

ANDRÉ JAVONI

ESTUDO DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM CONDENSADOR E UM
EVAPORADOR DE GÁS R-22 EM UM SISTEMA DE GERAÇÃO DE ÁGUA GELADA

Monografia apresentada ao Departamento
de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia
da Universidade Federal do Rio Grande do Sul,
como parte dos requisitos para obtenção do di-
ploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Francis H. R. França

Porto Alegre
2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ESTUDO DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM CONDENSADOR E UM EVAPORADOR DE GÁS R-22 EM UM SISTEMA DE GERAÇÃO DE ÁGUA GELADA

ANDRÉ JAVONI

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS
PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO(A) MECÂNICO(A)
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. FERNANDO MARCELO PEREIRA
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. JORGE RODOLFO SILVA ZABADAL
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. SÉRGIO LUIS FREY
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2010

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço à minha namorada Cris e à minha família pelo total apoio

ao meu orientador, *Prof. Dr. Francis H. R. França*, que me auxiliou e me aconselhou de forma muito ativa durante o trabalho

à Oxiteno Nordeste pela oportunidade de estágio e realização deste trabalho, especialmente ao Engenheiro Victor Guidobono que sempre me incentivou e me brindou com seu conhecimento e amizade

a todos meus amigos que conheci na universidade e que me proporcionaram boas risadas.

JAVONI, A. **Estudo de Simulação Computacional de um Condensador e um Evaporador de Gás R-22 em um Sistema de Geração de Água Gelada**. 2010. 26f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

Uma indústria petroquímica situada em Triunfo – RS utiliza, dentro de seus processos, água gelada para trocar calor com outros fluidos e controlar processos exotérmicos. O suprimento desta água em uma baixa temperatura é realizada por três conjuntos de unidades refrigeradoras, cada uma contando basicamente com um compressor, um condensador casco e tubos, uma válvula de expansão e um evaporador casco e tubos. O presente trabalho visa simular computacionalmente estes trocadores de calor, utilizando para isso o software ASPEN Shell and Tube Exchanger, comparando-se o rendimento de projeto dos trocadores com seu rendimento real, tentando determinar a perda de eficiência devido a algumas hipóteses levantadas e propor possíveis soluções ao problema.

PALAVRAS-CHAVE: Trocador de calor, Casco e tubos, Condensador, Evaporador, Óleo lubrificante

JAVONI, A. **Study of a Computacional Simulation of a Condenser and a Evaporator of R-22 Gas in a Water Chiller**. 2010. 26f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003.

ABSTRACT

A petrochemical industry located in Triunfo - RS uses within their processes, cold water to exchange heat among fluids to control exothermic processes. The supriment of water at low temperature is performed by three sets of chillers, each one relying primarily on a compressor, a shell and tubes condenser, an expansion valve and a shell and tubes evaporator. The present work aims to computationally simulate these heat exchangers, using the software ASPEN Shell and Tube Exchanger, comparing the exchanger design performance with its current performance, trying to determine the loss of efficiency due to some assumptions raised and to propose possible solutions for the problem.

KEYWORDS: Heat exchanger, Shell and tubes, Condenser, Evaporator, Lubricating oil

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. MOTIVAÇÃO DO TRABALHO	1
1.2. OBJETIVO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
2.1. TROCADORES DE CALOR	1
2.1.1. DESCRIÇÃO	1
2.1.2. TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS	2
2.1.3. FATOR DE INCRUSTAÇÃO	3
2.1.4. INFLUÊNCIA DO ÓLEO EM TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS	3
2.2. EQUACIONAMENTOS BÁSICOS E MÉTODO DE CÁLCULO	4
2.2.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	4
2.2.2. MÉDIA LOGARÍTMICA DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA	5
2.2.3. COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA O LADO DOS TUBOS	6
2.2.4. COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA O LADO CASCO	7
2.2.5. MÉTODO BELL-DELAWARE	7
3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	8
4. METODOLOGIA	10
5. RESULTADOS E ANÁLISES	10
6. CONCLUSÃO	15
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16
8. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	16
9. APÊNDICES	17
APÊNDICE A - TABELAS DE DADOS OBTIDOS EM JANEIRO E MAIO DE 2010 SOBRE O SISTEMA DE GERAÇÃO DE ÁGUA GELADA C-415 A	17
APÊNDICE B- RESULTADOS OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES COM O SOFTWARE ASPEN SHELL AND TUBES EXCHANGER	18

1. INTRODUÇÃO

1.1. MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

Atualmente uma empresa petroquímica utiliza três unidades geradoras de água gelada para atender às exigências do processo. A água, em baixa temperatura, é utilizada na planta para controlar processos químicos exotérmicos e também para a redução da temperatura de outros fluidos do processo através de diversos trocadores de calor.

Essas unidades de geração de água gelada são, resumidamente, compostas por um compressor de gás refrigerante R-22, um condensador do tipo casco e tubos, uma válvula de expansão e um evaporador também do tipo casco e tubos. Em duas destas unidades o rendimento térmico está abaixo do esperado, fato este observado pela baixa redução na temperatura da água gelada. Entre as hipóteses levantadas para a queda de rendimento observada estão a presença excessiva de óleo lubrificante misturado ao gás refrigerante R-22 e também o aumento da temperatura ambiente desde a época de projeto do equipamento, alterando assim as condições de funcionamento.

A unidade de geração de água gelada utilizada neste trabalho é denominada pela empresa onde está instalada como C-415 A. O condensador e o evaporador presentes nesta unidade, e objetos de estudo deste trabalho, são designados pelos tags E-414 A e E-413 A, respectivamente.

1.2. OBJETIVO

O objetivo do presente trabalho é identificar os fatores mais relevantes para a queda de rendimento da unidade de refrigeração através de simulação computacional e quantificar essa queda, utilizando para isso o software ASPEN Shell and Tube Exchanger.

Uma primeira simulação realizada com as condições de projeto serviu como base para a comparação com os resultados da simulação dos mesmos trocadores de calor sob as condições de uso atuais, onde as temperaturas dos fluidos são diferentes das previstas em projeto. A simulação com as condições de projeto serve também para se verificar a veracidade dos valores apresentados pela empresa fabricante dos equipamentos na época em que foram projetados, e analisar se o trocador em condições normais já não está defasado em relação ao especificado. Comparando-se os resultados obtidos nas simulações espera-se quantificar e compreender melhor a queda de desempenho da unidade como um todo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. TROCADORES DE CALOR

2.1.1. DESCRIÇÃO

Trocadores de calor são equipamentos que transferem calor entre dois ou mais fluidos disponíveis em diferentes temperaturas e, de forma geral, um dos fluidos é resfriado, enquanto o outro é aquecido. Eles podem ser classificados como de contato direto, no qual os dois fluidos se misturam, e de contato indireto, que são mais largamente utilizados, no qual os fluidos permanecem separados e o calor é transferido através de uma ou mais paredes. Esses trocadores são amplamente difundidos e usados nos processos de indústrias de energia, petróleo, petroquímica, refrigeração, recuperação de calor, energias alternativas entre outras. Em alguns

casos a retirada de calor não conduz a um resfriamento ou um aquecimento, e sim a uma mudança de fase no fluido, operando assim o trocador como condensador ou evaporador.

Existem diversos modelos de trocadores de calor, mas o do tipo casco e tubos é o mais utilizado nos processos industriais por conta de sua versatilidade, podendo ser aplicado em uma ampla faixa de capacidades e condições operacionais sendo, geralmente, vantajosos do ponto de vista econômico

2.1.2. TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS

Trocadores casco e tubos consistem de um feixe de tubos contidos em um casco normalmente cilíndrico. Eles diferem de acordo com o número de passes no casco e nos tubos sendo que em sua forma mais simples apresenta um único passe nos tubos e no casco. A transmissão de calor se processa através da separação dos fluidos envolvidos, sendo que um deles flui através do lado interno dos tubos e o outro através do lado externo destes (lado do casco). Os principais componentes de um trocador de calor casco e tubos são: casco, feixe de tubos, cabeçote de entrada e cabeçote de retorno. O feixe tubular é composto de uma série de tubos fixados por suas pontas em chapas metálicas denominadas espelhos. A fixação dos tubos aos furos dos espelhos pode ser realizada através de expansão, solda ou combinação de ambos. Os tubos são posicionados de acordo com padrões já determinados, e os padrões mais utilizados são: quadrangular (90°), quadrangular rotado (45°), triangular (30°) e o triangular rotado (45°) e podem ser vistos na Figura 2.1.

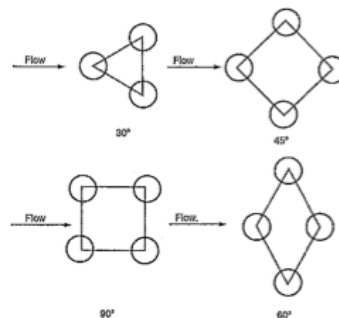


Figura 2.1 – Padrões de arranjo dos tubos em trocadores casco e tubos. (Fonte: Kakaç, 2002)

Usualmente são instaladas chicanas para aumentar o coeficiente convectivo do fluido no lado do casco, aumentando o percurso percorrido do fluido no interior do mesmo e induzindo turbulência no escoamento, aumentando assim a taxa de transferência de calor. Além disso, as chicanas apóiam fisicamente os tubos, reduzindo a vibração induzida pelo escoamento, como visto na Figura 2.2.

