

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ALEXANDRE CUNNINGHAM GMYTERCO

**PROJETO EXECUTIVO DE UM CIRCUITO EXPERIMENTAL PARA
OPERAR COM GASES DE ALTO PESO MOLECULAR**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO 2

CURITIBA

2018

ALEXANDRE CUNNINGHAM GMYTERCO

**PROJETO EXECUTIVO DE UM CIRCUITO EXPERIMENTAL PARA
OPERAR COM GASES DE ALTO PESO MOLECULAR**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – Tcc2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales

Co-orientador: Prof. Dr. Moisés Alves Marcelino Neto

CURITIBA

2018

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "PROJETO EXECUTIVO DE UM CIRCUITO EXPERIMENTAL PARA OPERAR COM GASES DE ALTO PESO MOLECULAR", realizado pelo aluno Alexandre Cunningham Gmyterco, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Rigoberto E. M. Morales
DAMEC, UTFPR
Orientador

Prof. Dr. Paulo H. D. Santos
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Prof. Dr. Luciano F. S. Rossi
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Curitiba, 06 de dezembro de 2018.

AGRADECIMENTOS

Agradeço pelo apoio da minha família, principalmente aos meus pais, Francisco e Rutelvina, que sempre me incentivaram, forneceram uma excelente educação e estiveram ao meu lado ao longo deste período na universidade. Também agradeço aos meus irmãos, pelo carinho e compreensão.

Ao professor Rigoberto pela orientação na realização deste trabalho. Ao meu co-orientador, professor Moisés pelo suporte e por me inserir em outros projetos paralelos dentro do NUEM. A todos os colegas do grupo de pesquisa do NUEM que também auxiliaram no desenvolvimento deste trabalho, em especial ao Dalton que diversas vezes sanou minhas dúvidas, ao Leonardo que trabalhou ao meu lado durante seis meses neste projeto, ao Rafael Fabrício pelas sugestões e ideias geradas.

Aos meus colegas de universidade e futuros colegas de profissão por estes cinco anos. Aos meus amigos, em especial ao Murilo, que me trouxe para o mundo acadêmico com diversas conversas esclarecedoras e motivadoras.

Ao NUEM e a Petrobras pela oportunidade de realização do trabalho.

RESUMO

GMYTECO, Alexandre Cunningham. **Projeto executivo de um circuito experimental para operar com gases de alto peso molecular**. 112 f. Trabalho de conclusão de curso – Tcc2, Bacharelado em Engenharia Mecânica, Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2018.

O escoamento bifásico de líquido-gás está presente em diversas aplicações industriais, sendo a indústria petrolífera uma delas. Diversas caracterizações experimentais e modelos vêm sendo desenvolvidos, ao longo das últimas décadas, para prever os padrões de escoamento presentes nas tubulações, a queda de pressão associada e os coeficientes de transferência de calor e de massa. Porém, são raros os estudos reportados na literatura aberta sobre o escoamento bifásico de líquido-gás a altas pressões, que são recorrentes na extração petrolífera em altas profundidades. Neste cenário, no presente trabalho será desenvolvido um projeto executivo detalhado de um circuito experimental para operar com gases de alto peso molecular, com o propósito de simular o escoamento em altas profundidades utilizando um par de fluidos-modelo (líquido e gás). O circuito experimental foi projetado para operar com um gás de alto peso molecular conhecido como hexafluoreto de enxofre (SF_6) e um óleo mineral modelo para pressões de até 35 bar. O projeto foi idealizado dividindo o circuito experimental em três seções: uma seção de testes para analisar a mistura bifásica, uma linha onde irá escoar apenas gás e passará por um compressor e uma linha onde escoará somente óleo passando por uma bomba. Ambos os equipamentos visam aumentar a pressão do escoamento suprindo as perdas de carga ao longo de toda a bancada experimental. Foi desenvolvido o sistema de monitoração de pressão e de temperatura, diagramas para a montagem, a listagem de todos os acessórios necessários recomendados para este circuito experimental e por fim é apresentada a distribuição espacial do circuito experimental. Assim, a bancada experimental desenvolvida no presente trabalho visa fornecer subsídios sobre o comportamento do escoamento bifásico de líquido-gás a pressões elevadas em estudos futuros.

Palavras-chave: Circuito experimental. Escoamento bifásico. Gases de elevada massa específica.

ABSTRACT

GMYTECO, Alexandre Cunningham. **Executive design of an experimental loop to operate with high molecular weight gas.** 112 f. Undergraduate Thesis, Mechanical Engineering, Academic Mechanical Engineering Department, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2018.

Gas-liquid two-phase flow occurs in various industrial applications and the oil industry is one of them. Various models were and still being developed along the last few decades in order to predict the flow patterns in pipelines, the pressure drop and the heat and mass transfer coefficients. However there are just a few cases which were tested and validated to high pressure flow, which is a typical application in the oil extraction in offshore production. In this work, the design of an experimental loop to operate with high-density gas is presented, which will emulate the high-pressure flow in oil and gas fields using a pair of model fluids (liquid and gas). The experimental loop was designed to work in pressures up to 35 bar using a high-density gas known as sulfur hexafluoride (SF_6) while the liquid phase will be mineral. Its design was separated into three sections: one is the test section for the two-phase flow analysis, another where only gas will flow and will undergo through a compression process and the last one where only mineral oil will flow through a pump. Both machines will increase the flow pressure supplying enough pressure due to two-phase flow pressure drop, gas and oil pipeline pressure drop and any other equipment. It was developed the pressure and temperature-monitoring system, diagrams for the assembly, a list containing all the recommended accessories for this experimental loop and the blueprints of the engine room is also presented. The experimental loop developed in this work intends to study and investigate the two-phase flow behavior at high-pressures in future studies.

Keywords: Experimental loop. High-density gas. Two-phase flow.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Curva massa específica-pressão de uma mistura bifásica.	17
Figura 2.1 – Padrões de escoamento para tubulações horizontais e levemente inclinadas.	22
Figura 2.2 – Escoamento estratificado em equilíbrio.....	25
Figura 2.3 – Mapa de fluxo para escoamento bifásico em tubulações horizontais....	27
Figura 2.4 – Mapa de fluxo para um sistema ar-água para um diâmetro de 1 in.	29
Figura 2.5 – Mapa de fluxo para uma solução usando carbonato de potássio para investigar o efeito da massa específica do líquido na transição dos padrões para diâmetro de 1 in.....	30
Figura 2.6 – Mapa de fluxo para avaliar a influência da massa específica do gás a P=4 bar e D=1 in.....	31
Figura 2.7 – Comparação entre os resultados experimentais de Loh com os modelos de Taitel e Dukler.	32
Figura 3.1 – Diagrama Pressão x Temperatura genérico.....	36
Figura 3.2 – Curva de vaporização dos fluidos analisados.	38
Figura 3.3 – Composição estimada utilizada para o óleo modelo	43
Figura 3.4 – Esquema da bomba de engrenagens.	53
Figura 4.1 – Mapa de fluxo utilizando o modelo de Taitel e Dukler (1976) para o par de fluidos SF6-Óleo mineral modelo.	56
Figura 4.2 – Representação esquemática do circuito experimental.....	58
Figura 4.3 – Curvas do sistema para operação da seção de testes em T=45°C	69
Figura 4.4 – Equilíbrio de fases para os pontos experimentais do estudo de Khaledi et al. (2014).	72
Figura 4.5 – Superposição dos dados experimentais de Khaledi et al. (2014) em um mapa de fluxo de utilizando Taitel e Dukler (1976).	73
Figura 5.1 – Representação esquemática do circuito experimental com o sistema supervisorio.	75

Figura 5.2 – Representação esquemática de uma cruzeta.	77
Figura 5.3 – Representação esquemática de uma união em “T”	77
Figura 5.4 – Representação esquemática de um conector tubo-rosca macho.....	77
Figura 5.5 – Representação esquemática de um conector tubo-rosca fêmea.	77
Figura 5.6 – Válvula de esferas.....	78
Figura 5.7 – Engate rápido.....	79
Figura 5.8 – Diagrama para a montagem da seção de testes.....	82
Figura 5.9 – Parte 1 do diagrama para a montagem da linha de gás.....	83
Figura 5.10 – Parte 2 do diagrama para a montagem da linha de gás.....	84
Figura 5.11 – Parte 1 do diagrama para a montagem da linha de óleo.....	86
Figura 5.12 – Parte 2 do diagrama para a montagem da linha de óleo.....	87
Figura 5.13 – Local para a instalação dos equipamentos.	92
Figura 5.14 – Vista isométrica da disposição dos equipamentos do circuito experimental.....	94
Figura 5.15 – Vista geral do local de instalação da casa de máquinas	95
Figura 5.16 – Vista detalhada da casa de máquinas.....	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Parâmetros utilizados nos estudos anteriores envolvendo SF6 e óleos para escoamento multifásico.....	34
Tabela 2.2 – Composição e propriedades termofísicas dos óleos utilizados nos estudos com SF6	35
Tabela 3.1 – Condições de pressão e temperatura analisadas.....	37
Tabela 3.2 – Propriedades dos fluidos para a condição 1	38
Tabela 3.3 – Propriedades dos fluidos para a condição 2.....	38
Tabela 3.4 – Frações típicas do petróleo	40
Tabela 3.5 – Propriedades quantitativas e qualitativas dos óleos analisados	41
Tabela 3.6 – Custo relativo dos óleos com relação ao óleo mineral	42
Tabela 3.7 – Análises típicas do óleo LUBRAX Hydra XP 32	43
Tabela 3.8 – Coeficientes para a correlação de Chisholm (1967).....	46
Tabela 4.1 – Parâmetros definidos para a execução do projeto	60
Tabela 4.2 – Pressão de operação, pressão de saída e queda de pressão associada ao escoamento bifásico na tubulação de testes para o caso crítico, para um óleo de 0,05 Pa-s, temperatura de 45°C, $J_L=5$ m/s e $J_G=2$ m/s.	61
Tabela 4.3 – Correlações ou valores utilizados para calcular a queda de pressão na linha gás.....	62
Tabela 4.4 – Perda de carga na tubulação de gás para a máxima condição de operação	63
Tabela 4.5 – Parâmetros de operação do compressor para operação da seção de testes a temperatura de 45°C, $J_L=5$ m/s e $J_G=2$ m/s	64
Tabela 4.6 – Parâmetros de operação do trocador de calor de gás para operação da seção de testes a temperatura de 45°C, $J_L=5$ m/s e $J_G=2$ m/s.....	65
Tabela 4.7 – Correlações ou valores utilizados para calcular a queda de pressão na linha de óleo.....	67
Tabela 4.8 – Perda de carga na tubulação de óleo para a máxima condição de operação.	67

Tabela 4.9 – Condições de operação da bomba.....	69
Tabela 4.10 – Dados do trocador de calor de óleo para $T_{\text{entrada}} = 47^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{saída}} = 45^{\circ}\text{C}$ e $V_L = 5 \text{ m/s}$	70
Tabela 4.11 – Pontos experimentais do estudo de Khaledi et al. (2014) utilizados para a análise de equilíbrio bifásico	71
Tabela 5.1 – Nomenclatura e significado das abreviaturas utilizadas nos diagramas de montagem	80
Tabela 5.2 – Lista de equipamentos para o circuito experimental.....	88
Tabela 5.3 – Lista de tubulações para o circuito experimental.....	89
Tabela 5.4 – Lista de válvulas para o circuito experimental	89
Tabela 5.5 – Lista de conexões para o circuito experimental.....	90
Tabela 5.6 – Lista de peças de reposição e outros acessórios para o circuito experimental.....	91
Tabela 5.7 – Lista de instrumentos para medição.....	91
Tabela 5.8 – Dimensões dos equipamentos	93

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

CFC	Clorofluorcarbono
CO ₂	Dióxido de carbono
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
HFC	Hidrofluorcarbono
NUEM	Núcleo de Escoamentos Multifásicos
PVC	Policloreto de polivinila
R-32	Difluormetano
R-404a	Mistura de gases de refrigerantes de base HFC
SF ₆	Hexafluoreto de enxofre
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS

	Descrição	Unidade
A	Área da seção transversal da tubulação	[m ²]
C	Constante da correlação de Chisholm	[-]
C_p	Calor específico	[kJ/kg-°C]
D	Diâmetro da tubulação	[in]
f	Fator de atrito	[-]
F	Força	[N]
Fr	Número de Froude	[-]
G	Vazão mássica por unidade de área	[kg/m ² -s]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
h_L	Nível de líquido em equilíbrio	[m]
H	Entalpia	[kJ]
H_L	Holdup de líquido	[-]
J	Velocidade superficial	[m/s]
L	Comprimento da tubulação	[m]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
P	Pressão	[bar]
\dot{q}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
Re	Número de Reynolds	[-]
RP	Razão de compressão	[-]
s	Entropia específica	[kJ/kg-K]
sg	Densidade relativa	[-]
T	Temperatura	[°C]
V	Velocidade do escoamento	[m/s]
X	Parâmetro de Lockhart-Martinelli	[-]
x	Título	[-]
We	Número de Weber	[-]

Símbolos Gregos

α	Fração de vazio	[-]
Δ	Varição	[-]
ε	Rugosidade	[m]
η	Rendimento	[-]
λ	<i>Holdup</i> de não deslizamento	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa-s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
Φ	Parâmetro de Chisholm e parâmetro de Friedel	[-]

Subscritos

0 – 45 Propriedade referente ao ponto no circuito

G	Fase gasosa
i	Interfacial
L	Fase líquida
ST	Seção de testes
SL	Superficial de líquido
SG	Superficial de gás
TG	Tubulação de gás
TL	Tubulação de líquido

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivos	18
1.2	Justificativa	19
1.3	Estrutura do trabalho	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1	Escoamento bifásico de líquido-gás	21
2.1.1	Modelo de Taitel e Dukler	24
2.2	Influência das propriedades nos padrões de escoamento	28
2.3	Estudos envolvendo gases de alto peso molecular	32
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	36
3.1	Seleção de fluidos	36
3.1.1	Gases	36
3.1.2	Óleos	39
3.2	Escoamento em tubulações	43
3.3	Queda de pressão bifásica	44
3.3.1	Modelo de Lockhart-Martinelli (1949)	45
3.3.2	Modelo homogêneo	47
3.3.3	Modelo de Friedel (1979)	48
3.3.4	Modelo de Shannak (2008)	50
3.4	Máquinas volumétricas	51
3.4.1	Compressor alternativo	51
3.4.2	Bomba de engrenagens	52
3.5	Trocadores de calor	53
4	DIMENSIONAMENTO DO CIRCUITO EXPERIMENTAL	55
4.1	Materiais e métodos	55
4.2	Condições operacionais	56
4.3	Projeto conceitual	57
4.4	Seção de testes	60
4.5	Linha de gás	62
4.5.1	Tubulações de gás	63
4.5.2	Compressor	63
4.5.3	Trocador de calor de gás	65
4.6	Linha de óleo	66
4.6.1	Tubulações de óleo	67
4.6.2	Bomba	68
4.6.3	Trocador de calor de óleo	70
4.7	Análise da mistura bifásica de SF ₆ e o óleo modelo	71
5	PROJETO EXECUTIVO DO CIRCUITO EXPERIMENTAL	74
5.1	Sistema de monitoração	74
5.2	Montagem	76
5.2.1	Válvulas e acessórios	76
5.3	Diagramas de montagem	79
5.4	Lista de equipamentos	88
5.5	Distribuição espacial dos equipamentos	92
6	CONCLUSÕES	96
	REFERÊNCIAS	98

APÊNDICE A – DIFERENTES MÉTODOS PARA O CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO NA SEÇÃO DE TESTES	101
APÊNDICE B – COMPATIBILIDADE ENTRE OS MATERIAIS	102
ANEXO A – TEMPERATURA DE SATURAÇÃO DO SF ₆	103
ANEXO B – CURVAS DOS MEDIDORES CORIOLIS	104
ANEXO C – CURVA DE PERFORMANCE DA BOMBA	106
ANEXO D – DIMENSÕES DO TROCADOR DE CALOR DA ALFA LAVAL	107
ANEXO E – INFORMAÇÕES DOS VASOS DE PRESSÃO DA ENGETANK	108
ANEXO F – INFORMAÇÕES DO CHILLER SC10000W SEMICHILL	111
ANEXO G – INFORMAÇÕES DO CHILLER FLW20006	112

1 INTRODUÇÃO

Escoamentos multifásicos estão presentes na natureza como, por exemplo, no fluxo sanguíneo, erupções vulcânicas e furacões. Além dessas ocorrências, também ocorre em diversas aplicações industriais e de engenharia como na indústria química, nuclear, geotérmica, aeroespacial e petrolífera. Dentro desta última, ele está presente na exploração e na produção, que também contemplando também o transporte pelas linhas de produção até as refinarias, sendo que o fenômeno ocorrerá ainda nas etapas de processamento e de refino.

Pode-se caracterizar o escoamento multifásico pelo escoamento de múltiplas fases, no caso da indústria de petróleo pode ser composto por água, óleo, gás e sedimentos, sendo necessário um conhecimento do comportamento e das características deste escoamento para o correto dimensionamento de equipamentos para a extração, transporte e separação. Usualmente, para a aplicação de transporte de petróleo em tubulações, o escoamento é analisado como uma mistura bifásica de líquido e gás, possuindo diferentes configurações geométricas de escoamento que são dependentes das vazões de líquido e de gás, do diâmetro da tubulação e das propriedades físicas das fases (massas específicas, viscosidades e tensões superficiais) (SHOHAM, 2006).

Prever, a priori, essa distribuição geométrica entre as fases ao longo do escoamento é fundamental para avaliar a troca de quantidade de movimento e de energia entre as fases. Para tanto, Taitel e Dukler (1976) desenvolveram um modelo que prevê o padrão de escoamento baseado nas velocidades superficiais de líquido e gás.

Tratando-se de fontes de energias não renováveis que são responsáveis pela maior porção da matriz energética global, há uma natural competitividade interna entre as companhias petrolíferas e externa com o restante da indústria energética. Competitividade que impulsiona os avanços tecnológicos na indústria de petróleo a fim de aumentar a produção e baixar os custos de exploração, mantendo seu uso economicamente viável, porém trazendo com isto novos desafios, que geralmente possuem maior grau de complexidade.

A descoberta das jazidas no pré-sal brasileiro retrata bem a complexidade que acerca a situação problema, visto que a extração ocorre em águas cada vez mais profundas. Como por exemplo, o Campo de Libra, localizado na Bacia de Santos, cuja jazida encontra-se a mais de 5500 metros de profundidade, sobreposta por diversas camadas de rocha, bem como águas oceânicas. Sabe-se no momento que estas reservas possuem uma elevada concentração de dióxido de carbono (CO_2) que se encontra a pressões elevadas e temperaturas elevadas, próximas de seu estado supercrítico, ocasionando um comportamento que altera as razões de massa específica entre a fase líquida e a fase gasosa no escoamento bifásico.

As massas específicas da fase líquida e da fase gasosa encontram-se implícitas em modelos de predição de padrões de escoamento, como o de Taitel e Dukler (1976), através dos parâmetros adimensionais. Esses modelos não consideram situações em que as massas específicas de ambas as fases são similares e conseqüentemente, quanto mais próximas são as massas específicas das fases líquido e gasosa, maior a incerteza associada ao modelo de previsão de padrão de escoamento.

Na Figura 1.1, é apresentada a curva massa específica versus pressão para uma mistura bifásica qualquer.

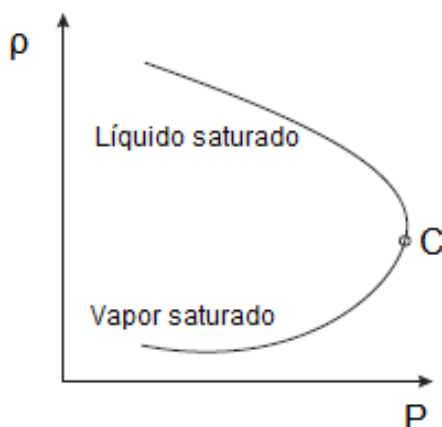


Figura 1.1 – Curva massa específica-pressão de uma mistura bifásica.

Fonte: O autor.¹

¹ Todas as figuras, quadros e tabelas que não possuem referência bibliográfica foram produzidas pelo autor deste trabalho.

Nota-se que em condições de pressões elevadas, próximas de seu ponto crítico, a razão entre as massas específicas da fase líquida e da fase gasosa tendem a unidade, ou seja, ao mesmo valor, conforme a equação (1).

$$\frac{\rho_L}{\rho_G} \cong 1 \quad (1)$$

Reproduzir condições de pressões elevadas em um laboratório são inviáveis, pois para isso seria necessária uma planta experimental de maior robustez, gerando maiores custos de operação/segurança e manutenção. Uma alternativa seria reproduzir estas condições em escala utilizando um par de fluidos-modelo que possuam propriedades similares às dos fluidos encontradas no poço, porém trabalhando com pressões inferiores, trazendo inclusive menor risco para se operar um circuito com essas características e mantendo a razão das massas específicas em valores próximos aos encontrados na produção de óleo e gás em águas profundas.

1.1 Objetivos

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de um projeto executivo detalhado de um circuito experimental para simular o escoamento bifásico de líquido-gás a altas pressões envolvendo fluidos modelo (gás de elevada massa específica e óleo modelo). O circuito foi projetado para operar com até 35 bar de pressão e com controle de temperatura.

Ao final do desenvolvimento do presente projeto, está presente: a) Documentação com detalhes da planta experimental (planta com a distribuição espacial); b) Especificação dos equipamentos e acessórios recomendados para a sua aquisição; c) Lista de fornecedores e d) Diagramas/plantas detalhadas para a montagem do circuito experimental.

1.2 Justificativa

Os modelos para a predição dos padrões de escoamento bifásico existentes na literatura atual não consideram os comportamentos específicos citados anteriormente, bem como foram desenvolvidos e validados para baixas pressões, possuindo uma elevada incerteza para prever os padrões de escoamento e para o correto dimensionamento de equipamentos das respectivas linhas de produção. O modelo de Taitel e Dukler (1976), por exemplo, foi desenvolvido utilizando ar e água à pressão atmosférica, onde a razão de massas específicas está na faixa de 800, enquanto que nas condições existentes no pré-sal esta razão tende à unidade conforme a equação (1).

Assim, com a futura utilização do circuito experimental projetado no presente trabalho será possível elaborar mapas de fluxo considerando o efeito da pressão no comportamento da fase gasosa ao longo do escoamento, fornecendo maiores subsídios a engenheiros da indústria petrolífera para a redução de custos causados pelo superdimensionamento dos sistemas atuais, atribuídos em grande parte à falta do conhecimento sobre o escoamento bifásico de líquido-gás nos cenários de pressões elevadas.

Outro fator importante a ser ressaltado é que no desenvolvimento deste trabalho foram aplicados os diversos conhecimentos adquiridos no decorrer do curso de engenharia mecânica, como das disciplinas de mecânica dos fluidos, termodinâmica, máquinas de fluxo e metodologia de projetos. Também foi posto em prática a necessidade de trabalhar diretamente com fornecedores, uma realidade presente no cotidiano do engenheiro mecânico, adaptando o circuito experimental conforme a disponibilidade de equipamentos encontrados comercialmente.

1.3 Estrutura do trabalho

O presente trabalho está estruturado em seis capítulos, dois apêndices e sete anexos. No primeiro capítulo, foi realizada uma introdução sobre o escoamento bifásico, e foram também descritos os objetivos e a justificativa para a realização deste trabalho.

O segundo capítulo contém uma revisão bibliográfica sobre os conceitos de escoamento bifásico necessários para a justificativa da realização do trabalho. O terceiro capítulo aborda a fundamentação teórica que sustenta o dimensionamento do circuito experimental.

O quarto capítulo contém o memorial de cálculo do dimensionamento. Por fim, no quinto capítulo são apresentados os diagramas de montagem, lista de equipamentos e acessórios e distribuição espacial da planta. No sexto capítulo são realizadas as considerações finais.

No apêndice A, são apresentados os resultados da comparação com os diversos modelos de queda de pressão. No apêndice B é apresentado uma análise de compatibilidade entre os fluidos e materiais hidráulicos.

No anexo A, são informadas as temperaturas de saturação dos gases utilizados como fluidos de trabalho. E nos anexos restantes estão informações sobre os equipamentos comerciais.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica dos conceitos necessários para a realização deste trabalho. Primeiramente, são apresentados conceitos fundamentais do escoamento bifásico de líquido-gás, apresentando também o modelo de Taitel e Dukler (1976) utilizado para a previsão do padrão de escoamento. É também apresentada a influência das propriedades nos padrões de escoamento e por fim estudos realizados com gases de alto peso molecular.

2.1 Escoamento bifásico de líquido-gás

Nesta seção, são apresentados alguns conceitos fundamentais para entendimento dos mapas de fluxo e do escoamento bifásico de líquido-gás em tubulações, como as velocidades superficiais, fração de líquido (*holdup*) e fluxos mássicos, visto que estes são parâmetros comumente utilizados para caracterizar os diferentes padrões de escoamento.

Prever o padrão de um escoamento bifásico de líquido-gás é ainda uma das principais questões não completamente resolvidas, pois esses padrões são fundamentais para poder estudar os fenômenos envolvidos, bem como determinar os parâmetros característicos do escoamento. As abordagens iniciais utilizadas consistiam no levantamento de dados experimentais, via sensores de detecção das fases ou visualização, para diferentes condições de vazão dos fluidos, diâmetros das tubulações e propriedades de fluidos. Porém, ao variar um destes parâmetros, diferentes para as quais os dados foram obtidos, como a viscosidade, por exemplo, não se podia afirmar com confiabilidade que determinado padrão de escoamento continuaria ocorrendo.

Shoham (1982) apresenta os diversos padrões para o escoamento bifásico de líquido-gás em tubulações horizontais, levemente inclinados e verticais. Na Figura 2.1 são mostrados esquematicamente os padrões para o caso do escoamento em dutos horizontais e levemente inclinados.

Para baixas vazões de líquido e gás haverá uma estratificação das fases, podendo essa configuração ser lisa ou levemente ondulada. Para vazões moderadas

de líquido ocorrerá o escoamento intermitente, que recebe esse nome pois as fases líquida e gasosa se alternam em formas de bolha de gás e pistões de líquido, sendo estas ainda classificadas como bolhas alongadas ou golfadas, diferindo-se, pois, nesta última há uma aeração de pequenas bolhas de gás no pistão de líquido. Para altas vazões de gás ocorre o padrão anular, caracterizado pela formação de um filme de líquido nas paredes do tubo com o gás escoando pelo interior da tubulação. E por fim para altas vazões de líquido haverá o escoamento do padrão de bolhas dispersas (SHOHAM, 2006).

