

Universidade Estadual Paulista “Júlio De Mesquita Filho”

Instituto de Química – Câmpus de Araraquara

Johanna Cassia Maria Domingues Ruiter

ESTUDO DA OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DO TIPO KETTLE
PRESENTES EM SISTEMA DE PROPILENO REFRIGERANTE DE UMA UNIDADE DE
PROCESSAMENTO DE GÁS DE REFINARIA

Araraquara

2024

Johanna Cassia Maria Domingues Ruiter

ESTUDO DA OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DO TIPO KETTLE
PRESENTES EM SISTEMA DE PROPILENO REFRIGERANTE DE UMA UNIDADE DE
PROCESSAMENTO DE GÁS DE REFINARIA

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC)
apresentado ao Instituto de Química –
Unesp/Araraquara, como parte dos requisitos
para obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Química.

Orientadora: Prof.^a Dr.^a. Lorena Oliveira Pires

Araraquara
2024

R934e Ruiter, Johanna Cassia Maria Domingues

Estudo da otimização de trocadores de calor do tipo Kettle presentes em sistema de propileno refrigerante de uma unidade de processamento de gás de refinaria / Johanna Cassia Maria Domingues Ruiter. -- Araraquara, 2024

68 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado - Engenharia Química) - Universidade Estadual Paulista (UNESP), Instituto de Química, Araraquara

Orientadora: Lorena Oliveira Pires

1. Fluidos refrigerantes. 2. Refrigeração. 3. Métodos de simulação. 4. Processos químicos. 5. Termodinâmica. I. Título.

Johanna Cassia Maria Domingues Ruiter

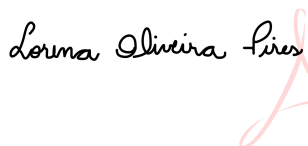
ESTUDO DA OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DO TIPO KETTLE
PRESENTES EM SISTEMA DE PROPILENO REFRIGERANTE DE UMA UNIDADE DE
PROCESSAMENTO DE GÁS DE REFINARIA

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC)
apresentado ao Instituto de Química –
Unesp/Araraquara, como parte dos requisitos
para obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Química.

Orientadora: Prof.^a Dr.^a Lorena Oliveira Pires

Araraquara, 09 de dezembro de 2024.

BANCA EXAMINADORA

 Assinado de forma digital
por LORENA OLIVEIRA PIRES
Dados: 2024.12.16 14:40:46
-03'00'

Prof.^a Dr.^a Lorena Oliveira Pires

Instituto de Química / UNESP Araraquara

Documento assinado digitalmente
 KELLY JOHANA DUSSAN MEDINA
Data: 18/12/2024 11:00:52-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr.^a Kelly Johana Dussan Medina

Instituto de Química / UNESP Araraquara

Documento assinado digitalmente
 ARNALDO SARTI
Data: 17/12/2024 11:59:24-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Arnaldo Sarti

Instituto de Química / UNESP Araraquara

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Dircelia Domingues Ruitter e Petrus Jacobus Maria Ruitter, que fizeram o possível e o impossível para que eu pudesse realizar esta graduação. Sou grata por terem me incentivado nos estudos desde sempre e por confiarem na minha capacidade.

À minha família, especialmente minha irmã Selma Domingues, e minha tia Marines Domingues Rossetto, que deram forças e suporte durante as adversidades que surgiram durante o processo.

Aos amigos e amigas que fiz durante a graduação, que dividiram as mesmas dificuldades desta etapa da vida e me apoiaram diversas vezes, contribuindo tanto para meu crescimento profissional quanto pessoal. Em especial a Rodrigo Santana Aguiar e Camila Pierroti Sampaio, que se tornaram a família que a UNESP me deu.

Ao meu namorado, Kevin Costa Scaccia, que me ajudou imensamente durante os anos finais da graduação, sendo meu porto seguro e o melhor companheiro possível em todas as situações.

Aos docentes do curso de Engenharia Química da UNESP – Araraquara, por compartilharem seus conhecimentos de forma exemplar, possibilitando a formação de profissionais qualificados para tantas áreas que nosso curso abrange. Cabe um agradecimento especial à professora Lorena Oliveira Pires, pelo tempo dedicado na orientação deste trabalho e por ter me lecionado a minha disciplina preferida, operações unitárias.

Por fim, agradeço os excelentes profissionais que me orgulho de ter tido a oportunidade de trabalhar em conjunto durante a etapa de estágio. Sempre dispostos a ajudar e compartilhar conhecimentos, contribuíram imensamente para minha formação profissional.

RESUMO

O presente trabalho avaliou a oportunidade de otimização de trocadores de calor do tipo Kettle pertencentes ao sistema de propileno refrigerante de uma Unidade de Processamento de Gás de Refinaria. Essa unidade é uma planta industrial complexa responsável pelo aumento da produção de Eteno e Propeno em uma petroquímica. Estes equipamentos consistem em trocadores de calor do tipo casco e tubo, porém possuem uma geometria peculiar com um aumento no casco para que seu fluido possa evaporar completamente. Os trocadores de calor do tipo Kettle do presente estudo não apresentavam controle de nível de fluido refrigerante visando uma operação otimizada, de modo que poderiam estar com troca térmica deficiente ou excessiva. Por meio de simulações computacionais utilizando os softwares Aspen EDR® e Aspen Hysys®, em conjunto com diversos conhecimentos adquiridos no curso de engenharia química, principalmente análises dimensionais, noções termodinâmicas e balanço de massa, foi possível desvendar o comportamento do sistema em operação, comprovando que os trocadores de calor em questão estão superestimados para a faixa de vazão na qual operam. O estudo possibilitou a obtenção de níveis otimizados para dois dos trocadores de calor do tipo Kettle do sistema de refrigeração, diminuindo o nível em operação com vazões baixas de 50% para 28%, e em vazões elevadas de 55% para 34%, o que equivale a 5m³ de propileno em cada equipamento e gera ganhos financeiros para a empresa, pois o produto pode ser vendido ao invés de utilizado. Além disto, esta economia também reflete em um impacto positivo em descarbonização durante o desinventariamento. Por fim, o presente estudo também pode servir como base para estudos futuros nestes equipamentos, visando a otimização ainda maior do sistema.

Palavras-chave: Propileno refrigerante; sistema de refrigeração; simulação; Aspen; termodinâmica.

ABSTRACT

This study evaluated the opportunity to optimize Kettle-type heat exchangers belonging to the propylene refrigerant system of a Refinery Gas Processing Unit. This unit is a complex industrial plant responsible for increasing the production of Ethylene and Propylene in a petrochemical company. This equipment consists of shell and tube heat exchangers, but with a peculiar geometry with an increase in the shell so that their fluid can evaporate completely. The Kettle-type heat exchangers in this study did not have refrigerant level control aiming at optimized operation, so they could have deficient or excessive heat exchange. Through computer simulations using the Aspen EDR® and Aspen Hysys® software, together with various knowledge acquired in the chemical engineering course, mainly dimensional analyses, thermodynamic notions and mass balance, it was possible to unravel the behavior of the system in operation, proving that the heat exchangers in question are overestimated for the flow range in which they operate. The study made it possible to obtain optimized levels for two of the Kettle-type heat exchangers in the refrigeration system, reducing the level in operation with low flows from 50% to 28%, and at high flows from 55% to 34%, which is equivalent to 5m³ of propylene each equipment and generates financial gains for the company, as the product can be sold instead of used. In addition, this savings also reflects a positive impact on decarbonization during deinventorying. Finally, this study can also serve as a basis for future studies on this equipment, aiming at further optimization of the system.

Keywords: Propylene refrigerant; refrigeration system; simulation; Aspen; thermodynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Seções presentes na UPGR.	16
Figura 2 – Esquema representativo das seções de lavagem ácida e cáustica.	17
Figura 3 – Esquema representativo das seções de compressão, secagem e remoção de metais.....	18
Figura 4 – Esquema representativo da seção fria.	19
Figura 5 – Esquema representativo da seção de separação.	20
Figura 6 - Esquema de um Ciclo de Carnot Invertido	21
Figura 7 - Esquema de um Ciclo Real Simples de Refrigeração.....	22
Figura 8 - Esquema do Sistema de Propileno Refrigerante da UPGR	23
Figura 9 – Trocador de calor tipo casco e tubo, com notação das partes principais ...	25
Figura 10 – Configurações de arranjo de tubos	26
Figura 11 – Trocadores de calor casco e tubo com espelho fixo: (a) 1-1 (b) 1-2	27
Figura 12 – Trocadores de calor casco e tubo com espelho com cabeçote flutuante: (a) removível pelo carretel (b) com anel bipartido	28
Figura 13 – Trocador casco e tubo com tubos em U	28
Figura 14 – Código TEMA para o tipo de trocador	29
Figura 15 – Folha de Dados TEMA esquematizada.....	30
Figura 16 – Trocador de calor do tipo Kettle.	31
Figura 17 – Fluxo em uma válvula para diferentes condições de queda de pressão. ...	35
Figura 18 – Tipos de trocadores de calor incluídos no Aspen EDR®.	37
Figura 19 – Tela “Console: Geometry” - <i>Aspen EDR®</i> , input para E-108A/B.	38
Figura 20 – Tela “Process Data” - <i>Aspen EDR®</i> , input para E-108A/B.	39
Figura 21 – Tela “Hot Stream Compositions - Composition” - <i>Aspen EDR®</i> , input para E-108A/B.....	39

Figura 22 – Tela “Hot Stream Compositions – Property Methods” - <i>Aspen EDR®</i> , input para E-108A/B.....	40
Figura 23 – Folha de dados TEMA gerada pelo Aspen EDR® para E-108A/B.	41
Figura 24 – Tela “Performance – Resistance Distribution” - <i>Aspen EDR®</i> , resultado para E-108A/B.....	42
Figura 25 – Avisos traduzidos da simulação do <i>Aspen EDR®</i> ao diminuir a vazão de propileno.....	42
Figura 26 – Erro traduzido da simulação do <i>Aspen EDR®</i> ao diminuir significativamente a vazão de propileno.	43
Figura 27 – Tela “Bundle Layout” - <i>Aspen EDR®</i>	44
Figura 28 – Tela “Geometry Summary – Tube Layout” - <i>Aspen EDR®</i>	44
Figura 29 – Tela “Properties” - <i>Aspen Hysys®</i> , definição de propileno como fluido a ser simulado nas válvulas.	45
Figura 30 – Tela “Properties” - <i>Aspen Hysys®</i> , definição do modelo físico-químico a ser utilizado na simulação das válvulas.	46
Figura 31 – Tela “Simulation” - <i>Aspen Hysys®</i> , ativação do modo “Dynamics”, no canto superior esquerdo.	46
Figura 32 – Tela “Simulation” - <i>Aspen Hysys®</i> , adição de válvula.	47
Figura 33 – Pop-up de configurações da válvula - <i>Aspen Hysys®</i> , guia “Design”. ..	47
Figura 34 – Pop-up de configurações da válvula - <i>Aspen Hysys®</i> , guia “Rating - Sizing”.	48
Figura 35 – Pop-up de configurações da válvula - <i>Aspen Hysys®</i> , guia “Rating – Flow Limits”.	48
Figura 36 – Pop-up de configurações da corrente de entrada - <i>Aspen Hysys®</i> , guia “Worksheet”.	49
Figura 37 – Pop-up de configurações da corrente de entrada - <i>Aspen Hysys®</i> , guia “Dynamics”.	49
Figura 38 – Pop-up de configurações da válvula - <i>Aspen Hysys®</i> , guia “Rating”, obtenção da vazão.....	50

Figura 39 – Pop-up de configurações da válvula - <i>Aspen Hysys®</i> , guia “Rating - Sizing”, adição de curva de Cv.....	50
Figura 40 – Gráfico Pressão de Vapor por Temperatura de Propileno.	51
Figura 41 – Guia “Cold Stream Properties” - <i>Aspen EDR®</i>	52
Figura 42 – Esquema do raciocínio utilizado para obter a vazão de saída da válvula.	52
Figura 43 – Trocador de calor do tipo Kettle com barreira.	53
Figura 44 – Desenho das cotas relativas ao medidor de nível em um trocador de calor do tipo Kettle.	54
Figura 45 – Desenho das cotas relativas ao feixe tubular em um trocador de calor do tipo Kettle.	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Comparação entre a folha de dados oficial do trocador E-108A/B e as simulações feitas no <i>Aspen EDR®</i>	56
Tabela 2: Diferenças entre as folhas de dados oficiais e as simulações feitas no <i>Aspen EDR®</i> para os Trocadores de calor do tipo Kettle do sistema de C3R da UPGR.	57
Tabela 3: Valores percentuais excedentes dos trocadores de calor tipo Kettle em suas condições de projeto, obtidos pelas simulações feitas no <i>Aspen EDR®</i> e pelas folhas de dados oficiais.	58
Tabela 4: Comparação entre os níveis ideais de projeto e dados operacionais para cada trocador de calor do tipo Kettle.	59
Tabela 5: Comparação entre as vazões simuladas pelo Aspen Hysys® com as vazões teóricas das folhas de dados de cada válvula.....	60
Tabela 6: Comparação entre as vazões simuladas pelo Aspen Hysys® considerando as curvas de Cv com as vazões teóricas das folhas de dados de cada válvula.....	60
Tabela 7: Comparação entre as vazões simuladas pelo Aspen Hysys® utilizando de dados médios reais com as vazões teóricas das folhas de dados de cada trocador de calor.	61
Tabela 8: Comparação entre as vazões médias anuais simuladas pelo Aspen Hysys com as vazões médias anuais obtidas pelo medidor de vazão na sucção do primeiro estágio do compressor.....	62
Tabela 9: Vazões simuladas pelo Aspen Hysys® utilizando de dados médios reais e sem choking.....	63
Tabela 10: Comparação entre as vazões médias anuais simuladas pelo Aspen Hysys sem choking com as vazões médias anuais obtidas pelo medidor de vazão na sucção do primeiro estágio do compressor	63
Tabela 11: Comparação entre as vazões simuladas pelo Aspen EDR® com as vazões simuladas pelo Aspen Hysys® por abertura de válvula para 5 momentos diferentes.	64
Tabela 12: Comparação entre as vazões simuladas pelo Aspen Hysys com as vazões obtidas pelo medidor de vazão na sucção do primeiro estágio do compressor para 5 momentos diferentes	64
Tabela 13: Resultados obtidos para os trocadores E-108A/B otimizados.	65

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

C2R – Etileno Refrigerante

C3R – Propileno Refrigerante

HLR – Hidrocarboneto Leve de Refinaria / Gás de Refinaria

TEMA - Tubular Exchanger Manufacturers Association

UPGR – Unidade de Processamento de Gás de Refinaria

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	15
1.1.	Enunciado do Problema.....	15
1.2.	Projeto desenvolvido	15
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1.	UPGR – Unidade de Processamento de Gás de Refinaria.....	15
2.1.1.	Seções de Lavagem Ácida e Cáustica	16
2.1.2.	Seções de Compressão, Secagem e Remoção de Metais.....	17
2.1.3.	Seção Fria	18
2.1.4.	Seção de Separação.....	19
2.1.5.	Sistemas de Refrigeração a Propileno e Etileno	20
2.2.	Sistema de Refrigeração Industrial.....	20
2.2.1.	Sistema de Propileno Refrigerante da UPGR	22
2.3.	Trocadores de Calor.....	24
2.3.1.	Classificação de Trocadores de Calor.....	24
2.3.1.1.	Classificação por Tipo de Serviço	24
2.3.1.2.	Classificação por Características Geométricas	25
2.3.2.	Trocadores de Calor Casco e Tubo.....	25
2.3.2.1.	Disposição dos Tubos	26
2.3.2.2.	Configurações Mecânicas	27
2.3.2.3.	Identificação de Trocadores de Calor Casco e Tubo de Acordo com o TEMA.....	28
2.3.3.	Trocadores de Calor do Tipo Kettle	31
2.3.3.1.	Troca Térmica em Trocadores de Calor do Tipo Kettle.....	32
2.3.3.2.	Efeito da Incrustação na Troca Térmica	33

2.4.	Fluxo Sufocado (<i>Choked Flow</i>).....	34
3.	OBJETIVOS	35
4.	MÉTODOS UTILIZADOS	35
4.1.	Simulações de Processos	36
4.1.1.	Aspen Exchanger Design and Rating (Aspen EDR®).....	37
4.1.1.1.	Simulações de Trocadores de Calor do Tipo Kettle	37
4.1.1.2.	Simulações de Trocadores de Calor do Tipo Kettle Visando Nível Otimizado.....	42
4.1.2.	Aspen Hysys®	44
4.1.2.1.	Simulação Simples de Válvulas no Aspen Hysys®	45
4.1.2.2.	Simulação de Válvulas no Aspen Hysys® Utilizando a Curva de Cv.....	50
4.2.	Verificação do Balanço de Massa dos Trocadores de Calor do Tipo Kettle do Primeiro Estágio Considerando Equilíbrio Térmico	51
4.3.	Cálculo dos Níveis de Projeto	53
4.4.	Cálculo dos Níveis Otimizados	55
5.	RESULTADOS	55
5.1.	Simulações EDR nas Condições de Projeto	55
5.1.1.	Percentuais de Excesso Obtidos nas Condições de Projeto	57
5.2.	Comparação: Nível de Projeto com o Histórico Operacional	58
5.3.	Obtenção de Dados de Vazão de Propileno Refrigerante.....	59
5.3.1.	Simulação das Vazões Médias Reais e Comparação Com o Projeto dos Trocadores.....	61
5.4.	Análise do Balanço de Massa dos Trocadores de Calor do Tipo Kettle do Primeiro Estágio	62
5.5.	Verificação do Balanço de Massa dos Trocadores de Calor do Tipo Kettle do Primeiro Estágio Considerando Equilíbrio Térmico	63
5.6.	Obtenção dos Níveis Otimizados para o E-108A/B	65

5.7. Estudo dos Níveis Otimizados para o E-103	66
6. CONCLUSÃO.....	66
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	67
REFERÊNCIAS	68

1. INTRODUÇÃO

1.1. Enunciado do Problema

No sistema de propileno refrigerante de uma Unidade de Processamento de Gás de Refinaria (UPGR), dentro de uma indústria petroquímica, foi observado em estudos prévios de engenharia que havia a oportunidade de otimização dos trocadores de calor do tipo Kettle, evaporadores para o ciclo de refrigeração, e condensadores para o processo. Estes equipamentos apresentavam medidores de nível de fluido refrigerante atrelados à uma válvula de controle de entrada de C3R, controlada pelo input de um valor de nível como set point, mas este valor não estava relacionado à melhor troca térmica possível para a operação, de modo que poderiam estar com troca térmica deficiente ou excessiva.

1.2. Projeto desenvolvido

Foi feito um estudo aprofundado no funcionamento do sistema de propileno refrigerante da UPGR, de modo a compreender como os trocadores de calor do tipo Kettle operavam, para possibilitar uma otimização simples mas significativamente proveitosa, na qual a troca térmica dos trocadores de calor do tipo Kettle seria melhor aproveitada apenas modificando o patamar de operação do nível de fluido refrigerante no lado casco.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

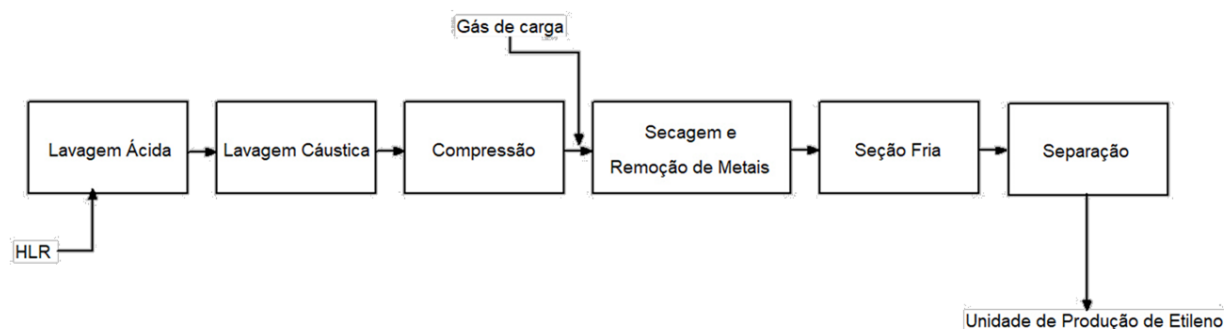
2.1. UPGR – Unidade de Processamento de Gás de Refinaria

As olefinas leves, eteno e propeno, são os produtos petroquímicos básicos mais comumente produzidos por meio do craqueamento da nafta, uma fração relativamente leve do petróleo. Entretanto, nas últimas décadas, a disponibilidade da nafta petroquímica nacional vêm diminuindo por diversos motivos, dentre eles uma composição mais pesada nas bacias de petróleo processadas. Por outro lado, o mercado de petroquímicos apresenta uma demanda cada vez maior, sendo o eteno demandado para a produção de polietileno e PVC, e o propeno, para o polipropileno, resinas base para diversos plásticos utilizados no dia a dia moderno (MOREIRA, 2008).

