

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**Estudo experimental da evolução da fase dispersa
em emulsões de petróleo visando controle de
escoamento com menor potencial de emulsificação**

Autor: **Marcos Aurélio de Souza**

Orientador: **Prof. Dr. Rogério José da Silva**

Co-Orientador: **Prof. Dr. Marcelo José Pirani**

Itajubá, novembro de 2024

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Marcos Aurélio de Souza

**Estudo experimental da evolução da fase dispersa
em emulsões de petróleo visando controle de
escoamento com menor potencial de emulsificação**

**Tese de Doutorado submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Itajubá, requisitos
para obtenção do título de Doutor em
Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Rogério José da Silva

Co-Orientador: Prof. Dr. Marcelo José Pirani

Itajubá, novembro de 2024

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Marcos Aurélio de Souza

**Estudo experimental da evolução da fase dispersa
em emulsões de petróleo visando controle de
escoamento com menor potencial de emulsificação**

Banca Examinadora de Defesa:

Prof. Dr. Marcio Nele de Souza - UFRJ

Prof. Dr. Rogério Ramos - UFES

Prof. Dr. Osvaldo Jose Venturini - UNIFEI

Prof. Dr. Anderson Paulo Paiva - UNIFEI

Prof. Dr. Marcelo José Pirani - UNIFEI

Prof. Dr. Rogério José da Silva - UNIFEI

Itajubá, novembro de 2024

*"Nossos fracassos às vezes,
são mais frutíferos do que os
êxitos"*

Henry Ford

Dedicatória

A longa jornada que é a vida, não é realizada sozinho, temos nos bons e nos maus momentos a presença dos amigos e principalmente a presença da família. Na mais tenra idade, os pais são o esteio que nos permite o crescimento, na evolução natural vêm a esposa e os filhos. Dedico este trabalho a eles, meus pais José e Mariana, minha esposa Rosiani e meus filhos Vanessa e João, estiveram eles sempre próximos nos diversos momentos da vida, e foram deles o sacrifício maior de aceitar as longas ausências que os submetemos.

.

Agradecimentos

Este trabalho não existiria sem a perseverança de diversos amigos em especial ao Rogério José da Silva e Marcelo José Pirani, orientador e coorientador respectivamente desta tese. Amigos de décadas, mais do que o tempo para orientação, dedicaram-se muito além desta tarefa e forneceram a motivação e o incentivo sem o qual com certeza não seria possível a conclusão deste trabalho.

Resumo

SOUZA, M. A. (2023). Estudo experimental da evolução da fase dispersa em emulsões de petróleo visando controle de escoamento com menor potencial de emulsificação. Itajubá, 168 p. Tese; Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta uma concepção construtiva para construção de uma válvula de controle com baixo potencial de emulsificação, para comprovar que cumpre sua finalidade foram projetadas e construídas quatro destas válvulas, desenvolvido o procedimento experimental, montado o banco de testes e realizado os experimentos, verificando a adequação da proposta apresentada. As válvulas ciclônicas testadas, demonstraram ser capazes de controlar adequadamente o escoamento e apresentaram uma eficiência maior quando comparadas com válvulas convencionais (ambas com coeficientes de vazão equivalentes), em gerar emulsões menos estáveis. As válvulas foram testadas com o escoamento de uma emulsão em concentrações de 20 % e 40% de óleo em água, emulsionada antes de passar pelas respectivas válvulas. A sugestão de um parâmetro de projeto também é apresentado. O resultado deste trabalho tem potencial de ser utilizado em escoamentos multifásicos com vantagem sobre o uso das válvulas convencionais, pois possibilita o controle do escoamento produzindo uma emulsão mais fácil de ser tratada como é o caso existente na produção de hidrocarbonetos.

Palavras-chave:

Emulsão, Válvula de Controle, quebra, coalescência

Abstract

SOUZA, M. A. (2023). Estudo experimental da evolução da fase dispersa em emulsões de petróleo visando controle de escoamento com menor potencial de emulsificação. Itajubá, 168 p. Tese; Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

This work presents a constructive concept for the construction of a control valve with low emulsification potential. In order to prove that it fulfills its purpose, four of these valves were designed and built, the experimental procedure was developed, the test bench was assembled, and the experiments were carried out, verifying the adequacy of the presented proposal. The cyclonic valves tested were shown to be capable of adequately controlling the flow and presented greater efficiency when compared to conventional valves (both with equivalent flow coefficients), in generating less stable emulsions. The valves were tested with the flow of an emulsion in concentrations of 20% and 40% of oil in water, emulsified before passing through the respective valves. The suggestion of a design parameter is also presented. The result of this work has the potential to be used in multiphase flows with an advantage over the use of conventional valves, since it allows the control of the flow producing an emulsion that is easier to be treated, as is the case in the production of hydrocarbons.

Keywords:

Emulsion, Control Valve, breaking, Coalescence

Lista de Figuras

FIGURA 1-1 CURVA DE PRODUÇÃO DE ÓLEO E ÁGUA PRODUZIDA PARA UM MÓDULO DE PRODUÇÃO.	18
FIGURA 1-2- PRODUÇÃO DE PETRÓLEO, GÁS NATURAL E ÁGUA NOS CAMPOS DO PRÉ-SAL.	19
FIGURA 1-3- PRODUÇÃO DE PETRÓLEO, GÁS NATURAL E ÁGUA EM ALGUNS DOS PRINCIPAIS CAMPOS DO PRÉ-SAL.	19
FIGURA 1-4- PRODUÇÃO DE PETRÓLEO, GÁS NATURAL E ÁGUA NOS CAMPOS DA BACIA DE CAMPOS.	20
FIGURA 1-5- PRODUÇÃO DE PETRÓLEO, GÁS NATURAL E ÁGUA EM ALGUNS DOS PRINCIPAIS CAMPOS DA BACIA DE CAMPOS.....	20
FIGURA 2-1- PERDA DE PRESSÃO PERMANENTE E COMPRIMENTO DE TURBULÊNCIA EM ORIFÍCIOS	29
FIGURA 2-2- TURBILHONADOR DE CENTRO CÔNICO E PÁS DIRECIONADORAS PARA CRIAR O EFEITO CENTRÍFUGO.	35
FIGURA 2-3- SEPARADOR DE GÁS-LÍQUIDO COM TRÊS ELEMENTOS COM PÁS GUIAS HELICOIDAIS DUAS CÂMARAS DE TURBULÊNCIA..	35
FIGURA 2-4- SEÇÃO DE CORTE DE VISTA DO SEPARADOR GÁS-LÍQUIDO COM TRÊS ELEMENTOS COM PÁS GUIAS HELICOIDAIS E DUAS CÂMARAS DE TURBULÊNCIA, E QUATRO SAÍDAS DE GÁS.	36
FIGURA 2-5- PRINCÍPIO DO SEPARADOR DE FLUIDO EM LINHA PARA SEPARAÇÃO DE GÁS/LÍQUIDO	36
FIGURA 2-6- CICLONES COM MÚLTIPLOS CANAIS DE ENTRADA VISANDO O AUMENTO DA EFICIÊNCIA DE SEPARAÇÃO DE GOTÍCULAS DE ÓLEO NO GÁS EM CONCENTRAÇÕES ENTRE 5000 E 40000 PPM.	37
FIGURA 2-7- HIDROCICLONE: A) COM ENTRADA AXIAL COM PALHETAS DIRECIONADORAS; B) RESULTADOS EXPERIMENTAIS COM VARIAÇÃO DE VAZÃO E RELAÇÃO ÁGUA/ÓLEO.....	38
FIGURA 2-8- SEPARADOR DE HÉLICE ÓLEO-ÁGUA COM GUIAS HELICOIDAIS (OWHS).	39
FIGURA 2-9- PROTÓTIPOS DE SEPARADOR COM PALHETAS-GUIAS HELICOIDAIS.	40
FIGURA 2-10- SEPARADOR AXIAL COM 3 ESTÁGIOS DE SEPARAÇÃO E 5 SAÍDAS DE FASE LEVE.	41
FIGURA 2-11 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO ELEMENTO COM PÁS GUIAS:	42
FIGURA 2-12- VÁLVULA <i>CHOKE</i> ANGULAR DA MOKVELD.....	44
FIGURA 2-13- HISTÓRICO DO DESENVOLVIMENTO DAS VÁLVULAS <i>CHOKE</i>	44
FIGURA 2-14- COMPARAÇÃO DO MECANISMO DE FUNCIONAMENTO ENTRE UMA	45
FIGURA 2-15- ESQUEMA DA VÁLVULA CICLÔNICA DA TWISTER.	47
FIGURA 2-16- ESQUEMA DA VÁLVULA TYPHOON EM CORTE.	47
FIGURA 2-17- ESQUEMA DO PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DA VÁLVULA CICLÔNICA.	48
FIGURA 2-18- GEOMETRIA UTILIZADA NA SIMULAÇÃO APRESENTANDO A PENAS A REGIÃO DE ESCOAMENTO NA PARTE SUPERIOR E NA PARTE INFERIOR A LOCALIZAÇÃO DOS PONTOS DE MEDIÇÃO E SIMULAÇÃO	50
FIGURA 2-19- COMPARAÇÃO DOS VALORES DA VELOCIDADE NO CORPO CÔNICO DA VÁLVULA CICLÔNICA OBTIDA POR DOIS MÉTODOS DE SIMULAÇÃO E OBTIDAS POR MEDIÇÃO EXPERIMENTAL NA POSIÇÃO 11,5. EM (A) VELOCIDADE TANGENCIAL E EM (B) VELOCIDADE AXIAL	51
FIGURA 3-1 - CAMINHO HIDRÁULICO NA CONCEPÇÃO ORIGINAL DAS VÁLVULAS.	53
FIGURA 3-2 – VÁLVULA DE ESCOAMENTO DIRETO – VISTA EM CORTE.....	54
FIGURA 3-3 – VÁLVULA DE ESCOAMENTO REVERSO – VISTA EM CORTE.	54
FIGURA 3-4 – VÁLVULA DE ESCOAMENTO DIRETO – FOTO DO CONJUNTO MONTADO.	55
FIGURA 3-5– VÁLVULA DE ESCOAMENTO DIRETO – COMPONENTES.....	55