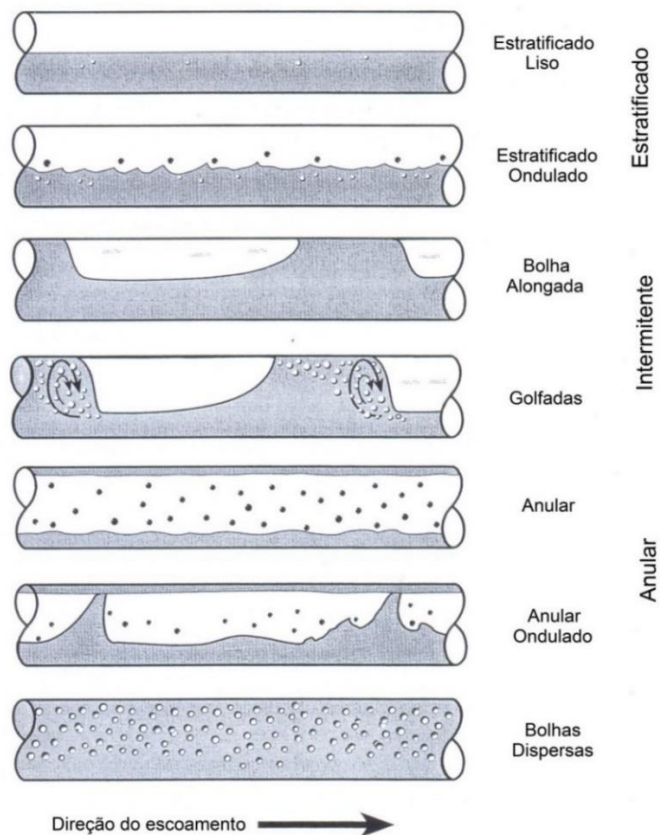


Figura 2.1 – Padrões de escoamento para tubulações horizontais e levemente inclinadas.

Fonte: adaptado de Shoham, 2006.

A fim de mapear e determinar o regime de escoamento, foram desenvolvidas diversas cartas, chamados de mapas de fluxo. A princípio, eles possuíam caráter puramente experimental e eram elaborados com base em alguns parâmetros do escoamento, como a velocidade superficial do líquido e a velocidade superficial do gás, que por definição seriam as velocidades que o fluido teria caso escoasse sozinho na tubulação e que são definidas pelas equações (2) e (3), respectivamente:

$$J_L = \frac{\dot{q}_L}{A} \quad (2)$$

$$J_G = \frac{\dot{q}_G}{A} \quad (3)$$

onde \dot{q}_L e \dot{q}_G são respectivamente as vazões volumétricas de líquido e de gás e A é a área da seção transversal do tubo na seção de teste.

Pode-se ainda definir a velocidade da mistura como a soma das velocidades superficiais conforme a equação (4).

$$J = J_L + J_G \quad (4)$$

Outro parâmetro que possui grande influência no padrão de escoamento é a fração de líquido (H_L), que é a fração volumétrica ocupada pela fase líquida no escoamento bifásico. Por outro lado, a fração volumétrica de gás é chamada de fração de vazio (α) e por definição, a fração de líquido (*Holdup*) e a fração de vazio são complementares. Assim:

$$H_L + \alpha = 1 \quad (5)$$

Alguns autores também utilizam a vazão mássica por unidade de área, G , para levantar os mapas de padrões de escoamentos. Assim as vazões mássicas por unidade de área de líquido e de gás são definidas pelas seguintes relações:

$$G_L = \frac{\dot{m}_L}{A} \quad (6)$$

$$G_G = \frac{\dot{m}_G}{A} \quad (7)$$

onde \dot{m}_L e \dot{m}_G são as vazões mássicas de líquido e de gás, respectivamente.

A vazão mássica da mistura por unidade de área é definida por:

$$G = G_L + G_G \quad (8)$$

Diversos sistemas de coordenadas foram propostos e vêm sendo utilizados para a construção de mapas de fluxo, alguns utilizando parâmetros do escoamento como a vazão mássica por unidade de área, vazão mássica da mistura ou das fases, propriedades dos fluidos e as velocidades superficiais, outros fazendo uso de parâmetros adimensionais gerados com a finalidade de dar um caráter geral (baseado nos conceitos de similaridade).

2.1.1 Modelo de Taitel e Dukler

Neste contexto, Taitel e Dukler em 1976, realizaram um estudo onde foram levados em conta os fenômenos físicos envolvidos nos mecanismos de transição entre os padrões de escoamento, podendo assim contabilizar e prever os efeitos que as propriedades dos fluidos, o ângulo de inclinação e o diâmetro da tubulação possuem na transição entre os padrões de escoamento horizontal. O modelo teórico desenvolvido por eles é completamente preditivo, ou seja, não depende de dados experimentais (TAITEL e DUKLER, 1976).

Os padrões de escoamento para escoamentos horizontais e levemente inclinados foram rapidamente apresentados na Introdução deste trabalho. Onde o processo de análise da transição entre cada regime de escoamento inicia-se com a condição de escoamento estratificado.

No trabalho desenvolvido por Taitel e Dukler (1976), foram propostos cinco grupos adimensionais, que juntamente com variáveis adimensionais em função da altura de líquido de equilíbrio h_L conseguem prever o padrão de escoamento. Os cinco parâmetros adimensionais são apresentados nas equações a seguir. O parâmetro X apresentado na equação (9) é conhecido como parâmetro de Lockhart-Martinelli.

$$X = \sqrt{\frac{\left(\frac{dP}{dx}\right)_L^s}{\left(\frac{dP}{dx}\right)_G^s}} \quad (9)$$

onde $\left(\frac{dP}{dx}\right)^s$ representa o gradiente de pressão superficial, o subíndice L indica que trata-se da fase líquida e o subíndice G da fase gasosa.

O parâmetro Y é o parâmetro do ângulo de inclinação e é apresentado na equação (10).

$$Y = \frac{(\rho_L - \rho_G) g \sin \alpha}{\left(\frac{dP}{dx}\right)_G^s} \quad (10)$$

Onde ρ_L e ρ_G são as massas específicas da fase líquida e da fase gasosa respectivamente, g é a aceleração da gravidade e α é o ângulo de inclinação.

O parâmetro F é o número de Froude modificado pela razão das massas específicas e é apresentado na equação (11).

$$F = \sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L - \rho_G}} \frac{J_G}{\sqrt{Dg \cos \alpha}} \quad (11)$$

onde D é o diâmetro da tubulação.

O parâmetro K apresentado na equação (12) é função do número de Froude modificado.

$$K = F \left[\frac{DJ_L}{v_L} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

Onde v_L é a velocidade média de líquido no escoamento.

Por fim tem-se o parâmetro T que pode ser descrito como a razão entre as forças turbulentas com relação às forças da gravidade atuando no gás e é apresentado na equação (13).

$$T = \left(\frac{\left(\frac{dP}{dx} \right)_L^s}{(\rho_L - \rho_G) g \sin \alpha} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

A altura de líquido de equilíbrio e outros parâmetros utilizados no modelo de Taitel e Dukler (1976) estão representados na Figura 2.2, porém não serão aqui apresentados detalhadamente.

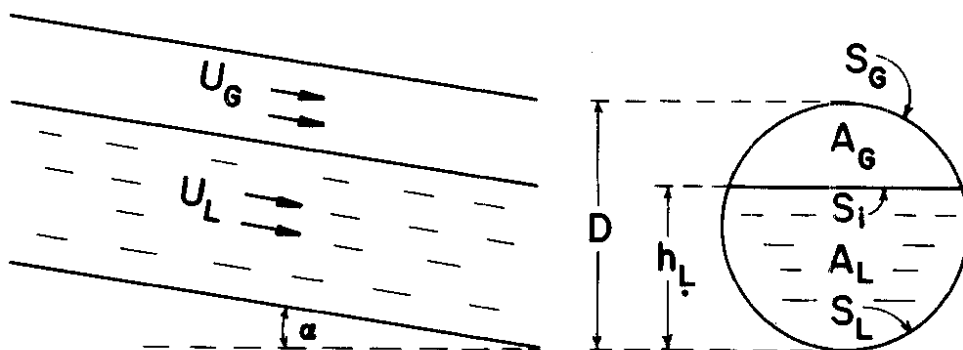


Figura 2.2 – Escoamento estratificado em equilíbrio.

Fonte: Taitel e Dukler, 1976.

Nota-se os parâmetros adimensionais F , K e T , descritos respectivamente nas equações (11), (12) e (13) estão em função das massas específicas das fases líquida e gasosa. Portanto com o comportamento descrito na seção 1, quando as massas específicas tenderem a valores próximos, esses parâmetros tendem a valores elevados, conseqüentemente o modelo de Taitel e Dukler (1976) possui elevada incerteza associada a previsão dos padrões de escoamento nos cenários a elevadas pressões.

A primeira verificação a ser feita no modelo é determinar se o escoamento é ou não estratificado, com isso é possível avaliar se o nível de líquido na tubulação está em equilíbrio. A explicação física dessa transição é justificada pelo movimento relativo entre os dois fluidos que cria uma força de sucção sobre as ondulações, devido ao efeito Bernoulli, tendendo eliminar a ocorrência do escoamento estratificado.

A segunda verificação é realizada para o caso onde o escoamento não é estratificado. Neste caso, o objetivo é determinar se as ondas que estão sendo formadas devido à instabilidade terão líquido suficiente para formar uma golfada, que ocorrerá quando a razão entre o nível de líquido de equilíbrio e o diâmetro for maior ou igual a 0,35 ($h_L/D \geq 0,35$). Abaixo desse valor, as ondas serão varridas através da tubulação resultando em um escoamento no padrão anular.

Caso o escoamento esteja na região estratificada, é preciso determinar se ondas se formam na interface do escoamento estratificado, caracterizando o escoamento estratificado ondulado. Isso ocorrerá quando as forças de pressão e de cisalhamento exercidas pela fase gasosa são maiores que as forças de dissipação viscosa do líquido, sendo a velocidade da fase gasosa suficientemente alta para formar ondas na interface, porém inferior para causar instabilidades que tornariam o escoamento não estratificado.

Se com a segunda verificação for constatado que o escoamento não está na região anular, determina-se por fim se o escoamento será de bolhas dispersas ou intermitente. Essa determinação leva em consideração a condição na qual flutuações turbulentas no líquido se tornam iguais às forças de empuxo que tendem a fazer com que o gás se acumule no topo da tubulação.

Na Figura 2.3, são apresentados os padrões de escoamento com base na análise experimental realizada para um sistema ar-água, utilizando como sistema de coordenadas as velocidades superficiais do líquido na ordenada e a velocidade superficial do gás na abcissa.

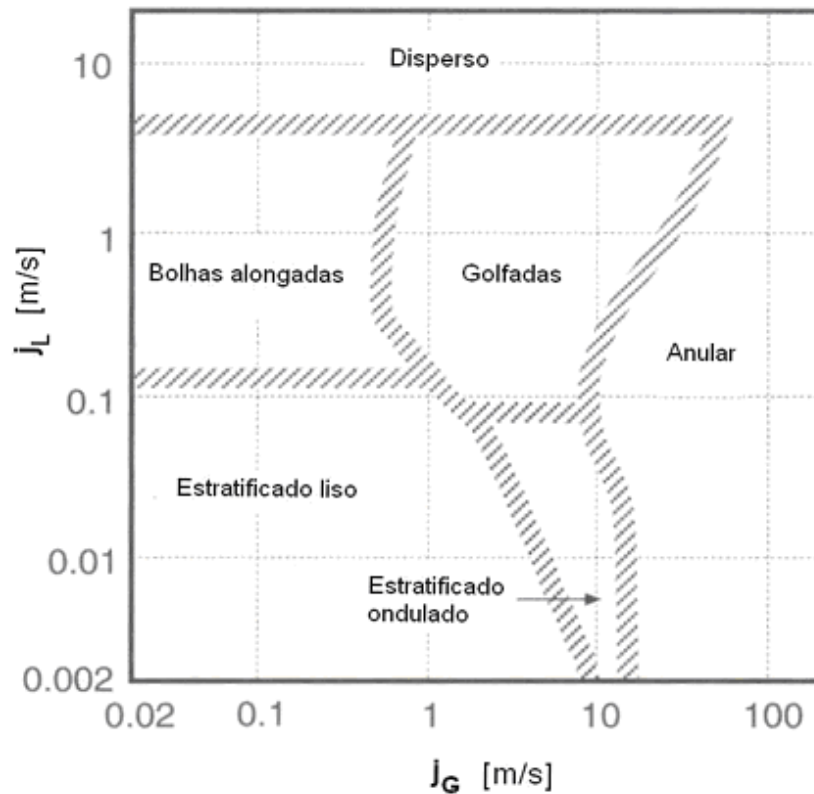


Figura 2.3 – Mapa de fluxo para escoamento bifásico em tubulações horizontais.
Fonte: adaptado de Mandhane et al., 1974.

O modelo apresentado nesta seção é aplicável para escoamento em regime permanente, completamente desenvolvido, fluidos Newtonianos em tubulações horizontais e levemente inclinadas, isto é $\pm 10^\circ$. Escoamento transiente e efeitos na entrada e saída podem causar um afastamento do modelo de predição. O mapa de fluxo mostrado na Figura 2.3 foi comparado com sucesso quando comparado com os dados experimentais coletados para tubos de pequenos diâmetros sob condições de baixa pressão, sendo ainda necessários trabalhos para testar a validade do modelo para diâmetros maiores e altas pressões (SHOHAM, 2006).

2.2 Influência das propriedades nos padrões de escoamento

Segundo SHOHAM (2006), os padrões de escoamento são dependentes de algumas variáveis, sendo elas operacionais, geométricas e as propriedades físicas das fases. As primeiras caracterizações experimentais foram realizadas variando propriedades operacionais, como as vazões que possuem papel principal sobre o padrão de escoamento, e geométricas, como os diâmetros e ângulos de inclinação, porém sempre utilizando um sistema composto por ar e água, ou seja, desprezando o efeito da variação das propriedades dos fluidos.

Um dos primeiros estudos sobre o efeito das propriedades dos fluidos nos padrões de escoamento foi realizado por Weisman et al. (1979), onde os autores variaram as propriedades dos fluidos de uma maneira sistemática para determinar os efeitos da viscosidade do líquido, massa específica do líquido, tensão interfacial e massa específica do gás. Os mapas levantados por eles foram transcritos utilizando a vazão mássica por unidade de área de gás e de líquido como coordenadas e não as velocidades superficiais como no modelo de Taitel e Dukler (1976). Na Figura 2.4 é apresentado o mapa de fluxo de Weisman et al. (1979) para o escoamento de ar-água em uma tubulação horizontal de uma polegada de diâmetro, que foi utilizada pelos autores, como de referência para a análise das transições do escoamento com propriedades variáveis.

Weisman et al. (1979), para examinar o efeito da viscosidade do líquido nas transições dos padrões de escoamento, utilizaram soluções de glicerol e água, onde a massa específica varia pouco e a viscosidade pode variar sem afetar a tensão superficial. Os mapas obtidos mostram mudanças pequenas com relação aos mapas obtidos para ar-água, sendo reportadas as seguintes mudanças:

- A transição do padrão de bolhas dispersas foi deslocada para vazões menores de líquido;
- A transição para o padrão anular foi levemente deslocada para maiores vazões de gás;
- Dentro do escoamento intermitente, a maior parte da região onde antes ocorria o padrão de bolhas alongadas se encontra agora da região de golfadas.

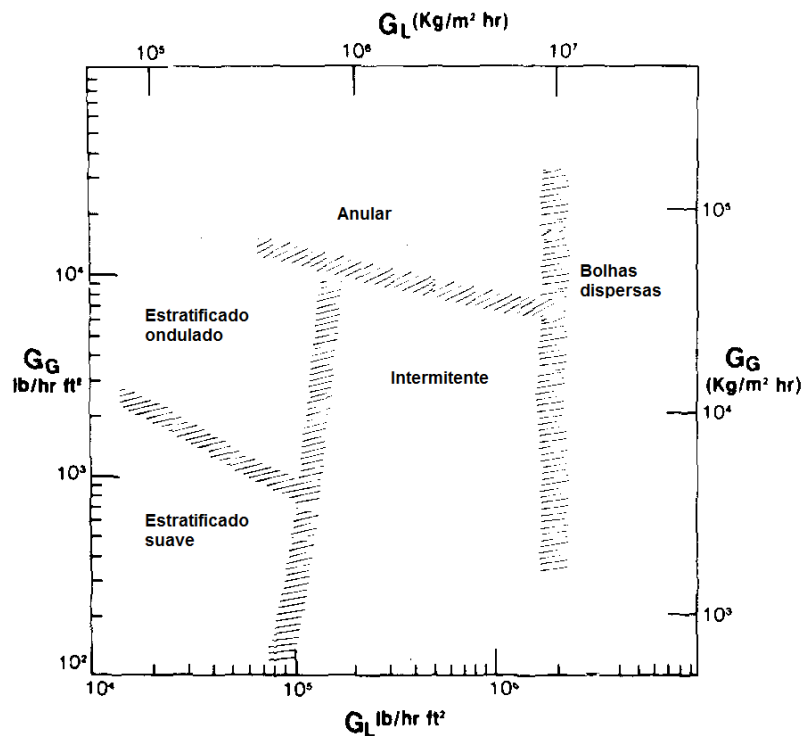


Figura 2.4 – Mapa de fluxo para um sistema ar-água para um diâmetro de 1 in.

Fonte: adaptado de Weisman et al., 1979.

Ao avaliar o efeito da redução da tensão superficial de líquido, chegou-se à conclusão de que as regiões de transição para escoamento anular e para bolhas dispersas, bem como as transições entre os padrões intermitentes permaneceram inalteradas. A maior mudança observada foi que a transição para o padrão estratificado ondulado ocorre para vazões maiores de gás.

Na análise do efeito do aumento na massa específica do líquido, foi ressaltado que as mudanças foram observadas apenas porque os mapas foram escritos em termos dos fluxos mássicos, sendo observadas as seguintes mudanças, conforme análise entre a Figura 2.4 e Figura 2.5:

- A transição para o escoamento anular permaneceu inalterada;
- A transição para o padrão de bolhas dispersas e a transição dos padrões estratificados para intermitentes foram deslocados para fluxos mássicos maiores;
- A transição do padrão estratificado suave para estratificado ondulado foi deslocado para fluxos mássicos maiores de gás.

Ainda no estudo de Weisman et al. (1979), foi investigado o efeito do aumento na massa específica do gás, conforme apresentada na Figura 2.6. Os autores notaram

poucas mudanças em todas as transições exceto na transição para o escoamento anular que ocorreu em vazões mássicas maiores e na transição para o estratificado ondulado ocorreu em vazões menores de gás, sendo relatado pelos autores que a vazão mássica por unidade de área, G_G , seria uma variável não adequada para avaliar as transições para o padrão anular neste caso.

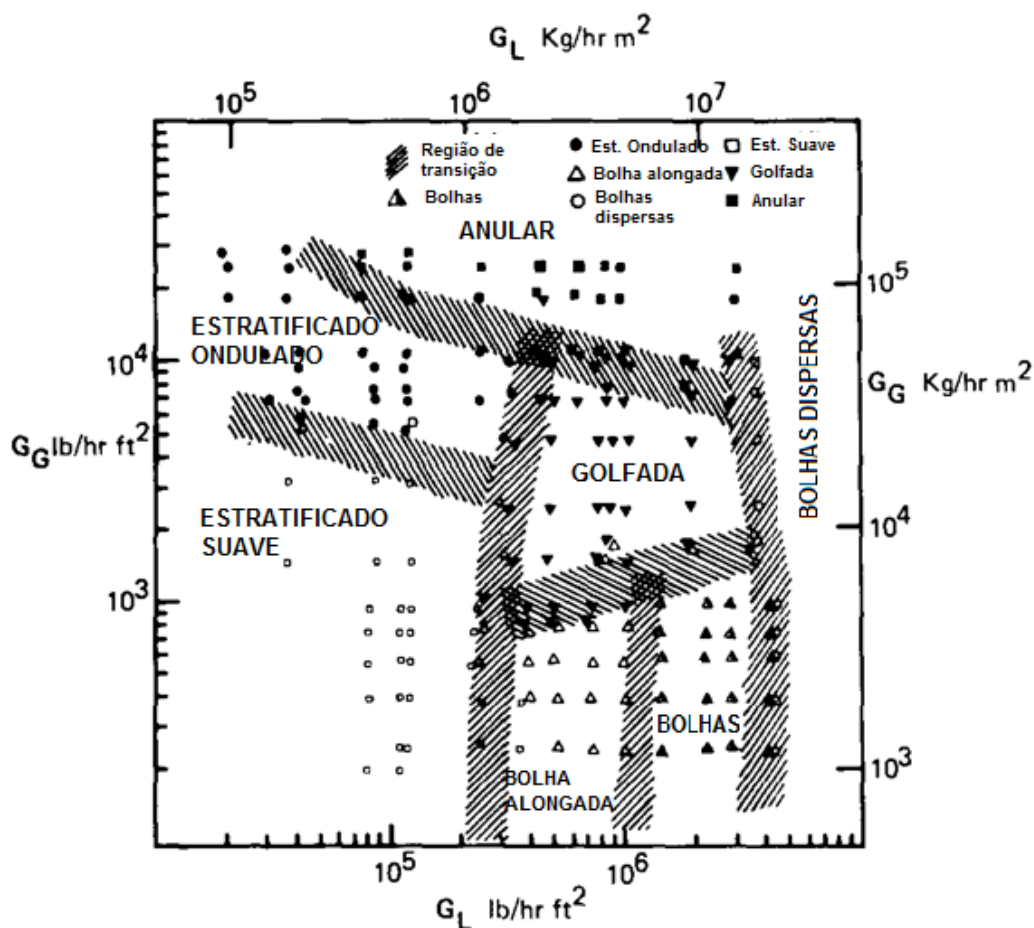


Figura 2.5 – Mapa de fluxo para uma solução usando carbonato de potássio para investigar o efeito da massa específica do líquido na transição dos padrões para diâmetro de 1 in.
Fonte: adaptado de Weisman et al., 1979.

A pressão influencia a massa específica do gás e conseqüentemente o comportamento da mistura, pois as viscosidades, μ , tensões superficiais, σ , e as massas específicas, ρ , estão todas em função da pressão. Nakamura (1996), realizou um estudo em pressões de até 12 MPa em diâmetros de 4 e 8 polegadas para escoamento horizontal utilizando água e vapor saturado. Os autores observaram que a ocorrência do padrão de escoamento em golfadas foi gradualmente reduzindo com o aumento da pressão.

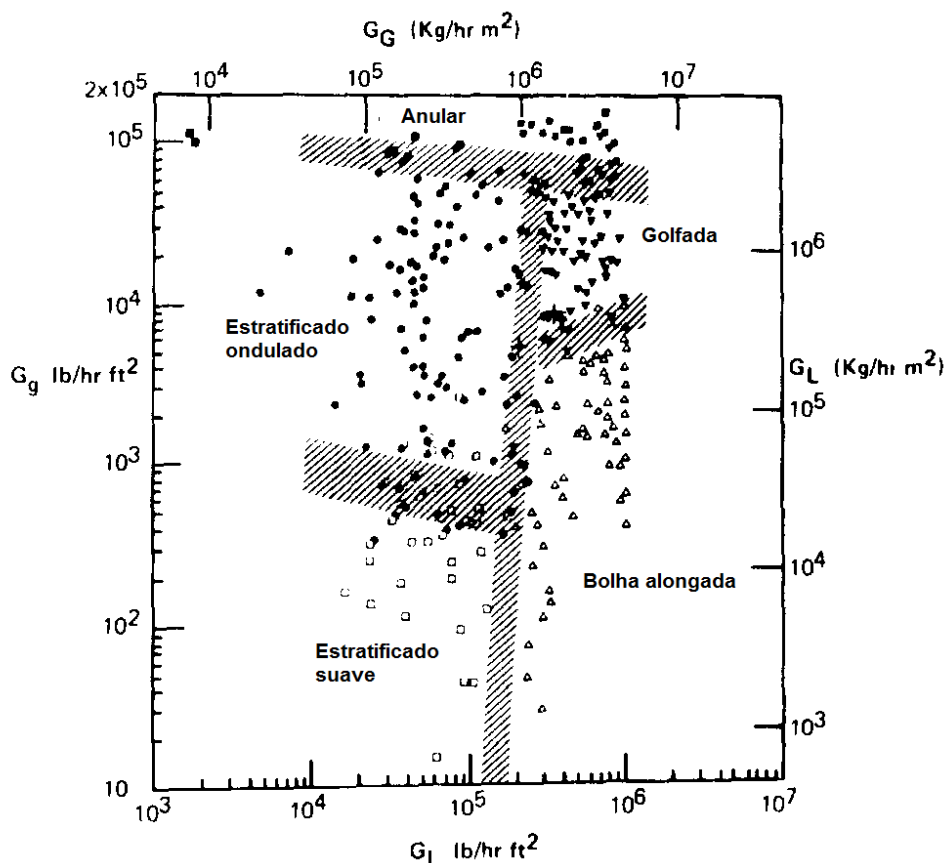


Figura 2.6 – Mapa de fluxo para avaliar a influência da massa específica do gás a $P=4$ bar e $D=1$ in.

Fonte: adaptado de Weisman et al., 1979.

Abduvayt et al. (2003) investigaram experimental e teoricamente o efeito da pressão e do diâmetro da tubulação no escoamento bifásico de líquido-gás em escoamentos horizontais e levemente inclinados. Concluindo que altas pressões tendem a deslocar as fronteiras de transição dos padrões de escoamento para velocidades superficiais menores de gás nos mapas de fluxo.

O efeito da pressão e da massa específica do gás na transição do escoamento estratificado para golfadas em escoamento horizontal também foi investigado por Loh (2016), concluindo que com o aumento da pressão o padrão de escoamentos em golfadas tende a se tornar estratificado ondulado. Na Figura 2.7 é possível visualizar o efeito da pressão nessa transição quando comparado com o modelo de Taitel e Dukler (1976), que foi desenvolvido para pressões atmosféricas. A curva de transição entre os padrões estratificado-golfada é deslocada para a esquerda, para menores velocidades superficiais de gás com o aumento da pressão.

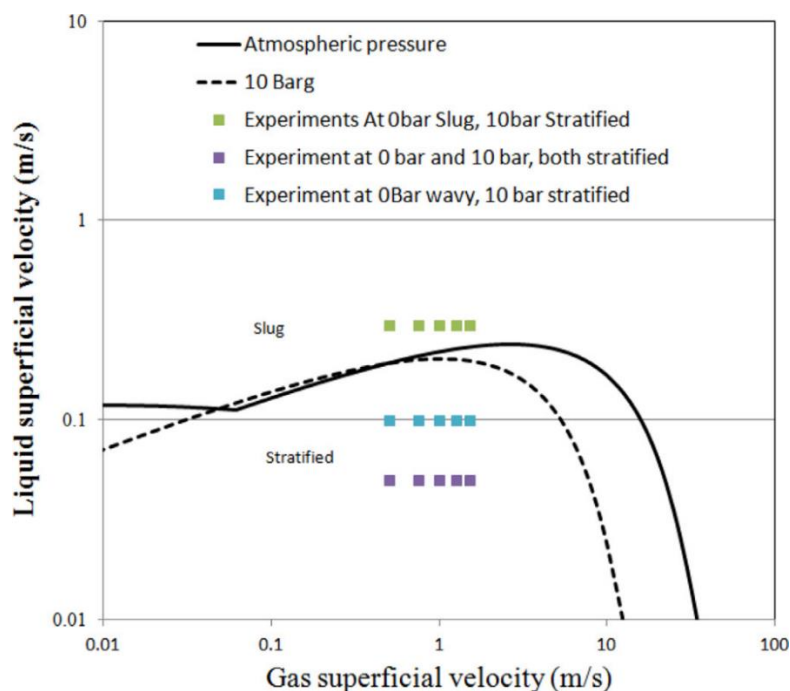


Figura 2.7 – Comparação entre os resultados experimentais de Loh com os modelos de Taitel e Dukler.