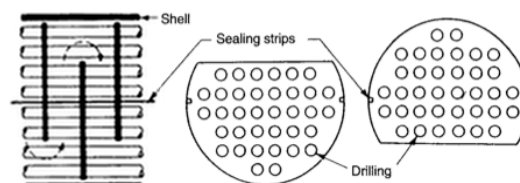


Figura 2.2 – Esquema usual de utilização de chicanas (Fonte: Serth, 2007)

O casco de um trocador é composto de um cilindro, sendo que as suas extremidades poderão estar soldadas aos flanges ou aos próprios espelhos, dependendo do tipo de construção. Os cabeçotes destinam-se a receber e distribuir o fluido pelos tubos. Em casco de trocador de calor com número par de passes do lado dos tubos, um dos cabeçotes opera como ca-

beçotes de retorno.

Os trocadores de calor do tipo casco e tubos são normalizados pela associação denominada *The Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA), e sua classificação é dada através de três letras, representando o cabeçote frontal, o casco e o cabeçote traseiro. Na Figura 2.3 está representado um trocador de calor casco e tubos do tipo AES, semelhante aos trocadores analisados neste trabalho.

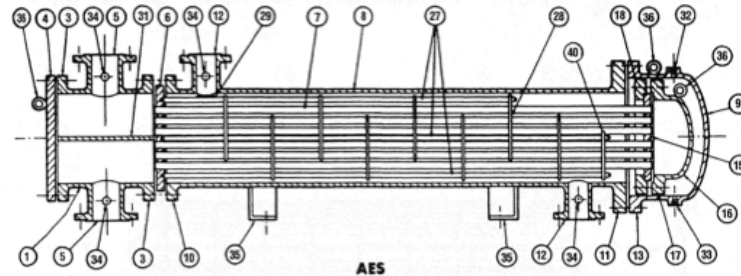


Figura 2.3 – Figura ilustrativa de um trocador casco e tubos com cabeçote de entrada tipo A, casco tipo E e cabeçote de retorno tipo S (Fonte: TEMA, 1999)

2.1.3. FATOR DE INCRUSTAÇÃO

Incrustação é definida por Kakaç, 2002 como a acumulação de substâncias indesejadas sobre uma superfície do trocador de calor. Este material atua como outra resistência térmica à transferência de calor. Este fenômeno pode ocorrer por diversas causas como, por exemplo: precipitação de substâncias dissolvidas, solidificação de material através de reações químicas, corrosão de uma superfície ou crescimento de organismos biológicos.

A variável mais importante na incrustação é a velocidade do fluido, sendo que grande parte das incrustações podem ser diminuídas se a velocidade do fluido for tão alta quanto possível. Um fator de incrustação é designado a um equipamento com o objetivo de superdimensionar suficientemente um trocador de calor para que ele atenda suas necessidades antes que seja realizada a limpeza. A TEMA possui valores indicados para este fator de incrustação, de acordo com o fluido e o tipo de trocador de calor.

2.1.4. INFLUÊNCIA DO ÓLEO EM TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS

Muitos estudos já foram realizados sobre a influência de óleos lubrificantes em condensadores e evaporadores. Praticamente todos esses estudos utilizam procedimentos experimentais para se determinar o comportamento do sistema diante da contaminação com óleo. De acordo com Cawte, 1992, em qualquer bomba de compressão de vapor ou refrigerador, um pouco do óleo lubrificante usado no compressor é ejetado pela linha de descarga do mesmo e carregado pelo circuito através do condensador e do evaporador.

De uma forma geral, óleo lubrificante presente no fluido refrigerante pode causar um efeito dramático no desempenho da transferência de calor, como também na perda de carga em evaporadores e condensadores de acordo com o Thome, 2004. Nos condensadores, a queda na transferência de calor é muito pronunciada, sendo diretamente proporcional à quantidade de óleo presente na mistura de acordo com Cawte, 1992. Como os trocadores trabalham interligados e de uma forma contínua, uma queda de rendimento do condensador por si só já afetará o desempenho do evaporador, pois neste sistema os parâmetros de entrada do evapo-

rador são também os parâmetros de saída do condensador. Sendo assim, essa queda de desempenho entre os trocadores resulta numa queda global no rendimento do equipamento.

Alguns estudos experimentais utilizando R-22 como gás refrigerante em condensadores e evaporadores foram apresentados por Cawte, 1992, e Cawte, 1996, respectivamente. Nesses trabalhos, foram ensaiadas algumas configurações de contaminação do R-22 com óleo lubrificante, utilizando-se para isso uma bancada padronizada. De uma forma geral, os resultados obtidos nos condensadores apontam para uma queda expressiva na taxa de calor trocada e também nos coeficientes globais de transferência de calor. Na condensação, o estudo mostra uma queda de até 28% nesses parâmetros, para uma concentração de 10%, em peso, de óleo lubrificante em relação ao gás R-22 puro. Já na evaporação, de acordo com Cawte, 1996, o efeito se apresenta de forma um pouco diferente, apresentando um aumento de aproximadamente 12% no coeficiente de transferência térmica quando há uma contaminação de até 2% em peso de óleo, e uma redução dessa melhora quando a contaminação começa a aumentar até atingir 10% em peso de óleo lubrificante.

Além disso, outros problemas podem afetar de forma conjunta o desempenho de trocadores de calor. De acordo com Thome, 2004, são encontrados na literatura alguns efeitos de caráter térmico devido à contaminação de gases refrigerantes por lubrificantes, entre eles:

- Aumento da temperatura de ebulição da mistura óleo-refrigerante;
- Alteração das propriedades da fase líquida como densidade, tensão superficial e entalpia;
- Mudança no escoamento, afetando o processo de convecção;
- Geração de espuma dificultando a evaporação do gás liquefeito.

2.2. EQUACIONAMENTOS BÁSICOS E MÉTODO DE CÁLCULO

2.2.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A equação básica para trocador de calor é:

$$q = U A \Delta T_{ml} \quad (2.1)$$

onde q é a taxa de transferência de calor, A é a área de troca térmica, U é o coeficiente global de transferência de calor e ΔT_{ml} é a diferença média de temperatura entre os fluidos.

Assumindo-se também que a transferência de calor dos fluidos do trocador e a vizinhança sejam desprezíveis e que não ocorre mudança de fase dos fluidos é possível chegar às taxas de transferência de calor dos fluidos quente e frio, respectivamente :

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,e} - T_{h,s}) \quad (2.2)$$

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,s}) \quad (2.3)$$

onde \dot{m}_h é a vazão mássica, $C_{p,h}$ é o calor específico a pressão constante, $T_{h,e}$ e $T_{h,s}$ são respectivamente, as temperaturas de entrada e de saída, relativos ao fluido quente. E \dot{m}_c é a vazão mássica, $C_{p,c}$ é o calor específico a pressão constante, $T_{c,e}$ e $T_{c,s}$ são respectivamente, as temperaturas de entrada e de saída, relativos ao fluido frio.

O coeficiente global de transferência de calor depende do coeficiente de transferência de calor por convecção dos fluidos, da resistência da parede dos tubos e também do fator de incrustação. Baseando-se U em uma área determinada A obtêm-se:

$$U = \frac{1}{R_{ho} + R_{do} + R_w + R_{hi} + R_{di}} \quad (2.4)$$

Na Equação (2.4) R_{ho} e R_{hi} representam, respectivamente a resistência térmica induzida pelo fluido que circula no lado do casco e nos tubos, R_{do} e R_{di} representam, respectivamente, a resistência térmica induzida pela incrustação no lado externo e interno dos tubos e R_w é a resistência imposta pelas paredes dos tubos.

2.2.2. MÉDIA LOGARÍTMICA DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA

A diferença de temperatura entre dois fluidos em um trocador é, quase sempre, variável de ponto a ponto. O uso da média logarítmica da diferença de temperatura pode ser aplicado considerando-se válidas as seguintes considerações:

- Todos os elementos de um dado fluido tem o mesmo histórico térmico de passagem através do trocador.
- O trocador opera em estado permanente;
- O calor específico para cada fluido é constante;
- O coeficiente global de transferência de calor é constante;
- As perdas de calor são desprezíveis.

O método da média logarítmica das diferenças de temperaturas é muito simples de se utilizar quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos são conhecidas ou de fácil determinação através de balanço de energia. Entretanto, quando somente as temperaturas de entrada do processo são conhecidas, o uso do método DTML exige um processo interativo trabalhoso, normalmente resolvido através de cálculos computacionais.

Para trocadores com correntes paralelas usa-se:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,e} - T_{c,e}) - (T_{h,s} - T_{c,s})}{\ln \left(\frac{(T_{h,e} - T_{c,e})}{(T_{h,s} - T_{c,s})} \right)} \quad (2.5)$$

Para trocadores com correntes contrárias usa-se:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,e} - T_{c,s}) - (T_{h,s} - T_{c,e})}{\ln \left(\frac{(T_{h,e} - T_{c,s})}{(T_{h,s} - T_{c,e})} \right)} \quad (2.6)$$

onde $T_{h,e}$ e $T_{h,s}$ são as temperaturas de entrada e de saída, relativos ao fluido quente, e $T_{c,e}$ e $T_{c,s}$ são respectivamente, as temperaturas de entrada e de saída, relativos ao fluido frio.