Neste cenário surge o HLR (Hidrocarboneto Leve de Refinaria), mais chamado de gás de refinaria, que consiste em uma mistura de hidrocarbonetos de cadeias carbônica pequenas produzido nas refinarias de petróleo, sendo que aproximadamente 45% em massa deste gás é referente ao corte C2 (principalmente etano e eteno). Por suas características, as petroquímicas passaram a utilizar o HLR como matéria prima complementar para a produção de olefinas (SANTOS 2013).

A UPGR é a unidade da planta petroquímica responsável por receber e tratar o HLR a fim de separar as olefinas presentes nesta matéria prima e encaminhar para a Unidade de Produção de Etileno, que será responsável por tratar a nafta e receber os componentes leves do HLR como complemento para seu processo. A UPGR também é capaz de processar o gás de carga, que consiste em um gás rico em hidrocarbonetos leves provindo da nafta já tratada. Esta unidade apresenta 6 seções, apresentadas na Figura 1.

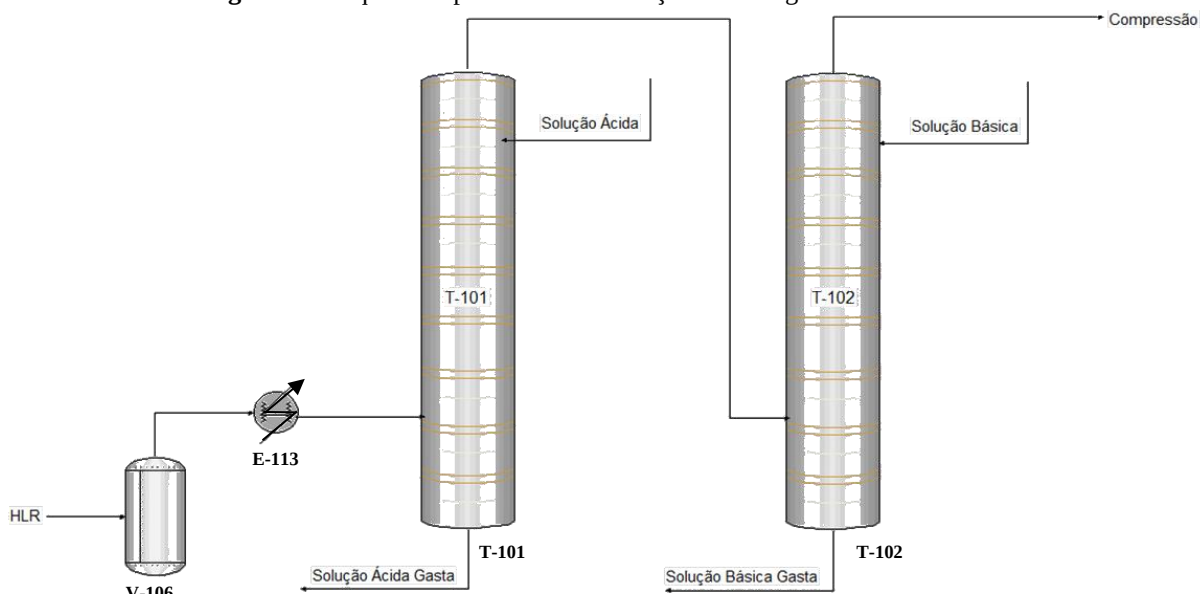
Figura 1 – Seções presentes na UPGR.



Fonte: A autora, 2024.

2.1.1. Seções de Lavagem Ácida e Cáustica

O HLR vindo das refinarias é recebido na UPGR em um vaso (V-106) para remoção de líquidos, e passa por um aquecimento (E-113) para evitar condensações nas torres de lavagem, em seguida é alimentado na torre de lavagem ácida (T-101) para remoção de componentes alcalinos (especialmente NH_3), e em sequência, na torre de lavagem cáustica (T-102) para remoção de gases ácidos como o H_2S e CO_2 . A Figura 2 mostra um esquema simplificado das seções de lavagem.

Figura 2 – Esquema representativo das seções de lavagem ácida e cáustica.

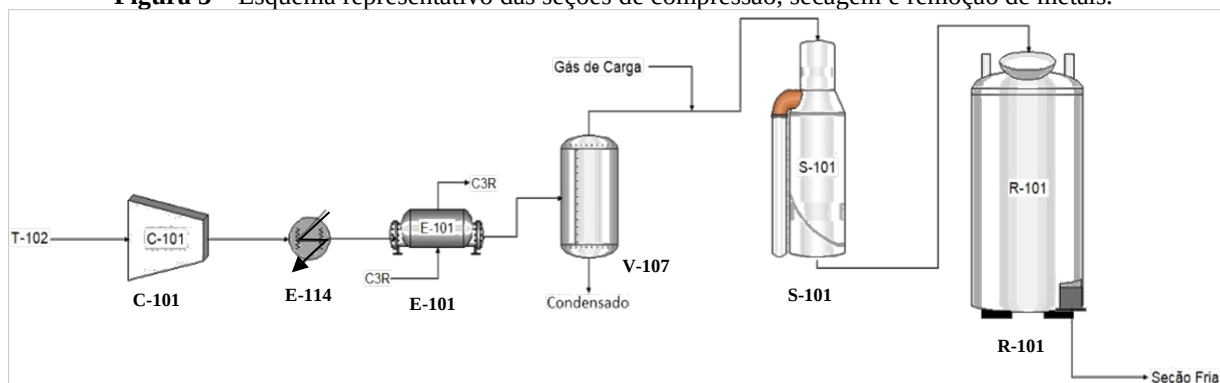
Fonte: A autora, 2024.

2.1.2. Seções de Compressão, Secagem e Remoção de Metais

O gás de topo da torre de lavagem cáustica (T-102) passa por um compressor centrífugo de um único estágio (C-101) para garantir a pressão necessária para o sistema de resfriamento e fracionamento; é resfriado por meio de um conjunto de trocadores de calor, incluindo um trocador de calor do tipo Kettle (E-101), remove-se os condensados em um vaso (V-107); é combinado com uma corrente de gás de carga; e segue para o secador (S-101).

A Seção de secagem garante a remoção de umidade, além de vestígios de amônia, mercaptanas (tióis) e sulfeto de carbonila, de modo a evitar a formação de hidratos na seção fria, o que se ocorresse, causaria aumento da perda de carga e consequente restrição na capacidade, e troca térmica ineficiente.

Em seguida o gás combinado (HLR + gás de carga) seco segue para o reator de remoção de metais (R-101) para eliminar qualquer mercúrio remanescente, antes de seguir para o sistema de resfriamento. A Figura 3 apresenta o esquema simplificado das seções de compressão, secagem e remoção de metais da UPGR.

Figura 3 – Esquema representativo das seções de compressão, secagem e remoção de metais.

Fonte: A autora, 2024.

2.1.3. Seção Fria

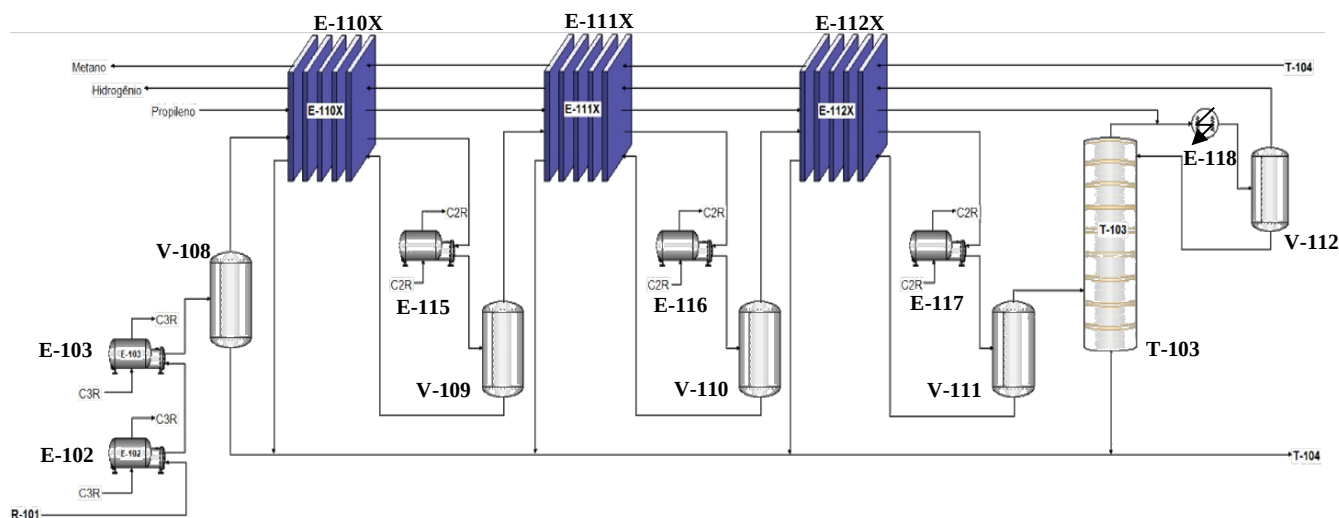
Na seção de resfriamento o gás combinado seco é esfriado por propileno refrigerante, etileno refrigerante, e por outras correntes de processo frias, de modo a condensar parcialmente e estar apto a alimentar as colunas de separação.

Esta seção é composta por um conjunto de trocadores de calor de placas chamados de “caixa fria”, que são responsáveis:

- Por parte do resfriamento e condensação do gás combinado;
- Pelo aquecimento de correntes de hidrogênio e metano de alta pressão, que serão utilizados pela planta industrial para regeneração de diversos leitos de secadores e como gás combustível;
- Por servirem como economizadores do ciclo de propileno refrigerante.

Ao sair do reator de remoção de metais R-101, o gás combinado passa por dois trocadores de calor do tipo Kettle (E-102 e E-103) do sistema de propileno refrigerante (C3R), e depois pela caixa fria (E-110X, E-111X, e E-112X). Em ambos os equipamentos, o gás é resfriado e condensado parcialmente, este condensado é retirado em vasos separadores entre cada etapa de resfriamento pelos vasos (V-109, V-110 e V-111). O sistema ainda inclui trocadores de calor do tipo Kettle do sistema de etileno refrigerante (E-115, E-116 e E-117). A Figura 4 representa esta seção de maneira simplificada.

O gás removido por essa seção contém em sua maioria, hidrogênio, que será utilizado como gás combustível pela Unidade de Produção de Etileno, depois de passar pela torre absorvedora de etileno (T-103), onde o produto rentável da planta é retirado por meio da absorção com propileno, saindo estes no fundo da T-103 (coluna que possui condensador de topo E-118 e vaso de refluxo V-112), e seguindo como alimentação para a torre demetanizadora (T-104), junto com todos os líquidos condensados obtidos pela seção fria.

Figura 4 – Esquema representativo da seção fria.

Fonte: A autora, 2024.

2.1.4. Seção de Separação

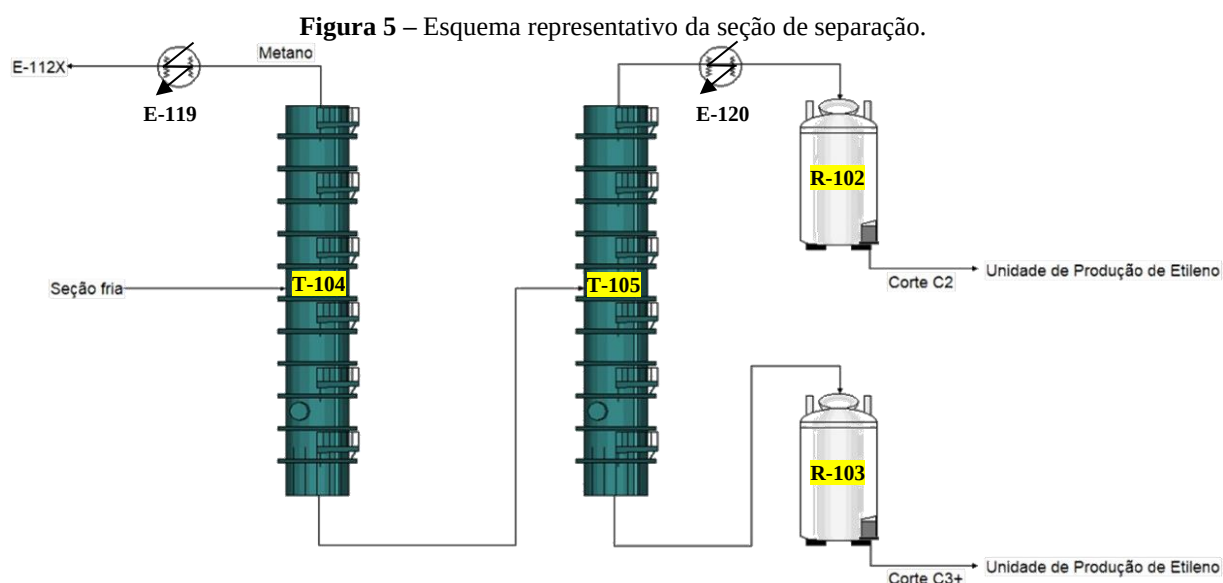
Esta seção utiliza de colunas de destilação para fracionar as cargas líquidas geradas na seção fria, visando produzir uma corrente composta de etileno e etano, para ser separada na Unidade de Produção de Etileno. Como subprodutos, gera-se uma corrente rica em metano de alta pressão, e uma corrente rica em hidrocarbonetos de 3 carbonos. Esta seção está esquematizada na Figura 5.

A demetanizadora, T-104, é alimentada pelas correntes líquidas da seção fria, e separa metano, hidrogênio e monóxido de carbono como produto de topo (corrente rica em metano, que é condensada pelo E-119, e será aquecida na caixa fria e será utilizada para regeneração); e como produto de fundo segue o corte C2 e mais pesados, para servir de alimentação na torre desetanizadora (T-105).

A desetanizadora separa no topo o corte C2 (acetileno, etileno e etano), que irá condensar no E-120 e irá passar por um reator para remoção de contaminantes (R-102, remove hidretos e sulfetos) e seguirá para a Unidade de Produção de Etileno, onde será removido o acetileno, e etano e eteno serão separados.

Como produto de fundo da T-105, está o corte C3 (hidrocarbonetos com 3 carbonos, principalmente propeno e propano), e traços de mais pesados, ou seja, compostos de cadeia carbônica com mais de 3 carbonos. Esta corrente passa por um reator para remoção de contaminantes (R-103), e seguirá para a Unidade de Produção de Etileno, primeiro na torre

depropanizadora que irá remover os compostos mais pesados, e depois serão separados propano e propeno.



Fonte: A autora, 2024.

2.1.5. Sistemas de Refrigeração a Propileno e Etileno

A seção de separação exige um resfriamento específico para que ocorra o fracionamento a frio, de modo que a UPGR possui dois sistemas de refrigeração em circuitos fechados, um maior que utiliza como fluido refrigerante propileno de pureza elevada, e opera até $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, e um sistema menor, de etileno refrigerante, que alcança temperaturas de até $-93\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Cada sistema apresenta um compressor de refrigeração do tipo centrífugo multi-estágios (C-102 para o C2R e C-103 para o C3R), condensador na descarga do compressor, vasos de retenção entre os estágios, dos quais a fase vapor retorna ao compressor, e o fluido refrigerante líquido é fornecido para diversos trocadores de calor que irão resfriar várias correntes de processo da UPGR.

No presente trabalho está contido um projeto para otimizar os trocadores de calor do tipo Kettle do sistema de propileno refrigerante, portanto, apenas este será detalhado.

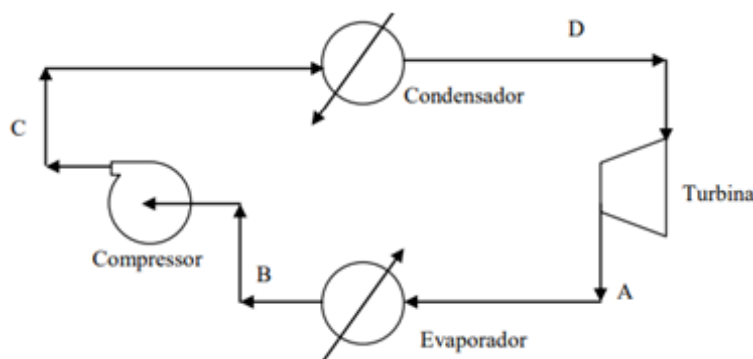
2.2. Sistema de Refrigeração Industrial

Um ciclo de refrigeração é necessário quando o processo exige o resfriamento de fluidos para temperaturas abaixo da temperatura ambiente.

O sistema de refrigeração mais utilizado em unidades industriais apresenta compressão mecânica, na qual ocorre absorção de calor por um fluido durante a mudança de fase. O Ciclo de Carnot foi proposto por Sadi Carnot visando idealizar o funcionamento do motor em sua máxima eficiência, operando em etapas isotérmicas e adiabáticas; o Ciclo de Carnot Invertido representa um sistema de refrigeração ideal, sendo composto por quatro componentes básicos, descritos em seguida, e esquematizados na Figura 6 (MUSTAFA, 2011).

- Evaporador: O qual resfria o processo por meio da vaporização do fluido refrigerante e absorve calor para o ciclo;
- Compressor: Responsável por aumentar a pressão e temperatura dos vapores saídos do evaporador;
- Condensador: O qual condensa, geralmente com o uso de água de resfriamento, o vapor superaquecido liberado pelo compressor;
- Turbina: Responsável por reduzir a pressão do condensado até os valores desejados no evaporador.

Figura 6 - Esquema de um Ciclo de Carnot Invertido

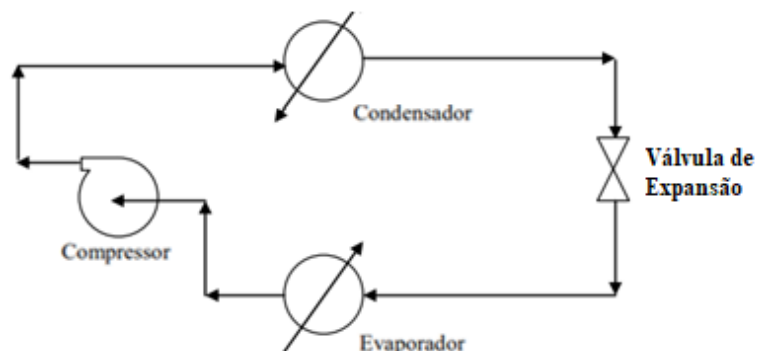


Fonte: Adaptado de MUSTAFA, 2011

Este ciclo de refrigeração seria o mais eficiente, entretanto, não é realizável na prática, já que exige que o compressor e a turbina trabalhem com misturas bifásicas, o que prejudicaria o funcionamento das máquinas, causando erosão interna.

Para contornar este problema e deixá-lo viável, a turbina é substituída por uma válvula de expansão, a qual embora apresente uma ação irreversível, o que leva à uma menor eficiência, também é capaz de trabalhar com fluido bifásico, e deste modo, o fluido refrigerante é vaporizado no evaporador, e segue apenas a fase vapor para o compressor. Nos casos em que a diferença de pressão entre o compressor e o evaporador é grande, o compressor irá apresentar vários estágios. A Figura 7 esquematiza este Ciclo Real Simples (MUSTAFA, 2011).