FIGURA 3-6— VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO REVERSO MONTADA.	55
FIGURA 3-7 – COMPONENTE DA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO REVERSO.	56
FIGURA 3-8 – VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO REVERSO – DETALHE DAS HÉLICES DE ENTRADA E DE SAÍDA.	56
FIGURA 3-9 – MODELO DE VÁLVULA GLOBO COMERCIAL TESTADA.	56
FIGURA 3-10 – VISTA DAS VÁLVULAS DE CICLÔNICAS INSTALADAS E SEU TRECHO DE SAÍDA.	57
FIGURA 3-11 – COMPARAÇÃO GRÁFICA ENTRE OS COEFICIENTES DE VAZÃO DAS VÁLVULAS CICLÔNICAS DE PRIMEIRA GERAÇÃO E A VÁLVULA GLOBO DE 1/2”	58
FIGURA 3-12 – A FORMAÇÃO DE VÓRTICES NA SAÍDA DE VÁLVULA DE ESCOAMENTO DIRETO COM A VÁLVULA ABERTA.	59
FIGURA 3-13 – DETALHE DAS VÁLVULAS CICLÔNICA COM A ELIPSE DELIMITANDO A REGIÃO RESPONSÁVEL PELA GERAÇÃO DE EMULSÃO.	60
FIGURA 3-14 – CONCEPÇÃO DA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO DIRETO DE SEGUNDA GERAÇÃO.	61
FIGURA 3-15 – PARTE DA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO DIRETO DE SEGUNDA GERAÇÃO.	61
FIGURA 3-16 – DETALHE DO ELEMENTO HELICOIDAL DA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO DIRETO DE SEGUNDA GERAÇÃO.	62
FIGURA 3-17 – CONCEPÇÃO DA VÁLVULA DE ESCOAMENTO REVERSO DE SEGUNDA GERAÇÃO EM CORTE.	62
FIGURA 3-18 – VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO REVERSO DE SEGUNDA GERAÇÃO CONSTRUÍDA.	63
FIGURA 3-19 – DETALHE DO ELEMENTO ONDE O FLUIDO É FORÇADO A PASSAR PELO ESPAÇO EXISTENTE ENTRE O FUSO E A PORCA. ..	63
FIGURA 3-20 – DETALHE DA OPERAÇÃO DO FUSO, MOSTRANDO O SEU DESLOCAMENTO E O ESPAÇO PARA CIRCULAÇÃO DO FLUIDO, DE SEU MÁXIMO (FIGURA À ESQUERDA), A SEU MÍNIMO (FIGURA A DIREITA).	64
FIGURA 3-21 - DETALHES CONSTRUTIVOS E DIMENSIONAIS DA VÁLVULA CICLÔNICA COM ROSCAS CÔNICAS DE ESCOAMENTO DIRETO.	65
FIGURA 3-22 – DETALHES CONSTRUTIVOS DA VÁLVULA CICLÔNICA COM ROSCAS CÔNICAS DE ESCOAMENTO REVERSO DE SEGUNDA GERAÇÃO.	66
FIGURA 4-1 – VÁLVULA DE CONTROLE “A” UTILIZADA COMO COMPARAÇÃO PARA AS VÁLVULAS CICLÔNICAS DE SEGUNDA GERAÇÃO.	68
FIGURA 4-2 - VISTA ESQUEMÁTICA DO INTERIOR DA VÁLVULA “B” TAMBÉM UTILIZADA COMO COMPARAÇÃO COM AS VÁLVULAS CICLÔNICAS.	68
FIGURA 4-3 - VALORES DO COEFICIENTE DE VAZÃO DAS VÁLVULAS CICLÔNICAS DE SEGUNDA GERAÇÃO E AS VÁLVULAS “A” E “B”	69
FIGURA 4-4— ESQUEMA DO BANCO DE TESTE PARA A REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS DAS VÁLVULAS CICLÔNICAS.	71
FIGURA 4-5 – VISTA EM CORTE DO “Te” DE MISTURA COM OS GICLÊS.	72
FIGURA 4-6 – GERADOR DE EMULSÃO DO BANCO DE TESTE COM TES DE MISTURA.	72
FIGURA 4-7 – VISTA DO BANCO DE TESTE COM AS BOMBAS DE CAVIDADE PROGRESSIVA	73
FIGURA 4-8— COLETA DAS AMOSTRAS DE EMULSÃO DURANTE UM TESTE COM AS VÁLVULAS.	74
FIGURA 4-9 – APÓS A COLETA DAS AMOSTRAS OS FUNIS ERAM DEIXADOS EM REPOUSO POR EXATOS 15 MINUTOS.	75
FIGURA 4-10 – APÓS 15 MINUTOS REALIZAVA-SE A COLETA DE 50 ML DA EMULSÃO DA PARTE INFERIOR DO FUNIL.	75
FIGURA 4-11— AMOSTRAS DA PARTE INFERIOR DO FUNIL COLETADAS EM BALÕES DE 50 ML DESTINADAS A MEDIÇÃO DA CONCENTRAÇÃO DE ÓLEO EM ÁGUA.	76
FIGURA 4-12 - FOTO DO MALVERN MASTER SIZE 2000.	76
FIGURA 4-13 - FOTO DO EQUIPAMENTO UTILIZADO PARA MEDIÇÃO DA CONCENTRAÇÃO DE ÓLEO EM ÁGUA ESPECTROFOTÔMETRO HACH MODELO DR2800.	76

FIGURA 4-14 – DISTRIBUIÇÃO DO DIÂMETRO DE GOTAS DA FASE DISPERSA NA FASE CONTÍNUA NA EMULSÃO TÍPICA UTILIZADA NOS TESTES, DISTRIBUIÇÃO PONDERADA EM VOLUME, NA ORDENADA A ESQUERDA A DISTRIBUIÇÃO EM VOLUME DA DIMENSÃO DAS GOTAS E NA ORDENADA DA DIREITA A DISTRIBUIÇÃO ACUMULADA, AS CURVAS FORAM OBTIDAS EM DIAS DIFERENTES.	79
FIGURA 5-1 VISTA EM DETALHE DA REGIÃO DE CONTROLE DE ESCOAMENTO DA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO DIRETO APRESENTADO DESTACADO PELA ELIPSE AMARELA O LOCAL ONDE SE MEDE A ABERTURA	82
FIGURA 5-2 VISTA EM DETALHE DA REGIÃO DE CONTROLE DE ESCOAMENTO DA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO DIRETO EM (A) E DE ESCOAMENTO REVERSO EM(B) COM SUAS DIMENSÕES BÁSICAS.	83
FIGURA 5-3 VISTA EM DETALHE DA ABERTURA QUE OCORRE COM O DESLOCAMENTO DO OBTURADOR	83
FIGURA 5-4 DIFERENÇA ENTRE CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A PERDA DE CARGA PARA VAZÃO DE 10 KG/MIN E CONCENTRAÇÃO INICIAL DE ALIMENTAÇÃO DE 200.000 [PPM], PARA AS 4 VÁLVULAS TESTADAS.	86
FIGURA 5-5 DIFERENÇA ENTRE CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A PERDA DE CARGA PARA VAZÃO DE 10 KG/MIN E CONCENTRAÇÃO INICIAL DE ALIMENTAÇÃO DE 400.000 PPM, PARA AS 4 VÁLVULAS TESTADAS.	87
FIGURA 5-6 DIFERENÇA ENTRE CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A PERDA DE CARGA PARA VAZÃO DE 17 KG/MIN E CONCENTRAÇÃO INICIAL DE ALIMENTAÇÃO DE 200.000 PPM, PARA AS 4 VÁLVULAS TESTADAS.	88
FIGURA 5-7 DIFERENÇA ENTRE CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A PERDA DE CARGA PARA VAZÃO DE 17 KG/MIN E CONCENTRAÇÃO INICIAL DE ALIMENTAÇÃO DE 400.000 [PPM], PARA AS 4 VÁLVULAS TESTADAS.	89
FIGURA 5-8 DIFERENÇA ENTRE CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A VAZÃO PARA PERDA DE CARGA DE 2,7 KGF/CM ² E CONCENTRAÇÃO INICIAL DE ALIMENTAÇÃO DE 200.000 PPM, PARA AS 4 VÁLVULAS TESTADAS.	90
FIGURA 5-9 DIFERENÇA ENTRE CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A VAZÃO PARA PERDA DE CARGA DE 2,7 KGF/CM ² E CONCENTRAÇÃO DE ALIMENTAÇÃO DE 400.000 PPM, PARA AS 4 VÁLVULAS TESTADAS.	91
FIGURA 5-10 DIFERENÇA ENTRE CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A VAZÃO PARA PERDA DE CARGA DE 11,8 KGF/CM ² E CONCENTRAÇÃO DE ALIMENTAÇÃO DE 200.000 PPM, PARA AS 4 VÁLVULAS TESTADAS.	92
FIGURA 5-11 DIFERENÇA ENTRE CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A VAZÃO PARA PERDA DE CARGA DE 11,8 KGF/CM ² E CONCENTRAÇÃO DE ALIMENTAÇÃO DE 400.000 PPM, PARA AS 4 VÁLVULAS TESTADAS.	93
FIGURA 5-12 - VISTA EM CORTE DA NOVA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO DIRETO, IDENTIFICADA COMO VCED3	94
FIGURA 5-13 - DESENHO DE MONTAGEM DA NOVA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO DIRETO, IDENTIFICADA COMO VCED3 ..	95
FIGURA 5-14 - FOTOS DA NOVA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO DIRETO, IDENTIFICADA COMO VCED3	95
FIGURA 5-15 - DESENHO DE MONTAGEM DA NOVA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO REVERSO, IDENTIFICADA COMO VCER3.	96
FIGURA 5-16 - VISTA EM CORTE DA NOVA DA NOVA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO REVERSO, IDENTIFICADA COMO VCER3	96
FIGURA 5-17 - FOTOS DA NOVA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO DIRETO, IDENTIFICADA COMO VCED3 E NO DETALHE O OBTURADOR DESTA VÁLVULA.....	97
FIGURA 5-18 – FIGURA COM O DETALHE DA ÁREA DISPONÍVEL PARA ESCOAMENTO DA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO REVERSO, IDENTIFICADA COMO VCER3.	98
FIGURA 5-19 – FOTO DA VÁLVULA GLOBO FORJADA A SER UTILIZADA PARA EFEITO DE COMPARAÇÃO COM AS VÁLVULAS CICLÔNICAS E QUE SERÁ IDENTIFICADA COMO TIPO “C”	99
FIGURA 5-20 DIFERENÇA ENTRE A CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A PRESSÃO, PARA SITUAÇÃO DE MENOR VAZÃO E MENOR CONCENTRAÇÃO , PARA AS VÁLVULAS TESTADAS.	102

FIGURA 5-21 DIFERENÇA ENTRE A CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A PRESSÃO, PARA SITUAÇÃO DE MAIOR VAZÃO E MAIOR CONCENTRAÇÃO PARA AS VÁLVULAS TESTADAS.	103
FIGURA 5-22 DIFERENÇA ENTRE A CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A PRESSÃO, PARA SITUAÇÃO DE MENOR VAZÃO E MAIOR CONCENTRAÇÃO PARA AS VÁLVULAS TESTADAS.	104
FIGURA 5-23 DIFERENÇA ENTRE A CONCENTRAÇÃO DE SAÍDA E ENTRADA COM A PRESSÃO, PARA SITUAÇÃO DE MAIOR VAZÃO E MENOR CONCENTRAÇÃO PARA AS VÁLVULAS TESTADAS.	105