2.2.3. COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA O LADO DOS TUBOS

O número de Reynolds é normalmente o primeiro equacionamento a ser feito para se obter características do fluido no lado dos tubos:

$$Re = \frac{D_i V \rho}{\mu} \quad (2.7)$$

onde D_i é o diâmetro interno do tubo, V é a velocidade do fluido, ρ é a massa específica e μ é a viscosidade do fluido. Considerando-se o fluido incompressível, regime estacionário e uma área circular de seção uniforme obtêm-se a seguinte simplificação:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu} \quad (2.8)$$

De acordo com o valor obtido pela equação (2.9) ou (2.10) pode ser determinado o tipo de escoamento existente, de acordo com a Tabela 2.1

Tabela 2.1 Reynolds x escoamento

Número de Reynolds	Regime do Escoamento
$Re < 2300$	Laminar
$2300 < Re < 10000$	Transição
$Re > 10000$	Turbulento

Outro dado importante para caracterizar o escoamento nos tubos é o número de Prandtl, Pr , obtido por:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.9)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido. O número de Prandtl independe das propriedades construtivas do trocador de calor e está somente relacionado às propriedades do próprio fluido.

Para fluxo turbulento totalmente desenvolvido em tubos circulares lisos utiliza-se a equação de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0,023 Re^{\frac{4}{5}} Pr^n \quad (2.10)$$

onde o índice $n = 0,4$ para aquecimento e $n = 0,3$ para resfriamento do fluido.

Para obter o coeficiente de convecção de transferência de calor entre a parede do tubo e o fluido que escoam no seu interior usa-se o número de Nusselt.

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} \quad (2.11)$$

2.2.4. COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA O LADO CASCO

Existem alguns métodos para calcular o coeficiente de transferência de calor para o lado do casco, entretanto um dos mais utilizados é o método desenvolvido por Kern, 1950.

Para o cálculo do número de Nusselt é usado o equacionamento:

$$Nu = 0,36 Re^{0,55} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.12)$$

onde Re é o número de Reynolds que é equacionado:

$$Re = \frac{GD_e}{\mu} \quad (2.13)$$

onde G é a velocidade mássica, e D_e é o diâmetro equivalente, como são descritos a seguir:

$$D_e = \frac{4 \left(P_t^2 - \frac{\pi OD^2}{4} \right)}{\pi OD^2} \quad (2.14)$$

onde P_t é a distância entre os centros de dois tubos adjacentes e OD é o diâmetro do casco .

Já o cálculo da velocidade mássica é dado por:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (2.15)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica dentro do casco e A_s é a área livre na qual o fluido escoar no lado do casco:

$$A_s = \frac{OD C B}{P_t} \quad (2.16)$$

onde OD é o diâmetro do casco, B é a distância entre as chicanas, e C é o espaço livre entre dois tubos adjacentes.

2.2.5. MÉTODO BELL-DELAWARE

De acordo com Serth, 2007, o método de cálculo proposto por Kern, 1950 é simplificado demais e não leva em conta fatores complexos a cerca do fluxo de fluido dentro do casco e sua interação com as chicanas e seus vazamentos internos. Sendo assim, de acordo com Serth, 2002, desenvolveu-se o método de Bell-Delaware para suprir essas diferenças e simplificações do método de Kern. De acordo com o método Bell-Delaware a equação básica para se calcular o coeficiente médio de transferência de calor no casco, h_o , é dado por:

$$h_o = h_{id} J_c J_l J_b J_s J_r \quad (2.17)$$

onde J_c, J_l, J_b, J_s e J_r são os fatores de correção, obtidos de forma empírica e tabelados em literaturas, utilizados para corrigir h_{id} , o coeficiente de transferência de calor para fluxo cruzado puro em um feixe ideal de tubos, calculado por:

$$h_{id} = j_i c_{ps} \left(\frac{\dot{m}_s}{A_s} \right) \left(\frac{k_s}{C_{ps} \mu_s} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,W}} \right)^{0,14} \quad (2.18)$$

onde j_i é o fator de Colburn para feixe ideal de tubos, C_{ps} é o calor específico a volume constante no casco, \dot{m}_s é a vazão mássica dentro do casco e A_s é a área de passagem do escoamento, μ_s é a viscosidade dinâmica do fluido que passa pelo lado casco e k_s é a condutividade no lado casco.

O valor de j_i é função do número de Reynolds para o lado casco, Re_s :

$$Re_s = \frac{d_o \dot{m}_s}{\mu_s A_s} \quad (2.19)$$

Em cálculos computacionais o valor de j_i é obtido através da equação:

$$j_i = a_1 \left(\frac{1,33}{\frac{P_t}{d_o}} \right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (2.20)$$

onde

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14(Re_s)^{a_4}} \quad (2.21)$$

Os coeficientes denominados a_1, a_2, a_3, a_4 são determinados para uma faixa de número de Reynolds e também para cada padrão de arranjo do feixe de tubos, e são encontrados tabelados na literatura.

O software utilizado para realizar as simulações deste trabalho faz uso do método de Bell-Delaware porém de uma forma modificada pela própria companhia, denominado HTFS Silver-Bell, sendo ele protegido sob segredo industrial. Desta forma, praticamente nenhuma informação a respeito do método de cálculo, sobre os coeficientes de correção utilizados ou sobre a incerteza do cálculo é disponibilizada aos usuários. Apesar de toda a incerteza nos cálculos, o software foi escolhido devido a sua larga utilização no meio petroquímico para definição de projetos de trocadores de calor.

3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Na unidade fabril da Oxiteno, localizada no Pólo Petroquímico de Triunfo – RS, utilizam-se três unidades geradoras de água gelada. Essa água, em baixa temperatura, é utilizada em diferentes processos, onde se deseja a redução na temperatura de um outro fluido. A unidade de geração C-415, mais especificamente seus condensador e evaporador, serão analisados neste trabalho.

A Tabela 3.1 descreve as características construtivas principais dos trocadores, retiradas da documentação existente na empresa sobre o projeto dos mesmos.

Tabela 3.1 – Características do condensador E-414 e do Evaporador E-413

	Condensador E-414	Evaporador E-413
Fabricante	LUWA	LUWA
Ano de Fabricação	1988	1988
Material do Casco	Aço	Aço
Material dos Tubos	Cobre	Cobre
Número de Tubos	734	694
Comprimento dos Tubos [mm]	3720	3720
Diâmetro interno casco [mm]	688	738
Fator de Incrustação [m².°C.h/kcal]	0,0004	0,0004

Ressalta-se que os dois trocadores em estudo, de acordo com os desenhos de projeto e demais informações do fabricante, não apresentam uso de chicanas instaladas internamente, desta forma todo o modelamento no software foi efetuado sem a utilização de chicanas.

Os dados apresentados na Tabela 3.2 descrevem os valores de troca térmica especificados pelo fabricante, sendo assim considerados os valores de projeto dos trocadores em questão. Outros fatores importantes no estudo de trocadores de calor são as definições corretas a cerca dos fluidos que irão circular no mesmo. Através de pesquisa na documentação dos trocadores levantaram-se os dados apresentados também na Tabela 3.2

Tabela 3.2 – Dados de projeto de cada trocador

	Condensador E-414		Evaporador E-413	
Taxa de Calor [kcal/h]	1294480		814500	
	Lado Casco	Lado Tubos	Lado Casco	Lado Tubos
Tipo de Fluido	R-22	Água de Resfriamento	R-22	Água Gelada
Vazão [kg/h]	26970	92460	26970	99750
	Condensador		Evaporador	
	Água de Resfriamento		Água Gelada	
Temperatura Entrada	31°C		5°C	
Temperatura Saída	41°C		-5°C	

Para se realizar uma simulação sob as condições atuais de baixo desempenho foram utilizados dados adquiridos em janeiro de 2010, quando a performance da unidade estava muito abaixo do seu desempenho projetado. Esses dados encontram-se no Apêndice A deste trabalho, e os valores médios utilizados efetivamente na simulação são apresentados na Tabela 3.5 e Tabela 3.6.

