



Universidade de Aveiro - Departamento de Química
2015

**Samuel Filipe
Felgueiras Peres**

**Análise do Circuito de Água de Refrigeração de
uma Unidade de Regeneração de Solventes**



**Samuel Filipe
Felgueiras Peres**

**Análise do Circuito de água de Refrigeração de
uma Unidade de Regeneração de Solventes**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Química, realizada sob a orientação científica do Professor Doutor Carlos Manuel Santos Silva, Professor Auxiliar do Departamento de Química da Universidade de Aveiro, e da Engenheira Lina Raimundo, Diretora Geral na Empresa EGEO Solventes, S.A.

Dedico esta dissertação aos meus pais e ao meu irmão porque eles foram, são e sempre serão o meu porto de abrigo.

o júri
presidente

Prof.^a Doutora Maria Inês Purcell de Portugal Branco
Professora Auxiliar do Departamento de Química da Universidade de Aveiro

Prof. Doutor Francisco Avelino Da Silva Freitas
Professor Auxiliar do Departamento de Química da Universidade de Aveiro

Eng. Lina Raimundo
Diretora Geral da EGEO Solventes S.A

agradecimentos

No decorrer deste trabalho tive a oportunidade de me cruzar e de trabalhar com muitas pessoas a quem tenho de agradecer por toda a ajuda e atenção que me tenham dado.

Em primeiro lugar quero agradecer ao Prof. Doutor Carlos Silva, por toda a orientação, ajuda e incentivo que sempre me deu, e à Eng^a. Lina Raimundo, em representação da EGEO Solventes S.A., pela oportunidade de trabalhar com esta equipa excelente e pela disponibilidade que sempre teve para ajudar no decorrer do trabalho.

Quero agradecer também a todos os colaboradores da EGEO Solventes, S.A., que, de uma forma ou outra, contribuíram para a realização deste trabalho, e me acompanharam no terreno e ajudaram em tudo o que fosse preciso.

Aproveito para agradecer ao Professor Francisco Avelino da Silva, pela simpatia e boa disposição e por também me ter acompanhado na execução deste trabalho, sem a sua ajuda teria demorado mais tempo a conseguir acertar com estas simulações.

Gostaria de fazer um agradecimento muito especial à (Doutora) Maria Jorge Pratas. Ela foi quem me conduziu pelos trilhos que levaram à conclusão deste trabalho, literalmente. A ti te fico grato por todo o apoio e pela atenção que sempre me deste.

Tenho também de agradecer aos meus amigos, uma peça indispensável neste puzzle, que estiveram sempre comigo e que me apoiaram em tudo, e aos meus colegas do grupo EGICHEM, por sempre estarem dispostos a contribuir com ideias, sugestões e momentos de descontração, que também são necessários.

Por último, toda a minha gratidão vai para os meus pais e para o meu irmão, eles foram a força e a inspiração para não desistir e conseguir concluir mais uma fase da minha vida, a eles devo tudo aquilo que sou.

palavras-chave

Regeneração de solventes, condensadores, água de refrigeração, eficiência, projeto de equipamento

resumo

A EGEO Solventes S.A. é uma empresa com atividade na área da gestão de resíduos, focando-se na regeneração de solventes. Na unidade industrial da empresa recorre-se à destilação de misturas de solventes usados para obtenção do solvente regenerado. Esta operação exige água para o arrefecimento e condensação dos destilados das misturas de solventes, que, posteriormente, é arrefecida em torres de refrigeração instaladas na unidade.

Durante o tempo de operação da unidade foram identificados problemas na condensação dos solventes limpos, obrigando a que se ligassem dois condensadores em série para assegurar a condensação do vapor produzido na destilação e à necessidade de caudais maiores de utilidade fria. Outro dos problemas identificados foi a baixa eficiência das torres de refrigeração, uma vez que a diferença de temperaturas da água à entrada e à saída do equipamento é muito baixa.

Assim sendo, o objetivo principal deste trabalho é identificar as principais causas para a baixa eficiência dos equipamentos e propor alterações aos equipamentos ou soluções de melhoria do processo. Para diagnosticar estes problemas foram recolhidas amostras para determinação da composição do solvente limpo obtido e registadas as condições de operação para obtenção da mistura ECOSOLVE MET.

Recorrendo a metodologias de projeto determinou-se o fator de resistência do *fouling* no condensador C1 e seguidamente a geometria, a alocação de correntes e a orientação do condensador mais adequadas e concluiu-se que este está sujeito a uma forte acumulação de material nas paredes e que a melhor opção seria recorrer a um permutador horizontal com condensação na carcaça, mas aumentando o número de passagens da água nos tubos.

No que diz respeito à operação da torre de arrefecimento, determinou-se o caudal mínimo de ar para determinadas condições de operação e verificou-se que o caudal de ar alimentado à torre era superior ao mínimo determinado. Foram observadas diferenças quando comparadas as condições de operação experimentais com a performance da unidade usando oito enchimentos estruturados e aleatórios para os quais há dados na literatura

São também apresentadas alternativas de operação e o projeto de uma torre de arrefecimento de água, sustentada numa análise económica de todo o processo. As simulações foram realizadas com recurso ao AspenPlus®.

keywords

Solvent regeneration, condenser, cooling water, effectiveness, equipment design

abstract

EGEO Solventes, S.A. is a company operating in waste management, mainly in solvent regeneration. At its unit, the distillation is used to obtain regenerated solvents from used ones, but this process requires water to cool and condense this distillate and, afterwards, all this water is cooled in the cooling towers.

During its operation time, some issues related with the condensation of the regenerated solvent were identified, requiring another condenser to be connected in series so the condensation would be total instead of partial. The installation of one more condenser raised the utility usage. Regarding the cooling towers, issues related with the low effectiveness were identified since the difference between the inlet and the outlet temperature is too low.

The main goal of this project is the identification of the main causes of the equipment's low effectiveness and come up with solutions or alternatives to improve the process. To do this, some ECOSOLVE MET's samples and operation conditions were acquired and characterized.

Using the equipment design calculations, the fouling factor was determined and was studied what would be the best geometry, allocation and orientation for the condenser, concluding that the this equipment were under big fouling rates and the best condensation would be achieved using a horizontal condenser with water in the tube-side, but increasing the number of passages in the tubes.

For the cooling towers, the minimum air flow for the given operation conditions was determined and it was observed that the inlet air flow is bigger than the minimum determined but there were identified some differences when compared with other eight packing materials with known data from the literature.

Also in this project were presented alternatives for the operation conditions and a new cooling tower was designed, based in a economical evaluation of the entire process. AspenPlus[®] was used to simulate the process.

Índice

Índice de Figuras	xv
Índice de Tabelas.....	xvii
Abreviaturas e Nomenclatura.....	xix
Alfabeto grego	xx
Índices e expoentes.....	xx
Motivação e Estrutura da Tese.....	xxi
Capítulo I – Contextualização	1
I.1 - EGEO Solventes S.A. – História e Enquadramento	3
I.2 - O Processo e Produtos	5
I.2.1 - Receção, Triagem e Armazenamento	6
I.2.2 - Operação de Recuperação.....	6
I.2.3 - Produtos e sua Expedição	7
I.3 - Circuito da Água de Refrigeração.....	8
I.4 - Enquadramento do Problema no Contexto Empresarial	9
Capítulo II - Revisão Bibliográfica	11
II.1 - Permutadores de Calor.....	13
II.1.1 - Influência do Coeficiente de Sujidade.....	15
II.2 - Projeto de Permutadores de Calor: Considerações Preliminares.....	16
II.2.1 - Alocação de Fluidos	16
II.3 - Torres de Arrefecimento.....	17
II.3.1 - Equação de Projeto de Torres de Arrefecimento.....	19
Capítulo III - Análise do Circuito da Água de Refrigeração.....	23
III.1 - Análise aos Condensadores	25
III.1.1 - Determinação do fator de <i>fouling</i> no condensador C1 na condensação do solvente ..	25
III.1.2 - Avaliação da alocação de fluidos e da orientação do permutador	28
III.2 - Análise às Torres de Arrefecimento	31

III.2.1 - Determinação do caudal mínimo de ar e do coeficiente global de transferência de massa da fase gasosa	31
III.2.2 - Comparação das condições obtidas para diferentes enchimentos	35
Capítulo IV - Estudo Integrado da Unidade de Refrigeração.....	39
IV.1 - Integração do Circuito Fechado da Água de Refrigeração.....	40
Capítulo V - Propostas de Alteração e Projeto	43
V.1 - Alteração das Condições de Operação	45
V.2 - Projeto da Torre de Arrefecimento	49
Capítulo IV - Conclusões e Recomendações.....	53
Bibliografia.....	57
ANEXOS.....	61
Anexo A - Exemplos de Cálculo	63
A.1 - Determinação da potência de arrefecimento e caudal de água de arrefecimento e coeficiente global de transferência de calor experimentais.	63
A.2 - Coeficiente global de transferência de calor <i>limpo</i> e determinação do fator de sujidade (<i>fouling</i>).....	64
A.3 - Determinação das perdas de carga na carcaça e nos tubos do permutador	65
A.4 - Determinação do caudal mínimo de ar na torre de arrefecimento.....	68
A.5 - Determinação do coeficiente global de transferência de massa para o caudal de ar alimentado à torre.....	68
Anexo B – Relações Psicrométricas e Carta Psicrométrica.....	70
Anexo C – Desenhos de projeto dos condensadores	73
C.1 – Condensador C1.....	73
C.2 – Condensador C3.....	74

Índice de Figuras

Figura 1: Linha cronológica das principais datas da história do Grupo EGEO	3
Figura 2: Enquadramento da EGEO Solventes S.A. no Grupo EGEO	4
Figura 3: Diagrama simplificado do processo de receção, triagem, armazenamento, recuperação e expedição de solventes da EGEO Solventes S.A.	5
Figura 4: Diagrama de blocos do circuito de arrefecimento da unidade de regeneração de solventes da EGEO Solventes, S.A.	8
Figura 5: Representação simplificada de um permutador de calor com uma passagem na carcaça e com o fluido frio a circular no interior dos tubos e o fluido quente na carcaça [5].....	13
Figura 6: Perfil de temperaturas que se pode observar num permutador de calor com acumulação de material indesejado nas paredes [8]	14
Figura 7: Torres de arrefecimento: de circulação natural [(a) e (b)]; e circulação forçada [(c) a (f)] [15].....	18
Figura 8: a. Queda de pressão em torres de enchimento de selas Intalox de 1 polegada para o sistema ar-água [18]; b. Identificação de carga (<i>loading point</i>) e do ponto de inundação (<i>flooding point</i>) nos gráficos de queda de pressão [19]	20
Figura 9: Diagrama de perda de carga generalizado de Leva [18].....	22
Figura 10: a. Fator de correção da densidade do líquido; b. Fator de correção da viscosidade do líquido [18].....	22
Figura 11: Torres de refrigeração para arrefecimento de água da unidade de regeneração de solventes da EGEO Solventes S.A.	31
Figura 12: Enchimento das torres de refrigeração de água da unidade de regeneração de solventes da EGEO Solventes S.A.	32
Figura 13: Representação das condições de operação e da linha de equilíbrio.....	33
Figura 14: Representação das linhas de operação usando o caudal mínimo de ar e caudal real de ar	34
Figura 15: Diagrama da operação de arrefecimento no AspenPlus®	35
Figura 16: Dispersores de líquido, colocados no topo das torres de refrigeração da EGEO Solventes S.A.	37
Figura 17: Diagrama da unidade de refrigeração da EGEO Solventes S.A. reproduzido com recurso ao AspenPlus® V8.4	40
Figura 18: Custos de operação anuais dos equipamentos e custo de operação anual total	46
Figura 19: Custos de operação anuais quando os condensadores se encontram ligados em série ...	47

Figura 20: Custos de operação anuais quando os condensadores se encontram ligados em paralelo	47
Figura 21: Custos de equipamento e de operação e custos totais anuais.....	50
Figura 22: Determinação dos custos anuais de produção que minimizam os custos anuais ligando os condensadores em série	51
Figura 23: Determinação dos custos anuais de produção que minimizam os custos anuais ligando os condensadores em paralelo.....	52
Figura 24: Fator de fricção na carcaça em função do regime de escoamento e do <i>cut</i> das chicanas do permutador	66
Figura 25: Fator de fricção nos tubos em função do regime do escoamento	67
Figura 26: Exemplo de carta psicrométrica para o sistema ar-água à pressão atmosférica.....	72
Figura 27: Desenho de projeto do condensador C1.....	73
Figura 28: Desenho de projeto do condensador C3.....	74

Índice de Tabelas

Tabela 1: Lista de produtos recuperados sem retorno comercializados pela EGEO Solventes, S.A. com a marca ECOSOLVE e quais as suas principais aplicações [3]	7
Tabela 2: Condições de operação para a mistura de metanol no condensador C1	25
Tabela 3: Características do condensador C1.....	26
Tabela 4: Fatores de resistência do <i>fouling</i> propostos pela TEMA - <i>Tubular Exchanger Manufacturers Association</i> [20].....	27
Tabela 5: Coeficientes de transferência de calor globais e peliculares considerando diferentes configurações	28
Tabela 6: Queda de pressão no tubo(ΔPt) e na carcaça (ΔPs) para condensação nos tubos ou na carcaça em permutadores verticais e horizontais	29
Tabela 7: Condições de operação e dimensões da torre TR3 registadas na auditoria energética.....	32
Tabela 8: Condições de operação no topo (2) e na base (1) da torre.....	33
Tabela 9: Caraterísticas dos enchimentos usados no estudo	36
Tabela 10: Resultados do estudo para diferentes tipos de enchimento estruturado e aleatório, para as mesmas condições de entrada da corrente líquida e da corrente gasosa	36
Tabela 11: Diâmetro de torre necessário para fazer o arrefecimento para cada um dos enchimentos	37
Tabela 12: Resultados experimentais e resultados obtidos na simulação para as correntes do processo.....	41
Tabela 13: Resultados experimentais e resultados obtidos na simulação alimentando um caudal de ar de 70000 kg/h à torre de refrigeração	41
Tabela 14: Condições de operação das correntes do processo em função caudal de ar na torre de refrigeração; caudal mínimo de ar requerido para a operação	45
Tabela 15: Custos de operação anuais dos equipamentos e custo de operação anual total.....	46
Tabela 16: Condições de operação que minimizam os custos de funcionamento anuais nos casos apresentados	48
Tabela 17: Especificações de projeto e caudal mínimo para o arrefecimento.....	49
Tabela 18: Custos de equipamento e de operação e custos totais anuais	50
Tabela 19: Condições da corrente de água para os condensadores em série ou em paralelo e caudal de ar que minimiza os custos de operação	51
Tabela 20: Principais propriedades usadas no estudo da operação de humificação/desumificação de ar.....	70

Abreviaturas e Nomenclatura

A	Área de permuta de calor do condensador	m^2
a	Área específica de transferência de massa e de calor do enchimento	m^2/m^3
C	Comprimento	m
C_p	Capacidade calorífica a pressão constante	$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$
d_i	Diâmetro interno	m
d_o	Diâmetro externo	m
D_T	Diâmetro da torre	m
E	Largura da torre	m
f	Fator de inundação do enchimento	adimensional
F_p	Fator de enchimento	adimensional
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
H	Entalpia	kJ/kg
h_f	Fator de sujidade(<i>fouling</i>)	$m^2^\circ\text{C}/\text{W}$
h_i	Coefficiente de transferência de calor pelicular interno	$\text{W}/m^2^\circ\text{C}$
h_{id}	Coefficiente de sujidade interno	$\text{W}/m^2^\circ\text{C}$
h_L	Retenção de líquido na torre	m^3/m^3
h_o	Coefficiente de transferência de calor pelicular externo	$\text{W}/m^2^\circ\text{C}$
h_{od}	Coefficiente de sujidade externo	$\text{W}/m^2^\circ\text{C}$
H_{OG}	Altura da unidade global de transferência de massa da fase gasosa	m
H_V	Entalpia da corrente gasosa	kJ/kg
H_{V_1}	Entalpia da corrente gasosa na base da torre	kJ/kg
H_{V_2}	Entalpia da corrente gasosa no topo da torre	kJ/kg
k_w	Condutividade térmica do material da parede do condensador	$\text{W}/m^\circ\text{C}$
K_y	Coefficiente global de transferência de massa da fase gasosa	$\text{W}/m^2^\circ\text{C}$
L	Caudal mássico da corrente líquida na torre de arrefecimento	kg/h
m	Caudal mássico	kg/h
M	Massa molar	g/mol
N_{OG}	Número de unidades globais de transferência de massa da fase gasosa	adimensional
N_{pass}	Número de passagens da corrente de água nos tubos	adimensional
N_{tubos}	Número de tubos	adimensional
P	Pressão	bar
p_t	<i>Pitch</i> – Distância entre o centro de tubos adjacentes no condensador	m
\dot{Q}	Potência de transferência de calor	kW
Q_V	Caudal volumétrico	m^3/h
S	Área da secção reta	m^2
T	Temperatura	$^\circ\text{C}$
T_{bh}	Temperatura de termómetro húmido	$^\circ\text{C}$
T_g	Temperatura de termómetro seco	$^\circ\text{C}$
T_{L_1}	Temperatura da corrente líquida na cauda da torre de humificação	$^\circ\text{C}$
T_{L_2}	Temperatura da corrente líquida no topo da torre de humificação	$^\circ\text{C}$

T_{V_1}	Temperatura da corrente gasosa na cauda da torre de humidificação	°C
T_{V_2}	Temperatura da corrente gasosa no topo da torre de humidificação	°C
U	Coefficiente global de transferência de calor	W/m ² °C
U_{clean}	Coefficiente global de transferência de calor do permutador nas condições originais (limpo)	W/m ² °C
U_{exp}	Coefficiente global de transferência de calor experimental	W/m ² °C
$U_{projeto}$	Coefficiente global de transferência de calor determinado usando metodologias de projeto de equipamentos	W/m ² °C
u_V	Velocidade superficial do gás na torre de arrefecimento	m/s
V	Caudal mássico da corrente gasosa na torre de arrefecimento	kg/h
z	Altura da torre de arrefecimento	m

Alfabeto grego

ΔT_{LM}	Média logarítmica da diferença de temperaturas no permutador	°C
ΔH	Varição de entalpia	kJ/kg
ΔH_{cond}	Entalpia de condensação	kJ/kg
ΔP	Perda de carga	kPa
ΔP_s	Perda de carga na carcaça	kPa
ΔP_t	Perda de carga nos tubos	kPa
ρ	Densidade da água	kg/m ³
ε	Espessura dos tubos	m

Índices e expoentes

1	Condição na base da torre de arrefecimento
2	Condição no topo da torre de arrefecimento
<i>bh</i>	Referente à temperatura de termómetro húmido
<i>g</i>	Referente à temperatura de termómetro seco
<i>in</i>	Condição à entrada
<i>L</i>	Fase líquida
<i>out</i>	Condição à saída
<i>V</i>	Fase gasosa
<i>w</i>	Condição à temperatura da parede

Motivação e Estrutura da Tese

A EGEO Solventes S.A. é uma empresa do setor da gestão de resíduos que tem como principal atividade o armazenamento temporário de resíduos industriais e a regeneração de solventes.