Lista de Tabelas

TABELA 3-1 – DADOS DE COEFICIENTE DE VAZÃO DAS VÁLVULAS CICLÔNICAS E DE UMA VÁLVULA GLOBO DE $\frac{1}{2}$ " .	57
TABELA 4-1 – DADOS DE OPERAÇÃO DO BANCO DE TESTES PARA AS VÁLVULAS CICLÔNICAS.	73
TABELA 4-2 – DIÂMETROS CARACTERÍSTICOS DAS GOTAS DA FASE DISPERSA NA FASE CONTÍNUA NA EMULSÃO TÍPICA UTILIZADA NOS TESTES APRESENTADAS NA FIGURA 4-14,	79
TABELA 5-1 – QUADRO COM AS VÁLVULAS ENSAIADAS, AS VAZÕES E AS CONCENTRAÇÕES DE ÓLEO EM ÁGUA.	80
TABELA 5-2 – SÍNTESE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS, CONCENTRAÇÃO DE ÓLEO EM ÁGUA NA SAÍDA E ENTRADA DAS VÁLVULAS, APÓS REPOUSO DE 15 MINUTOS, EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DA VAZÃO, PERDA DE CARGA E CONCENTRAÇÃO DE ALIMENTAÇÃO PARA AS VÁLVULAS CICLÔNICAS E VÁLVULAS GLOBO.	81
TABELA 5-3 – VALORES DE ABERTURA PARA CADA VÁLVULA EM FUNÇÃO DA PRESSÃO, VAZÃO E CONCENTRAÇÃO NOS DIVERSOS PONTOS DA MATRIZ DE TESTE	82
TABELA 5-4 – VALORES DE VELOCIDADE NO CANAL PARA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO DIRETO	84
TABELA 5-5 – VALORES DE VELOCIDADE NO CANAL PARA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO REVERSO	85
TABELA 5-6 – VALORES DE ABERTURA E ÁREA DISPONÍVEL PARA ESCOAMENTO NAS VÁLVULAS CICLÔNICAS VCED3 E VCER3 PARA CADA UMA DAS CONDIÇÕES DE TESTE DA FASE II.	100
TABELA 5-7 – VALORES MÉDIOS DA DIFERENÇA ENTRE A CONCENTRAÇÃO DE ÓLEO EM ÁGUA (O/A) NA SAÍDA E NA ENTRADA NA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO DIRETO (VCED3) PARA CADA UMA DAS CONDIÇÕES DE TESTE DA FASE II.	100
TABELA 5-8 – VALORES MÉDIOS DA DIFERENÇA ENTRE A CONCENTRAÇÃO DE ÓLEO EM ÁGUA (O/A) NA SAÍDA E NA ENTRADA NA VÁLVULA CICLÔNICA DE ESCOAMENTO REVERSO (VCER3) PARA CADA UMA DAS CONDIÇÕES DE TESTE DA FASE II.	101
TABELA 5-9 – VALORES MÉDIOS DA DIFERENÇA ENTRE A CONCENTRAÇÃO DE ÓLEO EM ÁGUA (O/A) NA SAÍDA E NA ENTRADA NA VÁLVULA TIPO "C" PARA CADA UMA DAS CONDIÇÕES DE TESTE DA FASE II.	101
TABELA 5-10 – COMPARAÇÃO ENTRE AS VELOCIDADES DE PASSAGEM DO FLUÍDO PELO CANAL E AS ÁREAS DO CANAL DE PASSAGEM PARA A GERAÇÃO 2 E GERAÇÃO 3 DAS VÁLVULAS CICLÔNICAS DE ESCOAMENTO DIRETO, OPERANDO COM UMA RAZÃO DE VAZÃO DE 1: 4,7	108
TABELA 5-11 – COMPARAÇÃO ENTRE AS VELOCIDADES DE PASSAGEM DO FLUÍDO PELO CANAL E AS ÁREAS DO CANAL DE PASSAGEM PARA A GERAÇÃO 2 E GERAÇÃO 3 DAS VÁLVULAS CICLÔNICAS DE ESCOAMENTO REVERSO OPERANDO COM UMA RAZÃO DE VAZÃO DE 1: 4,7	109

Lista de Abreviaturas e Siglas

DTG	-	Distribuição do tamanho de gotas
INMETRO	-	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
LPO	-	Light Phase Outlets
NUSEC	-	Núcleo de Separadores Compactos
O/A	-	Óleo disperso em água
PVC	-	Policloreto de vinila
A/O	-	Água dispersa em óleo

O/A

Simbologia

Símbolos Latinos

d	-	Diâmetro
O	-	Óleo
p	-	Pressão
r	-	Raio da gota
S	-	Máximo gradiente de velocidade no escoamento externo
U	-	Velocidade médio do fluido no Orifício.
$\bar{v}$	-	Média da diferença das velocidades
W	-	Água
We	-	Número de Weber
Wec	-	Número de Weber corrigido
x	-	Comprimento da zona de turbulência intensa.

Letras Gregas

Δ	-	Variação
ε	-	Energia dissipada por unidade de massa

μ	-	Viscosidade
ρ	-	Densidade da Fase
σ	-	Tensão interfacial
τ	-	Força devido à pressão dinâmica da fase contínua

Subscritos

c	-	Fase continua
d	-	Fase dispersa
max	-	valor máximo da gota estável
perm	-	permanente

Sumário

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	18
1.2	OBJETIVOS DO PRESENTE TRABALHO	22
1.3	DELINEAMENTO DA TESE	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	24
2.1	EMULSÕES	24
2.1.1	<i>Turbulência e emulsificação</i>	<i>26</i>
2.2	O ESCOAMENTO E AS EMULSÕES.....	31
2.3	ALGUNS DESENVOLVIMENTOS PARA SEPARAÇÃO	34
2.4	EMULSÕES E AS VÁLVULAS	43
2.5	SIMULAÇÃO FLUIDODINÂMICA DO ESCOAMENTO EM UMA VÁLVULA CICLÔNICA.....	49
3	DESENVOLVIMENTO DA VÁLVULA CICLÔNICA	52
3.1	A PRIMEIRA GERAÇÃO DE VÁLVULA CICLÔNICA.....	52
3.1.1	<i>A característica de funcionamento das válvulas ciclônicas de primeira geração.....</i>	<i>56</i>
3.2	–A SEGUNDA GERAÇÃO - VÁLVULAS CICLÔNICAS COM ROSCAS CÔNICAS.....	60
4	O PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	67
4.1	VÁLVULAS DE REFERÊNCIA PARA COMPARAÇÃO	67
4.2	BANCO DE TESTE PARA A ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS VÁLVULAS.....	70
4.3	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL PARA O TESTE DAS VÁLVULAS.....	74
4.4	CARACTERÍSTICA DA EMULSÃO TÍPICA UTILIZADA.....	77
4.4.1	<i>Propriedades dos fluídos utilizados</i>	<i>77</i>
4.4.2	<i>Característica da emulsão típica utilizada.....</i>	<i>78</i>
5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	80
5.1	TESTANDO UM FATOR DE ESCALA	94
5.1.1	<i>O experimento com as válvulas de maior vazão</i>	<i>98</i>
5.2	COMENTÁRIOS DOS RESULTADOS	106
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS	110
6.1	CONCLUSÕES	110
6.2	RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	111
6.2.1	<i>Linha 1 - Buscas de novas concepções construtivas para atender o mesmo objetivo... </i>	<i>112</i>
6.2.2	<i>Linha 2 - Otimização das concepções construtivas e análise do fator de escala</i>	<i>112</i>
6.2.3	<i>Linha 3 – Realização de testes em outras condições de escoamento.....</i>	<i>113</i>

6.2.4	<i>Linha 4 – Incorporar requisitos para atendimento das normas, padronização e facilidade construtiva.</i>	114
-------	--	-----

	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	116
7	APENDICE A – PATENTE DA VÁLVULA CICLÔNICA.....	125
8	APENDICE B – PATENTE DO ACELERADOR HELICOIDAL PARA CENTRÍFUGAS DE FLUXO	
CONTÍNUO	151	

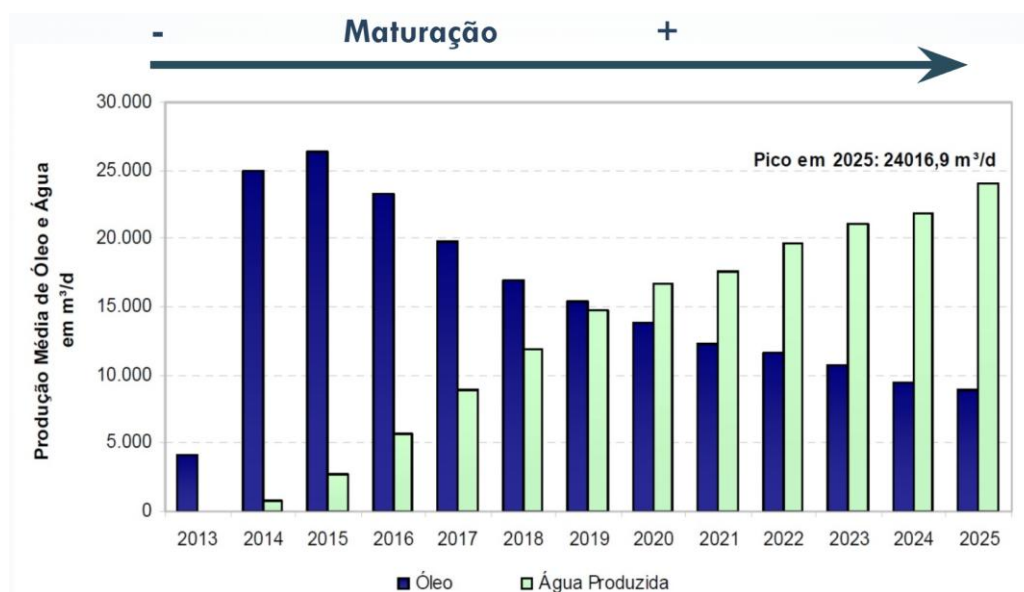
1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

A produção na indústria de petróleo implica na retirada, do reservatório, de uma mistura de petróleo, água, gás e impurezas. A água produzida geralmente é gerada na produção de petróleo seja em poços onshore ou offshore. Água do mar ou água doce que ficou presa durante milhões de anos com o petróleo e o gás natural, constitui a chamada água de formação. No poço de petróleo este pode conter além do óleo, água de formação, gás natural e/ou líquidos gasosos. Na produção de petróleo são injetados em um reservatório, água doce, água do mar, e produtos químicos. Assim, na produção de petróleo na água produzida estão presentes a água de formação e a água injetada contendo produtos químicos (Neff, Lee and DeBlois, 2011). Conforme relata Rajbongshi and Goboi (2024), a água de produção aumentou de 30 milhões de barris por dia para quase 100 milhões de barris por dia de 1990 para 2015. E a razão para este aumento do volume se deve à maturidade dos campos petrolíferos.

Na medida que avança a produção em um determinado campo de petróleo a produção de água tende a aumentar com a passagem do tempo, produzindo muito petróleo nos primeiros anos do campo e com a maturação, existe uma queda na produção com aumento da produção de água. A Figura 1-1 apresenta um exemplo da variação da produção de petróleo e água em um determinado campo.

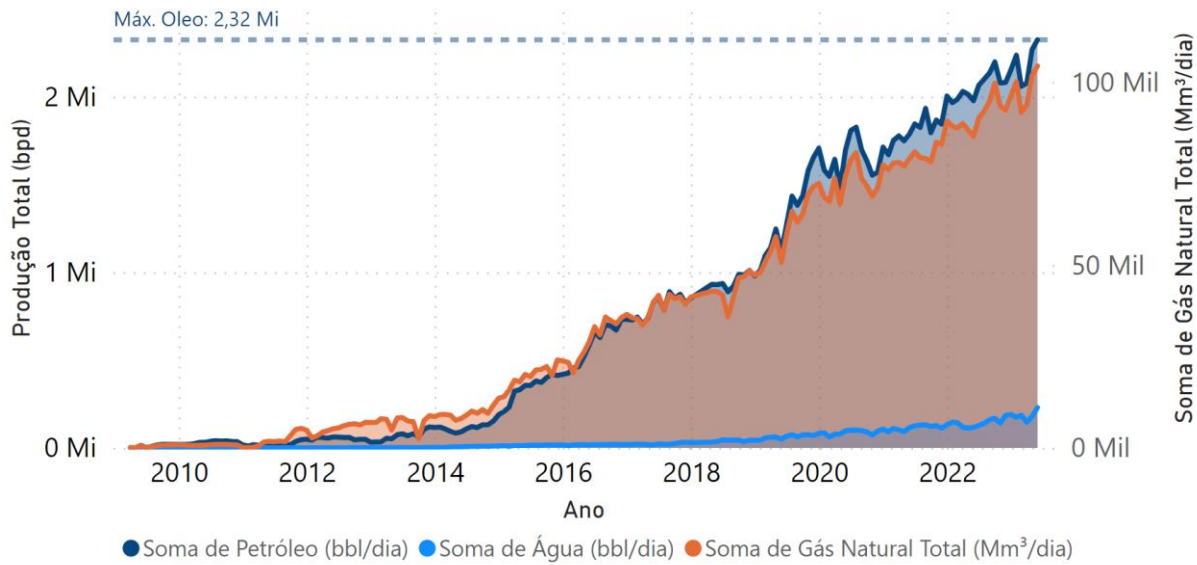
Figura 1-1 Curva de produção de óleo e água produzida para um módulo de produção.