Tabela 3.3 – Valores médios obtidos em janeiro de 2010

	Pressão na sucção do compressor Kgf/cm²	Temperatura do gás na sucção do compressor °C	Pressão na descarga do compressor Kgf/cm²	Temperatura do gás na descarga do compressor °C	Temperatura de entrada da água gelada no evaporador °C	Temperatura de saída da água gelada no evaporador °C
Valores Médios	3,4175	6,1625	13,05375	71,175	11,95	8,4625
	Temperatura de entrada da água de refrigeração no condensador °C	Temperatura de saída da água de refrigeração no condensador °C	Temperatura Ambiente °C			
Valores Médios	27,11875	31,625	26,3375			

Tabela 3.4 – Valores médios obtidos em de maio de 2010

	Pressão na sucção do compressor Kgf/cm²	Temperatura do gás na sucção do compressor °C	Pressão na descarga do compressor Kgf/cm²	Temperatura do gás na descarga do compressor °C	Temperatura de entrada da água gelada no evaporador °C	Temperatura de saída da água gelada no evaporador °C
Valores Médios	2,93	2,91	13,70	75	13,85	7,7
	Temperatura de entrada da água de rerigeração no condensador °C	Temperatura de saída da água de rerigeração no condensador °C	Temperatura Ambiente °C			
Valores Médios	25,05	31,17	21,73			

4. METODOLOGIA

O procedimento utilizado neste trabalho foi simular os trocadores de calor em algumas situações, utilizando o software *ASPEN HTFS Shell and Tube Exchanger*, para assim comparar os resultados obtidos em cada simulação. Primeiramente, foi realizado o levantamento dos dados relativos à construção e às especificações de projeto, fornecidas pelas folhas de dados e desenhos do fabricante. Essas informações sobre a construção dos trocadores foram utilizadas para modelá-los no software, e as condições de projeto foram utilizadas para alimentar os dados da primeira simulação. Essa primeira simulação utilizou os dados operacionais determinados em projeto, mostrados na Tabela 3.2, e serviu de base de comparação com as demais simulações, para se tentar determinar a queda de rendimento observado. As simulações posteriores foram realizadas utilizando-se o mesmo modelo físico, porém utilizando-se as condições atuais de funcionamento citadas anteriormente nas Tabela 3.3 e Tabela 3.4. Vale lembrar que, como citado anteriormente, os parâmetros de saída do condensador são usados como parâmetro de entrada no evaporador, desta forma esta condição foi utilizada também durante as simulações no objetivo de representar mais fielmente o processo.

5. RESULTADOS E ANÁLISES

Com base na primeira simulação, realizada com os dados de projeto, pode-se obter um valor para o calor trocado no condensador e no evaporador e assim compará-lo com os valores obtidos junto à documentação do fabricante. O resultado obtido nesta primeira simulação e sua comparação com os valores do fabricante podem ser vistos na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Tabela comparativa das taxa de calor obtidas na simulação com condições de projeto

Taxa de Calor [kcal/h]	Condensador E-414	Evaporador E-413
Valor do Fabricante	1294480	814500
Valor Obtido Simulação Projeto	1128927	969993
Diferença [%]	-12,79%	19,09%

Existe uma diferença entre os valores da taxa de calor obtidos na simulação e os valores considerados pelo fabricante dos trocadores, porém essa diferença não demonstra ser muito elevada, dado o alto grau de incerteza quanto às correlações utilizadas no software, bem como a incerteza dos cálculos do próprio fabricante, realizado há muitos anos. Supondo que essa

diferença encontrada seja plausível para o que é proposto, o modelo computacional criado foi considerado válido para a realização deste trabalho.

Na segunda simulação, utilizou-se o mesmo modelo computacional dos trocadores de calor, porém as condições e os dados de entrada utilizados foram os atuais, retirados de um estudo efetuado em janeiro de 2010, quando diversos parâmetros do equipamento foram acompanhados e registrados durante um período de funcionamento.

Os resultados obtidos através da segunda simulação, foram comparados com a primeira simulação e podem ser vistos nas Tabelas 5.2 e 5.3.

Tabela 5.2 - Tabela comparativa do taxa de calor da simulação em condições de projeto com a simulação nas condições de janeiro de 2010

Taxa de Calor [kcal/h]	Condensador E-414	Evaporador E-413
Valor Obtido Simulação Projeto	1128927	969993
Valor Obtido Simulação janeiro 2010	358258	256614
Diferença [kcal/h]	770669	713379
Queda [%]	68,27%	73,53%

Tabela 5.3 - Tabela comparativa da coeficiente global de transferência de calor da simulação em condições de projeto com a simulação nas condições de janeiro de 2010

Coeficiente Global de Transferência de Calor [kcal/h.m ² .°C]	Condensador E-414	Evaporador E-413
Valor Obtido Simulação Projeto	1602,3	559,3
Valor Obtido Simulação janeiro 2010	543,5	99
Diferença [kcal/h.m ² .°C]	1058,8	460,3
Queda [%]	66,08%	82,30%

Observa-se através dos dados acima que houve uma queda muito acentuada nos dois trocadores analisados, tanto na taxa de calor trocado como também no coeficiente global de transferência de calor. Percebe-se também que a queda é maior no evaporador do que no condensador, justificando o fato de que o sistema atua em cascata, pois as condições de entrada do evaporador são as condições de saída do condensador. Nota-se que a queda é muito mais acentuada do que se esperava, baseando-se nos estudos apresentados sobre a influência do óleo em trocadores de calor, o que leva a indicar que o problema de desempenho não é causado exclusivamente pela contaminação dos mesmos, e sim por um conjunto de fatores.

Uma terceira simulação foi efetuada, porém agora com dados obtidos em leituras ocorridas em maio de 2010, onde a temperatura ambiente e, conseqüentemente, a carga térmica de toda a planta estava um pouco mais baixa, comparando-se com os dados de janeiro de 2010. Da mesma maneira que na segunda simulação foram utilizados valores médios entre as medições efetuadas. Os resultados podem ser vistos nas Tabelas 5.4 e 5.5.

Tabela 5.4 - Tabela comparativa entre a taxa de calor da simulação em condições de projeto com a simulação nas condições de maio de 2010

Taxa de Calor [kcal/h]	Condensador E-414	Evaporador E-413
Valor Obtido Simulação Projeto	1128927	969993
Valor Obtido Simulação maio 2010	604879	547687
Diferença [kcal/h]	524048	422306
Queda [%]	46,42%	43,53%

Tabela 5.5 - Tabela comparativa da coeficiente global de transferência de calor da simulação em condições de projeto com a simulação nas condições de maio de 2010

Coeficiente Global de Transferência de Calor [kcal/h.m ² .°C]	Condensador E-414	Evaporador E-413
Valor Obtido Simulação Projeto	1602,3	559,3
Valor Obtido Simulação maio 2010	975,3	191,1
Diferença [kcal/h.m ² .°C]	627	368,2
Queda [%]	39,13%	65,83%

Nota-se que a simulação com os dados de maio de 2010 também apresenta uma queda significativa na taxa de calor e no coeficiente global de transferência de calor, quando comparados aos valores da simulação de projeto dos trocadores, porém essa queda é menor do que a obtida na simulação com os dados de janeiro de 2010. A comparação destes resultados é visualizada graficamente nas Figuras 5.1 e 5.2

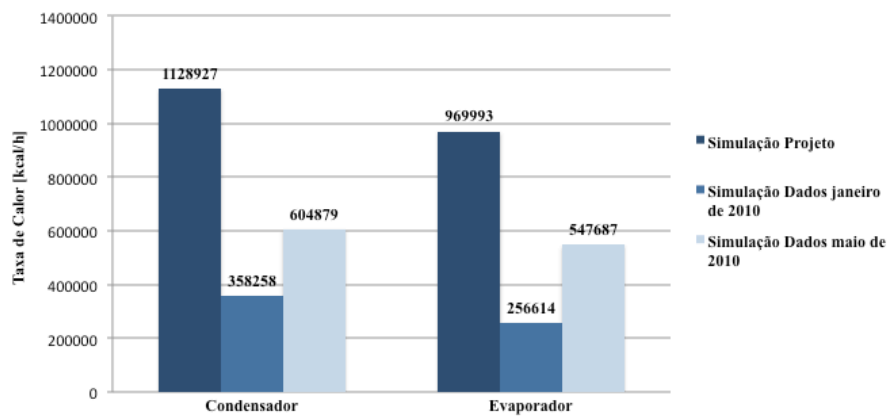


Figura 5.1 - Comparativo entre as taxas de calor em cada simulação

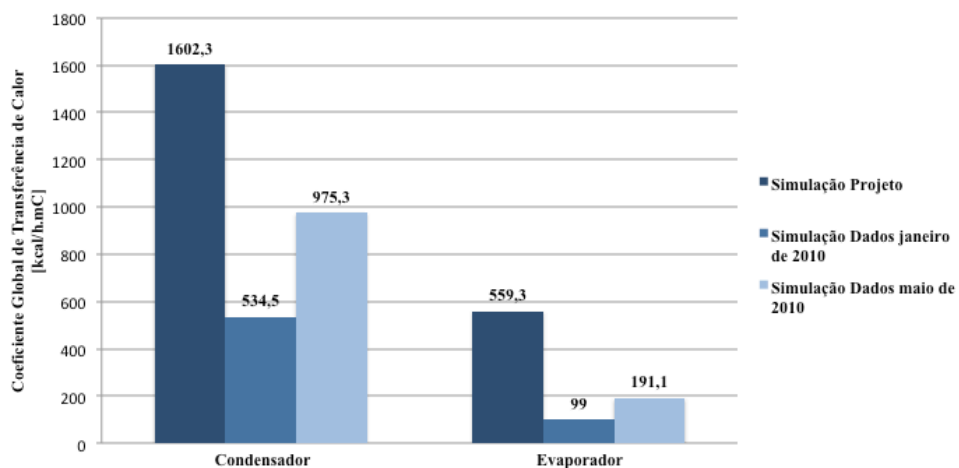


Figura 5.2 – Comparativo entre os coeficientes globais de transferência de calor em cada simulação

Analisando-se as simulações de janeiro e maio de 2010, pode-se notar que há uma visível melhora nos valores da taxa de calor e também nos coeficientes globais de transferência de calor dos trocadores analisados. Isso leva à crer que a temperatura do ambiente possa causar uma grande influência no desempenho do sistema.

