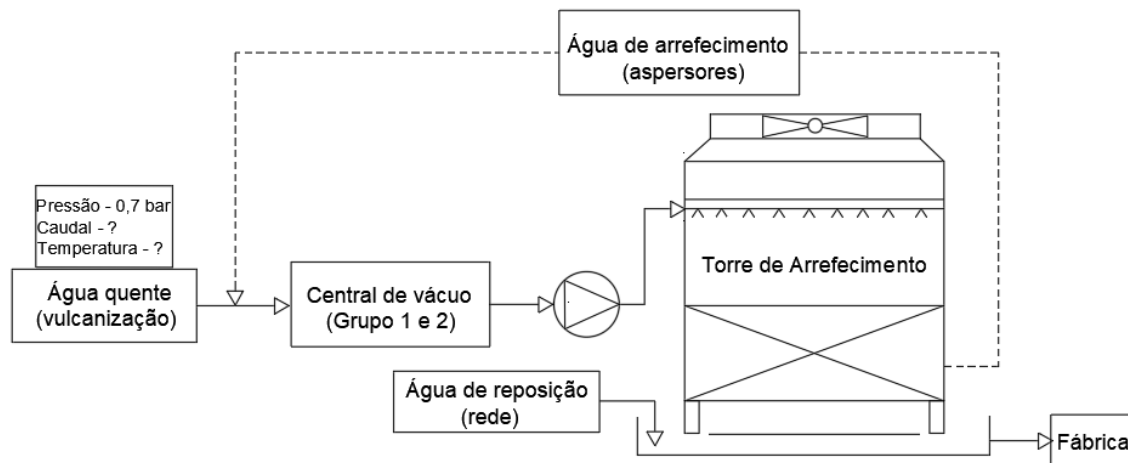


Figura 4 - Esquema de princípio atual da instalação.

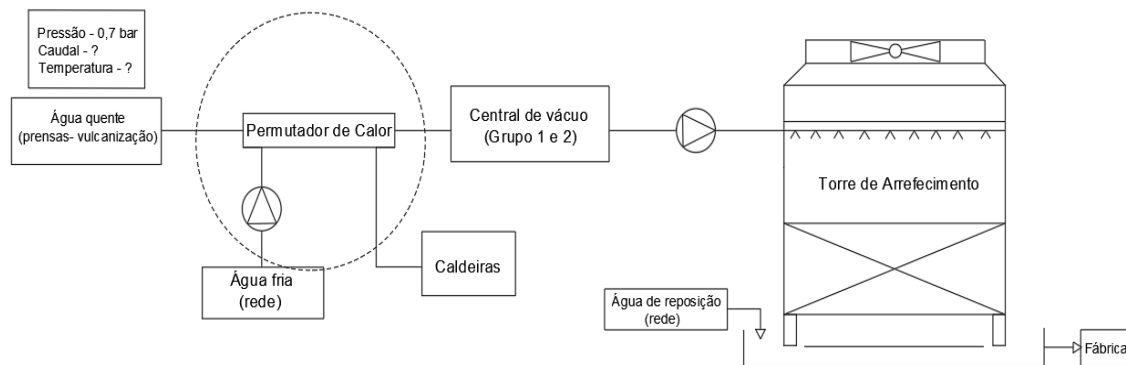


Figura 5 - Esquema de princípio, após implementação de soluções estudadas.

Assim sendo, o trabalho será estruturado da seguinte forma:

- O primeiro capítulo será dedicado à apresentação da empresa e ao contexto, motivação e objetivos delineados para o trabalho.
- No segundo capítulo será caracterizada a instalação, apresentado o enquadramento teórico análogo à proposta de solução e a metodologia utilizada para o dimensionamento da mesma.
- No terceiro capítulo será feita a apresentação geral do caso e estudo. Será apresentado o balanço energético referente à solução, os valores obtidos no dimensionamento do equipamento de transferência de calor (permutador de calor), a solução de equipamento proposta pela empresa ARSOPI e ainda o balanço económico de toda a solução.
- No quarto capítulo, a conclusão, serão apresentadas as disposições finais do projeto, serão referidas as dificuldades sentidas ao longo do mesmo, a resposta aos objetivos traçados e propostas de melhoria ou trabalhos futuros.

2. Estado de arte

2 Processo de vulcanização

O ciclo de produção de um pneu divide-se em 5 etapas: misturação (junção e homogeneização dos diferentes materiais que compõem o pneu), preparação (conjunto de transformações físicas a que o composto inicial será sujeito, por intermédio, por exemplo, a extrusoras e calandras), construção (processo de montagem dos diversos componentes do pneu, como as paredes laterais e as diferentes camadas do piso), vulcanização e inspeção final (analisa o pneu e assegura a sua qualidade quanto à performance e à segurança). Este trabalho, tal como já foi referido anteriormente, incide sobre uma instalação de vácuo que se encontra contígua ao processo de vulcanização.

A vulcanização é um processo de elevada importância na construção do pneu já que lhe fornece a sua forma final, uma maior durabilidade e propriedades mecânicas que vão de encontro às necessidades de utilização (Ozório, 2014). Trata-se de um processo de cura que ocorre sob pressão e a uma elevada temperatura, resultando, portanto, num elevado consumo energético. Durante o tempo em que a borracha não se encontra vulcanizada, esta é adesiva, facilmente deformável com a temperatura e frágil a baixas temperaturas, o que faz com que não possa ser utilizada para produtos que requerem boa resistência elástica.

A sua cura consiste num processo químico no qual as moléculas poliméricas se ligam umas às outras através de ligações cruzadas, aumentando o seu tamanho, e, conseqüentemente, restringindo o movimento molecular. Como resultado, a borracha irá começar a assumir um comportamento elástico, ou seja, deforma-se quando sofre uma tensão e retorna à posição original quando se liberta desta (Andrade, 2014).

Este processo decorre numa prensa hidráulica e o aquecimento e enformação do pneu são provocados por vapor de água. Um ciclo de vulcanização tem uma duração entre os 10 e os 15 minutos e envolve várias etapas (Continental, 2017). Cada prensa permite a vulcanização de 2 pneus, contudo, existem prensas síncronas e não síncronas. A única diferença reside no facto de, nas prensas síncronas, o processo de vulcanização ser feito em simultâneo para ambos os pneus e nas prensas não síncronas este ser feito de forma independente.

Na Figura 6, apresentada em baixo, estão representadas as várias etapas do processo de vulcanização de um pneu.

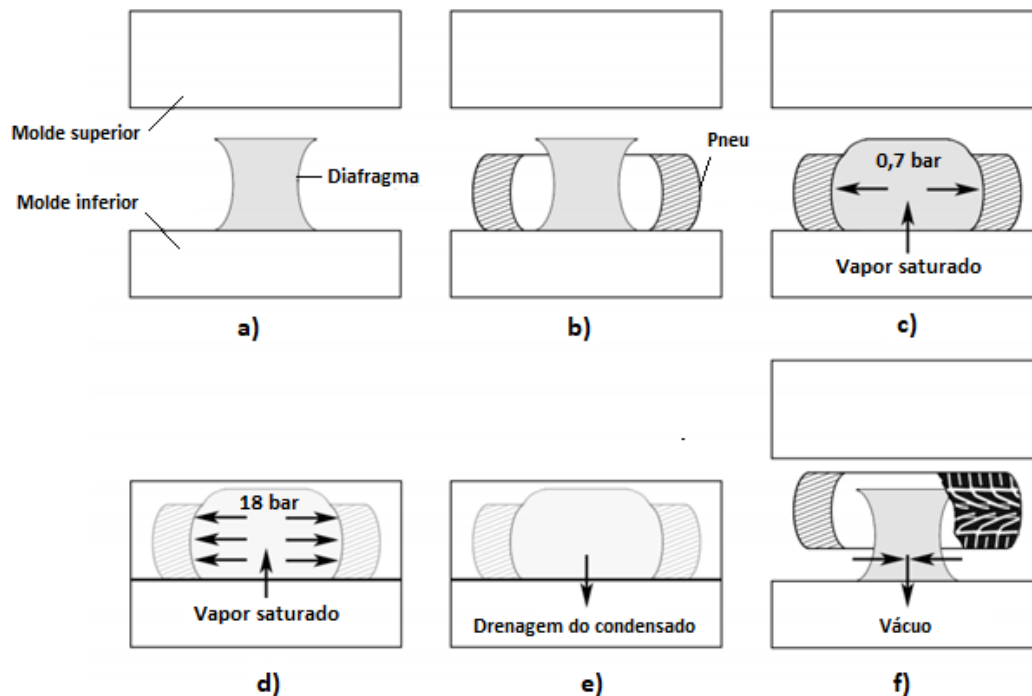


Figura 6 - Ciclo de vulcanização de um pneu (imagem adaptada (Andrade, 2014)).

No momento em que a prensa se encontra disponível para receber um pneu para vulcanizar, o diafragma (saco de borracha cuja função, através da injeção de vapor de água para o seu interior, é prensar o pneu ao molde) encontra-se sob vácuo, por forma a facilitar a entrada do pneu (Figura 6a e 6b). Quando este é introduzido, o diafragma é alimentado com vapor saturado até atingir uma pressão de 0,7 bar no seu interior (Figura 6c), permitindo o correto posicionamento do pneu na prensa, condição obrigatória para o fecho da mesma. Depois de fechada a prensa, o diafragma é novamente alimentado com vapor saturado até atingir uma pressão próxima dos 18 bar (Figura 6d), prensando por completo o pneu ao molde. Ao longo do ciclo, a pressão no interior do diafragma vai sendo controlada e ajustada.

Terminado o processo de vulcanização do pneu, é feita uma drenagem de todo o condensado formado neste período (figura 6e). O condensado é drenado para uns reservatórios de purga (*"blowdown"*) que se encontram à pressão atmosférica, permitindo que a pressão no diafragma desça até perto de 1 bar, requisito necessário para a abertura da prensa. De seguida, e por último, é ativado o sistema de vácuo, que cria uma depressão na instalação, aspirando todo o conteúdo do diafragma por forma a permitir a saída do pneu vulcanizado e preparar a prensa para o novo ciclo (figura 6f).

2.1 Instalação de vácuo

A central de produção de vácuo é constituída por 2 grupos de vácuo. O primeiro alimenta as prensas dos canais 1 a 6 e o segundo alimenta as prensas dos canais 7 a 10. Por cada canal existem 2 linhas de prensas, como se pode verificar na Figura 7.

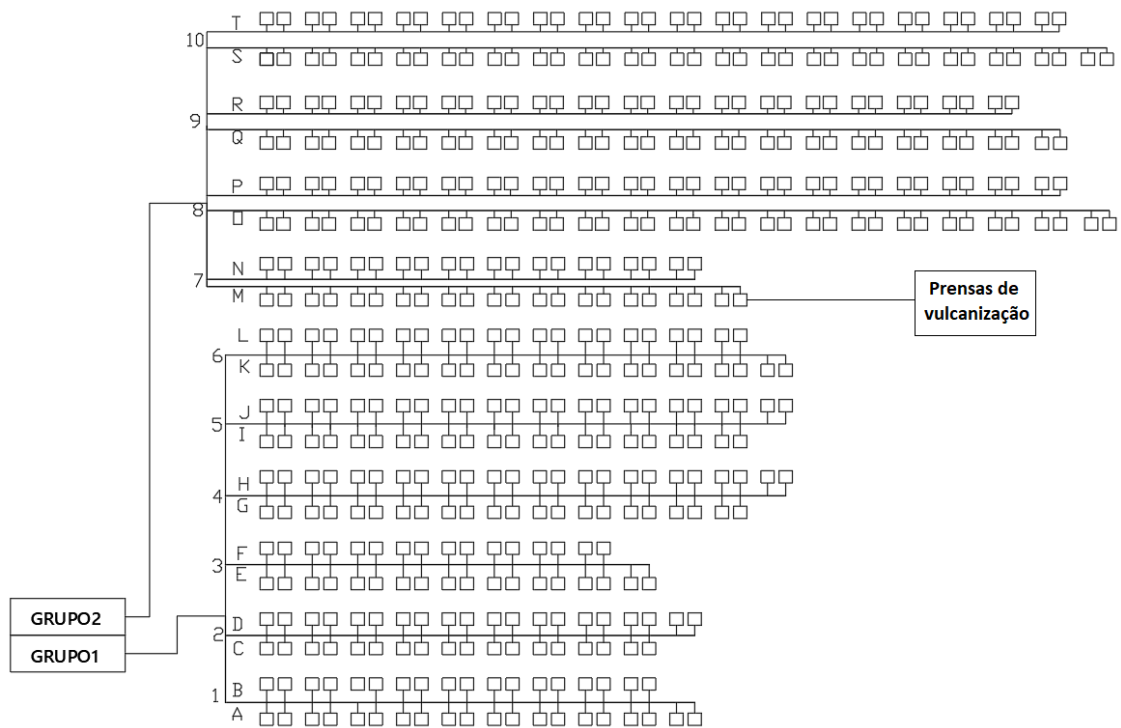


Figura 7 - Rede de vácuo do processo de vulcanização (adaptado de (Andrade, 2014)).

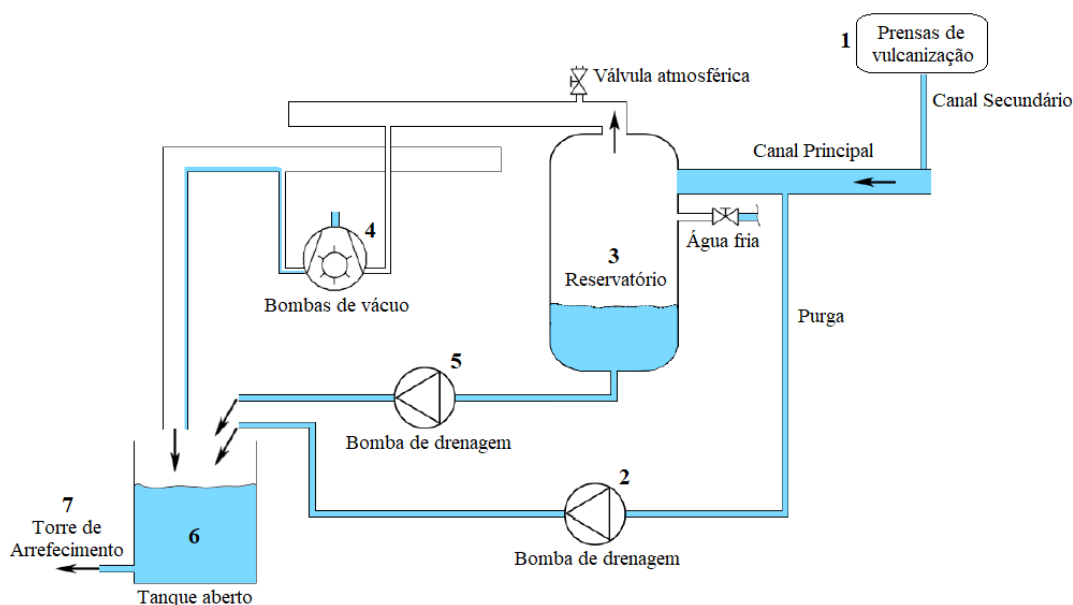


Figura 8 – Esquema da instalação (adaptado de (Andrade, 2014)).

A Figura 8 é um esquema representativo das instalações de vácuo, apresentadas como grupo 1 e grupo 2 na Figura 7.

Estas instalações funcionam a partir da criação de diferenciais de pressão, mais concretamente, depressões, que forçam um escoamento no sentido prensas (1) - tanque aberto (6). Todo o conteúdo do diafragma é, portanto, “aspirado” para as linhas secundárias de vácuo existentes em cada canal e direcionado para a linha principal, onde se vão juntar os caudais relativos a todos os canais de cada grupo. Estas linhas principais terminam nos depósitos (3). É importante referir que nestas tubagens, para além do vapor de água proveniente do interior dos diafragmas, circula também ar, proveniente de fugas que existam na instalação e manutenções aos diafragmas que impliquem a sua troca.

Antes da entrada para os depósitos encontra-se uma bomba de drenagem (2) que recolhe uma parte do condensado que está a atravessar as condutas. O reservatório (6), por sua vez, funciona como um separador ar/água, já que a mistura, ao chegar ao depósito, irá separar-se (o ar acumula-se na parte superior do depósito e a água na parte inferior). Desta forma, é possível drenar a água com o auxílio de uma bomba de drenagem (5), e extrair o ar com as bombas de vácuo (4). O ar extraído, no entanto, é bastante húmido, resultado de todo o contacto com a água quente/vapor de água ao longo das condutas e no interior do depósito. A água presente no ar será drenada juntamente com a água de arrefecimento utilizada nas bombas de vácuo.

No fim de cada canal secundário e no interior do depósito estão instalados aspersores que estão permanentemente a injetar água fria nas condutas, com o objetivo de arrefecer o caudal de água proveniente das máquinas de vulcanização. Do tanque aberto a água é bombeada até às torres de arrefecimento (7).

2.2 Componentes da instalação

2.2.1 Bombas de vácuo

Em cada grupo de vácuo (grupos 1 e 2 da Figura 7) existem 4 bombas de vácuo instaladas em paralelo, ligadas diretamente à parte superior do (componente 4 da Figura 8). Em condições normais, estão apenas duas a funcionar em simultâneo, para cada grupo. O modelo de bombas utilizado na empresa é o “BUSCH DOLPHIN LX 0180 B” (Figura 9).



Figura 9 - Bomba de vácuo utilizada (BUSCH, 2018).

Estas bombas são bombas de vácuo de anel líquido. O seu rotor, como se pode verificar na Figura 10, possui inúmeras pás e encontra-se ligado a um eixo que é montado excentricamente relativamente ao corpo cilíndrico. Os espaços que se formam entre as pás, a carcaça e as tampas laterais denominam-se câmaras.

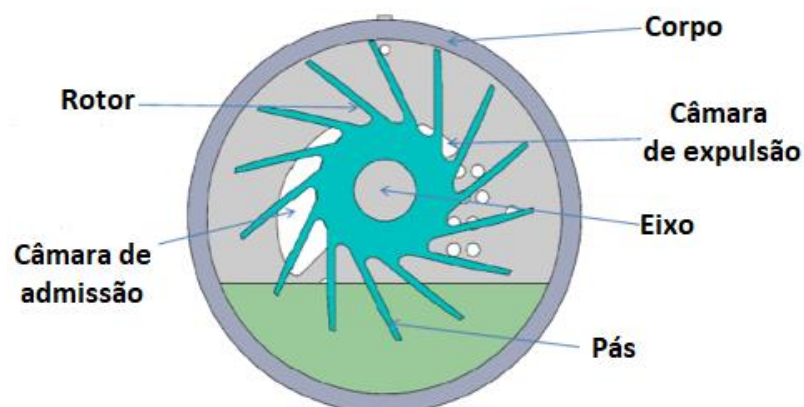


Figura 10 - Componentes bomba de vácuo de anel líquido (adaptado de (OMEL, 2018)).

A água (líquido em utilização no caso de estudo), quando a bomba se encontra a trabalhar, é injetada na câmara e sofre a ação da força centrífuga que lhe é imposta pela rotação do rotor, formando um anel de líquido (Figura 11). Dada a posição do rotor, algumas pás irão ficar imersas no anel líquido e outras irão ficar praticamente emersas, originando as células do impulsor (observar Figura 11), que consistem no espaço vazio que se forma entre o anel de líquido e as pás do rotor. Na câmara de entrada forma-se uma sucção, originada pelo movimento de rotação, e que irá provocar a admissão do fluido. Depois da célula passar a câmara de admissão, ocorre a compressão do fluido até este chegar à câmara de descarga. Nesse momento a compressão atinge o seu ponto máximo e dá-se a descarga da mistura fluido e líquido compressor para atmosfera. A razão que justifica que parte deste líquido compressor seja descarregado para a atmosfera, prende-se com a elevada turbulência do seu escoamento, que o leva a misturar-se facilmente com os gases no momento da descarga (OMEL, 2018).

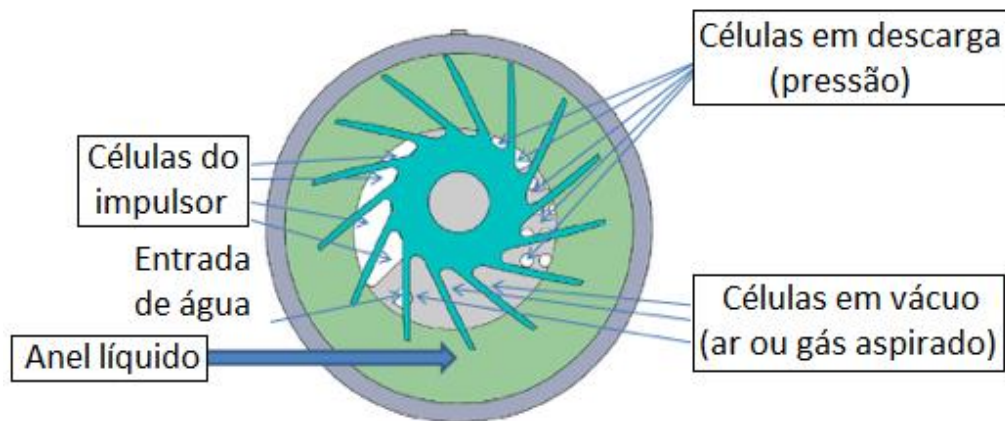


Figura 11 - Bomba de vácuo em funcionamento (adaptado de (Vallo, 2018)).

2.2.2 Bombas de condensado

Por cada grupo representado na Figura 7 são utilizadas 2 bombas de condensado, uma localizada antes do depósito (componente 2 da Figura 8) e outra ligada ao depósito (componente 5 da Figura 8). O modelo utilizado pela empresa é a SPIRAX SARCO MFP14. A funcionar como bomba de emergência existe ainda uma bomba da GRUNDFOS, modelo NB 40-125/142, que apenas entra em funcionamento quando alguma das bombas ligadas ao reservatório fica indisponível.



Figura 12 - Bomba SPIRAX (esquerda, (SPIRAX SARCO, 2018)) e bomba GRUNDFOS (direita, (GRUNDFOS, 2018)).

As bombas SPIRAX podem ser acionadas por vapor ou ar comprimido, preferencialmente. Neste caso específico, é utilizado ar comprimido a 6 bar, já que se considerou que apresentava maior fiabilidade que o vapor. Estes equipamentos funcionam segundo o princípio de deslocamento positivo, ou seja, o condensado entra no corpo da bomba pela válvula de retenção da entrada, provocando a subida do flutuador e forçando o fluido motriz que se encontra na bomba a sair pela válvula de descarga. No momento em que o corpo da bomba se enche, a impulsão gerada na esfera obriga à abertura da válvula de entrada do fluido motriz (ar comprimido). Quando a pressão interior for superior a contrapressão total, o condensado é forçado a passar pela válvula de retenção de saída e o mecanismo volta à posição original (Andrade, 2014).

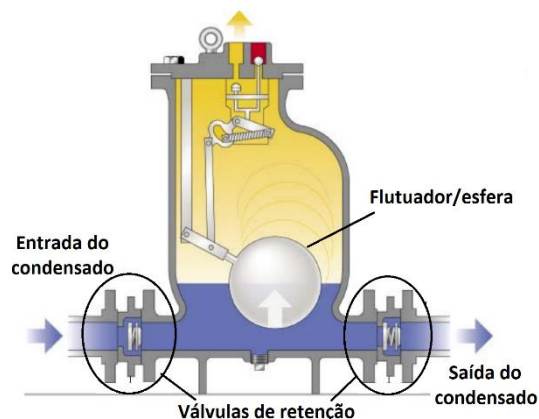


Figura 13 - Bomba de condensado de deslocamento positivo.

2.2.3 Reservatório

O sistema apresenta 2 reservatórios iguais (componente 3 da Figura 8), um para cada grupo, com capacidade igual a 0,84 m³. O material de construção é aço inoxidável e a sua principal função, como já foi referido anteriormente, é separar o ar do condensado.

2.2.4 Tubagens

As tubagens que se encontram em utilização nesta instalação são de aço sem costura Schedule 80, segundo a norma ASME B36.10M. São utilizados tubos DN40, DN50, DN80 e DN100.

Tabela 1 - Dimensões das tubagens da instalação.

DN	NPS	Diâmetro Exterior (mm)	Espessura da Parede (mm)	Diâmetro Interior (mm)
40	1 ^{1/2}	48,3	5,08	38,14
50	2	60,3	5,54	49,22
80	3	88,9	7,62	73,66
100	4	114,3	8,56	97,18

São utilizadas tubagens de aço inoxidável e de aço ao carbono. O aço inoxidável utilizado é o 316L, segundo a norma americana ASTM 240, enquanto que o aço ao carbono é o A106-B segundo a norma ASTM A106. As composições químicas referentes a estes dois materiais estão apresentadas na Tabela 2. O aço ASTM 240 é utilizado apenas nos canais 7 e 8 e na tubagem do canal principal desde o reservatório do grupo 2 até ao canal 8 (observar Figura 7).

Tabela 2 - Composição química das tubagens da instalação.

ASTM	C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Mo	N	Cu	V
A240 (316L)	0,03	2	0,05	0,03	0,75	16-18	10-14	2-3	0,1	-	-
A106-B	0,30	0,3-1,0	0,04	0,04	0,1	0,4	0,4	0,15	-	0,4	0,08

Relembrando, mais uma vez, a Figura 7 como forma de orientação, a distribuição das diferentes tubagens (em termos de diâmetro) ao longo da instalação é feita de acordo com o esquema representado na Figura 14.

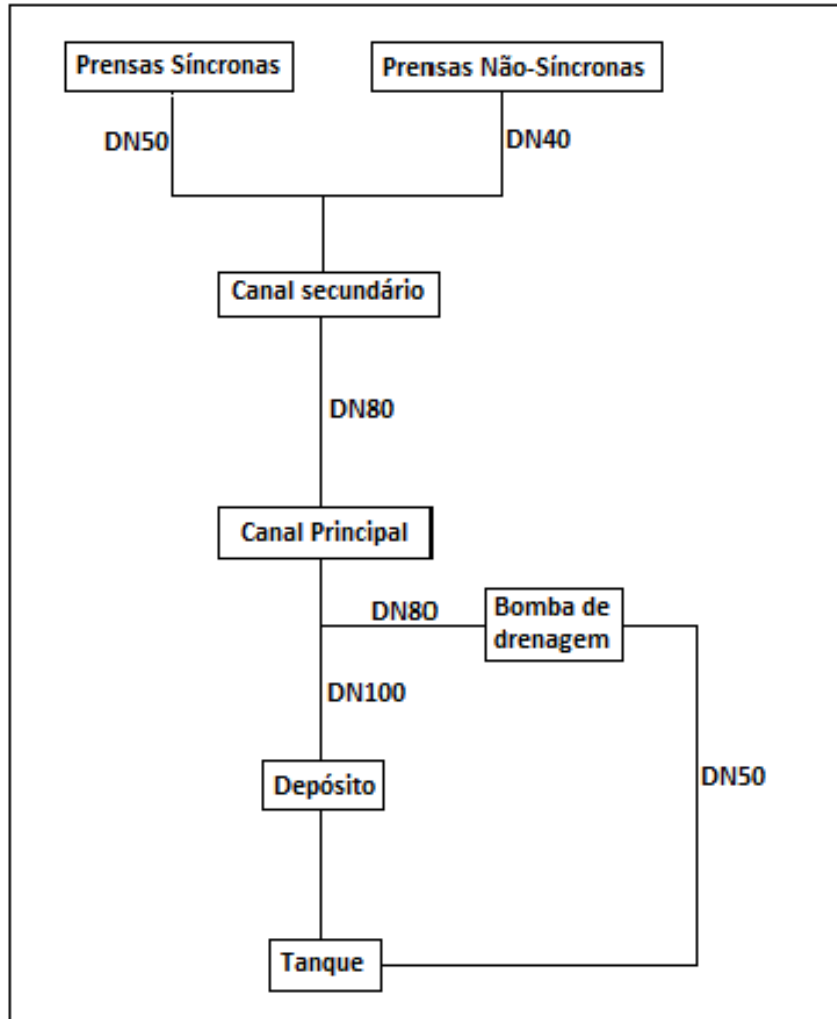


Figura 14 - Tubagens instalação de vácuo.

2.2.5 Equipamentos auxiliares

A viabilidade deste projeto está diretamente dependente do impacto económico que o aproveitamento da energia térmica presente no vapor resultante do processo de vulcanização, poderá ter. Posto isto, os benefícios energéticos da permuta térmica que se procura com este trabalho serão provenientes, essencialmente, dos 2 equipamentos para onde os fluidos de trabalho se deslocam, as caldeiras (no caso da água que estará a ser aquecida) e a torre de arrefecimento (no caso da água à qual se pretende retirar energia térmica).

Assim sendo, é importante conhecer exatamente os tipos de equipamentos de que se está a falar, assim como o seu princípio de funcionamento, por forma a perceber que impacto terá a relocação de energia térmica pretendida, no consumo e eficiência dos mesmos.

2.2.5.1 Torre de Arrefecimento

Existem diversos tipos de torres de arrefecimento. Neste estudo em particular, trata-se de uma torre de contacto direto e com a movimentação do ar feita através de um ventilador de velocidade variável, ver Figura 15.

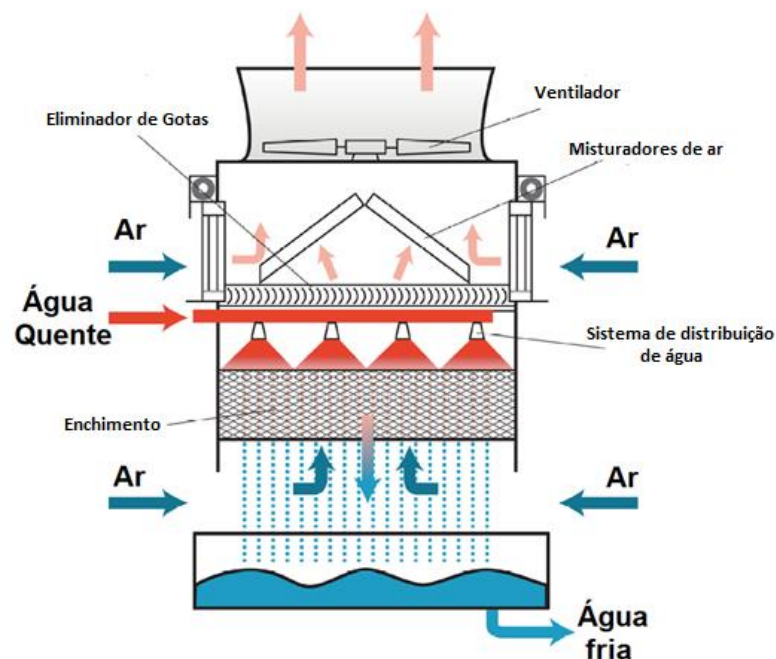


Figura 15 - Torre de arrefecimento de contacto direto.

Uma torre de arrefecimento arrefece a água através de uma combinação de transferência de massa e de calor. A água que chega à torre é distribuída pelo enchimento, com a ajuda do sistema de distribuição de água, que cria uma vasta superfície de exposição ao ar; o ar circula em contracorrente movido pelo ventilador.

O contacto entre estes 2 fluidos vai provocar a evaporação de parte da água. Este fenómeno ocorre até que a temperatura da água se aproxime tanto quanto possível da temperatura do bolbo húmido do ar (a temperatura de saída da água será sempre compreendida entre a temperatura de bolbo húmido e do bolbo seco do ar). A parcela de água que evapora neste processo é água perdida que terá de ser reposta, já que os caudais de entrada e saída terão de ser iguais (ASHRAE).

Assim sendo, uma possível diminuição na temperatura de entrada da água, originada pela remoção de energia térmica da água proveniente das prensas de vulcanização, terá um impacto positivo em vários aspetos do funcionamento da torre.

Por um lado, quanto menor for essa temperatura, menor será a quantidade de água evaporada, como tal, a água de reposição gasta será igualmente menor e, consequentemente, menor será a potência necessária à sua bombagem.

Por outro, considerando que se trata de um ventilador de velocidade variável, controlado pela temperatura a que a água deixa a torre, à partida, quanto menor for diferença de temperatura entre a entrada e a saída da torre, menor será o gasto energético, desde que essa diferença de temperatura se demonstre significativa o suficiente para influenciar a velocidade de funcionamento do ventilador.