Fonte: Silva (2013).

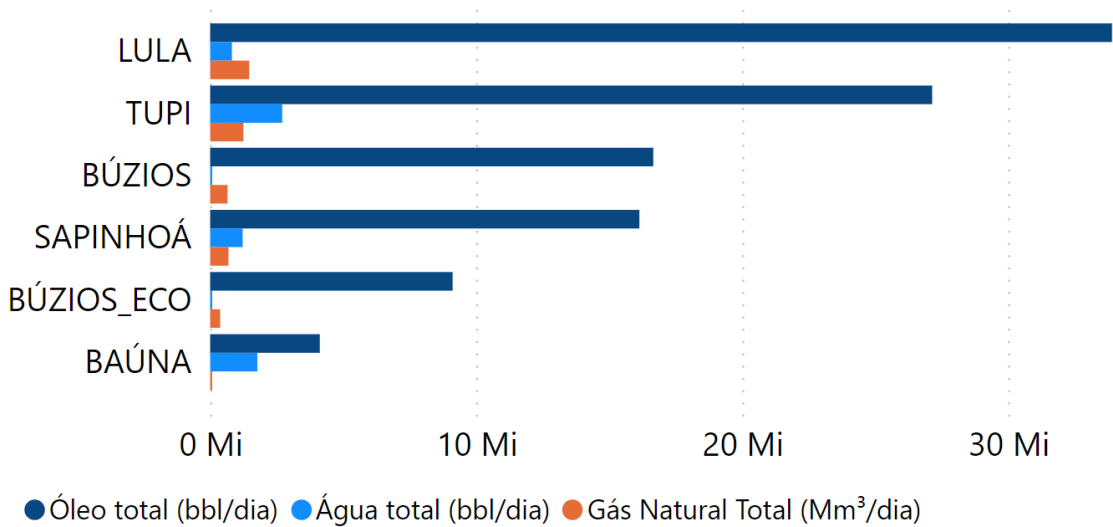
Quando o campo de petróleo inicia a produção normalmente apresenta pequenas porcentagens de água. Este tipo de ocorrência vem se verificando nos poços de petróleo da camada pré-sal brasileira, onde existem poços de petróleo que produzem pouca água, como pode ser visto na Figura 1-2, que mostra a produção de petróleo, gás natural e água nos campos do Pré-Sal (ANP, 2023). A Figura 1-3 mostra a produção de água, petróleo e gás nos principais campos do Pré-Sal.

Figura 1-2- Produção de petróleo, gás natural e água nos Campos do Pré-Sal.



Fonte: Dados processados a partir do banco de dados de produção da ANP (2023).

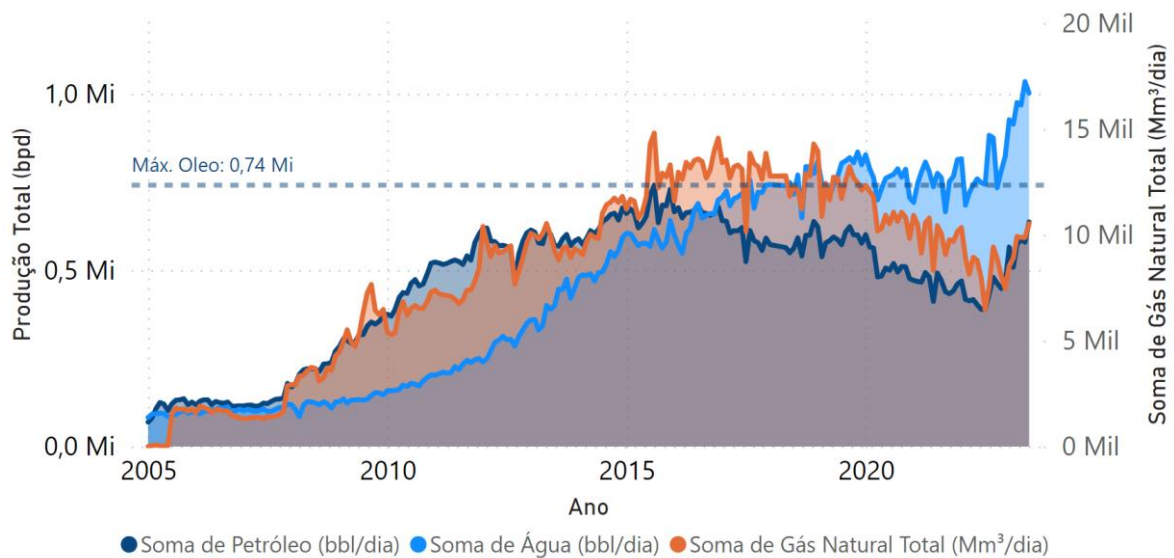
Figura 1-3- Produção de petróleo, gás natural e água em alguns dos principais campos do Pré-Sal.



Fonte: Dados processados a partir de banco de dados da ANP (2023).

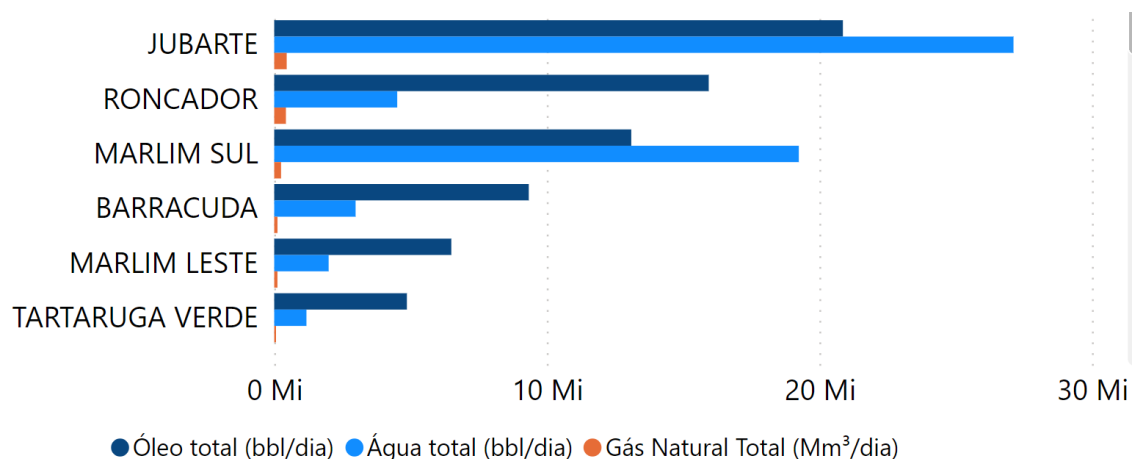
Em campos maduros como no caso dos campos da camada pós-sal da Bacia de Campos, a produção de água supera os 50% em volume, conforme mostrado na Figura 1-4. A produção de petróleo, gás natural e água, nos principais campos da Bacia de Campos são apresentados na Figura 1-5. Estes dados mostram que na produção são geradas grandes quantidades de petróleo e água, cujo comportamento deve ser controlado para evitar a formação de emulsões com maior dificuldade de tratamento.

Figura 1-4- Produção de petróleo, gás natural e água nos campos da Bacia de Campos.



Fonte: Dados processados a partir de banco de dados de produção da ANP (2023).

Figura 1-5- Produção de petróleo, gás natural e água em alguns dos principais campos da Bacia de Campos.



Fonte: Dados processados a partir de banco de dados da ANP (2023).

À medida que aumenta a presença de água, normalmente ocasiona um aumento nos custos de produção e mais operações no processamento, bem como em impactos ambientais. Em 2019, segundo Mao *et al.* (2023), da produção mundial de cerca de 80 milhões de barris de petróleo por dia, havia a

produção de água produzida na ordem de aproximadamente 250 milhões de barris. Desta forma a proporção óleo/água seria em torno de 1:3. Em várias regiões o teor de água produzida atinge 70%, e em algumas regiões pode chegar a 90%.

Na produção de petróleo devido a presença de água, procura-se controlar a formação de emulsões de forma a permitir as operações no processamento primário, para separar o óleo, a água e o gás natural. Uma boa parte do processamento primário é realizado utilizando equipamentos de separação por gravidade, exigindo grande espaço, e atualmente se requer tecnologias de processamento primário, compactas, rápidas e eficientes (Olajire, 2020).

Emulsões são misturas de dois ou mais líquidos imiscíveis, estão presentes em medicamentos, cosméticos, pesticidas, alimentos, nas indústrias mecânicas, metalúrgicas e petroquímicas, para citar somente alguns setores de utilização. Em alguns casos, as emulsões são desejáveis, sendo por isso sua formação induzida na mistura; em outros casos, sua existência é evitada ao máximo.

O estudo das emulsões é atual, e sua importância na indústria do petróleo é cada vez mais pronunciada. Na extração do petróleo, tanto a formação de emulsões quanto sua quebra podem ser desejáveis. O antagonismo vem da grande diferença entre os vários óleos produzidos, e dos diversos processos utilizados em sua produção. A presença de água misturada aos petróleos leves é indesejável por conta de seu transporte vir a caracterizar um desperdício de capacidade nas tubulações.

Além disso, o volume de água produzido depende também da idade do poço, da localização geográfica, do histórico do reservatório e das tecnologias de produção (Olajire, 2020). Existem rigorosas legislações sobre a descarga de água produzida de petróleo e gás natural no meio ambiente, exigindo esforços para a separação eficiente da água e petróleo.

Na produção de petróleo encontra-se tanto a água dispersa no petróleo bruto como o petróleo disperso em água. As emulsões ocorrem em quase todas as fases da produção e processamento de petróleo (Adeyanju and Ogundare, 2019). Elas podem ocorrer dentro do reservatório, nas cabeças de poços, no manuseio do petróleo, nas unidades de separação, durante o transporte, armazenamento e processamento (Efevbokhan *et al.* 2013 *apud* Adeyanju and Ogundare, 2019). A agitação da mistura água/óleo, uso de válvulas, singularidades ao longo das linhas, e bombas, estão entre algumas das condições que propiciam a formação de emulsão.

Em campos de produção de petróleo, é muito utilizada a injeção de água do mar tratada para a manutenção da pressão do reservatório. Com essa injeção, ocorre o aumento da fração de água no petróleo. Ao passar pelo sistema de produção, a mistura óleo/água sofre variações de pressão que concorrem para formação de emulsões e quando maior o gradiente de pressão a que a mistura é submetida, maior a alteração na distribuição do tamanho de gotas da fase dispersa na fase contínua, prejudicando a separação nos equipamentos posteriores

Na etapa de produção, tem-se ao longo das linhas de produção, uma quantidade expressiva de elementos de tubulações (acidentes de linha), especialmente válvulas, as quais auxiliam no controle de parâmetros hidráulicos adequados para o fluido que chega aos equipamentos. Porém tais elementos de tubulação, apesar de indispensáveis, apresentam um princípio de funcionamento que leva a um processo de agitação intensiva no fluido multifásico, cisalhando a fase dispersa favorecendo a formação das emulsões.