Fonte: Loh, 2016.

2.3 Estudos envolvendo gases de alto peso molecular

A maior parte da literatura de escoamento multifásico, incluindo os mapas de fluxo, foi produzida e validada com base em experimentos realizados em pressões baixas, próximas à atmosférica, porém estas não são as condições encontradas nos poços e reservatórios que podem chegar a pressões de 700 bar (LOH, 2016).

Tayebi et al. (2000) estudaram sobre transporte de gotículas em escoamento multifásico, ressaltaram que as forças interfaciais no transporte e na produção de óleo e gás são de grande magnitude. As forças interfaciais podem ser representadas de forma simples com a equação (14):

$$F_i = \rho_G V_G^2 \quad (14)$$

onde ρ_G é a massa específica do gás, V_G é a velocidade do gás. Analisando a equação (14), há duas formas de reproduzir elevadas forças interfaciais. A primeira seria utilizar altas velocidades de gás no escoamento, porém isso acarretaria em um custo elevado de operação de circuitos experimentais, pois seriam necessários

circuitos com maior robustez trazendo alto custo de operação e manutenção. A segunda seria utilizar um gás de elevada massa específica, que foi a escolha adotada pelos autores em seu trabalho.

Tayebi et al. (2000) utilizaram o gás SF₆ a uma pressão de 8 bar, que nessas condições apresenta uma massa específica de 50 kg/m³ e seria equivalente à do gás natural a aproximadamente 60 bar, tendo como vantagem a possibilidade de se trabalhar em pressões inferiores em plantas experimentais e a visualização do escoamento, que foi realizado com uso de tubos transparentes de policloreto de polivinila (PVC). O óleo utilizado foi o Exxsol D80 e o padrão de escoamento reproduzido foi do tipo estratificado ondulado. Com este estudo, os autores chegaram à conclusão de que o gás denso é eficiente para elevar as gotículas, ao contrário do que é previsto pelo modelo teórico de difusão de gotículas. Foi também observado que a fração arrastada de gotículas é proporcional ao termo V_G^3 e ρ_G . Por fim uma análise do perfil de velocidades indica que o atrito na parede da tubulação aumenta consideravelmente devido a deposição das gotículas de óleo causando um aumento da rugosidade.

Skartlien et al. (2011) desenvolveram um modelo para o perfil de concentração de gotículas de óleo e água que coexistem na fase gasosa em escoamentos horizontais. Foram utilizados os mesmos fluidos do estudo de Tayebi et al. (2000) e também água para estudar o aprisionamento de gotículas, visando simular as condições encontradas em altas pressões, mostrando que o SF₆ já foi utilizado. Foram encontradas evidências que o aprisionamento das gotículas é controlado pelo fluido dominante (óleo) e o outro fluido (água) é aprisionado e carregado passivamente.

Smith et al. (2011) conduziram experimentos para escoamento bifásico de líquido-gás a uma pressão de aproximadamente 8 bar utilizando SF₆ e dois óleos de diferentes viscosidades comparando os resultados obtidos com um modelo disponível no *software OLGA® Multiphase Flow Simulator*. Os autores constataram que o modelo apresentou boa conformidade para a queda de pressão bifásica e para a fração de líquido (*holdup*), porém apresentou desvios na previsão do padrão de escoamento, superestimando a região de escoamento em golfadas que experimentalmente foi observada como sendo um escoamento estratificado.

Khaledi et al. (2014) apresentaram um novo conjunto de dados experimentais de escoamento bifásico de líquido-gás utilizando SF₆ e dois óleos distintos com diferentes viscosidades a pressões de 4 e 8 bar. Os resultados obtidos pelos autores foram comparados ao modelo de Smith et al. (2013), sendo constatado que havia boa conformidade dos valores obtidos experimentalmente para a fração de líquido e queda de pressão associada, porém o modelo falhava em prever o padrão de escoamento observado.

Kesana et al. (2018) investigaram experimentalmente o fluxo de gotículas em escoamentos bifásicos horizontais com baixa fração volumétrica de líquido também utilizando SF₆ como gás de alto peso molecular. Os autores concluíram que com o aumento da massa específica do gás ou da velocidade do gás a fração de fluido aprisionada também aumenta.

Na Tabela 2.1 são apresentados as diferentes condições utilizadas nos experimentos dos autores citados nesta seção que conduziram experimentos com SF₆, bem como o padrão de escoamento observado. Na Tabela 2.2 são apresentadas a composição e as propriedades termofísicas conhecidas dos óleos utilizados em seus respectivos estudos.

Tabela 2.1 – Parâmetros utilizados nos estudos anteriores envolvendo SF₆ e óleos para escoamento multifásico

Autores	T (°C)	P (bar)	Fase líquida	L (m)	D (mm)	J_G (m/s)	J_L (m/s)	Padrões observados
Tayebi et al. (2000)	20	8	Exxsol D80	20	100	3,5-7	0,25	Estratificado ondulado
Skartlien et al. (2011)	20	7,8	Exxsol D60 + Água	25	99,5	5-10	-	Estratificado ondulado
Smith et al. (2011)	21,6	7,2 - 8	Exxsol D80 Nexbase 3080	52,9	68,6	0,5-9	0,1-0,9	Estratificado e golfada
Khaledi et al. (2014)	20	4 - 8	Nexbase 3080 Mistura de óleos	51,8	69	0,0075 -3	0,04-3	Estratificado ondulado, estratificado, golfada, bolha alongada e bolhas dispersas
Kesana et al. (2018)	20	3 - 8	Exxsol D60	45	100	5-15	0,001- 0,007	Estratificado ondulado

Tabela 2.2 – Composição e propriedades termofísicas dos óleos utilizados nos estudos com SF6

Óleo	Composição	Massa específica a (kg/m³)	Viscosidade a 20°C (cP)
Exxsol D60	C10-C13, n-alcanos, isoalcanos, cíclicos, <2% aromáticos	810	1,41
Exxsol D80	C11-C14, n-alcanos, isoalcanos, cíclicos, <2% aromáticos	824	1,76
Nexbase 3080	C20-C50	846	96
Mistura de óleos	Nexbase 3080 + Exxsol D80	844	32

O estudo de Khaledi et al. (2014) conseguiu reproduzir diversos padrões de escoamento devido à larga faixa de velocidades superficiais das fases utilizadas, incluindo também em seu estudo óleos de diferentes viscosidades.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é apresentada a fundamentação teórica que justifica a seleção dos fluidos para o circuito experimental, bem como os conceitos termodinâmicos, de mecânica dos fluidos e de transferência de calor utilizados para realizar o dimensionamento e a escolha dos equipamentos para o circuito experimental.

3.1 Seleção de fluidos

Nesta seção é apresentada a análise termodinâmica e termofísica para a seleção do gás e do óleo, respectivamente, para avaliar suas propriedades e comportamentos termodinâmicos em dadas condições de pressão e temperatura, visando determinar os possíveis candidatos a serem utilizados como par de fluidos-modelo no dimensionamento do circuito experimental.

3.1.1 Gases

Nas condições de operação do circuito experimental, o fluido selecionado como a fase gasosa deve se encontrar abaixo da curva de vaporização em um diagrama PT, para dadas condições de pressão e de temperatura. Na Figura 3.1 tem-se uma representação esquemática deste diagrama.

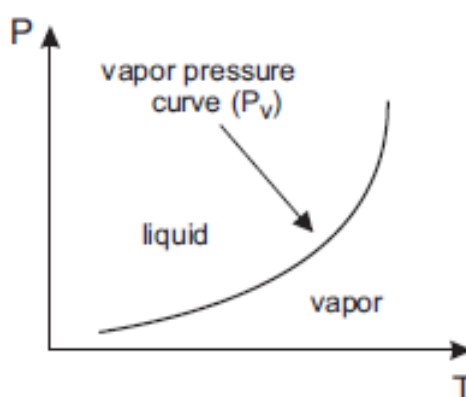


Figura 3.1 – Diagrama Pressão x Temperatura genérico.

Foram analisados os seguintes fluidos como candidatos a serem utilizados como a fase gasosa: dióxido de carbono (CO_2), hexafluoreto de enxofre (SF_6), difluormetano (R-32) e uma mistura de refrigerantes conhecido como R-404a. Foram avaliadas as suas respectivas massas específicas visando atender à necessidade desse gás possuir uma elevada massa específica nas dadas condições de pressão e de temperatura.

A análise termodinâmica para a fase gasosa foi realizada para duas condições de pressão e de temperatura, apresentadas na Tabela 3.1. A primeira condição foi escolhida como sendo a pressão máxima de operação do circuito e a respectiva temperatura de saturação do fluido, temperatura na qual ocorre a vaporização a uma dada pressão. A segunda condição trata-se de uma condição ambiente.

Tabela 3.1 – Condições de pressão e temperatura analisadas

Condição	Pressão (bar)	Temperatura (°C)
1	35	Temperatura de saturação
2	1,01325	25

A curva de vaporização dos fluidos analisados foi levantada no *software Multiflash™* e é apresentada na Figura 3.2. O ponto C na figura é conhecido como o ponto crítico, que é o ponto a partir do qual não há distinção entre a fase líquida e vapor. Na Tabela 3.2 são apresentadas as propriedades dos fluidos para a condição 1, na qual ele se encontra a pressão de 35 bar e em sua temperatura de saturação nesta pressão e na Tabela 3.3 são apresentadas as propriedades dos fluidos para a condição 2.

Tabela 3.2 – Propriedades dos fluidos para a condição 1

Fluido	Temperatura de saturação (°C)	Massa específica (kg/m ³)	Viscosidade dinâmica (10 ⁻⁵ Pa.s)
CO ₂	0,2	96,97	1,47
SF ₆	41,9	845,11	22,23
R-32	54,8	107,19	1,63
R-404a	68,4	288,81	2,15

Tabela 3.3 – Propriedades dos fluidos para a condição 2

Fluido	Massa específica (kg/m ³)	Viscosidade dinâmica (10 ⁻⁵ Pa.s)
CO ₂	1,81	1,51
SF ₆	6,04	1,66
R-32	2,15	1,38
R-404a	4,13	1,32

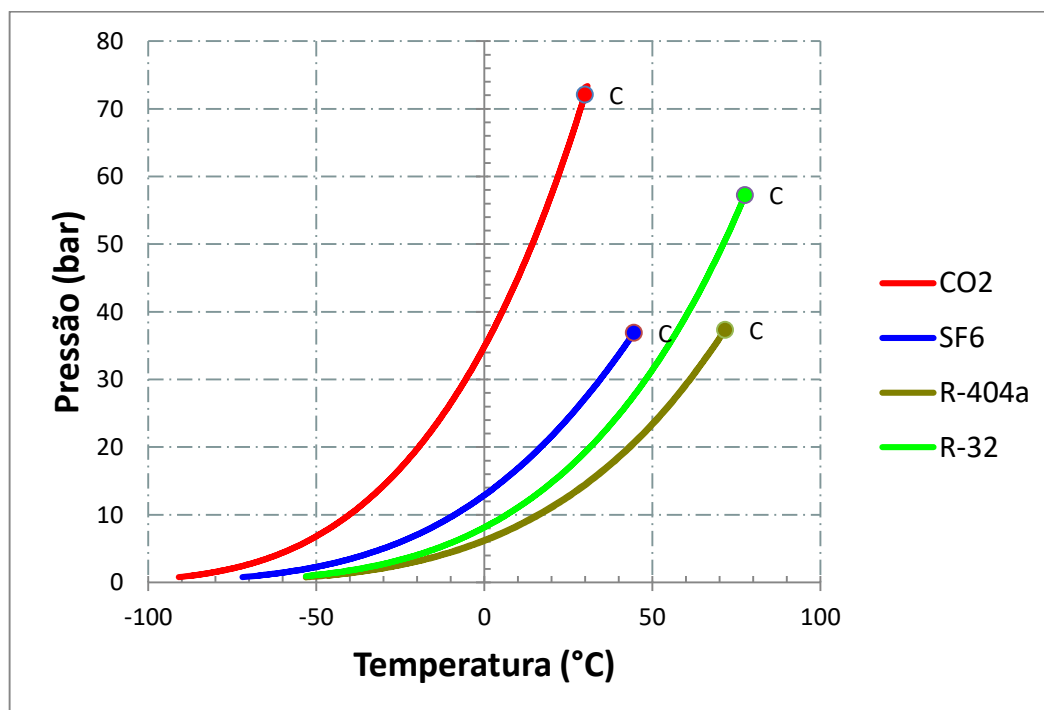


Figura 3.2 – Curva de vaporização dos fluidos analisados.

Com esta análise, nota-se que os fluidos refrigerantes necessitam maiores temperaturas de operação para que eles se encontrem em seu estado gasoso e o

dióxido de carbono necessita altas pressões de operação para se obter massas específicas mais elevadas visando atingir as baixas razões de massa específica que será o foco da pesquisa a ser desenvolvida pelo NUEM futuramente. Portanto, o hexafluoreto de enxofre se torna a melhor opção para ser utilizado como gás de elevada massa específica, visto que assim é possível pressões de operações viáveis experimentalmente.

O hexafluoreto de enxofre é um gás inodoro, incolor, não inflamável, inerte e pouco tóxico. É pouco solúvel em água, mas solúvel em solventes orgânicos apolares. Possui uma molécula orgânica octaédrica, na qual seis átomos de flúor se ligam através de ligações covalentes ao átomo de enxofre, que se encontra no centro da estrutura molecular. Este composto é utilizado como dielétrico de equipamentos eletrônicos, visto que ele é um excelente isolante elétrico, é capaz de extinguir arcos elétricos.

3.1.2 Óleos

Para a escolha do óleo, foram analisadas algumas propriedades gerais dos óleos, como o índice de viscosidade, ponto de fulgor, ponto de fluidez e propriedades termofísicas como massa específica e viscosidade.

O índice de viscosidade (IV) é um parâmetro empírico que indica a variação da viscosidade cinemática de um óleo com a temperatura. Um alto índice de viscosidade representa uma pequena variação da viscosidade cinemática com a variação da temperatura. Os óleos são ainda classificados em 18 graus de viscosidade cinemática segundo a ISO, medidos a 40°C, indo de uma classificação 2 até 1500. Um óleo classificado como ISO 2, por exemplo, possui uma viscosidade cinemática de 2 mm²/s a 40°C.

No tocante às questões de segurança, uma das propriedades físico-químicas para estabelecer o potencial de inflamabilidade de um material combustível é o ponto de fulgor, que por sua vez é definido como a menor temperatura na qual a substância pode formar uma mistura inflamável com o ar.

É importante conhecer também a menor temperatura que um óleo pode ser submetido antes de perder as características fluidas. Para indicar este comportamento

é determinado o ponto de fluidez, que corresponde a menor temperatura que um líquido ainda escoar sob ação da gravidade.

Os óleos podem ser classificados de forma geral em minerais e sintéticos. Um óleo lubrificante mineral é produzido por meio de uma combinação de aditivos e óleos básicos obtidos pelo refino do petróleo. O óleo lubrificante sintético é produzido por meio da manipulação do petróleo e de componentes químicos em laboratórios, passando por vários testes e modificações até se atingir o resultado final esperado.

3.1.2.1 Óleos minerais

Segundo Thomas (2001), o petróleo pode ser classificado levando em conta a estrutura das ligações entre os hidrocarbonetos:

- Aromáticos: possuem anel benzênico (Ex: benzeno, naftaleno, tolueno);
- Naftênico: compostos por hidrocarbonetos que possuem ligações saturadas, porém cíclicas (Ex: cicloalcanos);
- Parafínico: compostos por hidrocarbonetos que possuem ligações saturadas (Ex: alcanos).

Ainda segundo Thomas (2001), a composição aproximada das frações típicas do petróleo para gasóleo leve, gasóleo pesado e lubrificantes é apresentada na Tabela 3.4:

Tabela 3.4 – Frações típicas do petróleo

Fração	Temperatura de ebulição (°C)	Composição aproximada
Gasóleo leve	235-305	C ₁₃ -C ₁₇
Gasóleo pesado	305-400	C ₁₈ -C ₂₅
Lubrificantes	400-510	C ₂₅ -C ₃₈

Fonte: Adaptado de Thomas (2001).

3.1.2.2 Óleos sintéticos

Os óleos sintéticos analisados neste estudo foram:

- Polialfaolefina (PAO)
- Poliéster (POE)
- Polialquilenoglicol (PAG)
- Alquilbenzeno (AB)
- Óleos de silicone

Na Tabela 3.5 são apresentadas algumas propriedades qualitativas e quantitativas referentes aos óleos minerais e sintéticos e na Tabela 3.6 foi avaliado o custo relativo dos óleos considerando como comparação o óleo mineral.

Tabela 3.5 – Propriedades quantitativas e qualitativas dos óleos analisados

Propriedade	Parafínico	Naftênico	Aromático	PAO	POE	PAG	AB	Silicone
Índice de Viscosidade	médio	baixo	médio	alto	médio	alto	alto	alto
Densidade relativa	<0,85	0,85-0,87	>0,87	0,83-0,86	>0,9	>1,0	0,85-0,87	>0,9
Ponto de fluidez	0 a -60°C	0 a -60°C	0 a -60°C	-20 a -60°C	-50 a -80°C	-30 a -50°C	-20 a -60°C	-10 a -110°C
Ponto de fulgor	200 a 300°C	200 a 300°C	200 a 300°C	200 a 350°C	200 a 270°C	200 a 260°C	150 a 200°C	230 a 330°C
Biodegração	lenta	lenta	lenta	variável	rápida	variável	lenta	lento

Tabela 3.6 – Custo relativo dos óleos com relação ao óleo mineral

Lubrificante	Custo relativo
Mineral	1
Polialfaolefina (PAO)	2-5
Poliéster (POE)	2-10
Polialquilenoglicol (PAG)	2-6
Alquilbenzeno (AB)	2-3
Silicones	10-50

Para o objetivo deste estudo, é necessário um óleo de baixa densidade relativa, biodegradação lenta para que este óleo não seja danificado por micro-organismos enquanto estiver parado em tanques quando o circuito não estiver em funcionamento, alto índice de viscosidade afim de não sofrer uma variação brusca de viscosidade com o aumento de temperatura e de baixo custo relativo. Os pontos de fluidez e de fulgor de todos os óleos analisados atenderiam as condições operacionais.

Tendo em vista esta análise termofísica e qualitativa, tem-se que o óleo mineral de base parafínica é o melhor candidato. Pode-se ainda considerar a utilização dos óleos sintéticos polialfaolefina e alquilbenzeno.

Em um primeiro momento, será utilizado um óleo mineral modelo, de composição conforme a Figura 3.3, que foi modelado através do software *Multiflash*™ visando obter propriedades termofísicas similares ao do óleo LUBRAX Hydra XP 32, para também serem realizadas análises prévias do equilíbrio entre a fase gasosa e a fase líquida. Trata-se de um óleo formulado com base parafínica e contém aditivação que proporciona elevada estabilidade à oxidação e proteção antidesgaste. As propriedades termofísicas deste óleo estão disponíveis na Tabela 3.7.

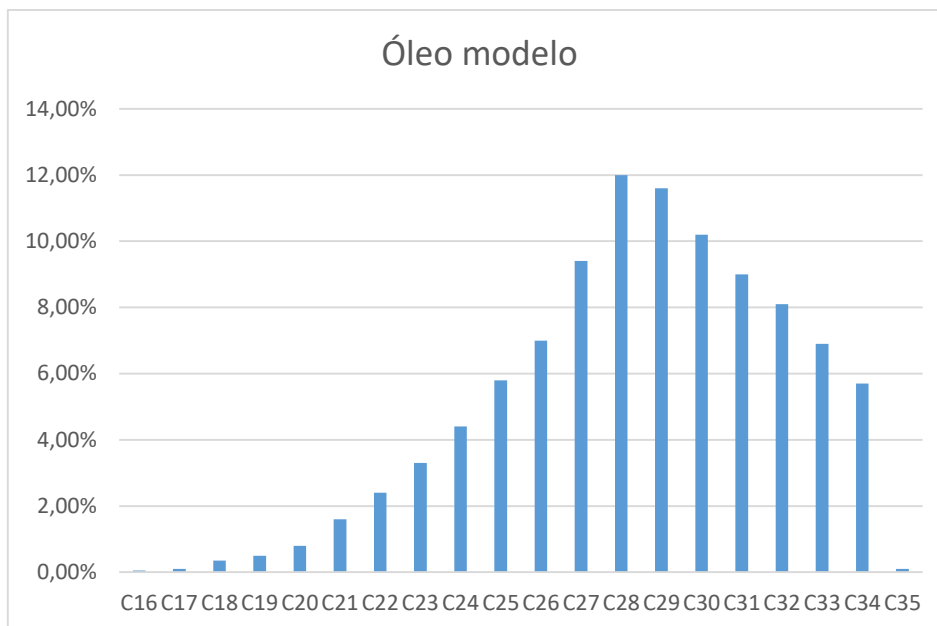


Figura 3.3 – Composição estimada utilizada para o óleo modelo

Tabela 3.7 – Análises típicas do óleo LUBRAX Hydra XP 32

Propriedade	Valor
Densidade a 20/4°C	863 kg/m ³
Ponto de fulgor	232°C
Ponto de fluidez	-21°C
Viscosidade dinâmica a 40°C	25,7 cP
Viscosidade dinâmica a 100°C	6,2 cP

Fonte: Petrobras.

3.2 Escoamento em tubulações

Os efeitos viscosos possuem um efeito importante sobre considerações de energia, pois o atrito dissipa a energia mecânica presente no fluido. A perda de carga em uma tubulação pode ser expressa como a queda de pressão, ΔP , para escoamento completamente desenvolvido através de um tubo horizontal de área constante e depende do diâmetro interno, D , do comprimento, L , da rugosidade, ϵ , da velocidade média do escoamento, V , da massa específica, ρ , e da viscosidade do fluido, μ . Em forma de função:

$$\Delta P = \Delta P(D, L, \varepsilon, V, \rho, \mu) \quad (15)$$

O número de Reynolds, Re , representa um quociente entre as forças de inércia e as forças de viscosidade e pode ser calculado com a equação (16):

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (16)$$

O fator de atrito de Moody é função do número de Reynolds e pode ser calculado pela equação (12), conhecida como equação de Colebrook-White (1939):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (17)$$

A queda de pressão na tubulação devido ao atrito é calculada com a equação (18):

$$\Delta P = f \rho \left(\frac{V^2}{2} \right) \left(\frac{L}{D} \right) \quad (18)$$

As perdas localizadas das válvulas podem ser calculadas através da equação empírica apresentada na equação (19).

$$\Delta P_{válv} = \frac{\rho}{\rho_{água}} \left(\frac{V A 60.000}{14,42 * 40} \right)^2 \quad (19)$$

Uma vez determinada a queda de pressão na tubulação e nas válvulas, pode-se escolher os equipamentos responsáveis por suprir essa perda de carga, como bombas e compressores.

3.3 Queda de pressão bifásica

Calcular a queda de pressão para um escoamento bifásico é um dos principais objetivos que os modelos tentam fornecer, pois é altamente relevante para aplicações práticas na indústria. Diversos modelos já foram e ainda vem sendo desenvolvidos, existindo os chamados modelos *Black-Box* que servem como uma estimativa inicial para o cálculo de queda de pressão, pois estes não levam em conta o padrão de

escoamento. Nas subseções seguintes, são apresentados o modelo de Lockhart-Martinelli (1949), o modelo homogêneo, o modelo de Friedel (1979) e o modelo de Shannak (2008).

3.3.1 Modelo de Lockhart-Martinelli (1949)

O modelo de Lockhart-Martinelli (1949) foi um dos primeiros modelos desenvolvidos para calcular a queda de pressão em um escoamento bifásico em tubulações horizontais. Nele, as fases são consideradas como se estivessem escoando separadamente e são calculados gradientes de pressão, em função das velocidades superficiais do líquido e do gás, que são correlacionados para calcular o gradiente de pressão por atrito para o caso do escoamento bifásico de líquido-gás.

O gradiente superficial da fase líquida e da fase gasosa são apresentadas nas equações (20) e (21), respectivamente:

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_{SL} = \frac{2f_L \rho_L J_L^2}{D} \quad (20)$$

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_{SG} = \frac{2f_G \rho_G J_G^2}{D} \quad (21)$$

Onde f_L e f_G são os fatores de atrito de Fanning e são obtidos pelas equações (22) e (23), respectivamente:

$$f_L = 0,046(Re_{SL})^{-n} \quad (22)$$

$$f_G = 0,046(Re_{SG})^{-n} \quad (23)$$

Onde $n = 1$ para escoamentos laminares e $n = 0,2$ para escoamentos turbulentos, e Re_{SL} e Re_{SG} são os números de Reynolds superficiais, calculados utilizando as velocidades superficiais das fases na equação (16). Lembrando que o fator de atrito de Fanning é diferente do fator de atrito de Moody que é utilizado na equação de Colebrook-White (1939).

O parâmetro de Lockhart-Martinelli é definido como a raiz quadrada da razão do gradiente de pressão superficial do líquido com relação ao gradiente de pressão superficial de gás, definido pela equação (24):

$$X = \sqrt{\frac{\left(\frac{dP}{dL}\right)_{SL}}{\left(\frac{dP}{dL}\right)_{SG}}} \quad (24)$$

O gradiente de pressão bifásico é dado pela equação (25):

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_{L(F)} = \phi_L^2 \left(\frac{dP}{dL}\right)_{SL} \quad (25)$$

onde ϕ_L pode ser calculado pela equação ajustada por Chisholm (1967), onde ele ajustou as curvas de Lockhart-Martinelli providenciando equações tanto para ϕ_L quanto para H_L . Essas equações são dadas abaixo:

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (26)$$

$$H_L = 1 - (1 + X^{0,8})^{-0,378} \quad (27)$$

Onde a constante C é determinada conforme a Tabela 3.8 e X é o parâmetro de Lockhart-Martinelli calculado segundo a equação (24).

Tabela 3.8 – Coeficientes para a correlação de Chisholm (1967)

Fase líquida	Fase gasosa	Coeficiente
Turbulenta	Turbulenta	20
Laminar	Turbulenta	12
Turbulenta	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Fonte: Shoham, 2006.