É ainda importante referir que a água de reposição necessita de tratamentos prévios. Neste caso, é feito um tratamento anti-corrosivo, um tratamento anti-incrustante (com recurso ao mecanismo dispersante) e um tratamento biológico (com a utilização de biocidas oxidantes e anti-oxidantes). Esses tratamentos são realizados também na instalação e os respetivos custos terão de ser associados ao custo da própria água.

2.2.5.2 Caldeira

Por último, a energia térmica que vai ser retirada à água proveniente da vulcanização pretende-se que seja aproveitada para aumentar a temperatura da água de retorno que segue em direção às caldeiras (ver Figura 5).

De uma forma simplificada, as “caldeiras a vapor são equipamentos destinados a produzir e acumular vapor a uma pressão superior à atmosférica, utilizando qualquer fonte de energia.” (MTEB, 2014). As caldeiras em estudo são caldeiras aquatubulares e a fonte de energia utilizada é o gás natural.

A água entra a uma temperatura de aproximadamente 100°C nas caldeiras. Essa temperatura é garantida por intermédio de 5 permutadores de calor (que permitem aproveitar a energia térmica resultante de outras regiões da fábrica) e do pré-aquecimento ocorrido no desgaseificador que, através de vapor, eleva a temperatura da água até à temperatura pretendida (ver Figura 16). Desta forma, verifica-se que a poupança associada ao aproveitamento da energia térmica proveniente do sistema de vácuo, será ao nível da quantidade de vapor utilizada para este pré-aquecimento no desgaseificador.

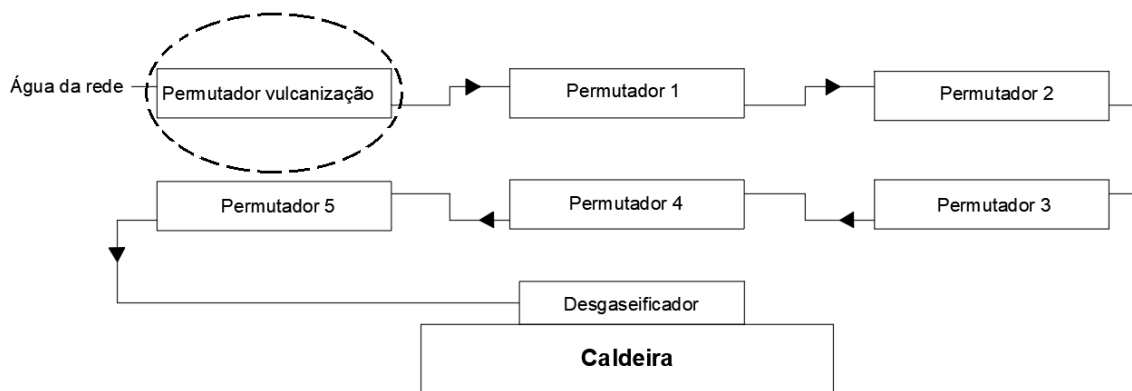


Figura 16 - Esquema representativo do trajeto da água até à caldeira.

Resumidamente, a presença, no vapor, de elementos como o oxigénio e o dióxido de carbono, torna-o corrosivo. Essa corrosão pode originar perfurações rápidas nos tubos (no caso do O_2) ou mesmo um ataque generalizado e adelgaçamento progressivo dos tubos, até ao momento da sua rotura (no caso do CO_2). De forma a conseguir reduzir as concentrações destes 2 gases, na água que segue em direção às caldeiras, é feita a desgaseificação. Este processo, embora possa ser efetuado por via química, neste caso em específico, é realizado por via térmica através de um desgaseificador. Numa desgaseificação por via térmica, os gases são removidos da água por pré-aquecimento da mesma antes da entrar na caldeira, ou seja, a temperatura da água é elevada até perto do seu ponto de ebulição, ponto no qual a solubilidade dos gases se aproxima de 0. Para o pré-aquecimento é utilizado vapor, que circula em contracorrente no interior do desgaseificador, arrastando consigo os gases dissolvidos na água (Barbosa, 2015).

Posto isto, depois de determinada a quantidade de energia que será transferida da água da vulcanização para a água das caldeiras, é possível, conhecendo o preço do vapor por MWh, perceber qual o impacto que este projeto terá, financeiramente, no percurso das caldeiras.

2.3 Balanço Energético

Conhecida a instalação, é fundamental para este estudo, fazer um correto balanço energético que permita perceber ao certo qual a quantidade de energia térmica que é possível retirar da mistura ar/água presente nas tubagens da instalação de vácuo e, assim, avaliar o impacto da solução em termos económicos.

É essencial, para um balanço correto, conhecer os caudais, temperaturas e pressões destes fluidos. Uma das maiores dificuldades deste trabalho prende-se exatamente com a determinação do caudal da mistura. Não existe, de momento, nenhum controlo do mesmo na instalação e, tendo em conta que se trata de uma mistura bifásica e que a água pode apresentar uma quantidade considerável de sedimentos provenientes, principalmente, da deterioração dos diafragmas, os caudalímetros que se poderiam instalar iriam apresentar valores com erros elevados.

Foi, então, realizado um estudo a todo o processo da vulcanização, no sentido de conseguir estimar qual a quantidade de ar que circula na instalação e qual a quantidade de vapor que resta no diafragma no fim da drenagem.

2.3.1 Água quente

Tal como foi referido, por forma a conseguir determinar o caudal de água resultante do processo de vulcanização, foi realizado um estudo a todos os fenómenos termodinâmicos que ocorrem ao vapor presente no diafragma, durante um ciclo.

- Variação da pressão do vapor num ciclo de vulcanização

A Figura 17 representa a variação de pressão do vapor presente no diafragma durante um ciclo de vulcanização de um pneu de médias dimensões (ver Figura 6). As linhas verde e amarela são representativas dos limites de pressão que são estipulados para o vapor a cada momento do ciclo. A linha vermelha representa a pressão real do vapor ao longo do ciclo.

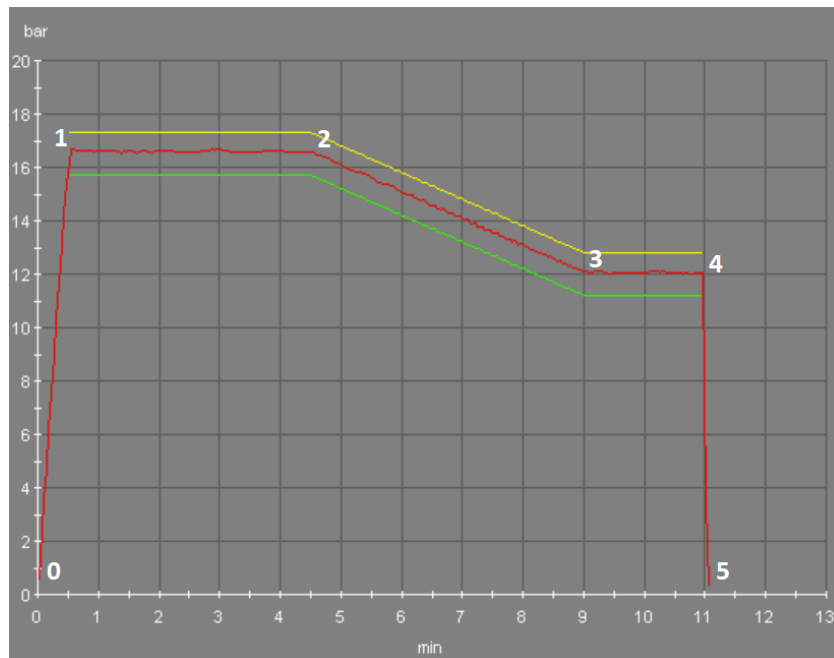


Figura 17 - Gráfico de variação de pressão no interior do diafragma num ciclo de vulcanização.

Numa primeira fase, verifica-se a injeção de vapor saturado no diafragma até se atingir uma pressão de 0,7 bar, necessária, como já foi referido, para colocar o pneu na posição correta e, assim, fechar a prensa. De seguida, mal a prensa se fecha, é novamente injetado vapor saturado no interior do diafragma até este atingir uma pressão de aproximadamente 16,5 bar (ponto 1). Esse valor de pressão terá de ser mantido durante cerca de 4 min (intervalo de tempo entre 1 e 2). Para tal, será injetado vapor saturado às condições iniciais ao longo desse período, que compensa a condensação e perda de pressão que ocorreriam em situações normais.

No ponto 2, e ao longo de cerca de 4 minutos e meio (intervalo de tempo entre 2 e 3), esse controlo de pressão deixa de ocorrer, levando a uma queda de pressão até aos 12 bar.

No ponto 3 é posta a pressão em 12 bar, novamente através da injeção de vapor que compense a perda de pressão (intervalo de tempo entre 3 e 4).

Por fim, atingido o ponto 4, o processo de vulcanização do pneu está terminado e é aberta a válvula de drenagem, que drena o condensado formado durante todo este processo para o reservatório de drenos (*Blowdown*) e permite uma despressurização do interior do diafragma até perto da pressão atmosférica (ponto 5), condição obrigatória para a abertura da prensa no final do ciclo. Uma vez terminada a drenagem, a prensa abre-se e, simultaneamente, abre-se a válvula de vácuo, que vai aspirar o restante conteúdo do diafragma, de forma a facilitar a desenformação do pneu e preparar a máquina para o ciclo seguinte.

Esta “aspiração” resulta de uma depressão na instalação de cerca de 0,3 bar no grupo 1 (Figura 7) e 0,4 bar no grupo 2 (Figura 7), provocada pelas bombas de vácuo. Esta depressão vai originar uma expansão isentrópica do fluido à medida que este se vai deslocando do interior do diafragma para os canais secundários da instalação. Ao longo destes canais existem fugas e entradas de ar que, juntamente com a convecção ocorrida entre o interior e o exterior das tubagens, provocam uma descida gradual da temperatura do fluido.

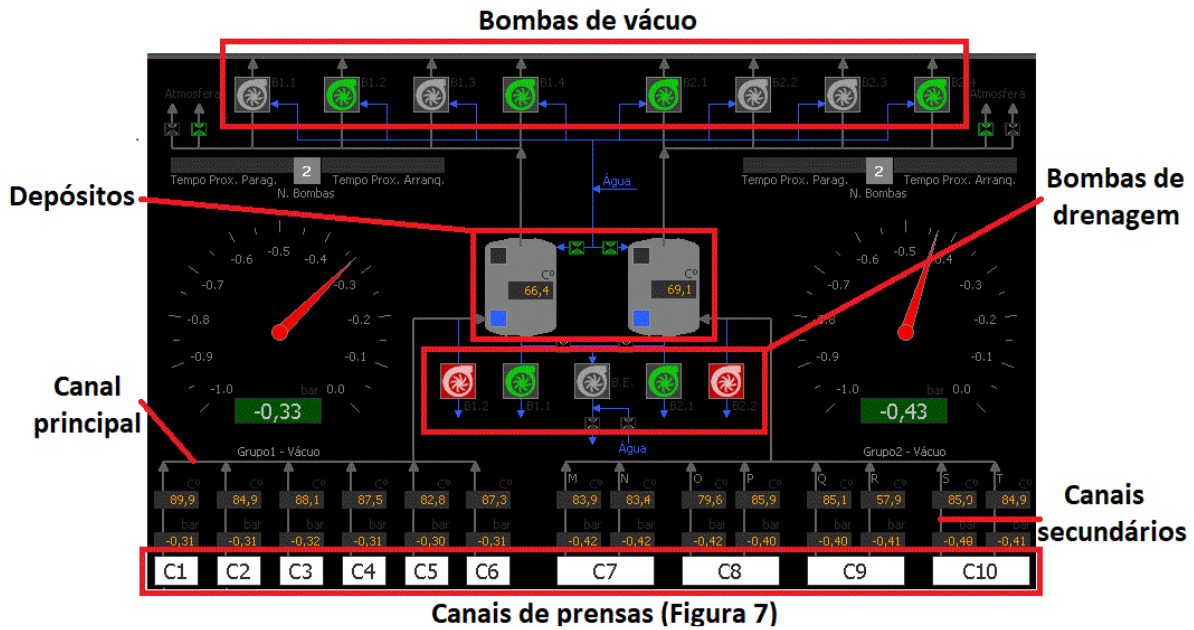


Figura 18 - Valores de temperaturas e pressões ao longo da instalação.

A Figura 18 demonstra a plataforma na empresa para controlo e monitorização da instalação de vácuo. Observando a figura de baixo para cima, podemos verificar o percurso da água já apresentado na Figura 7 e Figura 8, ou seja, sentido canais de prensas- depósito de acumulação. Os valores de temperatura e pressão que são registados no fim de cada canal secundário (Figura 18), através de sensores de temperatura colocados antes dos aspersores de água de arrefecimento, permitem constatar que o vapor já chega ao canal principal da instalação, na grande maioria dos casos, totalmente condensado. Os registos eram feitos de forma diária e apresentados pelos valores mínimo, médio e máximo registados ao longo desse período. Para efeitos de cálculo foram utilizados os valores médios (85°C), no entanto, os valores máximos sugeriam que em determinados períodos do dia (não foi possível contabilizar quais são nem com que frequência aconteciam), o fluido dos vários canais atingia o canal principal a uma temperatura superior à de evaporação, ou seja, no estado gasoso. Isto significa que os cálculos feitos neste trabalho acabam por apresentar resultados conservadores na medida em que, nesses períodos em que a temperatura registada supera a temperatura de evaporação, a energia aproveitada será consideravelmente superior, já que a entalpia do fluido no estado gasoso é bastante superior à entalpia do mesmo no estado líquido.

Depois de compreendido todo este processo, e conhecendo o volume médio dos diafragmas utilizados na fábrica, é possível determinar qual a quantidade de água que é descarregada para as tubagens da instalação de vácuo por cada ciclo. Esses cálculos serão todos apresentados no próximo capítulo.

2.4 Proposta de solução

Calculado o balanço energético, é necessário procurar-se uma solução que permita aproveitar essa energia da forma mais eficiente e rentável possível. Tal como já foi referido anteriormente, tendo em conta o problema em questão, a solução mais viável para o aproveitamento da energia térmica que se pretende retirar da água da vulcanização, passará pelo dimensionamento de um permutador de calor para cada grupo da instalação.

O dimensionamento destes equipamentos é um processo que é realizado em diversas etapas, como se comprova na imagem seguinte.

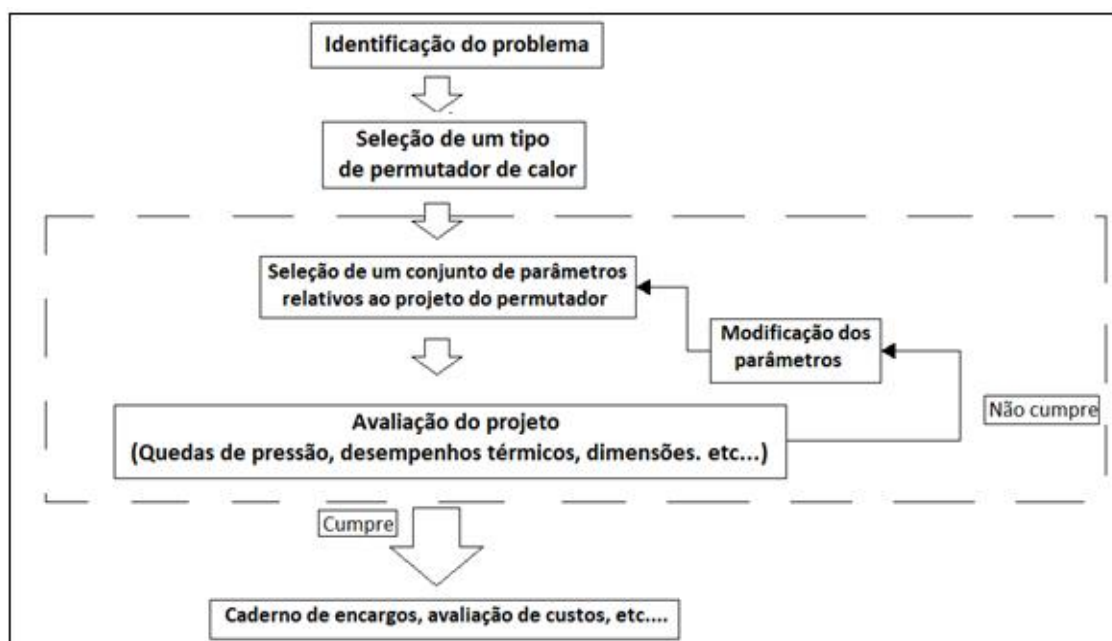


Figura 19 – Sequência lógica do dimensionamento de um permutador de calor (adaptada (Junior, Montegutti, & Haus, 2016).

O objetivo inicial e fulcral no projeto de um permutador de calor passa por conhecer as necessidades da instalação em questão e recolher todo o tipo de informação a ela respeitante, de forma a poder cumprir todos os seus requisitos e tirar o máximo partido possível do equipamento que se está a projetar. Para tal, é importante conhecer os fluidos de trabalhos que se irá utilizar, o estado físico em que se encontram, as suas temperaturas, os seus caudais e as suas pressões e as especificações do cliente, tais como limitações de espaço, limitações de temperaturas de saída, entre outros pormenores que influenciam diretamente o projeto e que terão de ser considerados de início.

Depois de obtidos todos estes dados, é essencial que se escolha um tipo de permutador (carcaça e tubos, placas, entre outros). Já que o dimensionamento é distinto de uns para os outros, o correto será determinar este ponto em primeiro lugar.

Depois de escolhido o tipo de permutador que será utilizado, são estabelecidos uns parâmetros geométricos iniciais que irão permitir estimar uma dimensão preliminar do permutador.

Posto isto, é feita uma avaliação por forma a verificar se os requisitos, tendo em conta as dimensões obtidas, estão ou não a ser cumpridos. No caso de estes não estarem a ser cumpridos, tal como se verifica na Figura 19, volta-se à etapa anterior e estabelecem-se novos parâmetros iniciais. O processo será repetido até os requisitos serem satisfeitos.

Por último, quando estiverem cumpridas todas as condições anteriores, é feita uma avaliação dos custos e um estudo económico que compara os benefícios, por forma a apurar a real viabilidade do projeto (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

Neste caso em concreto, tendo em conta que as necessidades da instalação (1º passo do processo) já foram acima referidas, por forma a responder ao segundo passo do processo (seleção do tipo de permutador), começou-se por aprofundar o conhecimento relativo a permutadores de calor.

2.4.1 Permutadores de calor

Estes equipamentos têm como objetivo transferir energia térmica entre dois ou mais fluidos que se encontrem a diferentes temperaturas. São utilizados num vasto leque de aplicações e são classificados de diversas formas, consoante o critério considerado.

2.4.1.1 Classificação dos permutadores de calor

Por norma, estes dispositivos são classificados segundo:

1. Processo de transferência de calor (Azevedo J. L., 2005)

1.1. Contacto direto - os fluidos através dos quais ocorre a permuta de calor entram em contacto. É possível uma maior eficiência na troca de calor não existindo separação física entre os fluidos e, na maioria dos casos, além da transferência de calor ocorre ainda transferência de massa. Um bom exemplo deste tipo de permutadores são as torres de arrefecimento por contacto direto, já explicadas em cima.

1.2. Contacto indireto - nestes casos, a transferência de calor pode ser feita através de uma parede sólida (de forma direta), ou por meio de um sistema de armazenamento/transporte. No primeiro caso, os fluidos estarão em contacto com uma superfície sólida que os separa, enquanto que no segundo caso, é utilizado um fluido ou matriz sólida que vai realizar o transporte da energia do fluido quente para o fluido frio.

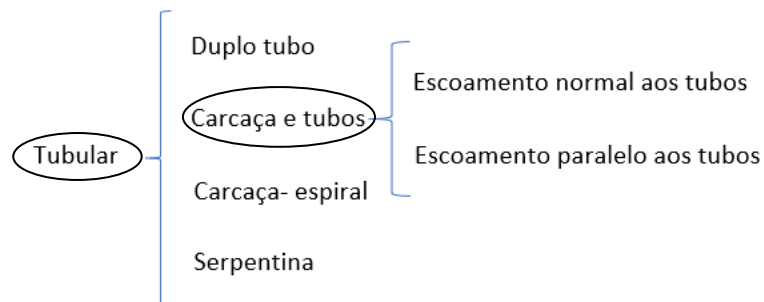
Neste caso, será utilizado um permutador de contacto indirecto com a transferência de calor a ser feita de forma direta.

2. Tipo de Construção (Azevedo J. L., 2005)

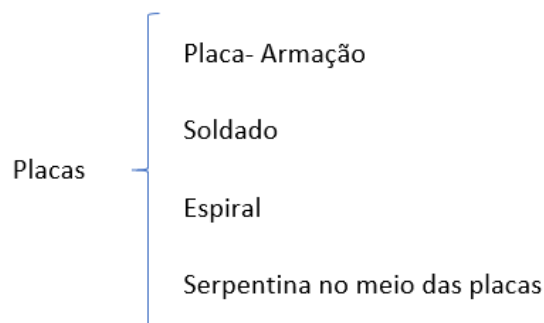
Nesta categoria os permutadores de contacto direto não são considerados, já que a sua constituição se resume a uma câmara onde se misturam os fluidos.

No que diz respeito aos equipamentos de contacto indireto, a classificação é feita de acordo com a geometria da superfície sólida que os separa.

2.1. Construção tubular: nestes casos, um dos fluidos circula no interior de tubos e o outro no exterior dos tubos, em tubo concêntrico.



2.2. Construção em placas: as placas separam os fluidos e podem ser montadas em



Neste caso específico, será considerado um permutador tubular de carcaça e tubos, como assinalado pelas elipses acima no esquema. Esta decisão recai, essencialmente, sobre o facto destes permutadores apresentarem maiores garantias ao nível da limpeza, suscetibilidade à incrustação e perdas de carga. Desde do início do projeto que a empresa demonstrou a vontade de que se tratasse de um permutador de calor de carcaça e tubos.

3. Arranjo (tipo de escoamento) (Azevedo J. L., 2005)

A classificação quanto ao tipo de escoamento relativo entre os fluidos que trocam calor é importante pois permite

- 3.1. Fluxo Paralelo- os fluidos entram do mesmo lado do permutador e seguem, paralelamente e na mesma direção, até ao lado oposto do mesmo (Figura 20). Este arranjo é o que apresenta a eficiência mais reduzida.

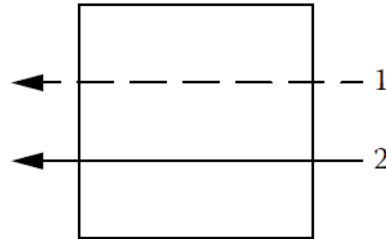


Figura 20 - Fluxo paralelo (adaptado de (Thulukkanam, 2013)).

- 3.2. Contracorrente – os fluidos percorrem o permutador paralelos entre si, mas em sentidos contrários. Descontando o efeito das chicanas, este será o arranjo que mais se aproxima do caso presente; o arranjo em contracorrente garante maior eficiência nos permutadores de uma passagem. A distribuição de temperatura pode ser observada na Figura 21.

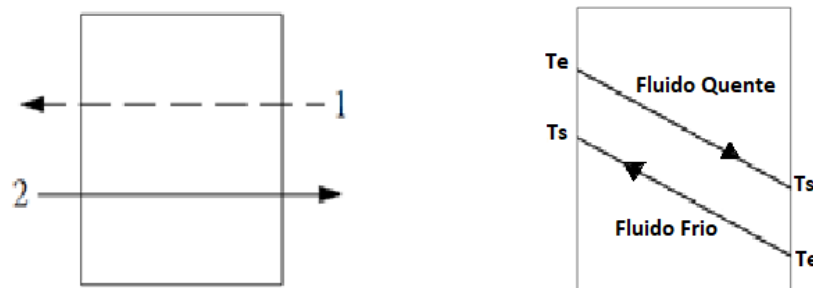


Figura 21 - Fluxo Contracorrente (adaptado de (Thulukkanam, 2013)).

3.3. Fluxo Cruzado – os fluidos correm em direções opostas (Figura 22).

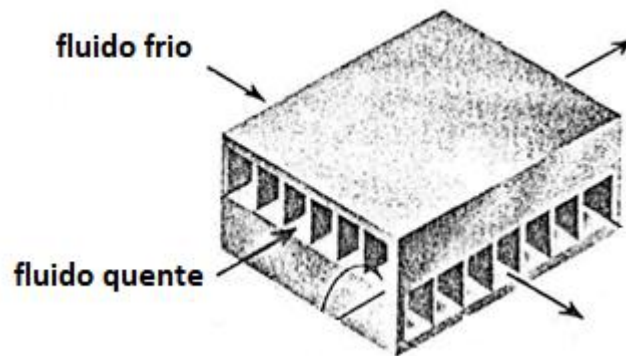


Figura 22 - Fluxo Cruzado (adaptado (Thulukkanam, 2013)).

4. Número de passagens (Azevedo J. L., 2005)

4.1. Passagem simples: o fluido percorre totalmente a secção de transferência de calor, apenas por uma vez.

4.2. Passagens múltiplas: o fluido percorre a mesma secção repetidas vezes. Recorre-se a esta opção para aumentar a eficiência da troca térmica. Só é possível recorrer-se a esta solução em permutadores de placas, carcaça e tubos ou compactos.

Neste trabalho, será considerada a passagem simples.

5. Mecanismo de transferência de calor (Azevedo J. L., 2005) – os permutadores podem-se distinguir pela importância relativa da convecção comparativamente com a da radiação. Esta transferência de calor pode ser por convecção monofásica, bifásica ou por uma combinação entre convecção e radiação. Quando existe mudança de fase, os permutadores são classificados em:

- Condensadores
- Evaporadores

6. Grau de compactação (Azevedo J. L., 2005)– esta classificação permite distinguir os permutadores quanto à sua área específica. São designados de compactos os permutadores com valores superiores a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

2.4.1.2 Permutadores de Carcaça e tubos

É o tipo de permutadores mais comum nos processos industriais. São constituídos, essencialmente, por tubos paralelos entre si, montados num casco cilíndrico. Um dos fluidos circula no interior dos tubos e o outro no seu exterior. A troca de calor ocorre ao nível da parede dos tubos.

Os seus componentes principais são o feixe de tubos, a carcaça, a cabeça de entrada e de saída, as chicanas e a placa tubular, todos eles representados na Figura 23.

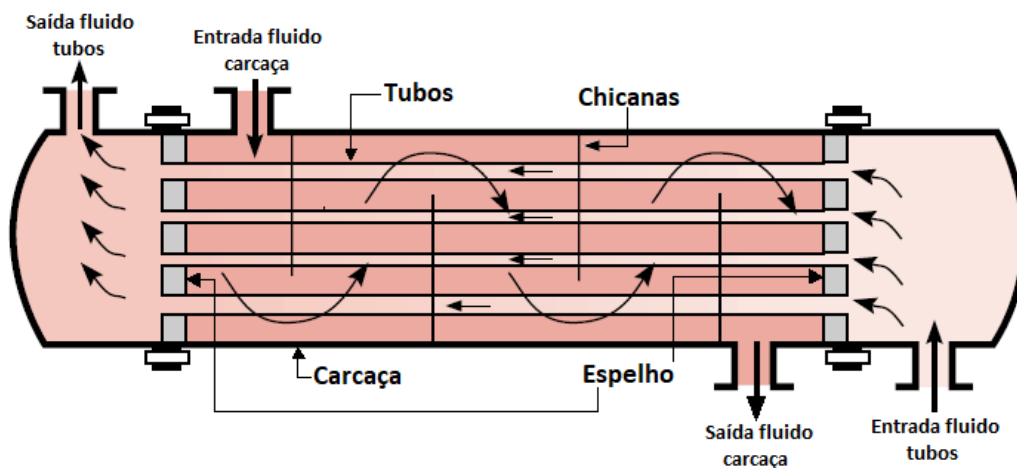


Figura 23 - Esquema de um permutador de carcaça e tubos (adaptado de (Incropera, Dewitt, Theodore, & Lavine, 2007).

2.4.2 Seleção inicial dos parâmetros construtivos

Nesta altura do projeto, depois de escolhido o tipo de permutador, é necessário estimar uma série de parâmetros básicos à configuração do equipamento, que vão servir de ponto de partida para o cálculo final no dimensionamento.

É importante, antes de mais, falar da *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA), que vai ser referenciada várias vezes ao longo deste passo do dimensionamento do permutador. Esta associação é composta por alguns dos principais fabricantes de permutadores de calor. Os seus padrões e *software*, utilizados como referência frequentemente neste trabalho, alcançaram aceitação mundial no que envolve o projeto mecânico de um permutador de calor de carcaça e tubos.

Esta norma toma em consideração três tipos de permutadores: R, C e B. A classe R é utilizada em processos mais complexos (como o petróleo), a classe B é utilizada em casos de processamento químico e a classe C, a mais comum, é a utilizada na indústria e foi a que foi considerada neste trabalho.

2.4.2.1 Carcaças

Estes componentes são fabricados numa gama variada de tamanhos, materiais e espessuras.

Existem diversos tipos de carcaças, como se pode verificar na Figura 24, cada uma com o seu propósito. A que está idealizada para este caso será do tipo E. São as mais comuns devido ao seu preço e simplicidade (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012). Os tubos são suportados pelas chicanas, e com apenas uma passagem do fluido nos tubos, é possível obter-se o fenómeno de contracorrente.

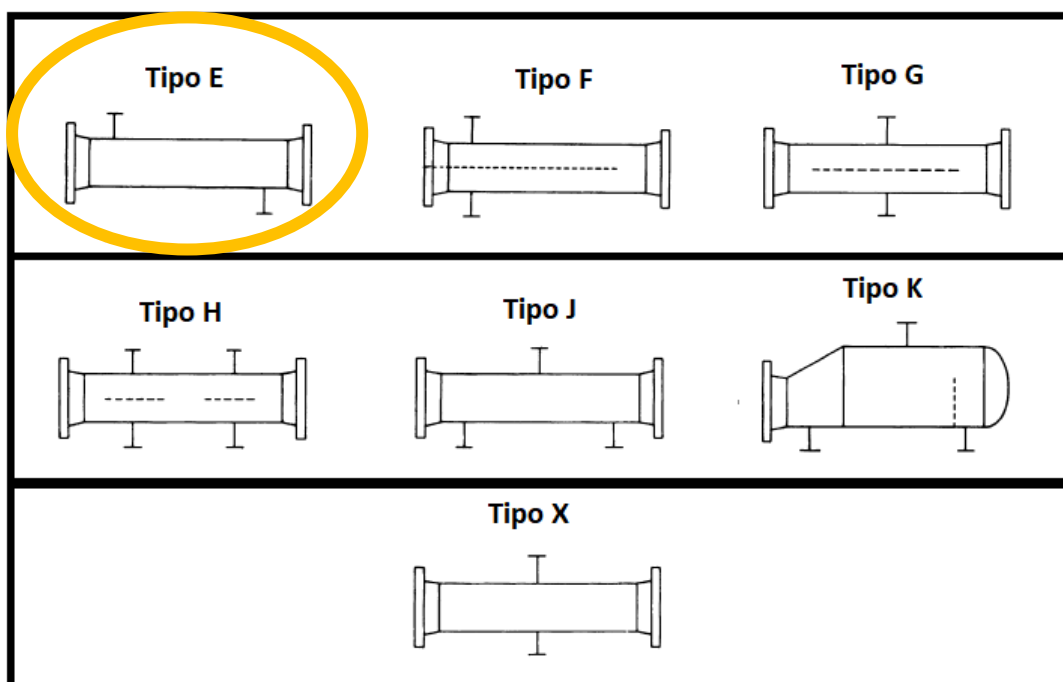


Figura 24 - Tipos de carcaças.

2.4.2.2 Arranjos de tubos

O principal objetivo na escolha dos arranjos de tubos será sempre atender à expansão térmica, permitir uma fácil limpeza e garantir uma construção o mais económica possível.