Na sua atividade de regeneração/recuperação de solventes orgânicos usados, a EGEO Solventes S.A. recorre à destilação descontínua a sob vácuo para tratar os solventes que recebe, designados de solventes sujos. Uma vez que a destilação é a principal operação usada para a obtenção do solvente *limpo*, a unidade está sempre dependente da disponibilidade de utilidade fria para fazer a condensação do solvente destilado. Por forma a minimizar os custos processuais associados ao uso de água nos condensadores a empresa, possui torres de humidificação para fazer o arrefecimento da água dos condensadores para assim poder ser usada ciclicamente na unidade

No entanto, ao longo do tempo, têm-se vindo a registar perdas de eficiência dos equipamentos instalados. Focando-se nesta temática, esta tese pretende estudar o processo produtivo da EGEO Solventes S.A. por forma a identificar as potenciais causas para estas perdas de eficiência e possíveis oportunidades de melhoria do processo. Assim sendo, os objetivos que foram definidos são:

- Estudar, de forma integrada, a unidade de arrefecimento de água da EGEO Solventes S.A.;
- Diagnosticar o funcionamento desta unidade, visando a sua correção e otimização;
- Elaborar uma proposta de projeto e de condições de funcionamento adequadas.

O estudo realizado encontra-se compilado nesta tese, dividindo em seis capítulos. No Capítulo I é feita uma contextualização do problema da empresa e do funcionamento da unidade. O Capítulo II apresenta o estado da arte enquadrado no tema da tese. No Capítulo III encontra-se o procedimento e as análises feitas aos resultados obtidos nos estudos feitos aos equipamentos da unidade. O Capítulo IV contém o estudo integrado da unidade e respetiva simulação e o Capítulo V aborda algumas propostas de melhoria e alteração. Por fim, no Capítulo VI são apresentadas as principais conclusões e recomendações decorrentes da dissertação.

Capítulo I – Contextualização

Neste capítulo é apresentada uma contextualização ao tema da dissertação, começando por uma breve história do grupo de empresas onde se insere a EGEO Solventes S.A., explicando o processo de regeneração adotado e passando, posteriormente, a uma breve introdução sobre o circuito da água de refrigeração da unidade e o enquadramento do problema a ser estudado.

I.1 - EGEO Solventes S.A. – História e Enquadramento

A EGEO Solventes S.A. é um Operador de Gestão de Resíduos certificado de acordo com as normas Qualidade (NP EN ISO 9001:2008), Ambiente (NP EN ISO 14001:2004) e Segurança e Saúde (OSHAS 18001:2007) que foca a sua atividade na recuperação/regeneração de solventes (correspondente à operação de Valorização de Resíduos R2, de acordo com o decreto lei n.º 73/2011 de 17 de Junho) e no armazenamento temporário de resíduos perigosos e não perigosos (correspondente à operação de Gestão de Resíduos D15 e R13, de acordo com o decreto lei n.º 73/2011 de 17 de Junho) [1].

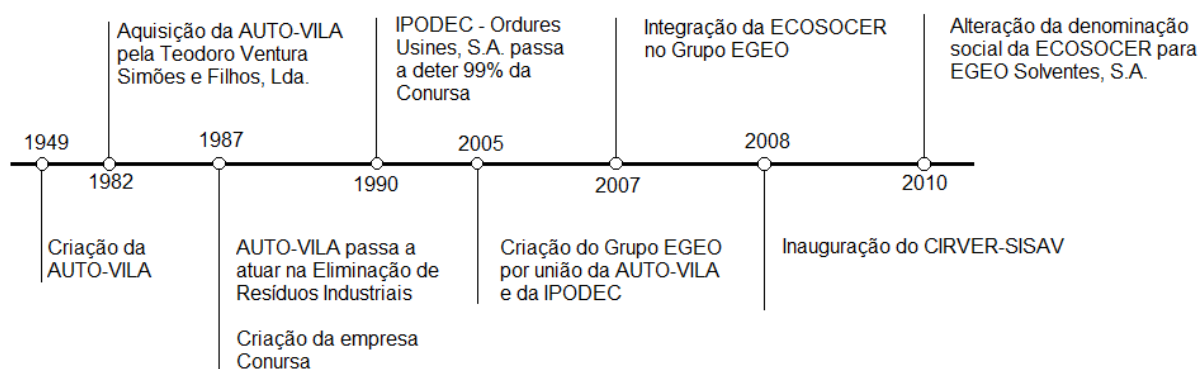


Figura 1: Linha cronológica das principais datas da história do Grupo EGEO

A EGEO Solventes S.A tem as suas instalações industriais localizadas em Pombal e é uma empresa pertencente ao Grupo EGEO SGPS. A atual estrutura do Grupo EGEO resultou da união das duas principais sociedades operacionais, a IPODEC e a AUTO-VILA, duas das principais empresas portuguesas a atuar na área da gestão de resíduos, e que, em 2007, passou a integrar a Ecosocer – Gestão e Recuperação de Solventes e Resíduos, Lda., a única empresa em Portugal com uma unidade autorizada para realizar operações de regeneração de solventes. Em 2010 o Grupo EGEO altera a designação da Ecosocer – Gestão e Recuperação de Solventes e Resíduos, Lda. para EGEO Solventes, S.A. A figura 1 apresenta a cronologia dos principais acontecimentos e reformulações no Grupo EGEO até à atualidade [1].

No seio do Grupo EGEO, a EGEO Solventes S.A. é detida pela EGEO SGPS, que por outro lado detém parte da EGEO Tecnologia e Ambiente, que detém o CIRVER-SISAV. O enquadramento da EGEO Solventes S.A. na organização do grupo pode ser acompanhado pela figura 2 [1].



Figura 2: Enquadramento da Egeo Solventes S.A. no Grupo Egeo

I.2 - O Processo e Produtos

Nas instalações da EGEO Solventes S.A. os resíduos tratados são essencialmente misturas de solventes que têm origens nas mais diversas áreas da indústria química, desde a área dos vernizes e tintas até aos resíduos das indústrias farmacêutica e automóvel. O principal objetivo das operações de recuperação realizadas nas instalações é a remoção do resíduo sólido (“*slurry*”) e a redução do teor de água, uma vez que os resíduos têm uma grande quantidade de água [2].

Apesar da grande variedade de solventes que são recebidos, a sua aceitação está sujeita a um procedimento pré-estabelecido que é cumprido com rigor. O cliente apresenta uma amostra do solvente a recuperar de maneira a que, em laboratório, seja possível prever o comportamento e o rendimento do solvente no processo de destilação. Caso seja determinada a aceitação do solvente sujo, o processamento deste fica sujeito a um processo típico de receção, triagem, armazenamento, recuperação e expedição, como ilustra na figura 3 [3].



Figura 3: Diagrama simplificado do processo de receção, triagem, armazenamento, recuperação e expedição de solventes da EGEO Solventes S.A.

I.2.1 - Recepção, Triagem e Armazenamento

Aquando da recepção do solvente sujo, procede-se a uma triagem, que consiste na análise do solvente para determinar se este se encontra dentro das especificações que foram acordadas entre a EGEO Solventes e o cliente. Depois desta análise, e caso se confirme a aceitação do solvente, este pode ter duas denominações consoante a possibilidade de ser ou não recuperado:

- Resíduo não recuperável, caso não seja possível recuperar o solvente e nesta situação será encaminhado para uma unidade de tratamento autorizada.
- Resíduo recuperável, caso o solvente possa ser sujeito às operações de recuperação e, como tal, será armazenado nos tanques de solvente sujo ou em contentores para volumes menores, até ser iniciada a recuperação.

Como o mercado da EGEO Solventes, S.A. é determinado pelo consumidor, um solvente sujo só entra no processo de recuperação quando existe uma encomenda ou pedido de retorno por parte dos clientes.

I.2.2 - Operação de Recuperação

A operação de recuperação usada nas instalações da EGEO Solventes S.A. é a destilação descontínua sob vácuo, sendo que, para esse efeito, existem 3 colunas de destilação (duas colunas de destilação simples e uma outra de destilação fracionada). Nas colunas de destilação simples são processados todos os tipos de solventes sujos de forma a remover o resíduo sólido (“*slurry*”) e reduzir os teores de água e de cor enquanto na coluna de fracionamento não são introduzidos solventes sujos com pigmentos e resíduo sólido.

As colunas simples são constituídas, cada uma delas, por um ebulidor, com agitador mecânico, é encamisado para o aquecimento e vaporização da mistura usando vapor saturado proveniente da caldeira a 180°C a 10 bar e por dois condensadores de carcaça e tubos ligados em série usando água de arrefecimento proveniente das torres de arrefecimento. A coluna de fracionamento é constituída por um ebulidor com uma serpentina interna para aquecimento e vaporização da mistura, usando vapor saturado, e por um condensador de carcaça e tubos.

O processo de recuperação do solvente inicia-se bombeando o solvente sujo dos tanques de armazenamento para o ebulidor e alimentando o vapor saturado à serpentina da coluna de fracionamento ou à camisa dos ebulidores das colunas simples. O solvente evapora e sobe ao longo da coluna para depois condensar nos permutadores no topo das colunas. No ebulidor fica o resíduo que não evaporou que depois é enviado para uma unidade de tratamento autorizada, preferencialmente o SISAV.

I.2.3 - Produtos e sua Expedição

Depois de obtido o solvente recuperado, denominado de solvente limpo, e depois de ser analisado para confirmar se cumpre os requisitos do cliente, é armazenado nos tanques de solvente limpo ou em contentores de menor volume no parque de solventes limpos até serem expedidos.

O solvente limpo, dependendo do seu destino final, pode ser classificado como:

- *Produto com retorno*: solvente que depois de recuperado ainda tem valor ou aplicabilidade e é devolvido ao cliente que o entregou para recuperação;
- *Produto sem retorno*: solvente que, depois de recuperado, já não apresenta interesse para o cliente e então é comercializado pela EGEO Solventes S.A. para diferentes aplicações sob a denominação de ECOSOLVE que podem ser observadas na tabela 1.

Tabela 1: Lista de produtos recuperados sem retorno comercializados pela EGEO Solventes, S.A. com a marca ECOSOLVE e quais as suas principais aplicações [3]

Produtos recuperados sem retorno	Aplicação
ECOSOLVE 01	Diluyente universal de limpeza
ECOSOLVE 01B	Diluyente universal de limpeza
ECOSOLVE 02	Diluyente sintético de limpeza
ECOSOLVE ACE	Diluyente, tintas, esmaltes e vernizes
ECOSOLVE ACI	Tintas gráficas, <i>toners</i>
ECOSOLVE IPA	Limpezas elétricas e gráficas
ECOSOLVE MET	Diluyente, tintas
ECOSOLVE MEK	Tintas, vernizes, colas e resinas
ECOSOLVE MEG	Anticongelante
ECOSOLVE ETAC	Diluyente e limpezas industriais
ECOSOLVE TRI	Desengordurante, solvente
ECOSOLVE PER	Desengordurante, limpeza a seco
ECOSOLVE MCL	Desengordurante, lacas e vernizes
ECOSOLVE 07C	Borrachas, tintas e adesivos
ECOSOLVE DI1	Desengordurante industrial
ECOSOLVE MIBK	Diluyente limpeza, tintas
ECOSOLVE MA	Tintas e plastificantes
ECOSOLVE MEAC	Esmaltes, colas e adesivos

I.3 - Circuito da Água de Refrigeração

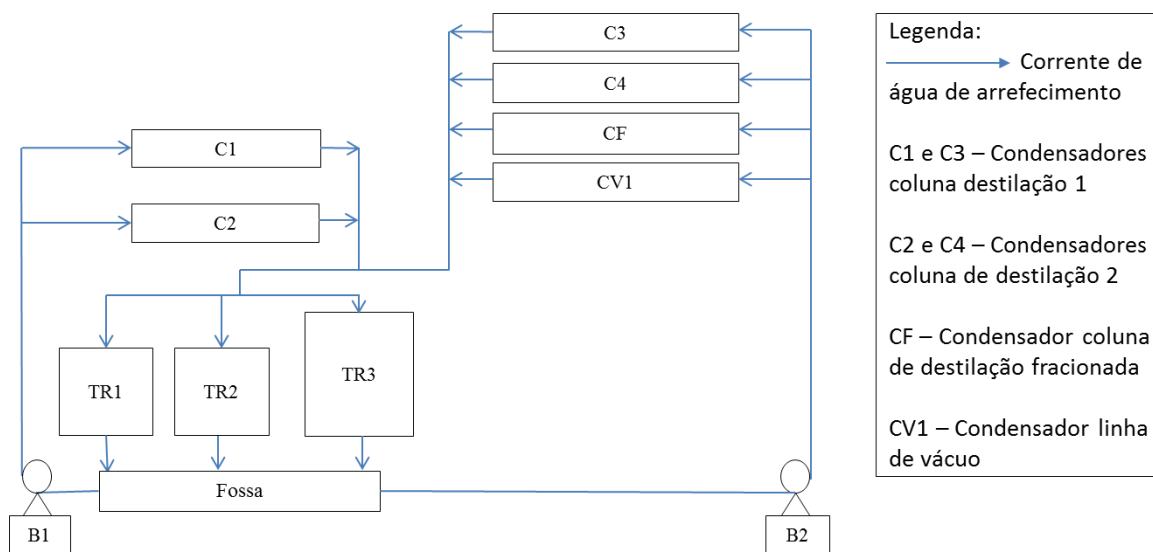


Figura 4: Diagrama de blocos do circuito de arrefecimento da unidade de regeneração de solventes da EGEO Solventes, S.A.

A condensação do vapor gerado nos ebulidores dá-se nos permutadores de calor existentes no topo de cada coluna onde circula um fluido frio, neste caso água, e permite obter o destilado para ser posteriormente armazenado no estado líquido.

A unidade comporta, como se pode observar pelo diagrama que está representado na figura 4, seis condensadores de carcaça e tubos (um condensador para a coluna de fracionamento, CF, quatro condensadores para as colunas simples, C1 a C4, para garantir a total condensação do solvente, e um associado às bombas de vácuo, CV1, para redução de perdas de solvente pelas emissões de vácuo), três torres de arrefecimento, uma de maior capacidade (TR3) e duas menores de igual capacidade (TR1 e TR2), sendo que a de maior capacidade, por norma, é suficiente para arrefecer a corrente de água, e duas bombas para bombear a água de refrigeração das torres aos condensadores (B1 e B2).

Nas torres de humidificação, a água que chega ao topo da torre a uma temperatura mais elevada é arrefecida por contacto com o ar que entra seco ou com um teor de humidade baixo e deixa a torre total ou parcialmente saturado em água. A água é recolhida numa fossa e é depois bombeada e utilizada nos permutadores da unidade.

1.4 - Enquadramento do Problema no Contexto Empresarial

Uma vez que a viabilidade deste processo reside na recuperação máxima possível do solvente, e sendo a condensação uma operação com grandes perdas de solvente recuperado na forma de vapor através das bombas de vácuo, devido à baixa eficiência da condensação, a EGEO Solventes S.A. implementou como medida defensiva a colocação de dois permutadores de calor em série no topo de cada coluna simples para garantir um total aproveitamento do solvente recuperado.

A aplicação de mais 2 permutadores implica, não só, gastos em equipamentos, mas também custos de operação como maior quantidade de utilidade fria a utilizar e custos de manutenção e, por isso, é de interesse para a empresa fazer uma análise a esta parte do processo.

Ainda em 2014, a empresa foi sujeita a uma auditoria energética onde, entre outros pontos, foram detetados problemas na eficiência das torres de arrefecimento. No momento da auditoria, apenas a torre de maior capacidade se encontrava a operar pelo que a entidade auditora sugeriu a colocação de uma das torres mais pequenas visto ter capacidade para satisfazer as necessidades energéticas da unidade.

A refrigeração da unidade recorrendo à torre de menor capacidade não foi possível uma vez que o solvente nos permutadores não condensava e a torre não conseguia fazer o arrefecimento da água. Como tal, foi proposto que também fosse feita uma análise à refrigeração da água. Como os permutadores de calor e as torres de arrefecimento estão incluídos no mesmo sistema, no decorrer deste trabalho vai proceder-se à análise dos equipamentos do circuito da água de refrigeração de toda a unidade. Assim, os objetivos para este trabalho são:

- Estudar, de forma integrada, a unidade de arrefecimento de água da EGEO Solventes S.A.;
- Diagnosticar o funcionamento desta unidade, visando a sua correção e otimização;
- Elaborar uma proposta de projeto e de condições de funcionamento adequadas.

Capítulo II - Revisão Bibliográfica

Neste capítulo são apresentados os fundamentos teóricos do trabalho desenvolvido neste projeto. São sobretudo conceitos sobre transferência de massa e calor, mais concretamente em operações de aquecimento e de arrefecimento de correntes processuais. São abordados também conceitos relativos a problemas que influenciam o funcionamento dos equipamentos e as metodologias de projeto usadas para cada tipo de equipamento.

II.1 - Permutadores de Calor

Com técnicas de projeto e construção bem conhecidas e bastante desenvolvidas, os permutadores de carcaça e tubos são os equipamentos de transferência de calor mais comumente usados na indústria uma vez que possuem uma grande área de permuta de calor num pequeno volume [4]. Os condensadores que se encontram instalados na unidade são todos eles condensadores de carcaça e tubos, horizontais, com a água de refrigeração a passar no interior dos tubos e a condensação do vapor na carcaça.

Num permutador de calor de carcaça e tubos temos tipicamente dois fluidos em contracorrente em que um deles passa na carcaça e outro no interior dos tubos que se encontram dispostos paralelamente em feixe no interior da carcaça. Este arranjo pode passar por passagens simples dos fluidos na carcaça e nos tubos até múltiplas passagens, tanto na carcaça como nos tubos. Na figura 5 pode ver-se uma representação esquemática da disposição das correntes num permutador de calor [5]. Outro elemento muito frequente nos permutadores de carcaça e tubos é a presença de chicanas na carcaça para aumentar o coeficiente de transferência de calor por convecção na carcaça por indução de turbulência no fluido [6].

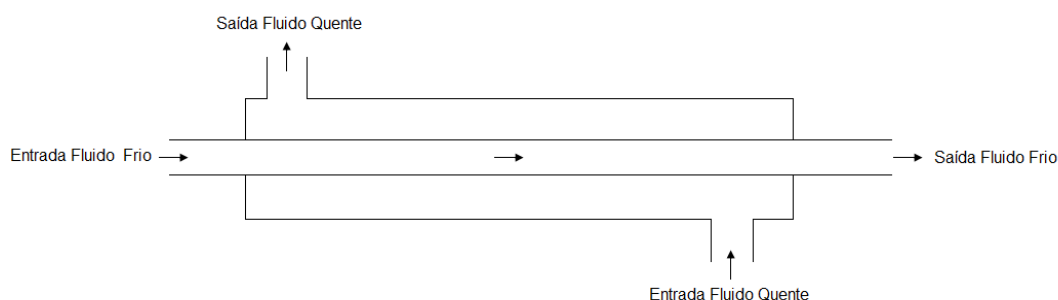


Figura 5: Representação simplificada de um permutador de calor com uma passagem na carcaça e com o fluido frio a circular no interior dos tubos e o fluido quente na carcaça [5]

A transferência de calor através de uma superfície é conduzida pelo gradiente de temperaturas, do fluido mais quente para o fluido mais frio, e é descrita pela equação 1, onde o coeficiente global de transferência de calor (U) é obtido considerando a condução térmica na parede e os coeficientes de transferência de calor no filme, no interior e no exterior dos tubos, e podem ser calculados recorrendo às propriedades dos fluidos que circulam no permutador e às condições processuais para então calcular o coeficiente global de transferência de calor pela equação 2 [7].