O presente trabalho visa de modo geral e sintético contribuir com o aumento da eficiência na produção de hidrocarbonetos ao se estudar situações que favoreçam a separação das fases. Assim, será possível propor alterações de projeto nos elementos que estão envolvidos no escoamento destes fluidos ou mesmo a proposição de um dispositivo que contribua com a coalescência das gotas da fase dispersa de uma emulsão durante seu escoamento. Isto possibilitará um aumento da eficiência de separação dos equipamentos atualmente utilizados no processamento primário.

1.2 OBJETIVOS DO PRESENTE TRABALHO

Este trabalho apresenta uma concepção para construção de uma válvula para controle de escoamento, que tem como diferencial, a possibilidade de realizar este controle sem contribuir para a geração de emulsão.

O principal objetivo deste trabalho, portanto, é o de verificar experimentalmente a eficiência da válvula proposta

Além de verificar o efeito da passagem da emulsão através desta válvula, pretende-se comparar o desempenho dela com válvulas comerciais que possuam o coeficiente de vazão similar.

Para tanto foram projetados e construídos quatro protótipos da válvula, e todo aparato necessário para a realização dos testes.

Este estudo pretende contribuir com aprimoramentos nos projetos mecânicos dos elementos que estão envolvidos com o escoamento das emulsões, em particular as válvulas, seja no sentido de favorecer sua formação (quando mesma é desejada) ou de minimizar sua formação e até favorecer sua separação.

1.3 DELINEAMENTO DA TESE

Este trabalho apresenta no item 2 uma sintética revisão bibliográfica, iniciando-se com conceitos sobre emulsões, envolvendo quebra de gotas, segue apresentando alguns desenvolvimentos para separar emulsões e conclui discutindo alguns conceitos de válvulas e seu efeito sobre as emulsões.

No item 03 apresenta-se o conceito das válvulas ciclônicas e duas gerações de válvulas propostas, discute-se os motivos da falha da primeira geração e a segunda geração é apresentada como opção de solução.

No item 4 é apresentada a metodologia, o procedimento experimental, a constituição do banco de teste

Os resultados experimentais estão no item 5 e neste item é realizada uma breve discussão sobre o fator de escala que pode ser utilizado para embasar o projeto de futuras válvulas, na sequência as conclusões e recomendações para trabalhos futuros no item 06

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 EMULSÕES

Uma emulsão é formada por gotas de um fluido imersas em outro fluido. O fluido disperso em gotas é chamado fase dispersa ou fase descontínua, enquanto o fluido que compõe a matriz é denominado fase contínua. O tamanho das gotas é muito variável, com diâmetros desde a faixa de milímetros até da ordem de décimos de micrômetro. Torna-se importante distinguir, então, três escalas de análise:

- Macroscópica, onde a emulsão é analisada como um fluido de propriedades uniformes, função da concentração das fases, distribuição de tamanhos de gota (DTG), idade da emulsão (quantidade de tempo a partir do instante em que ela foi gerada), entre outros;
- Microscópica, onde as dimensões características utilizadas em seu tratamento são da mesma ordem de grandeza do tamanho médio das gotas. Esta escala é a utilizada no desenvolvimento das teorias de formação e de estabilidade das gotas. Uma das hipóteses básicas é a de que as propriedades dos fluidos formadores permanecem inalteradas no interior de suas fases, ou seja, o fluido disperso continua a ter sua viscosidade, ponto de ebulição, etc., inalterados, o mesmo ocorrendo com a fase contínua;
- Molecular, onde o comportamento junto aos compostos químicos surfactantes é analisado, e as teorias de estabilidade da emulsão e coalescência podem ser estudadas e compreendidas. A este nível pertencem as análises de comportamento físico-químico das interfaces de contato entre os fluidos.

No desenvolvimento a seguir será abordada a escala microscópica, na qual os processos de geração das emulsões são predominantemente baseados em fenômenos físicos nesta escala, com algumas exceções.

Uma exceção é a chamada emulsificação espontânea, cujo princípio causador não foi ainda satisfatoriamente explicado; atribui-se a uma variação da tensão superficial que passa por valores muito baixos localmente, permitindo que outros mecanismos de instabilidade, como as instabilidades de Marangoni, causem a sucessiva quebra das gotas da fase dispersa ao nível da chamada microemulsão. A energia para formação de superfície é, segundo a teoria de Aranow e Witten, (1967) e Salager, (1993), obtida por meio de forças inerentes ao processo de transferência de massa.

Diversas variáveis influenciam no resultado da geração de uma emulsão. Estas variáveis podem ser agrupadas em variáveis de formulação, compreendendo as características físico-químicas dos fluidos a serem misturados, bem como as do surfactante, variáveis de composição, relacionadas às quantidades misturadas, e os fatores fluidomecânicos, relacionados ao processo de obtenção da

emulsão: agitação, condensação de vapor, entre outros. Enquanto os dois primeiros grupos de variáveis têm seu estudo baseado em modelos de comportamento bem definidos, os processos de obtenção das emulsões são, ainda hoje, baseados em procedimentos empíricos, apesar dos esforços em obter uma teoria geral capaz de agrupá-los.

Uma emulsão pode ocorrer espontaneamente por efeitos puramente físico-químicos, pode ser produzida por meio da inserção das gotas no interior da fase contínua, ou pela indução de instabilidades de caráter fluidomecânicos. A ocorrência espontânea do processo de emulsificação é encontrada, por exemplo, em vários defensivos agrícolas erroneamente denominados “óleos solúveis”, muito utilizados na indústria mecânica de transformação. A inserção de gotas na fase contínua pode ser obtida por meio da condensação do vapor da fase dispersa lançado em seu interior.

As instabilidades fluidomecânicos são caracterizadas pela quebra das gotas pelos efeitos de turbulência, cisalhamento ou por escoamento instável. Para gerar estas instabilidades, vários métodos ou equipamentos podem ser utilizados, como por exemplo:

- Agitação intermitente: Consiste em inserir as duas fases a serem misturadas em um recipiente fechado e efetuar a agitação manual ou mecânica de maneira intermitente. A instabilidade gerada na interface dos líquidos, pela inversão do campo gravitacional em relação ao recipiente, causa a interpenetração das fases e sua emulsificação;
- Misturadores por hélice: São aparelhos que operam inseridos em um tanque contendo as duas fases e enquanto promovem um intenso campo de cisalhamento nas proximidades das pás da hélice, provocam a circulação convectiva do fluido contido no tanque;
- Orifícios e homogeneizadores: Provocam acelerações locais do escoamento, aumentando o cisalhamento. Podem produzir dispersões muito finas (1 μm), porém com enormes perdas de carga localizada (entre 8 a 17 MPa). Os homogeneizadores são muito empregados na indústria de processamento de leite;
- Moinho de coloides: o fluido é obrigado a passar através de um pequeno espaço (até da ordem de centésimos de mm) entre um estator e um rotor que gira a altas rotações por minuto. Ao passar por esta folga estreita, os dois fluidos, sofrem a ação de um grande cisalhamento do tipo Couette, ou mesmo turbulento;
- Pulverizadores: A fase a ser dispersa é lançada na forma de um fino jato instável no interior da fase contínua. Um exemplo é o dos aerossóis. Pode-se ainda carregar eletricamente o jato, de modo que a repulsão elétrica diminua ainda mais o tamanho das gotas formadas;
- Dispersão ultrassônica: A excitação de um cristal piezelétrico por uma corrente alternada de frequência ultrassônica (entre 40 a 100 kHz) no interior do escoamento realiza a quebra das gotas da fase dispersa. Dois mecanismos agem simultaneamente no processo: a formação de ondas capilares instáveis (instabilidades de Rayleigh-Taylor) e a existência de cavitação nas proximidades do ressonador ultrassônico, que causa a criação de bolhas de vapor a baixa pressão, cuja implosão produz ondas de choque de intensidade considerável, capazes de desintegrar as gotas mais próximas;

2.1.1 Turbulência e emulsificação

A formação de gotas em escoamentos turbulentos tem sido estudada há muito tempo. Independentemente, Hinze e Kolmogorov (*apud* Sevik e Park, 1973) propuseram um modelo baseado nas observações feitas por Taylor em 1934. Neste modelo, ambos concluíram que sob a ação de cisalhamento viscoso, uma gota se alonga até a forma de interações do arrasto viscoso sobre as gotas promovendo um alongamento até que se transforme em um elipsoide de revolução. Esta deformação é determinada pelo número de Weber, dado pela Equação (2.1):

$$We = \frac{\mu_c S}{\sigma/r} \quad (2.1)$$

sendo:

μ_c é a viscosidade da fase contínua; [mPa.s]

S é o máximo gradiente de velocidade no escoamento externo; [m/s]

σ é a tensão interfacial; [N/m]

r é o raio da gota. [m]

A quebra da gota depende de um número de Weber crítico, função do campo de escoamento. Sob as circunstâncias de elevados Re , os efeitos determinantes são as oscilações de pressão devido aos gradientes de velocidade nos vórtices menores de tamanho da mesma ordem de grandeza do diâmetro das gotas. A quebra das gotas sujeitas a essas forças de pressão seria oposta pela tensão superficial, dando origem ao conceito de máximo diâmetro de gota estável d_{max} . A consideração destas forças de pressão dinâmica leva a uma alteração do número de Weber conforme Equação (2.2):

$$We_c = \frac{\tau}{\sigma/d_{max}} \quad (2.2)$$

onde:

We_c é o número de Weber crítico;

τ é a força devido à pressão dinâmica da fase contínua; [N]

σ é a tensão interfacial; [N/m]

d_{max} é o diâmetro da máxima gota estável. [m]

Posteriormente, Levich (1962) propôs um modelo que leva em conta a influência da densidade de ambos os fluidos no balanço de forças na superfície da gota. Este conceito leva a uma nova modificação do número de Weber (Equação (2.3)):

$$We'_c = \frac{\tau}{\sigma/d_{max}} \left(\frac{\rho_d}{\rho_c} \right)^{1/3} \quad (2.3)$$

onde:

We'_c é o número de Weber corrigido por Levich (1962);

τ é a força devido à pressão dinâmica da fase contínua; [N]

σ é a tensão interfacial; [N/m]

d_{max} é o diâmetro da máxima gota estável; [m]

ρ_d é a densidade da fase dispersa; [kg/m³]

ρ_c é a densidade da fase contínua. [kg/m³]

As forças de pressão dinâmica na fase contínua foram consideradas por Sevik and Park (1973) como conforme Equação (2.4):

$$\tau = \rho_c \overline{v^2} \quad (2.4)$$

onde:

τ é a força devido à pressão dinâmica da fase contínua; [N]

ρ_c é a densidade da fase contínua; [kg/m³]

$\overline{v^2}$ é uma média do quadrado da diferença de velocidades em uma distância igual ao diâmetro da gota. [m²/s²]

Para turbulência isotrópica e homogênea, Batchelor (2000) relaciona esta média à energia dissipada por unidade de massa ε , conforme Equação (2.5):

$$\overline{v^2} = 2(\varepsilon \cdot d_{max})^{2/3} \quad (2.5)$$

onde:

$\overline{v^2}$ é uma média do quadrado da diferença de velocidades em uma distância igual ao diâmetro da gota;

d_{max} é o diâmetro da máxima gota estável;

ε é a energia dissipada por unidade de massa.