Na Figura 25 podemos verificar um permutador de tubos em U. Este arranjo suporta expansões térmicas elevadas, mas a sua geometria dificulta a limpeza mecânica dos tubos e a sua substituição individual (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

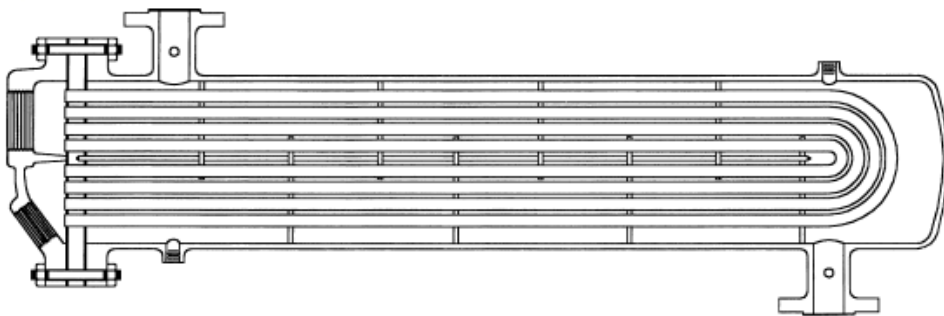


Figura 25 - Arranjo de tubos em U.

Neste caso, será utilizado o permutador de placas fixas. Trata-se do tipo de arranjo mais habitual, é o que apresenta o feixe de tubos preso por 2 placas tubulares fixas, como se pode ver na Figura 26. Os tubos encontram-se soldados à placa. Estes permutadores caracterizam-se por (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012):

- Preços mais acessíveis
- Expansão térmica limitada.
- Limpeza mecânica dos tubos acessível.

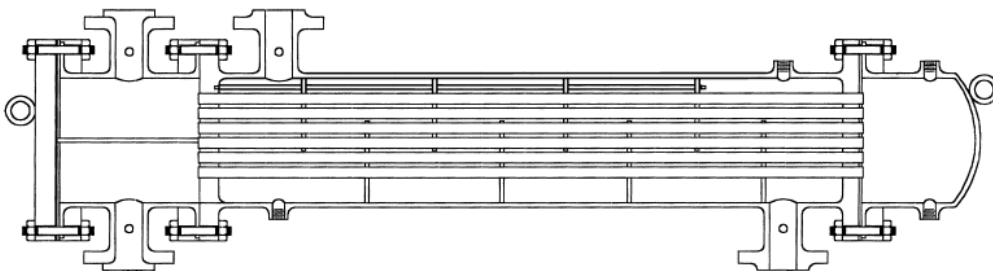


Figura 26 - Tubagem fixa em placas tubulares.

2.4.2.3 Alocação dos fluidos

É necessário tomar uma decisão relativamente a qual dos fluidos circula no interior dos tubos e qual circula na carcaça. Neste caso, apesar de ambos os fluidos serem água, o fluido proveniente das prensas de vulcanização apresenta um elevado teor em impurezas, o que significa que será necessária manutenção, com alguma frequência, no sentido de limpar as impurezas que se vão acumulando (incrustação). Assim sendo, este fluido deverá circular no interior dos tubos para que essa limpeza seja facilitada.

2.4.2.4 Tubos

A escolha da tubagem, já que se trata da superfície onde vai ocorrer a transferência de calor, é algo muito importante para o bom dimensionamento de um permutador. Este componente tem de ser capaz de resistir a (Thulukkanam, 2013):

- Pressões e temperaturas de operação de ambos os lados
- Tensões térmicas provocadas pela expansão térmica diferencial entre a carcaça e o feixe de tubos
- Natureza corrosiva tanto do fluido que circula no interior dos tubos como o que circula no exterior

É necessário ponderar os seguintes fatores:

- Material
- Diâmetros (exterior e interior)
- Espessura
- Arranjo
- Passo

2.4.2.4.1 Material das tubagens

Os materiais mais utilizados para tubagens são (TEMA, 2007):

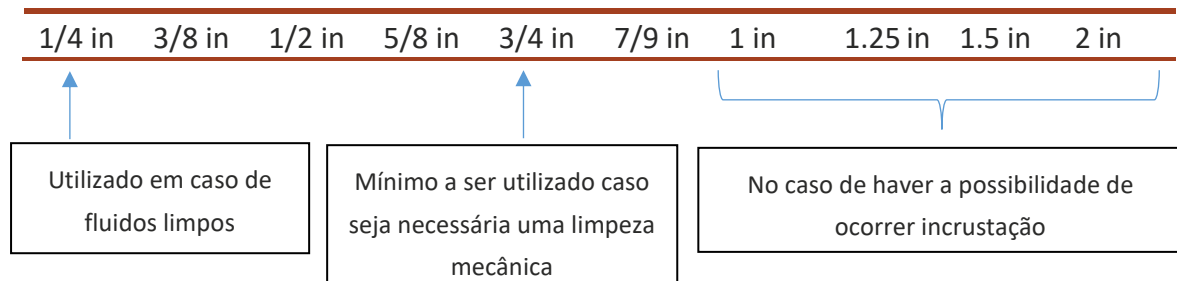
- Aço ao carbono
- Aço Inoxidável
- Cobre
- Titânio

Neste caso, para efeitos de pré-dimensionamento, será considerado o aço ao carbono ST37. Este material, aos 100°C, apresenta uma condutibilidade térmica de aproximadamente $58 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$ (Laboratory, 2018).

2.4.2.4.2 Diâmetros das tubagens

O tamanho de um tubo é especificado pelo seu diâmetro exterior e espessura. Diâmetros maiores são mais fáceis de limpar e representam um investimento mais elevado.

Segundo as normas da (TEMA, 2007), verifica-se que os diâmetros mais comuns são:



Vai ser considerado, para este pré-dimensionamento, um diâmetro de tubagem igual a 3/4".

2.4.2.4.3 Espessuras

A espessura da parede do tubo deve ser verificada em função da pressão interna e externa separadamente, ou então pela máxima diferença de pressão existente através da parede (Thulukkanam, 2013).

A seleção da espessura baseia-se, por norma, em:

- Garantir a margem correta para evitar a corrosão.
- Garantir que se está preparado para a vibração causada pelo fluido.
- Tensões axiais.
- Dimensões normalizadas.
- Custo.

Nesta fase inicial será considerada um BWG Gauge 14 (referenciada pela (TEMA, 2007) em função do material da tubagem e do diâmetro exterior escolhido), que equivale a uma espessura de parede de 0,049 in (1,24 mm).

2.4.2.4.4 Arranjo de tubos

O arranjo dos tubos está relacionado com o ângulo que se forma entre os tubos, como se comprova nas imagens seguintes.

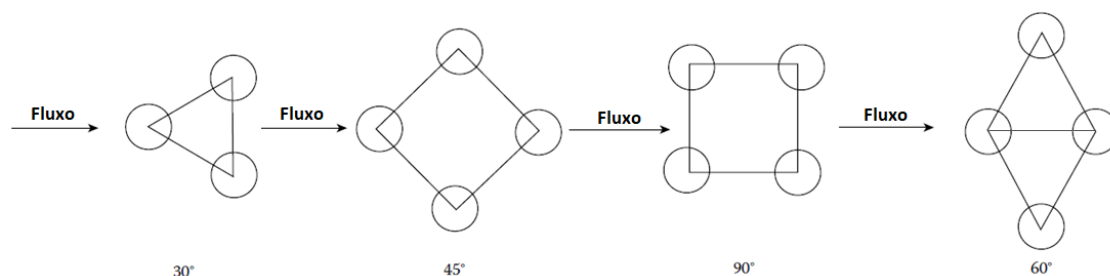


Figura 27 - Tipos de disposição dos tubos.

O padrão triangular, formado quando o ângulo é 30° ou 60° , não é aconselhável para utilizar em situações em que o lado exterior dos tubos tem que ser limpo. No caso dos padrões quadrangular, formados pelos ângulos de 45° e 90° , são utilizadas nas unidades em que o feixe de tubos é removível e o dono da instalação especifica uma limpeza mecânica. Para este trabalho, foi considerado um arranjo com padrão quadrangular e um ângulo de 90° , com vista à obtenção de uma perda de carga inferior (Thulukkanam, 2013).

2.4.2.4.5 Passo entre os tubos

A seleção do passo é feita em função de dois critérios: melhor transferência de calor, por um lado, e menor queda de pressão, incrustação e maior facilidade de limpeza por outro (Thulukkanam, 2013). Para o primeiro caso, é escolhido um passo menor entre os tubos, e para o segundo é necessário um passo maior. De acordo com as normas da (TEMA, 2007), os tubos terão de estar a uma distância, de centro a centro, no mínimo equivalente a 1,25 vezes o diâmetro exterior dos mesmos (Figura 28). Neste caso, de forma a garantir uma queda de pressão baixa e facilidade na limpeza, caso esta seja necessária, será utilizado um passo de 1,5 vezes o diâmetro exterior, ou seja, $1\frac{1}{4}$ in. Isto equivale a uma distância entre tubos de cerca de 19 mm.

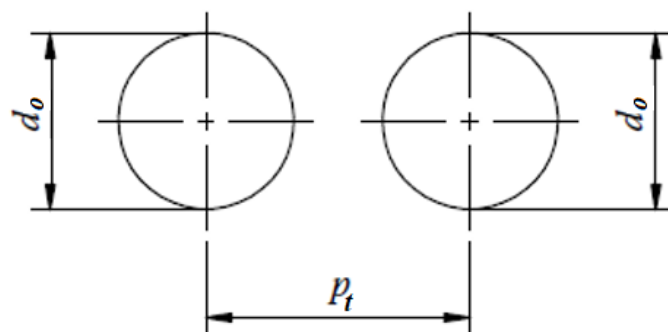


Figura 28 - Passo entre os tubos (imagem adaptada de (Thulukkanam, 2013)).

2.4.2.5 Chicanas

Este componente é de extrema importância num permutador de carcaça e tubos e serve dois propósitos: suporta os tubos de forma a garantir a sua rigidez, previne vibrações e ruturas e guia o fluido que circula na carcaça ao longo de todo o feixe de tubos por forma a maximizar a transferência de calor.

As chicanas podem ser normais ou paralelas aos tubos, sendo, assim, classificadas como transversais ou longitudinais (Figura 29). As chicanas transversais, utilizadas, por exemplo, nas carcaças do tipo E, direcionam o fluido da carcaça até ao feixe de tubos em ângulos retos, o que proporciona turbulência. As chicanas longitudinais dividem a carcaça em 2 ou mais partes e são usadas para controlar a direção do fluxo do lado da carcaça.

Neste caso, por corresponder à solução mais comum, serão consideradas as chicanas transversais segmentadas, que consistem num disco circular, com furos para os tubos, que apresenta um determinado segmento removido, designado por corte da chicana e é, por norma, representado com uma percentagem do diâmetro interno da carcaça. O corte recomendado, segundo (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012), encontra-se entre os 25 e os 35% e segundo (Thulukkanam, 2013) encontra-se entre os 20 e os 49%. O espaçamento ótimo entre elas considera-se entre 0,4 e 0,6 vezes o diâmetro da carcaça (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012). Desta forma, será considerado um espaçamento de 0,6 vezes o diâmetro da carcaça e o corte será de 25%. No que toca à sua espessura, de acordo com a tabela R-4.41 da (TEMA, 2007), verifica-se que o valor a considerar é de 1/8 in, ou seja, 3,2 mm.

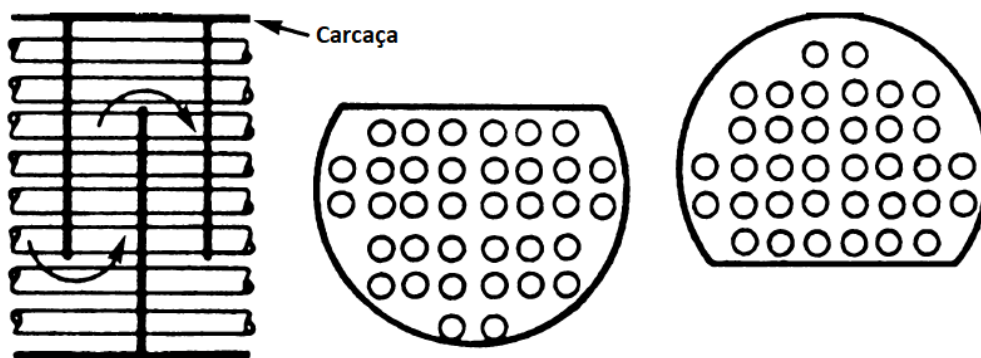


Figura 29 - Chicana transversal uni-segmentada (adaptado (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)).

2.4.2.6 Espelho

Representa a principal barreira entre o fluido que passa nos tubos e o fluido que passa na carcaça. Existem diversos tipos de espelhos, no entanto, o seu bom dimensionamento é essencial de forma a garantir a segurança e fiabilidade de todo o equipamento. São geralmente circulares e apresentam os furos distribuídos conforme o arranjo dos tubos. Estes últimos podem ligar-se aos espelhos de diversas formas como soldas ou juntas, por exemplo. As soldas são utilizadas, na maioria dos casos, quando as pressões são altas, não pode haver fuga ou mistura dos 2 fluidos e/ou as tensões são altas (Thulukkanam, 2013).

A sua espessura, segundo a (TEMA, 2007), para tubagens com diâmetros exteriores iguais ou inferiores a 1 in, terá de ser igual a $\frac{3}{4}$ desse diâmetro. Para este caso, a espessura que será considerada para o espelho será de 14,3 mm.

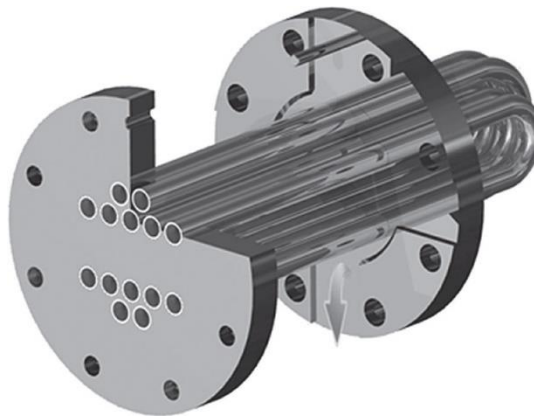


Figura 30 - Exemplo de um espelho (adaptado de (Thulukkanam, 2013)).

2.4.3 Estimativa da geometria inicial

Uma vez selecionados os parâmetros geométricos iniciais (dados de entrada), é possível estimar a geometria inicial do equipamento a dimensionar, utilizando a sequência lógica apresentada na Figura 31.

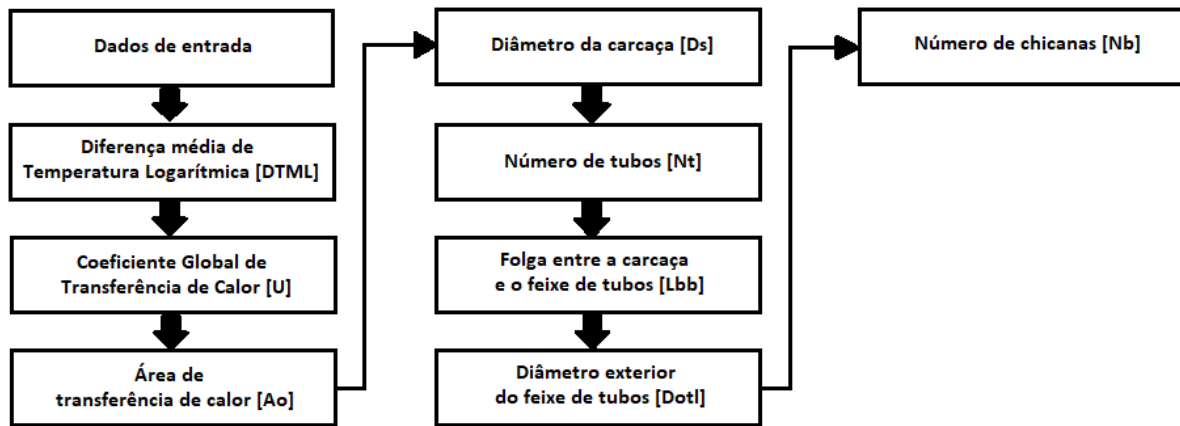


Figura 31 - Sequência lógica da estimativa preliminar das dimensões do permutador.

2.4.3.1 Diferença média de temperatura logarítmica

Este valor depende diretamente das temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos e é calculado através da equação 1 (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

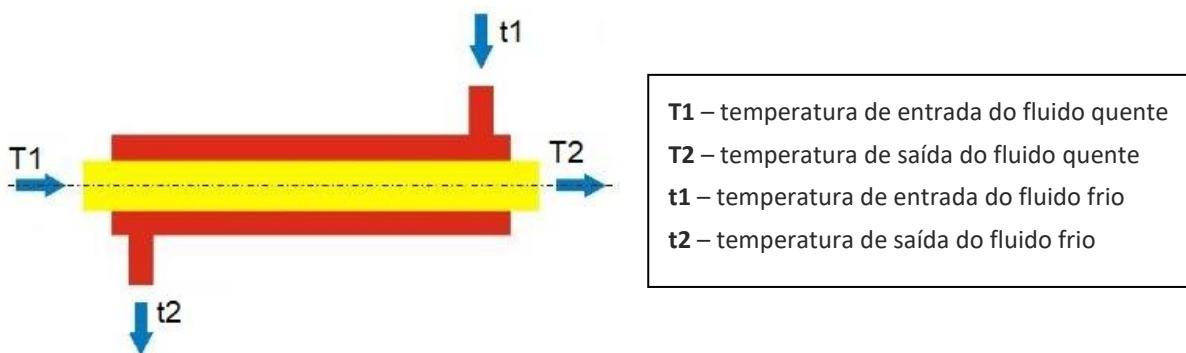


Figura 32 - Designação das temperaturas de entrada e de saída no permutador.

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (1)$$

2.4.3.2 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor é obtido através da equação 2 (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_0} + R_{fo} + R_{fin} + \frac{t}{k} + \left(\frac{A_e}{A_m}\right) + \left(R_{fin} + \frac{1}{h_i}\right) \frac{A_e}{A_i} \quad (2)$$

Sendo que:

- h_0 – Coeficiente de transferência de calor do fluido exterior aos tubos (W/m^2K). O valor considerado foi de $5000 W \cdot m^{-2}K^{-1}$ (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)
- R_{fo} – Resistência à incrustação ($m^2K \cdot W^{-1}$). O valor considerado foi de $0,000528$ (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).
- R_{fin} – Resistência nas alhetas ($m^2K \cdot W^{-1}$). Na estimativa inicial não será prevista a utilização de alhetas, como tal, o valor considerado será 0 .
- t – Espessura dos tubos (m)
- k – Condutibilidade térmica do tubo ($Wm^{-1}K^{-1}$)
- $A_e/A_i/A_m$ – Área exterior, interior e média dos tubos (m^2)
- h_i – Coeficiente de transferência de calor do fluido que circula no interior dos tubos ($Wm^{-2}K^{-1}$). O valor considerado foi, igualmente $5000 Wm^{-2}K^{-1}$ (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

2.4.3.3 Área de transferência de calor do permutador [A_0]

A área de transferência de calor pode ser obtida de acordo com a equação 3 (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012):

$$A_0 = \frac{Q}{U \cdot F \cdot \Delta T_{ln}} \quad (3)$$

Sendo que:

- F é o fator de eficiência. Este fator toma o valor de 1 para permutadores com passagem única nas tubagens, como é o caso, e $0,9$ quando forem várias passagens.
- Q corresponde à carga térmica do permutador, em W .

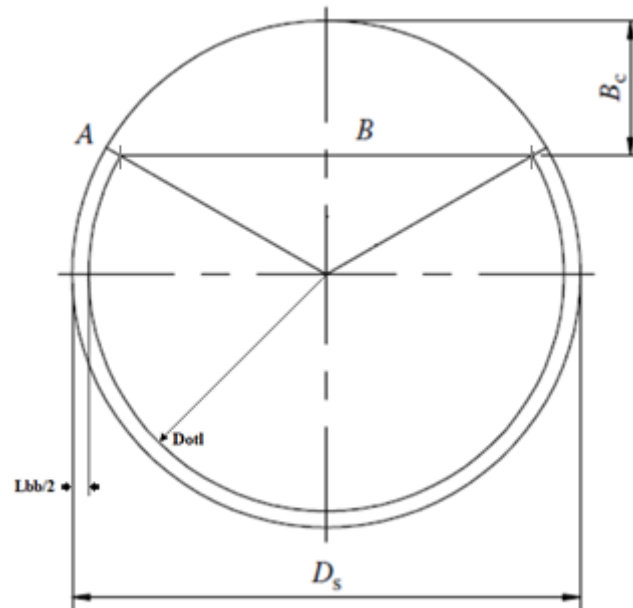


Figura 33 - Geometria do permutador.

2.4.3.4 Diâmetro da carcaça [D_s]

O valor do diâmetro da carcaça foi obtido pela equação 4 (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012):

$$D_s = 0,637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A_o (PR)^2 d_o}{L} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (4)$$

Sendo que:

- CL – constante relativa ao arranjo dos tubos. Neste caso, tendo em conta o arranjo a 90°, o valor é de 1,0 (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).
- CTP – constante para cálculo de contagem de tubos. Este valor tem em conta, entre outros aspetos, o espaçamento necessário entre a carcaça e o feixe de tubos. No caso de ser um permutador com uma só passagem nos tubos, o valor de CTP é de 0,93 (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).
- L é respetivo ao comprimento da carcaça. Para efeitos de estimativa, e considerando as dimensões do local onde poderá ser instalado o sistema, estipulou-se o valor de 2 metros.
- A área utilizada no cálculo corresponde à situação com incrustação.
- PR corresponde ao rácio do passo entre os tubos e é calculado através da razão entre o passo entre os tubos e o diâmetro dos mesmos ($\frac{P_t}{d_o}$).

2.4.3.5 Número de tubos [N_t]

Depois de obtido o diâmetro interno da carcaça, calcula-se o número de tubos que serão colocados no seu interior através da expressão 5 (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012):

$$N_t = (CTP) \frac{\pi D_s^2}{4A_1} \quad (5)$$

Em que A_1 é dada por (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)::

$$A_1 = (CL)P_t^2 \quad (6)$$

2.4.3.6 Folga entre a carcaça e o feixe de tubos [L_{BB}]

Este valor varia em função o tipo de arranjo de tubos. Como neste caso se trata de um arranjo linear com placa tubular fixa, como referido anteriormente, é utilizada a equação 7 para determinar a margem existente entre o feixe de tubos e a carcaça (Thulukkanam, 2013):

$$L_{BB} = 12 + 0,005D_s \text{ [mm]} \quad (7)$$

2.4.3.7 Diâmetro exterior do feixe de tubos [D_{otl}]

A fórmula 8 permite chegar ao valor do diâmetro exterior do feixe de tubos (Thulukkanam, 2013).

$$D_{otl} = D_s - L_{BB} \quad (8)$$

2.4.3.8 Número de chicanas [N_b]

De acordo com a TEMA, o espaçamento das chicanas deverá ser uniforme ao longo de todo o comprimento das tubagens. Esse espaçamento (B), tal como referido anteriormente, corresponde a 0,6 vezes o diâmetro da carcaça (D_s). Posto isto, conhecendo o comprimento e diâmetro do permutador, é possível determinar o número de chicanas através da equação 9 (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (9)$$

2.4.4 Avaliação do projeto

Depois de estimadas as dimensões gerais do permutador, é necessário calcular os coeficientes de transferência de calor e perdas de carga na carcaça e nos tubos. Estes valores permitirão avaliar se é possível a transferência da energia térmica pretendida e se a perda de carga envolvida é sustentável ou inviabiliza o projeto.

2.4.4.1 Carcaça (Método Bell-Delaware)

Existem vários métodos que permitem calcular o coeficiente de transferência de calor e perda de carga na carcaça, tais como o de Kern (Kern, 1965) ou o de Taborek (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012). Contudo, o mais fidedigno, até ao momento, continua a ser o método de Bell-Delaware. O fluxo da carcaça é bastante complexo, apresentando 5 correntes diferentes (Figura 34) que vão influenciar de forma distinta, tanto os valores das perdas de carga como do coeficiente da transferência de calor na carcaça (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

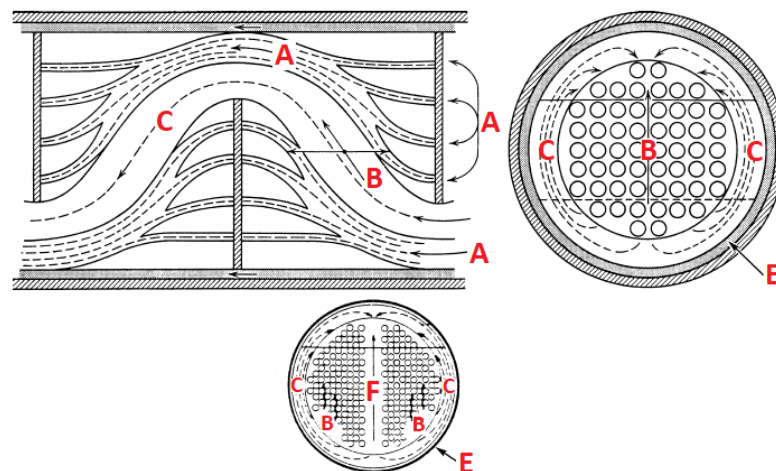


Figura 34 - Correntes de fluxo na carcaça.

- **Tipo A** – caudal de fuga que passa entre os tubos e as folgas entre tubos e orifícios nas chicanas. É criado pela diferença de pressão existente entre os 2 lados da chicana.
- **Tipo B** – fluxo principal que atravessa o feixe de tubos
- **Tipo C** – caudal que é desviado e circula pelo exterior do feixe de tubos. Assim, apenas efetua troca de calor com os tubos da periferia do feixe tubular.
- **Tipo E** – caudal que passa pelas folgas existentes entre a carcaça e a chicana (é o fluxo menos eficiente em termos de trocas de calor uma vez que pode não entrar em contacto com os tubos nenhuma vez).
- **Tipo F** – caudal que atravessa a carcaça pelos canais formados entre as duas metades do feixe tubular.

A corrente do tipo B é a corrente mais importante neste método. As restantes, ao se formarem, reduzem-na e alteram o perfil de temperatura da carcaça, diminuindo o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a carcaça.

Posto isto, de acordo com Bell-Delaware, a equação 10 é a que melhor permite determinar o coeficiente de transferência de calor da carcaça (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

$$h_0 = h_{id} J_c J_l J_b J_s J_r \quad (10)$$

com:

$$h_{id} = j_i c_{ps} \left(\frac{\dot{m}_s}{A_s} \right) \left(\frac{K_s}{c_{ps} \mu_s} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{1/4} \quad (11)$$

Em que:

- h_{id} – coeficiente de transferência de calor ideal [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$]
- A_s – área de passagem do fluxo no centro da carcaça entre as 2 chicanas [m^2]

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_t} \quad (12)$$

- j_i (Colburn j-factor) - é função do Reynolds, do arranjo e do passo entre tubos.

$$Re_s = \frac{d_o m_s}{\mu_s A_s} \quad (13)$$

$$j_i = a_1 \left(\frac{1,33}{P_t/d_o} \right)^a (Re_s)^{a/2} \quad (14)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 (Re_s)^{\frac{a}{4}}} \quad (15)$$

$$f_i = b_1 \left(\frac{1,33}{P_t/d_o} \right)^b (Re_s)^{b_2} \quad (16)$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 (Re_s)^{b_4}} \quad (17)$$

(Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)

- j_c – é o fator de correção para o corte e espaçamento das chicanas. Depende do diâmetro interno da carcaça e do corte da chicana, desde a sua ponta até ao diâmetro da chicana.
- j_l – fator de correção que considera os efeitos das fugas através da chicana, incluindo tubo-chicana e carcaça-chicana.
- j_b – fator de correção para as correntes C e F (ver Figura 34)
- j_s – fator de correção para espaçamentos variáveis das chicanas à entrada e à saída.
- j_r – fator de correção aplicável para regime laminares com $Re_s < 100$.

Relativamente à perda de carga sofrida pelo fluido de trabalho, desde que entra até que sai do permutador, o método sugere que resulta da soma de 3 componentes.

1. A perda de carga que ocorre no interior do permutador ao longo da secção de fluxo cruzado (Δp_c - ver Figura 35).

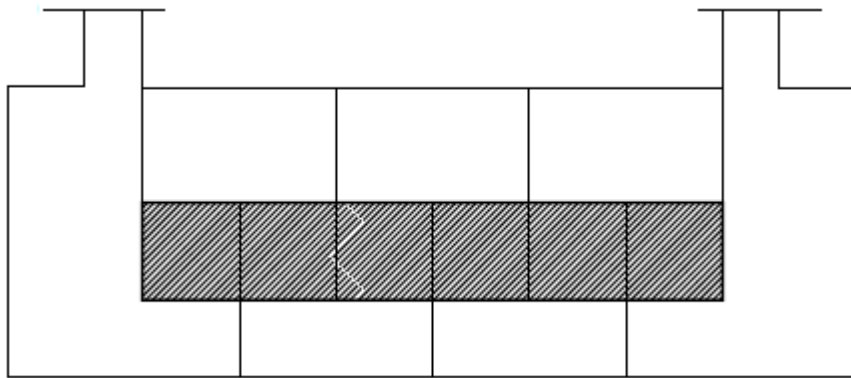


Figura 35 - Perdas de carga na zona de fluxo cruzado (adaptado de (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)).

$$\Delta p_{bi} = 4f_i \frac{G_s^2}{2\rho_s} \left(\frac{\mu_{s,w}}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (18)$$

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi} (N_b - 1) R_l R_b \quad (19)$$

(Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)

2. A perda de carga que ocorre ao nível das janelas entre chicanas.

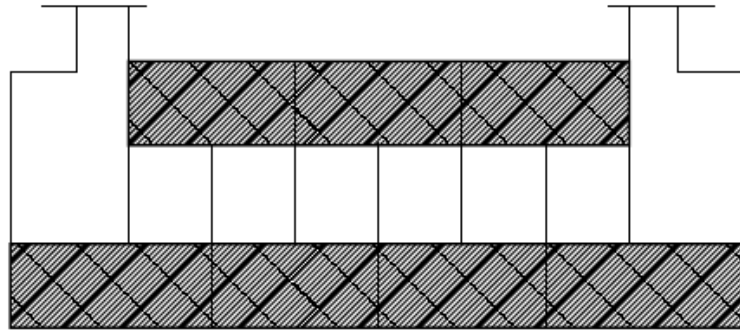


Figura 36 - Perda de carga nas janelas entre chicanas (adaptado de (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)).

$$\Delta p_{wi} = \frac{\dot{m}_s^2 (2 + 0,6N_{cw})}{2\rho_s S_m S_w} \quad (20)$$

$$\Delta p_w = \Delta p_{wi} N_b R_l \quad (21)$$

(Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)



Figura 37 - Perda de carga na entrada e saída do permutador (adaptado de (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)).

3. A perda de carga ao nível das zonas de entrada e saída do permutador.

$$\Delta p_e = 2\Delta p_{bi} \frac{N_{tcc} + N_{tcw}}{N_{tcc}} R_b R_s \quad (22)$$

(Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)

A perda de carga total, segundo Bell-Delaware, determina-se, tal como referido anteriormente, a partir do somatório destas 3 perda de carga (Equação 23) (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012).

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e \quad (23)$$

R_l , R_b e R_s correspondem aos fatores de correção para os efeitos de fuga nas chicanas, desvios no feixe de tubos e diferenças de espaçamento entre as chicanas desde a entrada até à saída, respetivamente.

Cálculos Auxiliares

Para que os fatores de correção J_c, J_b, J_l, J_r e J_s , relativos ao coeficiente de transferência de calor da carcaça, e R_b, R_l e R_s , relativos à perda de carga, possam ser determinados analiticamente, é necessária a realização de uma sequência de cálculos auxiliares conforme esquematizados na Figura 38.