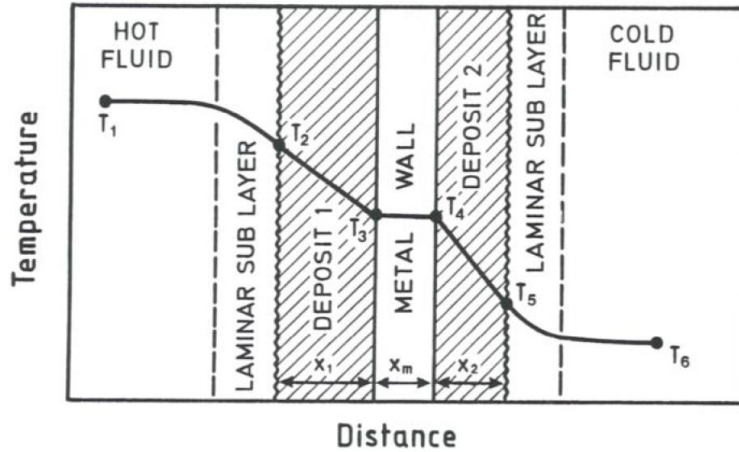


Figura 6: Perfil de temperaturas que se pode observar num permutador de calor com acumulação de material indesejado nas paredes [8]

Na realidade, num processo deste tipo, e como está esquematizado na figura 6, a força diretriz tem que ser suficiente para assegurar o fluxo de calor pelas “barreiras” impostas, não só pela parede e pelo filme de fluido que se cria em torno da parede de ambos os lados, mas também pela sujidade, muito comum neste tipo de processos industriais, que se acumula nas paredes dos tubos. [6] Assim, a transferência de calor através de superfícies descrita pela equação 2 passa a escrever-se na forma da expressão apresentada na equação 3, onde h_o e h_i representam os coeficientes de transferência de calor no filme externo e interno respetivamente, h_{od} e h_{id} o coeficiente de *fouling* externo e interno, respetivamente, k_w a capacidade térmica da parede, d_o o diâmetro externo da parede e d_i o diâmetro interno. [4]

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad (1)$$

$$\frac{1}{U_{limpo}} = \frac{1}{h_o} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} \quad (2)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} \quad (3)$$

Sendo o cálculo de U uma combinação das resistências à transferência de calor na parede, no filme e do *fouling*, é necessário ter em atenção qual é a resistência dominante, uma vez que uma pequena alteração nessa resistência pode traduzir-se numa variação do valor de U . Uma maneira de contrariar este efeito é aumentando a velocidade do fluido que circula no lado da resistência predominante [7].

II.1.1 - Influência do Coeficiente de Sujidade

O *fouling* é a acumulação de material indesejado nas paredes do permutador nas mais diferentes formas. Os fluidos que circulam no permutador podem ou não ter capacidade de dissolver esse depósito, mas, essa acumulação irá sempre afetar a eficiência do equipamento [9].

O material que se deposita nas paredes do permutador, normalmente, tem baixa condutividade térmica, afetando negativamente a transferência de calor e a eficiência do equipamento. Aquando do desenho deste tipo de equipamento, o projeto baseia-se em fatores de sujidade típicos, de forma a apresentar uma maior área para contrariar este efeito [10]. A escolha destes fatores é uma decisão económica onde o desenho ótimo resulta da ponderação do custo adicional despendido na aquisição de um permutador de maior dimensão em relação aos custos de operação e manutenção que essa maior área de permuta possibilita [4].

A presença de *fouling* nas paredes do permutador traduz-se, não só numa redução da eficiência que se reverte em custos energéticos, mas também em problemas de queda de pressão, uma vez que a presença de sujidade afeta o escoamento do fluido, provocando quedas de pressão nos tubos e na carcaça do permutador [8].

Não existe um modelo concreto que transcreva o *fouling* nos equipamentos uma vez que a ocorrência deste é resultante de vários mecanismos combinados. Podem ser eles:[9]

- *Fouling* por cristalização: resulta da precipitação e deposição de sais dissolvidos no vapor sobressaturado;
- *Fouling* particulado: por acumulação de partículas que estão em suspensão nos fluidos que circulam no permutador;
- *Fouling* por reação química: no caso de formação de depósito na superfície do permutador devido a reações químicas indesejadas que ocorrem na superfície do permutador (mas sem que intervenha na reação);
- *Fouling* por corrosão: que ocorre quando a própria superfície reage com as espécies químicas presentes nos fluidos que circulam no permutador;
- *Fouling* biológico: resultante de deposição e crescimento de macro e micro-organismos nas superfícies do permutador;
- *Fouling* por congelação: que ocorre por congelamento total ou parcial do líquido, formando um depósito sólido na superfície do permutador.

Do ponto de vista industrial, a atenuação da sujidade em equipamentos passa pela determinação e o controlo de variáveis que favorecem esse processo. Essas variáveis podem ser a velocidade do fluido, as temperaturas dos fluidos e da parede do equipamento, as propriedades dos fluidos ou a geometria do fluxo no permutador. Depois de identificado o tipo de sujidade e as variáveis a controlar é possível selecionar o método mais eficaz para diminuir a ação do *fouling* [9].

II.2 - Projeto de Permutadores de Calor: Considerações Preliminares

O tipo de permutador a usar, os materiais de construção, comprimento e diâmetro dos tubos e das carcaças, a alocação dos fluidos no permutador são as primeiras considerações a ter em conta no projeto de um permutador de calor.

No caso dos permutadores de carcaça e tubos, os tipos de permutadores mais comuns são horizontais com condensação no exterior dos tubos. No entanto, existem ainda mais três possibilidades:

- Horizontais com condensação no interior dos tubos;
- Verticais com condensação no exterior dos tubos;
- Verticais com condensação no interior dos tubos;

II.2.1 - Alocação de Fluidos

A alocação dos fluidos num condensador depende das considerações económicas que se baseiam nos custos dos materiais para a construção do permutador e nos custos de operação associados a perdas de carga e de utilização de utilidades.

Alcançar uma boa performance térmica a custos baixos é uma das principais preocupações a ter em conta no momento do projeto de permutadores de calor. Para isso, há algumas linhas orientadoras no que toca à alocação dos fluidos à carcaça ou aos tubos dos permutadores.

- Os fluidos com tendência a depositar-se nas paredes (*fouling*) devem passar nos tubos pois conseguem-se maiores velocidades e assim reduzir o *fouling*;
- O fluido mais quente deve passar nos tubos.
- Fluidos corrosivos devem ser alocados aos tubos, diminuindo os custos com as ligas e revestimentos resistentes á corrosão;
- Os fluidos a pressões mais elevadas devem ser colocados nos tubos uma vez que os tubos têm capacidade de suportar maiores pressões devido ao seu pequeno diâmetro e espessura. Se os fluidos de maior pressão tiverem, imperativamente, de ser colocados na carcaça, esta deve ter diâmetro menor mas mais longa;
- O fluido em que a queda de pressão permitida é limitada deve passar no interior dos tubos;
- Correntes de menor caudal devem passar na carcaça uma vez que, normalmente, é a configuração mais económica;
- A alocação de fluidos mais viscosos deve tomar em conta o regime do escoamento da corrente mais viscosa. Assim, o fluido mais viscoso deve ser colocado na carcaça, sendo que se atinja o regime turbulento. Caso contrário, o fluido de maior viscosidade deve passar nos tubos.

II.3 - Torres de Arrefecimento

Uma das preocupações a ter em conta num processo químico é a poluição térmica de aquíferos e de pontos de recolha de água devido à descarga de água quente, proveniente do processo, de volta à sua fonte. Em processos industriais como o usado na unidade de regeneração de solventes da EGEO Solventes S.A., a produção de calor no processo em grandes quantidades requer equipamentos que façam a dissipação desse calor nas correntes de água de arrefecimento antes que estas sejam enviadas para efluente. As torres de arrefecimento com enchimento são, por norma, a solução para esse fim uma vez que permitem dissipar o calor da corrente e fazer a recirculação desta corrente ao processo[11].

Nestes equipamentos é aplicada a teoria da transferência de massa e calor e estão envolvidos dois componentes e duas fases, uma líquida, normalmente água, e outra gasosa, não condensável, normalmente ar, que contém uma fração de vapor da fase líquida. Um dos principais objetivos destas operações é o arrefecimento de uma corrente de água, usando uma corrente de ar com baixa percentagem de humidade [12]. Este arrefecimento dá-se por transferência de calor entre as duas fases resultante da libertação de calor sensível e da absorção de calor latente necessário para a vaporização de parte da corrente líquida [13].

Nas torres de arrefecimento, a transferência de calor é acompanhada pela transferência de massa para o ar não-saturado a temperatura mais baixa, provocando um arrefecimento da água e um aumento da temperatura e da humidade do ar. Estas transferências de calor e massa de uma fase para outra é resultado da combinação da força diretriz provocada pela diferença de temperaturas e pela diferença de pressões de vapor no sistema [14].

Este tipo de equipamentos pode ser dividido em dois grandes grupos: torres de circulação natural (Fig. 7 (a) e (b)) ou torres de circulação forçada (Fig. 7 (c), (d), (e) e (f)). No caso dos equipamentos que se enquadram no primeiro grupo há uma dependência das condições do vento e do movimento natural do ar no exterior das torres, enquanto nos equipamentos que se enquadram no segundo grupo a circulação do ar no interior da torre é induzida por ventoinhas no topo ou na base das torres fazendo com que o ar circule no interior da torre em contracorrente ou corrente cruzada com a água [15].

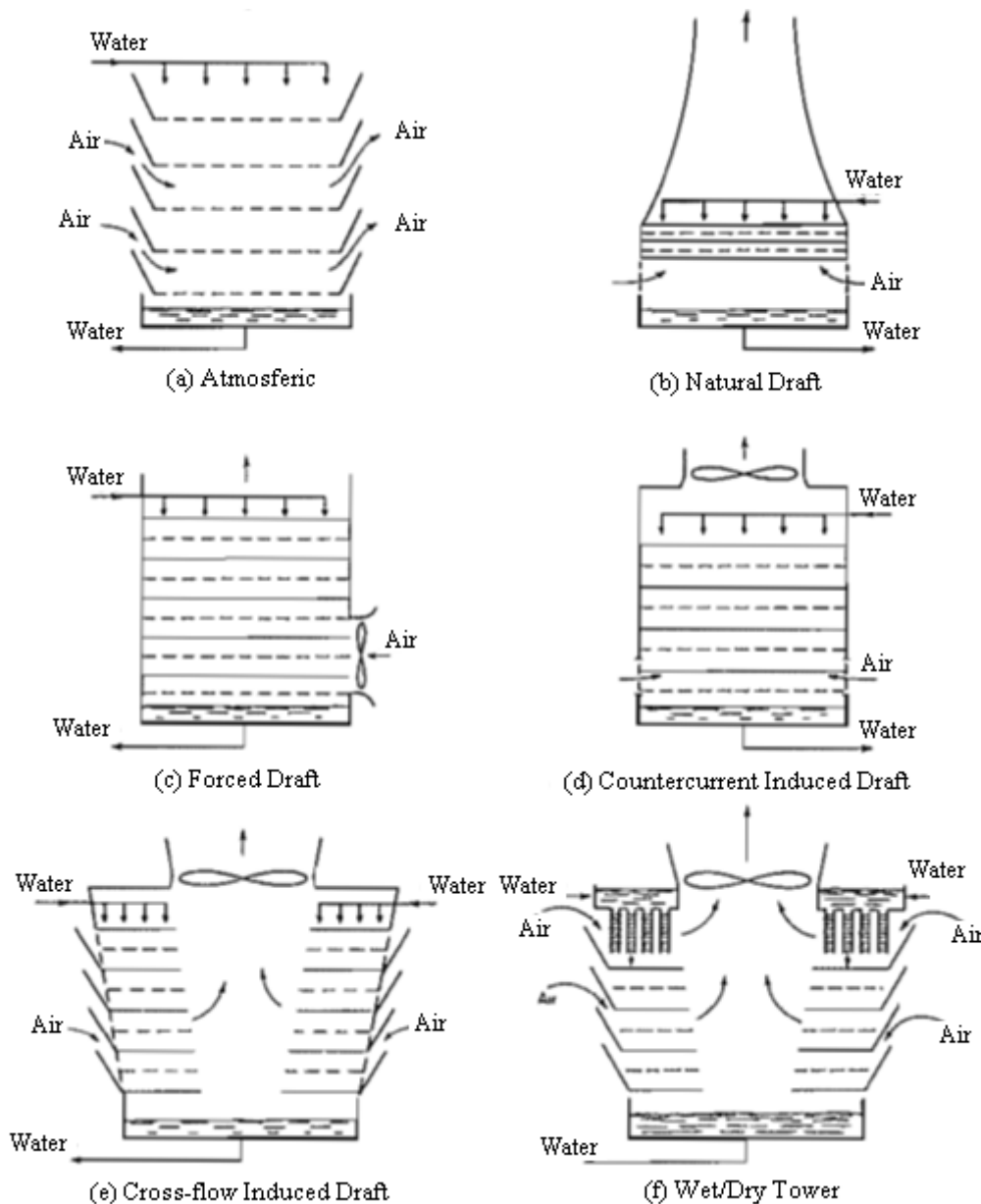


Figura 7: Torres de arrefecimento: de circulação natural [(a) e (b)]; e circulação forçada [(c) a (f)] [15]

Por forma a aumentar a área de contacto entre líquido e o gás, nas torres é usado um sistema de dispersão uniforme do líquido em gotas de pequeno diâmetro e são, normalmente, compostas por uma zona com enchimento ou chicanas [14]. Para além de proporcionar uma maior área de contato, este enchimento deve promover uma distribuição uniforme do líquido e do gás ao longo da torre e ter uma estrutura que não impeça o escoamento do gás no seu interior, provocando uma elevada perda de carga [16].

As misturas de vapor-gás usadas podem ser caracterizadas recorrendo a gráficos onde se representam as propriedades (como temperatura de saturação adiabática, humidade relativa, volume húmido, etc.) em função da temperatura. Estes gráficos são específicos para cada sistema de

componentes a uma pressão total fixa [12] e uma vez que o mais comum neste tipo de equipamentos é usar ar para arrefecer uma corrente de água, o sistema ar-água já está bem estudado e, desta forma, estas propriedades são amplamente conhecidas e muito usadas e, como tal, estão representadas sob a forma de gráficos denominados de cartas psicrométricas para um uso mais facilitado [15]. Pode ser encontrada no Anexo B uma carta psicrométrica tipicamente usada, sendo que estas podem estar representadas no sistema inglês de unidades, como é o caso, ou no sistema internacional de unidades.

II.3.1 - Equação de Projeto de Torres de Arrefecimento

Tomando como base as equações de balanço de massa e energia e de transferência de calor e massa para a torre e conhecendo as condições de entrada da corrente gasosa e de líquido, a altura do enchimento pode ser determinada por:

$$z = \frac{V'}{Sk_Y a} \int_{H_{V_2}}^{H_{V_1}} \frac{dH_V}{(H_i - H_V)} \quad (4)$$

Onde V' é o caudal de ar seco, S a área da secção reta da torre, k_Y o coeficiente de transferência de massa na fase gasosa, a a área superficial do enchimento, H_V a entalpia da corrente gasosa (no topo (2) e na base (1)), H_i a entalpia de saturação e z a altura da torre.

O arrefecimento de uma corrente de líquido, utilizando uma mistura de gás-vapor, pode ser traduzido por uma linha de operação, que une os pontos de operação representativos das condições medidas no topo e na base da coluna. Esta pode ser escrita na forma da equação 5, apresentada em baixo. A relação entre cada ponto dessa linha e a linha de equilíbrio da fase líquida com a fase gasosa é dada pela equação 6, denominada por linha de união.

$$\frac{LCp_L}{V'} = \frac{H_{V_2} - H_{V_1}}{T_{L_2} - T_{L_1}} \quad (5)$$

$$\frac{(H_V - H_i)}{T_L - T_i} = - \frac{h_L a}{k_Y a} \quad (6)$$

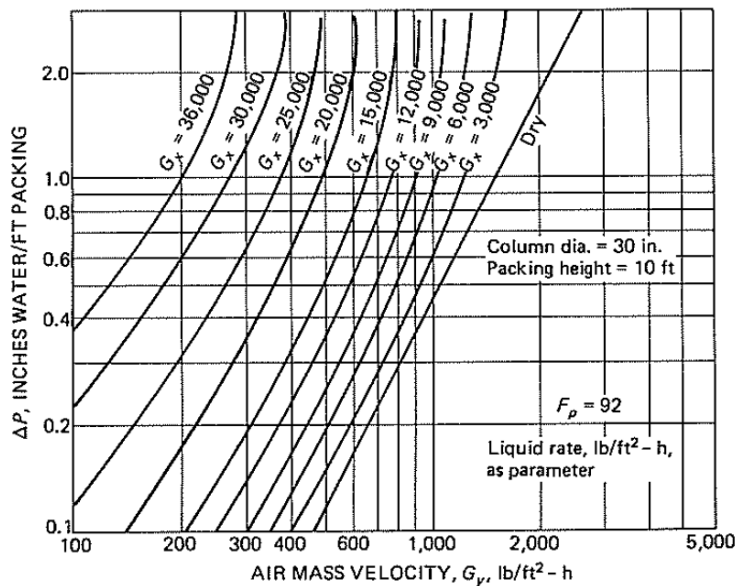
Nesta equação, L e V' são, respetivamente, o caudal de água e de ar seco, H_V a entalpia da corrente gasosa (no topo (2) e na base (1)), H_i a entalpia de saturação, T_L a temperatura da água (no topo (2) e na base (1)), T_i a temperatura de saturação, h_L o coeficiente de transferência de calor na fase líquida, k_Y o coeficiente de transferência de massa na fase gasosa e a a área superficial do enchimento.

Para cada tipo de enchimento, os coeficientes de transferência de massa podem ser determinado por uma série de correlações empíricas publicadas na literatura. Delas fazem parte, por exemplo, as correlações desenvolvidas por Billet e Schultes, que consistem num modelo

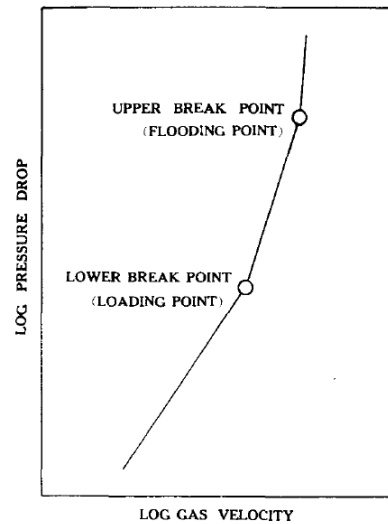
empírico para a determinação de coeficientes de transferência de massa para as fases líquida e gasosa que circulam em contracorrente e podem ser aplicadas a enchimentos com organização aleatória ou estruturada [17].

II.3.1.1 - Queda de pressão, retenção e inundação em torres de enchimento

Em torres de enchimento, a fricção entre fluidos reflete-se na queda de pressão ao longo da coluna. Esta aumenta com o aumento do caudal de ar que circula na coluna, que, por sua vez, está relacionado com a velocidade superficial do ar. Num sistema típico de ar-água usando um enchimento de selas Intalox de 1 polegada, a relação entre a queda de pressão e o caudal de ar para caudais de água constantes encontra-se registada na figura 8.a. Por observação desta figura vemos que a queda de pressão é sempre maior quando o enchimento está molhado e aumenta com o aumento do caudal de água, uma vez que o líquido passa a ser um impedimento para o escoamento do gás ao longo da torre. Para velocidades de gás maiores há um aumento da inclinação das linhas, logo uma maior queda de pressão associada, uma vez que o gás impede o fluxo do líquido na torre[18].



a.



b.