Figura 7 - Esquema de um Ciclo Real Simples de Refrigeração



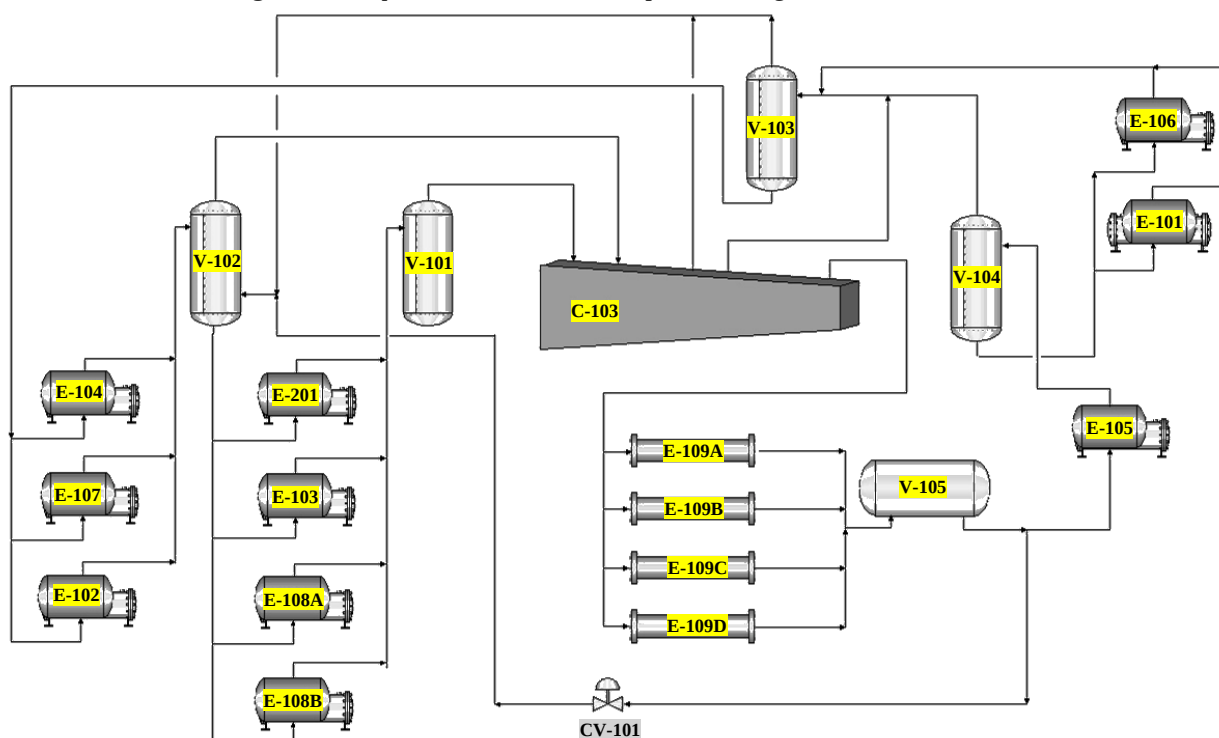
Fonte: Adaptado de MUSTAFA, 2011

2.2.1. Sistema de Propileno Refrigerante da UPGR

Na Unidade de Processamento de Gás de Refinaria na qual foi desenvolvido o projeto de otimização dos trocadores de calor do tipo Kettle, o sistema de propileno refrigerante é um ciclo real conforme o descrito, porém complexo. O sistema C3R engloba quatro estágios de compressão, quatro vasos de retenção, dez evaporadores, que são os trocadores de calor do tipo Kettle, quatro condensadores, um vaso de recebimento do condensado, e uma válvula de expansão. Além de diversos outros trocadores de calor casco-tubo que serão omitidos no presente trabalho para melhor compreensão e por não apresentarem influência direta no funcionamento dos Kettles.

O compressor C-103 presente neste sistema consiste em um compressor centrífugo de quatro estágios, com duas sucções e três descargas, conforme mostrado na Figura 8.

Há dez evaporadores no sistema, sendo que nove destes pertencem à UPGR, aqui descrita como área 100, e um pertence à área fria, sendo o condensador de uma coluna de destilação dentro da Unidade de Produção de Etileno, área 200. Estes trocadores de calor do tipo Kettle serão responsáveis por evaporar o etileno refrigerante, que será encaminhado para os vasos de retenção de líquido, V-101 a V-104, para depois retornar ao compressor como vapor.

Figura 8 - Esquema do Sistema de Propileno Refrigerante da UPGR

Fonte: A autora, 2024

Os trocadores de calor do tipo Kettle trocam calor com várias etapas do processo:

- E-201: Condensador da fracionadora de etileno, que separa o corte C2 em eteno e etano;
- E-101: Resfria a saída do compressor de HLR, C-101, logo no início da UPGR;
- E-102 e E-103: Encontram-se em sequência na planta industrial e resfriam o gás combinado (HLR + gás de carga) que entra na caixa fria;
- E-104: Condensador da desetanizadora (T-105);
- E's-105/106/107/108A/108B: Condensadores do sistema de etileno refrigerante.

Os E's-108A/B se encontram em paralelo, por isto receberam a mesma TAG.

Para completar o ciclo real de refrigeração por compressão mecânica, o sistema inclui ainda quatro condensadores do tipo casco e tubo, E's-109A/B/C/D, um vaso de recebimento de condensado, V-105, e uma válvula de expansão, CV-101.

2.3. Trocadores de Calor

Trocadores de calor se referem aos equipamentos que realizam troca térmica entre dois fluidos, possibilitando o aquecimento e o resfriamento de correntes, sem que haja contato entre os fluidos (KERN, 1965).

2.3.1. Classificação de Trocadores de Calor

Existem diversos tipos de trocadores de calor e várias maneiras de classificá-los, sendo as duas mais relevantes: pelo tipo de serviço que realizam dentro do processo; e por suas características geométricas (KERN, 1965).

2.3.1.1. *Classificação por Tipo de Serviço*

Esta classificação utiliza como referência o fluido principal, que é aquele que faz parte do processo em si, e inclui (KERN, 1965):

- Trocadores/Recuperadores: Utilizam uma corrente de processo A que precisa ser resfriada, para aquecer outra corrente de processo B, de modo que o calor da corrente A que seria perdido para o fluido de resfriamento, é recuperado para o processo;
- Resfriadores: Resfriam uma corrente de processo, geralmente utilizando água de resfriamento, ou algum fluido refrigerante em situações nas quais uma temperatura menor do que a temperatura ambiente é exigida;
- Aquecedores: Aquecem uma corrente de processo, geralmente pelo uso de vapor de água saturado, e algumas vezes por óleo térmico;
- Refervedores: Fornecem calor latente por meio de vapores para colunas de destilação;
- Evaporadores: Evaporam um fluido, geralmente um solvente para concentrar uma solução;
- Condensadores: Removem calor latente de um vapor, realizando a mudança de fase.

2.3.1.2. Classificação por Características Geométricas

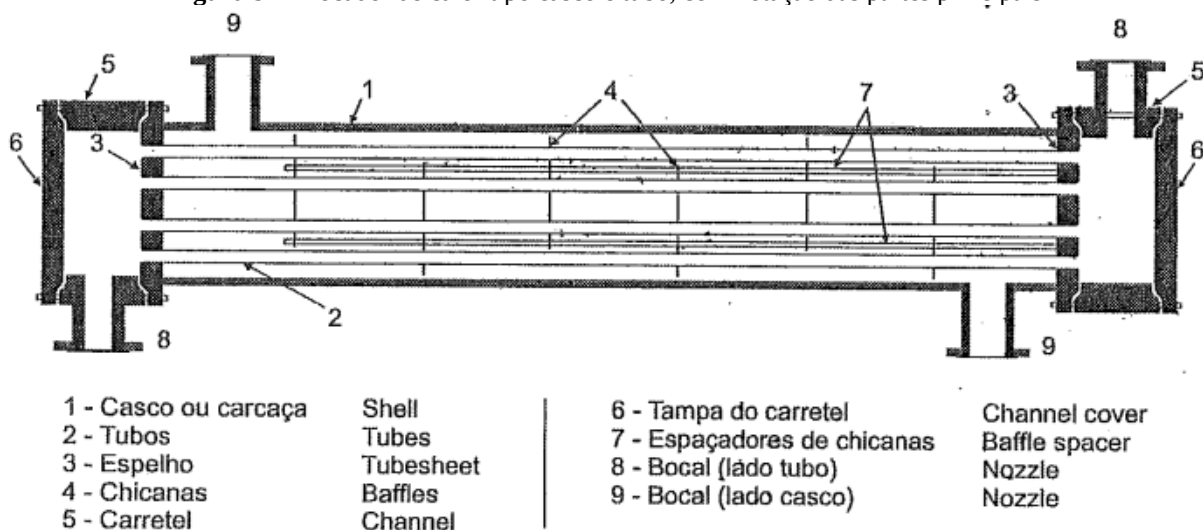
Distribui os trocadores de calor em quatro categorias (SAUNDERS, 1988):

- Tubulares: Trocadores duplo tubo, casco e tubo, resfriadores a ar e tubo aquecido;
- De placa: Trocadores de placa, espiral, lamela, e placa aletada;
- De materiais altamente resistentes à corrosão: Grafite, vidro, teflon;
- Especiais: Trocadores rotativos ou elétricos.

2.3.2. Trocadores de Calor Casco e Tubo

Este tipo de trocador de calor é composto por um casco cilíndrico, e por um feixe de tubos em seu interior. A Figura 9 apresenta um trocador casco e tubo simples.

Figura 9 – Trocador de calor tipo casco e tubo, com notação das partes principais



Fonte: ARAÚJO, 2002

Devido a apresentar muitos tubos, a área de troca térmica dos trocadores de calor casco e tubo é expressivamente grande, além de que trocadores deste tipo suportam pressões elevadas e amplas faixas de temperatura e vazão, o que faz deste equipamento o mais comumente empregado na indústria química, já que pode ser projetado para praticamente qualquer aplicação (ARAÚJO, 2002).

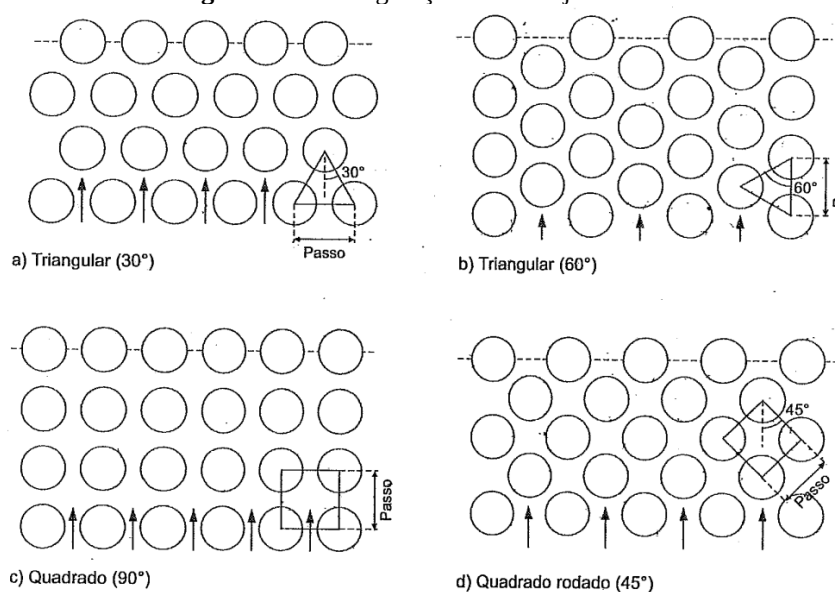
Trocadores de calor casco e tubo apresentam algumas especificidades: Há diversos tipos de chicanas, possibilitando vários escoamentos diferentes para o lado casco. Para o lado tubo, os trocadores podem ser como o da Figura 9, de passe único, com o fluido percorrendo o trocador apenas uma vez, ou com mais passes, de modo que existem divisões no carretel. Além

de que os trocadores casco e tubo podem apresentar diferentes disposição dos tubos e configurações mecânicas.

2.3.2.1. Disposição dos Tubos

Existem normas que determinam a disposição dos tubos no feixe tubular, o TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) estipula quatro configurações, conforme mostra a Figura 10.

Figura 10 – Configurações de arranjo de tubos



Fonte: ARAÚJO, 2002

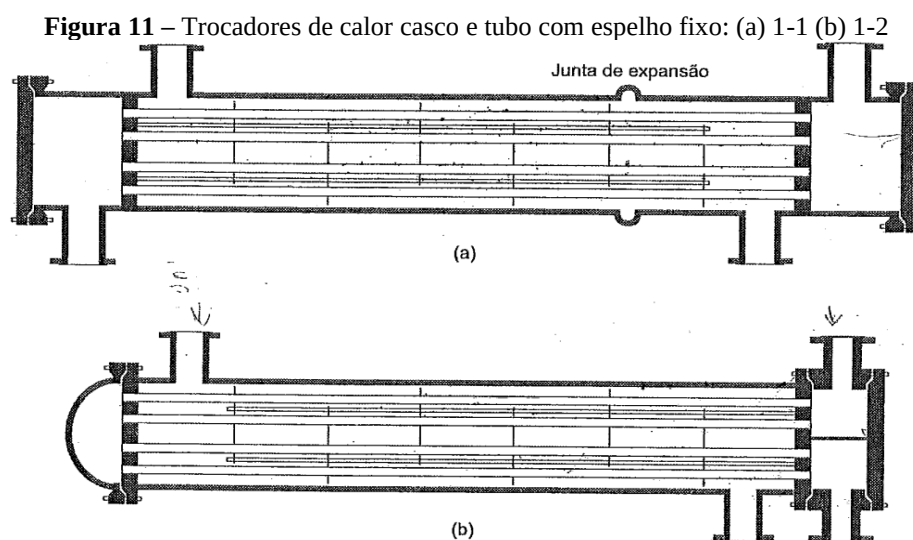
A menor distância entre dois tubos adjacentes é determinada abertura (*clearance*), e a distância entre os centros dos tubos é o passo (*pitch*). Arranjos quadrados são mais recomendados para fluidos do lado casco que sejam incrustantes, pois facilitam a limpeza externa, outra característica é que estes arranjos causam uma baixa perda de carga para o fluido do lado casco (KERN, 1965).

Por sua vez, arranjos triangulares possibilitam trocadores de calor mais compactos, já que para um mesmo passo e diâmetro de casco e tubo, a quantidade de tubos é maior, gerando uma maior área de troca térmica (ARAÚJO, 2002).

2.3.2.2. Configurações Mecânicas

As diferentes configurações são definidas principalmente pelas características de suas extremidades. Os mais comuns apresentam espelho fixo, espelho ou cabeçote flutuante, ou tubos em U (ARAÚJO, 2002).

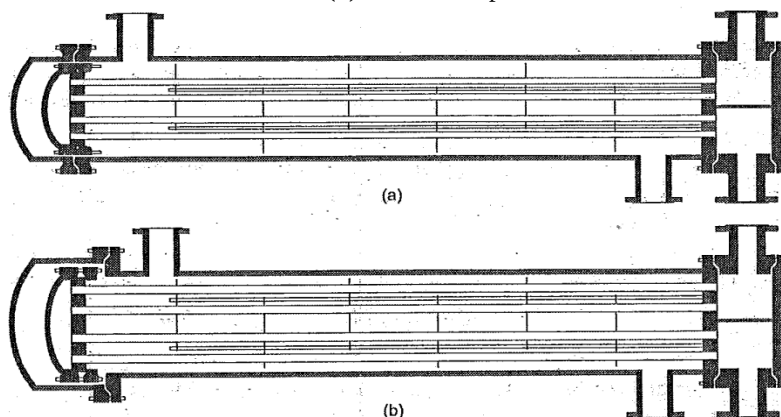
- **Espelho Fixo:** Modelo mais simples, com espelhos soldados ao casco, impossibilitando a remoção do feixe para limpeza, o que faz com que trocadores de espelho fixo sejam adequados somente para fluidos não incrustantes no lado casco. Na Figura 11 estão representadas duas configurações de trocadores com espelho fixo, em 11a há um trocador com um passe no casco e um nos tubos (1-1), com dois carretéis de tampa removível, enquanto 11b apresenta um trocador de dois passes nos tubos (1-2) com um carretel removível e um do tipo boné.



Fonte: ARAÚJO, 2002

- **Espelho ou Cabeçote Flutuante:** Em uma extremidade, apresentam um espelho fixo, porém não soldado ao casco, e na outra, um espelho livre, capaz de suportar expansão. Este modelo possibilita a remoção do feixe para limpeza. A Figura 12 apresenta duas configurações de trocadores com cabeçote flutuante, em 12a o feixe pode ser removido pelo carretel, e em 12b a configuração utiliza um anel bipartido que prende a tampa do carretel ao espelho, permitindo uma maior quantidade de tubos.

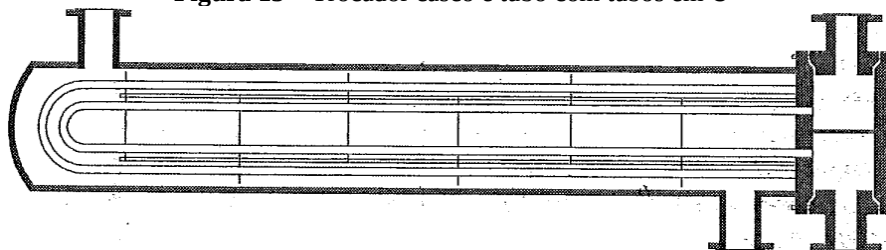
Figura 12 – Trocadores de calor casco e tubo com espelho com cabeçote flutuante: (a) removível pelo carretel (b) com anel bipartido



Fonte: ARAÚJO, 2002

- Tubos em U: O uso deste tipo de feixe permite a construção de apenas um espelho estacionário; a área de troca térmica é calculada considerando apenas a parte reta dos tubos; e o feixe pode ser removido para limpeza, porém apenas os tubos externos podem ser substituídos, pelo fato dos tubos apresentarem diferentes curvaturas. Para o lado dos tubos não é recomendado fluidos incrustantes, devido à dificuldade de limpeza. A Figura 13 apresenta um trocador com tubos em U.

Figura 13 – Trocador casco e tubo com tubos em U



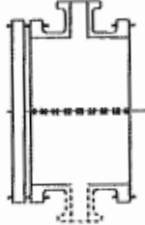
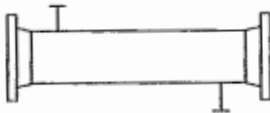
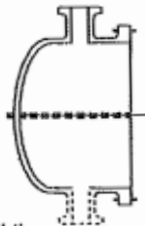
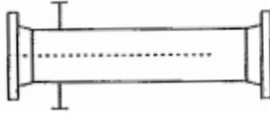
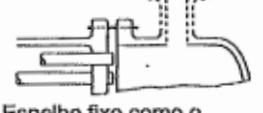
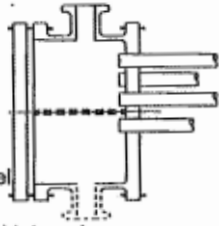
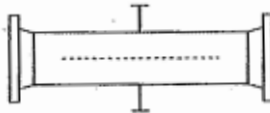
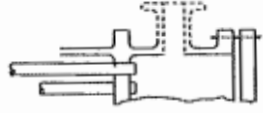
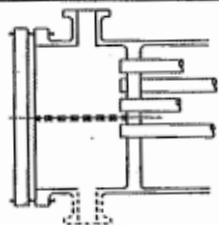
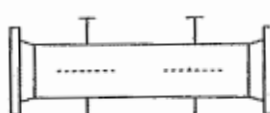
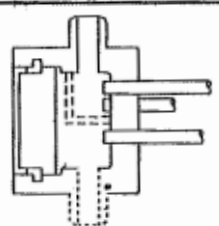
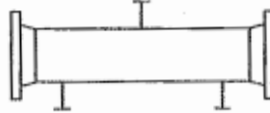
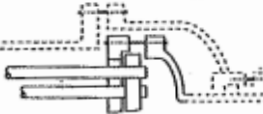
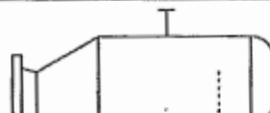
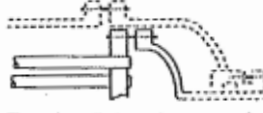
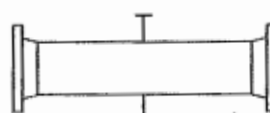
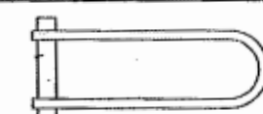
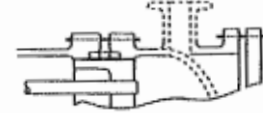
Fonte: ARAÚJO, 2002

2.3.2.3. Identificação de Trocadores de Calor Casco e Tubo de Acordo com o TEMA

A norma TEMA utiliza um código alfabético para identificar o tipo de trocador, especificando o cabeçote anterior, o tipo de casco e o cabeçote posterior, conforme apresentado na Figura 14 (ARAÚJO, 2002).

Uma forma mais completa de extrair as principais informações de trocadores de calor do tipo casco e tubo é por meio das folhas de dados TEMA, que inclusive utiliza o código anteriormente apresentado neste tópico. A esquematização de uma folha de dados é mostrada na Figura 15, obtida por meio do simulador Aspen Exchanger Design and Rating (Aspen EDR®).