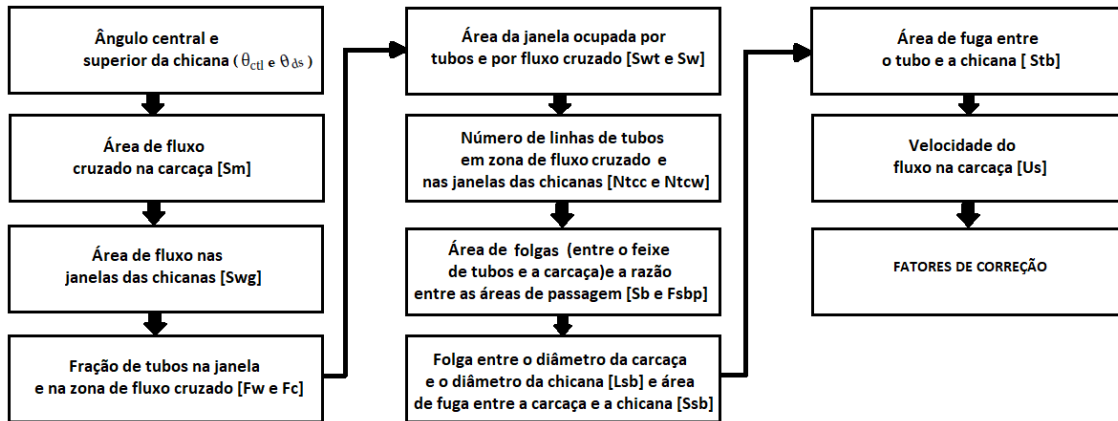


Figura 38 - Fluxograma para os cálculos dos fatores de correção.

Ângulo central e superior da chicana [θ_{ds} e θ_{ctl}]

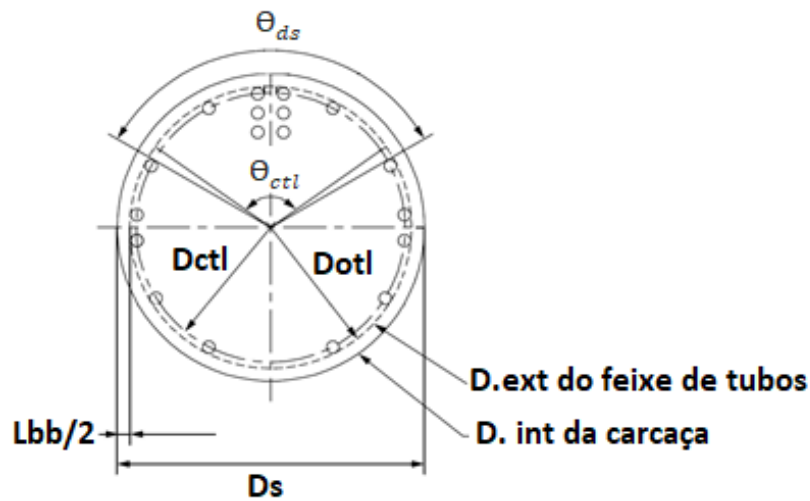


Figura 39 - Geometria da chicana e respectivos ângulos.

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (24)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \right] \quad (25)$$

(Thulukkanam, 2013)

Área de fluxo cruzado na carcaça [S_m]

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - d) \right] \quad (26)$$

(Thulukkanam, 2013)

Onde:

- L_{bc} representa o espaçamento entre as chicanas
- $L_{tp,eff}$ depende do layout utilizado. Assume o valor do P_t (passo entre os tubos) para arranjos de 30 e 90° e para os restantes, é igual a $0,707 L_{tp}$.

Área de fluxo nas janelas das chicanas [S_{wg}]

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} D_s^2 \left(\frac{\theta_{ds}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (27)$$

(Thulukkanam, 2013)

Fração de tubos na janela e na zona de fluxo cruzado [F_w e F_c]

$$F_w (\text{janelas}) = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (28)$$

$$F_c (\text{fluxo cruzado}) = 1 - 2F_w \quad (29)$$

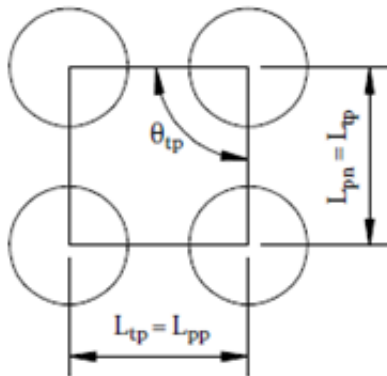
(Thulukkanam, 2013)

Área de janela ocupada por tubos e por fluxo cruzado [S_{wt} e S_w]

$$S_{wt} = N_t F_w \frac{\pi}{4} d^2 \quad (30)$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (31)$$

(Thulukkanam, 2013)

Número de filas de tubos em zona de fluxo cruzado e na zona das janelas [N_{tcc} e N_{tcw}]

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (32)$$

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \left[\frac{D_s B_c}{100} - \frac{D_s D_{ctl}}{2} \right] \quad (33)$$

(Thulukkanam, 2013)

Figura 40 - Representação do espaçamento entre tubos.

Área de folgas e razão entre as áreas de passagem [S_b e F_{sbp}]

$$S_b = L_{bc}(D_s - D_{otl} + L_{pl}) \quad (34)$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (35)$$

(Thulukkanam, 2013)

Onde:

- L_{pl} corresponde à largura do desvio que ocorre quando o fluxo atinge a superfície de um tubo. Para efeitos de cálculo será considerado 0 (Thulukkanam, 2013).

Folga e área de fuga entre a carcaça e a chicana [L_{sb} e S_{sb}]

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004D_s \quad (36)$$

$$S_{sb} = \pi D_s \frac{L_{sb}}{2} \left(\frac{2\pi - \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (37)$$

(Thulukkanam, 2013)

Área de fuga entre o tubo e a chicana [S_{tb}]

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d + L_{tb})^2 - d^2] N_t (1 - F_w) \quad (38)$$

(Thulukkanam, 2013)

Onde:

- L_{tb} corresponde ao espaçamento entre diâmetro exterior do tubo e o buraco da chicana. De acordo com as normas da TEMA, este valor assume um valor máximo de 0,794mm e um valor mínimo de 0,397mm.

Velocidade do fluxo na carcaça [U_s]

$$U_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s S_m} \quad (39)$$

(Thulukkanam, 2013)

Fatores de Correção

- J_c (fator de correção para o corte e espaçamento das chicanas)

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c \quad (40)$$

(Thulukkanam, 2013)

- J_l (fator de correção para as fugas através das chicanas)

$$J_l = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{-2,2r_{lm}} \quad (41)$$

(Thulukkanam, 2013)

Onde:

- r_s e r_{lm} são parâmetros correlacionais que se podem obter da seguinte forma:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (42)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (43)$$

(Thulukkanam, 2013)

- J_b (fator de correção devido às correntes C e F (ver Figura 34))

$$J_b = \exp \left\{ -C_{bh} F_{sbp} \left[1 - (2r_{ss})^{1/3} \right] \right\} \quad (44)$$

(Thulukkanam, 2013)

Onde:

- $C_{bh} = 1,25$ para fluxos laminares ($Re_s \leq 100$)
 $= 1,35$ para fluxos turbulentos ($Re_s > 100$)
- $r_{ss} = 0$, uma vez que depende diretamente do número de tiras de vedação, apenas utilizadas em permutadores com os tubos em U.

- J_r (fator de correção para um gradiente de temperatura adverso)

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}}$$

$$Re_s < 20$$

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} + \left(\frac{20 - Re_s}{80} \right) \left(\frac{1,51}{N_c^{0,18}} - 1 \right)$$

$$20 \leq Re_s \leq 100$$

$$J_r = 1$$

$$Re_s > 100$$

- J_s (fator de correção para espaçamentos variáveis)

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{1-n} + (L_o^*)^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_i^* - 1) + (L_o^* - 1)} \quad (45)$$

Onde:

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (46)$$

$$L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (47)$$

(Thulukkanam, 2013)

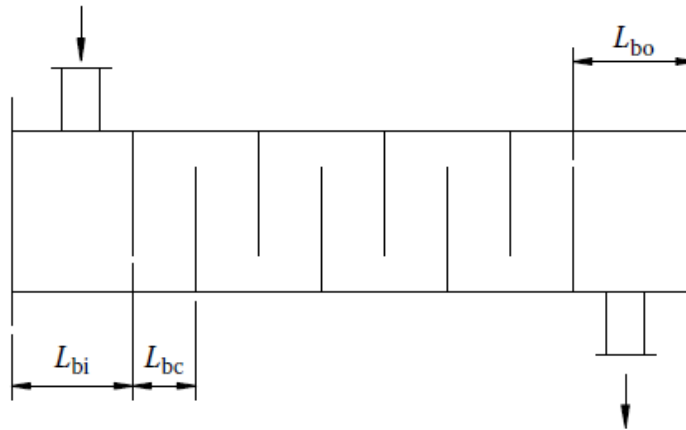


Figura 41 - Esquematização distâncias L_{bi} , L_{bc} e L_{bo} .

Para efeitos de cálculo será considerado que $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$, de tal forma que, $L_i^* = L_o^* = 1$.

- R_l (fator de correção para as fugas pelas chicanas)

$$R_l = \exp[-1,33(1 + r_s)] r_{lm}^x \quad (48)$$

Onde:

$$x = [-0,15(1 + r_s) + 0,8] \quad (49)$$

(Thulukkanam, 2013)

- R_b (fator de correção para o desvio pelo feixe de tubos)

$$R_b = e^{[-C_{bp} F_{sbp} \{1 - (r_{ss})^{1/3}\}]} \quad (50)$$

(Thulukkanam, 2013)

Onde:

- $C_{bp} = 4,5$ para fluxos laminares ($Re_s \leq 100$)
 $= 3,7$ para fluxos turbulentos ($Re_s > 100$)
- $R_b = 1$ sempre que $r_{ss} \geq 0,5$

- R_s (fator de correção para as diferenças de espaçamento entre chicanas)

$$R_s = \left(\frac{1}{L_i^*}\right)^{2-n} + \left(\frac{1}{L_o^*}\right)^{2-n} \quad (51)$$

(Thulukkanam, 2013)

Neste caso, como $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$, o valor de R_s será 2.

2.4.4.2 Tubos

Para o caso do coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos, a fórmula que o permite determinar é a seguinte:

$$h_i = \frac{Nu_t k_i}{d_i} \quad (52)$$

Sendo que o Nu_t corresponde ao número de Nusselt e o seu processo de cálculo varia em função do autor escolhido e do tipo de escoamento que ocorre no interior das tubagens. Desta forma, serão abordadas 3 formas de cálculo distintas, de 3 autores diferentes. De entre os resultados, para efeitos do dimensionamento do permutador, será considerado o valor mais baixo por forma a estudar-se a solução que dê a maior área de transferência de calor.

– 1ª abordagem - Kupan Thulukkanam

Como primeira abordagem, foi utilizado o método de cálculo descrito na publicação de Kupan Thulukkanam (Thulukkanam, 2013).

$$G_t = \frac{M_t}{A_t} \quad (53)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} d_i^2 N_t \quad (54)$$

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu_i} \quad (55)$$

$$Pr_t = \frac{Cp_t \mu_t}{k_t} \quad (56)$$

$$Nu_t = 1,86 \left[Re_t Pr_t \frac{d_i}{L} \right]^{0,5} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (57)$$

– **2ª abordagem – Yunus A. Cengel**

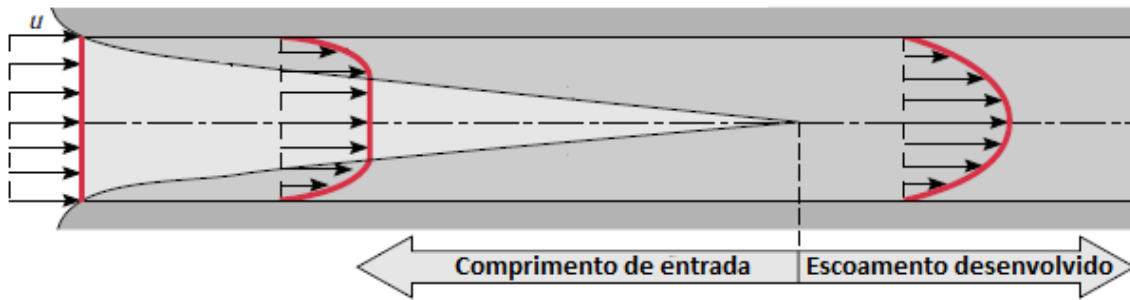


Figura 42 - Comprimento de entrada para um fluxo interno (Incropera, Dewitt, Theodore, & Lavine, 2007).

Segundo este autor, à entrada do tubo circular desenvolve-se, ao longo das paredes interiores, uma camada limite. O contacto que se estabelece entre a superfície do tubo e as partículas da camada limite faz com que estas percam gradualmente velocidade. Este efeito vai sendo sentido cada vez mais para o interior da tubagem, até que atinge o centro da mesma, tornando o fluxo constante. A partir deste ponto, o perfil de velocidade do fluxo deixa de se alterar, atingindo-se aquilo que se denomina como escoamento completamente desenvolvido. A distância que se encontra desde a entrada da tubagem até ao local em que o escoamento se encontra completamente desenvolvido é conhecida como o comprimento de entrada.

É necessário, portanto, averiguar qual o comprimento de entrada para cada caso, uma vez que, caso seja superior ao tamanho da tubagem, é sinal de que o escoamento nunca fica completamente desenvolvido e, se assim for, o valor de Nusselt é alterado.

Assim sendo, e de acordo com (Cengel, 2002), os comprimentos de entrada, L_h e L_t (correspondem às distâncias entre a entrada da tubagem e o momento em que o escoamento se torna hidrodinâmica e termicamente completamente desenvolvido), consoante o tipo de fluxo, são calculados através das equações 56, 57 e 58:

- Fluxo Laminar:

$$L_h = 0,05Re d_i \quad (58)$$

$$L_t = L_h Pr \quad (59)$$

- Fluxo turbulento:

$$L_h = L_t = 10d_i \quad (60)$$

Em função dos resultados obtidos nos cálculos apresentados anteriormente relativamente ao comprimento da tubagem, o procedimento para obtenção do valor de Nusselt varia.

No caso do fluxo se encontrar completamente desenvolvido no fim da tubagem, os valores de Nusselt a adotar são os seguintes:

- Para fluxos turbulentos, a equação que menos percentagem de erro apresenta, segundo o autor, é a seguinte equação de Petukhov:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (61)$$

Onde:

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (62)$$

- Para fluxos laminares é utilizada a equação de Sieder e Tate:

$$Nu = 1,86 \left(\frac{Re_t Pr}{L/di}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (63)$$

No caso do fluxo não estar desenvolvido e se apresentar ainda na região de entrada, ou seja, $L_h + L_t > L_{tubos}$, adota-se, se for laminar, a seguinte expressão:

$$Nu = 3,66 + \frac{0,065 (di/L) Re_t Pr}{1 + 0,04 [(di/L) Re_t Pr]^{2/3}} \quad (64)$$

No que diz respeito à perda de carga nas tubagens, foram também consideradas duas abordagens, presentes nas literaturas (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012) e (Thulukkanam, 2013). O valor considerado será o mais elevado por forma a considerar o pior cenário, à semelhança do que foi referido em relação ao valor de Nusselt.

Tabela 3 - Cálculo perda de carga nos tubos.

(Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)	$\Delta p_{total} = (4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p) \frac{\rho u_m^2}{2}$	(65)
	$\Delta p_t = \frac{4fLN_p * (\frac{\dot{m}_t}{A_i})^2}{2\rho d_i}$	(66)
(Thulukkanam, 2013)	$\Delta p_{c,e} = (K_c + K_e) \frac{(\frac{\dot{m}_t}{A_i})^2}{2\rho}$	(67)
	$\Delta p_{i,o} = (K_i + K_o) \frac{(\frac{\dot{m}_t}{A_i})^2}{2\rho}$	(68)
	$\Delta p_{total} = \Delta p_t + \Delta p_{c,e} + \Delta p_{i,o}$	(69)

3. Proposta de solução

3 Dimensionamento do permutador

Ao longo deste capítulo, na sequência do que foi explicado nos capítulos anteriores, será feito o dimensionamento dos equipamentos de trocas de calor que permitirão o aproveitamento da energia presente na instalação em causa.

Relembrando a Figura 19, verifica-se que os passos a seguir neste capítulo são:

- Dimensionamento térmico da instalação
- Cálculos geométricos do permutador a partir dos parâmetros já conhecidos
- Cálculo dos fatores de correção para a transferência de calor e para a queda de pressão
- Cálculo do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão na carcaça
- Cálculo do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão nos tubos
- Avaliação e comparação dos resultados com as especificações pretendidas
- Comparação dos resultados obtidos com as soluções da ARSOPI e X
- Balanço de investimentos e poupanças associadas à solução em estudo
- Estudo de viabilidade (tempo de amortização, VAL e TIR)

No seguimento do raciocínio apresentado em cima relativo ao gráfico de pressões, será interessante compreender o que acontece, termodinamicamente, no período entre o ponto 1 e o ponto 2.

Não existindo injeção de vapor de compensação (trajeto 1-2 Figura 17), a queda de pressão continuaria a decorrer de uma forma contínua e a volume constante (trajeto 1-1' da Figura 43). O contacto com o pneu e com as paredes da prensa provocariam uma diminuição da temperatura do vapor que, por sua vez, levaria à condensação parcial do vapor e, conseqüentemente, a uma diminuição da pressão no interior do diafragma. No entanto, o que realmente se verifica é a manutenção dos valores de pressão e temperatura no interior do diafragma (trajeto 1-2), causada pela injeção de vapor saturado (18 bar). Assumiu-se, então, visto se tratar de um sistema fechado, que a quantidade de energia que seria perdida, caso não ocorresse a injeção de vapor, seria igual à quantidade de energia reposta no sistema, ou seja,

$$\dot{Q} - \dot{w} = \Delta \dot{U} \quad (70)$$

$$\dot{w} = 0$$

$$Q_{1-1'} = Q_{1-2} = \dot{m} \cdot (u_{1'} - u_1) \quad (71)$$

Admitindo os seguintes valores:

Tabela 4 - Propriedades térmicas do vapor no ponto 1, 1' e 2.

	Ponto 1	Ponto 1'	Ponto 2
Pressão (bar)	16,5	12	12
Temperatura (°C)	202,86	187,96	195,04
v (m³/kg)	0,1201	0,1201	?
v' (m³/kg)	-	0,0011	-
v'' (m³/kg)	-	0,1633	-
u (kJ/kg)	2595,5	2111,1	-

Calcula-se, então, Q_{1-2} :

$$Q_{1-2} = Q_{1-1'} = 0,512 * (2111,1 - 2595,5) = -247,97 \text{ kJ}$$

Com o valor da energia que vai ser fornecida ao sistema, já é possível calcular a massa (em kg) de vapor que será injetado entre 1 e 2 através da equação 72:

$$Q_{1-2} = \dot{m}_{injetado} \cdot u_0 \quad [kJ] \quad (72)$$

$$\dot{m}_{injetado} = 0,095 \text{ kg}$$

$$\dot{m}_{total \text{ em } 2} = 0,608 \text{ kg de vapor}$$

Por último, obtido o valor da massa de vapor que foi introduzido entre 1 e 2, e conhecido, conseqüentemente, o valor da massa total de vapor presente no diafragma, pode, então, calcular-se o valor do volume específico (v) em 2, que será essencial para a etapa seguinte.

$$v_2 = \frac{V_{\text{diafragma}}}{m_{\text{vapor}} + m_{\text{liquido}}} = 0,0939 \text{ m}^3/\text{kg}$$

3.1.1.2 Etapa 2 – 1ª queda de pressão e drenagem

Nesta etapa, analisou-se o percurso entre o ponto 2 e o ponto 3 da Figura 17, que coincide com o momento no ciclo de vulcanização em que deixa de ser injetado vapor de compensação, ocorrendo, portanto, uma queda de pressão a volume constante, que se vai traduzir na condensação de parte do vapor (Figura 44).

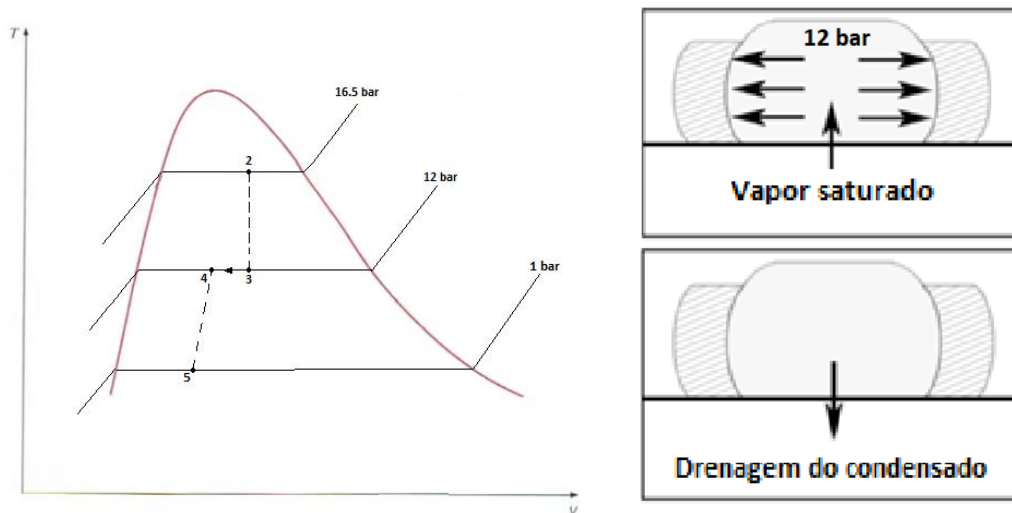


Figura 44 - Comportamento do vapor ao longo da Etapa 2.

Não havendo saída ou entrada de vapor, o volume específico no ponto 2 e 3 será igual.

Tabela 5 - Propriedades térmicas do vapor no ponto 2, 3 e 4.

	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4
Pressão (bar)	16,5	12	12
Temperatura (°C)	202,86	187,96	187,96
v (m ³ /kg)	0,0942	0,0942	?
v' (m ³ /kg)	-	0,0011	0,0011
v'' (m ³ /kg)	-	0,1633	0,1633

Assim sendo:

$$x_3 = \frac{v_3 - v'}{v'' - v'} = 0,57$$

Ou, seja, no momento em que se atingem os 12 bar (Ponto 3), tem-se no diafragma 0,375 kg de vapor e 0,233 kg de líquido.

No entanto, no instante em que esta pressão é atingida, volta a ser injetado vapor por forma a conseguir mantê-la durante novo intervalo de tempo (intervalo de tempo entre 3 e 4). Para determinar a quantidade de vapor injetado entre 3 e 4, assumiu-se que a quantidade de energia fornecida ao sistema neste intervalo de tempo seria proporcional à que foi fornecida na etapa 1 (trajeto 1-2, Figura 43). Isto é plausível porque a temperatura exterior do diafragma, bem como a sua geometria, são iguais nos processos de 1 a 2 e de 3 a 4.

$$Q_{3-4} = \frac{Q_{1-2}}{\Delta t_{1-2}} \cdot \Delta t_{3-4} \quad [kJ] \quad (73)$$

$$Q_{3-4} = 123,99 \text{ kJ}$$

$$\dot{m}_{injetado} = 0,048 \text{ kg}$$

Assim sendo, sabendo que a massa total de fluido no diafragma é igual a 0,656 kg aproximadamente, obtém-se um valor de volume específico para o ponto 4 igual a 0,08781 m³/kg.

Como:

$$x_4 = \frac{v_4 - v'}{v'' - v'} = 0,535$$

Verifica-se que a massa de condensado é de 0,281 kg e a massa de vapor é de 0,375 kg. Esta massa de condensado será, de seguida, drenada. O processo de drenagem (trajeto 4-5 da Figura 44) coincide com o término do processo de vulcanização. É aberta a válvula de drenagem, cujo objetivo passa por retirar todo o condensado que se formou, até ao momento, no diafragma. A abertura desta válvula vai provocar uma abrupta queda de pressão até à pressão atmosférica.

Na Figura 45 é possível observar a evolução da massa de condensado e vapor no diafragma com a variação de pressão ocorrida ao longo do ciclo de vulcanização.

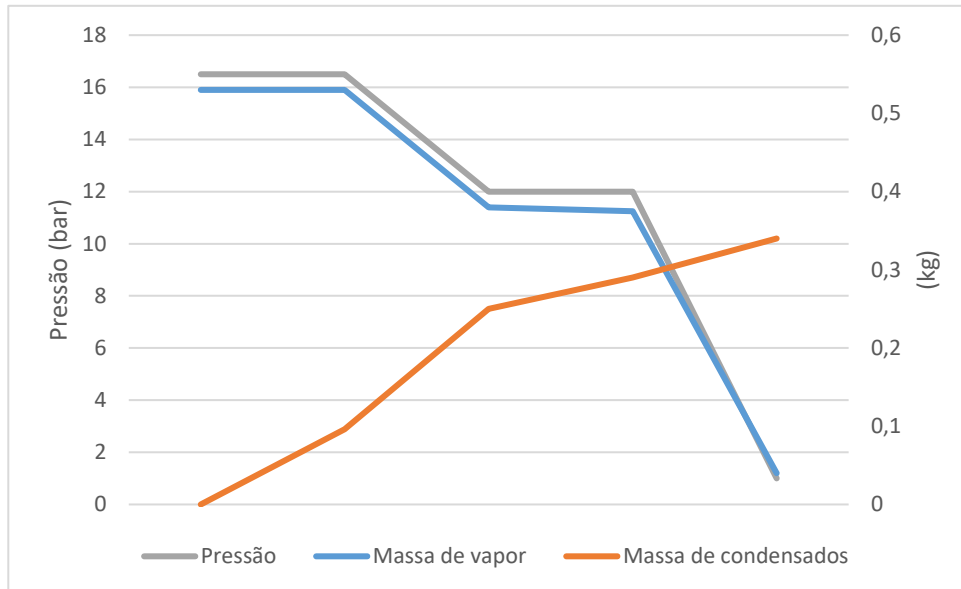


Figura 45 - Evolução da massa de vapor e condensado no interior do diafragma com a variação de pressão.

Assim sendo, conclui-se que em ambos os grupos, a quantidade total de fluido que entra, por ciclo, nas tubagens, é de 0,375 kg de água por cada pneu, como já foi referido acima. Posto isto, de forma a determinar o caudal de água que passa, foi considerado que existe uma produção de aproximadamente 60000 pneus na fábrica igualmente distribuída pelos 2 grupos de prensas de vulcanização, ou seja, 30000 pneus por grupo.

Sabe-se que o caudal mássico total a passar no grupo será:

$$\dot{m}_{grupo} = \frac{0,375 \frac{kg_{água}}{pneu} * N^{\circ} pneus (p/grupo e p/dia)}{24 h/dia} \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (74)$$

Assim sendo, tem-se que:

Tabela 6 - Caudal mássico e volúmico por grupo.

Caudais	
Mássico (kg/h)	468,55
Volúmico (m ³ /h)	0,5

3.1.2 Fluido frio

O fluido frio utilizado será água proveniente da rede e com destino às caldeiras. Desta forma, como já foi referido, pretende-se aproveitar a energia térmica que será retirada ao fluido quente para aquecer esta água e, assim, melhorar a eficiência das caldeiras. Foi feito um estudo no sentido de apurar qual seria a temperatura e caudal médios deste fluido. O estudo teve em consideração os valores diários (abscissas dos gráficos das figuras 47 a 51) registados (por contadores da empresa Continental Mabor, posicionados nas tubagens da água proveniente da rede) em três meses de 2017 com temperaturas elevadas (agosto setembro, outubro) e quatro meses com temperaturas mais baixas (novembro e dezembro de 2017 e janeiro e fevereiro de 2018).

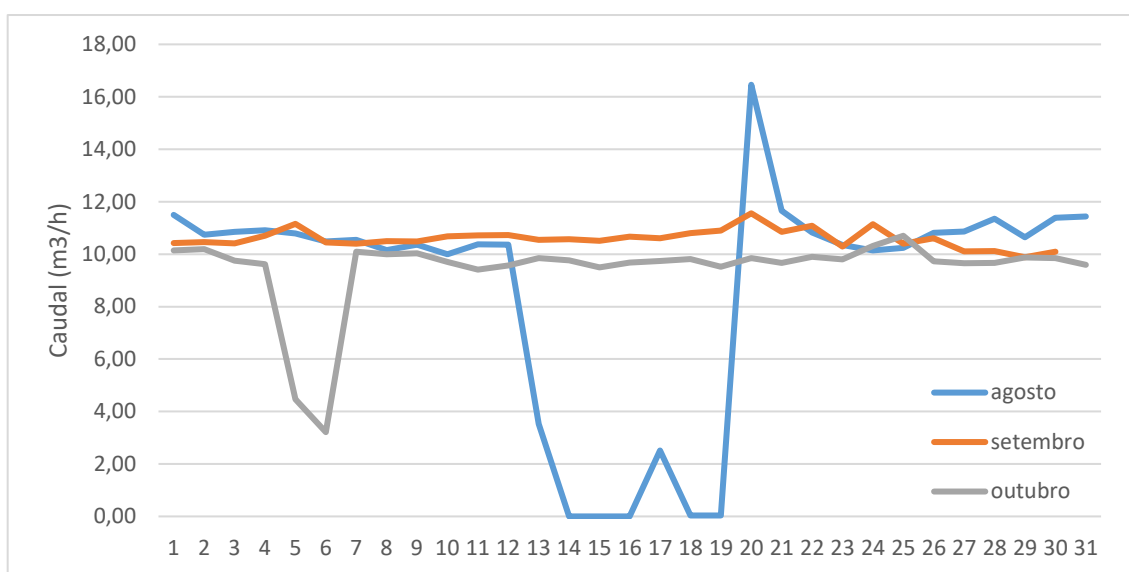


Figura 47 - Caudal médio diário da água de retorno às caldeiras nos meses de agosto, setembro e outubro.

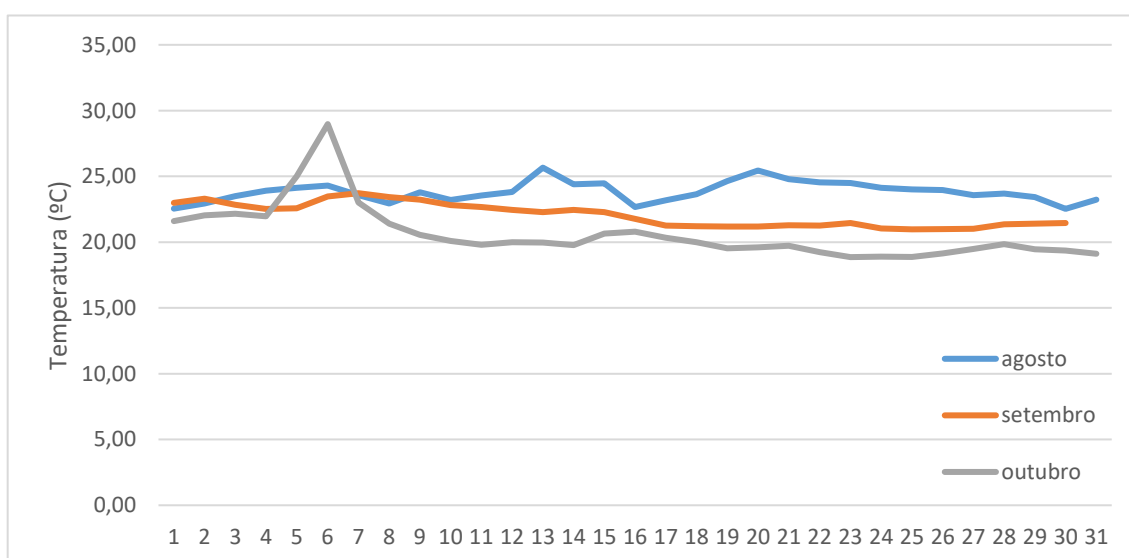


Figura 46 - Temperatura média diária da água de retorno às caldeiras nos meses de agosto, setembro e outubro.