Figura 8: a. Queda de pressão em torres de enchimento de selas Intalox de 1 polegada para o sistema ar-água [18]; b. Identificação de carga (*loading point*) e do ponto de inundação (*flooding point*) nos gráficos de queda de pressão [19]

O impedimento da passagem do líquido provocado pelo gás provoca um aumento do *hold-up* de líquido na torre. Este ponto é perceptível na figura 9.a. (identificado esquematicamente na figura 8.b.) pela alteração da inclinação das linhas de queda de pressão. O ponto a partir do qual há esse aumento do *hold-up* de líquido chama-se de ponto de carga (*loading point*).

Se a velocidade do gás continuar a aumentar atinge-se o ponto de inundação (*flooding point*), que corresponde ao momento em que a fase líquida passa a ser a fase contínua e a torre facilmente se enche de líquido, inundando. Desta forma, a operação da torre tem de ser feita para caudais de gás correspondente a velocidades inferiores à do ponto de inundação para evitar o alagamento da torre, mas não tão afastado desse ponto de forma a ambas as fases poderem ser dispersas por todo o enchimento, maximizando a sua área de contato. A definição deste parâmetro deve ser feita tendo em conta que uma redução da velocidade do gás requer um aumento do diâmetro da torre, logo maiores custos de aquisição do equipamento, mas que, por outro lado, se reverte em quedas de pressão menores, proporcionando custos de operação mais baixos e condições de operação mais favoráveis [18].

No campo das colunas de enchimento, Sherwood, Shipley e Holloway propuseram uma correlação que permitia determinar a velocidade no ponto de inundação. No entanto, esta correlação era baseada em dados experimentais adquiridos usando enchimento de anéis de Raschig com diversos tamanhos. Como tal, outros autores propuseram outras correlações[19]. Em 1954, Leva propôs uma nova correlação que permite determinar, para um dado conjunto de caudais e propriedades dos fluidos e do enchimento, a velocidade superficial do gás ponto de inundação. A correlação de Leva relaciona as coordenadas X e Y que são definidas pelas equações 7 e 8, respetivamente, e que são graficamente para valores de queda de pressão constantes, como representado na figura 9, onde $f(\rho_L)$ e $f(\mu_L)$ são os fatores de correção da densidade e da viscosidade do líquido, que podem ser obtidos pelas figuras 10 a. e b., e o F_p é o fator de enchimento, que é característico de cada enchimento. Determinada a velocidade superficial do gás no ponto de inundação, o diâmetro da torre a operar para uma determinada fração (f) dessa velocidade é dada pela equação 9. Para esse diâmetro, a torre opera na zona de segurança evitando a inundação com líquido [18].

$$X = \frac{LM_L}{VM_V} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0,5} \quad (7)$$

$$Y = \frac{u_V^2 F_P}{g} \left(\frac{\rho_V}{\rho_{H_2O(L)}}\right) f(\rho_L) f(\mu_L) \quad (8)$$

$$D_T = \left(\frac{4VM_V}{f u_V \pi \rho_V}\right)^{0,5} \quad (9)$$

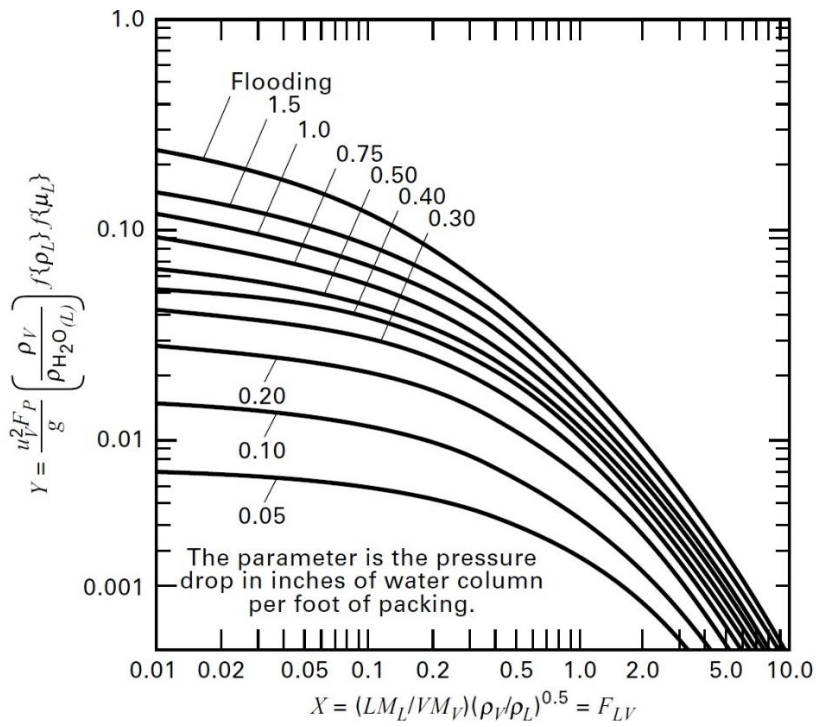


Figura 9: Diagrama de perda de carga generalizado de Leva [18]

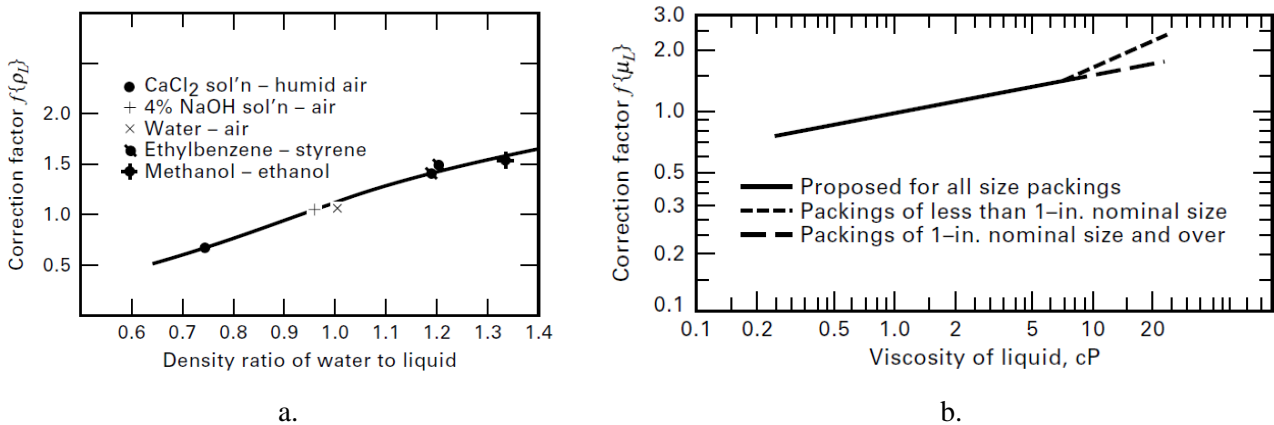


Figura 10: a. Fator de correção da densidade do líquido; b. Fator de correção da viscosidade do líquido [18]

Capítulo III - Análise do Circuito da Água de Refrigeração

Neste capítulo é feita uma análise individual aos equipamentos da unidade de refrigeração, de forma a identificar as principais causas dos problemas de baixa eficiência e mau funcionamento do sistema.

III.1 - Análise aos Condensadores

Neste capítulo é feita uma análise ao funcionamento dos condensadores das colunas de destilação simples (condensadores C1 e C2) de forma a determinar os fatores principais que afetam o funcionamento e eficiência dos mesmos e é feita uma avaliação para possíveis modificações na configuração ou disposição dos condensadores.

III.1.1 - Determinação do fator de *fouling* no condensador C1 na condensação do solvente

Um dos principais fatores que se pensa ter influência para a baixa performance dos permutadores de calor é a acumulação de sujidade nas suas paredes. Como tal foi medir-se a resistência do *fouling* na transferência de calor no primeiro condensador (C1, figura 4) associado à coluna 1.

Para isso, para uma mistura de metanol com um teor de água desprezável, foram recolhidas as condições de operação, registadas na tabela 2, e os parâmetros geométricos do condensador C1 que podem ser consultados no desenho de projeto do equipamento (ANEXO C) e que se encontram registados na tabela 3.

Tabela 2: Condições de operação para a mistura de metanol no condensador C1

Condições de Operação	
\dot{m} (kg/h)	1252,4
T_{vapor} (°C)	57
T_{cond} (°C)	31,47
T_w^{in} (°C)	28,7
T_w^{out} (°C)	35
P (mbar)	712

Nota: Na tabela, \dot{m} refere-se ao caudal de solvente, T_{vapor} à temperatura do solvente, T_{cond} à temperatura do solvente condensado, T_w^{in} e T_w^{out} à temperatura da água de refrigeração à entrada e à saída do condensador e P à pressão do solvente.

Tabela 3: Características do condensador C1

Características do Condensador	
d_0 (m)	0,025
d_i (m)	0,022
ε (espessura) (m)	0,0015
L (m)	3,01
N_{pass}	1
N_{tubos}	187
A (m ²)	40

Nota: Na tabela, d_0 e d_i refere-se ao diâmetro externo e interno dos tubos do condensador, ε à espessura, L ao comprimento, N_{pass} ao número de passagens da água nos tubos, N_{tubos} ao número de tubos do condensador e A à área de permuta.

A potência de arrefecimento para condensar totalmente e arrefecer o solvente nas condições de operação é determinada pelo balanço de energia apresentado na equação 10, onde ΔH_{cond} representa a variação de entalpia de condensação do solvente e ΔH a variação de entalpia pela diminuição de temperatura, e é de $\dot{Q} = 412,25$ kW. Para esta potência de arrefecimento, o caudal de água de arrefecimento necessário é de $\dot{m}_w = 15,66$ kg/s e o coeficiente global de transferência de calor, obtido pela equação 1 (secção II.1), é $U_{exp} = 1110,59$ W/m².°C.

$$\dot{Q} = \dot{m} \times \Delta H_{cond} + \dot{m} \times \Delta H \quad (10)$$

A determinação do coeficiente global de transferência de calor do permutador limpo segue o método de Kern, detalhadamente descrito no Volume 6 do Coulson and Richardson e exemplificado no Anexo A.2 aplicado às condições de operação do condensador.

Conhecendo as características geométricas do permutador, registadas na tabela 3, este coeficiente é calculado como uma combinação de resistências (equação 2 da secção II.1.). Desta forma, o coeficiente global de transferência de calor experimental determinado pelo balanço de energia foi $U_{exp} = 1111$ W/m².K e o coeficiente global de transferência de calor do permutador limpo determinado é $U_{limpo} = 2234$ W/m².K.

O fator de resistência do *fouling* é calculado pela diferença entre o inverso do coeficiente global de transferência de calor experimental determinado pelo balanço de energia (equação 10) e pela equação de projeto (equação 1) e o inverso do coeficiente global de transferência de calor do permutador limpo determinado pela lei de combinação de resistências (equação 2), como indicado na equação 11, sendo que o seu valor calculado é $R_f = 4,53 \times 10^{-4}$ m².°C/W.

$$R_f = \frac{1}{U_{Exp}} - \frac{1}{U_{limpo}} \quad (11)$$

Tipicamente, no projeto de permutadores de calor para aplicações industriais, o fator de resistência do *fouling* é tomado em conta à partida de forma a ser feito um sobredimensionamento do permutador para que as perdas de eficiência devido à acumulação de material nas paredes destes possam ser compensadas. Desta forma, a TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) propõe uma série de valores de fatores de *fouling* considerados “boas práticas” no projeto de permutadores de calor. Estes encontram-se listados na tabela 4.

Tabela 4: Fatores de resistência do *fouling* propostos pela TEMA - *Tubular Exchanger Manufacturers Association* [20]

Fluido	Coefficiente (W/m ² °C)	Fator (Resistência) (m ² °C/W)
Água do rio	3000-12000	0,0003-0,0001
Água do mar	1000-3000	0,001-0,0003
Água de refrigeração (torres)	3000-6000	0,0003-0,00017
Água da rede pública (macia)	3000-5000	0,0003-0,0002
Água da rede pública (dura)	1000-2000	0,001-0,0005
Vapor condensado	1500-5000	0,00067-0,0002
Vapor (sem óleos)	4000-10000	0,0025-0,0001
Vapor (vestígios de óleos)	2000-5000	0,0005-0,0002
Salmoura refrigerada	3000-5000	0,0003-0,0002
Ar e gases industriais	5000-10000	0,0002-0,0001
Gases de combustão	2000-5000	0,0005-0,0002
Vapor orgânico	5000	0,0002
Líquidos orgânicos	5000	0,0002
Hidrocarbonetos leves	5000	0,0002
Hidrocarbonetos pesados	2000	0,0005
Orgânicos em ebulição	2500	0,0004
Orgânicos em condensação	5000	0,0002
Fluidos de transferência de calor	5000	0,0002
Soluções aquosas de sais	3000-5000	0,0003-0,0002

Considerando que a fonte de material que se acumula nas paredes do permutador se encontra, maioritariamente, no lado do solvente, que entra na destilação na forma de uma “lama”, e não no lado da água de arrefecimento, uma vez que é tratada quimicamente para prevenir a formação de espumas e acumulação de matéria, conclui-se que o fator de resistência do *fouling* determinado para as condições de operação do condensador C1 da unidade é superior ao proposto pela TEMA ($R_f = 0.0002 \text{ m}^2\text{°C/W}$).

Seguindo as “boas práticas” recomendadas pela TEMA, o coeficiente global de transferência de calor determinado seria $U_{projeto} = 1143 \text{ W/m}^2\text{°C}$, que, para a mesma operação, se transcreve numa redução de área de permuta de 40 m^2 para $38,9 \text{ m}^2$. No entanto, se o condensador se mantivesse sem *fouling* ao longo do tempo, a área de permuta necessária seria reduzida para $19,9 \text{ m}^2$, aproximadamente metade da área de permuta instalada atualmente. Como não é possível manter o condensador completamente limpo ao longo do tempo de operação, esta

situação nunca é observada e, mesmo depois da paragem para limpeza e manutenção, não se consegue reestabelecer o condensador às suas condições iniciais. Desta forma, o aconselhável é manter o condensador o mais limpo possível, através da implementação de ciclos de limpeza frequentes.

Outra solução passaria pela identificação do tipo de *fouling* característico deste tipo de operação e deste tipo de material e implementar um método de controlo da acumulação de material nas paredes do equipamento, que pode passar pela adição de um *anti-foulant*, filtragem da alimentação (impedindo a introdução de partículas que possam causar *fouling*) ou considerar uma correta alocação de fluidos no permutador de modo a que o *fouling* seja evitado.

Esta última proposta é uma solução simples de aplicar em equipamentos já existentes, mas que requer a verificação de alguns parâmetros como as perdas de cargas para a nova disposição ou o coeficiente global de transferência de calor (e potência de arrefecimento) conseguido com essa configuração. Na seção III.1.2 é feita uma análise para essa possível alteração.

III.1.2 - Avaliação da alocação de fluidos e da orientação do permutador

Para cada uma das configurações possíveis foi calculado o coeficiente global de transferência de calor de projeto ($U_{projeto}$) e limpo (U_{limpo}), seguindo a mesma metodologia apresentada anteriormente. Os resultados obtidos podem ser consultados na tabela 5, onde h_i corresponde ao coeficiente pelicular de transferência de massa no filme interno e h_0 ao coeficiente pelicular de transferência de massa no filme externo.

Tabela 5: Coeficientes de transferência de calor globais e peliculares considerando diferentes configurações

Orientação	Horizontal		Vertical	
	Carcaça	Tubos	Carcaça	Tubos
h_i (W/m ² °C)	20015	1211	20016	1544
h_0 (W/m ² °C)	3384	11695	1544	3206
U_{limpo} (W/m ² °C)	2234	890	1244	871
$U_{projeto}$ (W/m ² °C)	1143	645	812	635

O coeficiente global de transferência de calor calculado para cada configuração deve ter um valor superior ao coeficiente que se determina por balanço de energia (U_{exp}) para assim permitir uma potência de arrefecimento superior à que se tem com o permutador atual. Assim, pelo que se pode observar na tabela 5, apenas os condensadores horizontais e verticais com condensação na carcaça permitem obter um coeficiente superior ao experimental. No entanto, isso apenas se

verifica para o caso em que os condensadores se encontram completamente limpos. Admitindo que essa situação não se mantém ao longo do tempo de operação e considerando um fator de *fouling* proposto pela TEMA para solventes orgânicos, o coeficiente de projeto apenas permite a potência de arrefecimento necessária num permutador horizontal com condensação na carcaça, que corresponde a um condensador idêntico ao atual.

Para cada uma das configurações foi feita também a determinação das perdas de carga descritas pelo método de Kern (Anexo A.3). Neste método, considera-se que não há mudança de fase, considerando-se que a queda de pressão aceitável para a condensação é 50% da que se considera para o caso de não haver mudança de fase. A queda de pressão considerada para esse caso tem como limite, para líquidos com viscosidade inferior a 1 mPa.s, $\Delta P = 35$ kPa e, para gases e vapores processados sob vácuo moderado (0,5 – 1 bar), de $\Delta P = 0,1 \times$ (pressão absoluta). No entanto, este método não faz distinção da orientação do permutador, pelo que as perdas de carga em condensadores horizontais e verticais são as mesmas. Na tabela 6 estão registadas as perdas de carga nos tubos (ΔP_t) e na carcaça (ΔP_s) em condensadores verticais e horizontais.

Tabela 6: Queda de pressão no tubo(ΔP_t) e na carcaça (ΔP_s) para condensação nos tubos ou na carcaça em permutadores verticais e horizontais

	Carcaça	Tubos
ΔP_s (Pa)	3,86	2843
ΔP_t (Pa)	184	2,36

Considerando os valores limites indicados para líquidos e para gases (17,5 kPa e 3,56 kPa, respetivamente) pode-se ver que as perdas de carga na carcaça ou nos tubos não são significativas e por isso, qualquer uma das configurações, no que toca a perdas de carga, é exequível.

Visto nenhuma das configurações alternativas ser mais vantajosa perante a configuração atual e visto que em cada coluna de destilação há dois permutadores associados e que os condensadores C1 e C3 terem uma geometria diferente é conveniente avaliar a possibilidade de fazer a condensação usando o condensador C3 em vez do condensador C1. Este estudo é apresentado em seguida, na secção III.1.2.1.

III.1.2.1 - Condensação usando o condensador C3

No processo de destilação, a cada coluna simples estão associados 2 condensadores em série com geometrias diferentes. A principal diferença entre eles é a área de permuta de calor, que no condensador C3 é de 42 m^2 , e o número de passagens da água de refrigeração, que passa duas vezes no condensador C3 e apenas uma vez no condensador C1.

Aplicando a mesma metodologia para o projeto de condensadores que foi usada anteriormente e considerando o fator de resistência do *fouling* igual ao determinado ($R_f = 4,53 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C}/\text{W}$) obtém-se um coeficiente global de transferência de calor de $U_{C3} = 1095 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{°C}$, correspondente a uma potência de arrefecimento de $Q_{C3} = 448,6 \text{ kW}$.