Substituindo (2.4) e (2.5) em (2.3), obtém-se uma expressão para o máximo diâmetro de gota estável em um escoamento turbulento (Equação (2.6)):

$$d_{max} = \left(\frac{We'_c}{2} \right)^{0,6} \left(\frac{\sigma^{0,6}}{(\rho_c^2 \rho_d)^{0,2}} \right) \varepsilon^{-0,4} \quad (2.6)$$

onde:

We'_c é o número de Weber corrigido por Levich (1962);

σ é a tensão interfacial;

d_{max} é o diâmetro da máxima gota estável;

ρ_d é a densidade da fase dispersa;

ρ_c é a densidade da fase contínua;

ε é a energia dissipada por unidade de massa.

Utilizando este modelo para escoamentos turbulentos em tubos, Hesketh, Fraser Russel and Etchells (1987) chegam a um valor do número de Weber crítico em torno de 1,15, correlacionando vários resultados de ensaios anteriores. Recentemente, experiências sob microgravidade feitas por Risso and Fabre (1998) feitas com bolhas de ar em água mostraram que para que ocorra a quebra das gotas, o valor do número de Weber deve oscilar em torno de 5, sob a ação da turbulência somente. Porém, para gotas menores, o efeito do amortecimento é menos pronunciado que em gotas maiores, e para o mesmo número de Weber, a deformação de uma gota menor é sempre maior que a de uma gota maior.

No modelamento de válvulas *choke*, Zande, Muntinga and Broek (1998a), utilizaram uma expressão desenvolvida para orifícios para o cálculo da energia dissipada por unidade de massa (ε).

$$\varepsilon = \frac{\Delta p_{perm} U}{\rho_c \Delta x} \quad (2.7)$$

Onde:

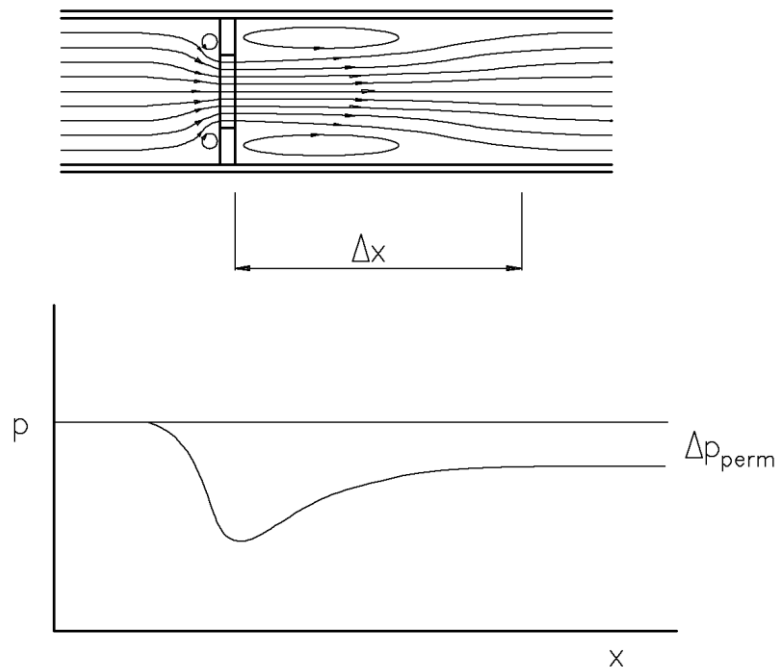
Δp_{perm} é a perda de pressão permanente através do orifício (Figura 2-1);

U é a velocidade média do fluido no orifício;

ρ_c é a densidade da fase contínua;

Δx é o comprimento da zona de turbulência intensa. Este valor é igual a 2,5 D_p , ou 2,5 vezes o diâmetro do tubo.

Figura 2-1- Perda de pressão permanente e comprimento de turbulência em orifícios



Fonte: Modificado de Zande, Muntinga e Broek (1998b).

Em seu trabalho, Zande, Muntinga and Broek (1998b), não utilizaram a correção de Levich, e trabalharam com baixa concentração da fase envolvida. Esta é também uma característica de muitos dos trabalhos desenvolvidos na área de estudo de quebra de gotas e formação de emulsões. Um dos motivos pode ser o de evitar que os efeitos da coalescência alterem os resultados experimentais obtidos. Segundo Davies (1985), a turbulência somente é a causa da eficiência na geração de emulsão. O principal efeito dos surfactantes é apenas o de influir na coalescência das gotas recém-formadas.

Além dos aspectos de quebra, outra importante fonte de estudos para se compreender o comportamento de dois fluídos diferentes escoando em dutos são os trabalhos sobre padrões de escoamento

Vários estudos experimentais foram realizados nas últimas décadas, para determinar as definições de padrões de escoamento, e limites de transição, como também propriedades de mistura, porém sem estabelecer uma regra definitiva.

Durante o escoamento de óleo e água em tubos horizontais, o padrão de escoamento estratificado (onde a fase menos densa, normalmente óleo, escoava acima da fase mais densa, normalmente água, com uma interface definida) ocorrerá em baixas velocidades de mistura, enquanto o padrão de disperso (onde uma fase é dispersa como gotas dentro do contínuo da outra fase) ocorrerá em velocidades altas de mistura.

Em velocidades de mistura intermediária uma combinação destes dois padrões pode aparecer, com ambos os fluidos mantendo a sua continuidade, mas com cada fase dispersa em vários graus, dentro do contínuo da outra fase.

O trabalho realizado por Russell, Hodgson and Govier (1959), intitulado “*Horizontal Pipeline flow of mixture of oil and water*”, apresentou os primeiros resultados sobre o escoamento bifásico de óleo disperso em água (O/A). Posteriormente, outros trabalhos foram publicados, como: Russell and Charles (1959), Charles, Govier and Hodgson (1961), Guszhov and Medrehev (1971), Ismail, et al. (2015).

Russell, Hodgson and Govier (1959), analisou escoamentos com velocidades de 0,03 m/s até 1,08 m/s, em um tubo de uma polegada. Neste trabalho obteve-se as primeiras correlações para padrões de escoamento.

Trallero (1995), reportado também por Lovick and Angeli (2004), e também por Xu (2007), tentou unificar a classificação do padrão de escoamento óleo-água (O/A), inspirado pelos trabalhos prévios realizados por Guzhev *et al.* (1973) e Nädler and Mewes (1995). Trallero (1995), também desenvolveu um modelo preliminar para a previsão dos limites de transição entre os padrões de escoamentos diferentes.

Para complementar o entendimento da evolução das fases dispersas em emulsões de petróleo outro aspecto importante além da quebra, dos padrões de escoamento é o estudo da coalescência.

A coalescência de gotas em um campo de escoamento pressupõe que haja uma colisão entre elas, e que o tempo em que as gotas permanecem em contato seja tal que possibilite a drenagem do líquido da fase contínua aprisionado entre elas, seguido de uma ruptura da superfície das gotas. Este tempo de contato é limitado pela influência do campo de velocidades e, eventualmente, dos vórtices turbulentos, que tendem a separar as gotas. Uma dificuldade adicional decorre do fato de que o fenômeno físico da drenagem do líquido entre as gotas ainda é pouco compreendido, dificultando os esforços de modelagem da coalescência.

Em uma outra abordagem, pode-se examinar o fenômeno da coalescência como uma competição entre dois efeitos opostos, um deles relacionado com a energia cinética das gotas antes da colisão e o outro decorrente das forças de adesão entre as gotas. Como consequência parece haver um diâmetro máximo para o qual, mantidas as condições do escoamento, a coalescência é possível, segundo Shinnar (1961) e Thomas (1981).

Uma forma de estimar a frequência de coalescência é associá-la ao produto da frequência de colisões e da fração das colisões que resultam na união das gotas. Howarth (1964) sugere uma frequência de coalescência em termos de uma velocidade crítica de aproximação das gotas, mas sem

quantificá-la. Este autor sugere inclusive que, na faixa de baixas velocidades, a coalescência poderia ser beneficiada com um aumento moderado na velocidade do escoamento.

2.2 O ESCOAMENTO E AS EMULSÕES.

As emulsões na indústria petrolífera são elementos de pesquisa em diversos seguimentos. Há uma vasta gama de trabalhos na literatura sobre o tema envolvendo características de emulsões, produção, e separação delas. Parte dos trabalhos também se concentram a estudar as características das emulsões quando estas passam em elementos de tubulação, em especial nas válvulas.

O estudo de Taylor (1934) buscou compreender, a partir de análise matemáticas e observações empíricas, como ocorre a deformação das gotas a partir das forças dinâmicas e viscosas que agem na superfície da gota e como a tensão superficial atua no sentido de manter a gota esférica. Taylor (1934) concluiu que, nas condições em que a gota é muito pequena ou o líquido possui elevada viscosidade, as tensões devidas à inércia são muito pequenas em comparação as forças viscosas.

Meikrantz, *et al.* (1995) apresentou estudos experimentais de um separador centrífugo para óleo leve do Golfo do México. Foram testadas proporções de alimentação de água para óleo de 10:1 a 1:19 e o separador operou eficientemente para toda a gama de proporções de alimentação. O separador também processou com eficiência um óleo pesado do Mar do Norte muito viscoso. A estimativa preliminar sobre o projeto em escala real se mostrou viável, sugerindo que a separação de 1.500 a 3.000 bbl/dia de misturas de óleo/água seria possível em poços padrão.

Zande, Muntinga and Broek (1998a, 1998b) realizaram testes experimentais para avaliar a quebra de gotas em uma válvula de estrangulamento como um orifício circular em um tubo circular. A vazão pelo orifício varia de 0,5 a 1,8 l/min. O diâmetro dos tubos é de 4,5 mm e o diâmetro do orifício varia entre 1,0 e 3,0 mm, em passos de 0,5 mm. Foram realizados testes experimentais com emulsões O/W com três tipos diferentes de óleos, em concentrações volumétricas 0,1%. No trabalho foram feitas discussões sobre a presença das válvulas de estrangulamento, necessárias para o controle do processo, a redução da pressão e seu impacto na formação de gotas e o cisalhamento. Dentre os principais resultados os autores destacam que para uma alta taxa de dissipação de energia por unidade de massa e gotas maiores a montante da restrição, é vantajoso o uso de duas válvulas em série em vez de uma única válvula. O efeito benéfico surge com a diminuição da taxa de dissipação de energia e o aumento do tamanho de gotas a montante. O que se pode concluir é que o uso de uma geometria diferente de válvula estranguladora pode diminuir a quebra de gotas, o que resulta em um aumento na eficiência de separação.

Slot (2013) realizou simulações numéricas a fim de avaliar o desempenho de um separador linear constituído de um tubo com diâmetro interno de 100 mm, 1,7 m de comprimento. Na simulação foi colocado na entrada do separador um elemento com palhetas guias helicoidais (ISE – *Internal Swirl Element*) responsável por gerar um escoamento centrífugo. O autor observou a discordância dos resultados numéricos e resultados experimentais, destacando que a complexidade da construção de um modelo matemático satisfatório que conseguisse descrever bem o comportamento do escoamento centrífugo criado por estes tipos de elementos de tubulação. Era esperado que a quebra de gotas ocorresse perto do ISE e perto das paredes. As simulações mostraram que a jusante do separador a taxa de dissipação será menor e que a formação de gotas maiores seria possível, com diâmetro médio de gotas da ordem de 50 μm .