Figura 14 – Código TEMA para o tipo de trocador

Tipos de cabeçotes estacionários frontais		Tipos de cascos		Tipos de cabeçotes posteriores	
A	 Carretel e tampa removível	E	 Um passe no casco	L	 Espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo A
B	 Carretel tipo bonê com tampa integral	F	 Dois passes no casco com chicana longitudinal	M	 Espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo B
C	 Apenas feixe removível Carretel integral com espelho e tampa removível	G	 Fluxo dividido	N	 Espelho fixo como o cabeçote estacionário tipo N
N	 Carretel integral com o espelho e tampa removível	H	 Fluxo duplamente dividido	P	 Cabeçote flutuante com gaxeta externa
D	 Vedamento especial para altas pressões	J	 Fluxo de entrada ou de saída dividido	S	 Cabeçote flutuante com anel bipartido
		K	 Refervedor tipo "Kettle"	T	 Espelho flutuante removível pelo carretel "pull-through"
		X	 Fluxo cruzado	U	 Feixe de tubos em U
				W	 Espelho flutuante com anel de vedamento especial (externo)

Fonte: ARAÚJO, 2002

Figura 15 – Folha de Dados TEMA esquematizada

1	Company:										
2	Location:										
3	Service of Unit:					Our Reference:					
4	Item No.:					Your Reference:					
5	Date:		Rev No.:			Job No.:					
6	Size :		mm		Type:		Horizontal		Connected in: parallel series		
7	Surf/unit(eff.)		m ²		Shells/unit		Surf/shell(eff.)		m ²		
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT										
9	Fluid allocation					Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name										
11	Fluid quantity, Total					kg/h					
12	Vapor (In/Out)					kg/h					
13	Liquid					kg/h					
14	Noncondensable					kg/h					
15											
16	Temperature (In/Out)					°C					
17	Bubble / Dew point					°C					
18	Density Vapor/Liquid					kg/m ³					
19	Viscosity					cp					
20	Molecular wt, Vap										
21	Molecular wt, NC										
22	Specific heat					kcal/(kg-°C)					
23	Thermal conductivity					kcal/(h-m-°C)					
24	Latent heat					kcal/kg					
25	Pressure (abs)					kgf/cm ²					
26	Velocity (Mean/Max)					m/s					
27	Pressure drop, allow./calc.					kgf/cm ²					
28	Fouling resistance (min)					m ² -h-°C/kcal					
29	Heat exchanged					kcal/h			MTD (corrected) °C		
30	Transfer rate, Service					Dirty Clean			kcal/(h-m ² -°C)		
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL										
32						Shell Side			Tube Side		
33	Design/Vacuum/test pressure					kgf/cm ²			/ /		
34	Design temperature / MDMT					°C			/		
35	Number passes per shell										
36	Corrosion allowance					mm					
37	Connections		In		mm		/ -		/ -		
38	Size/Rating		Out				/ -		/ -		
39	Nominal		Out - Vapor				/ -		/ -		
40	Tube #:		OD:		Tks. Minimun		mm		Length: mm Pitch: mm Tube pattern:		
41	Tube type:		Insert:		Fin#:		#/m		Material:		
42	Shell		ID		OD		mm		Shell cover		
43	Channel or bonnet								Channel cover -		
44	Tubesheet-stationary								Tubesheet-floating -		
45	Floating head cover								Impingement protection		
46	Baffle-cross		Type		Cut(%d)		Spacing:		mm		
47	Baffle-long		Seal Type				Inlet		mm		
48	Supports-tube		U-bend		Type						
49	Bypass seal				Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')				
50	Expansion joint				Type						
51	RhoV2-Inlet nozzle		603		Bundle entrance		Bundle exit		kg/(m-s ²)		
52	Gaskets - Shell side					Tube side					
53	Floating head										
54	Code requirements					TEMA class					
55	Weight/Shell					Filled with water		Bundle		kg	
56	Remarks										
57											
58											

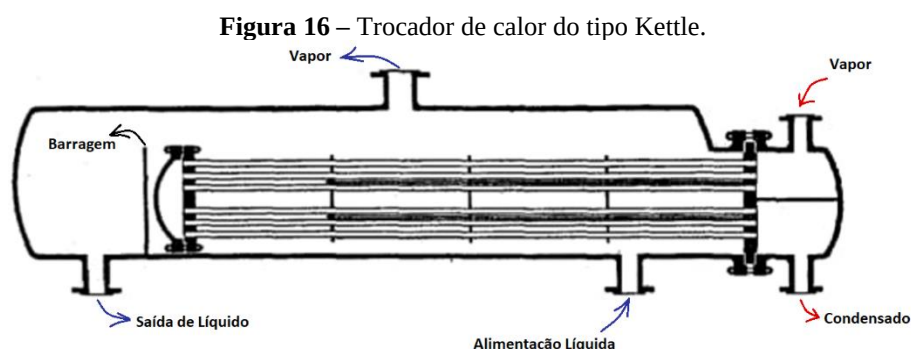
Fonte: A autora, 2024.

2.3.3. Trocadores de Calor do Tipo Kettle

Trocadores de calor do tipo Kettle consistem em um tipo específico de trocadores de calor casco e tubo, cujo objetivo é o de evaporar completamente uma corrente líquida. Este objetivo é alcançável devido à sua geometria peculiar que apresenta um aumento no casco, o que disponibiliza espaço para o vapor (SALES, 2021).

O fluido frio entra do lado casco por um bocal inferior, inunda os tubos, evapora, e sai por um bocal na parte superior do casco, podendo ou não ter uma barragem para controle do nível e uma segunda saída de líquido na parte inferior. Já o fluido quente passa pelos tubos, condensando ao menos parcialmente.

Nos trocadores de calor do tipo Kettle do sistema de propileno refrigerante estudados, no casco passa o C3R como fluido frio, e nos tubos passa diversas correntes de processo da UPR como fluido quente. A Figura 16 esquematiza um trocador de calor tipo Kettle.



Fonte: Adaptado de KERN, 1965.

Trocadores de calor do tipo Kettle são feitos especialmente para fluidos não incrustantes e “limpos” (aqueles que não deixam resíduos sólidos ao evaporar) do lado casco, já que a incrustação levaria à uma troca térmica deficiente, o que não garantiria a evaporação (SALES, 2021).

Por apresentar uma saída monofásica de vapor, este equipamento apresenta complexidade hidráulica baixa, além de permitir uma grande flexibilidade para a faixa de pressão de operação. As condições de mudança de fase no casco também permitem obter alto calor trocado tanto em elevadas diferenças de temperatura quanto em baixas (PALEN, 2015).

Uma recomendação adicional dada pelos fornecedores é que o nível ideal seja aquele que cubra completamente o feixe tubular, visando principalmente que toda a superfície de troca térmica seja utilizada, mas também, para evitar problemas de erosão do lado externo dos tubos, como em casos de fluidos frios que não sejam completamente limpos, ou em casos de

temperaturas elevadas de operação, nas quais um nível menor resultaria em uma região com vapor e gotículas de líquido ao redor de alguns tubos, nos quais o contato destas gotículas com a superfície dos tubos causaria erosão por evaporação. Entretanto, em uma planta industrial onde a carga mantida costuma ser menor do que a de projeto, alguns Kettles podem apresentar uma troca térmica excessiva, permitindo, junto com o uso de um fluido frio não incrustante de alta pureza, a operação em um nível abaixo do ideal de projeto, não cobrindo todos os tubos, mas garantindo a troca térmica necessária para o processo.

2.3.3.1. Troca Térmica em Trocadores de Calor do Tipo Kettle

A carga térmica Q em trocadores de calor é obtida pela Equação 1.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad \text{Equação 1}$$

Onde U é o coeficiente global de troca térmica, A é a área de troca térmica requerida, e ΔT_{ml} é a média logarítmica dos diferenciais de temperatura existentes no equipamento.

Para trocadores de calor do tipo Kettle, considera-se que o fluido em ebulição no lado casco, ou seja uma substância pura, ou esteja completamente misturado, de modo que sua temperatura ao longo da área de transferência de calor se apresenta constante. Sendo assim, o cálculo da média logarítmica ΔT_{ml} não exige correções de acordo com a quantidade de passagens nos tubos, como ocorre em trocadores casco e tubo comuns (SALES, 2021).

O cálculo da média logarítmica ΔT_{ml} utiliza as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio, e é dado pela Equação 2.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_o - t) - (T_i - t)}{\ln \frac{(T_o - t)}{(T_i - t)}} \quad \text{Equação 2}$$

Onde T_i e T_o são, respectivamente, as temperaturas de entrada e saída do fluido quente (lado tubo), e t é a temperatura do fluido frio (casco), considerando que o único calor trocado pelo casco seja o latente, ou seja, de mudança de fase sem que ocorra mudança de temperatura (SALES, 2021).

O calor recebido pelo fluido que escoar no lado casco Q_c é calculado pela Equação 3, e o calor fornecido pelos tubos Q_t , pela Equação 4.

$$Q_c = \Delta H_{c,vap} \cdot \dot{m}_{c,vap} \quad \text{Equação 3}$$

Onde $\Delta H_{c,vap}$ é a entalpia de vaporização do fluido do casco, e $\dot{m}_{c,vap}$ é a vazão mássica de vapor gerada no casco do Kettle.

$$Q_t = \dot{m}_t \cdot c_{p,t} \cdot (T_i - T_o) \quad \text{Equação 4}$$

Onde $\dot{m}_t$ é a vazão mássica nos tubos, e $c_{p,t}$ é o calor específico do fluido nos tubos.

Como considera-se que o único calor trocado seja o calor latente do casco, portanto a carga térmica total em trocadores do tipo Kettle pode ser representada pela Equação 5.

$$Q = Q_c = Q_t \quad \text{Equação 5}$$

Quanto à área de troca térmica requerida, A, esta é obtida pela área superficial de um tubo multiplicada pela quantidade de tubos no feixe, conforme Equação 6.

$$A = N_{tt} \cdot \pi \cdot d_{t,ext} \cdot L \quad \text{Equação 6}$$

Onde N_{tt} é o número total de tubos, $d_{t,ext}$ é o diâmetro externo dos tubos, e L o comprimento dos tubos.

2.3.3.2. Efeito da Incrustação na Troca Térmica

Incrustação (“fouling”) se refere a qualquer depósito indesejável em áreas de transferência de calor que aumente à resistência à troca térmica e ao escoamento, seja por sedimentação, corrosão, cristalização, dentre outros. Ao se iniciar a operação com um trocador de calor limpo, não há efeito da incrustação, mas conforme o passar do tempo, o desempenho térmico e a perda de carga das correntes tendem a serem prejudicados pela ocorrência deste fenômeno (ARAÚJO, 2002).

A incrustação interfere no coeficiente global de troca térmica U, conforme mostra a Equação 7.

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_{di} + R_{do} = \frac{1}{U_c} + R_{di} + R_{do} = \frac{1}{U_c} + R_d \quad \text{Equação 7}$$

Onde U_d é o coeficiente global para a superfície incrustada, U_c é o coeficiente global para a superfície limpa, h_o é o coeficiente externo de troca térmica por convecção, h_{io} é o coeficiente de troca térmica por convecção no interior dos tubos corrigido para a área externa, R_{di} e R_{do} são os fatores de incrustação interno e externo, respectivamente, e R_d é a soma dos fatores de incrustação individuais.

O conceito de fator de incrustação idealiza que a incrustação irá cobrir uniformemente a superfície de troca térmica, além de considerar apenas a transmissão de calor, sendo resistências que reduzem o valor do coeficiente global U, embora este fenômeno também seja responsável por reduzir o escoamento e aumentar a perda de carga, não há correções para este impacto físico (ARAÚJO, 2002).

2.4. Fluxo Sufocado (*Choked Flow*).

Para que ocorra fluxo em uma tubulação qualquer, é necessário que exista uma diferença de pressão entre as extremidades da mesma, sendo que a direção do fluxo é sempre para a extremidade de menor pressão. A equação básica de dimensionamento de líquido através de uma válvula (Equação 8) mostra que a vazão (Q) é proporcional à raiz quadrada da queda de pressão (ΔP) (TREMONTTE, 2023).

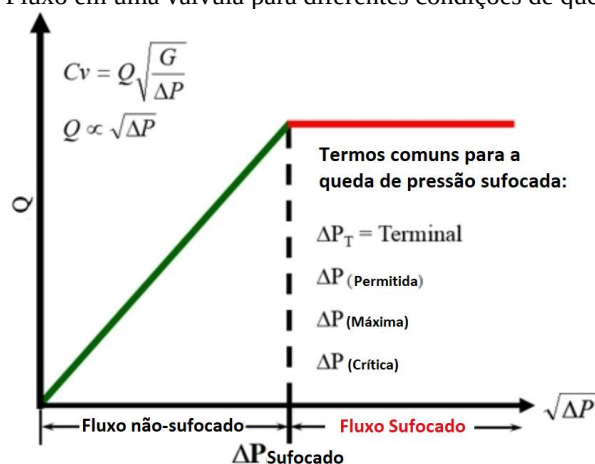
$$Q = C_V \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{G}} \quad \text{Equação 8}$$

Onde G é a gravidade específica do fluido e C_V é o coeficiente de vazão definido por norma norte-americana, sendo que seu valor corresponde a vazão de água em galões por minuto (GPM) à 60°F para uma queda de pressão de 1 PSI (CAMARGO, M., 2023).

Esta relação linear não é verdadeira para toda e qualquer condição. Existe uma queda de pressão limite, na qual a partir dela, a vazão se mantém constante mesmo que a diferença de pressão aumente. Esta condição é chamada de fluxo sufocado (*choked flow*), e ocorre devido à vaporização do líquido quando a pressão estática dentro da válvula cai abaixo da pressão de vapor do líquido. No caso de gases, o fluxo sufocado ocorre quando a velocidade do gás no ponto em que a área da seção transversal à corrente é mínima atinge a velocidade sônica (TREMONTTE, 2023).

A queda de pressão limite para o início do fluxo sufocado recebeu várias denominações ao longo dos anos, queda de pressão limitante ou sufocado (ΔP_{Choked}) são as definições oficiais reconhecidas pela ISA (Sociedade Internacional de Automação) e pelo IEC (Comissão Eletrotécnica Internacional). A Figura 17 mostra o comportamento com e sem fluxo sufocado, e apresenta outros nomes comuns para a queda de pressão sufocada (MONSEN, 2017).

Figura 17 – Fluxo em uma válvula para diferentes condições de queda de pressão.



Fonte: Adaptado de MONSEN, 2017.

3. OBJETIVOS

Analisar o comportamento real de trocadores de calor do tipo Kettle pertencentes ao sistema de propileno refrigerante de uma Unidade de Processamento de Gás de Refinaria de uma planta petroquímica e otimizar a troca térmica destes trocadores de calor por meio da obtenção do nível operacional ideal para estes equipamentos, nos quais não ocorra troca térmica excessiva ou falha.

4. MÉTODOS UTILIZADOS

Neste tópico será abordada a metodologia utilizada para descobrir o nível otimizado dos trocadores de calor do tipo Kettle. O presente estudo utiliza simulações computacionais para evitar testes empíricos nos equipamentos, o que poderia causar um distúrbio operacional no processo.

Inicialmente cada trocador de calor do tipo Kettle foi simulado no Aspen EDR® com suas condições de projeto, utilizando as condições presentes em suas folhas de dados, visando a aquisição de prática com o simulador, e a comprovação e quantificação de quanto os trocadores de calor estavam super ou subdimensionados.

Para compreender o modo de operação dos trocadores de calor do tipo Kettle, os níveis de projeto foram calculados por análise dimensional com base nas dimensões de cada trocador (informações estas, presentes nos livros de dados disponíveis na biblioteca interna da empresa), e comparados com o histórico de como os níveis foram mantidos nos últimos anos. Nesta etapa

também se observou indícios da ocorrência de equilíbrio térmico nos trocadores de calor do tipo Kettle.

A etapa seguinte se baseou em obter a simulação no Aspen EDR® dos trocadores de calor do tipo Kettle em suas condições reais de operação. Porém houve complicações nesta etapa, pois as vazões do lado casco (propileno refrigerante) não eram medidas, de modo que foi necessário a utilização do Aspen Hysys® para simular estas vazões por meio de dados de abertura de válvulas. Nesta etapa adicional foi necessário a compreensão do fluxo sufocado (*Choked Flow*), condição presente nas folhas de dados das válvulas. A validação das simulações das válvulas foi realizada por meio de um balanço de massa da sucção do primeiro estágio do compressor C-103 utilizando os valores médios anuais para as variáveis de temperatura e pressão.

Visando obter valores mais confiáveis, foi utilizado dados reais de cinco momentos distintos, e um estudo utilizando o Aspen EDR® e o Aspen HYSYS® em conjunto com a hipótese de equilíbrio térmico e com o balanço de massa da sucção do primeiro estágio do compressor C-103.

Por fim, para obter os níveis de propileno no lado casco otimizados, foi necessário remover parte da área de troca térmica da simulação no Aspen EDR®, até o momento no qual não houvesse mais excesso de troca térmica. Isto foi feito para os mesmos cinco momentos já citados.

4.1. Simulações de Processos

Simuladores de processos são ferramentas computacionais que combinam ciência, tecnologia e engenharia, permitindo a modelagem e simulação de fenômenos e processos industriais, sejam estes físicos ou químicos. Consistem em uma das ferramentas mais poderosas para otimizar plantas industriais complexas, pois economizam tempo e recursos, tornam a implementação de otimizações mais segura, e permitem que as empresas aumentem sua eficiência e competitividade (SYDLE, 2024).

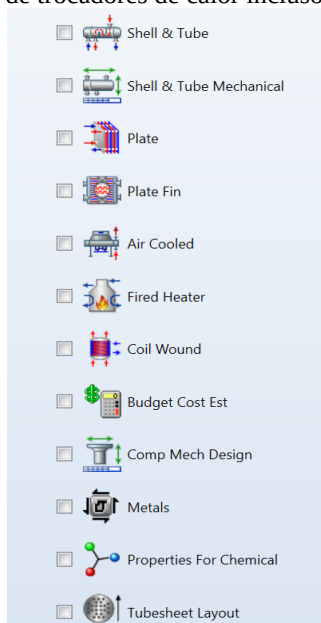
Ao realizar uma simulação de processos, é necessário definir nos simuladores qual o método físico-químico a ser utilizado. No sistema estudado, as correntes apresentam compostos químicos comuns na indústria petroquímica, de modo que o método mais apropriado para estes é o Peng-Robinson, que foi utilizado tanto no Aspen EDR® quanto no Aspen HYSYS®.

4.1.1. Aspen Exchanger Design and Rating (Aspen EDR®)

O Simulador Aspen Exchanger Design and Rating® é um software produzido pela Aspen Tech com foco em trocadores de calor. Apresenta todos os principais tipos de trocadores de calor, como mostra a Figura 18 (imagem obtida ao iniciar um novo projeto neste simulador), além de possuir uma documentação atualizada, e um vasto banco de dados de propriedades físicas. Este software pode ser utilizado para a produção de folhas de dados TEMA ao projetar equipamentos, pois suas simulações preenchem as informações presentes na Figura 15 (ASPENTECH, 2024).

No presente estudo o Aspen EDR® foi utilizado para avaliar trocadores de calor já existentes, possibilitando a descoberta de novos níveis de operação, nos quais a troca térmica utilizada seja apenas a necessária.

Figura 18 – Tipos de trocadores de calor inclusos no Aspen EDR®.



Fonte: A autora, 2024.

4.1.1.1. *Simulações de Trocadores de Calor do Tipo Kettle*

Foi utilizado o modo “*Rating/Checking*” do Aspen EDR® para comparação com as folhas de dados. Neste tópico o trocador de calor E-108A/B, Kettles do primeiro estágio do compressor C-103 de propileno refrigerante e condensadores do sistema de etileno refrigerante (C-104) será utilizado como exemplo, em suas condições de projeto.

Na primeira tela (“*Console: Geometry*”, apresentada na Figura 19) tem-se como input:

- O tipo de trocador de calor (BKU, conforme item 2.3.2.3), que significa um trocador de calor casco e tubo com cabeçote frontal carretel tipo boné com tampa integral, casco tipo kettle, e feixe tubular em U);
- A localização do fluido quente (em todos os trocadores de calor do tipo Kettle analisados neste trabalho, o fluido quente se trata do lado processo, dentro dos tubos, e o fluido refrigerante se localiza no lado casco, inundando o feixe tubular em determinado nível);
- O diâmetro dos tubos e sua disposição (triangular, conforme item 2.3.2.1);
- O tipo das chicanas (“*Unbaffled*”, ou seja, sem chicanas pelo fato de o casco ser inundado, há suportes para os tubos, mas que não direcionam o fluxo no casco);
- O material de construção do equipamento;
- O diâmetro do casco Kettle;
- O comprimento e a quantidade de tubos;
- O número de cascos em paralelo e/ou em série (neste exemplo são dois em paralelo).

Figura 19 – Tela “*Console: Geometry*” - Aspen EDR®, input para E-108A/B.