Embora seja um modelo comumente utilizado em cálculos preliminares quando não se sabe o padrão de escoamento, o modelo de Lockhart-Martinelli não foi utilizado para o desenvolvimento deste trabalho e foi aqui apresentado por ser um modelo clássico *Black-Box*. O motivo de sua não utilização deve-se ao fato dele ser um

modelo conservador que superestima a queda de pressão, sendo relatados erros da ordem de 200% até 400% (JOHANESSEN, 1972) e também devido à incerteza ao se trabalhar com gases de alto peso molecular e altas pressões. Os resultados do cálculo utilizando o modelo de Lockhart-Martinelli são apresentados no apêndice A, juntamente com outros modelos, e nota-se que para esta aplicação o modelo de Lockhart-Martinelli apresenta valores não plausíveis para justificar sua aplicação no presente trabalho.

O modelo de Lockhart-Martinelli (1949) previamente apresentado, foi um dos primeiros modelos desenvolvidos para calcular a queda de pressão em um escoamento bifásico em tubulações horizontais. Nele, as fases são consideradas como se estivessem escoando separadamente e são calculados gradientes de pressão, em função das velocidades superficiais do líquido e do gás, que são correlacionados para calcular o gradiente de pressão por atrito para o caso do escoamento bifásico de líquido-gás. Nele também é levado em consideração que as fases escoam através de tubos lisos, sendo validado apenas para baixas pressões, próximas à da atmosférica.

3.3.2 Modelo homogêneo

O modelo homogêneo é um modelo simples e versátil no qual as fases são combinadas de modo que exista uma única pseudo fase com velocidade e propriedades médias assumindo o não escorregamento entre as fases.

Como neste modelo não há deslizamento entre as fases, é definido um *holdup* de não deslizamento conforme a equação (28), e assim é possível calcular a massa específica da mistura e a viscosidade conforme a equação (29) e a equação (30) respectivamente.

$$\lambda_L = \frac{J_L}{J_L + J_G} \quad (28)$$

$$\rho_M = \rho_L \lambda_L + \rho_G (1 - \lambda_L) \quad (29)$$

$$\mu_M = \mu_L \lambda_L + \mu_G (1 - \lambda_L) \quad (30)$$

Neste modelo é utilizado a equação (16) para determinar o número de Reynolds utilizando as propriedades da mistura, e a velocidade da mistura definida pela equação (4).

O fator de atrito de Fanning é calculado utilizando as equações (22) ou (23), onde o número de Reynolds utilizado é o da mistura.

Por fim o gradiente de pressão é calculado conforme a equação (31):

$$\left(\frac{dP}{dL} \right) = \frac{2}{d} f_f \rho_M J^2 \quad (31)$$

3.3.3 Modelo de Friedel (1979)

O modelo de Friedel (1979) foi elaborado levando em consideração os efeitos do fluxo mássico (G) e alguns outros parâmetros.

O fator de atrito para este modelo é o fator de atrito de Darcy calculado conforme a equação (32) para tubos lisos.

$$f = \left(0,86859 \ln \left[\frac{\text{Re}}{1,964 \ln \text{Re} - 3,8215} \right] \right)^2 \quad (32)$$

Para tubos rugosos é utilizado a equação de Colebrook (1939) apresentada na equação (17). O número de Reynolds é calculado através da equação (32):

$$\text{Re} = \frac{GD}{\mu} \quad (33)$$

onde G é o fluxo mássico da mistura.

O número de Froude, que indica a importância relativa das forças de inércia com relação às forças gravitacionais é dado pela equação (34):

$$Fr = \frac{G^2}{gD\rho_M} \quad (34)$$

onde ρ_M é a massa específica da mistura calculado conforme a equação (29).

O número de Weber, que indica a importância relativa das forças de inércia com relação à tensão superficial é calculado com a equação (35):

$$We = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_M} \quad (35)$$

onde σ é a tensão superficial.

São ainda calculados três parâmetros E, F e H definido conforme as equações a seguir.

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_G}{\rho_G f_L} \quad (36)$$

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \quad (37)$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0,7} \quad (38)$$

onde f_G e f_L são os fatores de atrito de Darcy individuais das fases, e x é o título de vapor definido como a razão da vazão mássica de gás pela vazão mássica total e é apresentado na equação (39):

$$x = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_G + \dot{m}_L} \quad (39)$$

Assim calcula-se o fator multiplicador bifásico de fricção conforme a equação (40):

$$\Phi^2 = E + \frac{3,24FH}{Fr^{0,045} We^{0,035}} \quad (40)$$

Por fim calcula-se o gradiente de pressão bifásico segundo a equação (41).

$$S_{mf} = \Phi^2 S_l \quad (41)$$

onde S_l é calculado pela equação (42).

$$S_l = \frac{f_L G^2}{2D\rho_L} \quad (42)$$

3.3.4 Modelo de Shannak (2008)

Shannak (2008) investigou experimentalmente o efeito da rugosidade relativa e desenvolveu um novo modelo para a queda de pressão por atrito, comparando também com diversos outros modelos existentes na literatura, obtendo menor desvio padrão e variação média em relação a todos os comparados. Experimentalmente este modelo foi testado e validado para pressões de até 14 bar.

Neste modelo são considerados alguns parâmetros que não estão presentes em outros modelos, tais como o título de vapor (x), e a rugosidade relativa ($\frac{\varepsilon}{D}$), notando que ambos possuem um efeito considerável na predição da queda de pressão para um escoamento bifásico.

A massa específica da mistura é calculada conforme a equação (43):

$$\frac{1}{\rho_{TP}} = \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \quad (43)$$

onde, ρ_G e ρ_L são as massas específicas da fase gasosa e da fase líquida, respectivamente.

O número de Reynolds bifásico é calculado pela equação (44):

$$Re_{TP} = \frac{G_{TP} D \left(x^2 + (1-x)^2 \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)}{\mu_G x + \mu_L (1-x) \frac{\rho_G}{\rho_L}} \quad (44)$$

onde G_{TP} é a vazão mássica por unidade de área da mistura, D é o diâmetro da tubulação, μ_G e μ_L são as viscosidades dinâmicas da fase gasosa e líquida respectivamente.

O fator de atrito bifásico é então correlacionado em termos do número de Reynolds bifásico conforme a equação (45) proposta por Shannak (2008):

$$\frac{1}{\sqrt{f_{TP}}} = -2 \log \left[\frac{1}{3,7065} \frac{\varepsilon}{D} - \frac{5,0452}{\text{Re}_{TP}} \log \left(\frac{1}{1,2857} \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{1,1098} + \frac{5,8506}{\text{Re}_{TP}^{0,8981}} \right) \right] \quad (45)$$

Por fim, calcula-se a queda de pressão bifásica como apresentada na equação (46):

$$\Delta P = \frac{f_{TP}}{D} \frac{\rho L}{2} \quad (46)$$

3.4 Máquinas volumétricas

Nesta seção, é apresentado o funcionamento das máquinas volumétricas que serão utilizadas para a compressão dos fluidos no circuito experimental.

Em máquinas volumétricas, a transferência de energia é feita por variações de volume que ocorrem devido ao movimento da fronteira na qual o fluido está confinado. Estas máquinas podem ser rotativas como as bombas de deslocamento positivo e compressores parafusos, ou também alternativas como compressores com pistões.

As vantagens da utilização de máquinas volumétricas sobre as máquinas de fluxo incluem a possibilidade de trabalhar em altas pressões e baixas vazões e trabalhar com fluidos de viscosidade elevada.

3.4.1 Compressor alternativo

Nos processos de compressão, há um aumento de pressão em um fluido em escoamento. Compressores, bombas, ventiladores e sopradores são alguns dos equipamentos projetados para esse objetivo, sendo eles essenciais para o transporte de fluidos, para fluidização de sólidos particulados e para a elevação da pressão em fluidos até o valor apropriado para reações ou processamentos (SMITH et al., 2007).

A eficiência isentrópica do compressor é definida como a razão entre a diferença de entalpia do processo isentrópico com a diferença de entalpia do processo real, apresentado na equação (47). E a potência de compressores é o produto da vazão mássica pela diferença de entalpia do processo real, conforme a equação (48).

$$\eta = \frac{(\Delta h)_s}{\Delta h} \quad (47)$$

$$\dot{W} = \dot{m}(\Delta h) \quad (48)$$

Segundo Smith et al (2007), as eficiências isentrópicas de compressores estão normalmente na faixa de 70% a 80%. A pressão que o compressor deve fornecer ao fluido deverá suprir as perdas de carga das tubulações e dos diversos equipamentos que estiverem presentes no sistema e para o circuito experimental que está sendo desenvolvido será apresentado no capítulo 5.

3.4.2 Bomba de engrenagens

Enquanto nos processos de compressão de gases são utilizados compressores, para o transporte e compressão de líquidos é comum a utilização de bombas. Existem diversos tipos de bombas que podem realizar esta operação, sendo elas divididas em bombas centrífugas e bombas de deslocamento positivo. Bombas centrífugas transportam um volume que depende da pressão de descarga, sendo classificadas como máquinas de fluxo, enquanto as bombas de deslocamento positivo transportam um volume fixo a cada rotação de seu eixo, e são máquinas volumétricas.

As bombas de engrenagens são bombas de deslocamento positivo que são comumente utilizadas para o transporte de fluidos viscosos, como óleo hidráulico, por exemplo. Na Figura 3.4 é mostrado um esquema da bomba de engrenagens. No lado da entrada, o constante desengrenamento dos dentes gera uma descompressão na câmara de sucção, fazendo com o fluido seja succionado e conduzido pelo espaço existente entre os dentes e a carcaça para o lado da descarga, onde o engrenamento constante expulsa os fluidos dos vãos.



Figura 3.4 – Esquema da bomba de engrenagens.

A eficiência isentrópica e a potência de bombas também são determinadas conforme as equações (47) e (48), respectivamente, e as perdas de carga que a bomba deverá suprir serão apresentadas no capítulo 5.

3.5 Trocadores de calor

O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida é realizado por equipamentos conhecidos como trocadores de calor, possuindo aplicações no aquecimento de ambientes, condicionamento de ar, refrigeração, processamento químico e produção de potência (INCROPERA et al., 2007).

A quantidade de calor que deve ser fornecida a um fluido pode ser calculada de dois modos, conforme as equações (49) e (50).

$$\dot{Q} = \dot{m}(\Delta h) \quad (49)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad (50)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, Δh a variação da entalpia específica C_p é o calor específico a pressão constante e ΔT a variação da temperatura.

Fluidos como água, amônia, refrigerantes e o hexafluoreto de enxofre, por exemplo, possuem bibliotecas que disponibilizam essas propriedades termodinâmicas, podendo assim aplicar a equação (49) nesses casos.

Óleos por sua vez geralmente não possuem propriedades como entalpia específica, calor específico, por exemplo, disponibilizadas em tabelas e bibliotecas de fluidos, sendo assim necessário utilizar correlações para estimar essas propriedades. Uma dessas correlações foi proposta por Mermond et al. (1999) para estimar o calor específico de óleos lubrificantes e é apresentada na equação (51):

$$C_{P,L} = 4,186 \left[\frac{0,388 + 0,00045(1,8 T + 32)}{\sqrt{sg}} \right] \quad (51)$$

onde T é temperatura em °C de aplicação e sg é a densidade relativa do óleo modelo utilizado com relação à massa específica da água a 15,6°C que é 999 kg/m³.

Uma vez estimado o calor específico do óleo é possível utilizar a equação (50) e calcular a quantidade de calor que deverá ser fornecida para aquecê-lo ou resfriá-lo.

4 DIMENSIONAMENTO DO CIRCUITO EXPERIMENTAL

Neste capítulo, será detalhado o projeto conceitual do circuito experimental, as condições limites de operação e o detalhamento do dimensionamento do circuito experimental. Esse detalhamento consiste no dimensionamento dos equipamentos-chave para os seus funcionamentos.

4.1 Materiais e métodos

Os cálculos do dimensionamento do circuito experimental foram realizados utilizando o *software Engineering Equation Solver (EES)*, um *software* comercial que possui as sub-rotinas que calculam as propriedades dos fluidos utilizados.

No programa computacional EES são inseridas as equações e variáveis, que foram resolvidas com auxílio da tabela paramétrica, que consiste em fixar parâmetros como as velocidades superficiais das fases, a temperatura ou a fração mássica de gás. Com isso, é possível determinar as variáveis para projetar o sistema, como a queda de pressão para o escoamento bifásico na seção de teste e para o escoamento nas linhas de gás e de óleo, para assim selecionar o compressor e a bomba a serem utilizadas. Foram também calculadas as temperaturas decorrentes do processo de compressão para especificar as cargas térmicas necessárias e vazões necessárias para os trocadores de calor, inserindo também outros componentes do circuito com suas respectivas perdas de carga associadas.

O SF₆ foi utilizado como o gás de elevada massa específica enquanto que um óleo modelo de propriedades similares ao óleo adquirido foi utilizado, estas propriedades consistem da massa específica de 860 kg/m³ e viscosidade dinâmica de 0,05 Pa, um valor acima da viscosidade do LUBRAX Hydra XP 32, porém que irá superestimar a perda de carga dos equipamentos, o que possibilitará a operação a temperaturas mais baixas, onde a viscosidade desse óleo será maior, porém inferior a 0,05 Pa.

4.2 Condições operacionais

A bancada experimental teve como parâmetros limitantes de entrada condições para estabelecer que o fluido de elevada massa específica utilizado permanecesse gasoso durante todo o seu funcionamento. Portanto, como o gás que será utilizado será o SF₆, a pressão e a temperatura de funcionamento do sistema foram limitadas para não atingir o estado supercrítico, nem ultrapassar a região de líquido-vapor do SF₆. Para esta finalidade, foi determinada a pressão máxima de trabalho da seção de testes como 35 bar e a temperatura como 45°C.

Outra condição limitante diz respeito às velocidades superficiais do líquido e do gás. Tendo em vista poder alcançar e mapear os diferentes padrões de escoamento na seção de testes, foi utilizado o modelo de Taitel e Dukler (1976) inserindo as propriedades do par de fluidos a serem utilizados. Com base no mapa de fluxo obtido apresentado na Figura 4.1, foram determinadas as velocidades superficiais máximas de operação para o circuito experimental. Vale ressaltar que, embora utilizando este modelo, não há como precisar sua validade para a utilização com gases de elevada massa específica e elevadas pressões. Assim, foram estimadas as máximas velocidades superficiais de líquido e de gás, em 5 m/s e 2 m/s respectivamente.

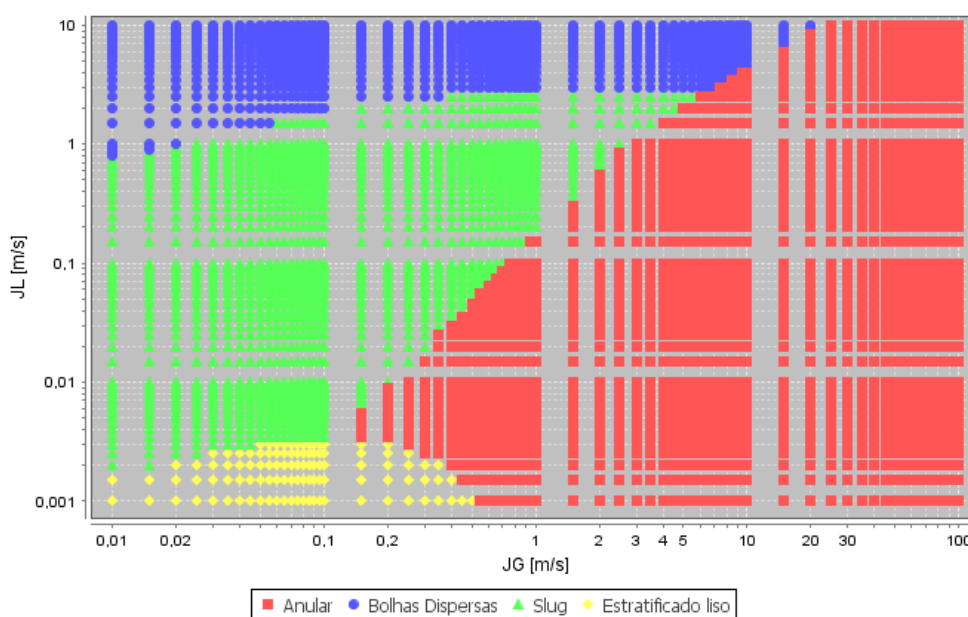


Figura 4.1 – Mapa de fluxo utilizando o modelo de Taitel e Dukler (1976) para o par de fluidos SF₆-Óleo mineral modelo.

É importante lembrar ainda que o propósito futuro de funcionamento do circuito tem como objetivo principal investigar o efeito das razões de massas específicas quando tendem a baixos valores, portanto tal razão também foi monitorada afim de que o circuito possa obter as razões desejadas, visto que os estudos atuais trabalham com razões de massa específica na faixa de 700-800. As razões de massa específica que poderão ser obtidas no circuito experimental variam conforme a pressão de operação do circuito experimental e encontram-se na faixa de 2,2 até 152,6.

4.3 Projeto conceitual

O circuito é dividido em três seções: a seção de testes onde a mistura bifásica pressurizada irá ser analisada, a linha de gás e a linha de óleo. O desenho esquemático do circuito é apresentado na Figura 4.2.

Na seção de testes, a tubulação será projetada com isolamento térmico para que o escoamento permaneça isotérmico durante a análise, possuindo uma janela localizada para visualização do escoamento. Após sair da seção de testes, o óleo e o gás serão separados em um separador gás-óleo, com separação basicamente mecânica, por exemplo um separador ciclônico.

Na Figura 4.2 é mostrado que o escoamento de gás, após sair do separador, passará por um filtro, com a finalidade de remover a pequena porcentagem de óleo solubilizado no gás para que este não danifique o compressor. Seguindo para um vaso de pressão que tem como função estabilizar o volume de gás na rede, evitando oscilações e pulsações elevadas. O gás é admitido no compressor e após o processo de compressão, passará por um trocador de calor com resfriamento a água para que ele retorne a seu estado inicial de temperatura e possa ser transportado novamente para a seção de testes na temperatura desejada (fixada) para a realização dos experimentos.

Após o trocador de calor, há outro vaso de pressão instalado para evitar eventuais oscilações na vazão. Posteriormente, o gás segue para o medidor Coriolis onde serão realizadas as medidas da vazão mássica, da massa específica do fluido e

da temperatura. Por fim, o gás escoar na direção do misturador, entrando na seção de teste com as mesmas condições de pressão e temperatura do óleo.

Também na Figura 4.2, observa-se que o óleo, após sair do separador, passa por um reservatório. Posteriormente o óleo segue para a bomba onde a pressão será elevada para suprir as perdas de pressão da seção de testes, as perdas de pressão dos equipamentos e perdas por atrito na tubulação de óleo. Novamente, como na linha de gás, um trocador de calor faz-se necessário para controlar a temperatura do óleo, utilizando água como fluido de resfriamento.

Após o ajuste da temperatura, o óleo segue para o Coriolis onde as medidas da vazão mássica, massa específica do fluido e temperatura são realizadas. Por fim, o óleo escoar na direção do misturador, entrando na seção de testes com as mesmas condições de pressão e temperatura do gás.

Observa-se ainda na Figura 4.2, que na seção de óleo foi introduzido um *by-pass* contendo um filtro, com o intuito de eliminar impurezas que possam se acumular com o tempo no trocador de calor. As válvulas inseridas no circuito possuem a função de auxiliar na manutenção e detecção de vazamentos, prática comum em circuitos pressurizados.

Na mesma Figura 4.2, pode ser observado que antes da entrada no misturador também foi inserido outro *by-pass* tanto na linha de gás quanto na de óleo, ambos com a finalidade de impedir o refluxo dos fluidos, que pode ocorrer nas condições onde existe uma grande diferença de vazão mássica entre os fluidos.

Nota-se que após o processo de compressão tanto na linha de gás quanto na linha de óleo será instalado uma válvula de alívio com a finalidade de aliviar o excesso de pressão caso este valor ultrapasse a pressão de projeto do trocador de calor. Foram também inseridas diversas conexões com engates rápidos para utilização de uma bomba de vácuo para limpeza, manutenção e preparo da bancada.

Na Tabela 4.1 são apresentados os parâmetros definidos para a execução do projeto:

Tabela 4.1 – Parâmetros definidos para a execução do projeto

Parâmetro	Valor
Comprimento da seção de testes L_{ST}	30 m
Diâmetro da seção de testes D_{ST}	0,0254 m
Comprimento da tubulação de gás L_{TG}	60 m
Diâmetro da tubulação de gás D_{TG}	0,0254 m
Comprimento da tubulação de óleo L_{TL}	40 m
Diâmetro da tubulação de óleo D_{TL}	0,0254 m

4.4 Seção de testes

A queda de pressão bifásica na seção de testes foi calculada conforme o modelo de Shannak (2008) descrito na seção 3.3, sendo este modelo comparado com os seguintes modelos:

- Lockhart e Martinelli (1949);
- Modelo homogêneo;
- Friedel (1979);

O modelo de Shannak (2008) foi então escolhido devido a sua validade para pressões moderadas da ordem de 14 bar e por apresentar valores de queda de pressão bifásica da mesma ordem ou superiores aos demais modelos comparados.

A queda de pressão bifásica para a condição de maiores velocidades superficiais de gás e de líquido, onde é encontrada a maior queda de pressão é apresentada na Tabela 4.2, onde o subíndice ST refere-se à seção de testes.

Tabela 4.2 – Pressão de operação, pressão de saída e queda de pressão associada ao escoamento bifásico na tubulação de testes para o caso crítico, para um óleo de 0,05 Pa-s, temperatura de 45°C, $J_L=5$ m/s e $J_G=2$ m/s.

P entrada ST (bar)	P saída ST (bar)	ΔP (bar)
35,0	25,2	9,8
34,0	24,3	9,7
33,0	23,4	9,6
32,0	22,5	9,5
31,0	21,5	9,5
30,0	20,6	9,4
29,0	19,6	9,4
28,0	18,7	9,3
27,0	17,7	9,3
26,0	16,8	9,2
25,0	15,8	9,2
24,0	14,9	9,1
23,0	13,9	9,1
22,0	12,9	9,1
21,0	12,0	9,0
20,0	11,0	9,0
19,0	10,0	9,0
18,0	9,1	8,9
17,0	8,1	8,9
16,0	7,1	8,9
15,0	6,2	8,9
14,0	5,2	8,8
13,0	4,2	8,8
12,0	3,2	8,8
11,0	2,3	8,7

Embora na Tabela 4.2 sejam apresentados os valores da queda de pressão bifásica para a operação no caso máximo de operação, operando de 35 até 11 bar neste caso, o circuito funcionará para pressões mais baixas porém sendo necessário reduzir as vazões de gás e de líquido.

4.5 Linha de gás

Após o separador, o hexafluoreto de enxofre gasoso segue para a linha na qual ele será comprimido e resfriado para ser reinserido na tubulação de testes nas mesmas condições do óleo.

Na Tabela 4.3, são apresentadas as correlações ou valores utilizados para calcular a queda de pressão na linha de gás. No presente momento, ainda não é possível estimar a perda de carga de alguns equipamentos, como o filtro, o misturador, o separador e os reservatórios. Porém, com exceção do filtro, é sabido que os demais equipamentos não possuirão perdas de carga significativas para o sistema. Outros equipamentos, como o medidor Coriolis e o trocador de calor de gás, foram disponibilizados em contato com os fabricantes, Yokogawa e SWEP, respectivamente. Já as correlações para as válvulas, foram obtidas com a utilização de catálogos do fabricante Swagelok.

Tabela 4.3 – Correlações ou valores utilizados para calcular a queda de pressão na linha gás

Equipamento	Correlação ou valores utilizados para queda de pressão
Coriolis de gás	$\Delta P_{coriolis} = 0,7195\dot{m}_G + 0,0905\dot{m}_G - 0,049$
Filtro	$\Delta P_{filtro} = 0$
Misturador	$\Delta P_{misturador} = 0$
Separador	$\Delta P_{separador} = 0$
Reservatório	$\Delta P_{reservatório} = 0$
Trocador de calor de gás	$\Delta P_{troc\ gás} = 0,556\ bar$
Tubulações de gás	$\Delta P_{TG} = \frac{f_G \rho_G V_G^2 L_{TG}}{2D}$
Válvulas de gás	$\Delta P_{válv} = \frac{\rho_G}{\rho_{água}} \left(\frac{V_G A_G 60.000}{14,42 * 40} \right)^2$

4.5.1 Tubulações de gás

A queda de pressão nas tubulações de gás foi calculada conforme a seção 3.2, onde os resultados obtidos estão dispostos na Tabela 4.4 para algumas pressões de operação da seção de testes, na máxima condição de operação onde $J_L=5$ m/s e $J_G=2$ m/s, para temperatura de 45°C.

Tabela 4.4 – Perda de carga na tubulação de gás para a máxima condição de operação

P_{ST} (bar)	ΔP_{tub gás} (bar)
35	1,27
30	0,72
25	0,56
20	0,51
15	0,61

Nota-se na Tabela 4.4 que conforme a pressão de operação na seção de testes varia, a queda de pressão na tubulação da linha de gás irá variar devido a compressibilidade do gás.

4.5.2 Compressor

Com a queda de pressão bifásica da seção de testes apresentada na Tabela 4.2 e as correlações para as tubulações e os equipamentos instalados na linha de gás da Tabela 4.3, foi obtido o diferencial de pressão que o compressor precisa fornecer para suprir as perdas, calculado com a equação (52).

$$\Delta P_{compressor} = \Delta P_{ST} + \Delta P_{TG} + \Delta P_{troc\ gás} + \Delta P_{válv} + \Delta P_{coriolis\ gás} + k_G \Delta P_{válv\ contr} \quad (52)$$

onde k_G é a quantidade de válvulas inseridas na linhas de gás entre os pontos 4 e 17 da Figura 4.2, sendo utilizadas neste caso 7 válvulas.

A eficiência isentrópica do compressor utilizada foi de 70%, sendo assim possível determinar o estado termodinâmico do gás após a saída do compressor, obtendo assim o aumento de temperatura devido ao processo de compressão.

Na Tabela 4.5, são apresentados os diferenciais de pressão, bem como as respectivas pressões de admissão e de descarga, temperatura de descarga, razões de compressão e vazões mássicas para cada pressão de operação do circuito com velocidades superficiais de líquido e de gás de $J_L=5$ m/s e $J_G=2$ m/s, respectivamente, com a temperatura de operação da seção de testes a 45°C.