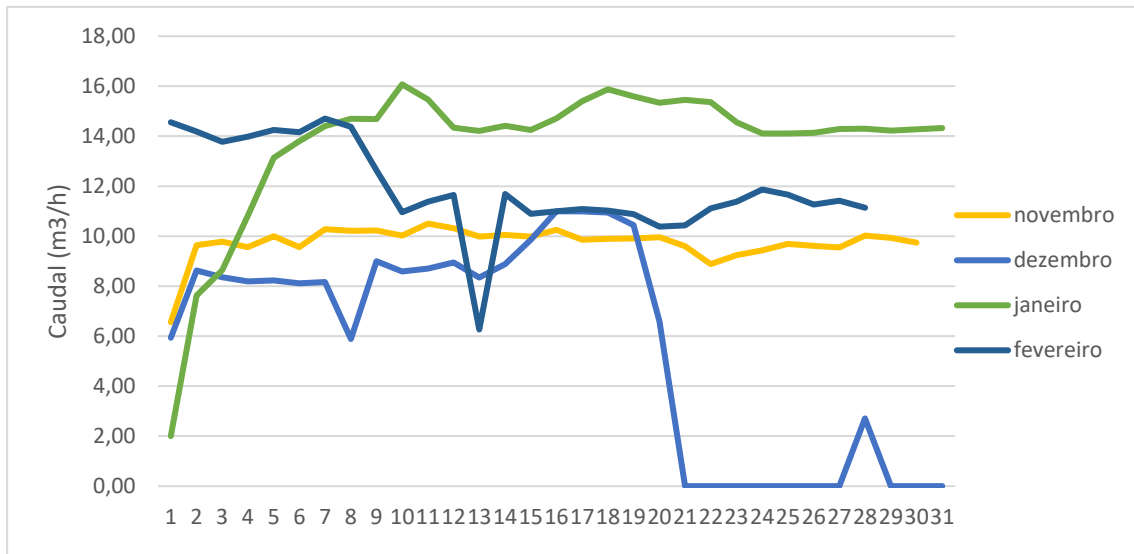


Figura 49 - Caudal médio diário da água de retorno às caldeiras nos meses novembro e dezembro de 2017 e janeiro e fevereiro de 2018.

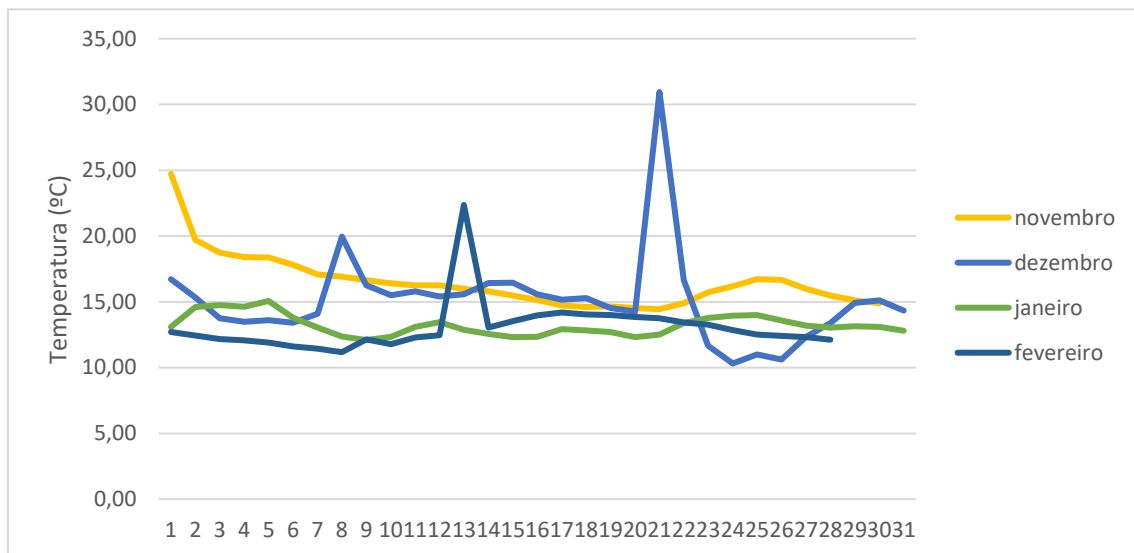


Figura 48 - Temperatura média diária da água de retorno às caldeiras nos meses novembro e dezembro de 2017 e janeiro e fevereiro de 2018.

Analisados os dados, obteve-se os valores que se encontram registados na Tabela 7:

Tabela 7 - Temperaturas e caudais médios do fluido frio.

	Caudais médios (m ³ /h)	Caudal Máximo (m ³ /h)	Caudal mínimo (m ³ /h)	Tmédia (°C)	Tmáxima (°C)	Tmínima (°C)
Agosto	10,67	14,37	6,64	23,77	28,47	20,46
Setembro	10,61	17,11	8,26	22,06	23,94	20,78
Outubro	9,82	14,24	6,61	20,18	26,39	18,42
Novembro	9,86	14,17	6,02	16,21	21,26	14,09
Dezembro	9,12	14,63	5,71	14,19	20,02	8,54
Janeiro	14,18	17,32	6,06	13,25	18,54	10,81
Fevereiro	12,08	15,66	8,04	12,70	14,71	11,01
Geral	10,91	17,32	5,71	17,48	28,47	8,54

Como já foi referido anteriormente, esta água, até atingir o seu destino final (caldeiras), atravessa diversos permutadores, aumentando, progressivamente a sua temperatura. Como se pretende diminuir o máximo possível a temperatura da água proveniente das prensas de vulcanização, considerou-se que os permutadores a serem projetados ficavam localizados na primeira posição relativamente ao trajeto das caldeiras (antes do permutador HEO1 que, até ao momento, é o primeiro por onde passa a água que segue no sentido rede- caldeiras – ver Figura 50). Desta forma, a temperatura da água que segue em direção às caldeiras seria a mais baixa possível e, assim, a permuta térmica seria maior. Assim sendo, para efeitos do dimensionamento do permutador de calor, foram considerados o caudal médio (10,9 m³/h) e a temperatura média geral (17,5 °C).

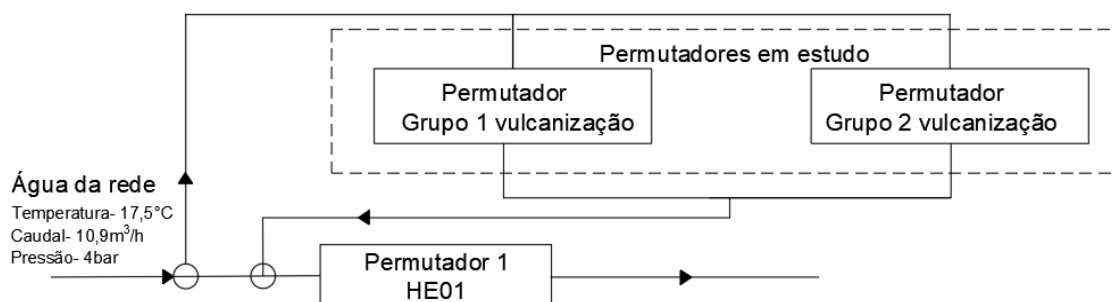


Figura 50 - Localização relativa dos permutadores de calor a ser projetados.

3.1.3 Balanço energético do sistema

Depois de conhecidas todas as propriedades de ambos os fluidos de trabalho, é possível passar-se ao cálculo do balanço energético.

Para o efeito, foi utilizada a equação 75:

$$Q = \dot{m}_{quente} c_{p\ quente} \Delta T_{quente} = \dot{m}_{frio} c_{p\ frio} \Delta T_{frio} \quad (75)$$

Os dados disponíveis para cada grupo eram:

Tabela 8 - Propriedades dos fluidos de trabalho.

	Grupo 1	Grupo 2
Temperatura de entrada fluido quente (°C)	88	85
Temperatura de saída fluido quente (°C)	30	30
c_p fluido quente (kJ.kg ⁻¹ K ⁻¹)	4,20	4,20
c_p fluido frio (kJ.kg ⁻¹ K ⁻¹)	4,19	4,19
Caudal fluido quente (kg/s)	0,13	0,13
Caudal fluido frio (kg/s)	1,51	1,51

Obtiveram-se, então, os valores representados na Tabela 9:

Tabela 9 - Balanço energético Grupo 1 e Grupo 2.

	Grupo 1	Grupo 2
Q (kW)	31,70	30,03

3.2 Cálculo geométrico do permutador

Definida a quantidade de energia que se pretende transferir de um fluido para o outro, é necessário fazer uma primeira estimativa das configurações dos permutadores. Até ao momento, foi recolhido um conjunto de dados que funcionam como ponto de partida para o cálculo geométrico do permutador. Esses dados encontram-se resumidos na Tabela 10, Figura 51 e Tabela 11.

Tabela 10 - Tabela resumo da pré-configuração do permutador.

Especificações		
Carcaça		Tipo E
Tubos	Material	Aço ST37
	Diâmetro	3/4 in
	Espessura (t)	0,083 in
	Arranjo	90°
	Passos	1 in
	Comprimento Máximo	2 m
Chicanas	Espaçamento (B)	0,6 D _s
	Corte (B _c)	25%

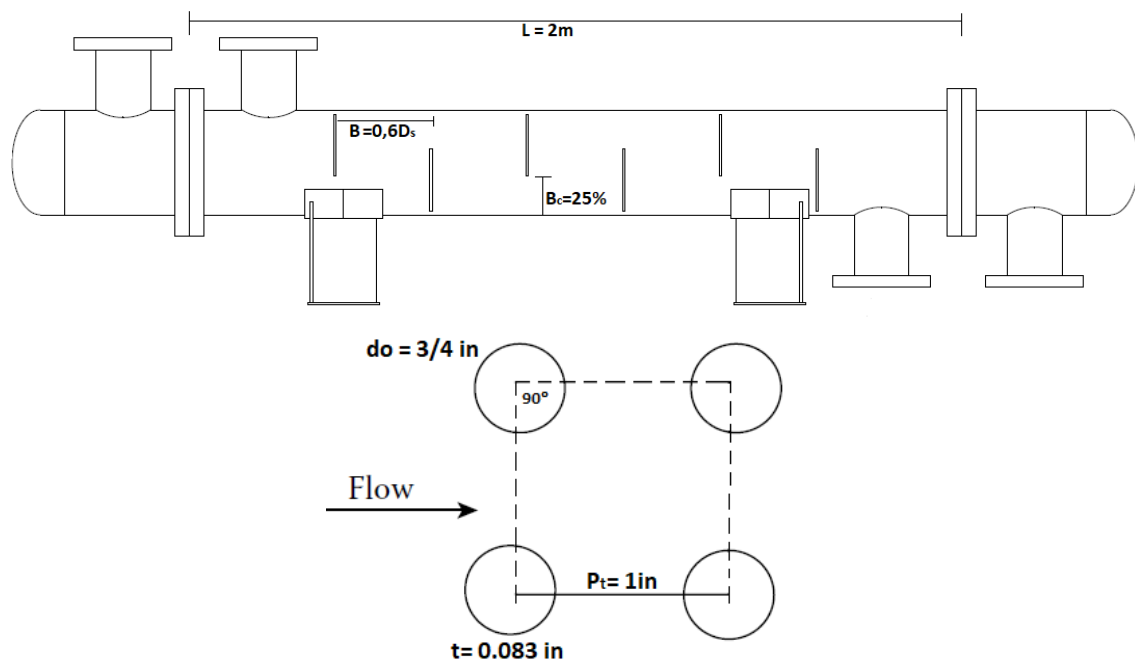


Figura 51 - Representação da pré-configuração do permutador.

Tabela 11 - Propriedades dos fluidos de trabalho.

	Grupo 1		Grupo 2	
	Fluido Quente	Fluido Frio	Fluido Quente	Fluido Frio
T (°C)	59	20	57,5	20
Pressão (bar)	0,7	4	0,6	4
Caudal (kg/h)	468,69	5446,94	468,69	5446,94
ρ (kg/m³)	983,69	998,83	984,45	998,83
c_p (kJ/kg)	4,18	4,18	4,18	4,18
μ (Pa.s)	$4,73 \times 10^{-4}$	$1,07 \times 10^{-3}$	$4,84 \times 10^{-4}$	$1,07 \times 10^{-3}$
k (Wm⁻¹K⁻¹)	0,65	0,59	0,65	0,59
Pr	3,05	7,51	3,12	7,51

Para efeitos de dimensionamento, as temperaturas dos fluidos consideradas são as temperaturas médias relativamente à entrada e saída do permutador, apresentadas na Tabela 11.

3.2.1 Pré- dimensionamento e cálculos auxiliares

Na sequência do raciocínio apresentado no capítulo anterior relativo à estimativa da geometria inicial do permutador, estes foram os valores obtidos (Tabela 12).

Tabela 12 - Pré- dimensionamento do permutador.

Pré- dimensionamento e cálculos auxiliares				
Variável	Símbolo	Valor	Unidade	Origem
Diferença média de temperatura logarítmica	ΔT_{In}	28,8	°C	Equação 1
Coeficiente global de transferência de calor	U	976,02	Wm ⁻² K ⁻¹	Equação 2
Área de transferência de calor	A _o	1,13	m ²	Equação 3
Diâmetro da carcaça	D _s	0,09	m	Equação 4
Número de tubos	N _t	10	-	Equação 5
Folga entre a carcaça e o feixe de tubos	L _{BB}	12	mm	Equação 7
Diâmetro exterior do feixe de tubos	D _{otl}	73,57	mm	Equação 8
Número de chicanas	N _b	38	-	Equação 9
Ângulo central da chicana	Θ _{ds}	2,10	rad	Equação 24
Ângulo superior da chicana	Θ _{ctl}	1,34	rad	Equação 25
Área de fluxo cruzado na carcaça	S _m	1175,96	mm ²	Equação 26
Área de fluxo nas janelas das chicanas	S _{wg}	1124,30	mm ²	Equação 27
Fração de tubos na janela	F _w	0,06	-	Equação 28
Fração de tubos na zona do fluxo cruzado	F _c	0,94	-	Equação 29
Área de janela ocupada por tubos	S _{wt}	165,20	mm ²	Equação 30
Área de janela ocupada por fluxo cruzado	S _w	959,10	mm ²	Equação 31
Número de filas de tubos em zona de fluxo cruzado	N _{tcc}	1,80	-	Equação 32
Número de filas de tubos nas janelas das chicanas	N _{tcw}	1,73	-	Equação 33
Área de passagem (folga) entre o feixe de tubos e a carcaça	S _b	616,13	mm ²	Equação 34
Razão entre as áreas de passagem	F _{sbp}	0,52	-	Equação 35
Folga entre a carcaça e as chicanas	L _{sb}	3,44	mm	Equação 36
Área de fuga entre a carcaça e as chicanas	S _{sb}	308,46	mm ²	Equação 37
Área de fuga entre o tubo e a chicana	S _{tb}	157,28	mm ²	Equação 38
Velocidade de fluxo na carcaça	u _s	1,29	m/s	Equação 39

3.2.2 Fatores de correção

Tabela 13 - Fatores de correção estimados.

Fatores de Correção					
Variável	Símbolo	Valor (a)	Valor(b)	Origem	Valor(c)
Fatores de correção para o corte de chicana e espaçamento	J_c	1,15	1,23	Equação 40	1,15
Fator de correção de efeito de fuga na chicana	J_i	0,7 a 0,8	0,5	Equação 41	0,55
Fator de correção para a folga no conjunto	J_b	0,9	0,49	Equação 44	0,51
Fator de correção aplicável para regime laminares com $Re_s < 100$	J_r	1	1,05		1
Fator de correção para o espaçamento desigual das chicanas na entrada e na saída	J_s	0,85 a 1	1	Equação 45	1
Fator de correção para a queda de pressão na fuga pela chicana	R_i	0,4 a 0,5	0,2651	Equação 48	0,2
Fator de correção para a queda de pressão na folga no conjunto	R_b	0,5 a 0,8	0,1439	Equação 50	0,15
Fator de correção para a queda de pressão pelo espaçamento desigual das chicanas na entrada e na saída	R_s	-	2	Equação 51	1

Os valores obtidos pelos cálculos representados no capítulo anterior (valores (b) Tabela 13) foram comparados aos valores obtidos por 2 métodos alternativos.

- Valores/intervalos mais prováveis, apresentados no livro (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012) – Valores (a)
- Fatores de correção obtidos graficamente (Bell, 1986). Os gráficos encontram-se apresentados no anexo 6.1) – valores (c).

É importante referir que os valores (a) são os valores referência para o equipamento final, enquanto que os valores (b) e (c) são os valores obtidos para o pré-dimensionamento, daí as discrepâncias. No final do processo iterativo, os últimos deverão aproximar-se o mais possível dos valores (a).

3.2.3 Carcaça

Tabela 14 - Estimativa do coeficiente de transferência de calor e perda de carga da carcaça.

Carcaça				
Variável	Símbolo	Valor	Unidade	Origem
Área de passagem do fluxo entre 2 chicanas	A_s	0,001	m^2	Equação 12
Reynolds na carcaça	Re_s	30772,5	-	Equação 13
Coeficiente de fricção ideal da carcaça	f_i	0,08897	-	Equação 16
Fator de Colburn ideal	j_i	0,00631	-	Equação 14
Coeficiente de transferência de calor ideal	H_{id}	8955,3	$Wm^{-2}K^{-1}$	Equação 11
Coeficiente de transferência de calor na carcaça	H_0	6951,55	$Wm^{-2}K^{-1}$	Equação 10
Queda de pressão ideal entre duas chicanas centrais	Δp_{bi}	890,36	Pa	Equação 18
Queda de pressão no interior da secção de fluxo cruzado	Δp_c	1256,83	Pa	Equação 19
Queda de pressão ideal numa janela entre chicanas	Δp_{wi}	41,78	Pa	Equação 20
Queda de pressão numa janela	Δp_w	420,39	Pa	Equação 21
Queda de pressão nas secções de entrada e saída	Δp_e	1004,506	Pa	Equação 22
Queda de pressão total na carcaça	Δp_s	2681,73	Pa	Equação 23

3.2.4 Tubos

$$Re_t = 1974,45$$

Conclui-se, portanto, que o fluido se encontra em regime laminar. Assim sendo, os resultados apresentados de seguida seguem os raciocínios referidos no capítulo 2.

Tabela 15 - Estimativa coeficiente de transferência de calor dos tubos.

Tubos			
Coeficiente de transferência de calor			
(Thulukkanam, 2013)	A_t	0,002 m ²	Equação 54
	G_t	75,225 m/s	Equação 53
	Pr_t	3,643	Equação 56
	Nu_t	20,41	Equação 57
	h_i	894,2 Wm ⁻² K ⁻¹	Equação 52
(Cengel, 2002)	L_h	1,47m	Equação 58
	L_t	5,34m	Equação 59
	L (estipulado)	2	Tabela 10
	Nu_t	5,92	Equação 64
	h_i (W/m ² K)	259,63	Equação 52
Perda de carga			
(Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)	Δp_{total}	31,96 Pa	Equação 65
(Thulukkanam, 2013)	Δp_t	52,74 Pa	Equação 66
	$\Delta p_{c,e}$	5,18Pa	Equação 67
	$\Delta p_{i,o}$	2,59Pa	Equação 68
	Δp_{total}	60,51Pa	Equação 69

3.3 Processo Iterativo

De forma a obter os valores relativos às dimensões finais dos permutadores que se pretender dimensionar, foi feito um processo iterativo que seguiu o seguinte raciocínio (Figura 52):

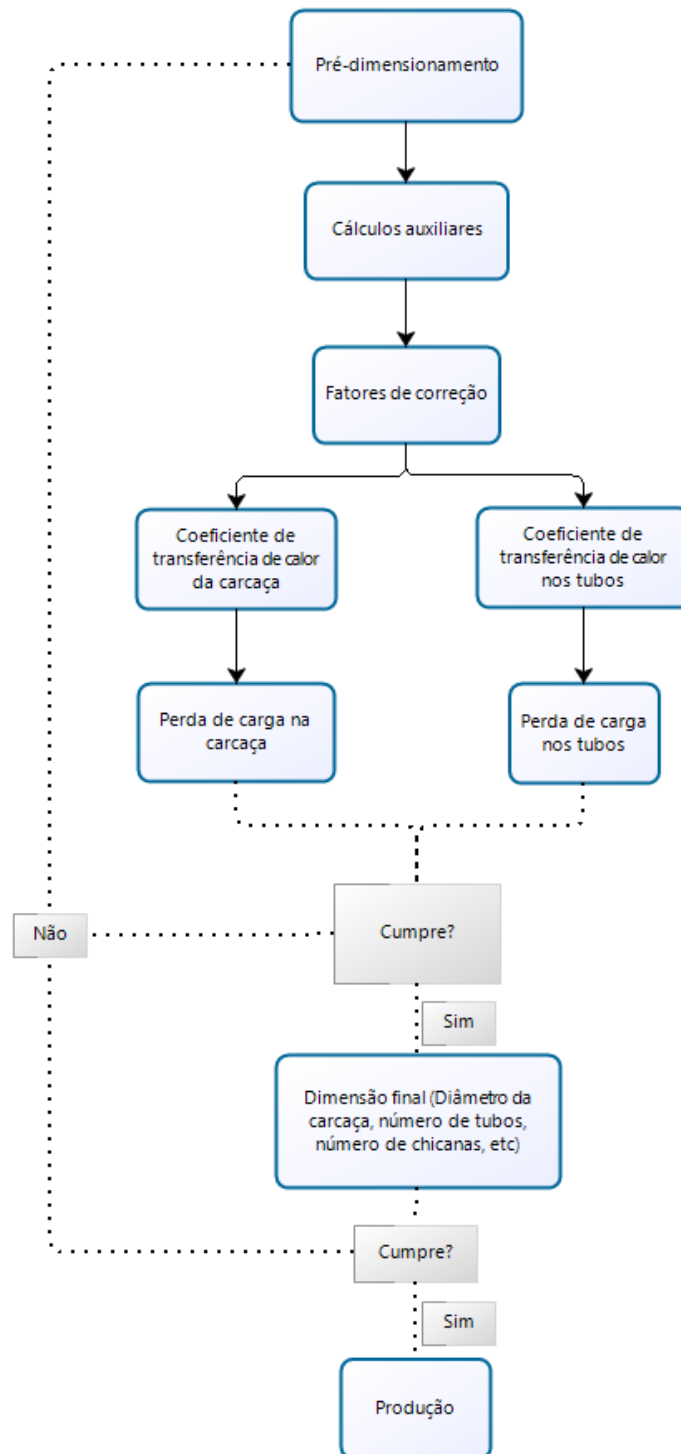


Figura 52 - Processo iterativo para obtenção das dimensões finais dos permutadores.

O ponto de partida do processo iterativo foram as estimativas apresentadas em cima e foram sendo avaliados os erros relativos entre cada uma. Os parâmetros considerados para o efeito foram os seguintes:

- Diâmetro da carcaça
- Número de tubos
- Número de chicanas
- Coeficiente de transferência de calor global
- Área de transferência de calor

A Tabela 16, apresentada de seguida, demonstra a evolução destes parâmetros ao longo do processo iterativo.

Tabela 16 - Evolução do processo iterativo.

	D_s	N_t	N_c	U	A
	m			Wm⁻²K⁻¹	m²
Estimativa	0,086	10	38	176,738	6,227
Iteração 1	0,201	53	16	144,863	7,597
Iteração 2	0,222	64	15	136,258	8,077
Iteração 3	0,229	68	14	133,602	8,238
Iteração 4	0,231	69	14	132,944	8,279
Iteração 5	0,232	70	14	132,371	8,314
Iteração6	0,232	70	14	132,349	8,316
Iteração7	0,232	70	14	132,348	8,316

Tabela 17 - Erro relativo entre iterações.

	D_s	N_t	N_c	U	A
Erro relativo	%	%	%	%	%
Iteração 1	0,116%	43%	22%	31,88%	1,370%
Iteração 2	0,021%	11%	1%	8,60%	0,480%
Iteração 3	0,007%	4%	1%	2,66%	0,161%
Iteração 4	0,002%	1%	0%	0,66%	0,041%
Iteração 5	0,001%	1%	0%	0,57%	0,036%
Iteração6	0,001%	0%	0%	0,02%	0,001%
Iteração7	0%	0%	0%	0%	0%

Entre cada iteração, eram alterados os valores relativos ao diâmetro da carcaça e do número de tubos em função dos valores obtidos na iteração anterior. O critério de paragem do processo iterativo foi, como referido anteriormente, o erro relativo entre as mesmas. Como se pode verificar na Tabela 17, foram necessárias 7 iterações até que esse erro fosse nulo em todos os parâmetros considerados.

3.4 Produto final e avaliação dos requisitos

Tabela 18 - Valores finais do cálculo para o dimensionamento do permutador de calor.

Permutador Final		
Diâmetro da carcaça	0,23	m
Área de transferência de calor	8,32	m ²
Número de tubos	70	-
Número de chicanas	14	-
Fator de correção para o corte de chicana e espaçamento	1,16 (b)	-
Fator de correção de efeito de fuga na chicana	0,65 (b)	-
Fator de correção para a folga no conjunto	0,73 (b)	-
Fator de correção aplicável para regime laminares com $Re_s < 100$	1,15 (b)	Valores
Fator de correção para o espaçamento desigual das chicanas na entrada e na saída	1 (b)	c) (Anexo
Fator de correção para a queda de pressão na fuga pela chicana	0,39 (b)	6.2)
Fator de correção para a queda de pressão no bypass no conjunto	0,43 (b)	-
Fator de correção para a queda de pressão pelo espaçamento desigual das chicanas na entrada e na saída	2 (b)	-
Coefficiente de transferência de calor da carcaça	2092,47	Wm ⁻² K ⁻¹
Coefficiente de transferência de calor dos tubos	197,26	Wm ⁻² K ⁻¹
Coefficiente de transferência de calor global	132,35	Wm ⁻² K ⁻¹
Perda de carga na carcaça	350,76	Pa
Perda de carga nos tubos	1,23	Pa

3.5 Solução ARSOPI – número 1

Depois de dimensionado o permutador, procurou-se saber qual seria o custo de produção do mesmo. Foram consultadas 3 empresas – ARSOPI, Alfa Laval e Metalúrgica Progresso. Apenas foi possível obter soluções para este projeto por parte da ARSOPI. Esta empresa possui a sua própria ferramenta de cálculo de dimensionamento deste tipo de equipamentos, o que permitiu que fosse feita uma comparação entre os resultados por eles apresentados e os apresentados anteriormente, obtidos de forma analítica.

As informações requeridas pela empresa foram as seguintes:

- Fluidos de trabalho e suas propriedades
- Temperaturas de entrada e saída dos fluidos
- Pressão a que os fluidos se encontram
- Caudal dos mesmos

Foi ainda requerido que a empresa tivesse em conta os seguintes aspetos:

- O fluido quente terá que circular no interior dos tubos por uma questão de facilidade de limpeza e manutenção devido às impurezas que o mesmo apresenta.
- O permutador terá que ser horizontal.
- O comprimento total do permutador terá que ser inferior a 3 metros.
- O número de passagens do fluido no permutador terá de ser igual a 1.
- A tubagem da instalação que irá conectar com o permutador, em ambos os lados, é DN100.

Posto isto, a empresa ARSOPI apresentou-nos, primeiramente, uma solução de um permutador tubular do tipo BEM (anexo 6.3), com as características presentes na Tabela 19. O preço deste equipamento seria de 7 821€, o que significa, para a Continental Mabor, um investimento de 15 642€ no total dos 2 permutadores.

Tabela 19 - Características permutador de calor ARSOPI- proposta número 1.

Proposta nr.1 - ARSOPI		
Diâmetro interior da carcaça	204,9	mm
Comprimento dos tubos	1600	mm
Área de transferência de calor	4,3	m ²
Número de tubos	47	-
Diâmetro interior dos tubos	14,85	mm
Diâmetro exterior dos tubos	19,05	mm
Número de chicanas	6	-
Coefficiente de transferência de calor global	268,1	Wm ⁻² K ⁻¹
Perda de carga na carcaça	349	Pa
Perda de carga nos tubos	2	Pa

3.6 Solução ARSOPI – número 2

Na sequência da solução apresentada em cima, e tendo em mente que o espaço disponível era um dos parâmetros que implicava maior atenção no dimensionamento do permutador, a empresa ARSOPI disponibilizou-se para dimensionar o equipamento que, perante o balanço energético pretendido e as condições dos fluidos de trabalho, apresentasse menores dimensões.

Neste seguimento, foi apresentado um permutador tubular do tipo AEW, horizontal, com dupla passagem os tubos (anexo 6.4). As características deste equipamento estão apresentadas na Tabela 20. O investimento associado a este equipamento seria de 11 878€ por permutador, ou seja, 23 756€ no total dos 2 permutadores.

Tabela 20 - Características permutador de calor ARSOPI- proposta número 2.

Proposta nr. 2 - ARSOPI		
Diâmetro interior da carcaça	307,086	mm
Comprimento dos tubos	800	mm
Área de transferência de calor	4,9	m ²
Número de tubos	114	-
Diâmetro interior dos tubos	14,85	mm
Diâmetro exterior dos tubos	19,05	mm
Número de chicanas	4	-
Coefficiente de transferência de calor global	265,2	Wm ⁻² K ⁻¹
Perda de carga na carcaça	1904	Pa
Perda de carga nos tubos	599	Pa

Perante uma diferença de preço tão considerável entre as duas propostas apresentadas pela empresa, optou-se pela proposta número 1 que, apesar das suas dimensões serem consideravelmente superiores, consegue cumprir os requisitos dimensionais pretendidos. Fazendo uma análise comparativa entre as características do permutador 1 da empresa ARSOPI e do permutador obtido analiticamente neste projeto, é possível verificar que, apesar de apresentarem perdas de cargas semelhantes, o primeiro apresenta um coeficiente de transferência de calor global superior (cerca do dobro), o que, conseqüentemente, influencia os valores relativos à área de transferência de calor e número de tubos, que se apresentam como cerca de metade dos valores obtidos analiticamente.

3.7 Análise dos investimentos

Para além do investimento nos permutadores de calor, apresentado em cima, foi ainda considerada uma estimativa ao investimento necessário para a instalação de todo o sistema, assim como da manutenção estimada, por ano. Só assim será possível efetuar um balanço económico fiável que permita tirar conclusões sobre a viabilidade do projeto.

3.7.1 Instalação dos equipamentos

Para além do investimento feito nos permutadores de calor, foi realizada uma estimativa ao investimento inerente à sua instalação. Esse cálculo contemplou os seguintes pressupostos:

- As tubagens de ligação do fluido frio ao permutador. Estimou-se a necessidade de 50 metros de tubagem. O valor apresentado engloba o preço da tubagem propriamente dita, as curvas e desvios necessários, o isolamento e ainda a mão-de-obra necessária para a sua instalação.
- Realização de bypass ao permutador. Aquando da manutenção, a mesma terá que ser garantida sem que seja parado todo o sistema, provocando uma quebra de produção. Para tal serão necessárias válvulas de seccionamento que permitam o bloqueio dos fluidos quando necessário, distribuídas conforme exemplificado na Figura 53.

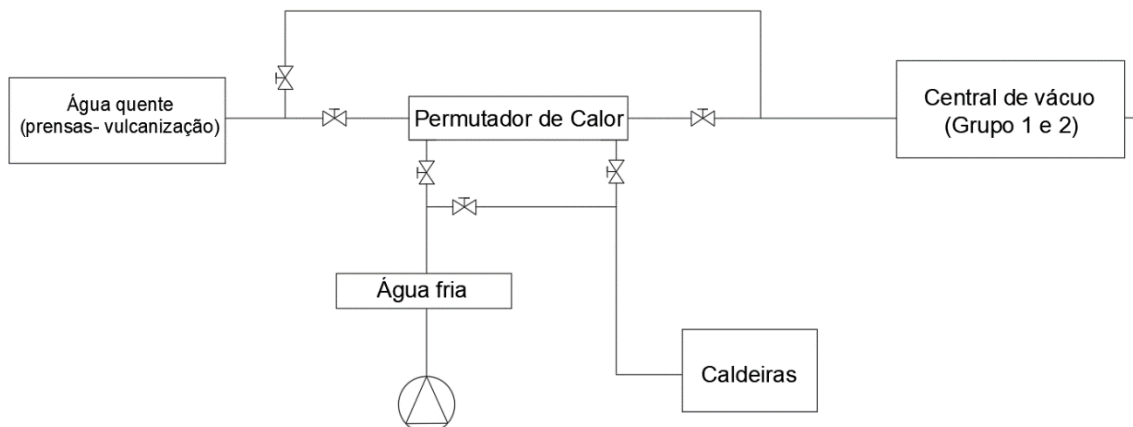


Figura 53 - Distribuição válvulas de seccionamento.

- Suportes para apoio dos permutadores, visto que não estarão apoiados no chão.
- Transdutores de pressão e temperatura para colocar nas saídas dos permutadores, de forma a poder monitorizar o desempenho do permutador.
- Mão-de-obra necessária para a instalação deste sistema.