Walsh and Georgies, (2012) e Walsh (2015) apresentaram nos trabalhos um detalhamento das diferenças de sistemas de tratamento e equipamentos de separação utilizados no Mar do Norte e aqueles utilizados no Golfo do México. No Mar do Norte são utilizadas FPSOs (*Floating Production storage Offloading*) e plataformas de estruturas fixas (*Bullwinkle*), permitindo se ter muito mais espaço de convés e disponibilidade de peso para as plataformas desta região. No Mar do Norte, a produção de petróleo e gás normalmente apresenta grande quantidade de água produzida. Em geral nesta região os sistemas de tratamento são baseados no uso de separadores trifásicos, com o uso em sequência de hidrociclones na descarga de água em muitas instalações. No Golfo do México opera-se em águas profundas, não havendo disponibilidade de espaço e exigindo menor peso nas plataformas. No Golfo do México tem-se a utilização de grandes unidades de flotação horizontal de múltiplos estágios. Nestes trabalhos foram analisadas as razões para o uso dos diferentes sistemas de separação. Nos trabalhos foram discutidos os fatores que interferem nas escolhas dos sistemas de separação, como os custos de capital, os custos operacionais, as técnicas de extração, características de reservatórios, as propriedades dos fluidos a serem tratados, as especificações, e os tipos de instalação das plataformas. Walsh and Georgies, (2012) detalham que o tamanho da gota de entrada e a estabilidade das gotas de óleo são dois fatores importantes que determinam o desempenho do equipamento de separação. O tamanho da gota de entrada é determinado pela dissipação de energia que o fluido experimenta. A extensão do cisalhamento de entrada depende da queda de pressão dos fluidos através do estrangulamento na cabeça do poço e do estrangulamento na entrada da plataforma. Quanto maior a queda de pressão nessas válvulas, menor será o tamanho médios das gotas. Ainda segundo os autores, definem como melhores práticas para o tratamento de água, seria remover grandes gotas de óleo antes que sejam cisalhadas por válvulas ou bombas.

Desta forma, a revisão bibliográfica busca mostrar o desenvolvimento de sistemas de separação utilizando o efeito centrífugo, de forma a alcançar melhores efeitos na separação de fases, seja em escoamentos em tubos, hidrociclones e em elementos de tubulação.

O escoamento simultâneo de óleo e água nas tubulações do sistema de produção é uma ocorrência comum na indústria de petróleo. A presença da água deve ser precisamente considerada quando forem projetados os sistemas de poços e as tubulações, prevendo o comportamento do escoamento nestes sistemas. Frequentemente, o fluido retirado do poço contém água, óleo e gás. As frações de água aumentam durante a vida produtora de um poço. Com a água de injeção dos reservatórios, as frações de água na saída da corrente vão aumentando ao longo do tempo, e em muitos poços existentes, ainda com produção econômica, podem ser viáveis com teores acima de 90% (Hewitt, 1997 *apud* Xu, 2007), dependendo dos preços de petróleo praticado no mercado.

O conhecimento do comportamento das misturas de óleo-água pode ser aplicado no projeto de oleodutos, nas instalações à jusante como bombas, equipamentos de separação e sistemas de instrumentação da produção. A compreensão de sistemas de óleo-água também é uma plataforma para o entendimento de escoamentos mais complexos, como o óleos-água-gás (Ioannou *et al.*, 2005). Em seu estudo foram realizados trabalhos experimentais, utilizando tubos de aço inoxidável e de acrílico, com 16,60 m de comprimentos e diâmetro interno de 60 mm. Um terceiro tubo foi utilizado com comprimento de 16,60 m e diâmetro interno de 32 mm, para permitir a comparação com seções de testes diferentes. Utilizando o tubo de acrílico foi possível também estudar os padrões de escoamento. No trabalho foram ainda analisados os efeitos da velocidade, das condições iniciais, do material do tubo, e diâmetro do tubo, na inversão de fase.

Valle (2000) *apud* Torres (2006), resumiu o interesse da indústria de petróleo em escoamento de óleo-água, incluindo a formação de dispersões de óleo-água que influenciam o gradiente de pressão e a capacidade do sistema de produção, corrosão devido à fase de água-livre, hidratos formados por hidrocarbonetos leves e água livre, bem como o projeto das instalações a jusante. Elseth (2001) *apud* Torres (2006), mostrou outros problemas relacionados ao transporte em oleoduto de óleo cru-água que é associado com a presença de água. Estes problemas são depósitos salinos formadores de incrustações, deposição de grandes constituintes moleculares do óleo cru, asfaltenos, e formação de cera que é um alto depósito molecular que é formado em baixas temperaturas. Geralmente, pode ser usado o conhecimento das características distintivas de sistemas de óleo-água, junto com os de sistemas gás-líquidos, no futuro, como uma base para entender o caso mais complexo de transporte de misturas de gás-óleo-água-areia e a separação que acontece diariamente nos sistemas de produção da indústria de petróleo.

No escoamento de água e óleo que ocorre na indústria de petróleo, torna-se necessário compreender os fenômenos de comportamento do escoamento, a formação das emulsões entre estes dois líquidos, os fatores que interferem, as características de escoamento, as distribuições de velocidade, os gradientes de pressão e outros fatores que interferem no processo.

Silva, Medronho e Barca (2019) analisaram experimentalmente a distribuição do tamanho de gotas em emulsões (A/O) antes e após uma estrutura similar a uma válvula de gaveta. Foi utilizado óleo mineral parafínico com concentrações de fase dispersa entre 5% e 10%, e quedas de pressão localizadas variando entre 3 e 9 bar a conclusão é que o principal fator que afeta o tamanho de gota depois da passagem pela válvula é a taxa de dissipação de energia na singularidade, que é fortemente dependente da perda de carga, da vazão e da característica da geometria da singularidade.

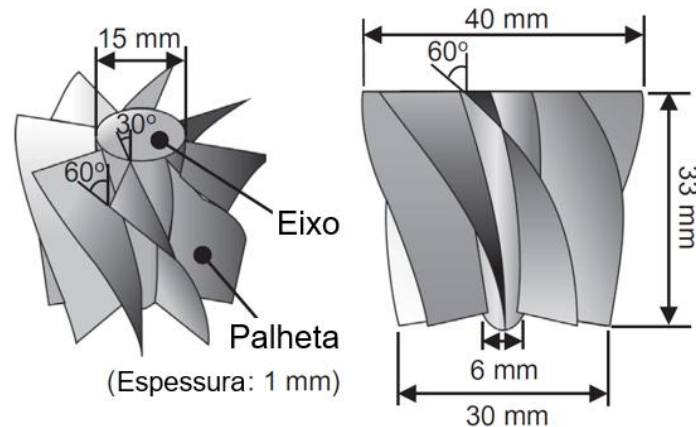
Mitre et al., (2014) apresentaram um estudo teórico experimental sobre a evolução da distribuição do tamanho de gotas no escoamento de emulsões escoando através de uma singularidade que emulava uma válvula, um modelo simplificado de equilíbrio populacional foi desenvolvido para interpretar os dados experimentais, observou-se a dificuldade para modelar os fenômenos de quebra e coalescência dada a complexidade dos mesmos, principalmente agindo de modo combinado e que a dimensão das gotas são fortemente definidas pela perda de carga e pela vazão do escoamento quando de sua passagem pela singularidade.

Com o aumento dos custos de instalação e manutenção de instalações de separação offshore, nos campos em alto mar, existe uma procura por tecnologias que permitam reduzir a formação de gotas menores nos elementos de tubulação necessários nas instalações de processamento.

2.3 ALGUNS DESENVOLVIMENTOS PARA SEPARAÇÃO

Para melhorar a eficiência de separação em escoamentos turbulentos bifásicos ar/água na indústria nuclear, em reatores de água fervente (BWR), Funahashi *et al.* (2016) estudaram a introdução de pás estacionárias, um turbilhonador, aplicando o efeito centrífugo ao escoamento bifásico para a separação de água e vapor na saída do reator. Utilizando um tubo cilíndrico para o experimento, no seu interior foi colocado um turbilhonador com um núcleo cônico de 15 mm de diâmetro na entrada e 6 mm de diâmetro na saída. Foi utilizado o ângulo de 60° para a inclinação das pás na entrada, tendo o turbilhonador uma altura de 33 mm. A Figura 2-2 mostra os detalhes deste turbilhonador utilizado nos tubos de separação do reator BWR.

Figura 2-2- Turbilhonador de centro cônico e pás direcionadoras para criar o efeito centrífugo.

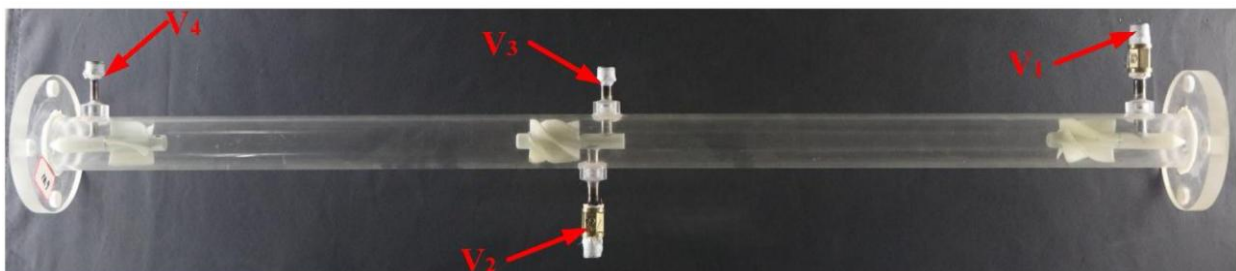


Fonte: Funahashi *et al.* (2016).

Na busca de melhorias no processo de separação de água e vapor em reatores nucleares, em geradores de vapor de reatores do tipo PWR (Pressure Water Reactor) ou vaso de pressão de reatores do tipo BWR, para a separação de gotículas de líquido em vapor úmido, Kang *et al.* (2023) desenvolveram estudo em que um separador de palhetas guias helicoidais foi utilizado para remover o líquido do gás por efeito centrífugo. Na indústria de petróleo, esta tecnologia também tem sido utilizada para as aplicações de separadores de água-óleo.

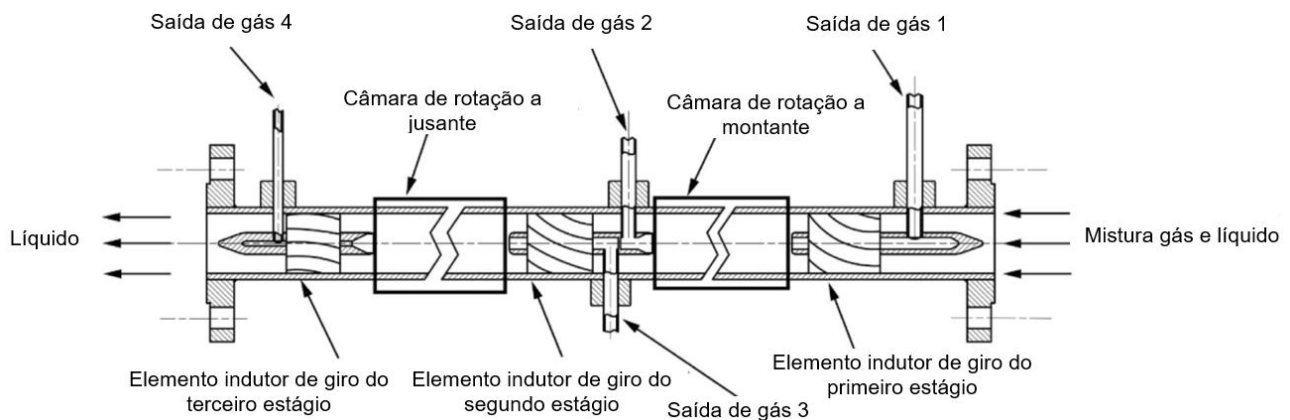
Wang *et al.* (2019) realizaram um estudo de separador gás-líquido com palhetas guias para explorar a aplicação em sistemas de separação gás-água de fundo de poço. Neste experimento foi utilizada uma câmara de alta velocidade para estudar o efeito no conteúdo de gás e dos elementos condicionadores de escoamento no desempenho de separação. O estudo foi realizado para verificar a influência da presença das pás guias no escoamento e no desempenho de separação. Como resultado verificou-se que ocorre um aumento no desempenho de separação pela aplicação de elementos condicionadores de escoamento e mais pronunciado em baixas vazões. A Figura 2-3 mostra o esquema físico do separador com três elementos com pás guias e duas câmaras de turbulência. A Figura 2-4 mostra a vista da seção do separador com palhetas guias helicoidais.