Pelos resultados obtidos, a condensação do vapor usando o condensador C3 possibilita um excesso de potência de arrefecimento de $36,46 \text{ kW}$, relativamente ao condensador C1, considerando que o fator de *fouling* do condensador C3 é o determinado para o condensador C1. Uma alteração deste tipo, neste caso, não implica alterações no equipamento uma vez que a entrada de vapor dos dois condensadores tem o mesmo diâmetro, com igual número de furos para aparafusamento e em ambos foram feitos testes hidráulicos em condições de pressão acima das condições de operação.

III.2 - Análise às Torres de Arrefecimento

III.2.1 - Determinação do caudal mínimo de ar e do coeficiente global de transferência de massa da fase gasosa

A unidade de regeneração de solventes dispõe de três torres de arrefecimento de água com diferentes capacidades, uma de maior capacidade e duas outras menores e iguais entre si, como se pode depreender da figura 11. Estas torres contêm um enchimento estruturado em PVC e na forma de favos (figura 12) para aumentar a área de contato entre fases, mas acerca do qual pouca informação se conhece, nomeadamente no que diz respeito à área superficial por unidade de volume de enchimento, fator de enchimento, volume livre, coeficientes de transferência de massa e coeficientes de transferência de calor.



Figura 11: Torres de refrigeração para arrefecimento de água da unidade de regeneração de solventes da EGEO Solventes S.A.



Figura 12: Enchimento das torres de refrigeração de água da unidade de regeneração de solventes da EGEO Solventes S.A.

Não sendo conhecidos os coeficientes para o enchimento das torres, a determinação destes passa pela medição de dados experimentais. Para estas medições é necessária instrumentação que não está disponível nas instalações atuais. No entanto, no momento da realização da auditoria energética realizada à unidade no verão de 2014 foi possível à EGEO Solventes S.A. ficar com o registo de algumas condições de operação, como as temperaturas e o caudal volumétrico de entrada e de saída da água e as temperaturas de termómetro seco e húmido do ar que entra na torre. As condições de operação medidas pelos auditores estão registadas na tabela 7, bem como as dimensões da torre.

Tabela 7: Condições de operação e dimensões da torre TR3 registadas na auditoria energética

Variável	Valor
Q_V (m ³ /h)	68,44
T_{L_2} (°C)	18,6
T_{L_1} (°C)	15,3
T_{bh} (°C)	11
T_g (°C)	14,9
$C \times L \times z$ (m)	4,25 × 2,45 × 0,90

Nota: na tabela, Q_V refere-se ao caudal volumétrico de água, T_{L_2} e T_{L_1} à temperatura da água de refrigeração no topo e na base da torre, T_{bh} à temperatura de termómetro húmido do ar, T_g à temperatura de termómetro seco do ar e $C \times L \times z$ ao comprimento, largura e altura da torre de humedificação, respetivamente.

Admitindo que a corrente de ar sai saturada da torre de refrigeração e que a temperatura do ar à saída não pode exceder a temperatura do líquido à entrada, uma vez que circulam em contracorrente, as condições de ambas as correntes serão as apresentadas na tabela 8 e correspondem à linha de operação representada na figura 13.

Tabela 8: Condições de operação no topo (2) e na base (1) da torre

T_{V_1} (°C)	T_{L_1} (°C)	H_{V_1} $\left(\frac{kJ}{kg \text{ ar seco}}\right)$	T_{V_2} (°C)	T_{L_2} (°C)	H_{V_2} $\left(\frac{kJ}{kg \text{ ar seco}}\right)$
14,9	15,3	35,7	18,6	18,6	53,7

Nota: Na tabela, T_{V_1} refere-se à temperatura do ar na cauda da torre de, H_{V_1} à entalpia da corrente de ar na cauda da torre, T_{V_2} à temperatura da corrente de ar no topo da torre e H_{V_2} à entalpia da corrente de ar no topo da torre.

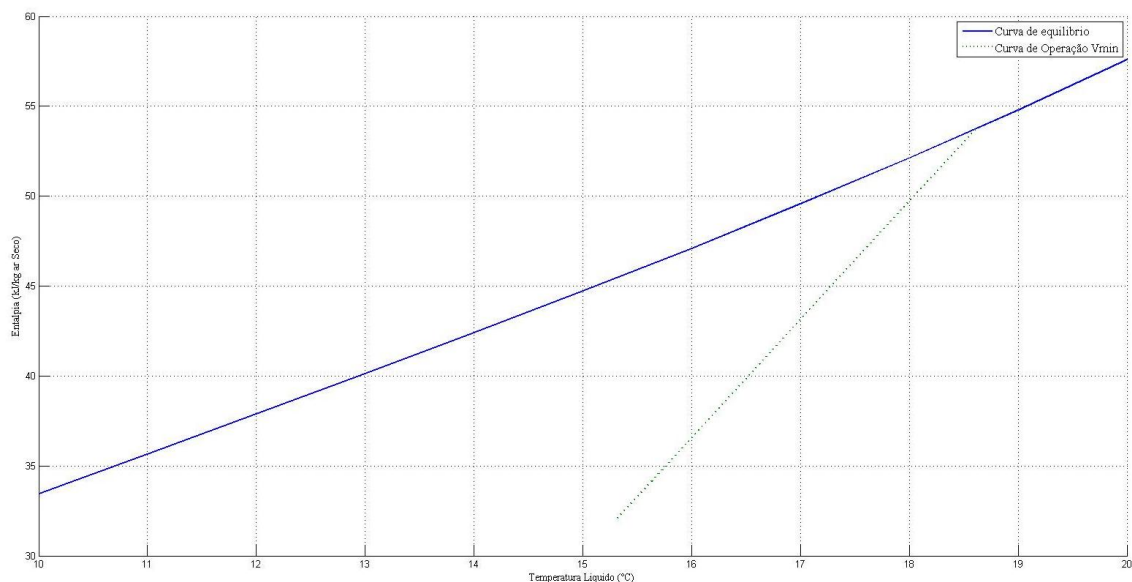


Figura 13: Representação das condições de operação e da linha de equilíbrio

Sendo a linha de operação dada pela equação 5, o declive dessa linha $\left(\frac{L \cdot C_{pL}}{V'}\right)$ para o caso da situação retratada na figura 13 corresponde àquele que se obteria usando o caudal de ar mínimo, já que, se este fosse menor, o declive seria maior e transporia a linha de equilíbrio. Pelo declive da linha de operação, o caudal mínimo de ar para a operação é $V'_{min} = 52868 \text{ kg ar seco/h}$. Este caudal é o caudal mínimo de ar que permite fazer o arrefecimento da corrente de ar para as condições especificadas.

Segundo a informação do catálogo do fornecedor, é alimentado à base da torre uma corrente de ar de caudal total constante de 142210 kg ar/h uma vez que o ventilador instalado no

topo não tem regulador de velocidade. Este caudal, nas condições de humidade admitidas, corresponde a um caudal de ar seco de 143097 kg ar seco/h, um caudal aproximadamente três vezes maior que o mínimo calculado. Na figura 14 pode observar-se a linha de operação obtida usando o caudal de ar três vezes superior, comparada com a linha de operação para o caudal mínimo de ar, também representado nessa figura.

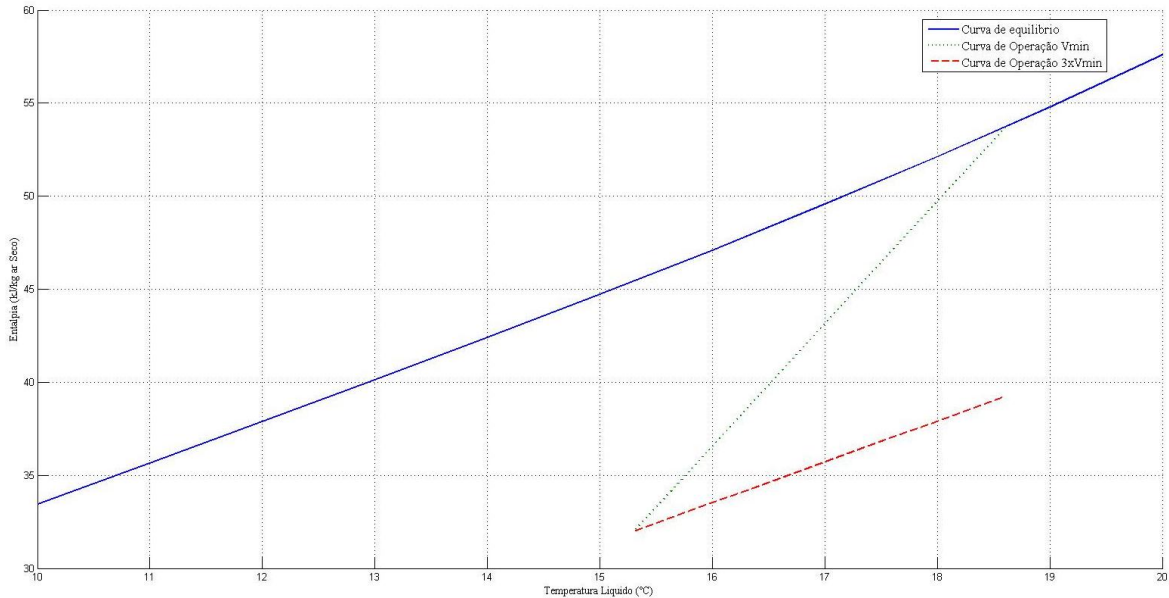


Figura 14: Representação das linhas de operação usando o caudal mínimo de ar e caudal real de ar

Para o caudal real, aplicou-se as equações de projeto e das linhas de operação, união e de saturação e calculou-se o coeficiente global de transferência de massa da fase gasosa chegando ao valor de $K_y a = 2,12 \times 10^4 \text{ kg}/(\text{m}^3\text{h})$.

A equação de projeto de torres de arrefecimento pode ser representada como uma relação envolvendo o número de unidades de transferência de massa da fase gasosa (N_{OG}) e a altura de cada unidade de transferência (H_{OG}), como é apresentado na equação 12. Relacionando estas duas equações pode-se ver que o número de estágios pode ser obtido pela equação 13. Por resolução numérica do integral entre a entalpia do gás no topo na base, o número de unidades de transferência de massa da fase gasosa é $N_{OG} = 1,37$, ou seja, 2 unidades de transferência a considerar para efeitos de simulação na secção seguinte.

$$z = H_{OG} \times N_{OG} \quad (12)$$

$$N_{OG} = \int_{H_{V_1}}^{H_{V_2}} \frac{\partial H_V}{H_i^* - H_V} \quad (13)$$

III.2.2 - Comparação das condições obtidas para diferentes enchimentos

Na indústria dos equipamentos de arrefecimento existem muitos tipos de enchimento que podem ser usados, sendo uns mais eficientes que outros, com diferentes preços, gamas ou condições de aplicação.

Para comparar a capacidade de arrefecimento de um conjunto de enchimentos diferentes recorreu-se a simulações em AspenPlus® V.8.4 e, uma vez que este *software* não dispõe de um modelo para simulação direta deste tipo de equipamento, foi usado o modelo RadFrac para operações de absorção. O diagrama correspondente a esta operação pode ser observado na figura 15.

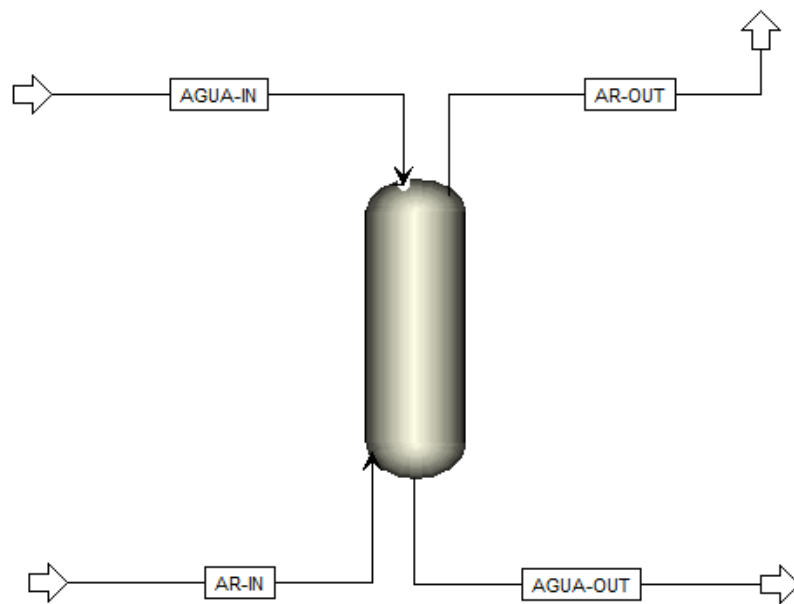


Figura 15: Diagrama da operação de arrefecimento no AspenPlus®

Antes de iniciar a simulação há alguns aspetos a ter em consideração quanto às entradas para o cálculo:

- O *software* admite o ar atmosférico como sendo um composto, foi assim introduzido;
- O modelo usado para estimar as propriedades é o STEAMNBS, que estima as propriedades dos compostos recorrendo a tabelas de vapor;
- O cálculo não é feito recorrendo estágios de equilíbrio mas sim em modo cinético (“*Rate Based*”) que permite usar correlações para estimar os coeficientes de transferência de calor e massa e a área superficial do enchimento;
- A função *Absorver* tem de ser ativada para que o *software* faça os cálculos não considerando a operação como uma destilação.

Usando o caudal de ar que é realmente introduzido pelo ventilador no topo das torres, foi feita uma comparação entre as condições obtidas com o enchimento da torre e enchimentos conhecidos e tipicamente usados na indústria. Os enchimentos usados neste estudo e as principais características destes encontram-se registados na tabela 9.

Recorrendo ao simulador, determinaram-se as condições de saída de cada uma das correntes e o diâmetro da torre para os diferentes enchimentos apresentados na tabela 9. Os resultados obtidos para cada um dos enchimentos estão registados na tabela 10.

Tabela 9: Características dos enchimentos usados no estudo

Enchimento			Fabricante	Material	Dimensão
Estruturado	1	GEMAPAK	KOCH	Metal	2A
	2	FLEXIGRID	KOCH	Metal	Style-2
	3	GRID	GLISCH	Metal	Standard
	4	KERAPAK	SLUZER	Standard	Standard
	5	MELAPAK	SLUZER	Plastic	125Y
Aleatório	6	BERL	GLITSCH	CERAMIC	1 IN
	7	BETA-RING	KOCH	METAL	NO-1
	8	PALL	GLITSCH	METAL	1 IN

Tabela 10: Resultados do estudo para diferentes tipos de enchimento estruturado e aleatório, para as mesmas condições de entrada da corrente líquida e da corrente gasosa

Enchimento	T_{L_2} (°C)	T_{V_1} (°C)	T_{V_2} (°C)	T_{L_1} (°C)
1	18,6	14,9	15,3	12,8
2	18,6	14,9	15,4	13,6
3	18,6	14,9	15,4	13,7
4	18,6	14,9	15,3	12,5
5	18,6	14,9	15,4	13,2
6	18,6	14,9	15,3	12,6
7	18,6	14,9	15,4	13,0
8	18,6	14,9	15,4	13,0

Sabendo que a torre tem um diâmetro equivalente de 3,94 m e que arrefece a água que entra a 18,6°C até 15,3°C, todos os enchimentos considerados conseguem fazer um arrefecimento superior ao que se obtém com a torre instalada na unidade. Para cada um dos enchimentos é feito o dimensionamento do diâmetro necessário para o arrefecimento apresentado. O diâmetro da torre (D_T) para cada um dos enchimentos está registado na tabela 11 e, sabendo que o diâmetro da torre é um fator importante do ponto de vista económico e de ocupação de espaço, os enchimentos 2 e 5

podem ser mais adequados para este processo que um enchimento que tenha um maior arrefecimento mas usando torres de diâmetro maior, como o caso dos enchimentos 1 e 4.

Tabela 11: Diâmetro de torre necessário para fazer o arrefecimento para cada um dos enchimentos

Enchimento	1	2	3	4	5	6	7	8
D_T (m)	4,30	3,39	3,76	4,18	3,53	5,22	4,66	4,55

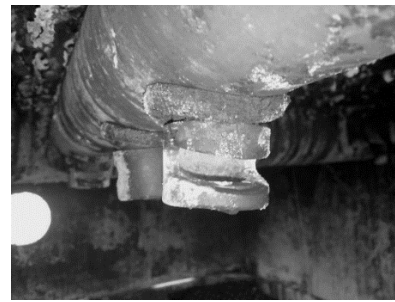
Atendendo ao facto de que os enchimentos estudados estão divididos entre estruturados (1-5) e enchimentos aleatórios (6-8), e comparando-os com as condições experimentais obtidas, nenhum dos enchimentos testados permite obter condições de operação semelhantes às experimentais. Esta baixa capacidade de arrefecimento pode ser devida à má dispersão do líquido por todo o enchimento fazendo com que este não seja distribuído uniformemente e/ou que não molhe completamente a superfície de todo o enchimento. No entanto, as torres dispõem de dispersores de líquido no topo do enchimento, como os que estão na figura 16, que distribuem o líquido por todo o enchimento e de forma uniforme. Outra causa para esta diferença de resultados pode estar no caudal de ar alimentado que não corresponda àquele que é indicado nas especificações de projeto.



a.



b.



c.

Figura 16: Dispersores de líquido, colocados no topo das torres de refrigeração da EGEO Solventes S.A.

Capítulo IV - Estudo Integrado da Unidade de Refrigeração

Neste capítulo é feita uma análise do funcionamento de toda a unidade de refrigeração, partindo de cada equipamento individualmente até chegar à interação de todos os equipamentos e ao funcionamento da unidade e do circuito de refrigeração como um todo.

IV.1 - Integração do Circuito Fechado da Água de Refrigeração

As ferramentas de simulação, como o AspenPlus[®], são muito úteis uma vez que permitem avaliar rapidamente o efeito de alterações das condições de operação e dos equipamentos no processo sem que seja necessário recorrer sempre à execução experimental na unidade.

Reunida toda a informação conhecida sobre o este pode ser reproduzido em AspenPlus[®] V8.4, onde cada equipamento é representado de acordo com as suas especificações de projeto e são obtidas as condições de operação do processo.

Numa primeira fase, apenas o condensador C1 foi integrado na simulação e, como não é conhecido o enchimento das torres de arrefecimento, assumiu-se que era o Melapak, um dos estudados anteriormente na secção III.2.2. É também necessário considerar a perda de água para atmosfera pela corrente de ar que deixa a torre. Como tal, esta perda é compensada pela introdução de uma corrente de *make-up* de água no tanque de mistura, tanque este que corresponde à fossa de recolha da água proveniente das torres de arrefecimento. Na simulação, a determinação do *make-up* é feita recorrendo à ferramenta “*Design-Spec*” que é responsável pelo balanço de massa à água no processo. O diagrama do processo desenhado no simulador está representado na figura 17.