Foi ainda requisitado que se considerasse uma estimativa relativa ao isolamento de toda a tubagem da instalação. As normas da empresa pressupõem o isolamento das tubagens quando estas são sujeitas a fluidos com uma temperatura superior a 30°C. Como se verificou nos cálculos apresentados acima, a tubagem do fluido frio não irá, à partida, atingir essas temperaturas, como tal, foi apenas estimado o valor do isolamento da tubagem relativa ao sistema de vácuo, desde as prensas até ao depósito. Na Tabela 21 estão apresentados os comprimentos de tubagem obtidos por medição direta. Os canais referidos na tabela são referentes à Figura 7, que mostra toda a rede de vácuo em estudo.

Tabela 21 - Comprimento das tubagens.

Comprimento das tubagens	
Canal 10	100 m
Canal 9	100 m
Canal 8	50 m
Canal 7	50 m
Canal 6	50 m
Canal 5	50 m
Canal 4	50 m
Canal 3	45 m
Canal 2	45 m
Canal 1	45 m
Canal principal	150 m

Foi considerado um isolamento da ARMAFLEX com uma espessura de aproximadamente 30 mm. O material utilizado no isolamento consiste numa espuma elastomérica, cujas propriedades estão apresentadas no anexo 6.5 (Neotérmica, 2018). Tal como se verifica na Figura 14, as tubagens do canal secundário são DN80 e do canal principal DN100. Estudaram-se 2 cenários de investimento:

- Cenário A – investimento contabilizando o isolamento das tubagens
- Cenário B – investimento sem contabilizar o isolamento das tubagens

Obtendo-se os seguintes resultados (ver anexo 6.6):

- Cenário A – 43 059,60 €
- Cenário B – 13 980,00 €

Como se comprova, o isolamento das tubagens significa um acréscimo considerável no investimento inicial.

3.7.2 Plano de manutenção preventiva

A manutenção que será necessária no permutador é um custo que terá que ser contabilizado. Utilizando como exemplo um conjunto de permutadores presentes na fábrica que, à semelhança da água proveniente das prensas de vulcanização, são atravessados por águas com algum grau de contaminação, foi traçado o seguinte plano de manutenção.

Tabela 22 - Plano de manutenção preventiva permutadores de calor (M- Mensal; T- Trimestral; S- Semestral; A- Anual; 2A – Bianual).

Permutadores de carcaça e tubos água-água					
Intervenções e frequências da Manutenção Preventiva	Frequência				
	M	T	S	A	2A
Verificar fugas de água e conexões			X		
Verificar corrosões, estado do isolamento térmico			X		
Abertura, limpeza do tubular, substituição de juntas			X		
Verificação de estanquicidade entre circuitos primários e secundários			X		

O tempo previsto por manutenção é de 1,5 horas por permutador, caso seja apenas um trabalhador, e o custo será de, aproximadamente, 12 € por hora (Continental, 2017).

Estimou-se então um gasto anual de 72 euros em manutenção preventiva dos permutadores a instalar.

3.8 Vantagens da instalação

Depois de analisados os custos associados às possíveis soluções para o problema inicial, é necessário compará-los com as vantagens económicas inerentes a essas mesmas soluções. Desta forma, foi calculado o impacto que este permutador teria na instalação, ao nível de:

- Desgaseificador
- Torre de arrefecimento
- Bombas de condensado

3.8.1 Desgaseificador

No caso das caldeiras, como referido no capítulo anterior, o impacto será ao nível do consumo de vapor, para pré-aquecimento da água de retorno, no desgaseificador.

Assim sendo, sabendo que o custo do vapor por MWh de energia térmica é de 24€ (fornecido pelo Departamento de Energia e Infraestruturas da Continental Mabor) e que o período de funcionamento anual da fábrica é de 318 dias, a poupança anual obteve-se a partir da equação 76:

$$Poupança\ anual = \frac{Potência\ dos\ permutadores\ (kW) * 24\ h * 318\ dias}{1000} * 24€ \quad (76)$$

A poupança anual é, assim, equivalente a 11 305,80€.

3.8.2 Torres de Arrefecimento

No que às torres de arrefecimento diz respeito, e tendo em conta o tipo de torre em questão, as poupanças serão ao nível da quantidade de água de reposição utilizada, na bombagem utilizada para a sua reposição e potência elétrica gasta no ventilador.

Para perceber o impacto deste projeto neste equipamento, é necessário, em primeiro lugar, perceber a que percentagem do caudal total que chega à torre de arrefecimento, corresponde o caudal proveniente do sistema de vácuo da vulcanização. Anteriormente, foi determinado que o caudal proveniente da vulcanização é igual à soma dos caudais dos dois grupos, ou seja, 936 litros por hora, aproximadamente.

Na Tabela 23 podemos observar os valores médios do caudal de circulação da torre, a percentagem de caudal proveniente da vulcanização, assim como as temperaturas de entrada e saída da água. Estes valores são referentes ao ano de 2017 e foram obtidos por caudalímetros e sensores de temperatura instalados nas tubagens de entrada e saída da torre de arrefecimento.

Tabela 23 - Torre de arrefecimento - Dados 2017.

	Caudal médio	% relativa	Temperatura de entrada	Temperatura de saída
	m ³ /h		°C	°C
abril	691,605	0,1	23,668	19,183
maio	694,101	0,1	24,201	19,602
junho	698,610	0,1	24,988	20,445
julho	679,081	0,1	25,228	20,648
agosto	650,719	0,1	24,571	20,304
setembro	681,765	0,1	24,178	19,551
outubro	680,898	0,1	24,115	19,523
novembro	663,544	0,1	24,383	20,153
dezembro	606,772	0,2	22,409	19,167
anual	675,677	0,1	24,193	19,842

Como se pode verificar, o caudal proveniente da vulcanização representa uma parcela reduzida do caudal total da torre, o que implica que a poupança ao nível do ventilador seja praticamente insignificante. Não foi possível proceder ao cálculo exato do valor poupado uma vez que, para se realizar o balanço energético da torre que nos permitia obter a nova temperatura da água, era necessário ter acesso às condições do ar exterior (temperatura e humidade relativa) no período estudado, algo que não é monitorizado por parte da empresa.

Relativamente à água de reposição, visto, mais uma vez, não haver controlo por parte da fábrica das condições atmosféricas, para se calcular a quantidade de água que evapora (em média), foi utilizada a relação de Perry.

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua} c_{p \acute{a}gua} \Delta T_{\acute{a}gua}}{h'' - h'} \quad (77)$$

O arrefecimento ocorre, tal como já foi referido, porque existe a evaporação de parte da água. Ao longo dessa evaporação, a água absorve energia. Em média, cada kg de água, ao evaporar, absorve cerca de 2300 kJ/kg de calor. Essa energia absorvida acaba por representar a diferença entre a entalpia da água no estado líquido saturado (h') e a entalpia no estado de vapor saturado, pós- evaporação, (h'').

A equação (77), apresentada em cima, foi considerada para a situação atual e para a nova situação, sendo que a diferença entre as duas relata a quantidade de água que deixará de se evaporar e, como tal, deixará de ser necessária repor.

Registou-se, portanto, uma poupança média de 0,0341 m³/h, que representa, ao final de um ano, uma poupança de 317,58 €. Os cálculos e tabelas correspondentes aos cálculos estão apresentados no ANEXO 6.8.

Por último, foi também averiguada a poupança associada à redução de energia elétrica necessária, após redução da quantidade de água de reposição. Para tal, foi necessário, em primeiro lugar, perceber de que forma é que o processo de reposição água se desenrolava. As bombas responsáveis pela introdução da água de reposição na torre são equipamentos com uma potência de 12 kW que trabalham, por norma, a 4 kW e que bombeiam aproximadamente 800 m³ diários de água para diversas áreas da fábrica para além da torre. Essa distribuição é regulada por válvulas que, de forma automática, vão abrindo consoante as necessidades.

Considerando o caudal bombeado diariamente pelas bombas, e qual a percentagem relativa as torres de arrefecimento, foi avaliada, em função das horas de funcionamento anuais, a poupança energética. O valor obtido foi de 2,7 kW por mês, o que significa uma poupança anual de 32,2 kW, que equivale a um ganho de 2,74 euros anuais (cálculos e tabelas correspondentes apresentados no anexo 6.7). O valor obtido, apesar de ser pouco influente no valor global de poupanças, terá de ser contabilizado e permitiu perceber de que forma as torres de arrefecimento influenciam as bombas.

3.9 Balanço económico da solução

Realizadas todas as análises aos investimentos e poupanças associadas à solução apresentada (anexo 6.6), chega-se ao seguinte balanço:

- a) Contabilizando o isolamento das tubagens do sistema de vácuo

Tabela 24 – Balanço total de investimentos.

Custos	
	Proposta nr.1
Permutadores	15 642,00 €
Instalação	43 059,60 €
Manutenção	72,00 €/ano
Total	58 773,60 €

Tabela 25 - Balanço total de poupanças.

Benefícios	
Vapor (Caldeiras)	11 305,77 €/ano
Água de reposição	317,58 €/ano
Bombagem de reposição	2,74 €/ano
Total	11 626,09 €/ano

- b) Sem contabilizar o isolamento das tubagens do sistema de vácuo

Tabela 26 - Balanço total de investimentos na situação b).

Custos	
	Proposta nr.1
Permutadores	15 642,00 €
Instalação	12 980,00 €
Manutenção	72,00 €/ano
Total	28 694,00 €

Tabela 27 - Balanço total de poupanças na situação b).

Benefícios	
Vapor (Caldeiras)	11 305,77 €/ano
Água de reposição	317,58 €/ano
Bombagem de reposição	2,74 €/ano
Total	11 626,09 €

Os indicadores económicos utilizados neste trabalho para estudar a viabilidade da solução foram o Tempo de amortização, o VAL e o TIR.

3.9.1 Tempo de amortização

Este indicador representa o tempo de retorno do investimento inicial até ao momento no qual o ganho acumulado se iguala ao valor desse mesmo investimento (equação 77):

$$\text{Tempo de amortização} = \frac{\text{Investimento (€)}}{\text{Retorno (€/ano)}} \quad (78)$$

Posto isto, concluiu-se que o tempo de amortização deste investimento será de, aproximadamente:

Tabela 28 - Valores de tempo de amortização.

Proposta nr.1	
Cenário A	5,06 anos
Cenário B	2,47 anos

3.9.2 VAL (Valor atual líquido)

O valor atual líquido avalia a viabilidade de um projeto de investimento através do cálculo do valor atual de todos os seus cash-flows. Por atual entende-se o valor hoje em dia de um determinado montante que se vai obter no futuro. É utilizada, para tal, uma taxa de custo de capital que nos permita atualizar os cash-flows futuros. A soma desses cash-flows futuros permite-nos chegar ao valor atualizado líquido do nosso projeto no período estipulado. O valor atual líquido obtém-se, assim, com as equações 79 e 80.

$$VAL = \sum_{n=0}^n Fa_n B_n - \sum_{n=0}^n Fa_n C_n \quad (79)$$

$$Fa_n = \frac{1}{(1 + t)^n} \quad (80)$$

Onde:

- Fa_n representa o fator de atualização para o ano n
- B_n – benefícios no ano n
- C_n – custos nos ano n
- t – taxa de inflação
- n – ano de investimento

O período de estudo utilizado foram 20 anos, visto ser, aproximadamente, tempo de vida dos permutadores de calor tubulares (ASHRAE, 2007). Foi considerada uma taxa de inflação de 1,5 % ano, tomando em consideração a taxa de custo de capital segundo o Banco de Portugal (Portugal, 2018).

a) Valor atual líquido Cenário A

Tabela 29 - Valor atual líquido para situação a).

Cálculo do VAL				
Ano	Ano referente	Custos Atualizados	Benefícios Atualizados	Fluxo de Caixa
2018	0	58 701,60 €	- €	- 58 701,60 €
2019	1	70,94 €	11 454,27 €	11 383,34 €
2020	2	69,89 €	11 285,00 €	11 215,11 €
2021	3	68,85 €	11 118,22 €	11 049,37 €
2022	4	67,84 €	10 953,91 €	10 886,08 €
2023	5	66,83 €	10 792,03 €	10 725,20 €
2024	6	65,85 €	10 632,55 €	10 566,70 €
2025	7	64,87 €	10 475,41 €	10 410,54 €
2026	8	63,92 €	10 320,61 €	10 256,69 €
2027	9	62,97 €	10 168,08 €	10 105,11 €
2028	10	62,04 €	10 017,82 €	9 955,78 €
2029	11	61,12 €	9 869,77 €	9 808,65 €
2030	12	60,22 €	9 723,91 €	9 663,69 €
2031	13	59,33 €	9 580,21 €	9 520,88 €
2032	14	58,45 €	9 438,63 €	9 380,18 €
2033	15	57,59 €	9 299,14 €	9 241,55 €
2034	16	56,74 €	9 161,72 €	9 104,98 €
2035	17	55,90 €	9 026,32 €	8 970,42 €
2036	18	55,07 €	8 892,93 €	8 837,85 €
2037	19	54,26 €	8 761,50 €	8 707,25 €
2038	20	53,46 €	8 632,02 €	8 578,57 €
Total (VAL)				139 666,32 €

b) Valor atual líquido Cenário B

Tabela 30 - Valor atual líquido para situação b).

Cálculo do VAL				
Ano	Ano referente	Custos Atualizados	Benefícios Atualizados	Fluxo de Caixa
2018	0	28 622,00 €	- €	- 28 622,00 €
2019	1	70,94 €	11 454,27 €	11 383,34 €
2020	2	69,89 €	11 285,00 €	11 215,11 €
2021	3	68,85 €	11 118,22 €	11 049,37 €
2022	4	67,84 €	10 953,91 €	10 886,08 €
2023	5	66,83 €	10 792,03 €	10 725,20 €
2024	6	65,85 €	10 632,55 €	10 566,70 €
2025	7	64,87 €	10 475,41 €	10 410,54 €
2026	8	63,92 €	10 320,61 €	10 256,69 €
2027	9	62,97 €	10 168,08 €	10 105,11 €
2028	10	62,04 €	10 017,82 €	9 955,78 €
2029	11	61,12 €	9 869,77 €	9 808,65 €
2030	12	60,22 €	9 723,91 €	9 663,69 €
2031	13	59,33 €	9 580,21 €	9 520,88 €
2032	14	58,45 €	9 438,63 €	9 380,18 €
2033	15	57,59 €	9 299,14 €	9 241,55 €
2034	16	56,74 €	9 161,72 €	9 104,98 €
2035	17	55,90 €	9 026,32 €	8 970,42 €
2036	18	55,07 €	8 892,93 €	8 837,85 €
2037	19	54,26 €	8 761,50 €	8 707,25 €
2038	20	53,46 €	8 632,02 €	8 578,57 €
Total (VAL)				169 745,92 €

3.9.3 TIR (Taxa Interna de Rentabilidade)

A taxa interna de rentabilidade indica-nos qual seria a taxa de juro que resultaria num valor de VAL igual a 0 no fim do período de investimento, como demonstra a equação 81.

$$VAL = \sum_{n=0}^n Fa_n B_n - \sum_{n=0}^n Fa_n C_n = 0 \quad (81)$$

$t = ?$

É um dos indicadores chave em estudos de análise de viabilidade e, por norma, o critério de decisão consiste em aceitar projetos com TIR superior a taxa de inflação utilizada no cálculo do VAL, no entanto, a política da empresa passa por dar preferência a projetos com uma taxa interna de rentabilidade superior aos 25%.

Para o cenário A obteve-se uma taxa de 17%, enquanto que para o cenário B a taxa obtida foi de 37%.

As normas da Continental pressupõem que, para um projeto ser viável deverá apresentar um tempo de amortização de, no máximo, 3 anos e uma taxa interna de rentabilidade igual ou superior a 25%, como tal, neste caso, apenas o cenário B pode ser considerado.

4. CONCLUSÕES

4.1
CONCLUSÕES

4.2

PROPOSTAS DE TRABALHOS
FUTUROS

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

4.1 CONCLUSÕES

A presente dissertação foi desenvolvida no âmbito do Mestrado em Engenharia Mecânica do Instituto Superior de Engenharia do Porto, ramo de Energia. O trabalho assentou essencialmente num estudo de viabilidade relativo ao aproveitamento, através de um permutador de calor, da energia térmica que se considerava estar a ser desperdiçada numa instalação de vácuo presente na fábrica da Continental MABOR.

Numa fase inicial, procurou-se fazer um levantamento de toda a informação relativa à instalação de vácuo, nomeadamente o princípio de funcionamento associado, os equipamentos utilizados e as propriedades térmicas e físicas do fluido que nela circula. Esta etapa acabou por se demonstrar complicada visto que a monitorização do caudal da água quente proveniente das prensas de vulcanização, devido à qualidade da mesma, não existia. Por outras palavras, o facto de nas tubagens circular água, vapor, ar (proveniente das mudanças de diafragmas e das fugas na instalação) e as impurezas provenientes das paredes do diafragma, faz com que nenhum aparelho de medição transmita uma medição precisa.

Conclui-se, depois de realizado o balanço energético, que poderia aproveitar-se cerca de 30 kW, aproximadamente, por cada grupo do sistema de vácuo. Na prática, isto significa que a água proveniente das prensas de vulcanização passava a atingir o depósito a uma temperatura a rondar os 30°C, em vez dos 65-70°C que regista atualmente e a água que segue em direção às caldeiras iria sofrer um incremento na sua temperatura na ordem dos 5°C, aproximadamente.

Obtido o balanço energético, e seguindo o método de Bell- Delaware, dimensionou-se um permutador de calor que satisfizesse as necessidades de ambos os grupos da instalação de vácuo. Ao longo deste processo, a principal dificuldade foi conseguir conciliar os diversos métodos de cálculo existentes, nomeadamente no que diz respeito ao coeficiente de transferência de calor e perdas de carga nos tubos. Em paralelo com este dimensionamento analítico, foram consultados fabricantes de permutadores de calor no sentido de perceber qual o orçamento necessário para os equipamentos que se estava a dimensionar e poder comparar os valores obtidos com as soluções apresentadas pelas empresas. A solução 1 apresentada pela ARSOPI revelou ser a mais vantajosa economicamente e permitiu fazer uma análise comparativa com o equipamento dimensionado analiticamente no projeto. Como se observou nos valores apresentados, os valores de perda de carga de ambos os equipamentos são semelhantes, contudo há uma diferença ao nível do coeficiente global de transferência de calor. O equipamento da ARSOPI apresenta um U de cerca do dobro do atingido no

dimensionamento analítico. Esta fator irá traduziu-se, naturalmente, numa área de transferência de calor e número de tubos inferiores (cerca de metade) no equipamento da ARSOPI.

O passo seguinte passou por fazer um balanço entre os custos associados à solução encontrada e os ganhos que a mesma garante à empresa. Foi sugerido pela Continental que fosse considerado no valor do investimento necessário, o isolamento de todas as tubagens da instalação. Dada a quantidade de tubagem existente no sistema de vácuo, verificou-se que o custo do isolamento, não sendo diretamente ligado ao projeto em questão, tinha um peso demasiado considerável no valor total. Assim sendo, foi feito um estudo de viabilidade do projeto, onde foram analisados dois cenários em paralelo. Por um lado, foi analisada a viabilidade do projeto considerando o isolamento das tubagens no valor do investimento necessário (cenário A) e por outro, analisou-se a viabilidade do mesmo projeto sem considerar o isolamento das tubagens (cenário B).

Em termos comparativos, o cenário A equivale a um investimento inicial de 58 773,6€, enquanto o cenário B corresponde a um investimento de 28 694€, ou seja, cerca de metade. A viabilidade do projeto foi feita tendo em conta 3 indicadores económicos: Payback, VAL, TIR. Tendo em conta as normas da empresa, como foi referido, considera-se que um projeto é viável quando apresenta um tempo de amortização até 3 anos e uma taxa interna de rentabilidade superior a 25%, o que, no estudo apresentado, elimina o cenário A (5,06 anos de Payback e uma taxa de rentabilidade de 17%) e viabiliza o cenário B (2,47 anos e uma taxa de rentabilidade de 37%).

No entanto, é importante considerar que o isolamento das tubagens, poderá vir a significar um valor mais elevado de ganhos. Com a diminuição das perdas de calor através das paredes dos tubos, a água chegará aos permutadores de calor a uma temperatura superior, como tal, o aproveitamento dos mesmos será também superior, refletindo-se nos ganhos ao nível das caldeiras e da torre de arrefecimento.

Posto isto, conclui-se que é viável o aproveitamento da energia térmica proveniente do sistema de vácuo. Para além da melhoria da eficiência energética do sistema em questão, fator muito importante para a empresa, é possível ainda ter retorno do investimento num prazo inferior aos 3 anos (2 anos e meio aproximadamente). Se for considerado o facto de este tipo de equipamentos apresentar uma longevidade de cerca de 20 anos, com custos residuais de manutenção, o tempo de retorno do investimento para a empresa é oito vezes menor e, no final, o retorno será de aproximadamente 170 000 €.

4.2 PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

Como possíveis trabalhos futuros, pode-se apontar:

- Estudo de viabilidade e aproveitamento da energia térmica presente no sistema de Blowdown. O objetivo será perceber qual a quantidade de energia térmica presente nos condensados e de que forma poderá ser aproveitada.
- Ponderar a instalação do isolamento das tubagens antes da instalação dos permutadores, uma vez que as temperaturas do fluido que circula no sistema serão diferentes.
- Monitorização das condições do ar exterior para efeitos de cálculo de balanço energético nas torres de arrefecimento.
- Sistema de monitorização após os permutadores estarem instalados, por forma a controlar a eficiência dos mesmos e, caso necessário, proceder a alguma alteração.

5. BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5 Bibliografia e outras fontes de informação

- Andrade, J. R. (Julho de 2014). Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. *Projeto de rede de produção e distribuição de vácuo usado na vulcanização de pneus.*
- ASHRAE. (2007). Chapter 36 - Owing and Operating Costs. Em *ASHRAE Handbook - HVAC Applications.*
- ASHRAE. (s.d.). Chapter 39 - Cooling Towers. Em *ASHRAE, ASHRAE Handbook - HVAC Applications.*
- Azevedo, J. L. (2005). Apontamentos Permutadores de calor. Em *Equipamentos térmicos.* Universidade de Lisboa.
- Azevedo, T. A. (2016). Tese de Mestrado em Engenharia e Gestão Industrial. *Revisão dos tempos-padrão no setor construção de pneus.*
- Barbosa, A. A. (Novembro de 2015). Tese de Mestrado em Energias Sustentáveis. *Uso Sustentável de Vapor.*
- Bell, K. J. (1986). Delaware method for shell design. Em *Heat exchanger design: rating, sizing and optimization.*
- Braga, E. J. (09 de Outubro de 2017). Os objetivos da eficiência energética na indústria. Obtido de <http://www.industriaambiente.pt/noticias/objetivos-eficiencia-energetica-na-industria/>
- BUSCH. (25 de 06 de 2018). *Busch Vacuum Pumps and Systems.* Obtido de Busch Vacuum: <https://www.buschvacuum.com/ie/en/products/dolphin/dolphin-lx/dolphin-lx-0110-0180-b>
- Cengel, Y. A. (2002). *Heat Transfer A Pratical Approach.* Mcgraw-Hill.
- Continental. (2017). Obtido de Continental: <https://www.continental-pneus.pt>
- Direção-Geral de Energia e Geologia. (Julho de 2018). ENERGIA em Portugal 2016.
- GRUNDFOS. (2018). *Product Center.* Obtido de Grundfos: <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&productnumber=96124959&qcid=423405244>
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Theodore, L. B., & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.* John Wiley & Sons.
- Junior, C. A., Montegutti, M. C., & Haus, L. T. (2016). *Dimensionamento de um trocador de calor caso e tubo através do método de Bell-Delaware para o aproveitamento da energia térmica da água quente de um forno de indução.*
- Kern, D. (1965). *Process Heat Exchanger.* McGraw-Hill International Book Company.
- Laboratory, N. P. (5 de Setembro de 2018). *Table of Physical & Chemical Constants.* Obtido de Kaye&Laby: http://www.kayelaby.npl.co.uk/general_physics/2_3/2_3_7.html

- Lourenço, & Melo, F. B. (Março de 2009). Tese de Mestrado em Engenharia Electrotécnica e de Computadores Major Energia. *Optimização Energética numa Unidade Industrial*.
- MTEB. (28 de Abril de 2014). Norma Regulamentadora 13. *Caldeiras e Vapor e Vasos de Pressão*.
- Neotérmica. (Junho de 2018). *Espuma elastomérica - Armaflex - Linha AF*. Obtido de Neotérmica- Isolantes térmicos e revestimentos metálicos: <http://www.neotermica.com.br/html/isolante-termico/espuma-elastomerica/linhaaf.html>
- Neves, R. (07 de Abril de 2017). *Empresas: Jornal de Negócios*. Obtido de Web site de Jornal de Negócios: <http://www.jornaldenegocios.pt/empresas/detalhe/continental-mabor-vai-investir-150-milhoes-e-criar-mais-200-empregos?ref=DestaquesTopo>
- OMEL. (2018). *Como funciona uma bomba de vácuo de anel líquido*. Obtido de OMEL: <http://www.omel.com.br/artigos-tecnicos/escola-de-bombas/bombas-de-vacu-de-anel-liquido/como-funciona-uma-bomba-de-vacu-de-anel-liquido/>
- Ozório, F. K. (2014). Tese de Mestrado em Engenharia de Segurança do Trabalho. *Análise de riscos no processo de vulcanização*.
- Portugal, B. d. (2018). *Projeções para a Economia Portuguesa: 2018-2020*. Março.
- Sadik, K., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*. CRC Press.
- SPIRAX SARCO. (2018). *Products: Pressure Powered Pumps*. Obtido de SPIRAX SARCO.
- TEMA. (2007). *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. Nova Iorque: Tubular Exchanger Manufacturer Association.
- Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook*. CRC Press.
- UNEP. (s.d.). Electrical Energy Equipment: Cooling Towers. Em UNEP, *Energy Efficiency Guide for Industry in Asia*.
- Vallo, O. -S. (2018). *Como funciona uma bomba de vácuo de anel líquido*. Obtido de OMEL.
- Vinhas, H. S. (Outubro de 2016). Tese de Mestrado. *Otimização Energética de Equipamentos Produtivos*.

6. ANEXOS

6 ANEXOS

6.1 Gráficos fatores de correção pré-dimensionamento

Estão assinalados amarelo os valores para o caso em estudo

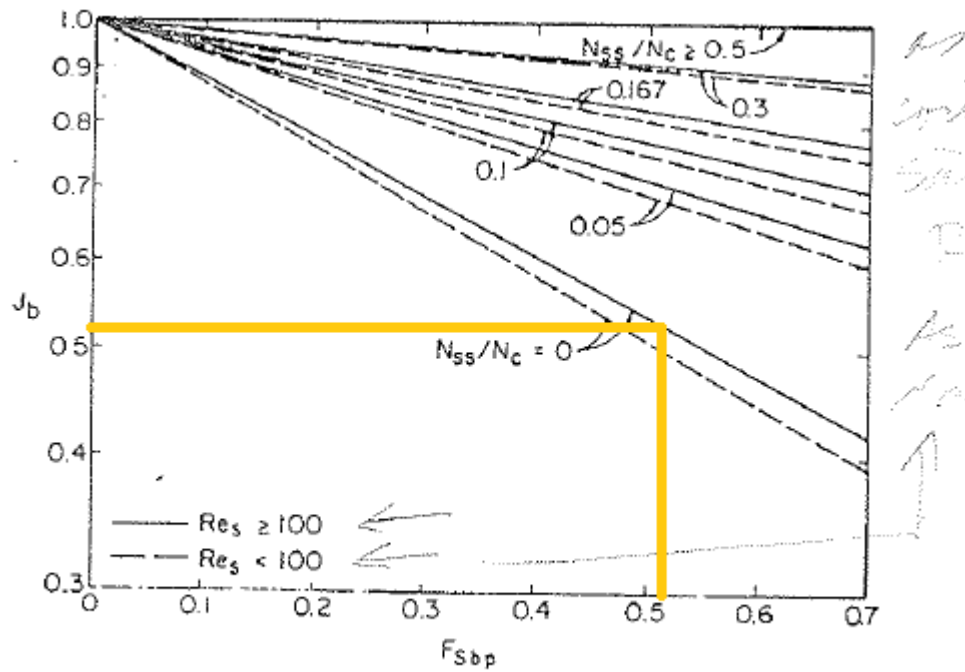


Figure 17. Correction Factor for Bypass Flow

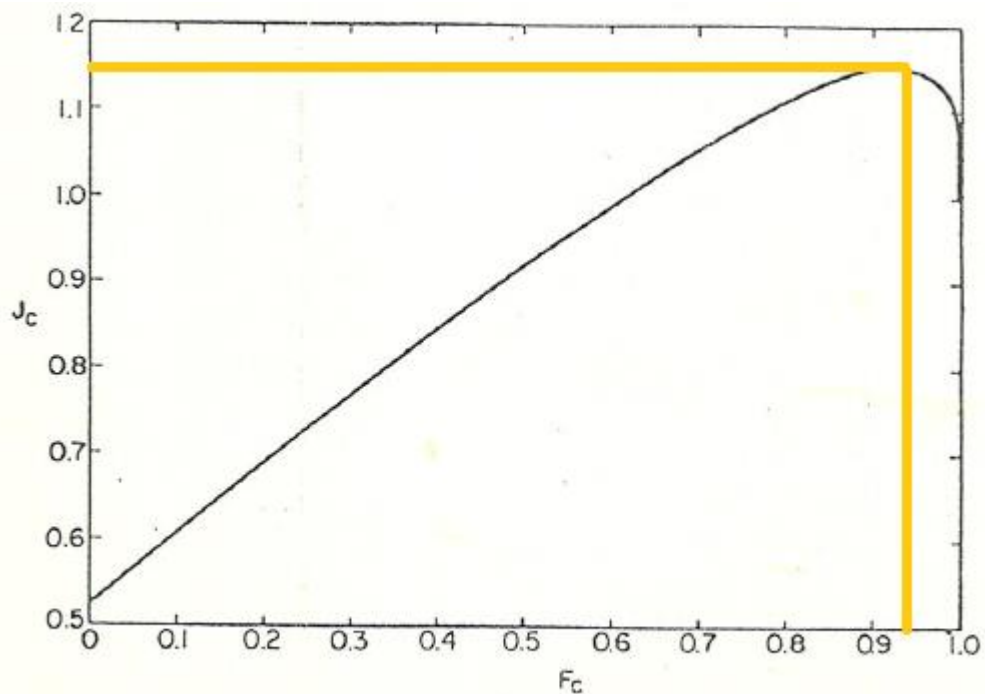


Figure 15. Correction Factor for Baffle Configuration Effects

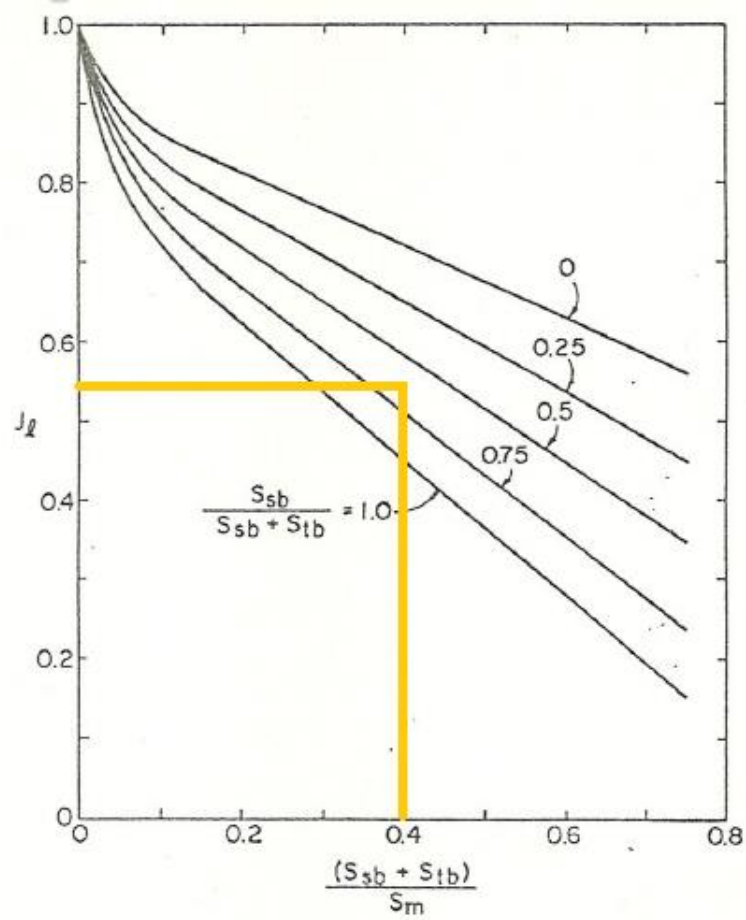


Figure 16. Correction Factor for Baffle Leakage Effects

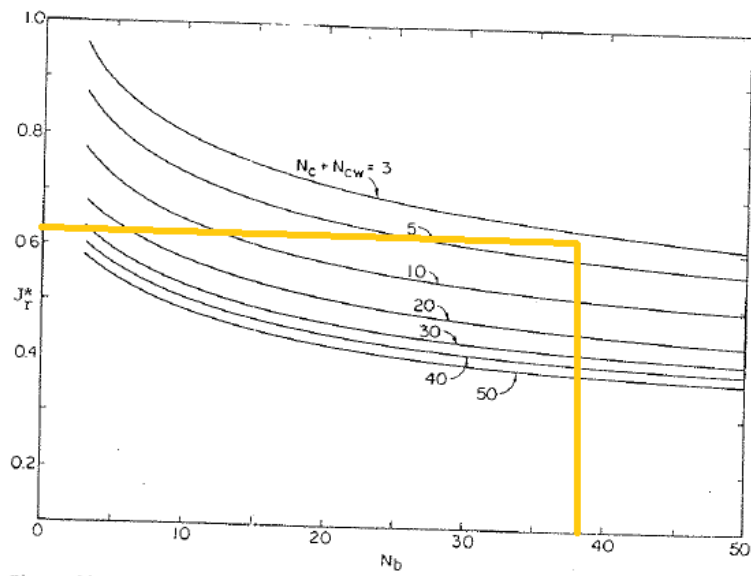


Figure 18. Basic Correction Factor for Adverse Temperature Gradient at Low Reynolds Numbers