As Tabelas 5.6 e 5.7 mostram, com os dados de entrada, que com o passar dos meses entre janeiro e maio houve um aumento da diferença de temperatura obtida nos trocadores, ou seja, um melhor aproveitamento dos mesmos e um resultado mais próximo aos obtidos no projeto.

Tabela 5.6 – Diferença entre temperaturas de água gelada no evaporador nas medições de janeiro e maio de 2010

	Temperatura de entrada de água gelada no evaporador °C	Temperatura de saída da água gelada no evaporador °C	Diferença de temperatura de água gelada entre a entrada e saída do evaporador °C
Valores de Projeto	5	-5	10
Valores Médios janeiro 2010	11,95	8,46	3,49
Valores Médios maio 2010	13,85	7,7	6,15

Tabela 5.7 – Diferença entre temperaturas de água de refrigeração do condensador nas medições de janeiro e maio de 2010

	Temperatura de entrada da água de refrigeração no condensador °C	Temperatura de saída da água de refrigeração no condensador °C	Diferença de temperatura da água de refrigeração entre a entrada e saída do condensador °C
Valores de Projeto	31	41	10
Valores Médios janeiro 2010	27,11	31,62	4,51
Valores Médios maio 2010	25,05	31,17	6,12

Pode-se notar que pela os dados da Tabela 5.8 demonstram uma queda na temperatura média do ambiente entre os meses de janeiro e maio, o que confrontando-se com os dados anteriores, demonstra uma aparente ligação entre a queda da temperatura ambiente com o melhor desempenho do equipamento como um todo.

Tabela 5.8 – Diferença na temperatura ambiente entre as medições de janeiro e maio de 2010

	Temperatura ambiente °C	Diferença da temperatura ambiente entre janeiro e maio de 2010 °C
Valores Médios janeiro 2010	26,3	4,6
Valores Médios maio 2010	21,7	

O que se sabe é que tanto a temperatura da água utilizada no condensador, como a temperatura da água gelada que sai do evaporador têm relação direta com a temperatura do ambiente no qual o sistema está instalado, e essas temperaturas influenciam diretamente o ciclo de refrigeração. É importante lembrar também que, com a temperatura ambiente mais baixa a carga de operação da planta pode ser elevada, em comparação aos períodos mais quentes, desta forma a temperatura de entrada da água gelada no evaporador pode ser maior do que nos períodos mais quentes do ano. Deve-se lembrar que com temperaturas fora da faixa de projeto o sistema acaba trabalhando em um ciclo de refrigeração diferente do projetado, como exemplificado pela Figura 5.3.

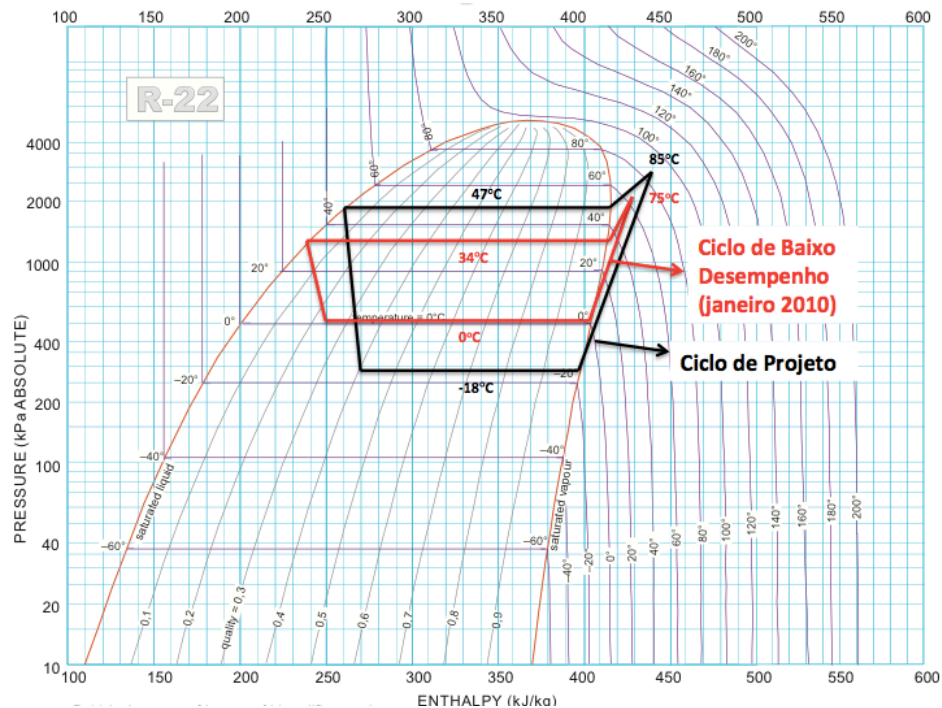


Figura 5.3 – Esquematização de dois ciclos genéricos nas condições de projeto e em condições de baixo desempenho

Desta forma, com uma temperatura ambiente menor é possível uma maior diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água de resfriamento no condensador, como também de água gelada no evaporador. Por fim, essa maior diferença de temperatura acaba implicando em uma maior troca térmica dentro dos trocadores, como pode ser visto nas Equações 2.4 e 2.5, demonstrando assim uma maior eficiência quando o ambiente apresenta uma temperatura mais amena.

Desta forma, analisando-se todas as informações apresentadas anteriormente é possível afirmar que o baixo desempenho no equipamento não ocorre somente por um fator isolado, como a contaminação dos trocadores por óleo, e sim por uma associação de fatores que prejudicam conjuntamente o desempenho global do equipamento.

Sabe-se que, neste tipo de problema de performance em trocadores de calor, é muito difícil isolar todos os possíveis fenômenos causadores da queda de desempenho. Existe uma interação entre esses fenômenos, e suas relações entre si são de difícil análise.

Como a influência de uma maior carga térmica da planta em relação à água gelada é um dos fatores de influência no desempenho, uma possível solução para este caso seria a revisão desta carga térmica da planta e possivelmente a aquisição de uma nova unidade de geração de água gelada. Desta forma, seria possível distribuir melhor a carga entre os equipamentos e diminuir o patamar de temperatura de saída da água gelada.

É importante ressaltar que, neste caso, também seria necessário uma maior vazão de água de refrigeração para os condensadores, e que isso não seria possível dada à limitação existente atualmente na planta para este tipo de suprimento. Desta forma, também deveriam ser realizados estudos reativos ao fornecimento de água de refrigeração, para que ele seja consistente com a demanda necessária em vazão como também em temperatura.

6. CONCLUSÃO

Foram estudados os resultados de simulações computacionais sobre o funcionamento, em diversas condições, de um condensador e um evaporador do tipo casco e tubos de um sistema de geração de água gelada. Essas simulações objetivam quantificar e analisar possíveis causas da acentuada queda no rendimento deste equipamento.

O estudo primeiramente apontou que os resultados obtidos com a simulação em condições de projeto, quando comparados com os valores passados pelo fabricante, apresentam uma boa proximidade dado o nível de incertezas envolvido, desta forma o modelo foi considerado válido para as posteriores simulações.

As posteriores simulações utilizaram dados obtidos experimentalmente nos meses de janeiro e maio de 2010, e os resultados demonstram uma queda acentuada tanto na taxa de calor quanto no coeficiente global de transferência de calor dos trocadores de calor, comparando-se com os resultados da primeira simulação. Na simulação com os dados de janeiro a queda na taxa de calor em relação aos valores de projeto chega a 68,27% e 73,54%, para o condensador e o evaporador, respectivamente. Já no coeficiente global de transferência de calor, essa queda é de 66,64% e 82,3%, para o condensador e o evaporador respectivamente.

Quando utilizados os valores obtidos em maio de 2010, os resultados, quando comparados à simulação de projeto, têm uma queda um pouco menor do que na simulação com os valores de janeiro. Para a simulação com os dados de maio, a queda na taxa de calor em relação aos valores de projeto chega a 46,42% e 43,54% para o condensador e o evaporador respectivamente. Com respeito ao coeficiente global de transferência de calor, essa queda é de 39,13% e 65,83% para o condensador e o evaporador, respectivamente.

É possível perceber que, apesar de muito acentuada, essa queda em relação aos valores de projeto é menor durante o período do ano em que a temperatura ambiente é um pouco mais baixa. Com uma queda de aproximadamente 4°C na temperatura média do ambiente entre as medições de janeiro e maio, foi possível observar uma melhora considerável, em torno de 50%, no desempenho dos trocadores.