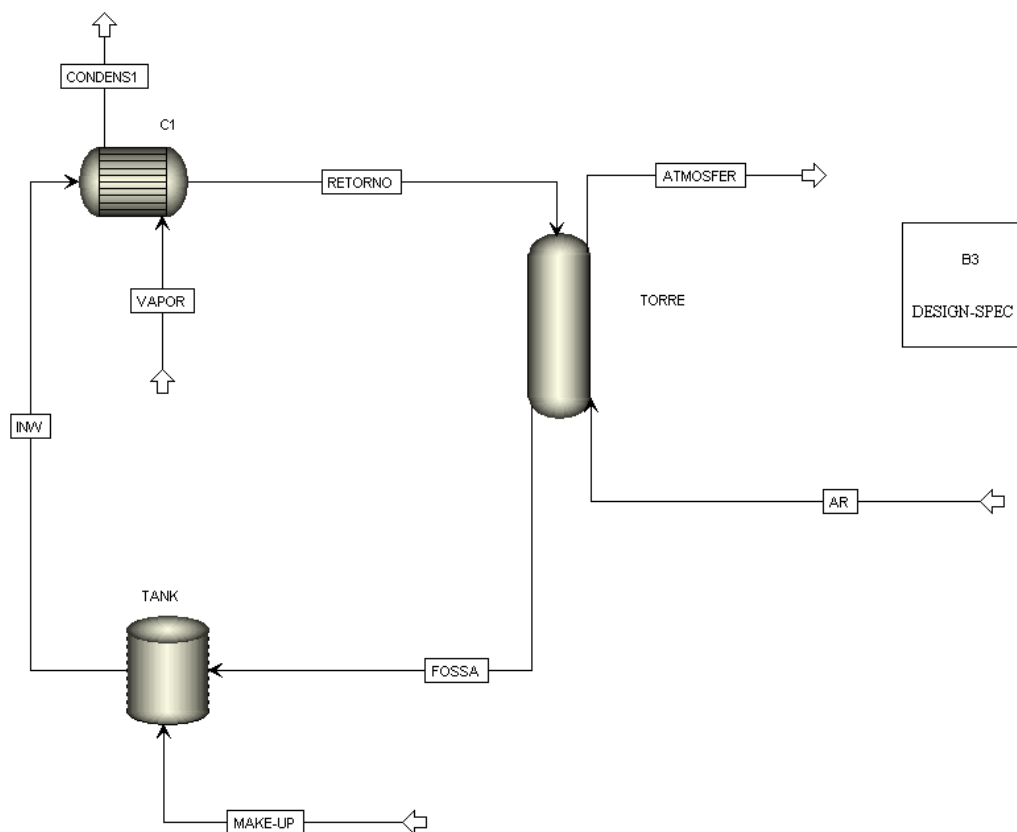


Figura 17: Diagrama da unidade de refrigeração da EGEO Solventes S.A. reproduzido com recurso ao AspenPlus[®] V8.4

Os resultados obtidos da simulação do processo podem ser observados na tabela 12 e, quando comparados com os resultados experimentais, detetamos algumas diferenças uma vez que o enchimento usado na simulação não é o mesmo que o enchimento das torres e também por este possibilitar uma maior diminuição da temperatura da corrente de água, fazendo com que as condições das correntes do processo sejam também alteradas.

Havendo um maior arrefecimento da corrente de água na torre de refrigeração, no condensador, a corrente de água chega a uma temperatura mais baixa, sendo que assim será necessário um caudal de água menor que o experimental para que se assegure a condensação dos destilados.

Tabela 12: Resultados experimentais e resultados obtidos na simulação para as correntes do processo

	AR	ATMOSFER	CONDENS1	FOSSA	INW	RETORNO	VAPOR
T_{Exp} (°C)	ND	ND	31,47	28,7	ND	35	57
m_{Exp} (kg/h)	144210	ND	1252	57600	ND	57600	1252
T (°C)	14,9	16,2	31,2	12,9	13	52,8	57
m (kg/h)	144210	144744	1252	9204	9738	9738	1252

Nota: Na tabela, ND – refere-se a dados que não foram medidos, T_{Exp} e m_{Exp} à temperatura e caudal de solvente medidos e T e m à temperatura e ao caudal obtido na simulação

Pela simulação é possível observar a influência que a alteração de um *input* do processo tem nas condições de operação e pela análise do diagrama do processo vemos que uma variável passível de ser alterada é a corrente de ar que entra na torre, já que a corrente de *make-up* é determinada por balanço e a corrente de solvente do condensador é proveniente da coluna de destilação. Variando o caudal da corrente de ar, as condições de operação das restantes correntes alteram-se, sendo que, se este diminuir, a temperatura da corrente de água que entra no condensador é maior que no caso anterior e será necessário um caudal de água maior para a condensação da mistura. Este caso pode ser observado na tabela 13 onde o caudal de ar na torre de refrigeração foi alterado para 70000 kg/h, a título de exemplo.

Tabela 13: Resultados experimentais e resultados obtidos na simulação alimentando um caudal de ar de 70000 kg/h à torre de refrigeração

	AR	ATMOSFER	CONDENS1	FOSSA	INW	RETORNO	VAPOR
T_{Exp} (°C)	ND	ND	31,47	28,7	ND	35	57
m_{Exp} (kg/h)	144210	ND	1252	57600	ND	57600	1252
T (°C)	14,9	19,6	22,7	20,1	20	29,1	57
m (kg/h)	70000	70490	1252	43994	44484	44484	1252

Por comparação dos casos apresentados nas tabelas 13 e 14 pode observar-se que uma diminuição do caudal de ar leva a que seja usado um caudal de água maior uma vez que este deixa a torre de refrigeração a uma temperatura maior. Assim, pode dizer-se que as condições de operação da unidade são definidas pelo caudal de ar alimentado à torre e que, conforme se altere essa corrente será necessário um caudal de água maior ou menor para a condensação da mistura.

Capítulo V - Propostas de Alteração e Projeto

Neste capítulo são apresentadas soluções que podem melhorar a eficiência do processo de arrefecimento. Elas prendem-se com propostas de alteração e adequação das condições de operação e projeto de novos equipamentos. É feita também uma análise económica por forma a escolher a melhor opção para cada proposta.

V.1 - Alteração das Condições de Operação

Como já foi referido, a variação do caudal de ar faz variar as condições de operação da unidade, alterando, a o caudal de água (L_2) e a temperatura da água na cauda (T_{L_1}) e a temperatura no topo (T_{L_2}) da torre, o que se pode traduzir-se em variações dos custos de operação da bomba de água e do ventilador das torres de refrigeração. Tendo em vista esta possibilidade, foi feito o estudo para achar quais as condições de operação que minimizam os custos de operação anuais da unidade, determinando os custos de operação dos equipamentos mencionados.

Para diferentes caudais de ar (V_1), recorrendo às simulações anteriores, determinaram-se as condições de operação da unidade, registadas na tabela 14. É necessário ter em atenção que o caudal de ar alimentado seja superior ao caudal mínimo de ar requerido para fazer o arrefecimento, uma vez que, para cada caudal de ar usado, as condições de operação são diferentes. Na tabela 14 estão, também, registados os caudais mínimos de ar (V_{min}) para cada operação e, como se pode observar, o caudal mínimo está sempre abaixo do caudal alimentado a torre.

Tabela 14: Condições de operação das correntes do processo em função caudal de ar na torre de refrigeração; caudal mínimo de ar requerido para a operação

Caudal (kg/h)			T(°C)				V_{min} (kg/h)
V_1	L_2	V_2	T_{L_1}	T_{L_2}	T_{cond}	T_{vapor}	
5000	153011	5335	48,1	49,8	55,7	57	4484
10000	78107	10468	43,0	47,6	53,5	57	7067
18000	58878	18473	35,0	41,3	39,0	57	10944
36000	55943	36474	27,9	34,8	30,9	57	18167
54000	50256	54481	22,4	30,4	25,1	57	26898

Os custos de operação foram determinados através das potências necessárias para bombear a água da fossa até aos condensadores e ventilar o ar na torre de refrigeração. Os custos de operação anuais da bomba e do ventilador estão registados na tabela 15, bem como o custo total de operação anual que corresponde à soma dos custos de operação de cada equipamento. O ponto correspondente às condições de operação que minimizam os custos totais pode ser inspecionado na figura 18, sendo o caudal ótimo de ar aproximadamente 12000 kg/h e permite minimizar os custos de operação para um valor de, aproximadamente, 2900 €/ano.

Tabela 15: Custos de operação anuais dos equipamentos e custo de operação anual total

V_1 (kg/h)	custo anual (€)		
	Bomba	Ventilador	Total
5000	3418	1168	4586
10000	566	2336	2902
18000	275	4205	4480
36000	248	8410	8658
54000	191	12615	12806

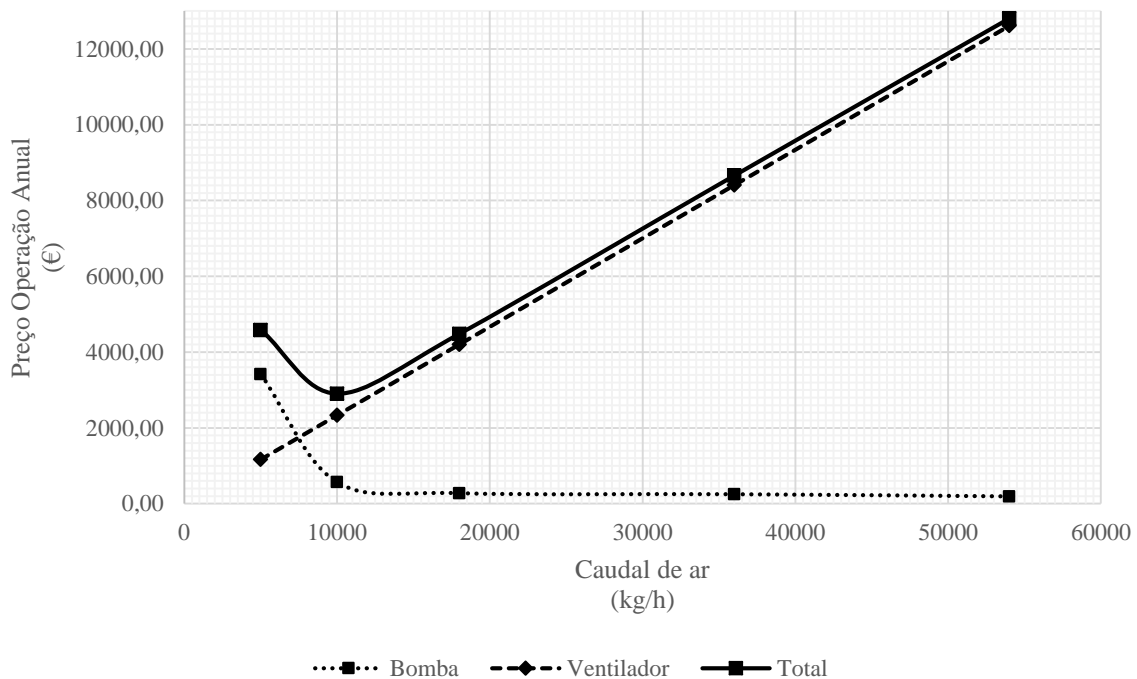


Figura 18: Custos de operação anuais dos equipamentos e custo de operação anual total

Uma vez que a unidade compreende duas colunas de destilação, e a cada uma está associado um condensador para fazer a condensação do vapor, o caudal de água de arrefecimento e a temperatura da corrente de água de arrefecimento será diferente consoante a posição dos condensadores no circuito de água, sendo que estes podem estar dispostos de forma a que:

- A corrente de água circula pelos dois permutadores ligados em série;
- A corrente de água circula pelos dois permutadores ligados em paralelo.

Estas duas situações estão retratadas nas figuras 19 e 20, onde se pode ver que o caudal de ar que permite minimizar os custos de operação anuais quando os condensadores estão ligados em série é, aproximadamente, 26000 kg/h e equivale a um custo anual total de 12500 €. Quando estão ligados em paralelo no circuito da água de refrigeração, o caudal de ar a alimentar à torre de

arrefecimento é, aproximadamente, 35000 kg/h, que, embora não corresponda ao mínimo da função objetivo, é o caudal mínimo que tem de ser usado para que a condensação do solvente nos condensadores seja total. Nestas condições, o custo de operação anual estipulado ronda os 9000 €.

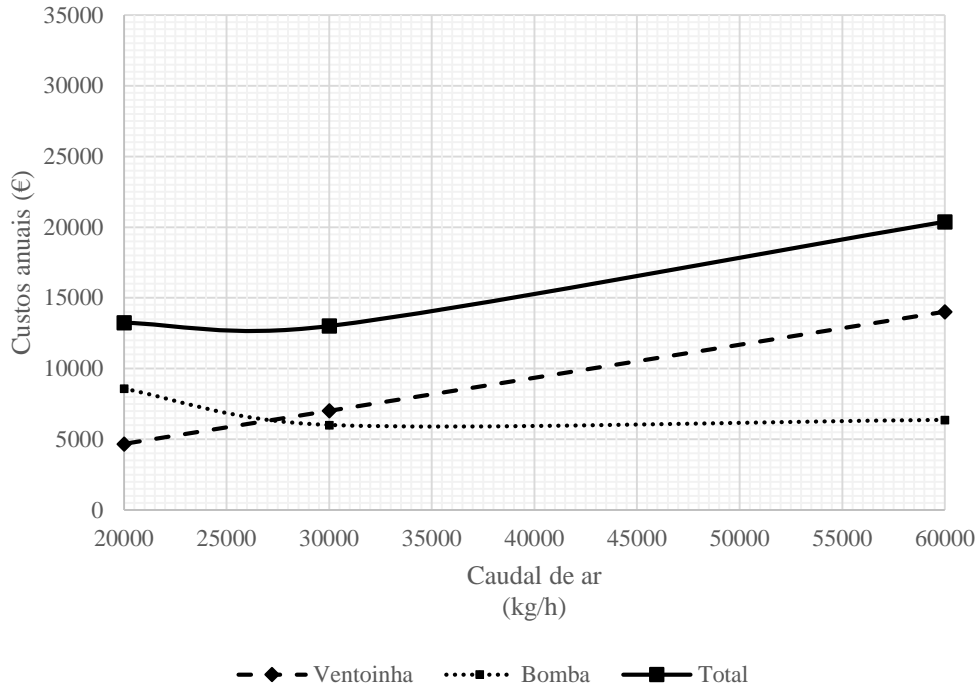


Figura 19: Custos de operação anuais quando os condensadores se encontram ligados em série

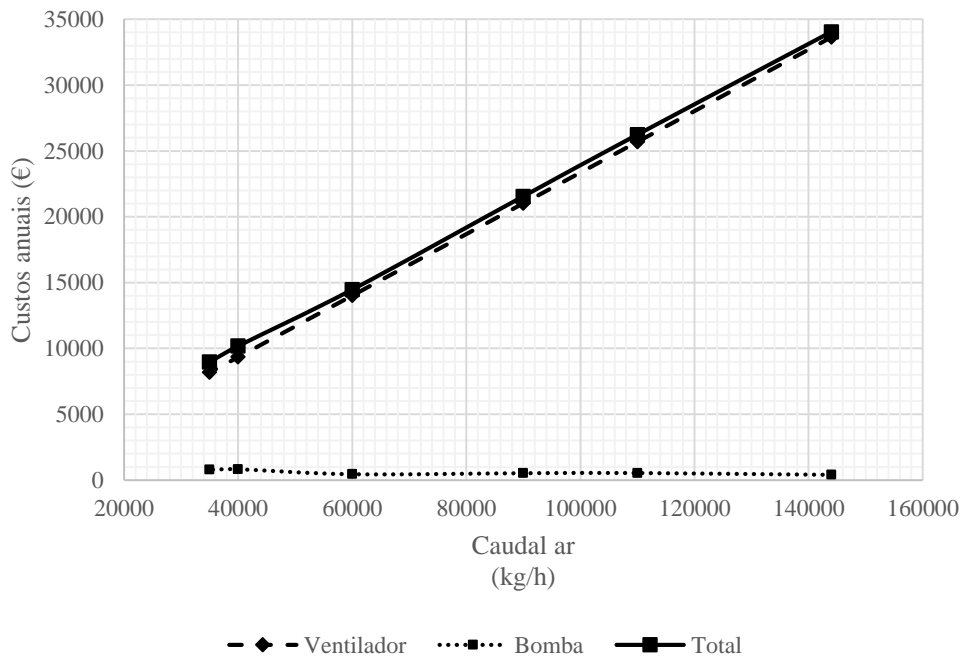


Figura 20: Custos de operação anuais quando os condensadores se encontram ligados em paralelo

Na tabela 16 podem ser observadas as condições de operação registadas no topo (2) e na base (1) da torre de refrigeração e que minimizam os custos de operação em cada uma das situações apresentadas anteriormente.

Tabela 16: Condições de operação que minimizam os custos de funcionamento anuais nos casos apresentados

	$L_2(kg/h)$	$V_1(kg/h)$	$T_{L_2}(^{\circ}C)$	$T_{L_1}(^{\circ}C)$	<i>Custos Operação Anuais (€)</i>
Série	84970	26000	48,2	39,7	12500
Paralelo	47217	35000	49,7	34,2	9000

V.2 -Projeto da Torre de Arrefecimento

Do ponto de vista do processo, pode ser vantajoso manter constantes as condições de operação como o caudal e as temperaturas da corrente de água. Como foi visto anteriormente, o caudal de ar que é alimentado à torre de refrigeração é uma variável que determina as condições das correntes do processo e, uma vez que se pretende que as condições sejam mantidas, a geometria da torre tem de ser alterada, nomeadamente no que diz respeito à altura e diâmetro do enchimento. Posto isto, o objetivo é determinar a altura (z) e o diâmetro (D) do enchimento que minimiza os custos totais de equipamento e de operação, mantendo as condições da corrente de água constantes e variando o caudal de ar alimentado à torre.

As especificações de projeto da torre de refrigeração e o caudal mínimo de ar necessário para o arrefecimento nessas condições estão listadas na tabela 17. Qualquer caudal acima do mínimo permite fazer o arrefecimento da corrente de água desde que seja determinada a altura e o diâmetro do enchimento para que não se altere a temperatura da água na cauda da torre.

Tabela 17: Especificações de projeto e caudal mínimo para o arrefecimento

Corrente líquida: Água			Corrente gasosa: Ar		V_{min} (kg/h)
L (kg/h)	T_{L_2} (°C)	T_{L_1} (°C)	T_g (°C)	T_{bh} (°C)	
57600	35,0	28,7	14,9	11,0	16794

Usando um caudal mínimo de ar obtém-se uma torre de refrigeração de altura infinita, no entanto, para caudais muito próximos do mínimo, a altura e o diâmetro da torre tendem a aproximar-se do ponto ótimo que minimiza os custos totais anuais. Desta forma, o estudo de projeto foi feito para caudais muito próximos do mínimo e os resultados obtidos e os custos anuais associados estão registados na tabela 18. Pela figura 21, pode verificar-se que o caudal de ar que minimiza os custos anuais totais é somente 1,1 vezes superior ao mínimo, o que corresponde um gasto total anual de, aproximadamente, 10400 €/ano. Nestas condições, a torre projetada tem 6,61 m de altura e um diâmetro de 1,24 m e usa um caudal de ar de 18473 kg/h.