Tabela 4.5 – Parâmetros de operação do compressor para operação da seção de testes a temperatura de 45°C, $J_L=5$ m/s e $J_G=2$ m/s

P_{entrada} ST (bar)	P admissão (bar)	P descarga (bar)	T descarga (°C)	RP	ΔP compressor (bar)	Vazão mássica (kg/s)
35	23,4	36,3	68,0	1,6	12,9	0,39
34	22,5	35,3	68,2	1,6	12,7	0,36
33	21,6	34,2	68,6	1,6	12,6	0,33
32	20,7	33,2	69,0	1,6	12,5	0,30
31	19,8	32,2	69,5	1,6	12,4	0,28
30	18,8	31,1	70,1	1,7	12,3	0,27
29	17,9	30,1	70,8	1,7	12,2	0,25
28	16,9	29,1	71,5	1,7	12,1	0,23
27	16,0	28,1	72,4	1,8	12,1	0,22
26	15,0	27,0	73,4	1,8	12,0	0,21
25	14,1	26,0	74,5	1,9	12,0	0,19
24	13,1	25,0	75,7	1,9	11,9	0,18
23	12,2	24,0	77,1	2,0	11,9	0,17
22	11,2	23,0	78,7	2,1	11,8	0,16
21	10,2	22,0	80,6	2,2	11,8	0,15
20	9,3	21,0	82,8	2,3	11,7	0,14
19	8,3	20,0	85,4	2,4	11,7	0,13
18	7,3	18,9	88,4	2,6	11,6	0,12

P _{entrada} ST (bar)	P admissão (bar)	P descarga (bar)	T descarga (°C)	RP	ΔP compressor (bar)	Vazão mássica (kg/s)
17	6,3	17,9	92,1	2,8	11,6	0,12
16	5,4	16,9	96,8	3,2	11,6	0,11
15	4,4	15,9	102,7	3,6	11,5	0,10
14	3,4	14,9	110,6	4,4	11,5	0,09
13	2,5	13,9	122,0	5,7	11,4	0,08
12	1,5	12,9	140,8	8,7	11,4	0,08
11	0,5	11,9	185,2	23,7	11,4	0,07

4.5.3 Trocador de calor de gás

Devido ao aumento de temperatura decorrente do processo de compressão, o gás será resfriado por um trocador de calor que deverá mantê-lo em seu estado de vapor supersaturado. Será utilizado um trocador de calor de placas paralelas e na Tabela 4.6 são apresentados os valores dos parâmetros de operação para velocidades superficiais de líquido e de gás de $J_L=5$ m/s e $J_G=2$ m/s, respectivamente, com a temperatura de operação da seção de testes a 45°C.

Tabela 4.6 – Parâmetros de operação do trocador de calor de gás para operação da seção de testes a temperatura de 45°C, $J_L=5$ m/s e $J_G=2$ m/s

P _{entrada} ST (bar)	Vazão mássica (kg/s)	ΔT resfriamento (°C)	Q _{trocador} gás (kW)
35	0,39	23,0	11,7
34	0,36	23,2	9,8
33	0,33	23,6	8,6
32	0,30	24,0	7,8
31	0,28	24,5	7,1
30	0,27	25,1	6,6
29	0,25	25,8	6,1
28	0,23	26,5	5,8
27	0,22	27,4	5,5
26	0,21	28,4	5,2
25	0,19	29,5	5,0

P _{entrada} ST (bar)	Vazão mássica (kg/s)	ΔT resfriamento (°C)	Q _{trocador} gás (kW)
24	0,18	30,7	4,8
23	0,17	32,1	4,7
22	0,16	33,7	4,5
21	0,15	35,6	4,4
20	0,14	37,8	4,4
19	0,13	40,4	4,3
18	0,12	43,4	4,3
17	0,12	47,1	4,3
16	0,11	51,8	4,4
15	0,10	57,7	4,5
14	0,09	65,6	4,7
13	0,08	77,0	5,1
12	0,08	95,8	5,8
11	0,07	140,2	7,8

4.6 Linha de óleo

O óleo mineral, após passar pelo separador, será bombeado e será resfriado na linha de gás para poder ser reinserido na seção de testes com as mesmas condições do SF₆ gasoso.

Na Tabela 4.7, são apresentadas as correlações ou valores utilizados para calcular a queda de pressão na linha de óleo. Assim como na linha de gás, para os mesmos equipamentos (o misturador, os reservatórios e o separador), ainda não foi possível estimar a perda de carga. Para o medidor Coriolis, foram obtidas curvas de perda de carga gerando uma equação em função da vazão mássica. Para as válvulas utilizadas na linha de óleo, foram utilizadas as informações do catálogo do fabricante Swagelok. Para o trocador de calor de óleo, foi estimada uma queda de pressão de 25% do valor da tubulação de líquido.

Tabela 4.7 – Correlações ou valores utilizados para calcular a queda de pressão na linha de óleo

Equipamento	Correlação ou valor utilizado para queda de pressão
Coriolis de óleo	$\Delta P_{coriolis} = 0,056\dot{m}_L + 0,1685\dot{m}_L - 0,146$
Misturador	$\Delta P_{misturador} = 0$
Reservatório	$\Delta P_{reservatório} = 0$
Separador	$\Delta P_{separador} = 0$
Trocador de calor de óleo	$\Delta P_{troc\ óleo} = 0,25\Delta P_{TL}$
Tubulações de óleo	$\Delta P_{TL} = \frac{f_L V_L^2 L_{TL}}{2D_{TL}}$
Válvulas de óleo	$\Delta P_{vâlv} = \frac{\rho_L}{\rho_{\text{água}}} \left(\frac{V_L A_{TL} 60.000}{14,42 * 40} \right)^2$

4.6.1 Tubulações de óleo

A queda de pressão nas tubulações de óleo foram calculadas conforme a seção 3.2, de maneira similar às tubulações de gás e os resultados obtidos estão dispostos na Tabela 4.8 para algumas pressões de operação da seção de testes, na máxima condição de operação onde $J_L=5$ m/s e $J_G=2$ m/s, para temperatura de 45°C.

Tabela 4.8 – Perda de carga na tubulação de óleo para a máxima condição de operação.

P_{ST} (bar)	ΔP_{tub óleo} (bar)
35	8,22
30	8,22
25	8,22
20	8,22
15	8,22

Nota-se na Tabela 4.8 que como a fase líquida pode ser modelada como um fluido incompressível, a máxima perda de carga na tubulação não irá variar com a pressão, pois não haverá variação de sua massa específica. Comparativamente à

tubulação de gás, a tubulação de líquido possui quedas de pressão consideravelmente superiores, visto que a fase líquida irá escoar com velocidades superiores e por tratar-se de um fluido mais viscoso.

4.6.2 Bomba

Para escolher a bomba adequada ao circuito experimental, foram levantadas as curvas do sistema para as condições máximas e mínimas de operação.

Assim como para o compressor, utilizando os valores calculados da queda de pressão bifásica na seção de testes da Tabela 4.2 e utilizando as correlações e valores apresentados na Tabela 4.7 foi obtido o diferencial de pressão do sistema, calculado segundo a equação (53).

$$\Delta P_{bomba} = \Delta P_{ST} + \Delta P_{TL} + k_L \Delta P_{válv} + \Delta P_{troc\ óleo} + \Delta P_{coriolis\ óleo} \quad (53)$$

onde k_L é a quantidade de válvulas inseridas na linhas de óleo entre os pontos 21 e 30 da Figura 4.2, sendo utilizadas neste caso 5 válvulas.

Ao variar as velocidades superficiais de líquido, foram levantadas as curvas do sistema apresentadas na Figura 4.3 para a velocidade superficial máxima de gás (2 m/s) e para a mínima que seria equivalente a um escoamento monofásico de óleo.

Em posse das curvas do sistema, foi determinado o ponto máximo de operação do sistema para entrar em contato com os fornecedores de bombas de engrenagem. Este ponto máximo de operação ocorre em uma vazão de óleo de 9,12 m³/h dando um diferencial de pressão a ser suprido de 22 bar.

Outro parâmetro importante para a escolha da bomba foi a máxima pressão de sucção que será de 35 bar, visto que aliviar a pressão para a sucção da bomba poderá ocasionar em um desprendimento do gás solubilizado no óleo, podendo danificar a bomba. A pressão máxima de descarga da bomba determinada foi de 60 bar. Estas condições são apresentadas na Tabela 4.9 e foram repassadas para fabricantes que buscaram uma solução que atendesse esta aplicação.

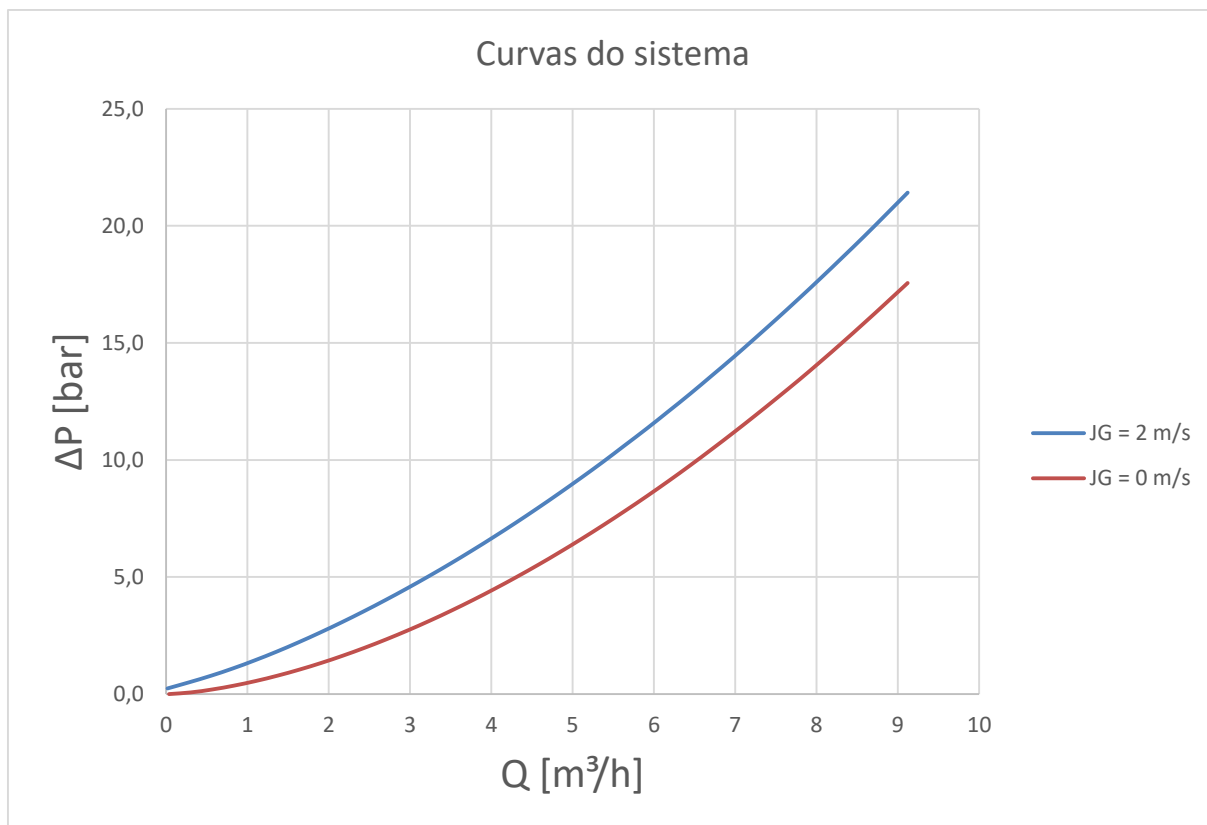


Figura 4.3 – Curvas do sistema para operação da seção de testes em T=45°C

Tabela 4.9 – Condições de operação da bomba

Condição	Valor
Fluido	Óleo mineral de base parafínica
Massa específica	860 kg/m ³
Viscosidade	50 cP
Faixa de temperatura	20 a 50°C
Máxima pressão de sucção	35 bar
Máxima pressão de descarga	60 bar
Ponto máximo de operação	9,12 m ³ /h com ΔP=22 bar
Contaminantes	Algumas partes por milhão de SF ₆

4.6.3 Trocador de calor de óleo

Assim como ocorre no processo de compressão do gás, há um aumento de temperatura decorrente do bombeamento, ainda que em fluidos no estado líquido esse aumento seja consideravelmente menor.

Utilizando o óleo modelado no *software Multiflash*TM, foi calculado o aumento de temperatura decorrente do processo de bombeamento. Tendo como resultado máximo um aumento de temperatura $\Delta T \cong 1,4$ °C, para uma eficiência isentrópica da bomba de 50%. Outra propriedade termofísica obtida para o óleo neste software foi o calor específico com um valor de 2,13 kJ/kg-K, enquanto que utilizando a correlação da equação (18) foi obtido 1,98 kJ/kg-K, apresentando erro relativo de 7% optando assim por utilizar o calor específico de maior valor.

Na Tabela 4.10, são apresentados os dados para o trocador de calor de óleo para a temperatura de entrada e de saída de 47°C e 45°C, respectivamente, com o líquido escoando com velocidade de 5 m/s.

Tabela 4.10 – Dados do trocador de calor de óleo para $T_{\text{entrada}} = 47^\circ\text{C}$ e $T_{\text{saída}} = 45^\circ\text{C}$ e $V_L = 5$ m/s.

Vazão mássica (kg/s)	Calor específico (kJ/kg-K)	ΔT (°C)	$Q_{\text{trocador óleo}}$ (kW)
2,18	2,13	2,0	9,3

Nota-se que, como o óleo mineral modelo utilizado é considerado um fluido incompressível, uma hipótese comumente adotada para líquidos, a diferença de temperatura foi estipulada pelo projeto com base no cálculo realizado para o óleo modelo no *Multiflash*TM, então para toda a faixa de pressões de trabalho desta condição a carga térmica necessária para resfriar o óleo será igual. Esta carga térmica irá variar quando as velocidades de escoamento de óleo variarem havendo também uma variação menor devido a temperatura que afeta levemente a correlação da estimativa do calor específico do óleo.

4.7 Análise da mistura bifásica de SF₆ e o óleo modelo

Nesta seção, será apresentada a análise da mistura bifásica de SF₆ e óleo modelo conforme a composição da Tabela 2.2 para do estudo de Khaledi et al. (2014)

Nos trabalhos descritos na seção 2.3, não foram realizados estudos a respeito do equilíbrio de fases do SF₆ com os óleos utilizados e na literatura esses estudos são inexistentes, pois as aplicações que envolvem SF₆ e óleos até o momento não necessitaram este tipo de análise.

Utilizando o software *Multiflash*TM, foi modelado um óleo com propriedades termofísicas similares e composição química similar às apresentadas na Tabela 2.2 Com isso foram simulados no *Multiflash*TM, pontos experimentais onde foi verificada a ocorrência de escoamento bifásico de líquido-gás, verificando onde se encontravam os pontos de equilíbrio entre a fase gasosa de SF₆ e a fase líquida de óleo. Na Tabela 4.9, são apresentados os pontos experimentais do estudo de Khaledi et al. (2014) utilizados para esta análise.

Tabela 4.11 – Pontos experimentais do estudo de Khaledi et al. (2014) utilizados para a análise de equilíbrio bifásico

Ponto	J _L (m/s)	J _G (m/s)	Fração mássica de SF ₆	Padrão observado
a	2,0	0,03	0,095%	Bolhas dispersas
b	0,7	0,85	7,1%	Golfadas
c	0,1	1,2	43,1%	Estratificado ondulado

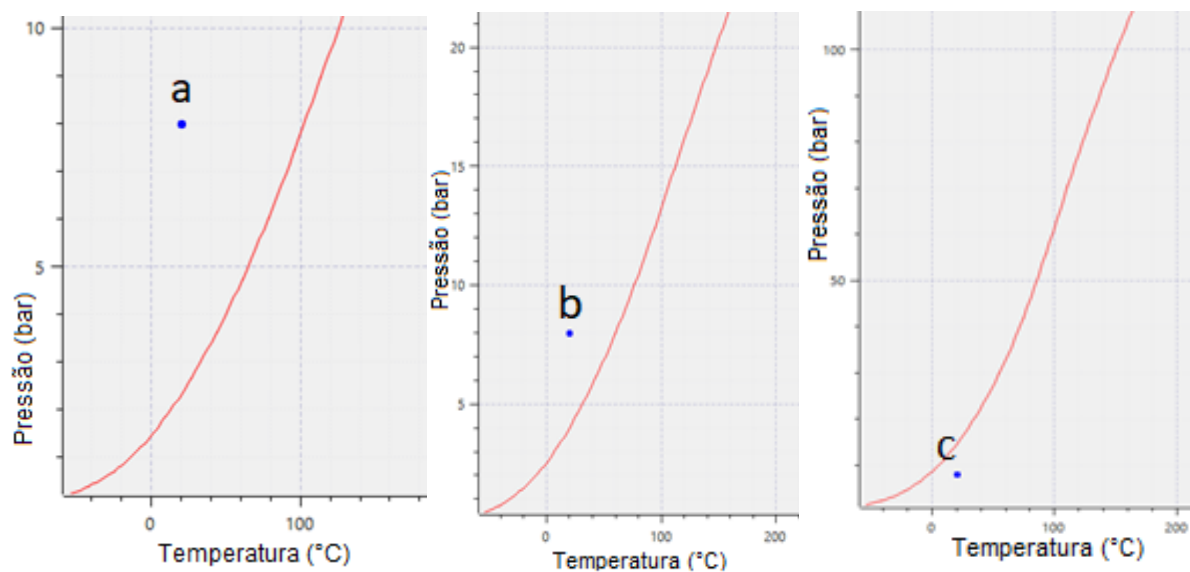


Figura 4.4 – Equilíbrio de fases para os pontos experimentais do estudo de Khaledi et al. (2014).

Observa-se na Figura 4.4, que segundo o diagrama Pressão vs. Temperatura, o ponto de equilíbrio dos dados experimentais (a) e (b) estão localizados na região em que toda a mistura se encontra em equilíbrio na fase líquida enquanto o ponto (c) se encontra na região de equilíbrio bifásico de líquido-vapor. Vale ressaltar que para esta análise foi modelado um óleo de composição similar ao Nexbase 3080 e Exxsol D80, havendo assim também a incerteza de sua composição exata.

Embora segundo a simulação do equilíbrio termodinâmico alguns desses pontos operariam na região monofásica, foi observado por Khaledi et al. (2014) escoamento bifásico de líquido-gás em diferentes configurações de escoamento. Pode-se concluir que devido ao comprimento da tubulação, tempo de teste e a competição de forças decorrente do escoamento e da termodinâmica que o equilíbrio termodinâmico não foi atingido.

Outra comparação realizada foi a superposição dos pontos experimentais obtidos por Khaledi et. al (2014) em um mapa de fluxo utilizando o modelo de Taitel e Dukler (1976) apresentado na Figura 4.5.

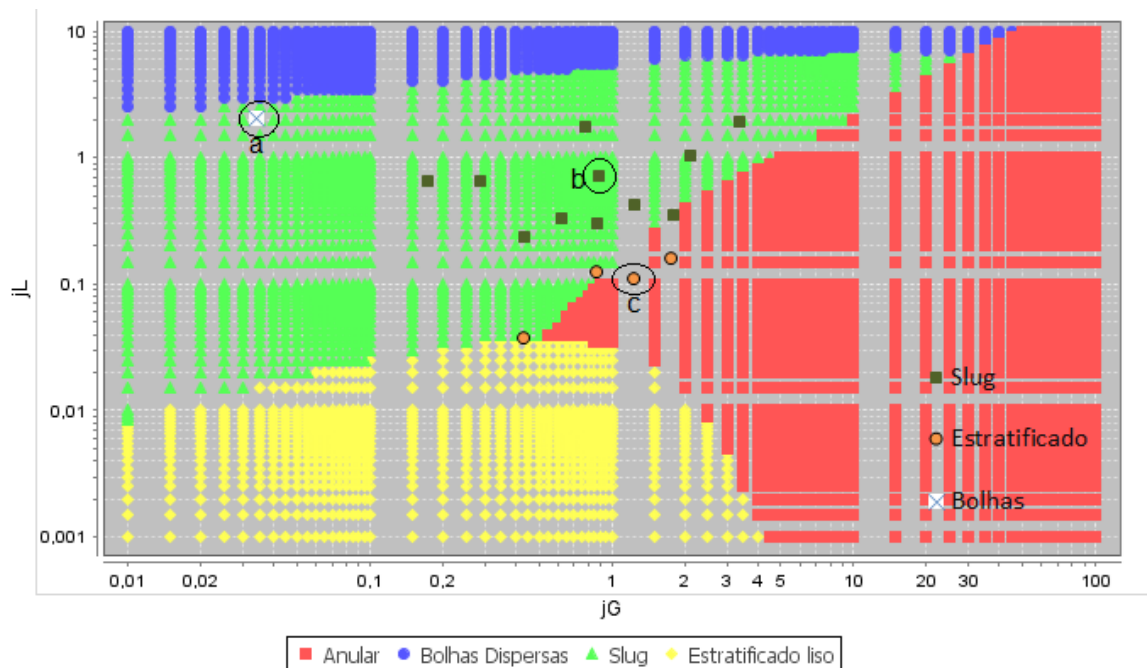


Figura 4.5 – Superposição dos dados experimentais de Khaledi et al. (2014) em um mapa de fluxo de utilizando Taitel e Dukler (1976).

Observa-se na Figura 4.5 que para a região de golfadas (*slug flow*), os dados experimentais apresentaram boa concordância com o modelo de Taitel e Dukler (1976). Enquanto os pontos experimentais observados com configuração estratificada, segundo o modelo de Taitel e Dukler (1976) eles seriam caracterizados como escoamento anular.

Esta análise foi realizada para localizar os padrões de escoamento que vem sendo observados em caracterizações experimentais em pressões da ordem de 8 bar e servir como orientação para o circuito experimental que está sendo desenvolvido.

5 PROJETO EXECUTIVO DO CIRCUITO EXPERIMENTAL

Neste capítulo, será apresentado o projeto executivo da construção do circuito experimental, sendo apresentado o sistema de monitoração desenvolvido, os diagramas para a montagem da bancada, uma listagem com todos os equipamentos, válvulas e acessórios, com os respectivos modelos comerciais encontrados a serem utilizados. Por fim, são apresentadas a vista isométrica e as plantas com a distribuição espacial dos equipamentos.

5.1 Sistema de monitoração

O sistema de monitoração foi também desenvolvido para o circuito experimental e é apresentado esquematicamente na Figura 5.1.

Para a seção de testes foram alocadas 4 estações de medição, onde serão medidas a pressão absoluta (P) e a temperatura (T) em °C através de um transmissor de pressão e um transmissor de temperatura, respectivamente. Antes da mistura bifásica ser inserida na seção de testes, bem como após deixá-la, também foram inseridas estações de medição de temperatura e pressão.

Após o separador de gás-óleo, é necessária uma estação de medição para a entrada da linha de gás e uma para a linha de óleo, pois o processo de separação comumente utiliza pressão, temperatura e agitação para separar as fases, sendo então necessário conhecer esses parâmetros para que o compressor, a bomba, os trocadores de calor e os banhos térmicos possam ser ajustados. Estas estações de medição, diferentemente das estações da seção de testes, utilizarão um transmissor de temperatura e um manômetro, visto que manômetros possuem menor precisão do que transmissores de pressão, possuindo também custo relativo menor.

Nos vasos de pressão, serão necessários manômetros para medir a pressão. Na admissão e descarga do compressor, faz-se necessário o uso de um manômetro e de um transmissor de temperatura, enquanto na sucção e descarga da bomba serão instalados apenas manômetros, pois líquidos possuem um aumento de temperatura decorrente do processo de compressão inferior ao dos gases.

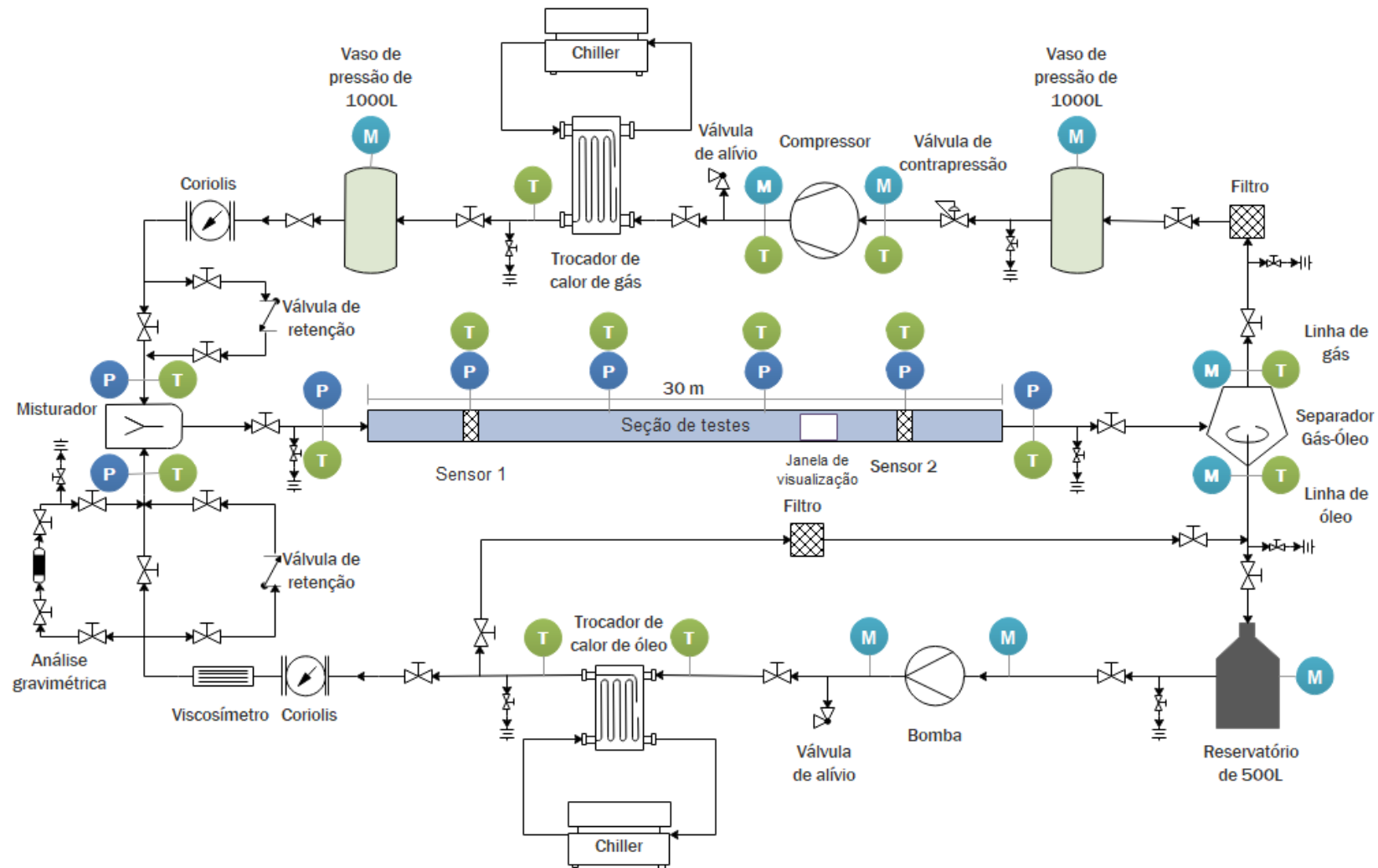


Figura 5.1 – Representação esquemática do circuito experimental com o sistema supervisório.

Na entrada e saída dos trocadores de calor, tanto na linha de óleo quanto na linha de gás, serão necessários transmissores de temperatura, visto que estão após os processos de compressão decorrente do compressor alternativo para o gás e da bomba para o óleo.

Por fim, será instalada uma estação na entrada do misturador tanto do gás proveniente da linha de gás e do óleo proveniente de sua respectiva linha. Cada estação contará com um transmissor de pressão e um transmissor de temperatura para garantir que ambos os fluidos estarão entrando com condições de pressão e de temperatura iguais.