The screenshot displays the 'Console: Geometry' window for a Shell & Tube heat exchanger. It features three tabs: 'Geometry' (active), 'Process', and 'Errors & Warnings'. The 'Calculation mode' is set to 'Rating / Checking'. The 'Configuration' section includes fields for TEMA Type (B, K, U), Tube layout option (New, match tubecount), Location of hot fluid (Tube side), Tube OD / Pitch (mm, 19,05 / 23,81), Tube pattern (30-Triangular), Tubes are in baffle window (Set default), Baffle type (Unbaffled), Baffle cut orientation (Set default), and Default exchanger material (Carbon Steel, 1). The 'Size' section includes fields for Specify some sizes for Design (Set default), Shell ID / OD (mm, 1520 / 1546), Tube length (mm, 7315), Baffle spacing center-center (Bc) (mm), Number of baffles, Number of tubes / Tube passes (3250 / 2), Shells in series (1), and Shells in parallel (2).

Fonte: A autora, 2024.

Na tela “*Process Data*” (apresentada na Figura 20) tem-se como input as vazões e pressões de entrada de ambos os fluidos, a temperatura de entrada e saída do lado processo

(lado tubo), e a fração de vapor de saída para o lado casco, estimando que o fluido refrigerante deve evaporar completamente do lado casco.

Figura 20 – Tela “Process Data” - Aspen EDR®, input para E-108A/B.

Hot Stream (1) Tube Side		Cold Stream (2) Shell Side	
In	Out	In	Out
64175	-20.3	60956	1.45
16.75	16.738	1.36	

Fonte: A autora, 2024.

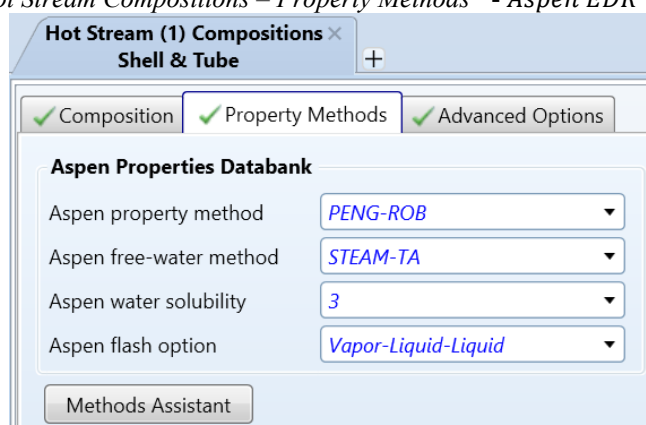
Ainda é necessário inserir a composição de cada fluido (Figura 21), e o método físico-químico a ser utilizado (Figura 22).

Figura 21 – Tela “Hot Stream Compositions - Composition” - Aspen EDR®, input para E-108A/B.

Aspen Component Name	Aspen Composition	Aspen Formula
1 ETHYLENE	1	C2H4
2 PROPYLENE	0	C3H6-2
3		
4		
5		
6		
7		
8		
9		
10		
11		

Fonte: A autora, 2024.

Figura 22 – Tela “Hot Stream Compositions – Property Methods” - Aspen EDR®, input para E-108A/B.



Fonte: A autora, 2024.

O software gerou como retorno a folha de dados disponível na Figura 23.

Pode-se observar quão sub ou superdimensionado o trocador de calor está pela relação entre seus coeficientes globais de troca térmica nominal, e para as condições de trocador limpo e sujo (com dejetos sólidos acumulados nos tubos, ou seja, com incrustação). A Equação 9 demonstra esta relação.

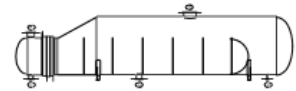
$$\text{Percentual de Excesso Sujo (\%)} = \frac{U_{\text{sujo}}}{U_{\text{nominal}}} \cdot 100 \quad \text{Equação 9}$$

Onde o valor igual a 1 se refere à condição ideal de dimensionamento, valores maiores que 1 expressam quão superdimensionado o trocador de calor está, e valores menores que 1 mostram quão subdimensionado o trocador de calor está.

No Aspen EDR® é possível obter essa mesma informação de percentual de excesso diretamente pelo simulador, nos resultados, na tela “Performance – Resistance Distribution”, onde a informação está apresentada como “Area ratio”, que se refere à relação entre a área de troca térmica atual (real) e a requerida (necessária para a troca térmica), sendo que o valor de 1 significa que as áreas são iguais, valores maiores do que 1, que a área real é maior do que a necessária, e portanto o trocador está superdimensionado; e valores menores que 1, que a área real é menor que a necessária e o trocador está subdimensionado. A Figura 24 mostra que os trocadores de calor do tipo Kettle E-108A/B estão 96% superdimensionados para a condição de trocador de calor sujo, e 137% para a condição limpo.

Figura 23 – Folha de dados TEMA gerada pelo Aspen EDR® para E-108A/B.

Heat Exchanger Specification Sheet										
1	Company:									
2	Location:									
3	Service of Unit:			Our Reference:						
4	Item No.:			Your Reference:						
5	Date:		Rev No.:		Job No.:					
6	Size :		1520 , 2400		7315 mm		Type: BKU Horizontal		Connected in: 2 parallel 1 series	
7	Surf/unit(eff.)		2974,9		m²		Shells/unit 2		Surf/shell(eff.) 1487,5 m²	
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
9	Fluid allocation				Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name				C3R			C2R		
11	Fluid quantity, Total				kg/h 60956			64175		
12	Vapor (In/Out)				kg/h 3965			60956 64175 0		
13	Liquid				kg/h 56991			0 64175		
14	Noncondensable				kg/h 0			0 0		
15										
16	Temperature (In/Out)				°C -40,12			-41,64 -20,3 -36,99		
17	Bubble / Dew point				°C -40,18 /			/ -35,88 / -35,87 /		
18	Density Vapor/Liquid				kg/m³ 3,24 / 599,54			3,03 / 601,45 27,07 / / 456,23		
19	Viscosity				cp 0,0067 / 0,1683			0,0067 / 0,1712 0,0093 / / 0,0707		
20	Molecular wt, Vap				42,08			42,08 28,05		
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat				kcal/(kg-C) 0,3149 / 0,5014			0,3144 / 0,499 0,4104 / / 0,7537		
23	Thermal conductivity				kcal/(h-m-C) 0,01 / 0,117			0,01 / 0,118 0,014 / / 0,101		
24	Latent heat				kcal/kg 102,02			102,38 82,84		
25	Pressure (abs)				kgf/cm² 1,45			1,36 16,75 16,738		
26	Velocity (Mean/Max)				m/s 1,28 / 2,26			0,62 / 1,17		
27	Pressure drop, allow./calc.				kgf/cm² 0,286			0,09 0,28 0,012		
28	Fouling resistance (min)				m²-h-C/kcal 0,0001			0,0001 0,00013 Ao based		
29	Heat exchanged		5789385		kcal/h		MTD (corrected) 5,12 °C			
30	Transfer rate, Service		380,5		Dirty 747,1		Clean 900,7 kcal/(h-m²-C)			
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL						Sketch			
32					Shell Side			Tube Side		
33	Design/Vacuum/test pressure				kgf/cm² 3,059 / /			19,375 / /		
34	Design temperature / MDMT				°C 35 /			35 /		
35	Number passes per shell				1			2		
36	Corrosion allowance				mm 3,18			3,18		
37	Connections		In mm		1 254 / -		1 254 / -			
38	Size/Rating		Out		1 12,7 / -		1 152,4 / -			
39	Nominal		Out - Vapor		1 508 / -		/ -			
40	Tube #:		1625 U's		OD: 19,05 Tks. Minimun 2,11 mm		Length: 7315 mm Pitch: 23,81 mm Tube pattern: 30			
41	Tube type: Plain		Insert: None		Fin#:		#/m Material: Carbon Steel			
42	Shell Carbon Steel		ID 1520 OD 1546		mm		Shell cover Carbon Steel			
43	Channel or bonnet Carbon Steel						Channel cover -			
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel						Tubesheet-floating -			
45	Floating head cover -						Impingement protection None			
46	Baffle-cross Carbon Steel		Type Unbaffled		Cut(%d)		Spacing: c/c mm			
47	Baffle-long -		Seal Type				Inlet mm			
48	Supports-tube U-bend		1		Type					
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')					
50	Expansion joint -		Type None							
51	RhoV2-Inlet nozzle 603		Bundle entrance 43		Bundle exit 399		kg/(m-s²)			
52	Gaskets - Shell side		Flat Metal Jacket Fibe		Tube side		Flat Metal Jacket Fibe			
53	Floating head									
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class R - refinery service					
55	Weight/Shell		35158,4 Filled with water 76586,8		Bundle 24767		kg			
56	Remarks									



Fonte: A autora, 2024.

Figura 24 – Tela “Performance – Resistance Distribution” - Aspen EDR®, resultado para E-108A/B.

Performance Shell & Tube					
Overall Performance Resistance Distribution Shell by Shell Conditions Hot Stream Composition Cold Stream Composi					
Overall Coefficient / Resistance Summary			Clean	Dirty	Max Dirty
Area required (tube OD base)	m ²		1256,7	1515,1	2974,9
Area ratio: actual/required			2,37	1,96	1
Overall coefficient	kcal/(h-m ² -C)		900,7	747,1	380,5
Overall resistance	m ² -h-C/kcal		0,00111	0,00134	0,00263
Shell side fouling	m ² -h-C/kcal		0	0,0001	0,00067
Tube side fouling			0	0,00013	0,00085
Resistance Distribution					
Shell side film	kcal/(h-m ² -C)	m ² -h-C/kcal	%	%	%
	1805,3	0,00055	49,89	41,38	21,08
Shell side fouling	10008,1	0,0001		7,47	25,28
Tube wall	18735,6	5E-05	4,81	3,99	2,03
Tube side fouling *	7793	0,00013		9,59	32,47
Tube side film *	1988,3	0,0005	45,3	37,58	19,14

Fonte: A autora, 2024.

4.1.1.2. Simulações de Trocadores de Calor do Tipo Kettle Visando Nível Otimizado

Para obter a troca térmica ideal para a condição operacional real de momentos específicos analisados, utilizou-se o percentual de excesso na condição de trocador sujo (vide Figura 24), e inicialmente, a ideia de diminuir a vazão de entrada de C3R nas simulações no Aspen EDR®.

Ao diminuir um pouco a vazão, o simulador avisa que não tem vazão o suficiente para cobrir o feixe tubular, o que já era esperado, porém, também acusa falha ao convergir, não sendo capaz de simular a recirculação de fluido no casco, como mostra a Figura 25.

Figura 25 – Avisos traduzidos da simulação do Aspen EDR® ao diminuir a vazão de propileno.

	Resultados Avisos	A iteração para o fluxo de recirculação do lado do casco neste reboiler tipo Kettle falhou em convergir. Trate os resultados com cautela.
	Operação Avisos	O fluxo de alimentação para o casco do Kettle é muito baixo para manter o feixe adequadamente coberto. Estima-se que o nível de líquido que conduz o fluxo através do feixe esteja em cerca de 61 por cento do caminho até o feixe, embora dentro do feixe o fluxo bifásico seja assumido como persistente acima deste nível. Este aviso pode ser resolvido reduzindo a carga de calor do trocador sem alterar o calor necessário para vaporizar completamente o fluxo de entrada (ou seja, não alterando o fluxo de entrada do lado do casco ou a temperatura). Uma maneira de fazer isso seria reduzir a temperatura de saída do lado do casco se estiver no modo de verificação ou reduzir a área geral de transferência de calor se estiver no modo de simulação.

Fonte: A autora, 2024.

Embora o simulador sugere alterar as temperaturas de saída, essa ação não é viável para verificar qual seria o nível de propileno no lado casco que não apresenta percentual de excesso (que não resfriando a mais do que o necessário), pois não devemos alterar dados reais.

Mesmo com a recirculação no lado casco não confiável, ao diminuir a vazão o suficiente para mudar a porcentagem de abertura da válvula, e realmente alterar o nível real, o simulador

não retorna resultados, acusando o erro da Figura 26, onde a vazão não suporta o calor necessário para a troca térmica.

Figura 26 – Erro traduzido da simulação do *Aspen EDR*® ao diminuir significativamente a vazão de propileno.

 Resultados Erros	Não foi possível distribuir a carga de calor entre as passagens de tubo, provavelmente devido a um cruzamento de temperatura. O número de passagens de tubo ou a configuração da passagem pode ser inadequado para as condições do processo.
--	--

Fonte: A autora, 2024.

A segunda tentativa para obter os níveis otimizados para cada momento utilizou a ideia de diminuir a área de troca térmica, por meio da remoção de fileiras de tubos da simulação, visando chegar em uma altura de tubos na qual houvesse o mínimo possível de percentual de excesso, para obter o nível por meio da conversão desta altura utilizando os desenhos de cada trocador de calor.

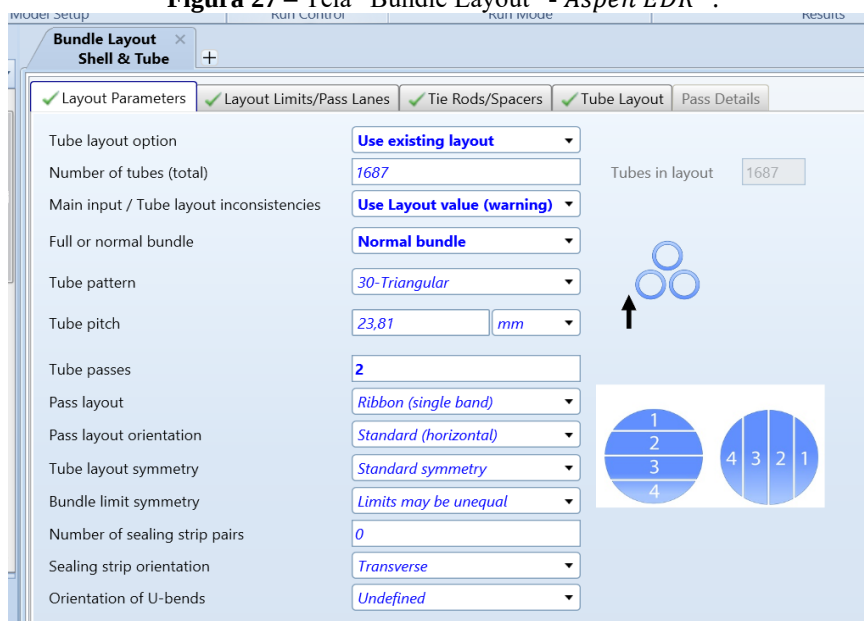
Para remover fileiras de tubos da simulação, primeiramente mudou-se o tipo de feixe tubular, do tipo de tubos em U para o tipo M, com espelho fixo (vide Figura 11 e Figura 14), de modo que eliminamos as curvas dos tubos em U, e conseqüentemente, a troca térmica referente à elas, o que reflete uma folga na simulação, pois mesmo se atingir o nível no qual não exista percentual de excesso, ainda assim, na realidade, existe uma pequena área de troca térmica a mais. Essa mudança é realizada na tela “*Console: Geometry*” (Figura 19).

Em seguida, alterou-se a forma com que o *Aspen EDR*® calcula o feixe tubular, onde estava definido para obter um feixe com a quantidade de tubos inserida (“*New, match tubecount*”, vide Figura 19), agora deverá ser layout existente, também deletou-se o número de tubos, para que o simulador entenda a remoção. A Figura 27 apresenta essa mudança na tela “*Bundle Layout*”.

Após rodar a simulação, na tela “*Geometry Summary – Tube Layout*” (apresentada na Figura 28) removeu-se uma linha de tubos, rodou a simulação e foi necessário adequar a queda de pressão estimada para o que a simulação retornou (isto na tela “*Process Data*”, vide Figura 20).

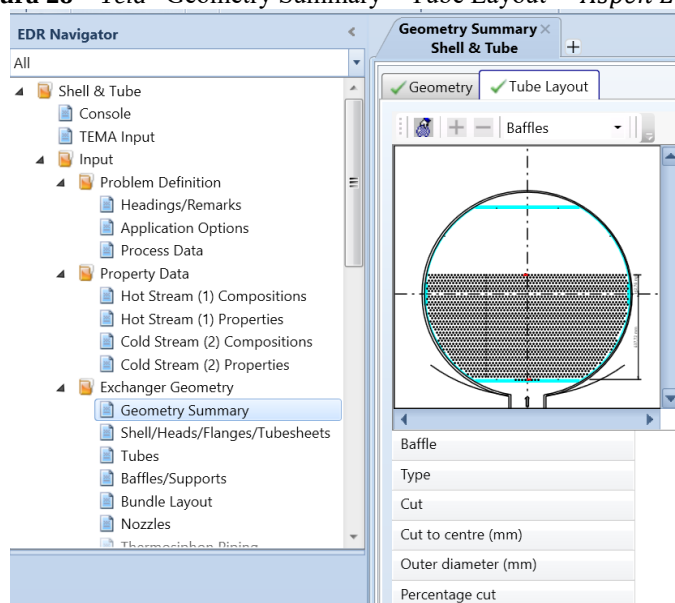
Esse passo é repetido até que o percentual de excesso se aproxime ao máximo possível do zero, ou seja, até que a taxa de área para a condição de trocador de calor sujo, seja próxima, mas não menor, do que 1 (Tela “*Performance – Resistance Distribution*”, vide Figura 24).

Figura 27 – Tela “Bundle Layout” - Aspen EDR®.



Fonte: A autora, 2024.

Figura 28 – Tela “Geometry Summary – Tube Layout” - Aspen EDR®.



Fonte: A autora, 2024.

4.1.2. Aspen Hysys®

O Aspen Hysys® é o simulador de processos mais utilizado no ambiente industrial, principalmente nas refinarias de petróleo e petroquímicas, pois se refere à um software de fácil utilização e que permite ser colocado em modo dinâmico, possibilitando prever como as variáveis irão variar com o tempo (JÚLIO, 2008).

Este software disponibiliza amplos pacotes termodinâmicos e de propriedades, é uma ferramenta completa para a simulação de processos químicos, dispondo de todos os

equipamentos industriais, permitindo estudos de como pequenas mudanças em um ou poucos equipamentos podem afetar o funcionamento de uma planta industrial, além de simulações de novas plantas industriais completas (RODRIGUES, H. D. S. MENEGUELO, A. P., 2014).

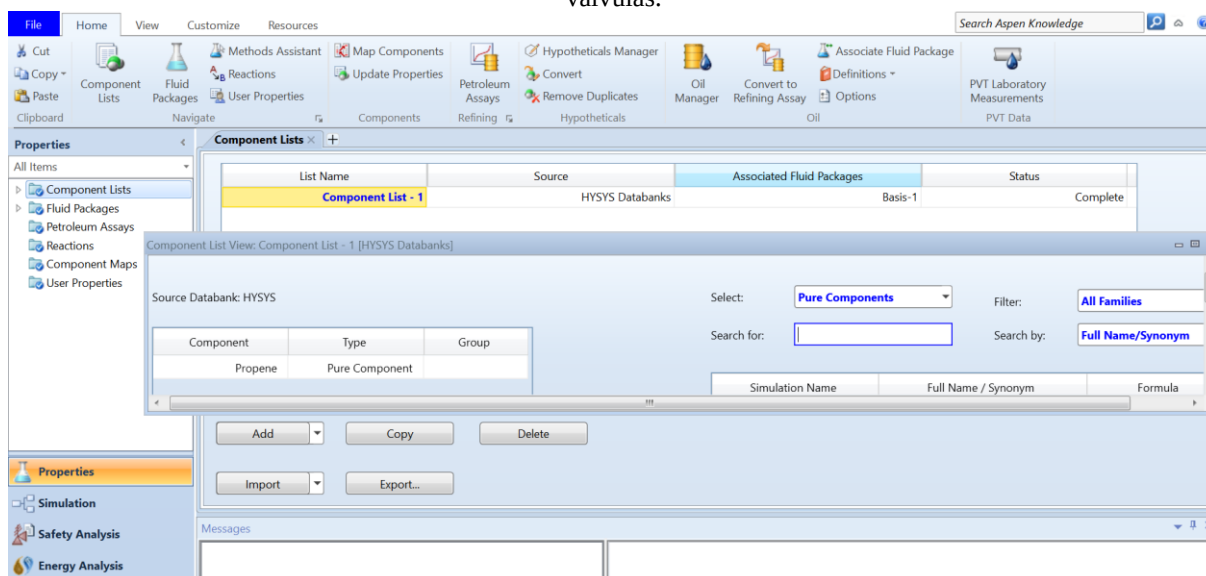
No presente estudo o Aspen Hysys® foi utilizado para obter os valores de vazão de propileno refrigerante que entram em cada trocador de calor do tipo Kettle a ser otimizado. Para isto estavam disponíveis os dados de porcentagem de abertura de válvula, e as folhas de dados de cada válvula que controla a entrada de vazão, e conseqüentemente, os níveis do lado casco de cada Kettle.

4.1.2.1. Simulação Simples de Válvulas no Aspen Hysys®

Primeiramente definiu-se o fluido na seção “*Properties*”, guia de “*Component Lists*”, conforme mostra a Figura 29.