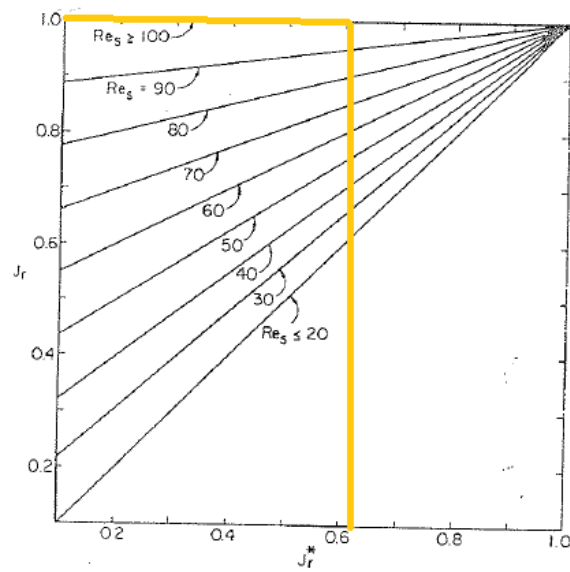


Figure 19. Correction Factor for Adverse Temperature Gradient at Intermediate Reynolds Numbers

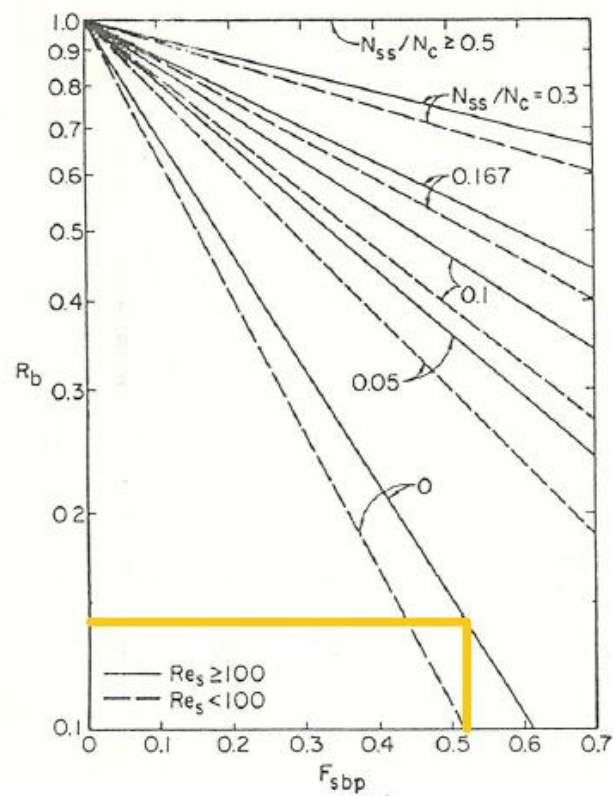


Figure 25. Correction Factor on Pressure Drop for Bypass Flow

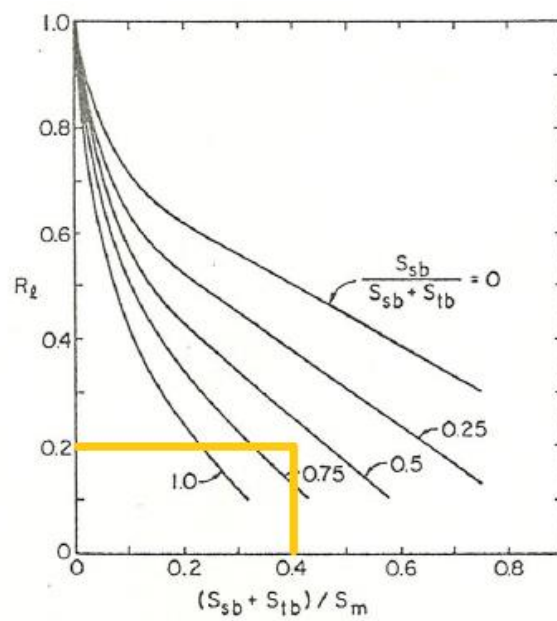


Figure 24. Correction Factor for Baffle Leakage Effect on Pressure Drop

6.2 Gráficos fatores de correção dimensionamento final

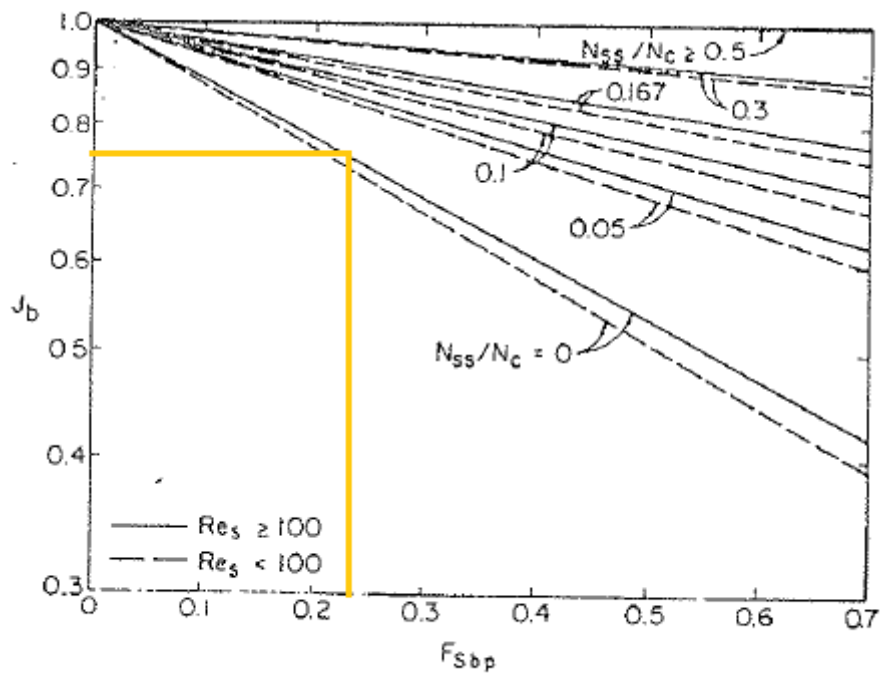


Figure 17. Correction Factor for Bypass Flow

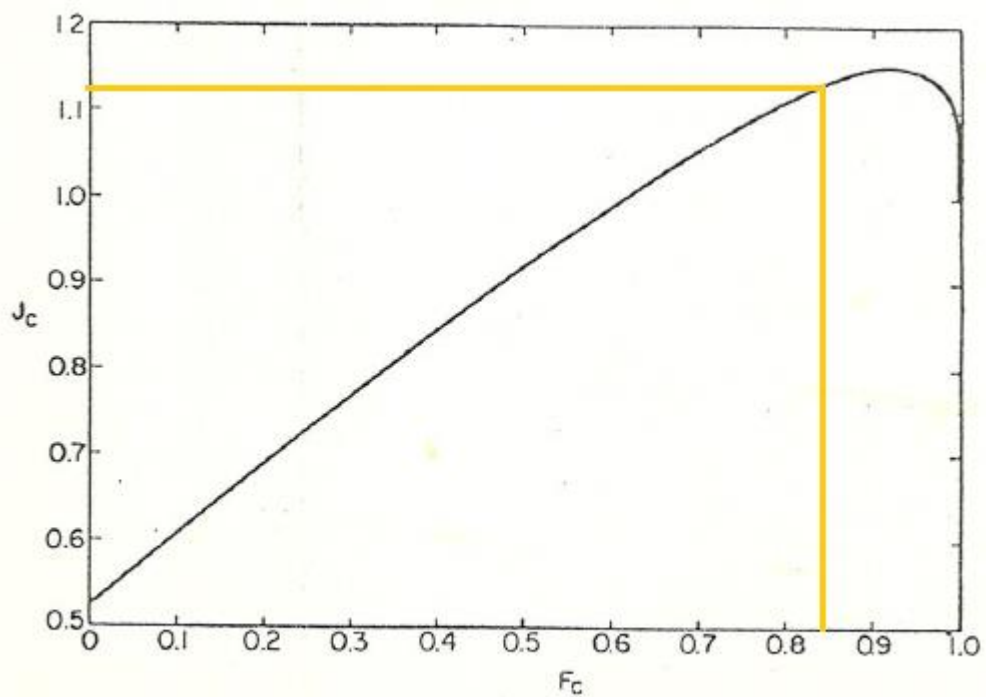


Figure 15. Correction Factor for Baffle Configuration Effects

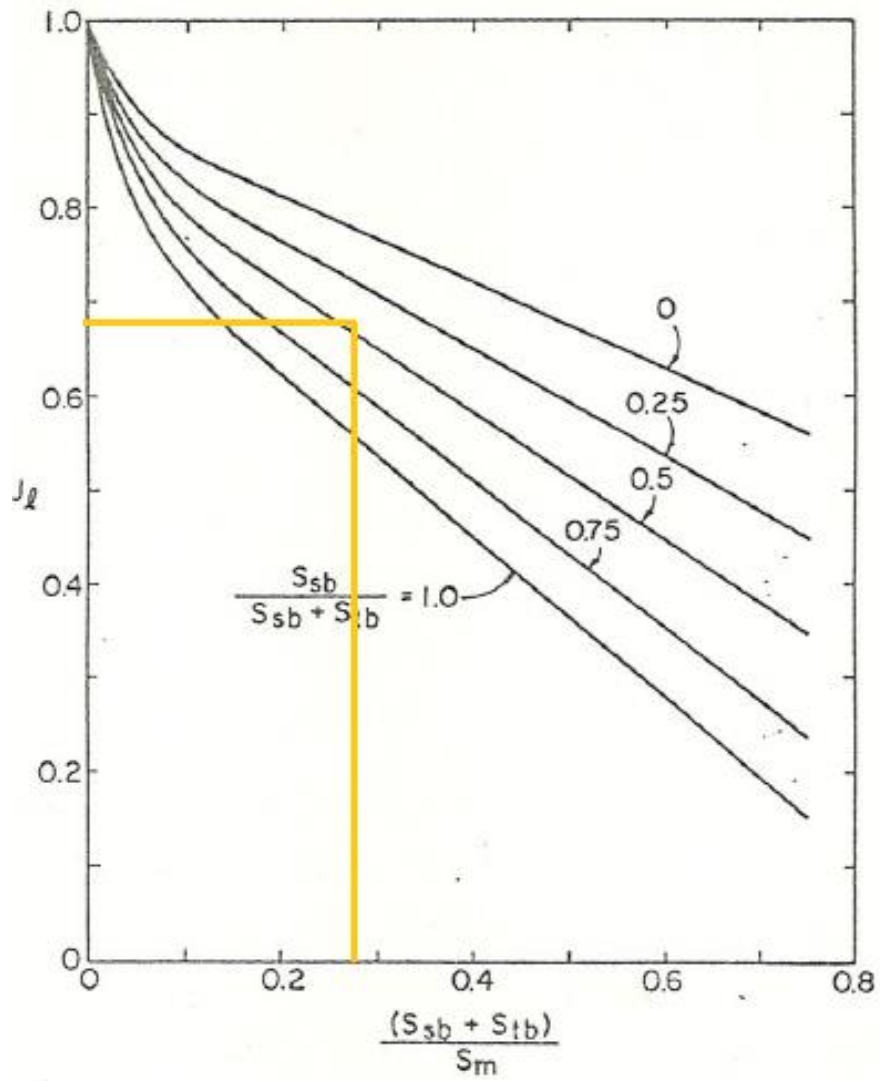


Figure 16. Correction Factor for Baffle Leakage Effects

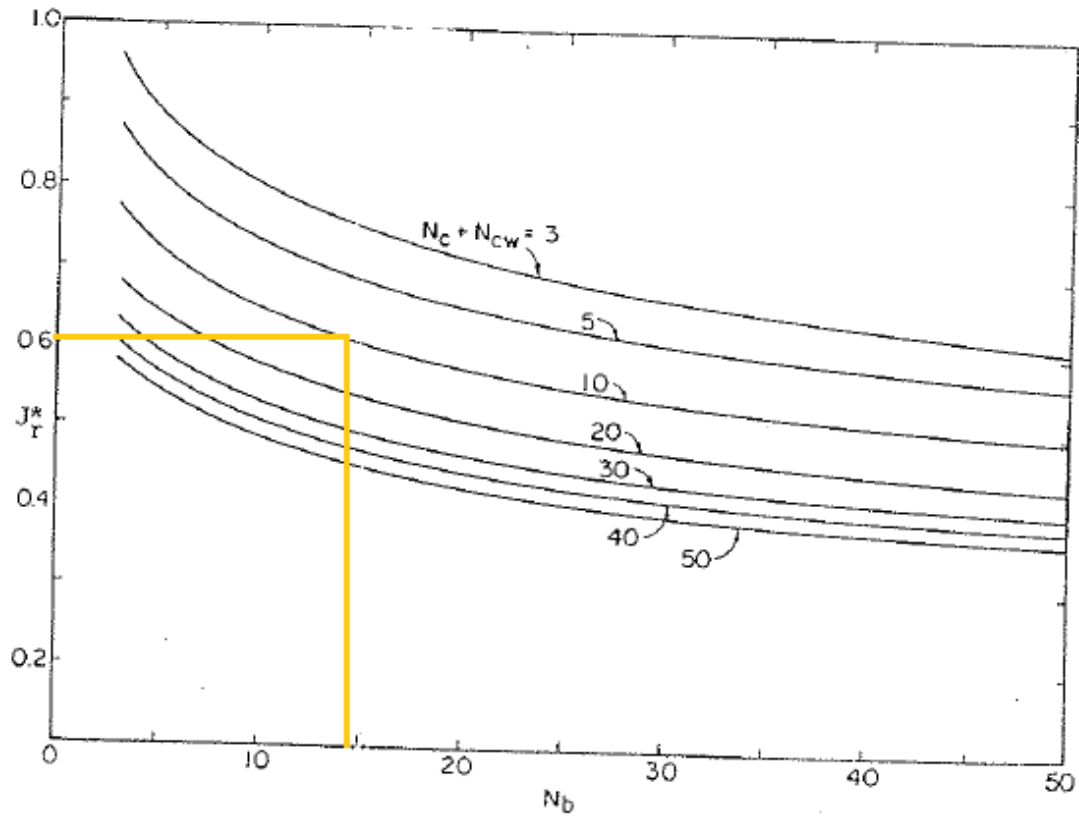
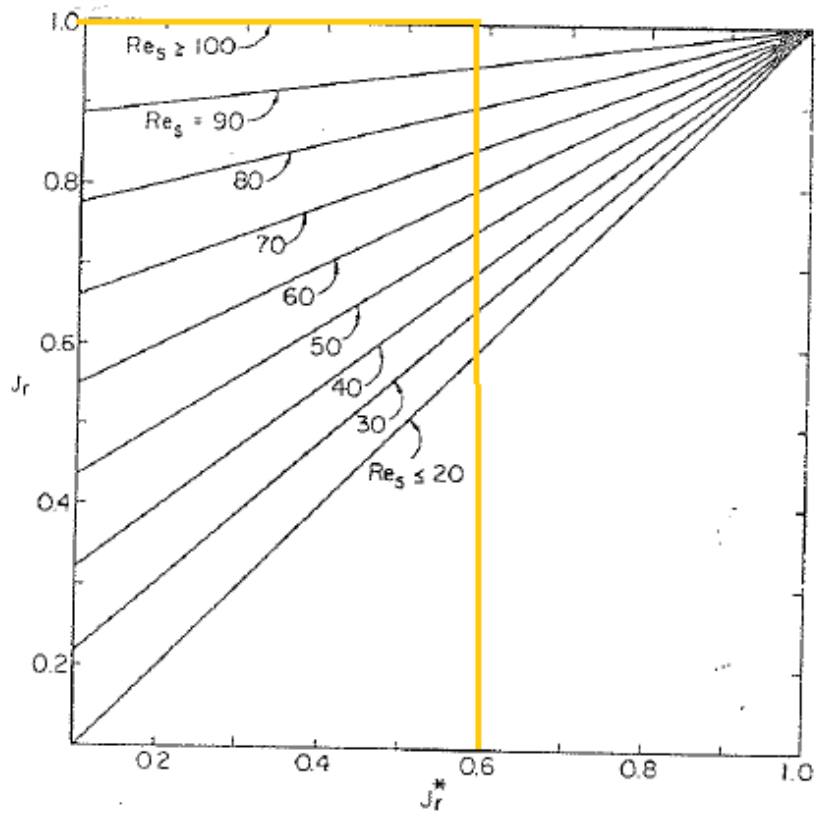


Figure 18. Basic Correction Factor for Adverse Temperature Gradient at Low Reynolds Numbers



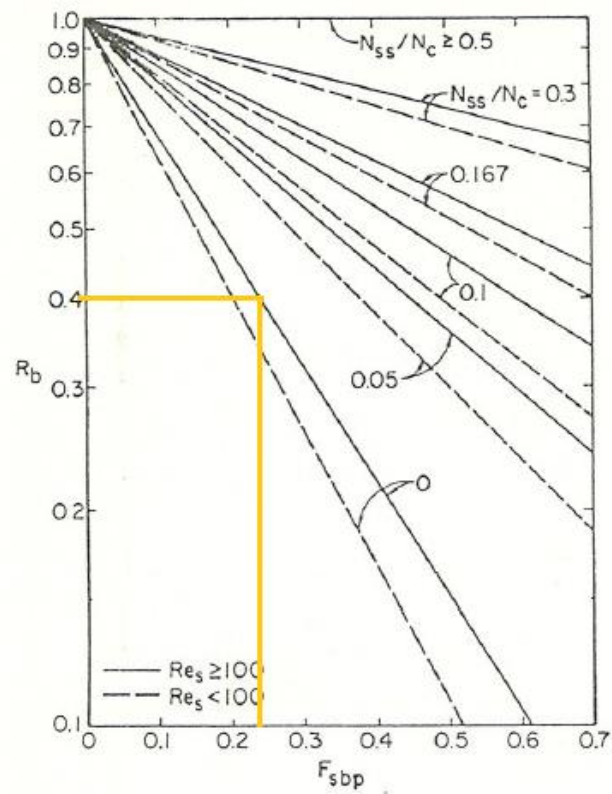


Figure 25. Correction Factor on Pressure Drop for Bypass Flow

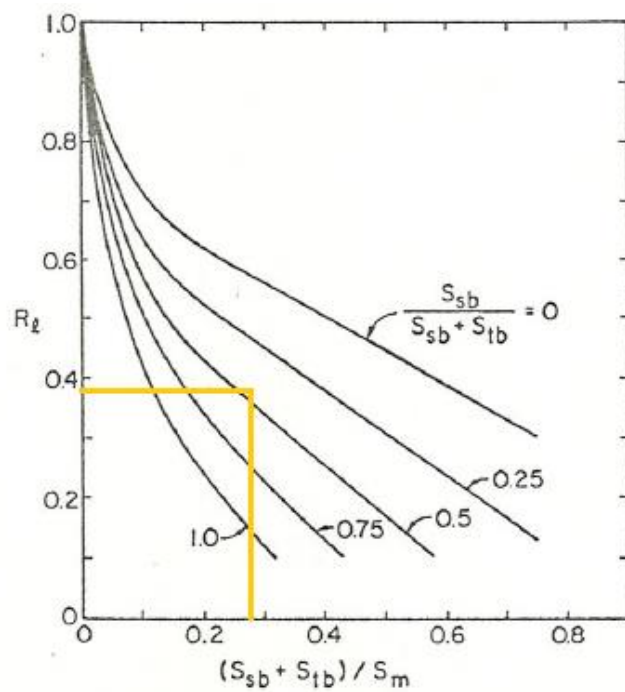


Figure 24. Correction Factor for Baffle Leakage Effect on Pressure Drop

6.3 Solução número 1 ARSOPI

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company: Continental Mabor																																
2	Location:																																
3	Service of Unit:					Our Reference:																											
4	Item No.:					Your Reference:																											
5	Date:		Rev No.:			Job No.:																											
6	Size	204--1600	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series																								
7	Surf/unit (eff.)	4,3	m ²	Shells/unit	1		Surf/shell (eff.)	4,3	m ²																								
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT																																
9	Fluid allocation			Shell Side			Tube Side																										
10	Fluid name			Water			Water																										
11	Fluid quantity, Total			kg/h			5447																										
12	Vapor (In/Out)			kg/h			0 0 0 0																										
13	Liquid			kg/h			5447 5447 468 468																										
14	Noncondensable			kg/s			0 0 0 0																										
15																																	
16	Temperature (In/Out)			°C			20 24,72 85 30																										
17	Dew / Bubble point			°C																													
18	Density Vapor/Liquid			kg/m ³			/ 998,83 / 998,29 / 970,14 / 997,34																										
19	Viscosity			mPa s			/ 1,0163 / 0,9039 / 0,3306 / 0,7998																										
20	Molecular wt, Vap																																
21	Molecular wt, NC																																
22	Specific heat			kJ/(kg K)			/ 4,194 / 4,192 / 4,189 / 4,19																										
23	Thermal conductivity			W/(m K)			/ 0,5937 / 0,6 / 0,6671 / 0,607																										
24	Latent heat			kJ/kg																													
25	Pressure (abs)			bar			4 3,9766 0,7 0,69997																										
26	Velocity			m/s			0,2 0,02																										
27	Pressure drop, allow/calc.			bar			0,1 0,0234 0,1 0,00003																										
28	Fouling resistance (min)			m ² KW			0,0002 0,0004 0,00051 Ao based																										
29	Heat exchanged			kW			29,9 MTD corrected 27,99 °C																										
30	Transfer rate, Service			Dirty			268,1			Clean		331,5	W/(m ² K)																				
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL										Sketch																						
32				Shell Side			Tube Side																										
33	Design/vac/test pressure:g			bar			5/ 0 / 7,2 3/ 0 / 4,3																										
34	Design temperature			°C			120 120																										
35	Number passes per shell						1 1																										
36	Corrosion allowance			mm			3 3																										
37	Connections			In			mm 1 114,3/10 ISO 1 114,3/10 ISO																										
38	Size/rating			Out			1 114,3/10 ISO 1 114,3/10 ISO																										
39	OD			Intermediate			/10 ISO /10 ISO																										
40	Tube No.			47			OD			19,05			Tks-Avg		2,1		mm		Length		1600		mm		Pitch		23,81		mm				
41	Tube type			Plain			#/m			Material			SA-179 K01200			Tube pattern			30														
42	Shell			SA-106 B			ID			204,9			OD			219,1			mm			Shell cover			-								
43	Channel or bonnet			SA-106 B															Channel cover			-											
44	Tubesheet-stationary			SA-516 70															Tubesheet-floating			-											
45	Floating head cover			-															Impingement protection			None											
46	Baffle-cross			SA-516 70			Type			Single segmental			Cut(%d)			39,94			H			Spacing: c/c			200			mm					
47	Baffle-long			-			Seal type						Inlet			270,48			mm														
48	Supports-tube			U-bend			0			Type																							
49	Bypass seal						Tube-tubesheet joint			Exp/seal wid																							
50	Expansion joint			-			Type			None																							
51	RhoV2-Inlet nozzle			35			Bundle entrance			20			Bundle exit			20			kg/(m s ²)														
52	Gaskets - Shell side			Compressed Fiber 1/8 i			Tube Side			Compressed Fiber 1/8 i																							
53	Floating head			-																													
54	Code requirements			ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class			C - general service																							
55	Weight/Shell			282,2			Filled with water			337,7			Bundle			95			kg														
56	Remarks																																
57																																	
58																																	

Heat Exchanger Thermal Design

Shell&Tube V8.4

Page 2

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 24-07-2018 at 12:22:44

1	Size	204,9	x	1600	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	4,5	/	4,3	/			m ²	Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	4,5	/	4,3	/			m ²				
4												
5	Design (Sizing)	PERFORMANCE OF ONE UNIT										
6		Shell Side				Tube Side				Heat Transfer Parameters		
7	Process Data		In	Out	In	Out			Total heat load	kW	29,9	
8	Total flow	kg/h	5447		468				Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	27,99 / 27,99	
9	Vapor	kg/s	0	0	0	0			Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1,09 / 1,34	
10	Liquid	kg/h	5447	5447	468	468						
11	Noncondensable	kg/s	0		0				Coef./Resist.	W/(m ² K)	m ² K/W	%
12	Cond./Evap.		0		0				Overall fouled	268,1	0,00373	
13	Temperature	°C	20	24,72	85	30			Overall clean	331,5	0,00302	
14	Dew / Bubble point	°C							Tube side film	403	0,00248	66,53
15	Quality		0	0	0	0			Tube side fouling	1948,8	0,00051	13,76
16	Pressure (abs)	bar	4	3,9766	0,7	0,69997			Tube wall	25004,2	0,00004	1,07
17	DeltaP allow/cal	bar	0,1	0,0234	0,1	0,00003			Outside fouling	5000	0,0002	5,36
18	Velocity	m/s	0,18	0,18	0,02	0,02			Outside film	2020,4	0,00049	13,27
19												
20	Liquid Properties								Shell Side Pressure Drop	bar	%	
21	Density	kg/m ³	998,83	998,29	970,14	997,34			Inlet nozzle	0,0003	8,68	
22	Viscosity	mPa s	1,0163	0,9039	0,3306	0,7998			Inlet space Xflow	0,00046	13,21	
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,194	4,192	4,189	4,19			Baffle Xflow	0,00123	35,13	
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5937	0,6	0,6671	0,607			Baffle window	0,00084	24,06	
25	Surface tension	N/m							Outlet space Xflow	0,00045	12,85	
26	Molecular weight		18,01	18,01	18,01	18,01			Outlet nozzle	0,00021	6,08	
27	Vapor Properties								Intermediate nozzle			
28	Density	kg/m ³							Tube Side Pressure Drop	bar	%	
29	Viscosity	mPa s							Inlet nozzle	0	4,53	
30	Specific heat	kJ/(kg K)							Entering tubes	0	2,36	
31	Therm. cond.	W/(m K)							Inside tubes	0,00002	87,08	
32	Molecular weight								Exiting tubes	0	3,58	
33	Two-Phase Properties								Outlet nozzle	0	2,45	
34	Latent heat	kJ/kg							Intermediate nozzle			
35												
36	Heat Transfer Parameters								Velocity / Rho*V2	m/s	kg/(m s ²)	
37	Reynolds No. vapor								Shell nozzle inlet	0,19	35	
38	Reynolds No. liquid	3340	3755,15	717,36	296,52				Shell bundle Xflow	0,18	0,18	
39	Prandtl No. vapor								Shell baffle window	0,2	0,2	
40	Prandtl No. liquid	7,18	6,31	2,08	5,52				Shell nozzle outlet	0,19	35	
41	Heat Load								Shell nozzle interm			
42	Vapor only		0		0					m/s	kg/(m s ²)	
43	2-Phase vapor		0		0				Tube nozzle inlet	0,02	0	
44	Latent heat		0		0				Tubes	0,02	0,02	
45	2-Phase liquid		0		0				Tube nozzle outlet	0,02	0	
46	Liquid only		29,9		-29,9				Tube nozzle interm			
47												
48	Tubes								Baffles			
49	Type		Plain		Type	Single segmental			Nozzles: (No./OD)			
50	ID/OD	mm	14,85 / 19,05		Number	6			Inlet	mm	1 / 114,3	
51	Length act/eff	mm	1600 / 1541		Cut(%d)	39,94			Outlet	1 / 114,3	1 / 114,3	
52	Tube passes		1		Cut orientation	H			Other	/	/	
53	Tube No.		47		Spacing: c/c	mm	200		Impingement protection		None	
54	Tube pattern		30		Spacing at inlet	mm	270,48					
55	Tube pitch	mm	23,81		Spacing at outlet	mm	270,48					
56	Insert		None									
57	Vibration problem		No/ No						RhoV2 violation		No	

Heat Exchanger Thermal Design**Shell&Tube V8.4****Page 3**

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 24-07-2018 at 12:22:44

Basic Geometry

Unit Configuration				
Exchanger Type		BEM	Tube number (calcs.)	47
Position		Hor	Tube length actual	mm 1600
Arrangement		1 par 1 ser	Tube passes	1
Baffle type		Single segmental	Tube type	Plain
Baffle number		6	Tube O.D.	mm 19,05
Spacing (center-center)	mm	200	Tube pitch	mm 23,81
Spacing at inlet	mm	270,48	Tube pattern	30
		Shell	Kettle	Front head
Outside diameter	mm	219,1		219,1
Inside Diameter	mm	204,9		204,9
		Shell Side		Tube Side
Nozzle type		Inlet	Outlet	Inlet
Number of nozzles		1	1	1
Actual outside diameter	mm	114,3	114,3	114,3
Inside diameter	mm	101,7	101,7	101,7
Height under nozzle	mm	31,06	31,06	
Dome inside diameter	mm			
Vapor belt inside diameter	mm			
Vapor belt inside width	mm			
Vapor belt slot area	mm ²			
Impingement protection		No	No	No
		impingement	impingement	impingement
Distance to tubesheet	mm	1435	165	

Heat Exchanger Thermal Design**Shell&Tube V8.4****Page 4**

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 24-07-2018 at 12:22:44

Tubes**Tubes**

Type		Plain	Tube number	47
Outside diameter	mm	19,05	Number of tubes plugged	0
Inside diameter	mm	14,85	Tube length actual	mm 1600
Wall thickness	mm	2,1	Tube length effective	mm 1541
Area ratio: Ao/Ai		1,28	Front TubesheetThickness	mm 29,52
Pitch	mm	23,81	Rear TubesheetThickness	mm 29,52
Pattern		30	Material	SA-179 K01200
External enhancement			Thermal conductivity	W/(m K) 59,319
Internal enhancement				
Low fins			Longitudinal fins	
Fin density	#/m		Fin number	0
Fin height	mm		Fin thickness	mm
Fin thickness	mm		Fin height	mm
Tube root diameter	mm		Fin spacing	mm
Tube wall thickness under fin	mm		Cut and twist length	mm
Tube inside diameter under fins	mm			
Other (high) fins				
High Fin Type		Default	High Fin Thick	mm
High Fin Tip Diameter	mm		High Fin Frequency	#/m