5.2 Montagem

Nesta seção, são apresentados detalhes necessários para a montagem do circuito experimental. Primeiramente, são apresentados os conceitos e princípios básicos de funcionamento das principais válvulas e acessórios necessários para realizar as conexões. Por fim, são apresentados os diagramas de montagem para a seção de testes, linha de óleo e linha de gás.

5.2.1 Válvulas e acessórios

Para a montagem do circuito experimental, são necessários acessórios para tubulações, os quais realizam a conexão entre a tubulação e flanges ou entre a tubulação e os equipamentos, sejam equipamentos em linha ou do sistema de monitoração. Nesta subseção, serão apresentados alguns dos conectores comumente utilizados.

A cruzeta é um desses acessórios e é apresentada na Figura 5.2. Na cruzeta existem quatro saídas para inserção de tubulações, sendo utilizada onde existem intersecções.

Outro acessório é a união em “T”, sendo apresentada na Figura 5.3. Este acessório pode possuir uma de suas saídas acompanhadas com uma redução de

diâmetro, facilitando a montagem de equipamentos e outros conectores com diâmetros distintos, como em *by-passes*.

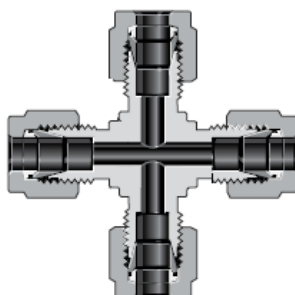


Figura 5.2 – Representação esquemática de uma cruzeta.
Fonte: adaptado de Swagelok

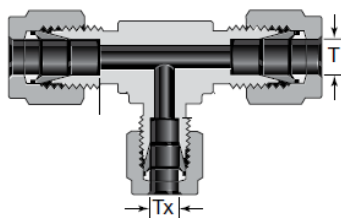


Figura 5.3 – Representação esquemática de uma união em ‘T’.
Fonte: adaptado de Swagelok

Outros dois acessórios também comumente utilizados são os conectores tubulação-rosca macho e tubulação-rosca fêmea, apresentados respectivamente nas Figura 5.4 e Figura 5.5.

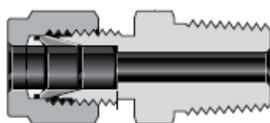


Figura 5.4 – Representação esquemática de um conector tubo-rosca macho.
Fonte: adaptado de Swagelok

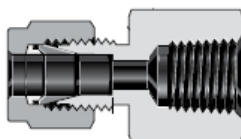


Figura 5.5 – Representação esquemática de um conector tubo-rosca fêmea.
Fonte: adaptado de Swagelok

As válvulas de esferas são utilizadas em tubulações para bloquear ou permitir a passagem de um escoamento e também para isolar e seccionar seções da tubulação, facilitando a manutenção. Em seu interior há uma esfera que bloqueia ou libera o fluxo dependendo da posição escolhida pelo operador da válvula. Na Figura 5.6 é apresentada uma válvula de esferas.



Figura 5.6 – Válvula de esferas
Fonte: adaptado de Swagelok

As válvulas de retenção por sua vez são utilizadas para que o escoamento ocorra em apenas um sentido, evitando que o fluxo do escoamento retorne em uma linha hidráulica. Seu interior conta com uma mola, que necessita de um esforço para vencer sua inércia e permitir o fluxo direcional, porém caso o escoamento ocorra no sentido contrário, a válvula não abrirá, pois, a mola estará sendo pressionada.

Já as válvulas de alívio, são utilizadas com o intuito de aliviar a pressão em linhas de escoamento. Estas válvulas se mantem fechadas pela força de uma mola e quando a pressão da linha ultrapassa o valor determinado quando realizado o aperto da mola em sua instalação elas se abrem e aliviam o excesso de pressão.

Os engates rápidos são conexões utilizadas em linhas que possuam transferências de fluidos, em que são necessárias a conexão e a desconexão de maneira rápida para a operação ou até mesmo para a manutenção do equipamento. Os engates rápidos inseridos e distribuídos neste circuito experimental serão utilizados para a inserção de uma bomba de vácuo. Na Figura 5.7 é apresentado um engate rápido.



Figura 5.7 – Engate rápido.
Fonte: adaptado de Swagelok.

Flanges são elementos que unem dois componentes de um sistema de tubulação e geralmente são unidos por parafusos e montados em pares, sendo uma no equipamento e outra na tubulação. Uma das vantagens de se utilizar flanges que elas permitem o desmonte sem operações destrutivas e sua função básica é vedar a conexão.

O filtro de óleo a ser utilizado é um modelo compacto fabricado em aço inox 316 cuja carcaça suporta até 21 bar de pressão e temperaturas de 120°C. Este modelo trabalha com vazões de 3,0 m³/h para fluidos com viscosidade 0,03 Pa-s a temperaturas de 37,8°C e com vazões de 2,7 m³/h para fluidos com viscosidade de 0,07 Pa-s para a mesma temperatura.

O elemento filtrante a ser utilizado no filtro é um cartucho cuja manta produz uma grande eficiência de filtração, incrementando a capacidade de retenção de contaminantes. Estes cartuchos possuem graus de filtração de 0,5 à 100 micra de abertura.

5.3 Diagramas de montagem

O projeto executivo foi realizado utilizando conectores e válvulas da empresa norte-americana Swagelok, que fabrica e fornece componentes de sistemas de gás e fluidos, como conexões de tubo, válvulas, tubos, mangueiras e medidores. Todas as tubulações e acessórios para este circuito experimental são de aço inoxidável, material que apresenta propriedades físico-químicas e mecânicas superiores aos aços carbono comuns, sendo a alta resistência à oxidação sua principal característica.

Maiores informações sobre a compatibilidade dos materiais estão disponíveis no Apêndice B.

Uma vez apresentados esses acessórios e a partir do contato com os fabricantes e fornecedores de equipamentos e medidores, foram desenvolvidos diagramas para a montagem do circuito experimental, sendo estes divididos conforme a respectiva linha que ele representa. Para um melhor entendimento da nomenclatura utilizada neste diagrama, as abreviaturas são apresentadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Nomenclatura e significado das abreviaturas utilizadas nos diagramas de montagem

Nomenclatura	Significado
VE	Válvula de esferas
VA	Válvula de alívio
VR	Válvula de retenção
OD	Diâmetro externo
1	1 polegada
1/2	1/2 polegada
1/4	1/4 polegada
3/4	3/4 polegada
DN	Diâmetro nominal em mm
PN	Pressão nominal em psi
MNPT	Roscas cônicas macho
FNPT	Roscas cônicas fêmea
T	Conexão em "T"
#300	Classe #300 para flanges
#600	Classe #600 para flanges

Por exemplo, uma conexão nomeada como OD1 – MNPT 1/2, representa que em um dos seus lados haverá uma conexão direta com a tubulação de 1 polegada, enquanto no outro haverá uma conexão roscada cuja rosca é de 1/2 polegada do tipo macho. Essa conexão seria similar à Figura 5.4.

Peças de reposição como, por exemplo, anilhas tanto frontais quanto traseiras para fixar os tubos nos encaixes estão contabilizadas no projeto, assim como caps e

plugs, que servem para tampar conexões feitas com tubos e com roscas respectivamente quando for necessário remover algum acessório e manter a bancada pressurizada e operacional. Outras ferramentas como um fluido especial para detecção de vazamentos também estão listadas.

Para facilitar a visualização de todos os conectores, as linhas de óleo e de gás foram divididas em dois diagramas de montagem cada. Os equipamentos são apresentados na cor vermelha, as válvulas na cor cinza, as flanges em laranja, medidores em roxo, conectores em preto. As tubulações também estão divididas conforme os diâmetros, sendo as tubulações de 1 polegada apresentadas em azul e as de 1/2 polegada em verde.

Na Figura 5.8 segue o diagrama da montagem para a seção de testes. A mistura bifásica será misturada em um misturador com flanges da classe 600 que suportam pressões de até 41,37 bar. Válvulas de esferas foram também inseridas para isolamento dos trechos a fim de facilitar a manutenção e limpeza. As cruzetas e as uniões em T tem a finalidade de conectar as tubulações para alocar os equipamentos de medição. A mistura por fim passará pela seção de testes e medidores indo em direção ao separador bifásico que também possui flanges da classe 600, com o hexafluoreto direcionado para a linha de gás e o óleo para a linha de líquido.

Na Figura 5.9 é apresentada a primeira parte do diagrama da montagem para a linha de gás. Primeiramente o gás proveniente do separador seguirá para um filtro de SF₆ com conexões especificadas segundo o modelo escolhido. Nota-se novamente que válvulas de esferas foram inseridas com o intuito de isolar trechos da tubulação, e uniões em cruzetas e T com a finalidade de conectar as tubulações com O reservatório inserido antes do compressor possui flanges da classe 600 e capacidade de 1000 litros. O compressor irá comprimir o gás e possui as conexões especificadas conforme a tubulação e a admissão e descarga do compressor, bem como flanges de classe 600.

Na Figura 5.10 para a linha de gás após ser comprimido o gás será resfriado em um trocador de calor de placas paralelas. O reservatório de 1000 litros possui as mesmas flanges do reservatório anterior e o medidor de fluxo mássico também possui flanges da classe 600. O *by-pass* contendo a válvula de retenção possui tubulação com diâmetro de 1/2 polegada, reduzindo custos devido ao diâmetro das válvulas.

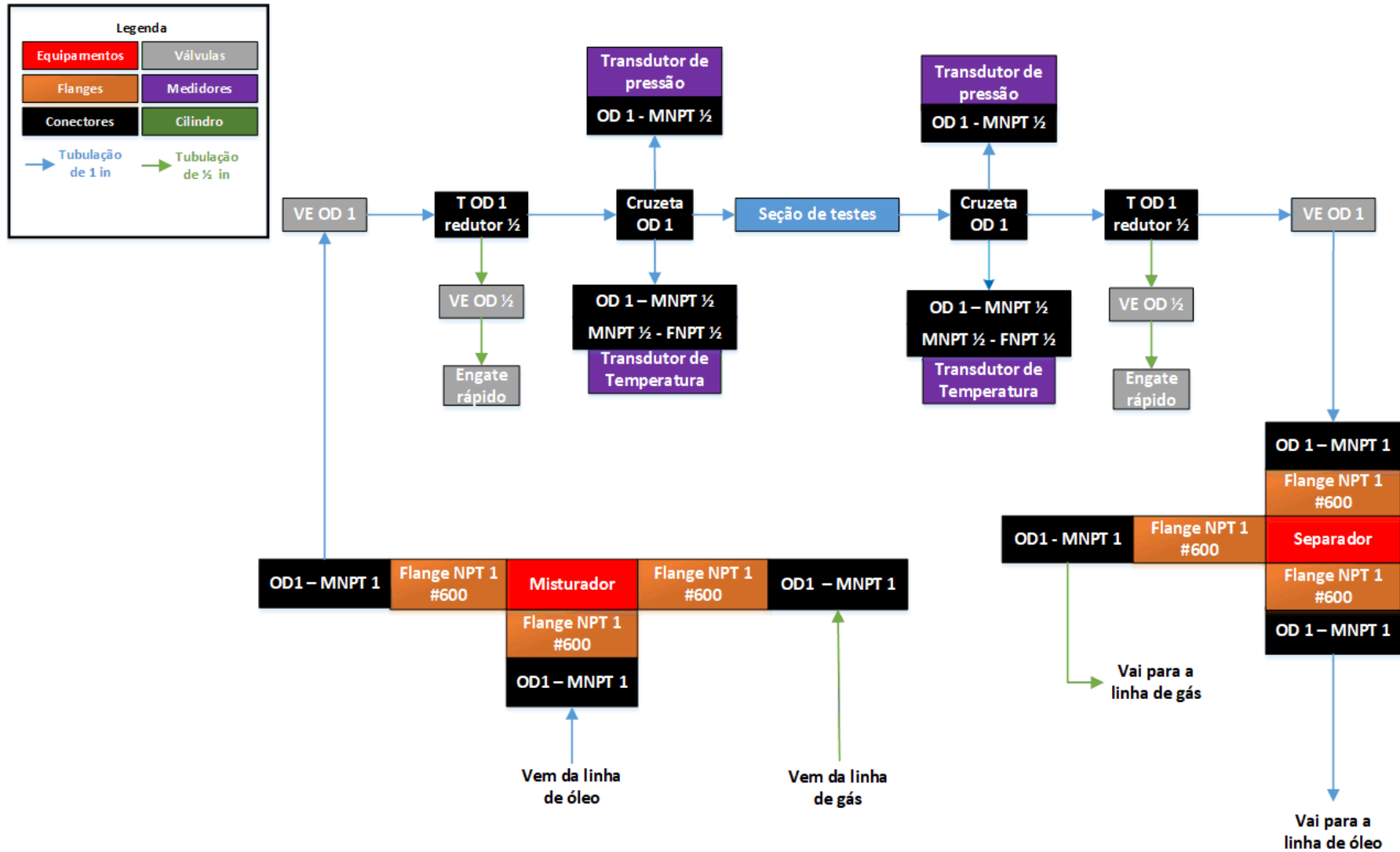


Figura 5.8 – Diagrama para a montagem da seção de testes.

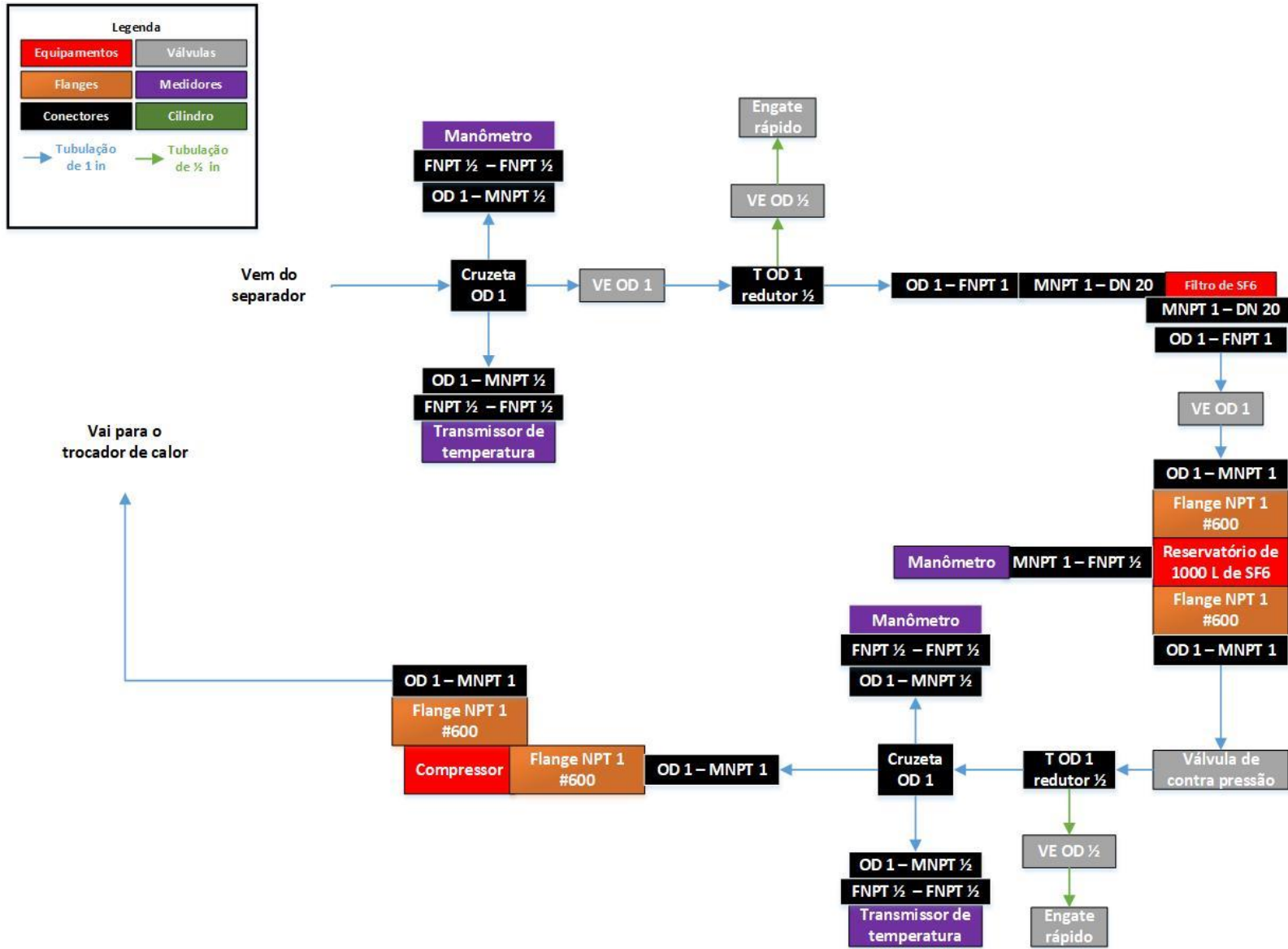


Figura 5.9 – Parte 1 do diagrama para a montagem da linha de gás.

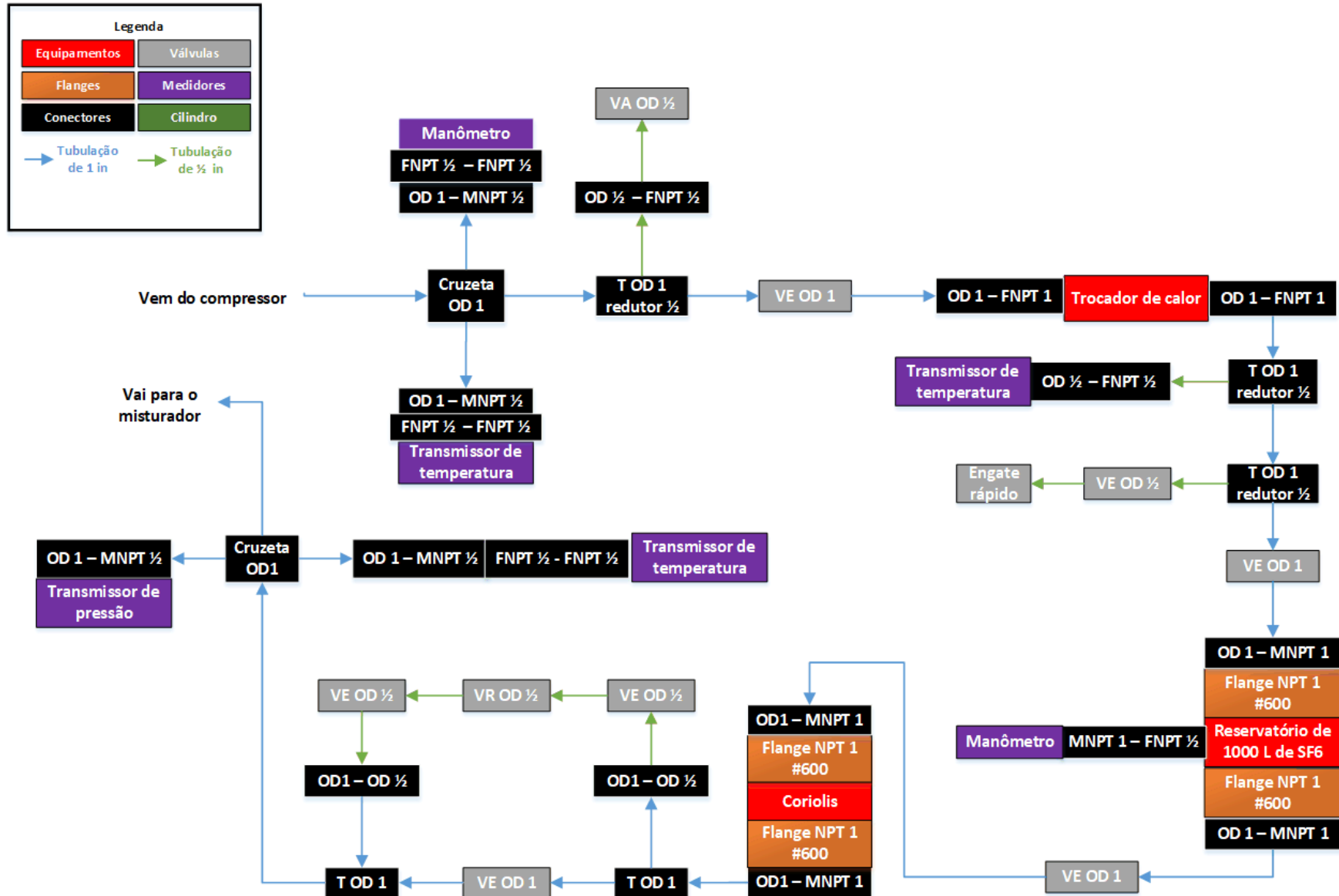


Figura 5.10 – Parte 2 do diagrama para a montagem da linha de gás.

Na Figura 5.11 é apresentada a primeira parte do diagrama para a montagem da linha de óleo. Após o óleo sair do separador ele escoar em direção ao reservatório de 500 litros por uma tubulação de 1 polegada. As flanges deste reservatório são da classe 600. Assim como na linha de gás, válvulas de esfera foram inseridas para isolar trechos da tubulação e as uniões em T e cruzetas possuem a finalidade de conectar a tubulação com os equipamentos de medição. As conexões e flanges da bomba foram informadas conforme o fabricante .

Na Figura 5.12 é apresentada a segunda parte do diagrama para a montagem da linha de óleo. Após o bombeamento de óleo ele será resfriado em um trocador de placas paralelas e serão realizadas as medições de fluxo mássico e massa específica no medidor coriolis e de viscosidade em um viscosímetro em linha. Uma seção contendo um cilindro para amostragem com capacidade de 150 cm³ foi inserido e ao lado há um *by-pass* contendo uma válvula de retenção em uma tubulação de 1/2 polegada. O óleo então escoar para o misturador retornando para a seção de testes apresentada no diagrama da Figura 5.8.

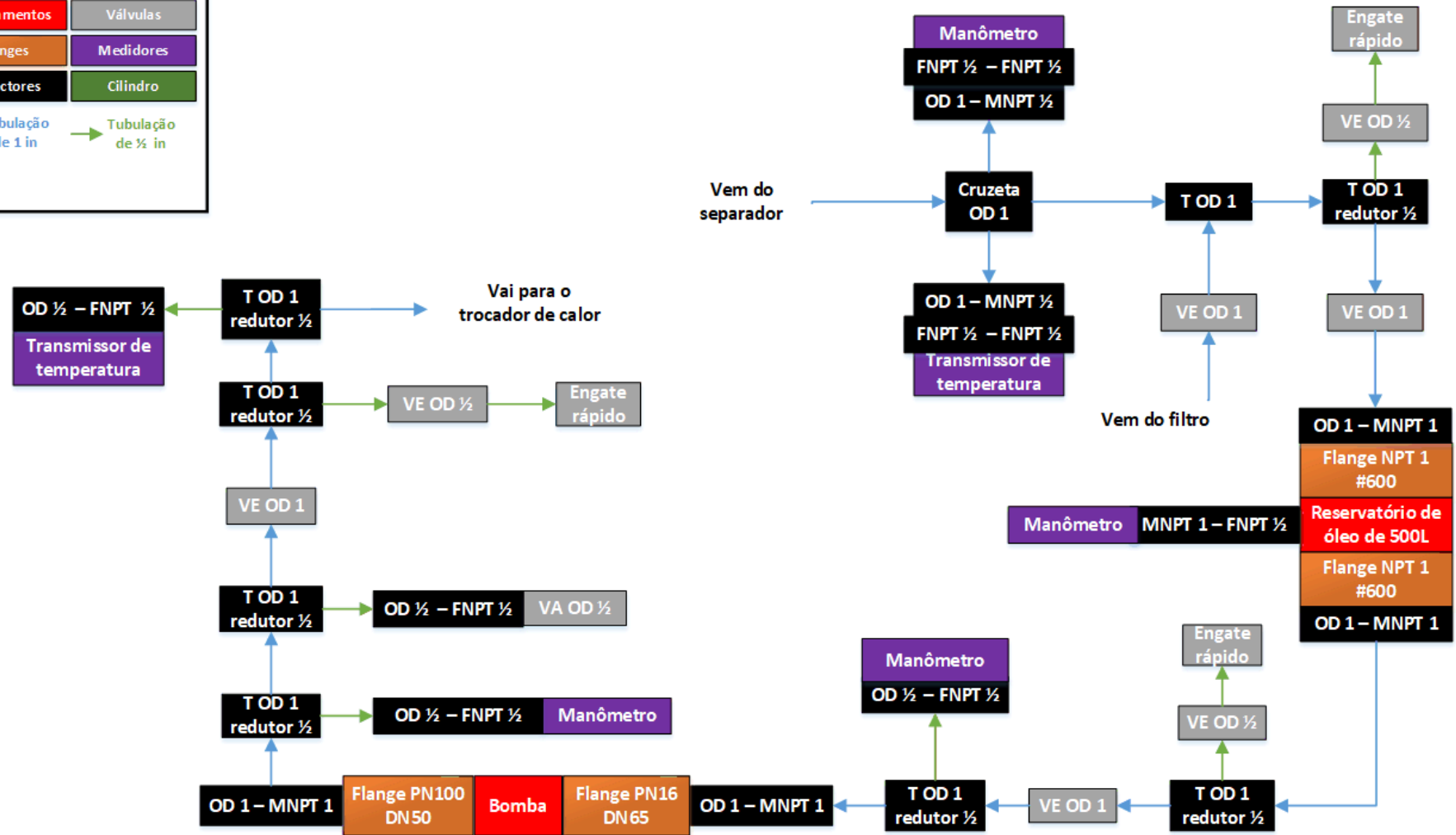
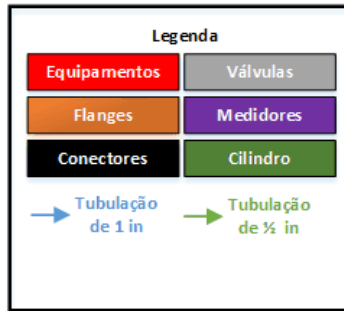


Figura 5.11 – Parte 1 do diagrama para a montagem da linha de óleo.

5.4 Lista de equipamentos

Nesta seção, é apresentada uma listagem completa de todos os equipamentos a serem utilizados para a montagem deste circuito experimental, juntamente com o nome dos respectivos fabricantes e fornecedores.

No anexo B, estão dispostas as curvas de perda de carga x vazão para os medidores Coriolis. No anexo C, está disponível as curvas de performance da bomba de engrenagens e também outras informações sobre sua operação. No anexo D e no anexo E, estão disponíveis as dimensões do trocador de calor para o óleo e dos vasos de pressão, respectivamente. Nos anexos F e G, estão disponíveis as informações dos *chillers* de refrigeração da linha de óleo e da linha de gás, respectivamente. Embora existam outros equipamentos, nem todos os fabricantes disponibilizaram informações e alguns catálogos de outros acessórios utilizados como do material hidráulico da Swagelok e filtros estão disponíveis nas referências.