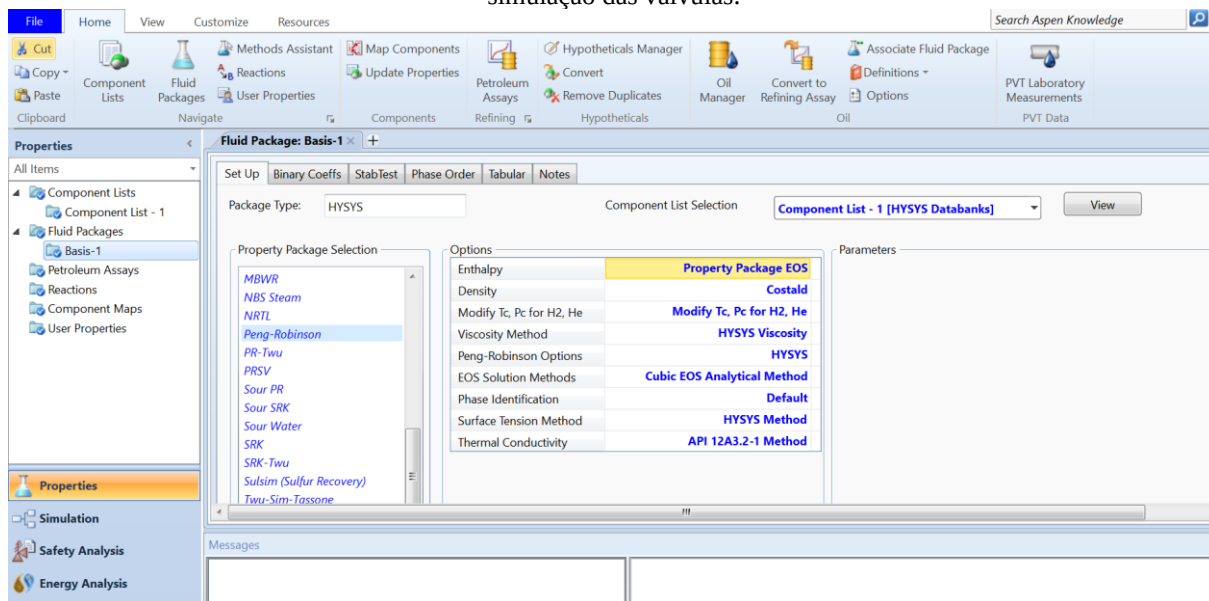
Ainda na seção “*Properties*”, se definiu o modelo físico-químico a ser utilizado como o Peng-Robison, que representa bem as olefinas e outros produtos petroquímicos. Esta definição foi necessária na guia “*Fluid Packages*”, conforme mostra a Figura 30.

Figura 29 – Tela “*Properties*” - Aspen Hysys®, definição de propileno como fluido a ser simulado nas válvulas.



Fonte: A autora, 2024.

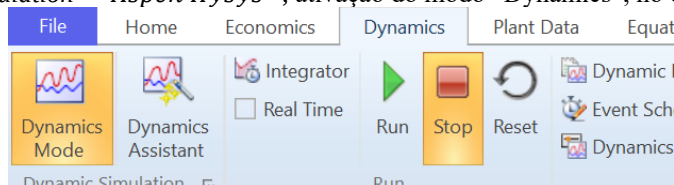
Figura 30 – Tela “Properties” - Aspen Hysys®, definição do modelo físico-químico a ser utilizado na simulação das válvulas.



Fonte: A autora, 2024.

Na seção “Simulation” ativou-se o modo “Dynamics”, conforme a Figura 31.

Figura 31 – Tela “Simulation” - Aspen Hysys®, ativação do modo “Dynamics”, no canto superior esquerdo.



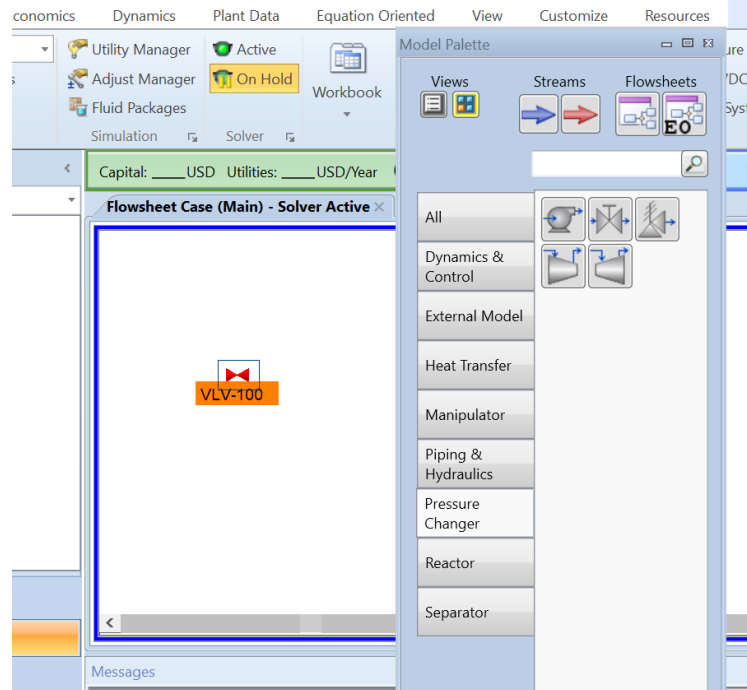
Fonte: A autora, 2024.

Adicionou-se uma válvula por meio do menu “Model Palette”, conforme a Figura 32.

Ao clicar na válvula, na guia “Design” pôde-se renomear o equipamento e adicionar as correntes de entrada e saída, conforme Figura 33.

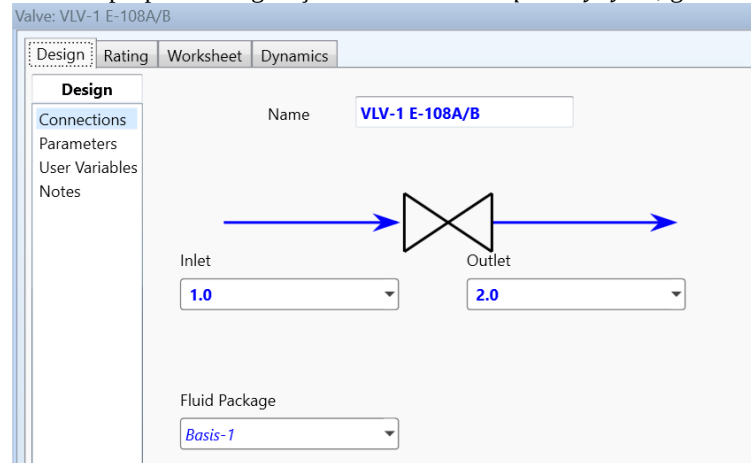
Na guia “Rating”, foi adicionado as características da válvula: tipo de operação da válvula (igual porcentagem), coeficiente de vazão máximo (C_V máximo), fator de recuperação de pressão (F_L), e a porcentagem de abertura presente na folha de dados, conforme Figura 34. Também foi acionado o “Choking” para considerar fluxo sufocado, conforme Figura 35.

Figura 32 – Tela “Simulation” - Aspen Hysys®, adição de válvula.



Fonte: A autora, 2024.

Figura 33 – Pop-up de configurações da válvula - Aspen Hysys®, guia “Design”.



Fonte: A autora, 2024.

Figura 34 – Pop-up de configurações da válvula - *Aspen Hysys*[®], guia “Rating - Sizing”.

Valve: VLV-1 E-108A/B

Design Rating Worksheet Dynamics

Rating

Sizing
Nozzles
Options
Flow Limits

Valve Operating Characteristics

☐ Linear
☐ Quick Opening
☒ Equal Percentage
☐ User Table

☐ Enable Xt Curve View...

Size Valve

Sizing Conditions ☒ Current ☐ User Input

Inlet Pressure [kg/cm2_g]	0.0000
Molecular Weight	42.08
Valve Opening [%]	63.00
Delta P [kg/cm2]	<empty>
Flow Rate [kg/h]	0.0000

Sizing Methods ☒ Cv ☐ Cg

☒ ANSI/ISA method
☐ Manufacturer specific methods
☐ Simple resistance equation

FI	0.8790
Cv [USGPM(60F,1psi)]	274.0
Cg	9169.8
Fp	1.0000
Max Xt	0.70000

☒ Rigorous Cp/Cv ☐ Semi-Ideal Cp/Cv

Fonte: A autora, 2024.

Figura 35 – Pop-up de configurações da válvula - *Aspen Hysys*[®], guia “Rating – Flow Limits”.

Valve: VLV-1 E-108A/B

Design Rating Worksheet Dynamics

Rating

Sizing
Nozzles
Options
Flow Limits

Vapour Choking

Vapour Choking Status

Critical flow
No choking

Note: Vapour choking will always be modelled if present.

Liquid Choking

☒ Model Liquid Choking

Note: Choked liquid modelling is optional.

FI	0.8790
Kc	<empty>
Frictional Delta P allowable	0.2420
Frictional Delta P	1.190
Vapour Pressure	2.602
Critical Pressure Ratio	0.8942

Liquid Choking Status

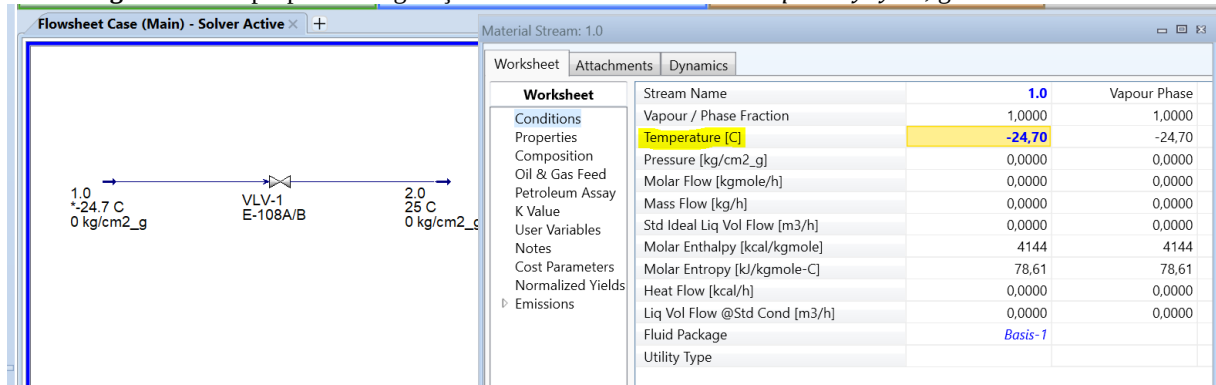
Cavitating
Flashing
No choking

☒ Pseudo critical pressure ☐ True critical pressure

Fonte: A autora, 2024.

Ao clicar na corrente de entrada, na guia “Worksheet”, definiu-se a temperatura de entrada, conforme a Figura 36.

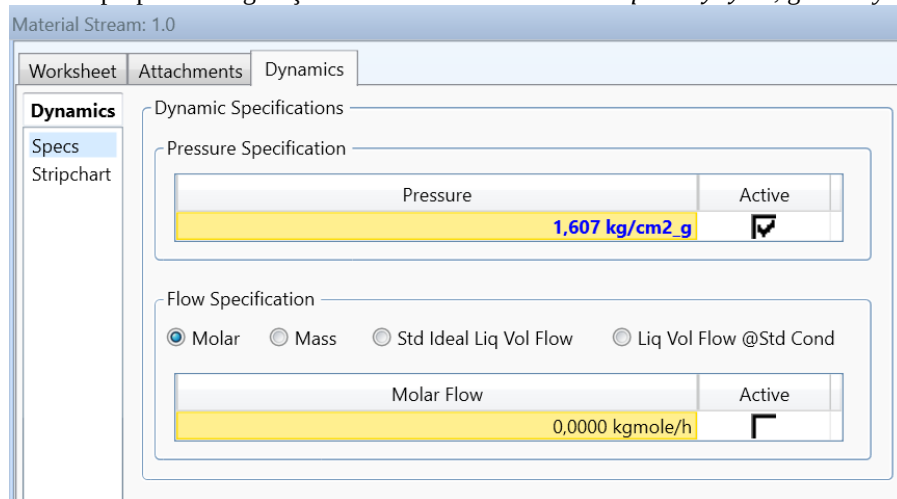
Figura 36 – Pop-up de configurações da corrente de entrada - *Aspen Hysys*[®], guia “*Worksheet*”.



Fonte: A autora, 2024.

Na guia “*Dynamics*”, definiu-se a pressão de entrada na válvula, conforme Figura 37.

Figura 37 – Pop-up de configurações da corrente de entrada - *Aspen Hysys*[®], guia “*Dynamics*”.

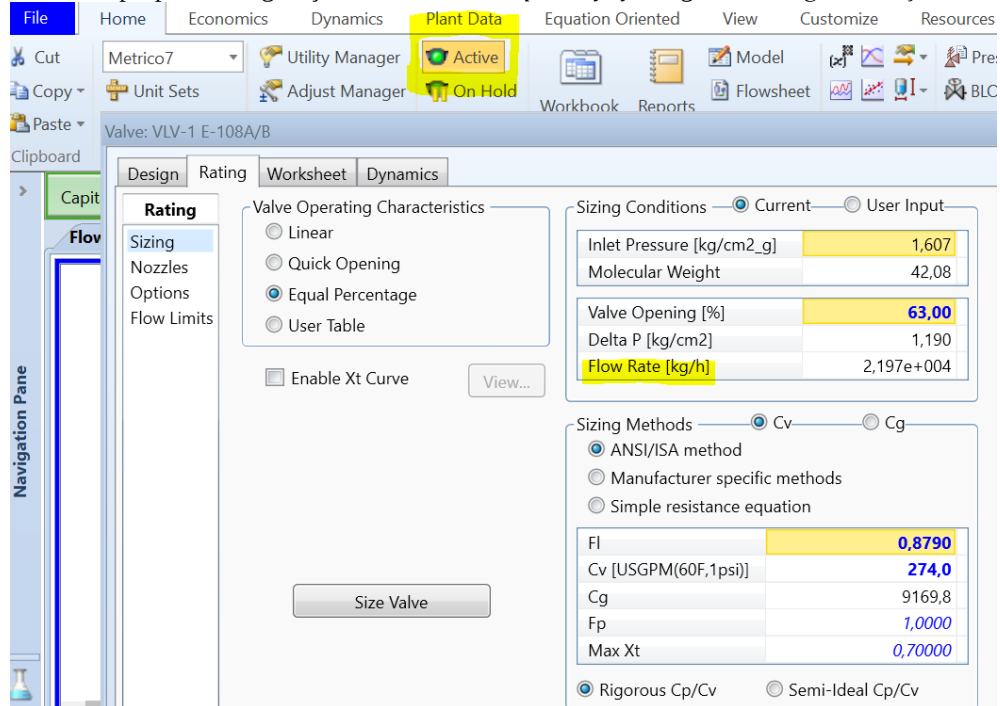


Fonte: A autora, 2024.

Para a corrente de saída, definiu-se apenas a pressão, de modo análogo à corrente de entrada.

Para verificar qual a vazão dada pelo Aspen Hysys[®], abriu-se novamente o pop-up da válvula e ativou-se o simulador, conforme a Figura 38.

Figura 38 – Pop-up de configurações da válvula - *Aspen Hysys*[®], guia “Rating”, obtenção da vazão.

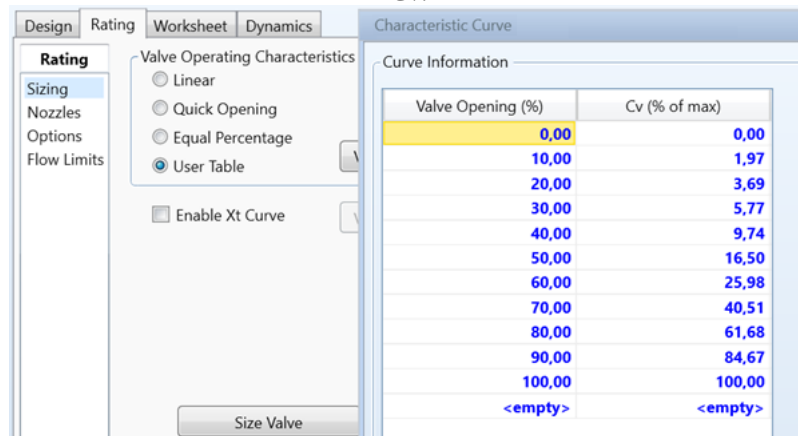


Fonte: A autora, 2024.

4.1.2.2. Simulação de Válvulas no Aspen Hysys[®] Utilizando a Curva de C_v

Com os dados operacionais (temperatura, pressão e porcentagem de abertura) das válvulas e suas respectivas curvas de coeficiente de vazão C_v , foram realizadas simulações no Aspen Hysys[®] de modo análogo à descrita anteriormente, porém, ao selecionar as características de operação da válvula na guia “Rating – Sizing”, foi escolhido a opção “User Table” e adicionado as curvas de C_v , conforme a Figura 39.

Figura 39 – Pop-up de configurações da válvula - *Aspen Hysys*[®], guia “Rating - Sizing”, adição de curva de C_v .

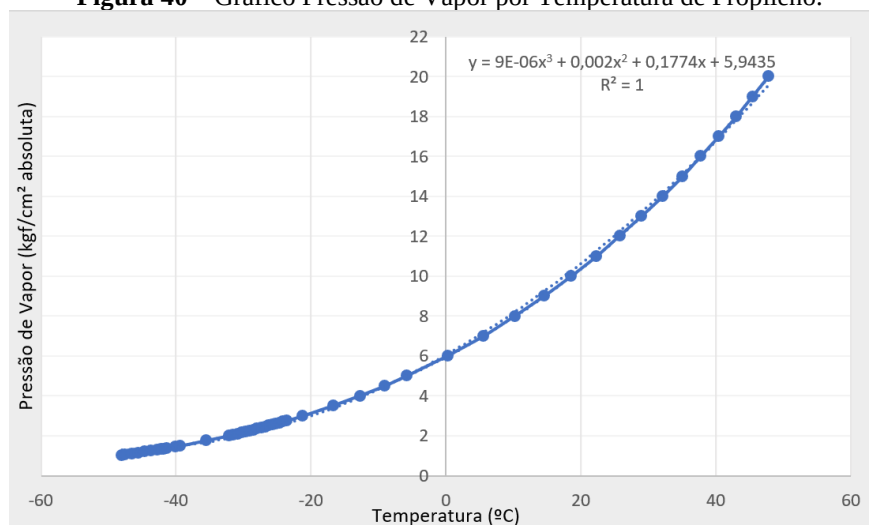


Fonte: A autora, 2024.

4.2. Verificação do Balanço de Massa dos Trocadores de Calor do Tipo Kettle do Primeiro Estágio Considerando Equilíbrio Térmico

Dispondo da equação de um gráfico de pressão de vapor de propileno por temperatura disponível nos arquivos da empresa, foi obtido a pressão de vapor equivalente aos dados dos medidores de temperatura de saída do lado tubo (lado processo). O gráfico utilizado encontra-se na Figura 40, este foi obtido anos atrás por meio da base de dados do *Aspen Hysys*®.

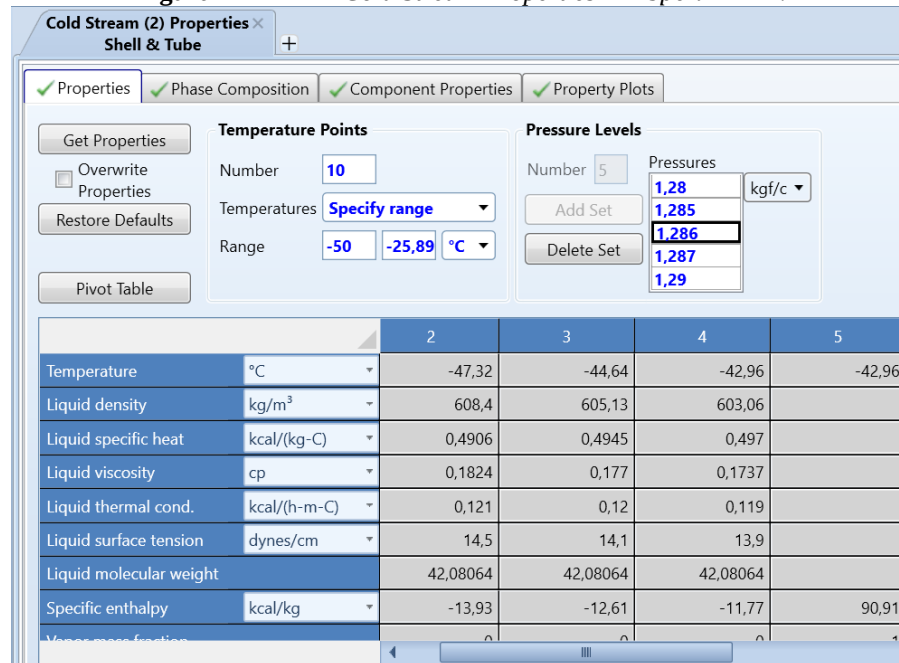
Figura 40 – Gráfico Pressão de Vapor por Temperatura de Propileno.