Tabela 18: Custos de equipamento e de operação e custos totais anuais

$N = V/V_{min}$	V_1 (kg/h)	D (m)	z (m)	<i>Custos anuais</i> (€)		
				<i>Equipamento</i>	<i>Operação</i>	<i>Total</i>
1,001	16811	1,19	20,04	14942	4195	19137
1,01	16962	1,19	12,75	9883	4230	14114
1,05	17634	1,22	8,25	6465	4387	10852
1,1	18473	1,24	6,61	5802	4583	10385
1,15	19313	1,27	5,77	5674	4779	10453
1,2	20153	1,30	5,23	5465	4976	10441
1,25	20992	1,33	4,85	5595	5172	10767
1,5	25191	1,46	3,88	5948	6153	12101
2	33588	1,68	3,20	6313	8114	14427

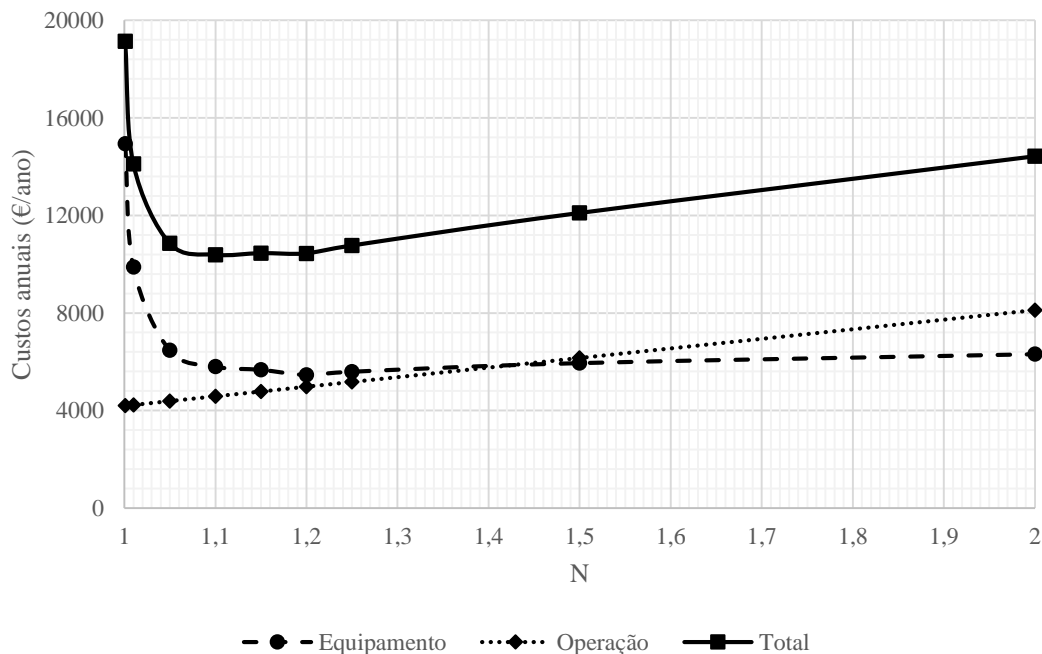


Figura 21: Custos de equipamento e de operação e custos totais anuais

Tal como foi feito anteriormente, no projeto do equipamento deve ter-se em conta especificações como caudais de água de arrefecimento e temperaturas da corrente de água de arrefecimento que são diferentes consoante se considere que:

- c) A corrente de água circula pelos dois permutadores ligados em série;
- d) A corrente de água circula pelos dois permutadores ligados em paralelo.

No caso de os permutadores estarem ligados no circuito de água em série, o caudal de água não é alterado em relação ao projeto já feito, mas as suas temperaturas são alteradas, uma vez que a mesma corrente de água passa nos dois condensadores sem haver arrefecimento entre eles. Se ligados em paralelo, o caudal de água a arrefecer será diferente mas as temperaturas da corrente de

água mantêm-se, uma vez que é preciso um caudal maior que será dividido pelos dois condensadores. Os resultados das condições da corrente de água, o caudal de ar a alimentar à torre e as dimensões da torre que minimizam os custos anuais em cada uma das situações estão apresentadas na tabela 19 e foram determinados a partir das figuras 22 e 23.

Tabela 19: Condições da corrente de água para os condensadores em série ou em paralelo e caudal de ar que minimiza os custos de operação

	L_2 (kg/h)	T_{L_2} (°C)	T_{L_1} (°C)	V_1 (kg/h)	z (m)	D (m)	Custo anual (€)
Série	57600	41	28,7	32298	9,42	1,50	18302
Paralelo	115200	35	28,7	40305	5,23	1,84	20698

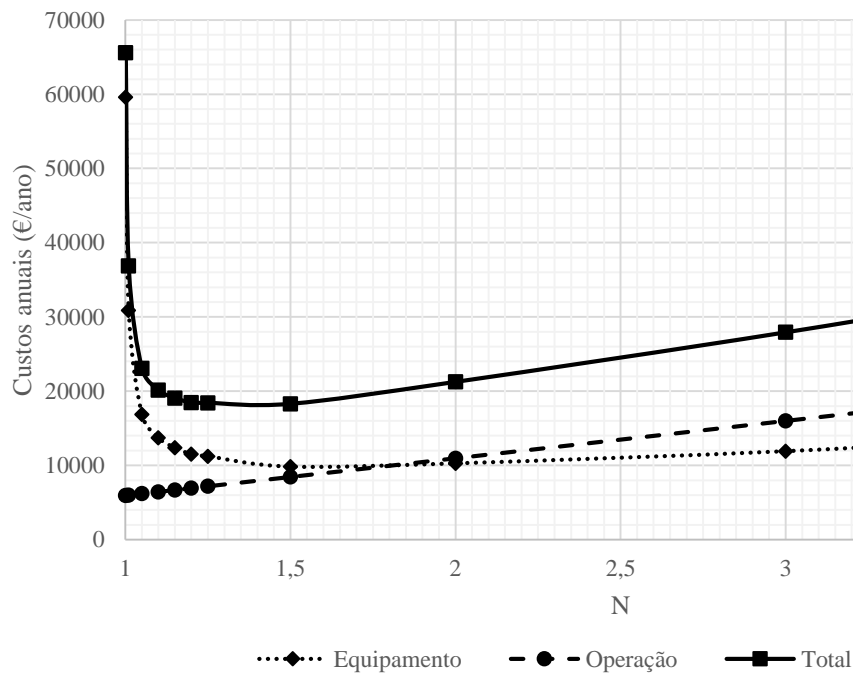


Figura 22: Determinação dos custos anuais de produção que minimizam os custos anuais ligando os condensadores em série

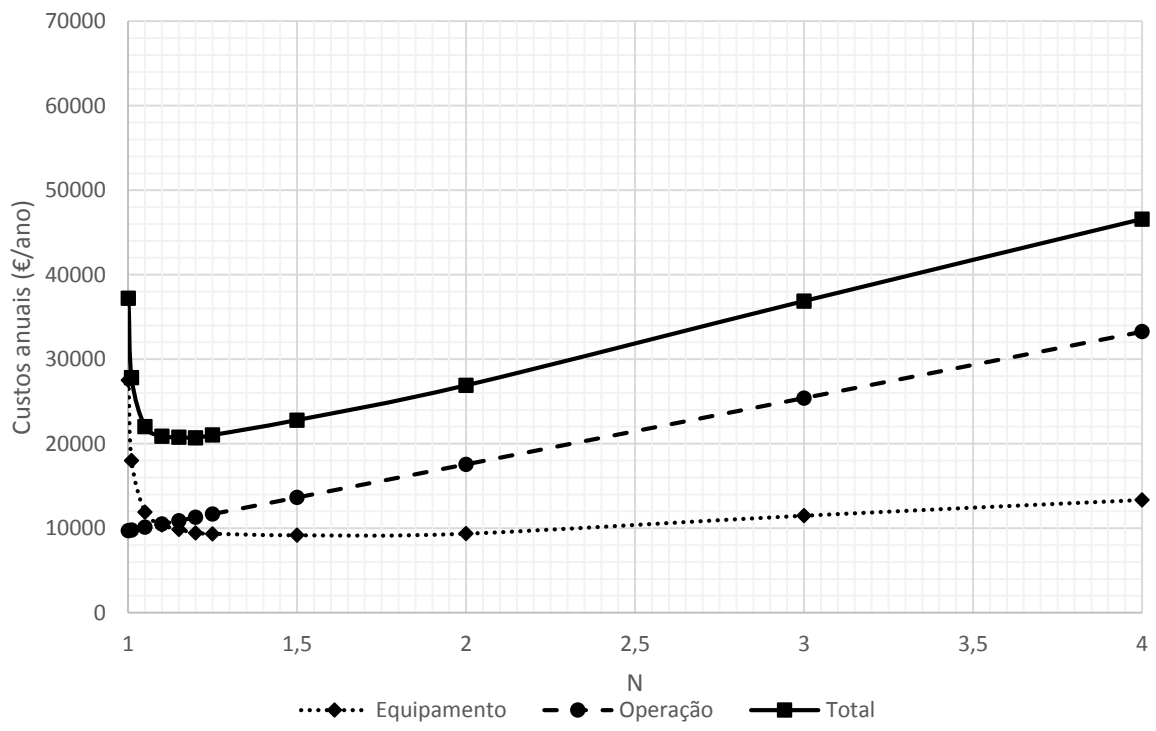


Figura 23: Determinação dos custos anuais de produção que minimizam os custos anuais ligando os condensadores em paralelo

Capítulo IV - Conclusões e Recomendações

Conclusões e Recomendações

Após a realização deste projeto constata-se que os principais objetivos foram atingidos e o trabalho foi concluído com sucesso. Foram diagnosticadas as principais causas para os problemas de eficiência dos equipamentos da unidade de regeneração de solventes e apresentadas propostas de correção e melhoria. No decorrer do trabalho foi feita a integração e simulação do circuito da água de refrigeração com recurso ao AspenPlus®, o que permitiu perceber a interligação de equipamentos e a influência das condições de operação no processo e permitiu a elaboração de propostas de alteração ao circuito e de projeto para a aquisição de uma torre de refrigeração adequada às necessidades processuais da unidade.

Com o desenvolvimento deste trabalho concluiu-se que os principais problemas se relacionavam com a grande acumulação de sujidade nos condensadores, devido a natureza dos fluidos do processo, e que deveriam ser mitigados com recurso a ciclos de limpeza mais frequentes ou com medidas de redução do *fouling* que fossem mais adequadas, visto que a alteração da configuração do permutador em nada resolveria o problema.

Com a integração do circuito numa única simulação percebeu-se que, com a correta adequação das condições de operação, se conseguia minimizar os custos de operação relacionados com os gastos energéticos e concluiu-se que estes seriam inferiores se os condensadores das colunas de destilação mantivessem ligados em paralelo, como atualmente se encontram.

O projeto de um equipamento para o arrefecimento da corrente de água de refrigeração para uma diferença de temperaturas e um caudal de água fixos também se concluiu ser uma proposta plausível, sendo que se os condensadores se encontrassem ligados em série se obteria um custo anual total mínimo.

Desta feita, recomenda-se que seja feito um estudo para aplicação do ciclo de limpeza mais correto a usar na unidade e fazer a troca para o permutador com maior número de passagens (usar o condensador C3 em vez do condensador C1). No que diz respeito à torre de arrefecimento, recomenda-se que seja feita a adequação das condições de operação a cada processo para que os custos de operação possam ser minimizados. A aplicação desta medida requer uma melhoria da instrumentação de controlo mais rigoroso, eficaz e totalmente integrado com os restantes equipamentos para que este tenha uma atuação mais eficaz.

Bibliografia

Bibliografia

- [1] “EGEO,” 2014. [Online]. Disponível em: <http://www.egeo.pt/>. [Acedido a: 26-Nov-2014].
- [2] C. O. Ferreira, “Recuperação e Secagem de Solventes Orgânicos,” M.S. Thesis, Departamento de Química, Universidade de Aveiro, 2012.
- [3] A. B. Fernandes, “Diagnóstico e Optimização das operações de Destilação da EGEO Solventes”, M.S. Thesis, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, 2011.
- [4] R. K. Sinnott, “Heat-transfert Equipment,” em *Coulson and Richardson’s Chemical Engineering - Volume 6: Chemical Engineering Design*, 4ª ed., Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005, pp. 634–728.
- [5] C. J. Geankoplis, *Transport Processes and Unit Operations*, 3ª ed., Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall, Inc, 1993.
- [6] F. P. Incropera, T. L. Bergman, A. s Lavinne, and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7ª ed., New Jersey: Wiley VCH, 2011.
- [7] F. X. X. Zhu, “Heat Exchanger Performance Assessment,” em *Energy and Process Optimization for the Process Industries*, 1ª ed., New Jersey: Wiley & Sons, Inc., 2014, pp. 82–110.
- [8] T. R. Bott, *Fouling of Heat Exchenagers*, 1ª ed., Birmingham, England: ElsevierScience B.V., 1995.
- [9] F. X. X. Zhu, “Heat Exchanger Fouling Assesmente,” em *Energy and Process Optimization for the Process Industries*, 1ª ed., New Jersey: Wiley & Sons, Inc., 2014, pp. 112–138.
- [10] P. Chen and J. Du, “Synthesis of Heat Exchanger Network Subject to Fouling and Ageing with the Cleaning Schedule Optimized,” em *Proceedings of the 6th International Conference on Process Systems Engineering (PSE ASIA)*, 2013, no. June, pp. 498–503.
- [11] N. Cheremisinoff and P. Cheremisinoff, *Cooling Towers - Selection, Design and Practice*, 1ª ed., Collingwood, Michigan: Ann Arbor Science, 1981, pp. 13–162.
- [12] A. S. Foust, L. A. Wenzel, L. Maus, and L. B. Andersen, “Transferência Simultânea de Calor e de Massa - Humidificação,” em *Princípios das Operações Unitárias*, 2ª ed., Rio de Janeiro, Brasil: Guanabara Dois, 1982, pp. 369–400.
- [13] D. R. Baker and H. A. Shryock, “A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance,” *J. Heat Transfer*, vol. 83, pp. 339–349, Aug. 1961.
- [14] W. F. Stoecker and J. W. Jones, “Cooling Towers and Evaporative Condensers,” em *Refrigeration and Air Conditioning*, 2ª ed., McGraw-Hill, Inc., 1983, pp. 365–379.

- [15] R. E. Treybal, "Humidification Operations," em *Mass-Transfer Operations*, 3^a ed., McGraw-Hill International Editions, 1981, pp. 220–274.
- [16] M. F. Mendes, "HETP Evaluation of Structured and Randomic Packing Distillation Column," em *Mass Transfer in Chemical Engineering Processes*, 1^a ed., Rijeka, Croatia: InTech, 2011, pp. 41–68.
- [17] G. Q. Wang, X. G. Yuan, and K. T. Yu, "Review of mass-transfer correlations for packed columns," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 44, pp. 8715–8729, 2005.
- [18] J. Seader, E. Henley, and D. Roper, "Absorption and Stripping of Dilute Mixtures," em *Separation Porcess Principles - Chemical and Biochemical Operations*, 3^a ed., John Wiley & Sons, Inc., 1998, pp. 206–257.
- [19] T. Takahashi and K. Fujita, "A Correlation of Flooding Velocities in Countercurrent Gas-Liquid Contactor of Column Type," *Mem. Sch. Eng.*, vol. 2, no. 1, pp. 43–49, 1967.
- [20] R. C. Byrene, "Standards of the Tubular Exchanger Manufaturers Association." TEMA, Tarrytown, Nova Iorque, pp. 1–302, 1999.

ANEXOS

Anexo A - Exemplos de Cálculo

Nesta seção do anexo podem ser encontrados exemplos de cálculos usados nas diferentes seções do documento, indicando as equações originais usadas e a substituição dos dados e a sua resolução.

A.1 - Determinação da potência de arrefecimento e caudal de água de arrefecimento e coeficiente global de transferência de calor experimentais.

$$\dot{Q} = n_{solvente} \times (-\Delta H_{cond}) + n_{solvente} \times (-\Delta H)$$

$$n_{solvente} = \frac{m_{solvente}}{M_{MET}}$$

$$\Delta H_{cond} = -\Delta H_v^T$$

$$\Delta H_v^T = \Delta H_{eb}^{T_{ref}} \times \left(\frac{1-T_r^T}{1-T_r^{T_{ref}}} \right)^{0,38}$$

$$\Delta H = \int_{T_1}^{T_2} Cp \, dT$$

$$m_{H_2O} = \frac{Q}{Cp_{H_2O} \times \Delta T}$$

$$U = \frac{Q}{A \times \Delta T_{LM}}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_1 = T_{vapor} - T_w^{out}$$

$$\Delta T_2 = T_{cond} - T_w^{in}$$

Substituindo os dados nas equações apresentadas,

$$\Delta H_v^T = 35,2 \times \left(\frac{1-0,6439}{1-0,6589} \right)^{0,38} = -35,79 \text{ kJ/mol}$$

$$\Delta H = \int_{330}^{304,47} (105800 - 362,23T + 0,9379T^2) \, dT = -2,18 \text{ kJ/mol}$$

$$n_{solvente} = \frac{1252,4}{32,042 \times 1000} = 39086,2 \text{ mol/h}$$

$$\dot{Q} = 39086,2 \times 35,79 + 39086,2 \times 2,18 = 412,25 \text{ kW}$$

$$m_{H_2O} = \frac{Q}{Cp_{H_2O} \times \Delta T} = \frac{412,25}{4177 \times (35-28,7)} = 15,66 \text{ kg/s}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(57-35)-(31,47-28,7)}{\ln\left(\frac{57-35}{31,47-28,7}\right)} = 9,28^\circ\text{C}$$

$$U = \frac{412,25 \times 1000}{40 \times 9,28} = 1110,59 \text{ W/m}^2\text{C}$$

A.2 - Coeficiente global de transferência de calor *limpo* e determinação do fator de sujidade (*fouling*)

$$\frac{1}{U_{limpo}} = \frac{1}{h_o} + \frac{(d_o \times \ln(\frac{d_o}{d_i}))}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}$$

$$h_o = 0,95 \times k_L^{T_w} \times \left(\frac{\rho_L^{T_w} (\rho_L^{T_w} - \rho_V^{T_w}) \times g}{\mu_L^{T_w} \times \frac{m_{solvente}}{L \times N_{tubos}}} \right)^{\frac{1}{3}} \times N_r^{-\frac{1}{6}}$$

$$N_r = \frac{2}{3} \times \frac{D_b}{\rho t}$$

$$D_b = d_o \times \left(\frac{N_{tubos}}{K_1} \right)^{\frac{1}{n_1}}$$

$$T_w = T_s - \frac{U_o}{h_o} (T_s - T_t)$$

$$T_s = \frac{(T_{vapor} + T_{cond})}{2}$$

$$T_t = \frac{(T_w^{out} + T_w^{in})}{2}$$

$$h_i = \frac{42000 \times (1,35 + 0,02 \times T_t) \times u_t^{0,8}}{d_i^{0,2}}$$

$$u_t = \frac{m_w / \rho_w}{\frac{A_{tubos} \times N_{tubos}}{N_{pass}}}$$

$$A_{tubos} = \pi \times \left(\frac{d_i}{2} \right)^2$$

$$R_f = \frac{1}{U} - \frac{1}{U_{limpo}}$$

Substituindo nas equações,

$$T_t = \frac{322 + 315,7}{2} = 304,85 \text{ K}$$

$$T_s = \frac{344 + 318,47}{2} = 317,24 \text{ K}$$

O cálculo da temperatura da parede e do coeficiente de transferência de calor do filme externo é feito de forma iterativa, admitindo uma estimativa inicial para o coeficiente (por exemplo, $h_o = 1000 \text{ W/m}^2\text{°C}$).