Todos esses resultados levam à conclusão de que o problema da queda de desempenho dos equipamentos analisados não acontece devido somente à contaminação por óleo, pois de acordo com outros trabalhos pesquisados essa queda não seria tão acentuada considerando-se somente este fenômeno. A contaminação por óleo nos trocadores influencia na queda de desempenho dos equipamentos, porém a diferença das condições de utilização em relação ao projeto original também colabora de forma bastante acentuada à queda de desempenho. Este trabalho também aponta que, como esperado, é extremamente complicado isolar os fatores responsáveis pelo mau desempenho de um trocador de calor, ainda mais quando estes equipamentos estão operando de forma interligada e dentro de instalações industriais.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CAWTE, H., Effect of Lubricating Oil Contamination on Condensation in Refrigerant R22, INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, VOL 16, 327-340, 1992.

CAWTE, H.; SANDERS, D.A.; POLAND, G.A., Effect of Lubricating Oil Contamination on Evaporation in Refrigerants R12 and R22, INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, VOL 20, 663-679, 1996.

KAKAÇ, S., LIU, H., Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design, Second Edition, CRC Press, 2002.

KERN, DONALD Q., Process Heat Transfer, McGraw-Hill, 1950

SERTH, R. W., Process Heat Transfer: Principles and Applications, Academic Press, 2007

THOME, J. R., Wolverine Tubes Engineering Data Book III, Chapter 16 – Effects of Oil on Thermal Performance of Heat Exchangers, 2004.

TUBULAR EXCHANGERS MANUFACTURERS ASSOCIATION (TEMA), Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, Eighth Edition, 1999.

8. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

ASPENTECH – *Webpage* do fabricante do software ASPEN Shell And Tubes Exchanger, <http://support.aspentech.com> (Acessado em 11/2010).

INCROPERA F. P., WITT D. P D., Fundamentos de Transferência de Calor e Massa, McGraw Hill, 6a Edição, Rio de Janeiro, 2008.

9. APÊNDICES

APÊNDICE A - TABELAS DE DADOS OBTIDOS EM JANEIRO E MAIO DE 2010 SOBRE O SISTEMA DE GERAÇÃO DE ÁGUA GELADA C-415 A

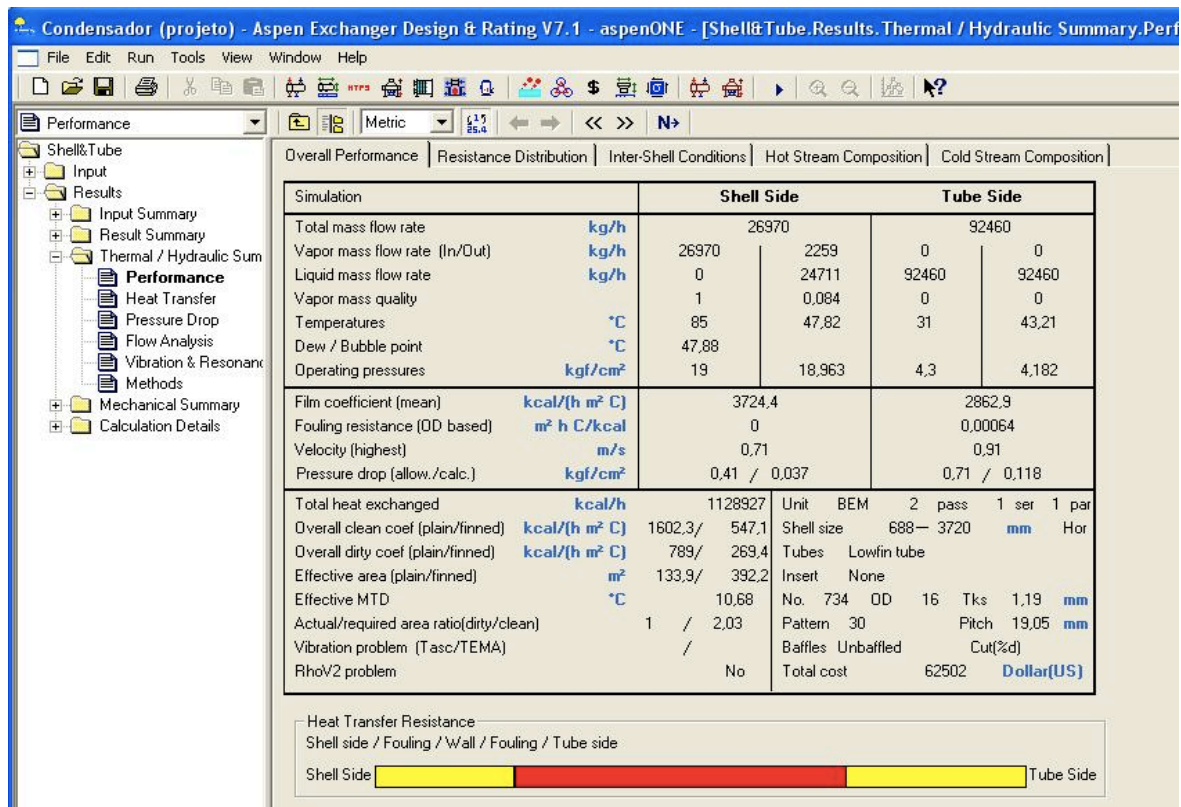
PLANILHA DE ACOMPANHAMENTO C-415 A - janeiro 2010