Fonte: Arquivos da Empresa.

Essa pressão de vapor encontrada pelo gráfico serviu como valor inicial para obter a pressão de vapor pela guia “*Cold Stream Properties*” no Aspen EDR®. Como exemplo, para o E-108A em um momento 1, se a temperatura de saída do lado tubo estava em -42,95 °C, durante a ocorrência do equilíbrio térmico, a temperatura do C3R no lado casco também estaria neste valor; pelo gráfico, a pressão de vapor do propileno seria de 1,3 kgf/cm² absoluta, testando pressões próximas no Aspen EDR®, encontra-se que a pressão de vapor para o C3R nas condições que o trocador de calor do tipo Kettle se encontrava neste instante era de 1,286 kgf/cm² absoluta, pois vemos que nesta temperatura o líquido se converte totalmente em vapor, conforme mostra a Figura 41 no ponto em que não apresenta mais dados da fase líquida.

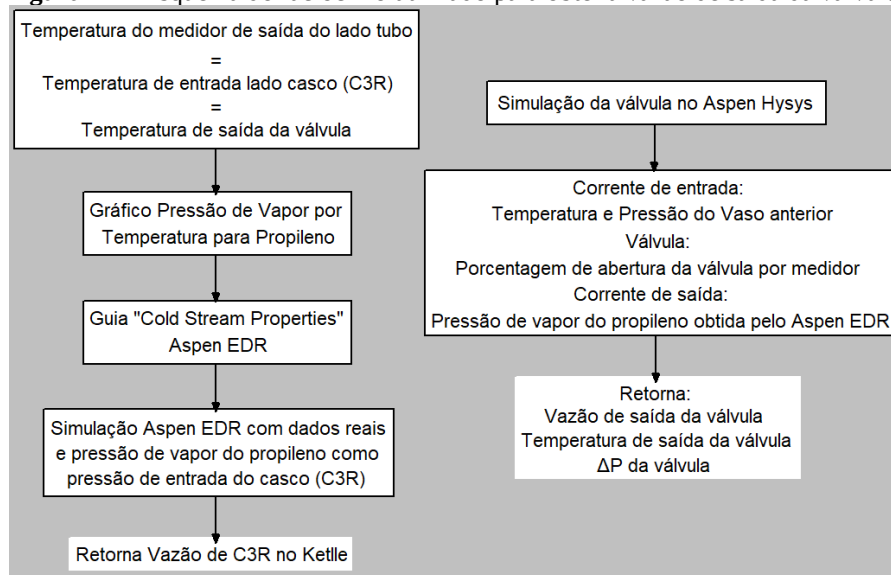
A pressão de vapor obtida foi utilizada como a pressão de entrada do C3R na simulação do trocador de calor do tipo Kettle, na qual obteve-se a vazão de C3R no trocador de calor.

Figura 41 – Guia “Cold Stream Properties” - Aspen EDR®.

Fonte: A autora, 2024.

Voltando para a simulação da válvula no Aspen Hysys®, os dados de entrada de temperatura e pressão foram mantidos os dos medidores do vaso anterior ao trocador de calor (V-102), e a porcentagem de abertura da válvula também dada por medidor, já a pressão de saída da válvula foi considerada como a pressão de vapor do C3R, que é a pressão de entrada no trocador de calor.

Com a simulação da válvula, obtém-se a vazão, o delta de pressão e a temperatura de saída da válvula. O raciocínio utilizado está esquematizado na Figura 42.

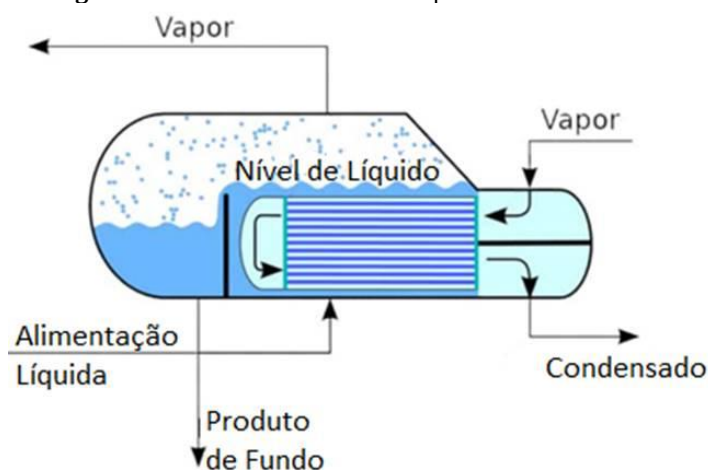
Figura 42 – Esquema do raciocínio utilizado para obter a vazão de saída da válvula.

Fonte: A autora, 2024.

4.3. Cálculo dos Níveis de Projeto

Os níveis de propileno refrigerantes ideais segundo o projeto dos trocadores de calor do tipo Kettle são aqueles que cobrem o feixe tubular por completo, pois assim se aproveita toda a troca térmica planejada. A Figura 43 apresenta um trocador deste tipo onde o nível é controlado por uma barreira física que faz com que o fluido do lado casco esteja sempre cobrindo todos os tubos. Os trocadores de calor do tipo Kettle abordados no presente estudo não possuem essa barreira e nem uma saída de líquido contínua do lado casco, mas sim um controle de nível por meio da válvula de entrada de C3R.

Figura 43 – Trocador de calor do tipo Kettle com barreira.



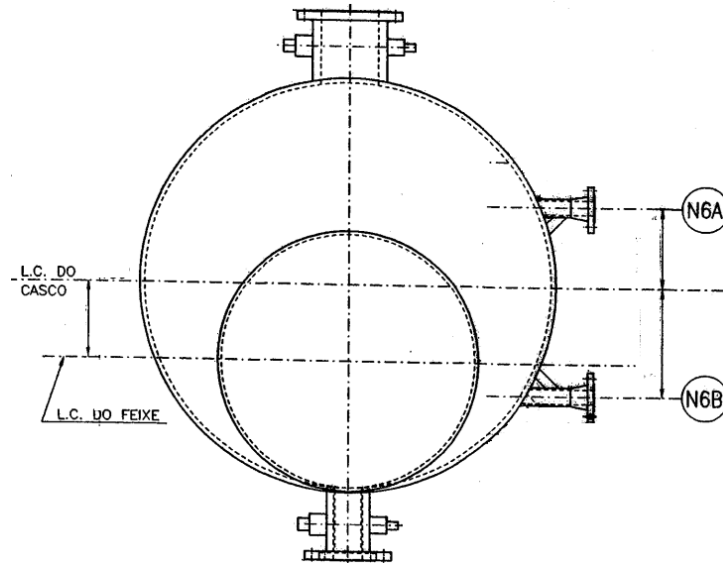
Fonte: Adaptado de CHEMICAL TWEAK, 2024.

Para mensurar os níveis ideais de projeto, foi feita uma análise dimensional de cada trocador de calor observando seus desenhos oficiais, e utilizando as cotas: distância entre as tomadas do medidor de nível (que se refere ao 0 a 100% do nível), distância entre a tomada inferior e a linha de centro do casco, diâmetro interno do casco do kettle, e diâmetro interno do casco do feixe tubular.

Com isto, pôde-se calcular a altura da tomada inferior, pela metade do diâmetro do kettle menos a distância entre a tomada inferior e a linha de centro do casco, que se refere à altura do nível zero. A Figura 44 apresenta o desenho e o local para a obtenção das cotas, considerando que N6A/B seja os bocais do medidor de nível.

Para o cálculo da altura do feixe foi necessário as cotas: diâmetro interno do casco do feixe, e distância de cada passe.

Figura 44 – Desenho das cotas relativas ao medidor de nível em um trocador de calor do tipo Kettle.

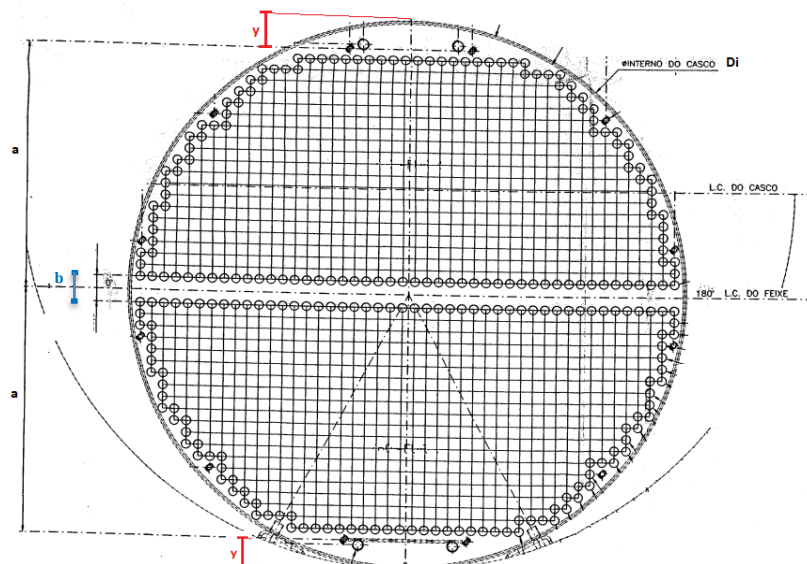


Fonte: Adaptado de Arquivos da Empresa.

Como pode-se observar na Figura 45, sobra um espaço entre o topo do feixe e o casco do feixe (“y”), que pôde ser estimada como sendo a metade do diâmetro do casco do feixe menos o espaço ocupado pelo feixe. Sendo assim, a altura do feixe foi obtida conforme a Equação 10.

$$H_{Feixe} = Di - y : y = \frac{Di - 2 \cdot a}{2} \quad \text{Equação 10}$$

Figura 45 – Desenho das cotas relativas ao feixe tubular em um trocador de calor do tipo Kettle.



Fonte: Adaptado de Arquivos da Empresa.

Por fim, o nível que é responsável por cobrir totalmente o feixe tubular é obtido pela Equação 11.

$$\text{Nível ideal de projeto (\%)} = \frac{100\%}{\text{Distância entre as tomadas do medidor}} \cdot (H_{Feixe} - H_{Tomada inferior}) \quad \text{Equação 11}$$

4.4. Cálculo dos Níveis Otimizados

Os níveis reais foram definidos por meio da quantidade de fileiras no primeiro passe do feixe tubular, ou seja, na parte superior.

Para isso, foi obtida a altura de cada fileira de tubos ($H_{Fileira}$) por meio da Equação 12, que utiliza as cotas a e b da Figura 45, o diâmetro de cada tubo (d_{tubo}), e a quantidade de fileiras de tubo em cada passe.

$$H_{Fileira} = \frac{a - \frac{(b - d_{tubo})}{2}}{N^{\circ} \text{ de fileiras em 1 passe}} \quad \text{Equação 12}$$

Também foi calculado a altura da primeira linha do primeiro passe (passe superior) conforme a Equação 13.

$$H_{1 \text{ Fileira no } 1^{\circ} \text{ passe}} = a + y + \frac{b}{2} + r_{tubo} \quad \text{Equação 13}$$

Assim, para qualquer quantidade X de fileiras no primeiro passe do feixe tubular, a altura será obtida pela Equação 14.

$$H_{X \text{ Fileiras no } 1^{\circ} \text{ passe}} = H_{1 \text{ Fileira no } 1^{\circ} \text{ passe}} + (X - 1) \cdot H_{Fileira} \quad \text{Equação 14}$$

Por fim, o nível referente à simulação otimizada é obtido pela Equação 15.

$$\text{Nível otimizado (\%)} = \frac{100\%}{\text{Distância entre as tomadas do medidor}} \cdot (H_{X \text{ Fileiras no } 1^{\circ} \text{ passe}} - H_{Tomada inferior}) \quad \text{Equação 15}$$

5. RESULTADOS

5.1. Simulações EDR nas Condições de Projeto

Esta primeira etapa consistiu principalmente na familiarização com o software Aspen Exchanger Design and Rating[®], mas também teve como objetivo verificar a confiabilidade das simulações em comparação com a folha de dados oficial e conferir se o projeto apresentava super ou subdimensionamento. Para isso foi necessário simular no Aspen EDR[®] cada um dos trocadores de calor do tipo Kettle do sistema de refrigeração de propileno refrigerante da UGR, com as condições de temperatura, pressão e vazão presentes na folha de dados, conforme descrito no item 4.1.1.1.

A comparação entre a folha de dados oficial do fabricante do equipamento (disponível nos arquivos da empresa) e a simulação realizada para o E-108A/B se encontra na Tabela 1.

Tabela 1: Comparação entre a folha de dados oficial do trocador E-108A/B e as simulações feitas no *Aspen EDR®*.

	Folha de Dados	Simulação do Projeto
Calor Trocado (kcal/h)	5.766.102	5.789.385
Temperatura de Saída – Casco C3R (°C)	-40	-41,6
Temperatura de Saída – Tubo (°C)	-37	-37
U Serviço (kcal/[h.m².°C])	505,9	380,5
U Sujo (kcal/[h.m².°C])	837,6	747,1
U Limpo (kcal/[h.m².°C])	1035,6	900,7

Fonte: A autora, 2024.

Sendo assim, as diferenças percentuais encontradas para o calor trocado, e para os coeficientes de troca térmica de serviço, sujo e limpo para o E-108A/B foram 0,4%, -33,0%, -12,1%, e 15,0%, respectivamente. Esta diferença percentual considera a folha de dados como base, sendo que valores positivos se referem aos casos em que a simulação foi maior do que a folha de dados, e valores negativos quando o oposto acontece, conforme mostra a Equação 16.

$$Diferença (\%) = \frac{100 \%}{Folha de Dados} \cdot (Simulação - Folha de Dados) \quad \text{Equação 16}$$

As diferenças em graus celsius para as temperaturas de saída do trocador E-108A/B foram -1,6 °C para o fluido do lado casco, e 0 °C para o fluido do lado tubo.

Foram analisados praticamente todos os trocadores de calor do tipo Kettle do sistema de propileno refrigerante da UPGR (vide Figura 8), o único que não foi simulado foi o E-201, pois este equipamento se diferencia dos demais por possuir tubos “*High Flux*”, uma tecnologia na qual os tubos apresentam ranhuras em sua superfície externa. Para simular no software seria preciso inserir um coeficiente a ser disponibilizado pelo fornecedor, e como existem diversos outros trocadores do tipo Kettle para otimizar neste sistema, verificar o nível do E-201 não foi prioridade neste presente estudo.

As diferenças encontradas entre os dados oficiais e as simulações para os demais trocadores de calor do tipo Kettle encontram-se na Tabela 2, na qual os trocadores estão agrupados de acordo com o estágio do compressor de propileno refrigerante do qual fazem parte.

Tabela 2: Diferenças entre as folhas de dados oficiais e as simulações feitas no *Aspen EDR*[®] para os Trocadores de calor do tipo Kettle do sistema de C3R da UPR.

	1º ESTÁGIO		2º ESTÁGIO			3º ESTÁGIO		4º ESTÁGIO
	E-103	E-108A/B	E-104	E-107	E-102	E-106	E-101	E-105
Calor Trocado (%)	-0,4	0,4	-2,6	-8,2	0,4	-1,9	6,2	-0,8
U Serviço (%)	-36,1	-33,0	-4,2	-7,1	-10,2	0,7	39,6	-0,5
U Sujo (%)	-24,2	-12,1	32,8	-12,6	-23,8	-15,0	-23,4	-3,3
U Limpo (%)	-30,2	-15,0	41,4	-14,0	-30,4	-16,5	-27,4	-3,7
Temperatura de saída casco (°C)	-2,3	-1,6	-0,3	0,0	-0,8	0,1	5,0	-0,1
Temperatura de saída tubos (°C)	0,0	0,0	0,5	0,0	-0,2	0,0	-0,5	0,0

Fonte: A autora, 2024.

As diferenças observadas são explicadas pelo fato de que as folhas de dados foram confeccionadas em versões diferentes dos softwares, décadas atrás, de modo que atualmente existem novas atualizações que proporcionam um detalhamento maior do equipamento na simulação. O fato do calor trocado e das temperaturas de saída se aproximarem significativamente comprova a confiabilidade da simulação.

5.1.1. Percentuais de Excesso Obtidos nas Condições de Projeto

A Tabela 3 mostra o dimensionamento dos trocadores de calor do tipo Kettle analisados, tanto calculados pela sua folha de dados, quanto simulados no *Aspen EDR*[®], conforme item 4.1.1.1.

Todos os trocadores de calor do tipo Kettle do sistema de propileno refrigerante da UPR, exceto o E-101, se apresentaram superdimensionados, ou seja, possibilitam uma troca térmica maior do que a necessária. Isto, juntamente com o fato de que as vazões reais da planta costumam ser bem menores do que as vazões de projeto, demonstram oportunidade de melhoria por meio da diminuição dos níveis de propileno no lado casco, pois indica que os trocadores reais estão mais superdimensionados do que no projeto.

Tabela 3: Valores percentuais excedentes dos trocadores de calor tipo Kettle em suas condições de projeto, obtidos pelas simulações feitas no *Aspen EDR®* e pelas folhas de dados oficiais.

			Percentual de Excesso Sujo (%)	Percentual de Excesso Limpo (%)
1º Estágio	E-103	Folha de dados	4	30
		Simulação	14	36
	E-108A/B	Folha de dados	65	105
		Simulação	96	137
2º Estágio	E-104	Folha de dados	6	35
		Simulação	65	139
	E-107	Folha de dados	24	38
		Simulação	18	30
	E-102	Folha de dados	22	56
		Simulação	9	32
3º Estágio	E-106	Folha de dados	29	43
		Simulação	12	22
	E-101	Folha de dados	18	50
		Simulação	-42	-29
4º Estágio	E-105	Folha de dados	17	32
		Simulação	14	28

Fonte: A autora, 2024.

5.2. Comparação: Nível de Projeto com o Histórico Operacional

O nível real utilizado em cada trocador e a temperatura dos vasos V-101 a V-104 (vide Figura 8) são monitorados. A temperatura de saída do lado tubo na maioria dos trocadores é monitorada, sendo que apenas o E-106 e o E-105 não dispõem deste dado.

Foi realizada a comparação entre o nível de projeto e o comportamento aproximado do nível real por um ano, e entre a temperatura de saída do lado tubo, e a temperatura dos vasos para os quais o fluido refrigerante segue. A Tabela 4 apresenta estes dados, para cada trocador de calor do tipo Kettle, separados por estágios do compressor C-103.

Observando os dados, nesta etapa pôde-se concluir que:

- Todos os trocadores operam em níveis menores do que os níveis de projeto, resfriando o necessário, sem prejuízos ao processo.
- E-201: Está resfriando o lado processo (saída dos tubos) a mais do que o esperado se estivesse em equilíbrio com o C3R;
- E-103, E-108A/B, E-107, E-102: Aparentemente está atingindo o equilíbrio entre os fluidos, pois as saídas do casco e do tubo estão próximas;
- E-104: Apresenta nível significativamente menor do que o de projeto, porém está sendo controlado pelas variáveis do lado processo, estando já otimizado.

- E-108A/B: Era esperado os mesmos dados para ambos, pois estão em paralelo, porém não operam igualmente, de modo que as vazões de entrada em cada um provavelmente são diferentes.

Tabela 4: Comparação entre os níveis ideais de projeto e dados operacionais para cada trocador de calor do tipo Kettle.

	1º ESTÁGIO				2º ESTÁGIO			3º ESTÁGIO		4º ESTÁGIO
	E-201	E-103	E-108A	E-108B	E-104	E-107	E-102	E-106	E-101	E-105
Nível operacional (%)	30 a 60	68	50 a 65	60	17	50	50	50	40	60
Nível de projeto (%)	58	68	63	63	50	67	57	65	55	78
Temperatura de saída – Tubos (°C)	-49	-40	-42	-42	-5	-25	-25	-	15	-
Temperatura de saída – C3R (°C)	-40	-40	-40	-40	-25	-25	-25	4	4	15

Fonte: A autora, 2024.

5.3. Obtenção de Dados de Vazão de Propileno Refrigerante

Não há medidores de vazão de C3R na entrada de cada trocador de calor do tipo Kettle, existe somente um medidor na sucção do primeiro estágio, que se refere à soma do propileno refrigerante que passa pelos trocadores de calor E-201, E-103 e E-108A/B.

Porém, na entrada de propileno em cada trocador de calor do tipo Kettle há uma válvula de controle com dados de porcentagem de abertura disponíveis em tempo real e em histórico, de modo que foi necessário realizar várias simulações das válvulas no Aspen Hysys®, a fim de mensurar a vazão real.