Na Tabela 5.2 são apresentados os equipamentos necessários recomendados com seus respectivos modelos e modelos para o circuito experimental. Nas Tabela 5.3, Tabela 5.4, Tabela 5.5, Tabela 5.6, Tabela 5.7 segue a lista das tubulações, válvulas, conexões, peças de reposição e instrumentos de medição necessários recomendados para o circuito experimental respectivamente.

Tabela 5.2 – Lista de equipamentos para o circuito experimental

Equipamento	Modelo	Fabricante
Separador bifásico de óleo-gás de 500 litros	-	Engetank
Misturador	-	-
Vaso de pressão de capacidade 1000 litros com pressão máxima de trabalho de 38,5 bar	-	Engetank
Vaso de pressão de capacidade 1000 litros com pressão máxima de trabalho de 38,5 bar	-	Engetank
Vaso de pressão de capacidade 500 litros com pressão máxima de trabalho de 38,5 bar	-	Engetank
Filtro de SF6	GPF-10 DN20	WIKA
Carcaça do Filtro de Óleo	1BR	VEMAG
Filtro de Óleo	MicroWynd	VEMAG
Bomba de engrenagens	CGF- 74.DAEZK	KRAL
Compressor alternativo	HAUG.Sirius 21G 50 LM	Haug

Equipamento	Modelo	Fabricante
Trocador de calor de placas para o gás	B5T+SC+H+1P+M+ de 40 placas	SWEP
Trocador de calor de placas para o óleo	-	AlfaLaval
<i>Chiller</i> de refrigeração com capacidade de refrigeração de 10 kW	SC10000w SemiChill	Julabo
<i>Chiller</i> de refrigeração com capacidade de refrigeração de 20 kW	FLW20006	Julabo
Medidor de fluxo mássico Coriolis para o SF6	RCUT34S-25BA50- 0500-NN00-2- F61/BG/Z	Yokogawa
Medidor de fluxo mássico Coriolis para o óleo	RCUT36S-25BA50- 0C30-NN00-2- F61/BG/Z	Yokogawa

Tabela 5.3 – Lista de tubulações para o circuito experimental

Tubulação	Modelo	Quantidade
Tubo em aço inox 316/316L, sem costura, recozido, Diâmetro 1" OD, Pressão máxima 3100 psig, 6 metros	THT-3R60-25.4-2.11	20
Tubo em aço inox 316/316L, sem costura, recozido, Diâmetro 1/2" OD, Pressão máxima 3700 psig, 6 metros	THT-3R60-12.70- 1.24	7

Tabela 5.4 – Lista de válvulas para o circuito experimental

Válvula	Modelo	Quantidade
Válvula de esferas tripartida 2 vias Série 60 em aço inox 316 para tubos de 1" OD	SS-65TS16	15
Válvula de esferas tripartida 2 vias Série 60 em aço inox 316 para tubos de 1/2" OD	SS-63TS8	18
Válvula de alívio proporcional em aço inox série R para alta pressão, Extremidade Rosca NPT Macho de 1/2" x Rosca NPT Fêmea de 1/2"	SS-R4M8F8	2
Válvula de retenção tipo poppet série C em aço inox 316 para tubos de 1/2" OD, Pabertura fixa (0,69 bar)	SS-8C-10	2
Válvula reguladora de pressão OD 1"	-	1

Tabela 5.5 – Lista de conexões para o circuito experimental

Conexão	Modelo	Quantidade
Cruzeta em aço inox 316 para tubos de 1" OD	SS-1610-4	10
T em aço inox 316 para tubos de 1" OD	SS-1610-3	8
T em aço inox 316 para tubos de 1" OD com redução para 1/2" OD	SS-1610-3-16-8	12
T em aço inox 316 para tubos de 1/2" OD	SS-810-3	1
Conector macho em aço inox 316 para tubos de 1" OD x Rosca NPT macho de 1"	SS-1610-1-16	20
Conector macho em aço inox 316 para tubos de 1" OD x Rosca NPT macho de 1/2"	SS-1610-1-8	20
Conector macho em aço inox 316 para tubos de 1" OD x Rosca NPT macho de 3/4"	SS-1610-1-12	2
Conector macho em aço inox 316 para tubos de 1/2" OD x Rosca NPT macho de 1"	SS-810-1-16	2
Conector macho em aço inox 316 para tubos de 1/2" OD x Rosca NPT macho de 1/4"	SS-810-1-4	2
Conector fêmea em aço inox 316 para tubos de 1/2" OD x Rosca NPT fêmea de 1/2"	SS-810-7-8	3
Conector fêmea em aço inox 316 para tubos de 1/2" OD x Rosca NPT fêmea de 1/2"	SS-1610-7-16	6
Luva sextavada em aço inox 316 com rosca NPT fêmea de 1/2"	SS-8-HCG	16
União em aço inox 316 para tubos de 1" OD	SS-1610-6	20
União de redução em aço inox 316 para tubos de 1" OD para tubos de 1/2" OD	SS-1610-6-8	7
Corpo em aço inox do engate rápido para série QC para tubos de 1/2"	SS-QC8-B-810	10
Espiga em aço inox sem retenção do engate rápido série QC rosca NPT macho de 1/2"	SS-QC8-S-8PM	4
Bucha de redução em aço inox 316 rosca NPT macho de 1" x Rosca NPT fêmea de 1/2"	SS-16-RB-8	3
Cilindro para amostragem em aço inox 316L, rosca NPT fêmea cônica de 1/4", capacidade 150cm ³ , Pmax 1800 psig	316L-HDF4-150	1

Tabela 5.6 – Lista de peças de reposição e outros acessórios para o circuito experimental

Peças de reposição e outros	Modelo	Quantidade
Kit de mola de pressão em aço inox S17700 para válvula de alívio R4, cor amarela, para ajuste entre 24,1 a 51,7 bar	177-13K-R4-B	2
Tampão para fechamento de tubos (cap) em aço inox 316 para tubos de 1" OD	SS-1610-C	8
Tampão para fechamento de tubos (cap) em aço inox 316 para tubos de 1/2" OD	SS-810-C	8
Plug em aço inox 316 para tubos de 1" OD	SS-1610-P	8
Plug em aço inox 316 para tubos de 1/2" OD	SS-810-P	8
Líquido detector de vazamentos Snoop, Garrafa com 3,8L	MS-SNOOP-GAL	1
Anilha dianteira em aço inox 316 para tubos de 1" OD	SS-1613-1	20
Anilha traseira em aço inox 316 para tubos de 1" OD	SS-1614-1	20
Conjunto de anilhas em aço inox 316 contendo 1 anilha dianteira e 1 anilha traseira para tubo de 1/2" OD	SS-810-SET	20

Tabela 5.7 – Lista de instrumentos para medição

Instrumento de medição	Modelo	Fabricante	Quantidade
Transmissor de pressão	EJX610A	Yokogawa	8
Transmissor de temperatura ²	YTA310	Yokogawa	8
Manômetro com visor de 100mm preenchido com líquido	PGM-100L-1000PSI/70BAR	OMEGA	9

² Nota-se que embora na Figura 5.1 existem 15 transmissores de temperatura, serão necessários apenas 8, pois cada instrumento consegue analisar dois pontos de medição e as conexões em que não possuem o transmissor serão utilizadas para inserção da sonda de medição.

5.5 Distribuição espacial dos equipamentos

Nesta seção, estão contidas as plantas com as dimensões do laboratório de escoamento multifásico, as dimensões conhecidas e aproximadas dos equipamentos, bem como sua alocação espacial numa futura montagem.

O circuito experimental estará localizado na Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Campus Curitiba (Sede Ecoville) no bloco N, onde é sediado o Núcleo de Escoamento Multifásico (NUEM). Enquanto a seção de testes será instalada no laboratório de escoamento multifásico, os equipamentos serão dispostos no exterior do bloco N, na localização apresentada na Figura 5.13.

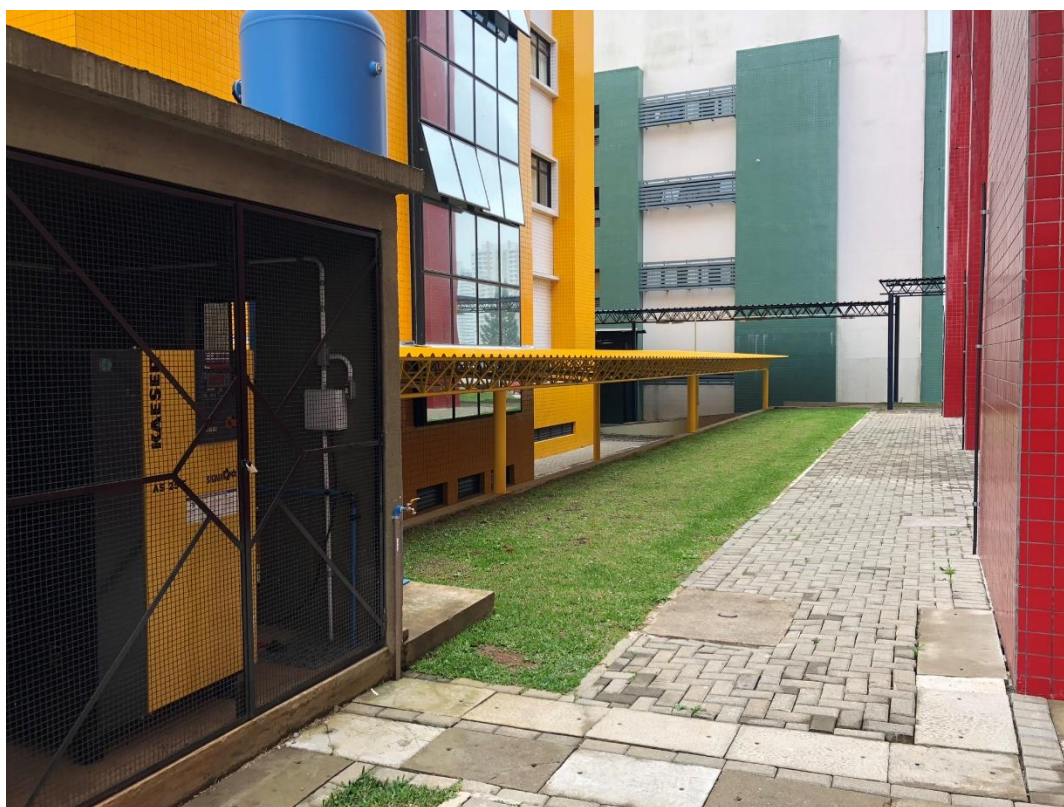


Figura 5.13 – Local para a instalação dos equipamentos.

As dimensões dos equipamentos utilizados para realizar essa distribuição espacial estão listadas na Tabela 5.8.

Tabela 5.8 – Dimensões dos equipamentos

Equipamento	Comprimento (mm)	Largura (mm)	Altura (mm)	Diâmetro (mm)
Compressor	2000	2000	1000	-
Bomba	500	500	300	-
Chiller de refrigeração	590	670	1120	-
Trocadores de calor	180	600	600	-
Vaso de pressão de 1000 L	-	-	2550	775
Vaso de pressão de 500 L	-	-	2150	600
Tanque separador	-	-	1000	1000

Na Figura 5.14, é apresentada uma vista isométrica contendo os equipamentos. Nota-se que, embora em um primeiro momento será utilizado um único estágio de separação, já foi contabilizado o espaço físico necessário para a instalação de outros tanques de separação para melhorar o processo, caso necessário.

Da esquerda para a direita, estão dispostos os dois chillers de refrigeração, os trocadores de calor, os dois vasos de pressão de 1000 litros para o SF₆, o compressor, a bomba de engrenagens, o tanque de 500 litros para o óleo mineral e quatro tanques de separação.

A disposição dos equipamentos necessitou atender algumas questões que justificam a forma na qual eles se encontram localizados. Primeiramente, os tanques de separação necessitam estar o mais próximo possível do fim da seção de testes, visando não arrastar a perda de carga de um escoamento bifásico por um longo comprimento de tubulação.

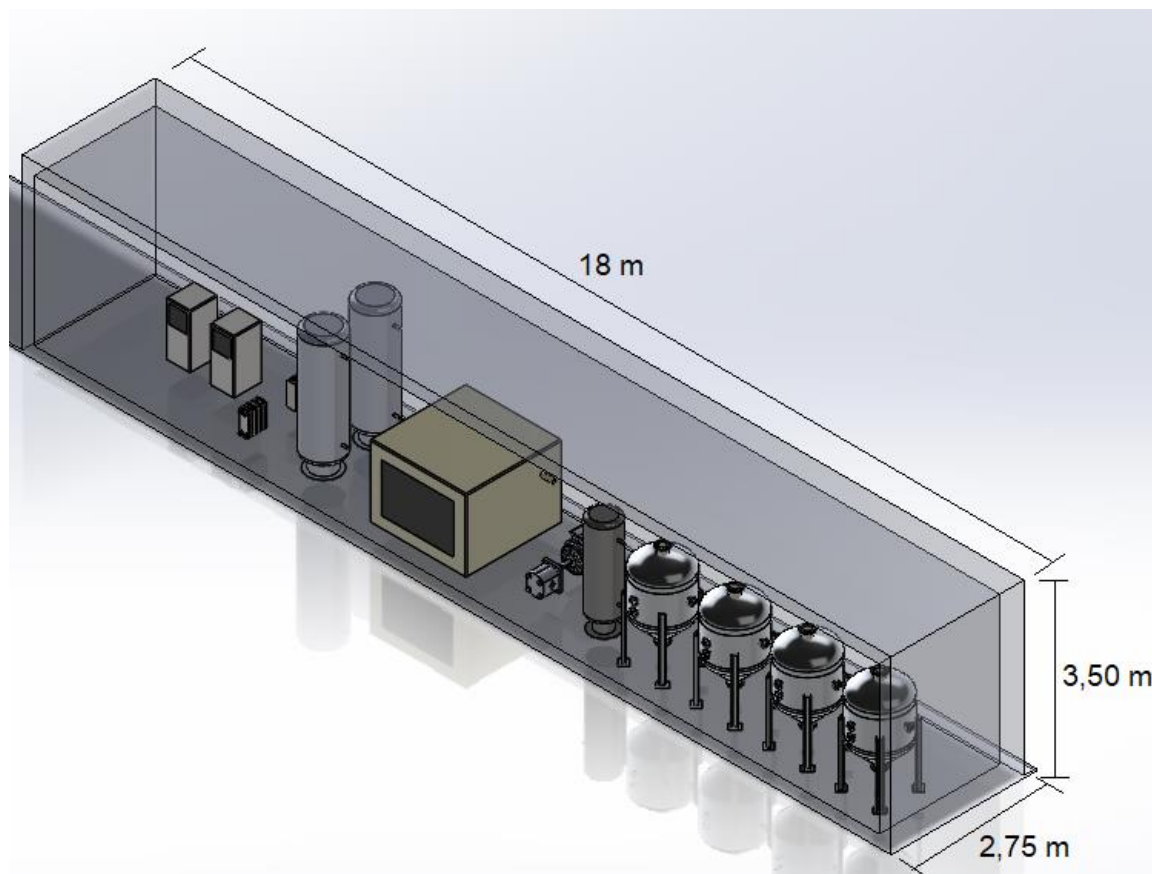


Figura 5.14 – Vista isométrica da disposição dos equipamentos do circuito experimental.

Sabe-se que bombas são projetadas para trabalhar com líquidos e que a presença de gás pode danificar estes equipamentos. Como possivelmente haverá alguma concentração de SF_6 solubilizado no óleo mineral, e que com a queda de pressão o SF_6 tenderá a retornar para seu estado gasoso, há necessidade de instalar o tanque de óleo e a bomba próximos dos tanques de separação, evitando que ocorra o desprendimento do gás.

Para um maior controle de estabilidade de temperatura do fluido frio proveniente dos *chillers* de refrigeração e evitar com que estas linhas necessitem isolamento térmico devido a perdas térmicas para o ambiente, os *chillers* de refrigeração estão dispostos próximos aos trocadores de calor.

Na Figura 5.15, é apresentada a planta com as dimensões do local externo a ser utilizado para a instalação dos equipamentos e na Figura 5.16 é apresentada a planta com as dimensões e distribuições dos equipamentos conforme detalhado nesta seção.

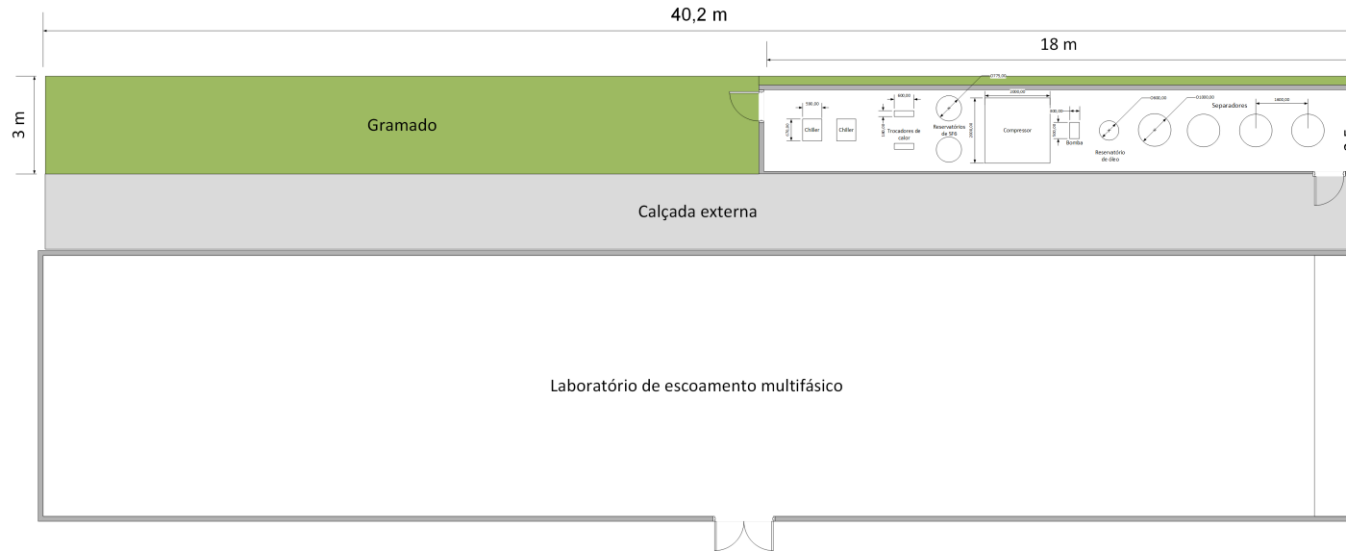


Figura 5.15 – Vista geral do local de instalação da casa de máquinas

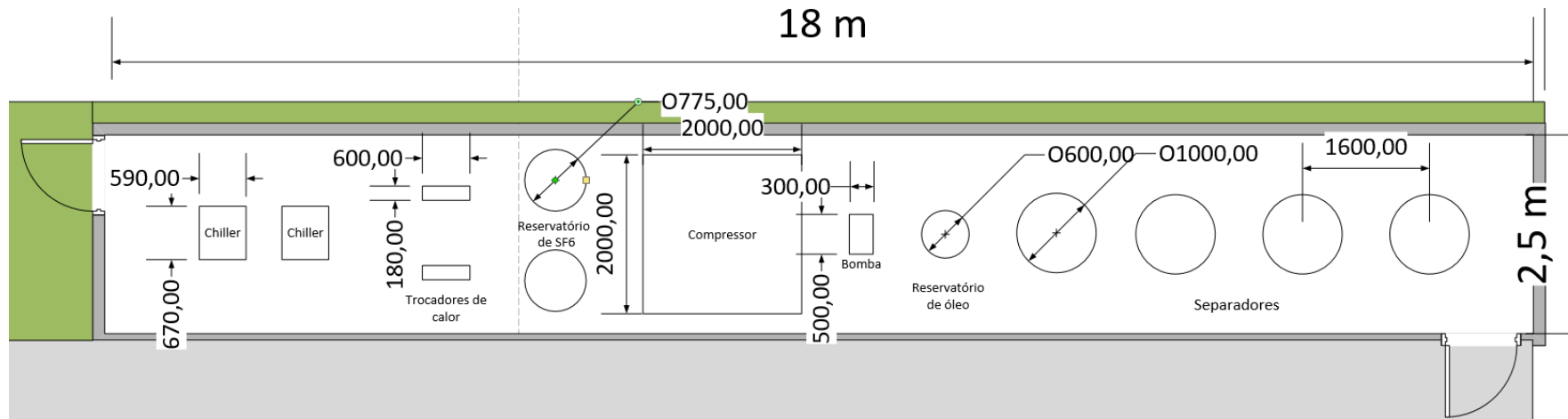


Figura 5.16 – Vista detalhada da casa de máquinas.

6 CONCLUSÕES

No presente trabalho, inicialmente, foi apresentada uma breve revisão bibliográfica sobre escoamentos bifásicos e sobre as especificidades da situação-problema e da necessidade de projetar-se um circuito experimental para operar com gases de alto peso molecular, apresentando aspectos do modelo desenvolvido por Taitel e Dukler (1976) e a necessidade da validação e correção deste e de outros modelos para escoamentos em elevadas pressões.

Com os estudos apresentados no capítulo 2, nota-se que a massa específica da fase gasosa possui alta relevância no comportamento de escoamento a altas pressões, visto que nestas condições ela é afetada de maneira significativa. Estudos anteriores utilizando gases de “alta massa específica” mostram que o gás escolhido já tem sido utilizado para simular o escoamento a altas pressões na produção de óleo e gás em transporte de gotículas simulando as elevadas forças interfaciais.

O projeto conceitual desenvolvido apresenta resultados satisfatórios nas simulações realizadas, mostrando ser viável termodinamicamente e economicamente utilizar o processo de compressão para a linha de gás para sua reinserção na seção de testes, bem como o processo de bombeamento para o óleo. Sendo ainda necessário verificar o equilíbrio termodinâmico entre os possíveis fluidos de trabalho, cujo trabalho está sendo desenvolvido paralelamente no NUEM.

Com a lista de equipamentos, tubulações, válvulas e acessórios e os respectivos fabricantes e fornecedores, os orçamentos serão obtidos para a compra e a instalação do respectivo circuito experimental durante 2019.

Embora sejam equipamentos de elevado custo de aquisição, a indústria petrolífera demonstra interesse no estudo futuro a ser desenvolvido com esta bancada experimental que visará solucionar problemas encontradas na exploração de petróleo a altas pressões, estudando e desenvolvendo mapas de fluxo e modelos para previsão dos padrões de escoamento conforme a razão das massas específicas entre as fases tende a valores próximos da unidade.

O desenvolvimento deste trabalho envolveu diversos conceitos adquiridos na graduação em Engenharia Mecânica, sendo notadas diferenças entre os conceitos

adquiridos nas diversas disciplinas do curso com os conceitos necessários para a sua respectiva aplicação prática. Estes conceitos práticos foram complementares aos conhecimentos teóricos adquiridos ao longo da graduação e se apresentam aqui transcritos e consolidados com a finalização deste projeto executivo.

REFERÊNCIAS

ABDUVAYT, P.; MANABE, R.; ARIHARA, N. **Effects of pressure and pipe diameter on gas-liquid two-phase flow behavior in pipelines.** SPE-84229-MS, 2003.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos.** 8. Ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., p. 408-517, 2001.

FRIEDEL, L. **Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow.** European Two Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, paper E2, 1979.

INCROPERA, F.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 6. Ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2008.

JOHANNESSEN, T. **A theoretical solution of the Lockhart and Martinelli flow model for calculating two-phase flow pressure drop and hold-up.** International Journal of Heat Mass Transfer, vol. 15, pp. 1443-1449, 1972.

KESANA, R. N.; SKARTLIEN, R.; LANGSHOLT, M.; IBARRA, R.; TUTKUN, M. **Droplet flux measurements in two-phase, low liquid loading, horizontal pipe flow using a high-density gas.** Journal of Natural Gas Science and Engineering, vol. 56, p. 472-485, 2018.

KHALEDI, A. H.; SMITH I. E; UNANDER, T. E; NOSSEN, J. **Investigation of two-phase flow pattern, liquid holdup and pressure drop in viscous oil-gas flow.** International Journal of Multiphase Flow, vol. 67, p. 37-51, 2014.

LUBRAX Hydra XP. **Petrobras,** 2011. Disponível em: <<http://www.br.com.br/pc/produtos-e-servicos/para-industrias/lubrificantes-industrias>>. Acesso em 14 de set. de 2018.

LOCKHART, R. W.; MARTINELLI, R. C. **Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes.** Chemical Engineering Progress, vol. 45, p. 39-48, 1949.

LOH, W. L.; PEREZ, V. H; NGUYEN D. T.; TAM, D. N.; WAN, T. T.; YUQIAO, Z., PREMANADHAN, V. K. **Experimental study of the effect of pressure and gas density on the transition from stratified to slug flow in a horizontal pipe.** International Journal of Multiphase Flow, 85, p. 196-208, 2016.

NAKAMURA, H. **Slug Flow Transitions in Horizontal Gas/Liquid Two-Phase Flows (Dependence on Channel Height and System Pressure for Air/Water and Steam/Water Two-Phase Flow)**, JAERI-Research-96-022, JP9610, 1996.

MANDHANE, J.M.; GREGORY, G. A.; AZIZ, K. **Flow-pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes.** International Journal of Multiphase Flow, p. 537, 1974.

MERMOND, Y.; FEIDT, M; MARVILLET, C. **Propriétés thermodynamiques et physiques des mélanges de réfrigérants and oils.** International Journal of Refrigeration, 22, p. 569-579, 1999.

SHANNAK, B. A. **Frictional pressure drop of gas liquid two-phase flow in pipes.** Nuclear Engineering and Design, 238 (12), p. 3277-3284, 2008.

SHOHAM, O. **Flow Pattern Transition and Characterization in Gas-Liquid Two-Phase Flow in Inclined Pipes.** Ph.D. Dissertation, Tel - Aviv University, Israel, 1982.

SHOHAM, O. **Mechanistic modeling of gas-liquid two-phase flow in pipes.** 1^a ed. Texas-USA: Society of Petroleum Engineers, 2006.

SKARTLIEN, R.; NULAND, S.; AMUNDSEN, J. E. **Simultaneous entrainment of oil and water droplets in high Reynolds number gas turbulence in horizontal pipe flow.** International Journal of Multiphase Flow, 37, p. 1282-1293, 2011.

SMITH, J. M; VAN NESS, H. C.; ABBOTT, M. M. **Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química.** 7^a ed. LTC – Rio de Janeiro, p. 189-214, 2007.

SMITH, I. E.; KRAMPA, F. N.; FOSSEN, M.; BREKKEN, C; UNANDER, T. E. **Investigation of horizontal two-phase gas-liquid pipe flow using high viscosity**

oil: Comparison with experiments using low viscosity oil and simulations. SINTEF Petroleum Research, Norway, 2011.

TAITEL, Y.; DUKLER, A. E. **A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow.** AIChE Journal, 1976.

TAYEBI, D.; NULAND, S.; FUCHS, P. **Droplet transport in oil/gas and water/gas flow at high densities.** International Journal of Multiphase Flow, 26, p. 741-761, 2000.