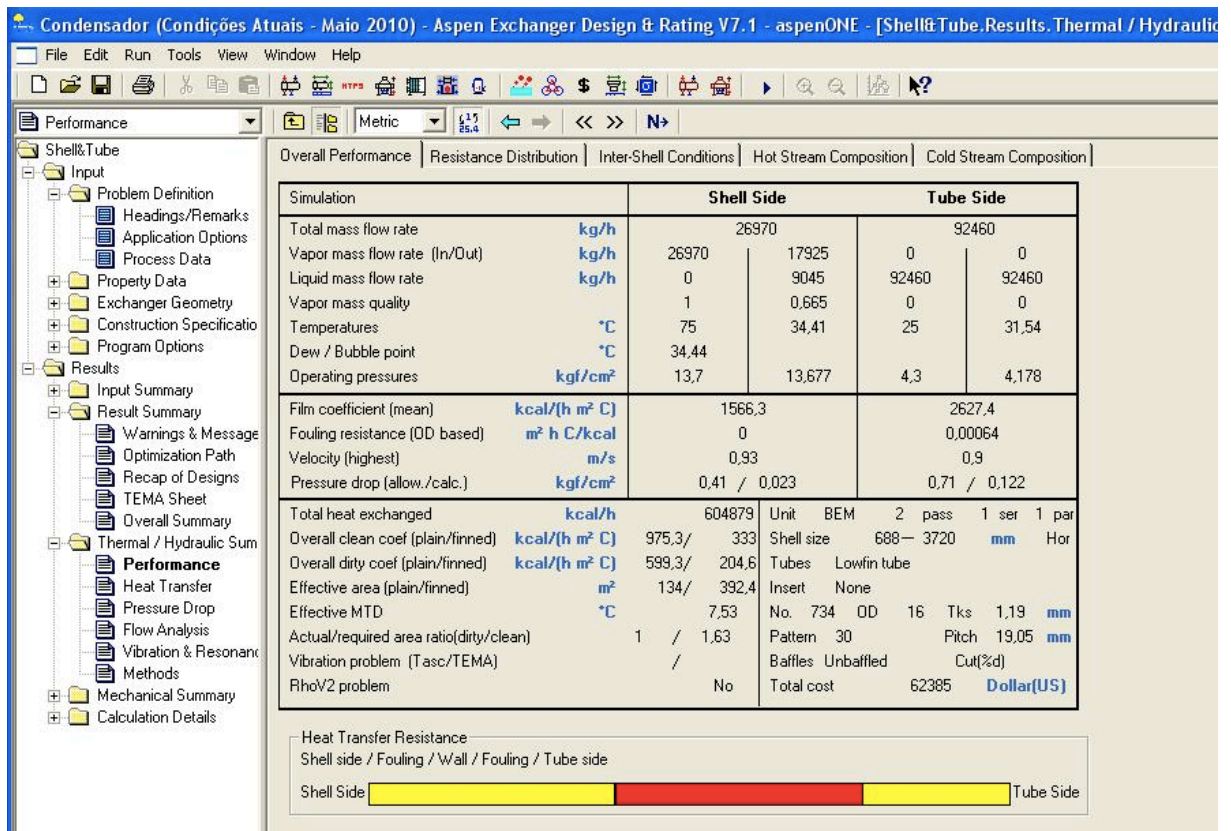
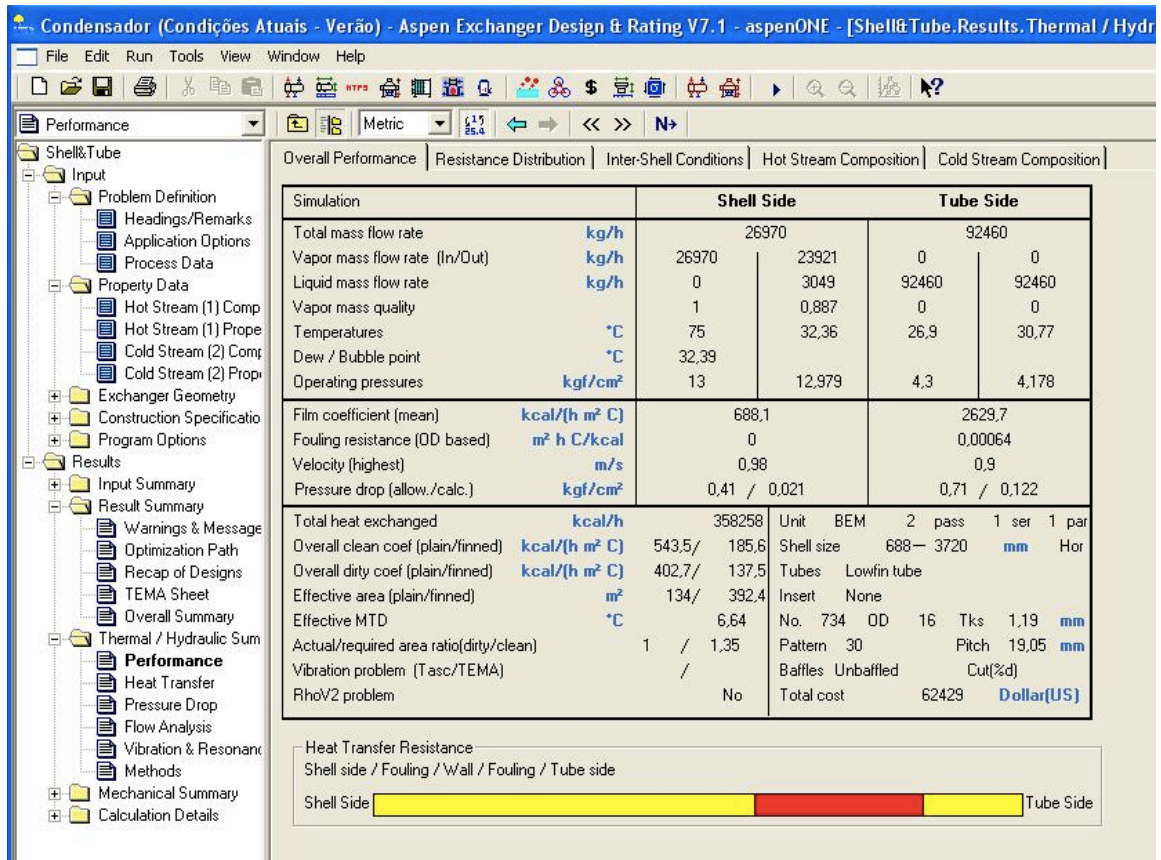
Dia/Hora	Pressão de sucção do compressor Kgf/cm ²	Temperatura na sucção do compressor °C	Pressão de descarga do compressor Kgf/cm ²	Temperatura na descarga do compressor °C	Carga do Compressor %	Nível de líquido no evaporador mm	Temperatura entrada da água gelada no evaporador °C	Temperatura de saída da água gelada no evaporador °C	Temperatura de entrada da água de refrigeração no condensador °C	Temperatura de saída da água de refrigeração no condensador °C	Temperatura Externa °C
19/1/10 12:00 AM	2,87	2,6	12,75	71,2	71,4	345	7,9	4,6	29	31	21,9
20/1/10 3:00 AM	2,93	2,9	12,88	72,8	74,6	340	9,1	5,7	27	32	24
20/1/10 3:00 PM	2,86	1,8	12,50	71,40	74,1	340,00	7,9	4,5	28	30	28,3
21/1/10 5:00 AM	2,76	-0,8	11,76	67,80	68,9	377,00	4,8	1,5	25	29	19,3
21/1/10 3:00 PM	3,1	10,3	13,02	74,60	78,6	331,00	17,9	14,8	27	29	37,2
22/1/10 3:00 AM	3,23	8,9	12,77	72,30	71	357,00	15,7	12,7	27	29	21
23/1/10 5:00 AM	2,2	4	12,50	75,80	58,2	550,00	8,2	4,4	28	28	24,9
23/1/10 3:00 PM	3,7	9,9	12,88	72,40	33,5	795,00	13,1	10,4	27,6	29	29
25/1/10 3:00 AM	1,97	9,8	12,80	81,40	54,4	351,00	13,8	10,9	29	30	23,6
26/1/10 3:00 AM	4,36	6,7	13,49	66,40	51	417,00	12,4	8,7	12,4	50,7	21,7
26/1/10 5:45 PM	4,36	7,2	13,69	66,60	51,2	411,00	12,7	9,3	30	30	31,7
27/1/10 12:00 AM	4,29	7	13,46	65,80	52,2	423,20	12,7	9,2	27,9	30	22,2
27/1/10 3:00 PM	4,19	6,2	13,33	68,20	52,5	410,00	14,5	10,9	30	32,5	34
28/1/10 5:00 AM	4,16	5,7	13,21	66,00	53	422,00	11,9	7,7	29	30	23
29/1/10 6:00 AM	4	6,8	13,79	69,3	63,3	411	14,2	9,8	28	31,8	22,1
29/1/10 5:00 PM	3,7	9,6	14,23	76,8	48	425	14,4	10,3	31	33	35,5
Valores Médios	3,4175	6,1625	13,05375	71,175	59,74375	419,075	11,95	8,4625	27,11675	31,625	26,3375

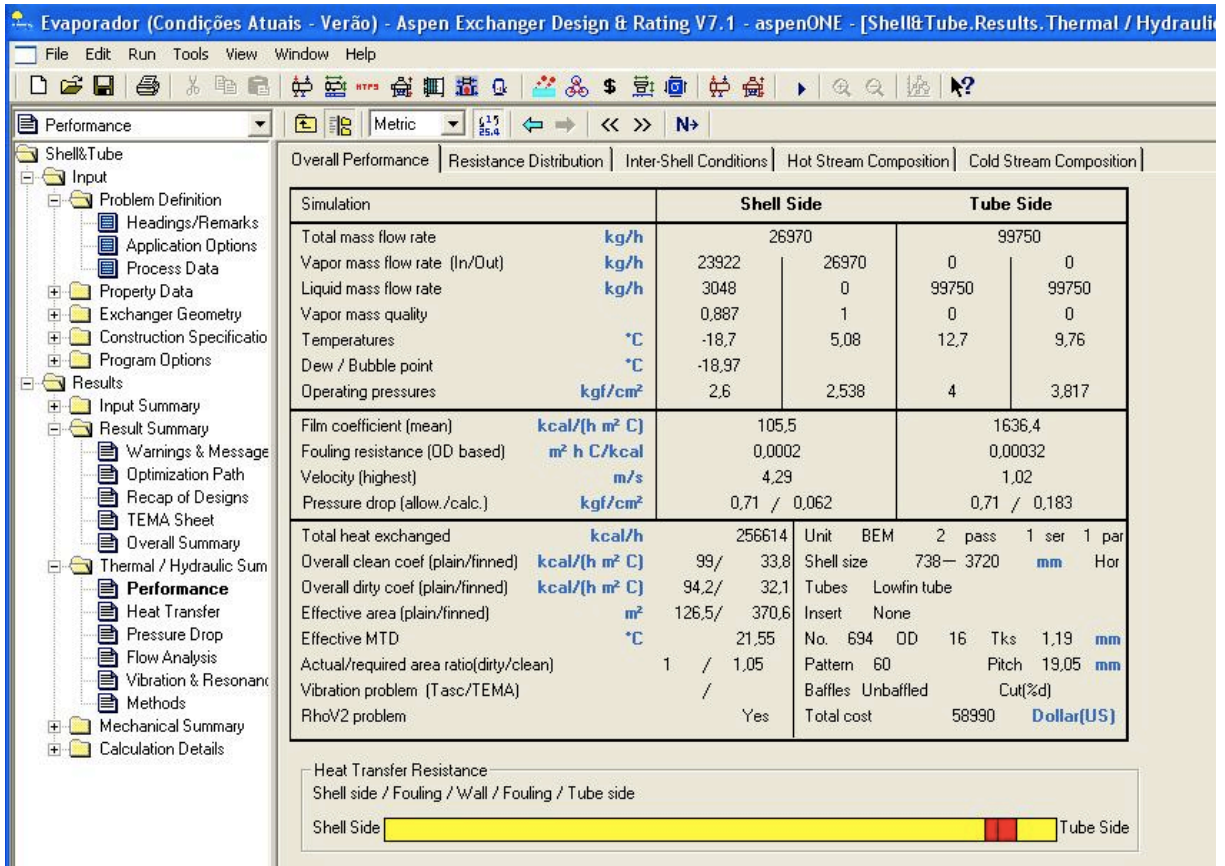
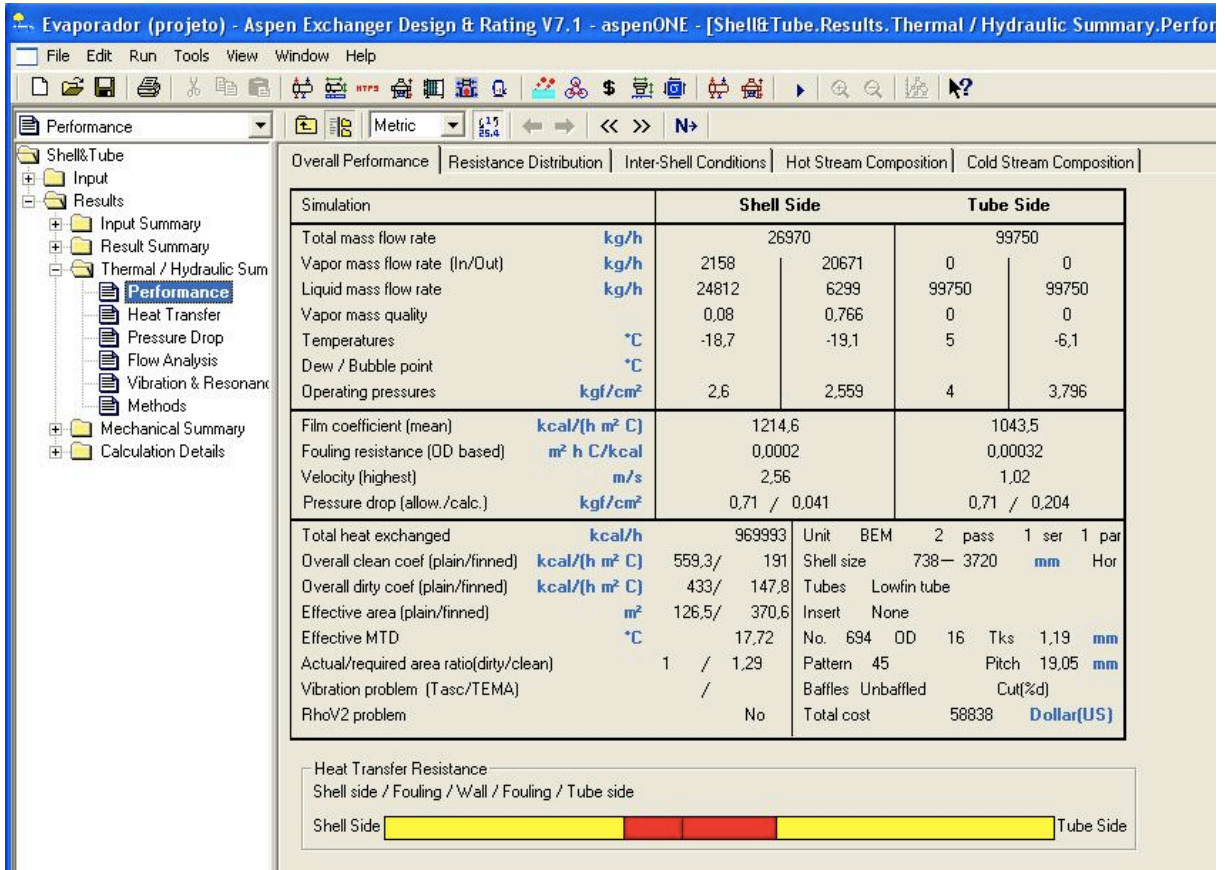
PLANILHA DE ACOMPANHAMENTO C-415 A - maio 2010