Heat Exchanger Thermal Design Shell&Tube V8.4**Page 5**

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 24-07-2018 at 12:22:45

Baffles

Baffles			
Type	Single segmental	Baffle cut: inner / outer / interm	
Tubes in window	Yes	Actual (% diameter)	/ 39,94 /
Number	6	Nominal (% diameter)	/ 40 /
Spacing (center-center)	mm 200	Actual (% area)	/ 37,27 /
Spacing at inlet	mm 270,48	Cut orientation	H
Spacing at outlet	mm 270,48	Thickness	mm 3,18
Spacing at central in/out for G,H,I,J shells	mm	Tube rows in baffle overlap	2
Spacing at center of H shell	mm	Tube rows in baffle window	2,5
End length at front head	mm 300	Baffle hole - tube od diam clearance	mm 0,79
End length at rear head	mm 300	Shell id - baffle od diam clearance	mm 3,18
VariableBaffles			
Baffle spacing	mm		
Baffle cut percent, outer			
Baffle cut percent, inner			
Number of baffle spaces			
Baffle region length	mm		
Baffle cut area percent, outer			
Baffle cut area percent, inner			

Supports Misc. Baffles

Supports-tube		Longitudinal Baffle	
Supports in endspace at front head	0	Thickness	mm
Supports in endspace at rear head	0	Window length at front head	mm
Supports between baffles	0	Window length at center	mm
Support blanking baffle	No	Window length at rear head	mm
Supports at U-bend	0		
Supports at each G,H,J shell inlet and I shell outlet	0		
Supports at center of H shell	0		
Supports for K, X shells	0		
Special support at inlet nozzle	No		

Heat Exchanger Thermal Design**Shell&Tube V8.4****Page 6**

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 24-07-2018 at 12:22:45

Bundle

Bundle				
Shell ID to center 1st tube row	mm		Tube passes	1
From top		31,06	Tube pass layout	Ribbon (single band)
From bottom		31,06	Tube pass orientation	Standard (horizontal)
From right		9,58	U-bend orientation	Undefined
From Left		9,58	Horizontal pass lane width	mm
Impingement protection		None	Vertical pass lane width	mm
Impingement distance	mm		Interpass tube alignment	No
Impingement plate diameter	mm		Deviation in tubes/pass	0
Impingement plate width	mm		Outer tube limit	mm 195,38
Impingement plate length	mm		Shell id - bundle otl diam clearance	mm 9,52
Impingement plate thickness	mm		Tie rod number	4
Gross surface area per shell	m²	4,5	Tie rod diameter	mm 6,35
Effective surface area per shell	m²	4,3	Sealing strips (pairs)	0
Bare tube area per shell	m²	4,3	Tube to tubesheet joint	Exp./seal wid
Finned area per shell	m²	0	Tube projection from front tsht	mm 0
U-bend area per shell	m²	0	Tube projection from rear tsht	mm 0

Enhancements

Internal enhancements			
Tube insert type		None	
Twisted tape 360 deg twist pitch	mm		
Twisted tape thickness	mm		
hiTRAN part number			

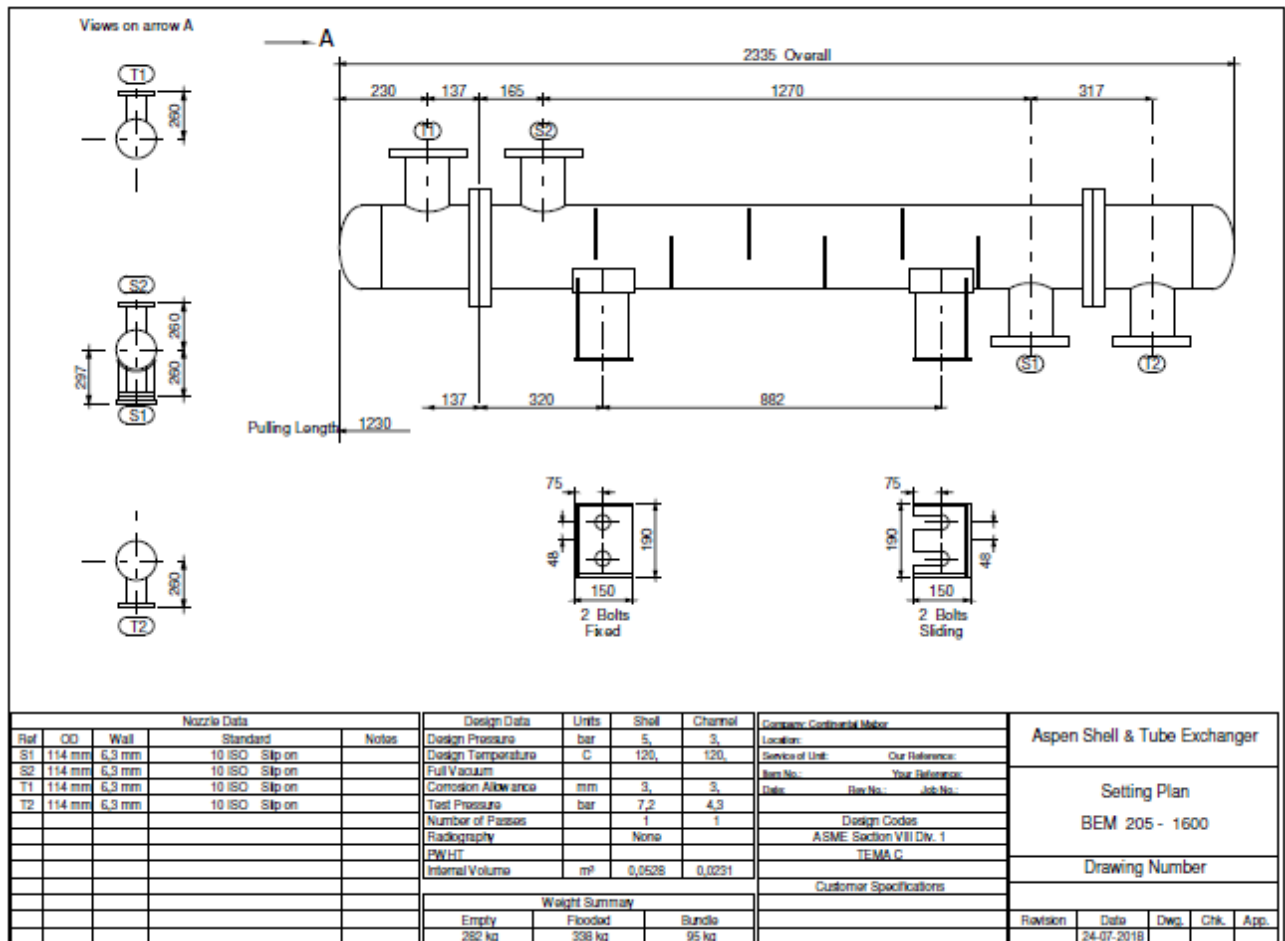
Heat Exchanger Thermal Design

Shell&Tube V8.4

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 24-07-2018 at 12:22:45

Setting Plan



Heat Exchanger Thermal Design**Shell&Tube V8.4****Page 9**

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 24-07-2018 at 12:22:45

Cost/Weight

Weights	kg	Cost data	Euro(EU)
Shell	135,2	Labor cost	6478
Front head	25,6	Tube material cost	241
Rear head	26,5	Material cost (except tubes)	1101
Shell cover			
Bundle	95		
Total weight - empty	282,2	Total cost (1 shell)	7821
Total weight - filled with water	337,7	Total cost (all shells)	7821

6.4 Solução número 2 ARSOPI

Heat Exchanger Specification Sheet						
1	Company:					
2	Location:					
3	Service of Unit:	Our Reference:				
4	Item No.:	Your Reference:				
5	Date:	Rev No.:	Job No.:			
6	Size	307--800	mm	Type AEW	Hor	Connected in 1 parallel 1 series
7	Surf/unit(eff.)	4,9	m ²	Shells/unit 1	Surf/shell (eff.) 4,9 m ²	
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT					
9	Fluid allocation	Shell Side			Tube Side	
10	Fluid name	Water			Water	
11	Fluid quantity, Total	kg/h 5445			468	
12	Vapor (In/Out)	kg/h 0			0	
13	Liquid	kg/h 5445			468	
14	Noncondensable	kg/s 0			0	
15						
16	Temperature (In/Out)	°C 20			24,72	
17	Dew / Bubble point	°C			85	
18	Density Vapor/Liquid	kg/m ³ / 998,83			/ 998,29	
19	Viscosity	mPa s / 1,0163			/ 0,9039	
20	Molecular wt, Vap					
21	Molecular wt, NC					
22	Specific heat	kJ/(kg K) / 4,194			/ 4,192	
23	Thermal conductivity	W/(m K) / 0,5937			/ 0,6001	
24	Latent heat	kJ/kg				
25	Pressure (abs)	bar 4			3,98098	
26	Velocity	m/s 0,17			0,01	
27	Pressure drop, allow/calc.	bar 0,5			0,01902	
28	Fouling resistance (min)	m ² K/W 0,0003			0,0003 0,00038Ao based	
29	Heat exchanged	kW 29,9			MTD corrected 25,76 °C	
30	Transfer rate, Service	Dirty 265,2			Clean 324,1 W/(m ² K)	
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch	
32				Shell Side	Tube Side	
33	Design/vac/test pressure:g	bar 5/ /			3/ /	
34	Design temperature	°C 120			120	
35	Number passes per shell	1			2	
36	Corrosion allowance	mm 3,18			3,18	
37	Connections	In	mm 1 38,1/16 ISO		1 12,7/16 ISO	
38	Size/rating	Out	1 31,75/16 ISO		1 12,7/16 ISO	
39	Nominal	Intermediate	/16 ISO		/16 ISO	
40	Tube No.	114	OD 19,05	Tks-Avg 2,1	mm	Length 800 mm Pitch 23,81 mm
41	Tube type	Plain #/m Material Carbon Steel			Tube pattern 30	
42	Shell	Carbon Steel ID 307,09 OD 323,85 mm			Shell cover -	
43	Channel or bonnet	Carbon Steel			Channel cover Carbon Steel	
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel -			Tubesheet-floating Carbon Steel	
45	Floating head cover	Carbon Steel			Impingement protection None	
46	Baffle-cross	Carbon Steel Type Single segmental			Cut(%d) 37,6 H Spacing: c/c 140 mm	
47	Baffle-long	-			Seal type Inlet 148,43 mm	
48	Supports-tube	U-bend 0			Type	
49	Bypass seal	-			Tube-tubesheet joint Exp./seal wld	
50	Expansion joint	-			Type None	
51	RhoV2-Inlet nozzle	1328 Bundle entrance 42			Bundle exit 42 kg/(m s ²)	
52	Gaskets - Shell side	Flat Metal Jacket Fibe Tube Side			Flat Metal Jacket Fibe	
53	Floating head	Flat Metal Jacket Fibe				
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class R - refinery service	
55	Weight/Shell	343,2 Filled with water 402,9			Bundle 136,7 kg	
56	Remarks					
57						
58						

Heat Exchanger Thermal Design

Shell&Tube V8.4

Page 2

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 05-07-2018 at 09:53:50

1	Size	307,09 x 800	mm	Type	AEW	Hor	Connected in	1 parallel	1 series			
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	5,5 / 4,9 /				m ²	Shells/unit	1				
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	5,5 / 4,9 /				m ²						
4												
5	Design (Sizing)	PERFORMANCE OF ONE UNIT										
6		Shell Side				Tube Side		Heat Transfer Parameters				
7	Process Data	In	Out	In	Out							
8	Total flow	kg/h	5445	468	468		Total heat load	kW	29,9			
9	Vapor	kg/s	0	0	0	0	Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	25,76 / 27,98			
10	Liquid	kg/h	5445	5445	468	468	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1,12 / 1,36			
11	Noncondensable	kg/s	0	0	0	0	Coef./Resist	W/(m ² K)	m ² K/W	%		
12	Cond./Evap.		0	0	0	0	Overall fouled	265,2	0,00377			
13	Temperature	°C	20	24,72	85	30	Overall clean	324,1	0,00309			
14	Dew / Bubble point	°C			90,13	90,13	Tube side film	406,7	0,00246	65,21		
15	Quality		0	0	0	0	Tube side fouling	2598,4	0,00038	10,21		
16	Pressure (abs)	bar	4	3,98098	0,7	0,69401	Tube wall	21631,9	0,00005	1,23		
17	DeltaP allow/cal	bar	0,5	0,01902	0,5	0,00599	Outside fouling	3333,3	0,0003	7,96		
18	Velocity	m/s	0,17	0,17	0,01	0,01	Outside film	1722,8	0,00058	15,4		
19												
20	Liquid Properties						Shell Side Pressure Drop	bar		%		
21	Density	kg/m ³	998,83	998,29	969,96	997,34	Inlet nozzle	0,00777		40,82		
22	Viscosity	mPa s	1,0163	0,9039	0,3316	0,7998	Inlet space Xflow	0,00042		2,2		
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,194	4,192	4,189	4,19	Baffle Xflow	0,00051		2,66		
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5937	0,6001	0,6667	0,607	Baffle window	0,00022		1,16		
25	Surface tension	N/m					Outlet space Xflow	0,00042		2,19		
26	Molecular weight		18,01	18,01	18,01	18,01	Outlet nozzle	0,0097		50,97		
27	Vapor Properties						Intermediate nozzle					
28	Density	kg/m ³					Tube Side Pressure Drop	bar		%		
29	Viscosity	mPa s					Inlet nozzle	0,00419		69,88		
30	Specific heat	kJ/(kg K)					Entering tubes	0		0,01		
31	Therm. cond.	W/(m K)					Inside tubes	0,00002		0,33		
32	Molecular weight						Exiting tubes	0		0,02		
33	Two-Phase Properties						Outlet nozzle	0,00178		29,75		
34	Latent heat	kJ/kg					Intermediate nozzle					
35												
36	Heat Transfer Parameters						Velocity / Rho*V2	m/s		kg/(m s ²)		
37	Reynolds No. vapor						Shell nozzle inlet	1,15		1328		
38	Reynolds No. liquid	3135,16	3525	589,69	244,5		Shell bundle Xflow	0,17	0,17			
39	Prandtl No. vapor						Shell baffle window	0,11	0,11			
40	Prandtl No. liquid	7,18	6,31	2,08	5,52		Shell nozzle outlet	1,57		2461		
41	Heat Load						Shell nozzle interm					
42	Vapor only		0	0	0				m/s	kg/(m s ²)		
43	2-Phase vapor		0	0	0		Tube nozzle inlet	0,89		764		
44	Latent heat		0	0	0		Tubes	0,01	0,01			
45	2-Phase liquid		0	0	0		Tube nozzle outlet	0,86		743		
46	Liquid only		29,9	-29,9			Tube nozzle interm					
47												
48	Tubes						Baffles			Nozzles: (No./OD)		
49	Type		Plain				Type	Single segmental		Shell Side	Tube Side	
50	ID/OD	mm	14,85 / 19,05				Number	4	Inlet	mm	1 / 48,26	1 / 21,34
51	Length act/eff	mm	800 / 716,8				Cut(%d)	37,6	Outlet		1 / 42,16	1 / 21,34
52	Tube passes		2				Cut orientation	H	Other	/	/	/
53	Tube No.		114				Spacing: c/c	mm	Impingement protection			None
54	Tube pattern		30				Spacing at inlet	mm	148,43			
55	Tube pitch	mm	23,81				Spacing at outlet	mm	148,43			
56	Insert		None									
57	Vibration problem		No / No						RhoV2 violation			No

Heat Exchanger Thermal Design Shell&Tube V8.4**Page 3**

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 05-07-2018 at 09:53:50

Performance

Design (Sizing)		Shell Side		Tube Side	
Total mass flow rate	kg/h	5445		468	
Vapor mass flow rate (In/Out)	kg/s	0	0	0	0
Liquid mass flow rate	kg/h	5445	5445	468	468
Vapor mass quality		0	0	0	0
Temperatures	°C	20	24,72	85	30
Dew / Bubble point	°C			90,13	90,13
Operating pressures	bar	4	3,98098	0,7	0,69401
Film coefficient (mean)	W/(m² K)	1722,8		406,7	
Fouling resistance (OD based)	m² K/W	0,0003		0,00038	
Velocity (highest)	m/s	0,17		0,01	
Pressure drop (allow/calc.)	bar	0,5 / 0,01902		0,5 / 0,00599	
Total heat exchanged	kW	29,9		Unit AEW	2 pass 1 ser 1 par
Overall clean coef (plain/finned)	W/(m² K)	324,1/		Shell size	307— 800 mm Hor
Overall dirty coef (plain/finned)	W/(m² K)	265,2/		Tubes	Plain
Effective area (plain/finned)	m²	4,9/		Insert	None
Effective MTD	°C	25,76		No. 114	OD 19,05 Tks 2,1 mm
Actual/required area ratio(dirty/clean)		1,12 / 1,36		Pattern 30	Pitch 23,81 mm
Vibration problem		No		Baffles	Single segmental Cut(%d) 37,6
RhoV2 problem		No		Total cost	11878 Euro(EU)

Heat Exchanger Thermal Design Shell&Tube V8.4

Page 5

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 05-07-2018 at 09:53:50

Overall Coefficient/Resistance Summary			Clean	Dirty	Max Dirty
Area required	m ²		3,6	4,4	4,9
Area ratio: actual/required			1,36	1,12	1.0
Overall coefficient	W/(m ² K)		324,1	265,2	237,6
Overall resistance	m ² K/W		0,00309	0,00377	0,00421
Shell side fouling	m ² K/W		0.0	0,0003	0,00049
Tube side fouling*			0.0	0,00038	0,00063
Resistance Distribution	W/(m² K)	m² K/W	%	%	%
Shell side film	1722,8	0,00058	18,81	15,4	13,79
Shell side fouling	3333,3	0,0003		7,96	11,69
Tube wall	21631,9	0,00005	1,5	1,23	1,1
Tube side fouling*	2598,4	0,00038		10,21	15
Tube side film *	406,7	0,00246	79,69	65,21	58,42

* Based on outside surface - Area ratio: A_o/A_i = 1,28

Thermal Details

Thermal Details - Hot Side

	Total	Comp 1
Stream mass fractions	1	1
Liquid mass fractions at inlet	1	1
Liquid mass fractions at outlet	1	1
Vapor mass fractions at inlet	0	
Vapor mass fractions at outlet	0	
Liquid 2 mass fractions at inlet		
Liquid 2 mass fractions at outlet		
Stream mole fractions	1	1
Liquid mole fractions at inlet	1	1
Liquid mole fractions at outlet	1	1
Vapor mole fractions at inlet	0	
Vapor mole fractions at outlet	0	
Liquid-2 mole fractions at inlet		
Liquid-2 mole fractions at outlet		
Stream mass flow	kg/s 0,13	0,13
Liquid mass flow at inlet	kg/s 0,13	0,13
Liquid mass flow at outlet	kg/s 0,13	0,13
Vapor mass flow at inlet	kg/s 0	0
Vapor mass flow at outlet	kg/s 0	0
Liquid 2 mass flow at inlet	kg/s	
Liquid 2 mass flow at outlet	kg/s	

Heat Exchanger Thermal Design

Shell&Tube V8.4

Page 6

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 05-07-2018 at 09:53:50

Thermal Details - Cold Side

	Total	Comp 1
Stream mass fractions	1	1
Liquid mass fractions at inlet	1	1
Liquid mass fractions at outlet	1	1
Vapor mass fractions at inlet	0	
Vapor mass fractions at outlet	0	
Liquid 2 mass fractions at inlet		
Liquid 2 mass fractions at outlet		
Stream mole fractions	1	1
Liquid mole fractions at inlet	1	1
Liquid mole fractions at outlet	1	1
Vapor mole fractions at inlet	0	
Vapor mole fractions at outlet	0	
Liquid-2 mole fractions at inlet		
Liquid-2 mole fractions at outlet		
Stream mass flow	kg/s 1,5125	1,5125
Liquid mass flow at inlet	kg/s 1,5125	1,5125
Liquid mass flow at outlet	kg/s 1,5125	1,5125
Vapor mass flow at inlet	kg/s 0	0
Vapor mass flow at outlet	kg/s 0	0
Liquid 2 mass flow at inlet	kg/s	
Liquid 2 mass flow at outlet	kg/s	

Thermal Details - Coefficients

Film Coefficients	W/(m ² K)	Shell Side		Tube Side	
		Bare area (OD) / Finned area		Bare area (OD) / ID area	
Overall film coefficients		1722,8	/	406,7	/ 521,8
Vapor sensible			/		/
Two Phase			/		/
Liquid sensible		1722,8	/	406,7	/ 521,8
Heat Transfer Parameters		In	Out	In	Out
Prandtl numbers	Vapor				
	Liquid	7,18	6,31	2,08	5,52
Reynolds numbers	Vapor Nominal				
	Liquid Nominal	3135,16	3525	589,69	244,5

Fin Efficiency

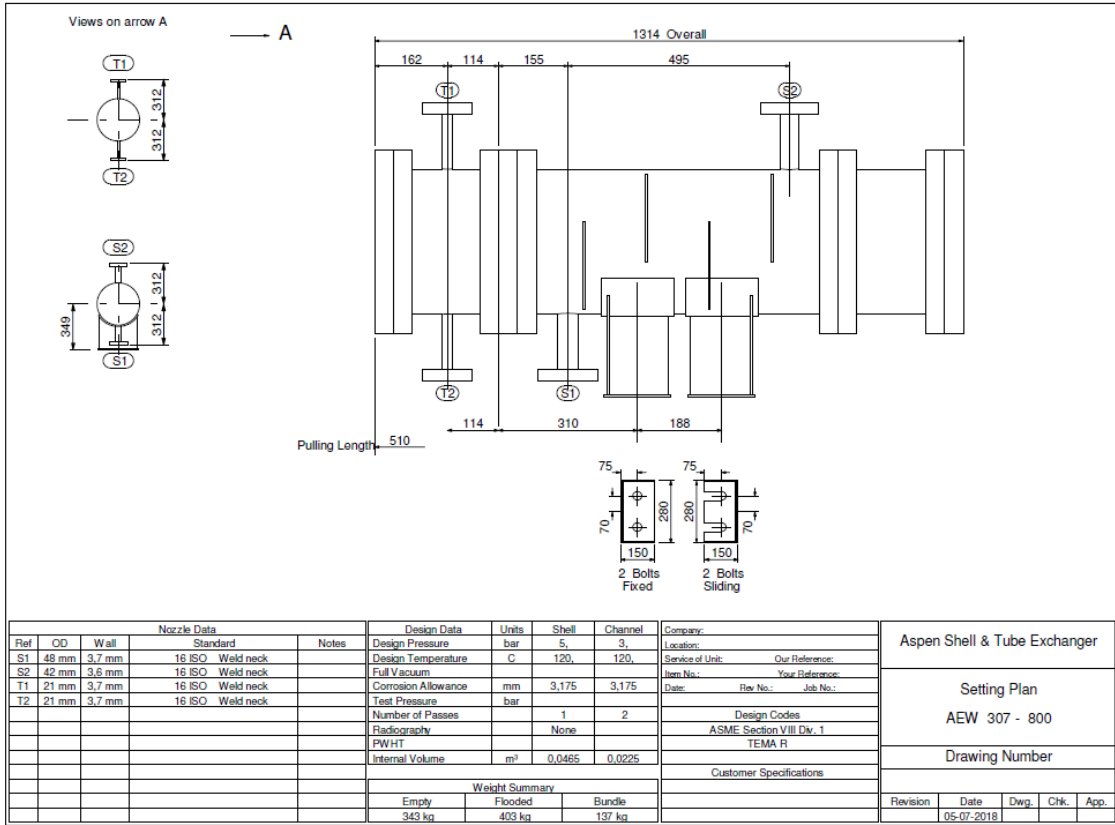
Heat Exchanger Thermal Design**Shell&Tube V8.4****Page 7**

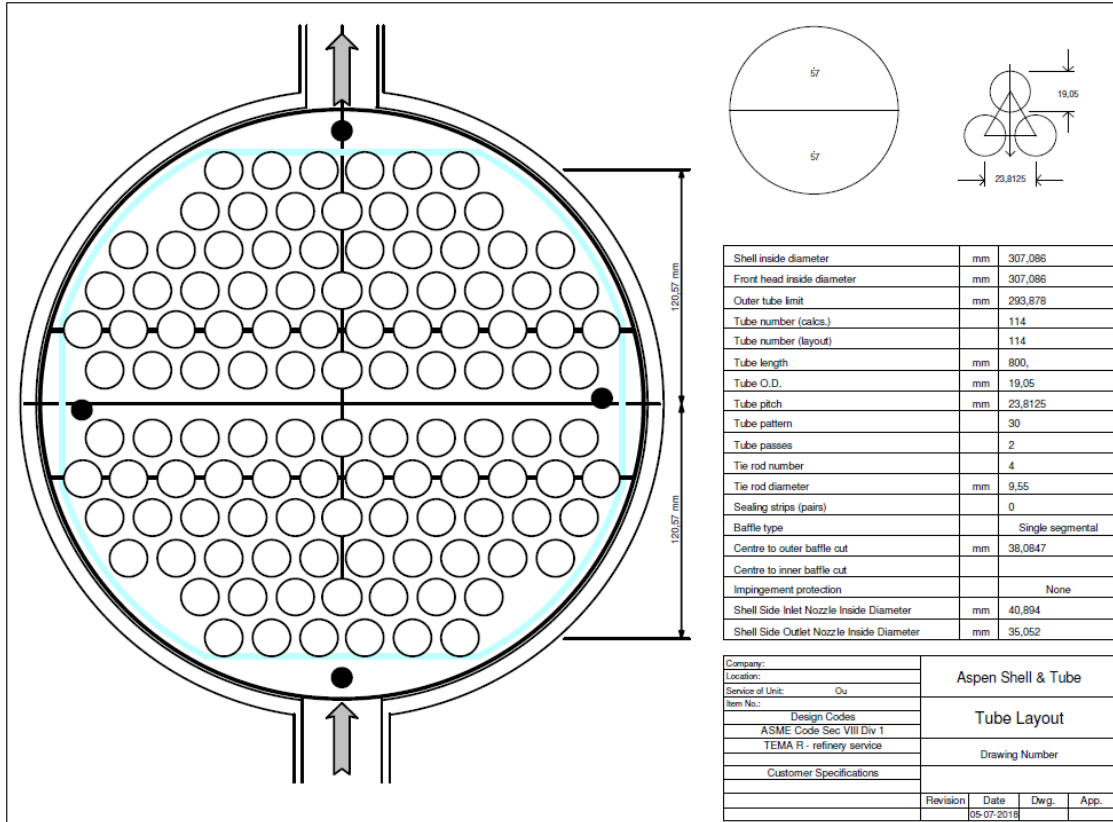
File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 05-07-2018 at 09:53:50

Temperature Difference	°C	Heat Flux (based on tube O.D.)	kW/m ²
Overall Effective MTD	25,76	Overall actual flux	6,8
One pass counterflow MTD	27,98	Critical heat flux (at highest ratio)	
LMTD based on end points	27,99	Highest actual flux	19,9
Effective MTD correction factor	0,92	Highest ratio, actual/critical flux	
Wall Temperatures		°C	
Mean shell metal temperature			22,72
Mean tube metal temperature			28,88
Tube wall temperatures (highest / lowest)			37,32 / 21,96

Heat Load Summary	Shell Side		Tube Side	
	kW	% total	kW	% total
Vapor only	0	0	0	0
2-Phase vapor	0	0	0	0
Latent heat	0	0	0	0
2-Phase liquid	0	0	0	0
Liquid only	29,9	100	-29,9	100
Total	29,9	100	-29,9	100
Effectiveness	0,8461			





Heat Exchanger Thermal Design**Shell&Tube V8.4****Page 10**

File: E:\Arsopi\Calculos 2018\Estudo\Permutador.EDR

Printed: 05-07-2018 at 09:53:51

Cost/Weight

Weights	kg	Cost data	Euro(EU)
Shell	129,3	Labor cost	10328
Front head	46,6	Tube material cost	214
Rear head	30,7	Material cost (except tubes)	1336
Shell cover			
Bundle	136,7		
Total weight - empty	343,2	Total cost (1 shell)	11878
Total weight - filled with water	402,9	Total cost (all shells)	11878

6.5 Propriedades térmicas isolamento ARMAFLEX

Temperatura de trabalho	de -50°C a +105°C (mantas e cintas +85°C) Obs: para temperaturas inferiores a -50°C, consultar departamento técnico	
Condutividade Térmica (λ)	T=-10°C	0,034 W/(m-K)
	T=0°C	0,035 W/(m-K)
	T=+10°C	0,036 W/(m-K)
	T=+20°C	0,037 W/(m-K)
	T=+40°C	0,039 W/(m-K)
Resistência à difusão de vapor d'água	μ médio = 10.000 $\mu \geq 7.000$	
Comportamento em caso de incêndio	M-1 (não propaga chama)	
Proteção acústica (DIN 4109)	Redução de ruído de até 30 dB (A)	
Aspectos de salubridade	cor	preto
	odor	neutro
	composição	não contém abestos
Particularidades	Não contém CFC e HCFC	
Comportamento biológico e químico	Borracha elastomérica flexível resistente ao ozônio com células fechadas	
	Resistente a envelhecimento	
	Resistente à putrefação	
	Resistente a óleo e água	
Resistência à intempérie	AF/Armaflex®, quando exposto à intempérie, deverá ser protegido depois de passadas 36 horas e antes de 4 dias com um revestimento resistente à radiação ultravioleta. Para tal aplicação recomenda-se o sistema Arma-Chek®.	

6.6 Cálculos para estimativa do investimento

Material	Descrição	Preço Unitário	Quantidade	Valor
Permutador de Calor	ARSOPI	7 821,00 €	2	15 642,00 €
Fixação dos permutadores	Suportes (serralharia)			2 000,00 €
Acessórios de fixação	Suportes (serralharia)			
Mão-de-obra	Serralharia e montagem			
Válvulas de seccionamento	Borboleta DN100	250,00	6	1 500,00 €
	Esfera DN100	500,00	6	3 000,00 €
Tubagem	DN 100 ASTM A106-B		50 m	
Acessórios de fixação				5 000,00 €
Mão-de-obra	Montagem			
Transdutor de temperatura		160,00 €	8	1 280,00 €
Transdutor de Pressão		150,00 €	8	1 200,00 €
Isolamento	DN80 - AF-5-089	25,19 €	890 m	22 419,10 €
	DN100 - AF-5-114	51,07 €	150 m	7 660,50 €

6.7 Poupança energética ao nível da bomba de reposição

Caudal diário (m3)	800
Consumo instantâneo (W)	4000

Meses	% relativa à torre	m3/dia para a torre	m3/dia poupados	%poupada/m3	%poupada/bomba	atual (Kwh/mês)	futuro (Kwh/mês)	poupança (Kwh/mês)
Abril	8%	66,163	0,732	1,1%	0,09%	2880	2877,4	2,6
Maio	11%	85,042	0,817	1,0%	0,10%	2976	2973,0	3,0
Junho	10%	83,918	0,763	0,9%	0,10%	2880	2877,3	2,7
Julho	11%	88,960	0,790	0,9%	0,10%	2976	2973,1	2,9
Agosto	10%	82,611	0,760	0,9%	0,09%	2496	2493,6	2,4
Setembro	13%	100,382	0,816	0,8%	0,10%	2880	2877,1	2,9
Outubro	14%	110,710	0,775	0,7%	0,10%	2976	2973,1	2,9
Novembro	11%	86,545	0,786	0,9%	0,10%	2880	2877,2	2,8
Dezembro	5%	43,095	0,570	1,3%	0,07%	2496	2494,2	1,8

Preço energia (€/MWh)	85
média poupança anual (Kwh/mês)	2,7
poupança €/mês	0,23 €
poupança €/ano	2,74 €

6.8 Poupança de água de reposição

Meses	\dot{m}_{evap} médio atual (kg/s)/dia	\dot{m}_{evap} médio futura (kg/s)/dia	\dot{m}_{evap} médio poupada (kg/s)/dia	\dot{V}_{evap} médio poupado (m3/h)/dia
Abril	33,982	33,779	0,203	0,732
Maio	39,009	38,782	0,227	0,817
Junho	36,266	36,054	0,212	0,763
Julho	36,714	36,495	0,219	0,790
Agosto	31,754	31,543	0,211	0,760
Setembro	38,447	38,220	0,227	0,816
Outubro	36,232	36,017	0,215	0,775
Novembro	33,004	32,786	0,218	0,786
Dezembro	16,963	16,805	0,158	0,570

Preço da água (€/m3) *	1,32
média poupança anual (m3)/dia	0,8
poupança €/ano	317,58

* O preço por m3 de água apresentada já inclui o preço relativo a todo o seu tratamento.