$$T_w = 317,24 - \frac{1110,59}{1000} (317,24 - 304,85) = 318,6 \text{ K}$$

$$k_L^{T_w} = 0,1942 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$\rho_L^{T_w} = 765,5 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_V^{T_w} = 0,831 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_L^{T_w} = 0,0004198 \text{ Pa.s}$$

$$D_b = 0,025 \times \left(\frac{187}{0,319} \right)^{\frac{1}{2,142}} = 0,49$$

$$N_r = \frac{2}{3} \times \left(\frac{0,49}{0,03} \right) = 10,89$$

$$h_o = 0,95 \times 0,1942 \times \left(\frac{765,5(765,5-0,831) \times 9,8}{0,0004198 \times \frac{1252/3600}{3,01 \times 187}} \right)^{\frac{1}{3}} \times 10,89^{-\frac{1}{6}} = 3489,5 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Como o erro da aproximação inicial dada é muito elevado, deve ser feita uma nova estimativa inicial (por exemplo o valor obtido) e repetir o processo de cálculo. O valor final obtido após convergência da função objetivo (minimização do erro) é $h_o = 3436,59 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

$$A_{tubos} = \pi \times \left(\frac{0,022}{2} \right)^2 = 0,0038 \text{ m}^2$$

$$u_t = \frac{\frac{1252}{999,7}}{\left(\frac{0,0038}{1} \right) \times 187} = 0,22 \text{ m/s}$$

$$h_i = \frac{42000 \times (1,35 + 0,02 \times 304,85) \times 0,22^{0,8}}{0,022^2} = 20015 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Substituindo os coeficientes de transferência de calor peliculares e os restantes dados:

$$\frac{1}{U_{limpo}} = \frac{1}{3436,59} + \frac{0,025 \times \ln\left(\frac{0,025}{0,022}\right)}{2 \times 16} + \left(\frac{0,025}{0,022} \right) \times \frac{1}{20015} = 0,0004476 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

$$U_{limpo} = \frac{1}{0,0004476} = 2233,98 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

O fator de *fouling* para as condições de operação é:

$$R_f = \frac{1}{1110,59} - \frac{1}{2233,98} = 0,000453 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

A.3 - Determinação das perdas de carga na carcaça e nos tubos do permutador

- Perdas de carga na carcaça:

$$\Delta P_s = 8 \times h_f \times \left(\frac{D_b}{d_e} \right) \times \left(\frac{L}{L_b} \right) \times \frac{\rho_s \times u_s^2}{2} \times \left(\frac{\mu_L}{\mu_L^{T_w}} \right)^{-0,14}$$

$$Re = \frac{u_s \times d_e \times \rho_s}{\mu_L}$$

$$d_e = \frac{1,1}{d_o} \times (p_t^2 - 0,917 \times d_o^2)$$

$$u_s = G_s / \rho_s$$

$$G_s = m_{H_2O} / A_s$$

$$A_s = \frac{(p_t - d_o) \times D_s \times L_b}{p_t}$$

Substituindo nas equações:

$$A_s = \frac{(0,03 - 0,025) \times 0,46 \times 0,6}{0,03} = 0,046 \text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{15,66}{0,046} = 340,25 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$u_s = \frac{340,25}{998,82} = 0,341 \text{ m/s}$$

$$d_e = \frac{1,1}{0,025} \times (0,03^2 - 0,917 \times 0,025^2) = 0,0144 \text{ m}$$

$$Re = \frac{0,341 \times 0,0144 \times 998,82}{0,000791} = 6185,5$$

Sabendo o número de Reynolds para o fluxo da água na carcaça, pela figura A.1. obtém-se o coeficiente de fricção para um *cut* de 45%. O fator determinado é, aproximadamente, $R_f = 4 \times 10^{-2}$.

$$\Delta P_s = 8 \times 4 \times 10^{-2} \times \left(\frac{0,46}{0,0144} \right) \times \left(\frac{3,01}{0,6} \right) \times \frac{998,82 \times 0,341^2}{2} \times \left(\frac{0,000791}{0,000571} \right)^{-0,14} = 2843 \text{ Pa}$$

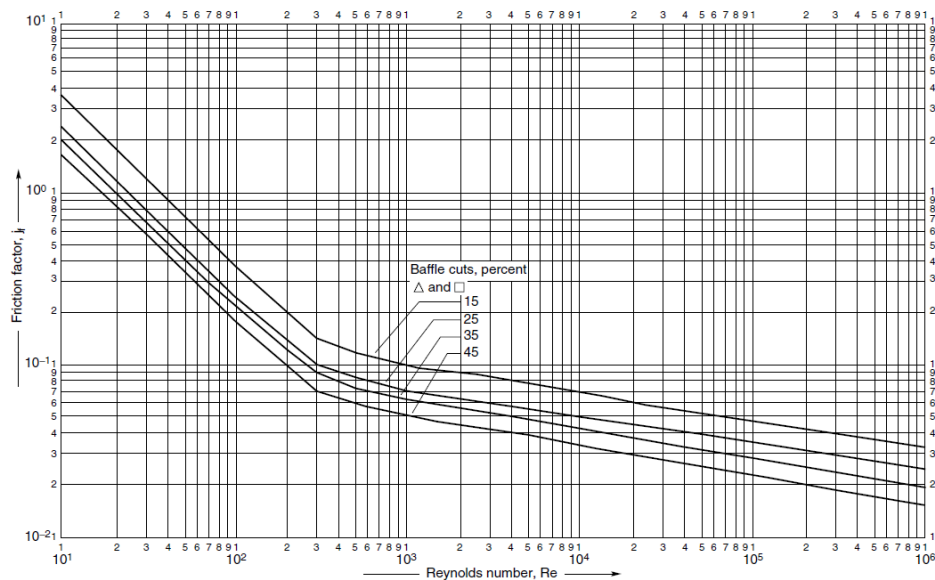


Figura 24: Fator de fricção na carcaça em função do regime de escoamento e do *cut* das chicanas do permutador

- Perda de carga nos tubos:

$$\Delta P_t = \frac{N_{pass}}{2} \times \left(8 \times j_f \times \frac{L}{d} \times \left(\frac{\mu_L}{\mu_L^{T_w}} \right)^{-m} + 2,5 \right) \times \left(\frac{\rho_t}{u_t^2} \right)$$

$$Re = \frac{(\rho_t \times u_t \times d_i)}{\mu_L}$$

$$m = 0,25 \text{ se } Re \leq 2100$$

$$m = 0,14 \text{ se } Re > 2100$$

Como o número de Reynolds para o fluxo nos tubos é:

$$Re = \frac{998,82 \times 0,2204 \times 0,022}{0,000791} = 6122$$

Então o valor de $m = 0,14$.

Consultando a figura A.2. para o número de Reynolds determinado, o fator de fricção é $j_f = 4,7 \times 10^{-3}$.

Substituindo estes dados e os anteriormente conhecidos na equação:

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \times \left(8 \times 4,7 \times 10^{-3} \times \frac{3,01}{0,022} \times \left(\frac{0,000791}{0,000730} \right)^{-0,14} + 2,5 \right) \times \left(\frac{998,82}{0,2204^2} \right) = 184,08 \text{ Pa}$$

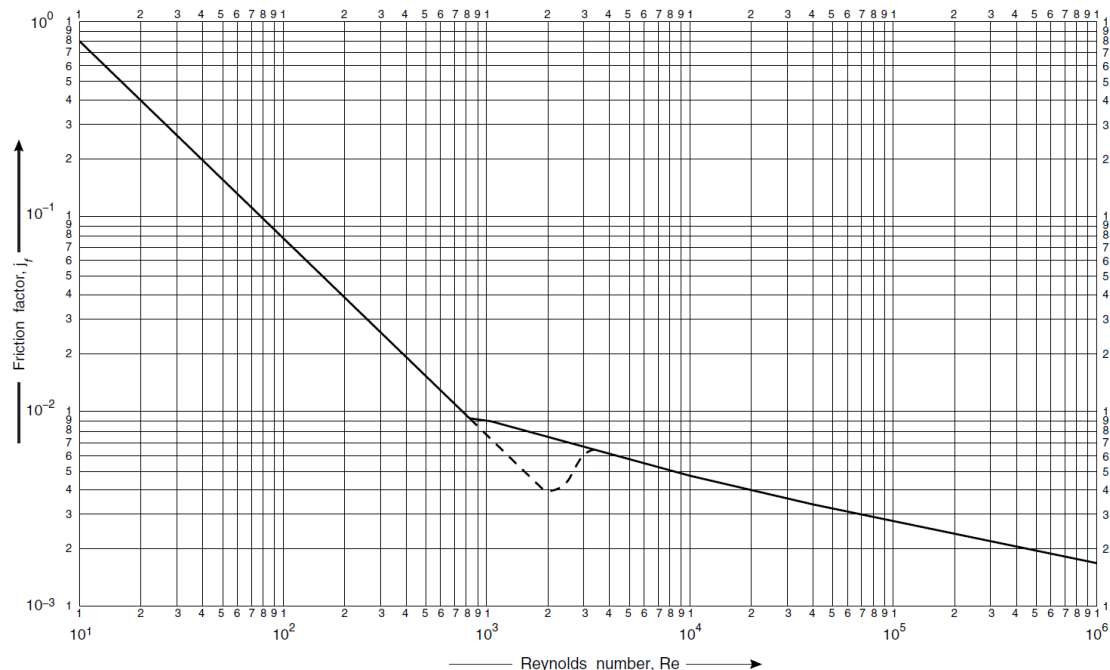


Figura 25: Fator de fricção nos tubos em função do regime do escoamento

A.4 - Determinação do caudal mínimo de ar na torre de arrefecimento

$$\frac{H_{V_2} - H_{V_1}}{T_{L_2} - T_{L_1}} = \frac{\bar{L} \times Cp_L}{V'_{min}} \leftrightarrow V'_{min} = \frac{\bar{L} \times Cp_L}{\frac{H_{V_2} - H_{V_1}}{T_{L_2} - T_{L_1}}}$$

$$H_{V_2} = 53,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (@T_{V_2} = 18,6^\circ\text{C e ar saturado})$$

$$H_{V_1} = 35,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (@T_{V_1} = 14,9^\circ\text{C e } T_{bh} = 11^\circ\text{C})$$

$$\bar{L} = \frac{L_1 + L_2}{2} \approx L_1$$

Substituindo os dados na equação

$$S = 4,25 \times 2,45 = 10,4 \text{ m}^2$$

$$\bar{L} = 68,44 \text{ m}^3/\text{h} = 6584 \text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$$

$$V'_{min} = \frac{6584 \times 4,19}{\frac{53,7 - 35,7}{18,6 - 15,3}} = 5046 \text{ kg ar seco}/\text{m}^2 \cdot \text{h} = 52540 \text{ kg ar seco}/\text{h}$$

Em base húmida, o caudal mínimo é calculado pela relação

$$V_{min} = \frac{V'_{min}}{1 - y} = \frac{52540}{1 - 0,0062} = 52868 \text{ kg ar}/\text{h}$$

A.5 - Determinação do coeficiente global de transferência de massa para o caudal de ar alimentado à torre

$$z = \frac{V}{K_y a \cdot S} \times \int_{H_{V_1}}^{H_{V_2}} \frac{dH_V}{H^* - H_V} = H_{OG} \times N_{OG}$$

$$N_{OG} = \int_{H_{V_1}}^{H_{V_2}} \frac{dH_V}{H^* - H_V}$$

$$K_y a = \frac{V}{z \cdot S} \times N_{OG}$$

A determinação do número global de unidades de transferência de massa da fase gasosa é feita por integração numérica da função $f = \frac{1}{H^* - H_V}$ usando a regra dos trapézios para 100 pontos no intervalo de temperaturas da corrente líquida e onde H_V corresponde à entalpia da fase gasosa à temperatura T_L e H^* corresponde à entalpia de equilíbrio à mesma temperatura T_L . A título ilustrativo, o exemplo que se segue é feito para o ponto $T_L = 15,5^\circ\text{C}$.

$$T_L = 15,5^\circ\text{C}$$

$$H_V = 35,7096 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$H^* = \frac{2,6828T_L^3 - 88,87T_L^2 + 3202,5T_L + 7625,5}{1000} = 45,9036 \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$f = \frac{1}{H^* - H_V} = \frac{1}{45,9036 - 35,7096} = 0,0981$$

Repetindo o processo para os 100 pontos e aplicando a regra dos trapézios para a resolução do integral, o número global de unidades de transferência de massa da fase gasosa é $N_{OG} = 1,37$.

$$V = \frac{V'}{1-y} = \frac{144210}{1-0,0062} = 145110 \text{ kg ar seco/h}$$

$$K_y a = \frac{145110}{0,9 \times 10,4} \times 1,37 = 2,12 \times 10^4 \text{ kg/m}^3 \cdot \text{h}$$

Anexo B – Relações Psicrométricas e Carta Psicrométrica

Nesta secção do anexo encontram-se tabeladas as propriedades mais importantes usadas no estudo da operação de humificação de ar e arrefecimento de água (Tabela 20) bem como a carta psicrométrica que engloba estas propriedades em função da temperatura (Figura 26)

Tabela 20: Principais propriedades usadas no estudo da operação de humificação/desumificação de ar

Propriedade	Descrição	Relação
Humidade Absoluta Y	Quantidade de humidade de um gás em massa	$Y = \frac{M_A p_A}{M_B (P - p_A)}$
Humidade Relativa Y_R	Relação entre a pressão parcial da humidade e a pressão parcial da humidade quando saturada	$Y_R = 100\% \times \frac{p_A}{P_A^s}$
Humidade de Saturação Y_s	Humidade no ponto de saturação	$Y_s = \frac{M_A P_A^s}{M_B (P - P_A^s)}$
Percentagem de Saturação Y_p	Relação entre a humidade absoluta e a humidade no ponto de saturação	$Y_p = 100\% \times \frac{Y}{Y_s}$
Ponto de Orvalho T_d	Temperatura a que a humidade começa a condensar por abaixamento da temperatura	
Calor Específico Húmido C_s	Calor específico de uma massa de gás seco e o vapor que lhe está associado necessário para elevar a temperatura da mistura em 1°C	$C_s = C_{p_B} + Y \times C_{p_A}$
Volume Húmido v_H	Volume ocupado por uma massa de gás seco e o vapor que lhe está associado	$v_H = \frac{RT}{P} \left(\frac{1}{M_B} + \frac{Y}{M_A} \right)$
Entalpia Total (Relativa) H	Soma das entalpias relativas do gás e do conteúdo húmido a ele associado	$H = C_s (T - T_0) + Y \times \Delta H_0^{vap}$
Temperatura de Saturação Adiabática T_{sa}	Temperatura do gás quando está saturado em líquido	$T_{sa} = T - \frac{\Delta H_{sa}^{vap}}{C_{p_{sa}}} (Y_{sa} - Y)$

Temperatura de Termómetro Seco T_G	Temperatura de mistura de vapor-gás	
Temperatura de Termómetro Húmido T_{Wet}	Menor temperatura que pode ser registada no arrefecimento evaporativo de uma superfície húmida e ventilada	$T_{Wet} = T - \frac{\Delta H_{Wet}^{vap}}{Cp} \left(\frac{1}{N_{Le}} \right)^{2/3} (Y_{Wet} - Y)$ <p style="text-align: center;">(*)</p>

Nota: A refere-se à água e B refere-se à mistura vapor-gás. P é a pressão total, p_A a pressão parcial da água, P_A^s a pressão de saturação da água, M_A a massa molar da água, M_B a massa molar da mistura vapor-gás, Cp_A a capacidade calorífica da água, Cp_B a capacidade calorífica da mistura vapor-gás, ΔH^{vap} o calor latente, R a constante dos gases ideais e T a temperatura.

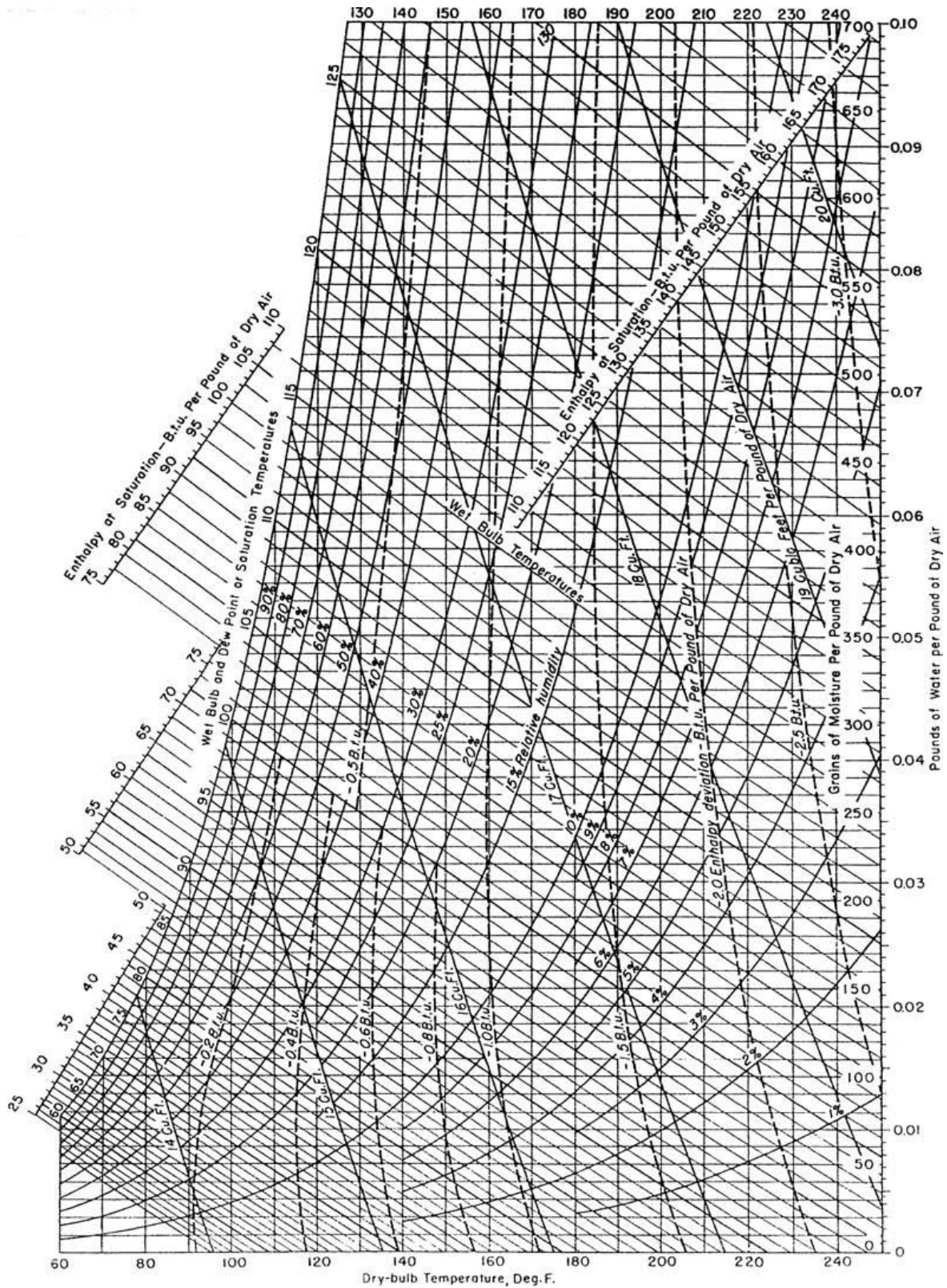


Figura 26: Exemplo de carta psicrométrica para o sistema ar-água à pressão atmosférica