Dia/Hora	Pressão de sucção do compressor Kgf/cm ²	Temperatura na sucção do compressor °C	Pressão de descarga do compressor Kgf/cm ²	Temperatura na descarga do compressor °C	Carga do Compressor %	Nível de líquido no evaporador mm	Temperatura entrada da água gelada no evaporador °C	Temperatura de saída da água gelada no evaporador °C	Temperatura de entrada da água de refrigeração no condensador °C	Temperatura de saída da água de refrigeração no condensador °C	Temperatura Externa °C
3/5/10 5:00 PM	3,66	5,2	14,12	75,3	72,8	521,5	15,80	9,70	26,00	32,00	23,7
3/5/10 6:00 PM	3,65	5	14,02	74,3	72,8	509,00	15,60	9,50	26,00	32,00	23,1
3/5/10 7:00 PM	3,6	4,8	13,00	74,40	72,8	500,00	15,40	9,30	25,50	32,00	21,3
3/5/10 8:00 PM	3,55	9,5	14,05	74,80	69,3	505,00	15,60	9,50	25,50	32,00	21,0
3/5/10 9:00 PM	3,59	4,8	13,80	74,60	72,9	498,00	15,10	9,10	25,00	31,00	20,9
3/5/10 10:00 PM	3,57	4,6	13,79	72,30	72,9	496,00	15,20	9,10	25,00	31,50	20,6
3/5/10 11:00 PM	3,56	4,6	13,80	75,80	73	500,05	15,20	9,20	25,00	31,50	20,7
4/5/10 12:00 AM	3,53	3,4	13,70	72,40	73	500,05	15,20	8,20	25,00	31,50	20,7
4/5/10 1:00 AM	3,5	1,2	13,66	75,50	73	501,00	13,70	7,80	25,00	31,00	20,6
4/5/10 7:00 AM	2,35	2	13,5	75,40	90,3	498,00	13,90	7,80	24,00	30,00	18,0
4/5/10 8:00 AM	2,37	2	13,41	75,20	90,3	501,00	13,90	7,80	24,50	30,50	17,8
4/5/10 9:00 AM	2,5	1,5	13,61	76,30	90,3	503,00	13,60	7,30	25,00	31,00	19,5
4/5/10 11:00 AM	2,41	1,6	13,79	74,40	90,3	521,60	13,20	7,00	25,50	31,50	23,8
4/5/10 12:00 PM	2,52	2,1	13,74	75,70	90,2	494,10	13,60	7,40	25,00	31,00	24,7
4/5/10 1:00 PM	2,53	2,2	13,77	75,1	90,2	496,20	13,60	7,40	25,00	31,00	25,6
4/5/10 2:00 PM	2,52	2,2	13,71	76,8	90,2	495,40	13,10	6,90	25,00	31,00	24,7
4/5/10 3:00 PM	2,45	1,5	13,71	76,2	90,2	477,50	12,40	6,30	25,00	31,00	24,8
4/5/10 4:00 PM	2,44	1,3	13,72	76,4	90,2	501,70	12,10	6,00	25,00	31,00	24,4
4/5/10 5:00 PM	2,4	1,2	13,7	73,1	90,2	508,00	12,00	5,90	25,00	31,00	23,5
4/5/10 6:00 PM	2,35	0,9	13,56	73,2	90,3	525,00	11,70	5,60	24,50	30,50	19,0
4/5/10 7:00 PM	2,43	-0,2	13,48	76,4	90,3	510,00	10,90	4,80	24,50	30,50	17,8
Valores Médios	2,92761905	2,91428571	13,69714286	75,05789474	82,64285714	502,9571429	13,85	7,70	25,05	31,16666667	21,72857143

APÊNDICE B- RESULTADOS OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES COM O SOFTWARE ASPEN SHELL AND TUBES EXCHANGER







Evaporador (Condições Atuais - Maio 2010) - Aspen Exchanger Design & Rating V7.1 - aspenONE - [Shell&Tube.Results.Thermal / h

File Edit Run Tools View Window Help

Performance

Shell&Tube


- Input
 - Problem Definition
 - Headings/Remarks
 - Application Options
 - Process Data
 - Property Data
 - Exchanger Geometry
 - Construction Specification
 - Program Options
- Results
 - Input Summary
 - Result Summary
 - Warnings & Message
 - Optimization Path
 - Recap of Designs
 - TEMA Sheet
 - Overall Summary
 - Thermal / Hydraulic Sum
 - Performance**
 - Heat Transfer
 - Pressure Drop
 - Flow Analysis
 - Vibration & Resonance
 - Methods
 - Mechanical Summary
 - Calculation Details

Metric 15 25.4

Overall Performance | Resistance Distribution | Inter-Shell Conditions | Hot Stream Composition | Cold Stream Composition

Simulation	Shell Side		Tube Side	
Total mass flow rate	26970		99750	
Vapor mass flow rate (In/Out)	17935	26970	0	0
Liquid mass flow rate	9035	0	99750	99750
Vapor mass quality	0,665	1	0	0
Temperatures	-16,85	2,88	13,8	7,53
Dew / Bubble point	-17,15			
Operating pressures	2,8	2,737	4	3,815
Film coefficient (mean)	217,7		1579,2	
Fouling resistance (OD based)	0,0002		0,00032	
Velocity (highest)	3,95		1,02	
Pressure drop (allow./calc.)	0,71 / 0,063		0,71 / 0,185	
Total heat exchanged	547687	Unit	BEM	2 pass 1 ser 1 par
Overall clean coef (plain/finned)	191,1/ 65,3	Shell size	738— 3720	mm Hor
Overall dirty coef (plain/finned)	173,8/ 59,3	Tubes	Lowfin tube	
Effective area (plain/finned)	126,5/ 370,6	Insert	None	
Effective MTD	24,89	No.	694 OD 16 Tks 1,19	mm
Actual/required area ratio(dirty/clean)	1 / 1,1	Pattern	60 Pitch 19,05	mm
Vibration problem (Tasc/TEMA)	/	Baffles	Unbaffled Cut(%d)	
RhoV2 problem	No	Total cost	58967	Dollar[US]

Heat Transfer Resistance
Shell side / Fouling / Wall / Fouling / Tube side

Shell Side  Tube Side