THOMAS, J. E. **Fundamentos de engenharia de petróleo.** Rio de Janeiro: Ed. Interciência: Petrobras, 2001.

TZOTZI, C; BONTOZOGLOU, V.; ANDRITSOS, N. **Effect of fluid properties on flow patterns in two-phase gas-liquid flow in horizontal and downward pipes.** Ind Eng. Chem, 50, p. 645-655, 2011.

WEISMAN, J.; DUNCAN, D.; GIBSON, J.; CRAWFORD, T. **Effects of fluid properties and pipe diameter on two-phase flow patterns in horizontal lines.** International Journal of Multiphase Flow, 5, p. 437-462, 1979.

APÊNDICE A – DIFERENTES MÉTODOS PARA O CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO NA SEÇÃO DE TESTES

Cada modelo de queda de pressão bifásica possui características distintas. O modelo de Lockhart-Martinelli (1949), por exemplo, considera que as fases escoam separadamente e não considera a rugosidade relativa, enquanto no modelo homogêneo o fluido é tratado como um pseudo-fluido contendo propriedades médias. O modelo de Shannak (2008) considera a rugosidade relativa da tubulação e foi validado para pressões de até 14 bar. O modelo de Friedel (1979) considera os fluxos mássicos, porém possui limitações para altas vazões.

Tabela A.1 - Comparação dos resultados de queda de pressão com os diferentes métodos para $J_L = 5 \text{ m/s}$ e $J_G = 2 \text{ m/s}$ para temperatura de 45°C

Pressão (bar)	Temperatura ($^\circ\text{C}$)	Queda de pressão bifásica (bar)			
		Modelo de Lockhart-Martinelli	Modelo Homogêneo	Shannak	Friedel
35	45	24,0	7,8	8,5	4,9
34	45	23,2	7,7	8,4	5,0
33	45	22,5	7,6	8,3	5,1
32	45	21,8	7,6	8,3	5,2
31	45	21,3	7,5	8,2	5,2
30	45	20,8	7,5	8,2	5,3
29	45	20,3	7,4	8,1	5,4
28	45	19,8	7,4	8,1	5,4
27	45	19,4	7,4	8,0	5,5
26	45	19,0	7,3	8,0	5,5
25	45	18,6	7,3	7,9	5,6
24	45	18,2	7,3	7,9	5,6
23	45	17,8	7,2	7,9	5,7
22	45	17,4	7,2	7,8	5,7
21	45	17,1	7,2	7,8	5,8
20	45	16,7	7,2	7,8	5,8
19	45	16,3	7,1	7,8	5,9
18	45	16,0	7,1	7,7	5,9
17	45	15,6	7,1	7,7	6,0
16	45	15,3	7,1	7,7	6,0
15	45	14,9	7,1	7,7	6,1
14	45	14,5	7,0	7,6	6,1

APÊNDICE B – COMPATIBILIDADE ENTRE OS MATERIAIS

A análise da compatibilidade entre os materiais e os fluidos a serem utilizados foi realizada e apresentada na Tabela B.1. Vários materiais analisados se mostraram propícios a serem utilizados para este circuito experimental, como o aço carbono e aço inoxidável, porém foi optado pela utilização do aço inoxidável pois possui propriedades físico, químicas e mecânicas superiores aos aços carbonos, sendo a elevada resistência à oxidação sua principal característica.

Tabela B.1 – Análise de compatibilidade entre os fluidos com os materiais de vedação e materiais hidráulicos

Fluido/Material	FKM	Buna N	Neoprene	Etileno-propileno	Aço inoxidável	Alumínio	Cobre	Aço carbono
Óleo mineral	Bom	Bom	Aceitável	Evitar	Bom	Bom	Aceitável	Bom
Óleo lubrificante	Bom	Aceitável	Aceitável	Evitar	Bom	Bom	Aceitável	Bom
Hexafluoreto de enxofre	Bom	Bom	Bom	Aceitável	Bom	Bom	Bom	Bom

Bom	Bom
Aceitável	Aceitável
Evitar	Evitar

ANEXO A – TEMPERATURA DE SATURAÇÃO DO SF₆

Pressão (bar)	Temperatura de saturação (°C)
35	42,4
34	41,1
33	39,7
32	38,3
31	36,9
30	35,4
29	33,9
28	32,3
27	30,7
26	29,1
25	27,4
24	25,6
23	23,8
22	21,9
21	20,0
20	18,0
19	15,9
18	13,7
17	11,5
16	9,1
15	6,6
14	4,0
13	1,3
12	-1,6
11	-4,7
10	-8,0
9	-11,6
8	-15,5
7	-19,7
6	-24,5

ANEXO B – CURVAS DOS MEDIDORES CORIOLIS

Datasheet for ROTAMASS Intense + Ultimate



FlowConfigurator-Version: 2.2.1.3476

Date of creation:

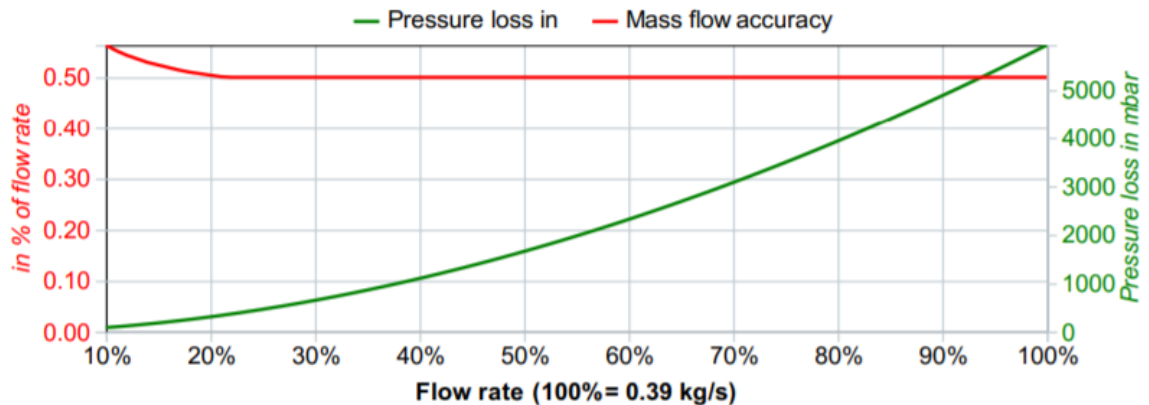
11/23/2018

Page:

1 / 2

Model: RCUT34S-25BA50-0500-NN00-2-JB1
Sensor options: /BG
Editor: Daniel Costa
Customer: UTFPR
Fluid type: Gas
Fluid: SF6 (Hexafluoreto de Enxofre)
Temperature: 45 °C
Pressure: 25 bar gauge
Viscosity: 0.00001938 Pas
Density: 192.3 kg/m³
Kind of flow: Mass flow
Mass flow flat spec.: 0.5 %

	Flow rate	Pressure loss	Accuracy * Pulse/Frequency output	Velocity **
	kg/s	mbar	in % of flow rate	m/s
	Mass flow			
Minimum flow rate entered as process value	0.003	0.9322	2	0.168
Operating flow rate entered as process value	0.19	1580	0.5	10.9
Maximum flow rate entered as process value	0.39	5925	0.5	24.6
Maximum flow rate for the current sensor under process conditions	0.654	15300	0.5	51.8



Datasheet for ROTAMASS Intense + Ultimate



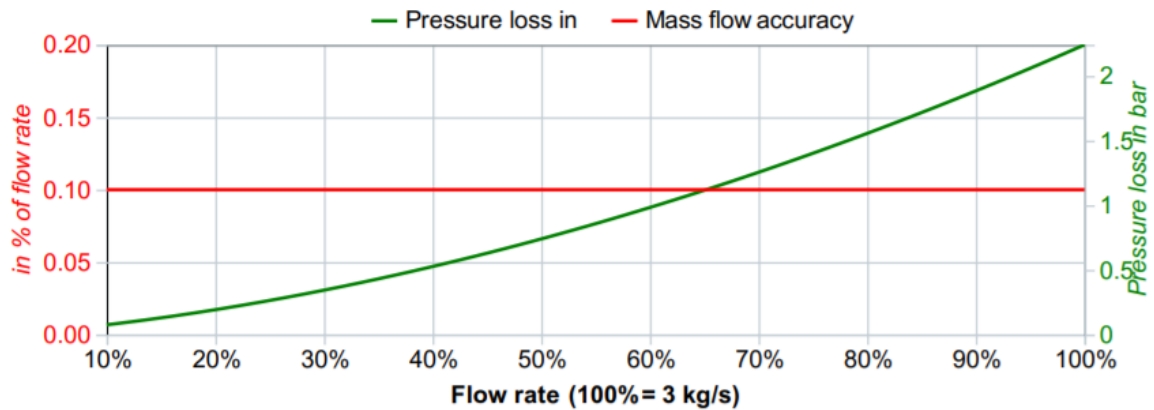
FlowConfigurator-Version: 2.2.1.3476

Date of creation:
Page:

11/23/2018
1 / 2

Model: RCUT36S-25BA50-0C30-NN00-2-JB1
Sensor options: /BG
Customer: UTFPR
Fluid type: Liquid
Fluid: ISO32 - Óleo
Temperature: 45 °C
Pressure: 35 bar gauge
Viscosity: 0.03 Pas
Density: 860 kg/m³
Kind of flow: Mass flow
Mass flow flat spec.: 0.1 %
Accuracy density: 0.001 g/cm³ (C3)

	Flow rate	Pressure loss	Accuracy * Pulse/Frequency output	Velocity **
	kg/s	bar	in % of flow rate	m/s
			Mass flow	
Minimum flow rate entered as process value	0.3	0.07577	0.1	1.24
Operating flow rate entered as process value	2.18	1.333	0.1	8.99
Maximum flow rate entered as process value	3	2.242	0.1	12.4
Maximum flow rate for the current sensor under process conditions	4.72	4.81	0.1	19.5



ANEXO C – CURVA DE PERFORMANCE DA BOMBA



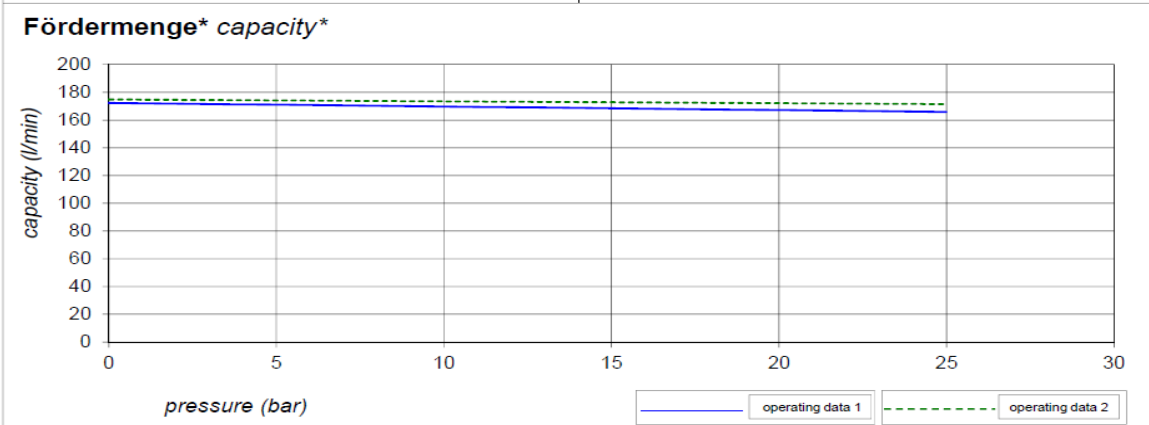
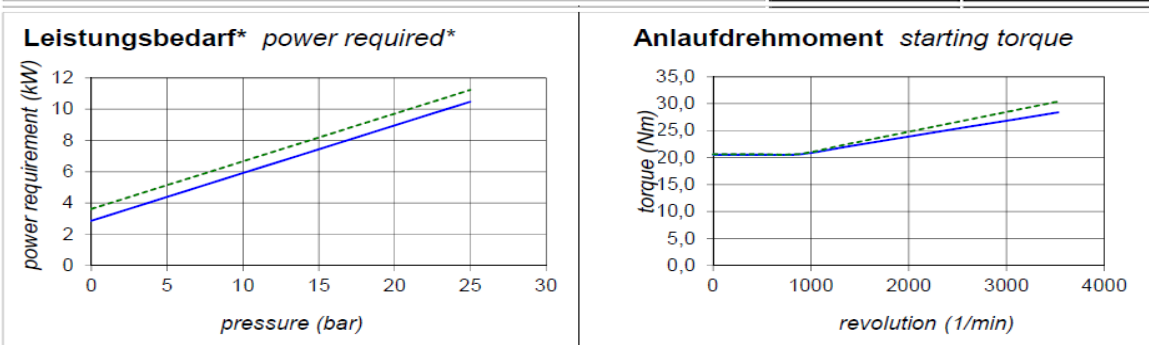
75/60Nm → SmCo max. 300°C / 572°F
 zuverlässige Betriebsd. / reliable operating data
 Hastelloy Spalttopf/containment can
 ohne Sanftanlauf (FU) / without soft start (FU)
 13 kW / BG160 13 kW / BG160



project no.: EA 181068

position no.: 10000

Magnetkupplung <i>magnetic coupling</i>		Betriebsdaten 1	Betriebsdaten 2
		<i>operating data 1</i>	<i>operating data 2</i>
Fördermedium	<i>medium</i>	Schmieröl / Lube Oil	
Baureihe	<i>series</i>	CG	CG
Pumpengröße	<i>size</i>	74	74
Saugdruck	<i>suction pressure</i>	35,0	35,0
Enddruck	<i>total pressure</i>	60,0	60,0
Differenzdruck	<i>difference pressure</i>	25,0	25,0
Viskosität	<i>viscosity</i>	22	81,1
Drehzahl	<i>revolution</i>	3530	3530
Temperatur	<i>temperature</i>	50	20
Fördermenge*	<i>capacity*</i>	165,9	171,4
Leistungsbedarf*	<i>power requirement*</i>	10,0	10,3
max. zul. Druckverlust in der Saugleitung	<i>max allowed pressure drop in the suction piping</i>	10,49	11,24
NPSH erforderlich	<i>NPSH required</i>	3,28	3,75
Luftschallpegel Pumpe	<i>noise level pump</i>	63,6	63,6
Drehmoment	<i>torque</i>	28,4	30,4
Wirkungsgrad gesamt	<i>efficiency (total)</i>	79,6	77,1
Wirkungsgrad volumetrisch	<i>efficiency (volumetric)</i>	90,6	93,7
Axialgeschwindigkeit	<i>axial velocity</i>	4,2	4,2
Massenträgheitsmoment	<i>moment of inertia</i>	0,000257	0,000257



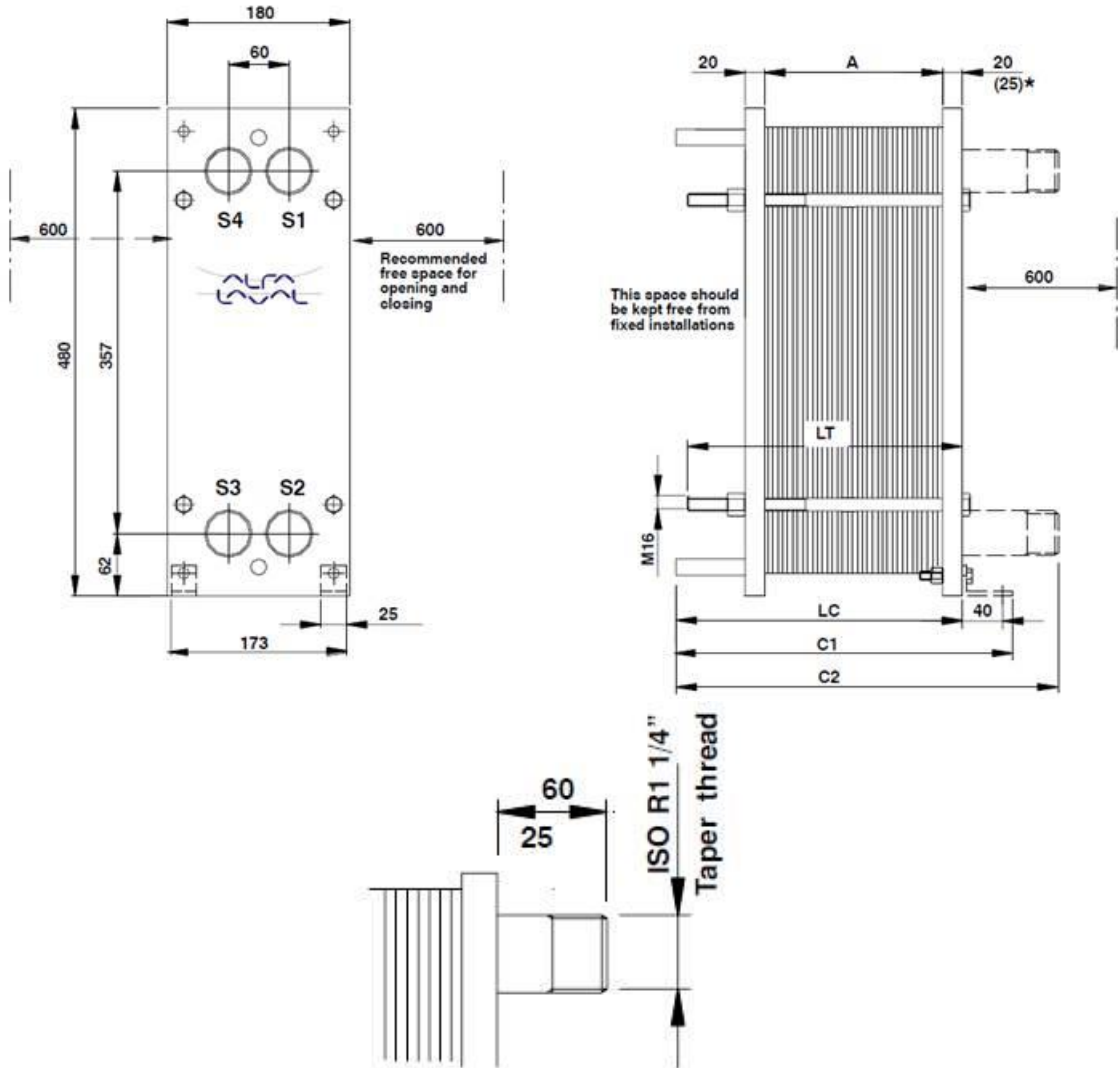
Änderungen vorbehalten! (06/2018) / subject to change (06/2018) 04.10.2018 iemo Version: 3.9.6 COPYRIGHT by KRAL

*Bautoleranzen nach VDMA 24284 - Toleranzgruppe II / *Fabrication tolerances acc. VDMA 24284 - tolerance class II

KRAL AG, Bildgasse 40, Industrie Nord, 6890 Lustenau, Austria, Tel.: +43 / 5577 / 8 66 44-0
 E-Mail: kral@kral.at, UID: ATU62065437, LG Feldkirch FN 75759 k

www.kral.at

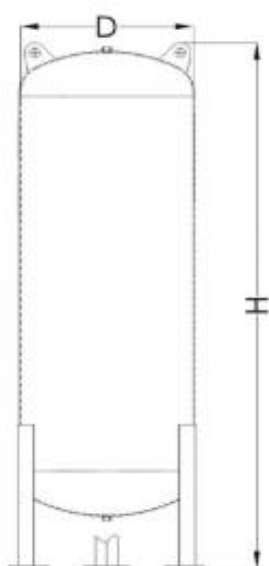
ANEXO D – DIMENSÕES DO TROCADOR DE CALOR DA ALFA LAVAL



ANEXO E – INFORMAÇÕES DOS VASOS DE PRESSÃO DA ENGETANK



VASOS DE PRESSÃO VERTICAIS – PADRÃO ENGETANK



Modelos Padrão sem Boca de Visita

Modelo	Volume (L)	D (mm)	H (mm)
VPV-25	25	295	780
VPV-50	50	300	1.030
VPV-100	100	390	1.215
VPV-150	150	460	1.285
VPV-200	200	470	1.560
VPV-250	250	470	1.695
VPV-300	300	470	1.995
VPV-400	400	600	2.000
VPV-500	500	600	2.150
VPV-750	750	775	2.050
VPV-1000	1.000	775	2.550
VPV-1430	1.430	775	3.450
VPV-2000	2.000	875	3.750
VPV-2430	2.430	875	4.400

Descrição do Item:

Volume: 500 Litros
Pressão de Projeto: 39,27 kgf/cm²
Norma de Projeto: ASME VIII Div 1 2017
Diâmetro Interno: 600 mm
Material: SA-240 304
Espessura: 9,5 mm
Margem de Corrosão: 0,0 mm
Radiografia SPOT
Líquido Penetrante por qualidade Engetank
Tipo de Suporte: Cantoneiras inox
Databook padrão NR-13

Bocais

- Entrada: Flange 1" WN RF #300 ASME B16.5 SA-182 304
- Saída: Flange 1" WN RF #300 ASME B16.5 SA-182 304
- Manômetro: Luva 1/2" #6000 NPT ASME B16.11 SA-182 304
- Dreno: Meia Luva 3/4" #6000 NPT ASME B16.11 SA-182 304
- Válvula de Segurança/Reserva: Meia Luva 1" #3000 NPT ASME B16.11 SA-182 304
- Vent/Válvula de Segurança: Meia Luva 1" #3000 NPT ASME B16.11 SA-182 304
- Inspeção: 2x Meia Luva 2" #3000 NPT ASME B16.11 SA-182 304

Tratamento de Superfície

- Interno: decapagem/passivação e sem polimento;
- Externo: decapagem/passivação e sem polimento.

Pintura

- Interno: Sem Pintura;
- Externo: Sem Pintura.

Descrição do Item:

Volume: 1.000 Litros
Pressão de Projeto: 39,27 kgf/cm²
Norma de Projeto: ASME VIII Div 1 2017
Diâmetro Interno: 840 mm
Material: SA-240 304
Espessura: 19 mm
Margem de Corrosão: 0,0 mm
Radiografia SPOT
Líquido Penetrante por qualidade Engetank
Tipo de Suporte: Cantoneiras inox
Databook padrão NR-13

Bocais

- Entrada: Flange 1" WN RF #300 ASME B16.5 SA-182 304
- Saída: Flange 1" WN RF #300 ASME B16.5 SA-182 304
- Manômetro: Luva 1/2" #6000 NPT ASME B16.11 SA-182 304
- Dreno: Meia Luva 3/4" #6000 NPT ASME B16.11 SA-182 304
- Válvula de Segurança/Reserva: Meia Luva 1" #3000 NPT ASME B16.11 SA-182 304
- Vent/Válvula de Segurança: Meia Luva 1" #3000 NPT ASME B16.11 SA-182 304
- Inspeção: 2x Meia Luva 2" #3000 NPT ASME B16.11 SA-182 304

Tratamento de Superfície

- Interno: decapagem/passivação e sem polimento;
- Externo: decapagem/passivação e sem polimento.

Pintura

- Interno: Sem Pintura;
- Externo: Sem Pintura.

ANEXO F – INFORMAÇÕES DO CHILLER SC10000W SEMICHILL

Julabo

Ficha de dados do produto

SC10000w SemiChill

Dados técnicos	
Nº. de pedido	9500101XXP3H0
Linha de modelos	SemiChill
Categoria	Chillers / Recirculadores de refrigeração
Faixa de temperaturas de trabalho (°C)	+5 ... +35 Standard -20 ... +130 Option
Constância de temperatura (°C)	±0.1
Resolução de ajuste / indicação	0.1 °C
Programador integrado	1x10 passos
Indicação de temperatura	LED Option
Potência de aquecimento (kW)	12.0 Option
Capacidade de refrigeração (fluido etanol)	°C 20 0 -10 kW 10 5 2.5
Vazão da bomba (l/min)	33
Pressão da bomba (bar)	3.5 Standard 4.3 Option
Abertura /profundidade do banho L x P / LP (cm)	Ø = 7 / - cm
Rosca de conexão da bomba	NPT 3/4"
Conectores para mangueira diâm. int. mm	3/4"
Volume de preenchimento (litros)	43 ... 60
Fluido frigorífico nível 1	R452A
Volume de abastecimento com fluido frigorífico nível 1 (g)	1800
Potencial de aquecimento global para	2140
Equivalência em gás carbônico nível 1 (t)	3.852
Conexão da sonda externa Pt100	integrada
Digital interface	RS232 Optional: Profibus
Temperatura ambiente	5...40 °C
Dimensões L x P x A (cm)	59 x 67 x 112
Peso (kg)	159
Nível de pressão sonora (distância 1 m) máx. (dBA)	69
Classificação conforme DIN12876-1	Classe III (FL)
Resfriamento da máquina frigorífica	Água
Versões de tensão disponíveis	400 V / 3 Ph. / 50 Hz 208-230 V / 3 Ph. / 60 Hz

Refrigerant specifications are valid for the 50 Hz version.



ANEXO G – INFORMAÇÕES DO CHILLER FLW20006



Ficha de dados do produto

Recirculating Cooler		FL20006		FLW20006					
Cooling		air cooled		water coolrd					
Working temperature range	°C	-25 ... +40		-25 ... +40					
Temperature stability	°C	±0.5							
Temperature selection:		digital							
via key pad		indication on LED-DISPLAY							
remote control via personal computer		indication on monitor							
Temperature indication:		LED-DISPLAY							
Resolution	°C	0.1							
Temperature control		PID 1							
Temperature sensor		Pt 100							
Excess temperature protection		85 °C - fixed value							
Low liquid level protection		float switch							
Cooling capacity	°C	+20	0	-10	-20	+20	0	-10	-20
Medium: Mixture water-glycol	kW	20.0	10.0	6.0	2.5	20.0	12.0	7.0	3.0
Cooling compressor		1--stage							
Refrigerant		R404A, R452A*							
Electrical connections:									
Computer interface		RS232							
Alarm output		for external alarm signal							
Control connections		V / A	230 / max. 0.1						
Circulating pump:									
discharge, max.	at 0 bar	l/min	80		80				
pressure, adjustable	at 0 Liter	bar	0.8 ... 6.0		0.8 ... 6.0				
Feed pressure indication		bar	Manometer						
Filling level indicator		sight glass							
Filling volume	from ... to	liters	15 ... 37						
Dimensions (WxLxH)		cm	95x115x161						
Weight		kg	360		330				
Ambient temperature range		°C	5 ... 40						
Return flow temperature		°C	80 max.						
Cooling water									
Flow rate at 15 °C inlet temperature		l/min	-----		24				
Noise level, 1 m distance		dBA	73						
IP class according to IEC 60 529		IP 21							
Mains power connection		V/ Hz	400/3PNPE /50		400/3PNPE /50				
Current input	at 400 V	A	18		18				
Mains power connection		V/ Hz	230/3PPE /60		230/3PPE /60				
Current input	at 230 V	A	36		36				

* at 400 V / 3PNPE / 50 Hz

All measurements have been carried out at: rated voltage and frequency,
ambient temperature: 20 °C