Na primeira tentativa para descobrir a vazão de entrada de propileno, utilizou-se apenas as folhas de dados de cada válvula, e foram realizadas simulações conforme descreve o item 4.1.2.1, utilizando o tipo de operação da válvula (igual porcentagem).

A Tabela 5 apresenta a comparação das vazões teóricas disponíveis nas folhas de dados das válvulas, com as vazões encontradas por meio desta simulação simples.

Tabela 5: Comparação entre as vazões simuladas pelo Aspen Hysys® com as vazões teóricas das folhas de dados de cada válvula.

	1º ESTÁGIO			2º ESTÁGIO			3º ESTÁGIO		4º ESTÁGIO
	E-201	E-108A/B	E-103	E-104	E-107	E-102	E-106	E-101	E-105
Vazão Teórica (t/h)	78,34	26,47	23,65	38,24	7,96	26,41	4,82	8,18	4,99
Vazão Hysys (t/h)	41,48	21,97	14,46	22,88	4,80	17,73	3,34	4,96	3,81

Fonte: A autora, 2024.

As vazões encontradas pela simulação apresentaram diferenças em comparação com as vazões teóricas, sendo assim, buscou-se melhorar a precisão da simulação.

Por meio de dados como coeficiente de vazão máximo (C_V máximo), tamanho em polegadas da válvula, e fator de recuperação de pressão (F_L), foi possível obter a curva de C_V por porcentagem de abertura de válvula, disponível em um catálogo do fornecedor nos arquivos da empresa.

As simulações com o Aspen Hysys® considerando as curvas de C_V estão descritas no item 4.1.2.2, e a comparação entre as vazões teórica e as vazões obtida pela simulação mais precisa é apresentada na Tabela 6.

Tabela 6: Comparação entre as vazões simuladas pelo Aspen Hysys® considerando as curvas de C_V com as vazões teóricas das folhas de dados de cada válvula.

	1º ESTÁGIO			2º ESTÁGIO			3º ESTÁGIO		4º ESTÁGIO
	E-201	E-108A/B	E-103	E-104	E-107	E-102	E-106	E-101	E-105
Vazão Teórica (t/h)	78,34	26,47	23,65	38,24	7,96	26,41	4,82	8,18	4,99
Vazão Hysys (t/h)	78,96	25,47	23,82	38,31	8,04	26,6	4,87	8,17	3,48

Fonte: A autora, 2024.

As vazões simuladas se aproximaram significativamente das vazões teóricas, comprovando a confiabilidade das simulações.

5.3.1. Simulação das Vazões Médias Reais e Comparação Com o Projeto dos Trocadores

Por meio dos dados reais da planta industrial, foi calculado as médias anuais de abertura das válvulas de C3R e do diferencial de pressão pelas válvulas, para os anos de 2022 e 2023.

Os dados de pressão nos vasos do sistema de propileno refrigerante estavam disponíveis, sendo assim o ΔP que passa pelas válvulas de alimentação de propileno nos trocadores de calor do tipo Kettle foi estimado do vaso anterior ao trocador até o vaso seguinte. Como exemplo, os trocadores E-201, E-103, e E-108A/B utilizam as pressões dos vasos V-102 e V-101 (Vide Figura 8).

Utilizando a temperatura e pressão de entrada de um dia representativo no qual o ΔP estava igual à média, a vazão de C3R foi simulada de modo análogo ao item 4.1.2.2 e, em seguida, comparada com as vazões teóricas presentes nas folhas de dados de cada trocador de calor do tipo Kettle. A Tabela 7 apresenta essa comparação.

Tabela 7: Comparação entre as vazões simuladas pelo Aspen Hysys® utilizando de dados médios reais com as vazões teóricas das folhas de dados de cada trocador de calor.

	Ano	Vazão Teórica (t/h)	Vazão Hysys (t/h)	Diferença Teórico – Hysys (t/h)
1º Estágio	E-201	2022	24,49	51,85
		2023	25,10	51,24
	E-108A	2022	12,39	18,09
		2023	12,50	17,98
	E-108B	2022	11,42	19,06
		2023	11,62	18,86
	E-103	2022	5,57	23,64
		2023	5,48	23,73
2º Estágio	E-104	2022	24,44	19,77
		2023	25,18	19,03
	E-107	2022	5,77	3,58
		2023	6,42	2,93
	E-102	2022	17,38	15,64
		2023	15,31	17,71
3º Estágio	E-106	2022	7,13	-1,47
		2023	7,01	-1,35
	E-101	2022	4,65	4,76
		2023	3,00	6,41
4º Estágio	E-105	2022	3,02	2,83
		2023	3,19	2,66

Fonte: A autora, 2024.

A diferença entre as vazões simuladas e as folhas de dados dos trocadores de calor do tipo Kettle foi significativa, principalmente para os trocadores dos dois primeiros estágios, o que levou à busca por validação das vazões encontradas, estudando os medidores de vazão disponíveis na planta industrial, foi possível realizar um balanço de massa para os trocadores de calor do tipo Kettle do primeiro estágio.

5.4. Análise do Balanço de Massa dos Trocadores de Calor do Tipo Kettle do Primeiro Estágio

Encontrava-se disponível dados de um medidor de vazão de C3R na sucção do primeiro estágio do compressor C-103, que responde pela soma da vazão referente aos trocadores de calor E-201, E-103 e E-108A/B.

Comparou-se inicialmente a soma das vazões médias anuais obtidas pelas simulações dispostas na Tabela 7, com os dados do medidor de vazão para o mesmo período. Essa comparação encontra-se na Tabela 8.

Tabela 8: Comparação entre as vazões médias anuais simuladas pelo Aspen Hysys com as vazões médias anuais obtidas pelo medidor de vazão na sucção do primeiro estágio do compressor

Ano	Vazão Medidor (t/h)	Vazão Hysys (t/h)	Diferença Medidor – Hysys (t/h)
2022	127,81	53,87	73,94
2023	123,59	54,70	68,89

Fonte: A autora, 2024.

As vazões obtidas pelas simulações deveriam se aproximar significativamente do medidor, o que levou à ideia de que as condições reais de operação da planta poderiam não causar a condição de fluxo sufocado. Retirando esta condição da simulação (vide Figura 35), foram obtidos os valores de vazão dispostos na Tabela 9 para os trocadores de calor do tipo Kettle do primeiro estágio.

A comparação da soma das vazões da Tabela 9 com os dados do medidor de vazão encontra-se na Tabela 10.

As vazões simuladas se aproximaram bem do medidor, sendo o desvio devido à utilização de dados médios anuais, e da pressão de saída como a do vaso seguinte. Sendo assim foi padronizado que a condição de fluxo sufocado não seria considerada.

Tabela 9: Vazões simuladas pelo Aspen Hysys® utilizando de dados médios reais e sem choking.

	Ano	Vazão Hysys Sem Fluxo Sufocado (t/h)
E-201	2022	62,02
	2023	63,86
E-108A	2022	18,76
	2023	18,91
E-108B	2022	17,45
	2023	17,72
E-103	2022	13,28
	2023	13,06

Fonte: A autora, 2024.

Tabela 10: Comparação entre as vazões médias anuais simuladas pelo Aspen Hysys sem choking com as vazões médias anuais obtidas pelo medidor de vazão na sucção do primeiro estágio do compressor

Ano	Vazão Medidor (t/h)	Vazão Hysys Sem Fluxo Sufocado (t/h)	Diferença Medidor – Hysys (t/h)
2022	127,81	111,51	16,30
2023	123,59	113,55	10,04

Fonte: A autora, 2024.

5.5. Verificação do Balanço de Massa dos Trocadores de Calor do Tipo Kettle do Primeiro Estágio Considerando Equilíbrio Térmico

Para uma verificação mais detalhada, foi considerado não mais dados médios, mas sim os dados reais de cinco momentos diferentes. Além disso, visando obter a pressão exata de saída das válvulas (que é referente também à entrada dos trocadores de calor do tipo Kettle), utilizou-se o indício da ocorrência de equilíbrio térmico dada pela análise do histórico operacional (vide item 5.2).

Para verificar se o raciocínio do item 4.2 está correto, ou seja, se ocorre mesmo o equilíbrio térmico, basta comparar a vazão de C3R obtida por ambas as simulações (do trocador de calor pelo Aspen EDR® e da válvula pelo Aspen Hysys®), e temperatura de entrada do C3R (medidor) com a temperatura de saída da válvula pela simulação do Aspen Hysys®. Esta comparação encontra-se na Tabela 11 para cinco momentos diferentes, sendo que o E-201 não apresenta dados da simulação do trocador de calor, devido à falta de informações, mas foi realizado a simulação da válvula com a pressão de vapor obtida apenas pelo gráfico.

Tabela 11: Comparação entre as vazões simuladas pelo Aspen EDR® com as vazões simuladas pelo Aspen Hysys® por abertura de válvula para 5 momentos diferentes.

		Vazão EDR (t/h)	Vazão HYSYS (t/h)	T entrada C3R (°C)	T saída válvula (°C)
Momento 1	E-201	-	64,5	-47,29	-44,86
	E-108A	17,51	17,39	-42,96	-42,46
	E-108B	17,55	12,41	-43,34	-42,84
	E-103	9,19	9,11	-41,16	-40,67
Momento 2	E-201	-	68,75	-48,91	-48,19
	E-108A	18,92	18,85	-42,67	-42,17
	E-108B	18,98	19,12	-43,19	-42,70
	E-103	9,60	8,65	-40,95	-40,47
Momento 3	E-201	-	73,07	-44,96	-42,64
	E-108A	19,82	22,1	-42,38	-41,89
	E-108B	19,87	18,85	-42,85	-42,35
	E-103	14,97	17,94	-40,77	-40,28
Momento 4	E-201	-	68,91	-45,98	-43,62
	E-108A	21,11	24,36	-42,49	-41,99
	E-108B	21,15	19,06	-42,9	-42,41
	E-103	17,06	20,08	-40,8	-40,31
Momento 5	E-201	-	83,73	-45,76	-43,41
	E-108A	21,96	21,57	-40,15	-39,66
	E-108B	22,09	24,2	-41,28	-40,79
	E-103	15,6	17,71	-39,25	-38,77

Fonte: A autora, 2024.

Por fim, pôde-se comparar as somas das vazões obtidas pela simulação de abertura de válvula (Hysys) com o medidor de entrada da sucção do primeiro estágio do compressor C-103, como mostra a Tabela 12.

Tabela 12: Comparação entre as vazões simuladas pelo Aspen Hysys com as vazões obtidas pelo medidor de vazão na sucção do primeiro estágio do compressor para 5 momentos diferentes

	Vazão Medidor (t/h)	Vazão Hysys (t/h)	Diferença Medidor – Hysys (t/h)
Momento 1	115,64	103,41	12,23
Momento 2	123,32	115,37	-7,95
Momento 3	126,49	131,96	-5,47
Momento 4	130,00	132,41	2,41
Momento 5	140,41	147,21	-6,80

Fonte: A autora, 2024.

Observou-se que, além da diferença ser pequena, ainda variou em qual vazão foi maior para cada momento, o que validou o racional utilizado, e comprovou que os trocadores de calor se encontram tão superestimados que estão alcançando o equilíbrio térmico, resfriando a mais do que o necessário para o processo.

5.6. Obtenção dos Níveis Otimizados para o E-108A/B

Os resultados obtidos por meio da diminuição da área de troca térmica devido à remoção de fileiras de tubos no feixe tubular (vide item 4.1.1.2) foram: a vazão no lado tubo naquele momento; o percentual de excesso para o feixe completo de tubos em U; o percentual de excesso que foi possível atingir; e quantas fileiras restaram no primeiro passe do feixe tubular trocador de calor (por exemplo, na Figura 28 restou 11 fileiras).

De acordo com a quantidade de fileiras restantes, foi possível calcular a altura equivalente por meio dos desenhos reais dos trocadores de calor do tipo Kettle, e obter o nível otimizado para os trocadores de calor do tipo Kettle E-108A/B, conforme apresenta a Tabela 13. Na mesma tabela foi inserido para comparação os níveis de propileno refrigerante reais em que cada trocador de calor do tipo Kettle E-108A/B se encontravam, estes obtidos pelos medidores.

Tabela 13: Resultados obtidos para os trocadores E-108A/B otimizados.

		Vazão lado tubo (t/h)	Percentual de Excesso – Feixe completo (%)	Percentual de Excesso - Feixe otimizado (%)	Fileiras de tubos no 1º passe	Níveis Otimizados (%)	Níveis Reais (%)
Momento 1	E-108A	19,5	113%	7%	1	28,3	50
	E-108B	19,5	122%	10%	1	28,3	50
Momento 2	E-108A	21	92%	0%	1	28,3	50
	E-108B	21	101%	4%	1	28,3	50
Momento 3	E-108A	22	80%	3%	4	31,6	58
	E-108B	22	88%	3%	3	30,5	58
Momento 4	E-108A	23,5	78%	2%	5	32,7	51
	E-108B	23,5	84%	3%	4	31,6	53
Momento 5	E-108A	24,5	51%	3%	11	39,4	54
	E-108B	24,5	58%	2%	7	34,9	54

Fonte: A autora, 2024.

Portanto, os níveis otimizados encontrados para o E-108A/B são de 28% para alimentações mais baixas no lado processo (diminuindo 22% em relação ao nível real de 50%), e de aproximadamente 34% para alimentações mais altas (diminuindo 21% em relação ao nível real de cerca de 55%).

Convertendo para volume por meio das dimensões deste equipamento, a economia de propileno refrigerante é de aproximadamente 5,4m³ para vazões de alimentação baixas, e de 5m³ para vazões elevadas, em cada um dos equipamentos.

Estes níveis fornecem apenas a troca térmica necessária para resfriar nas temperaturas que os trocadores de calor apresentavam nos momentos estudados, ou seja, ainda atingindo o

equilíbrio térmico, mas sem permanecer neste. Como a temperatura de projeto para o sistema de refrigeração seria maior, estes níveis otimizados ainda estão resfriando a mais do que o necessário, portanto, em um estudo futuro, pode-se obter as variáveis reais em outros momentos futuros, utilizando os níveis aqui encontrados, e simular com as temperaturas de projeto para as saídas do lado processo.

5.7. Estudo dos Níveis Otimizados para o E-103

O trocador de calor do tipo Kettle E-103 foi simulado durante a verificação do balanço de massa para o primeiro estágio do compressor C-103 (item 5.5), entretanto, seu percentual de excesso indicou que o E-103 estaria subdimensionado nos momentos analisados, o que não condiz com as vazões nas quais o equipamento opera, nem com sua simulação de projeto.

Entretanto, observando o lado do processo, o E-103 se encontra logo após o E-102 na entrada da caixa fria (vide Figura 4), sendo que na operação real, a saída do E-102 costuma entrar no E-103 em uma temperatura bem menor do que deveria estar, pois o E-102 já está resfriando a mais do que o esperado. Deste modo, é recomendado avaliar estes dois trocadores em um estudo futuro como se fossem dois em série, pois operam desta forma.

6. CONCLUSÃO

Pôde-se constatar que o presente estudo possibilitou um aperfeiçoamento considerável na compreensão do comportamento dos trocadores de calor do tipo Kettle no sistema de propileno refrigerante, pois:

- A análise do histórico de operação dos trocadores de calor apresentou indícios de estarem superestimados, com uma troca térmica maior do que a necessária, e também de estarem atingindo o equilíbrio térmico; ambas as premissas foram comprovadas ao decorrer do estudo;
- O esforço realizado visando obter as vazões de entrada de propileno refrigerante nos trocadores de calor resultou na descoberta de um comportamento diferente do previsto no projeto, pois o fluxo sufocado não ocorre, o que foi comprovado ao verificar o balanço de massa do primeiro estágio.

Quanto aos níveis otimizados obtidos para os trocadores de calor do tipo Kettle E-108A/B, demonstraram ser expressivamente menores (cerca de 22% a menos) do que os utilizados atualmente na operação destes equipamentos, de modo que a simples mudança operacional de set point de nível de C3R no lado casco resulta em cerca de 5m³ de propileno a

menos em cada um destes trocadores de calor durante o inventariamento do sistema de propileno refrigerante, gerando ganhos financeiros para a empresa, pois se trata de um produto com alto valor agregado que é gerado na Unidade de Produção de Etileno, e pode ser vendido ao invés de seguir para este sistema de refrigeração da UPGR. Além disso, em casos de paradas de planta, o sistema é desinventariado para queima em flare, seguindo para a atmosfera como dióxido de oxigênio e água, de modo que o uso de menos propileno causa impacto direto na descarbonização do meio ambiente.

Ao decorrer do estudo o foco foi afunilando, mudando de todos os trocadores de calor do tipo Kettle do sistema de propileno refrigerante, para a obtenção dos níveis otimizados apenas do E-108A/B, devido principalmente à disponibilidade de dados, mas também à complexibilidade do sistema. Deste modo, o presente estudo foi importante por, além de possibilitar uma melhor compreensão de como os trocadores de calor do tipo Kettle operam e de otimizar dois trocadores de calor, também foi responsável por abrir caminho para estudos e otimizações futuras.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente estudo possibilita a realização dos seguintes trabalhos futuros:

- Simular o trocador de calor E-108A/B com as vazões de projeto para a saída do lado casco, visando, se possível, obter níveis ainda mais otimizados;
- Analisar os trocadores E-102 e E-103 como se fossem um só em série;
- Avaliar a possibilidade de instalação de medidores de temperatura e pressão na corrente do lado processo dos trocadores de calor do tipo Kettle do sistema de refrigeração que ainda não possuem estas medições (E-105, E-106 e E-107);
- Solicitar para o fabricante os dados necessários do E-201, que apresenta tubos mais complexos, para realizar as simulações no Aspen EDR®.

REFERÊNCIAS

- ARAÚJO, E. C. da C. **Trocadores de Calor**. EdUFSCAR, São Carlos, SP, 2002.
- ASPENTECH. **Aspen Exchanger Design & Rating**, 2024. Disponível em: <<https://www.aspentech.com/en/products/engineering/aspen-exchanger-design-and-rating>>. Acesso em 14, abril de 2024.
- CAMARGO, M. **O QUE É CV DE UMA VÁLVULA?** 2023. Disponível em: <<https://www.engenhariaecia.eng.br/post/o-que-e-cv-de-uma-valvula>>. Acesso em 21, abril de 2024.
- CHEMICAL TWEAK. **What are Reboiler and Types of Reboilers**. 2024. Disponível em: < https://chemicaltweak.com/types-of-reboiler/#Kettle_type_reboiler >. Acesso em 11, março de 2024.
- JÚLIO, A. D. C. **Comparação de simuladores de processos: Aspen vs. HYSYS**. 2008. Disponível em: <https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/395137855291/Dissertacao_c.anexos_CeD.pdf>. Acesso em 20, abril de 2024.
- KERN, D. Q. **Process Heat Transfer**. 1965.
- MONSEN, J. **Control Valve Liquid Flow | Choked flow, Cavitation, Flashing**. 2017. Disponível em: <<https://www.valin.com/resources/blog/control-valve-liquid-flow-choked-flow-cavitation-flashing>>. Acesso em 21, abril de 2024.
- PALEN, J. W. **Introduction**. In: SCHLÜNDER, E. U. HEDH Multimedia - Heat Exchanger Design Handbook, Multimedia Edition. [S.l.]: Begell House Inc., 2015.
- RODRIGUES, H. D. S. MENEGUELO, A. P. Estudo da remoção do **H₂S** utilizando o software ASPEN HYSYS®. Lajer – Latin American Journal of Energy Research. 2014. Disponível em: < <https://periodicos.ufes.br/lajer/article/download/7815/5606/18775>>. Acesso em 21, abril de 2024.
- SALES, G de M; **Refervedores do tipo Kettle – Uma nova abordagem de projeto: Set-trimming**. 2021. Disponível em:<<https://pantheon.ufrj.br/bitstream/11422/13841/1/GMSales.pdf>>. Acesso em: 09, março de 2024.
- SAUNDERS, E. A. D. **Heat Exchangers: Selection, Design and Construction**. Longman Scientific & Technical, 1988.
- SYDLE, **Simulador de Processos: o que é e como auxilia o setor químico?**. 2024. Disponível em: < <https://www.sydle.com/br/blog/simulador-de-processos-64b6b8498f786f696ab50d40>>. Acesso em: 21, abril de 2024.
- TREMONTE, C. P. **DIMENSIONAMENTO DE VÁLVULA DE CONTROLE – O QUE É CHOKED FLOW?**. AETEC, 46° Ed, 2023. Disponível em: <<https://aetec.org.br/dimensionamento-de-valvula-de-controle-o-que-e-choked-flow/>>. Acesso em 21, abril de 2024.