Figura 2-3- Separador de gás-líquido com três elementos com pás guias helicoidais e duas câmaras de turbulência



. Fonte: Wang *et al.* (2019).

Figura 2-4- Seção de corte de vista do separador gás-líquido com três elementos com pás guias helicoidais e duas câmaras de turbulência, e quatro saídas de gás.



Fonte: Adaptada de Wang *et al.* (2019).

Adeyanju and Ogundare (2019) estudaram através de uma investigação experimental o efeito centrífugo na demulsificação de emulsões de água em óleo bruto. No seu trabalho foram feitos testes utilizando misturas com proporções de água/óleo de 50:50 e de 30:70. O estudo buscou analisar o efeito centrífugo para a separação de dois líquidos imiscíveis, utilizando um hidrociclone. O efeito centrífugo garante que as gotículas líquidas mais pesadas (água) sejam direcionadas mais fortemente para a parte exterior do que as gotículas do líquido mais leve (no caso o óleo). A emulsão sofre a rotação no hidrociclone, a água que forma a parte mais pesada da emulsão move para baixo e para fora, e o óleo mais leve flui para o centro e para o topo do hidrociclone. Como conclusões de seu trabalho foi indicado que um período maior de centrifugação agita mais a emulsão, resultando em maior taxa de floculação, coalescência e sedimentação.

Sahovic *et al.* (2020) realizaram um estudo sobre o escoamento bifásico gás/líquido utilizando um dispositivo com guias helicoidais (Figura 2-5). Para determinar os parâmetros centrais a jusante foi utilizado um sensor e uma câmara de vídeo de alta velocidade. O trabalho avaliou o comportamento do núcleo de gás em forma de vórtice, formado a partir de presença de palhetas guias helicoidais, em um escoamento multifásico de ar e água, sob diferentes taxas de escoamento.

Figura 2-5- Princípio do separador de fluido em linha para separação de gás/líquido



Fonte: Sahovic *et al.* (2020).

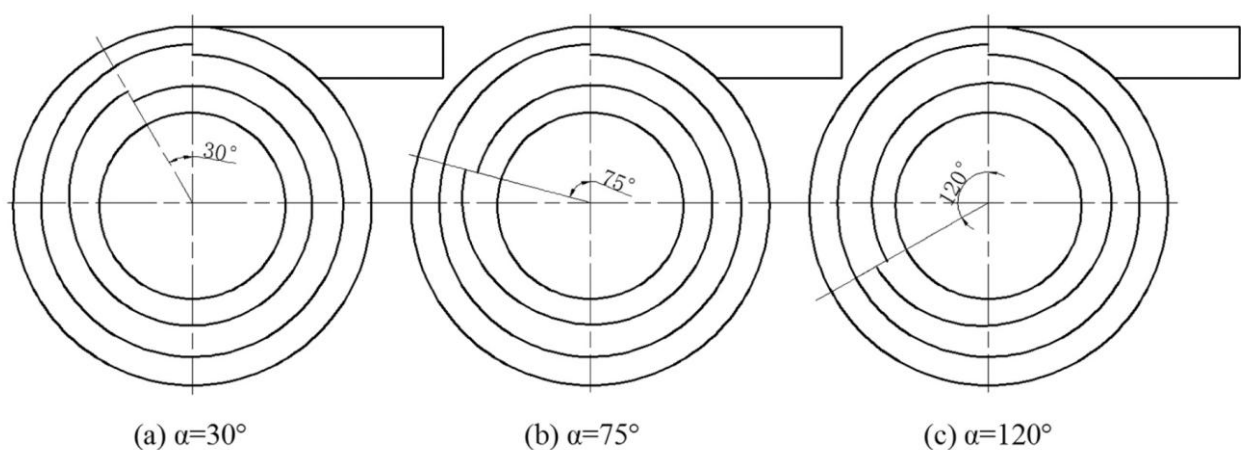
Wang *et al.* (2023) realizaram um estudo experimental sobre um novo modelo de hidrociclone, que difere dos demais em particular pela entrada do fluido e como se induz a velocidade de rotação do fluido.

Sugeriu-se a criação de canais concêntricos adicionais para o guiar o fluido e verificou-se que o acréscimo de canais melhorou a eficiência de separação, pois diminuiu o caminho necessário para ocorrer a separação das gotas da fase dispersa.

Verificou-se também que a posição de início dos canais interferia no rendimento sendo a melhor eficiência obtida com o ângulo de defasagem do início de 120° .

A Figura 2-6 mostra as entradas dos ciclones com múltiplos canais de entrada.

Figura 2-6- Ciclones com múltiplos canais de entrada visando o aumento da eficiência de separação de gotículas de óleo no gás em concentrações entre 5000 e 40000 ppm.



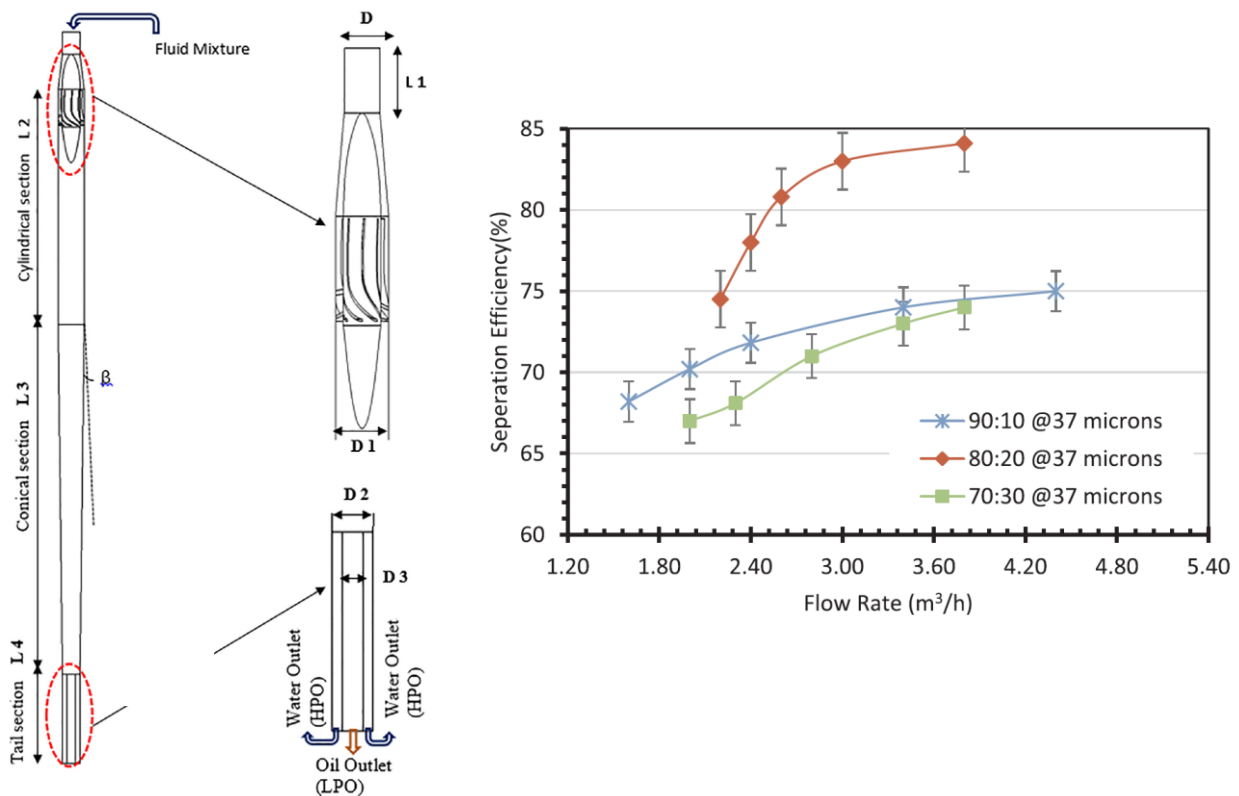
Fonte: Wang *et al.* (2023)

Van Campen *et al.* (2012) realizaram um estudo numérico e experimental em um hidrociclone axial. Em seu estudo concluíram que o hidrociclone de entrada axial apresenta diversas vantagens, como menor queda de pressão, menor tempo de residência, maior capacidade de manuseio e menos turbulência, em relação ao hidrociclone convencional. Quando se trabalha em campos maduros, a tecnologia de uso de separadores gravitacionais acaba se tornando cara para uso offshore, ou em sistemas submarinos devido ao grande tamanho e peso. Isto leva a exigência de estudo e construção de separadores compactos em linha. Este estudo foi conduzido na busca de separadores dentro da linha de *downhole oil/water separation* (DOWS), cujo contexto é explicado por Gao *et al.* (2007).

Hamza, Al-Kaumiemy and Lema (2020) propuseram no seu estudo, um hidrociclone cônico de entrada axial compacto, visando resolver os problemas de separação de água e óleo em campos

maduros com altos níveis de água produzida. Neste trabalho experimental, para testar o hidrociclone, foi criado um circuito que permitisse obter misturas de água/óleo de vazões entre 1,5 e 4,0 m³/h, temperaturas da mistura entre 50 e 80 °C, e relações de água/óleo de 70/30, 80/20, 90/10. Para este sistema foi utilizada uma bomba de engrenagens para a circulação da mistura. As gotas geradas foram medidas e encontradas na faixa entre 35 e 38 µm. Na Figura 2-7 apresenta-se sinteticamente o equipamento analisado. Suas conclusões foram que as vazões de escoamento, as relações de água/óleo e a temperatura tiveram efeitos significativos na eficiência de separação do hidrociclone, e ainda que os hidrociclones com entrada axial com pás direcionadoras podem ser alimentados com vazões maiores do que em hidrociclones convencionais.

Figura 2-7- Hidrociclone: a) com entrada axial com palhetas direcionadoras; b) Resultados experimentais com variação de vazão e relação água/óleo.



Fonte: Hamza, Al-Kaumiemy and Lema (2020).

Madyshev, Dmitriev and Vin (2020) desenvolveram um estudo teórico de separador com estruturas em perfil “U”, no qual à medida que o fluido se move nestes elementos há uma geração de campo centrífugo favorecendo camadas de emulsão de óleo-água. A metodologia foi feita partir de aplicação numérica com o ANSYS Fluent. Dentre os principais resultados encontrados tem-se que a eficiência do dispositivo pode atingir valores entre 92,3% e 99,9% nas seguintes condições: quando

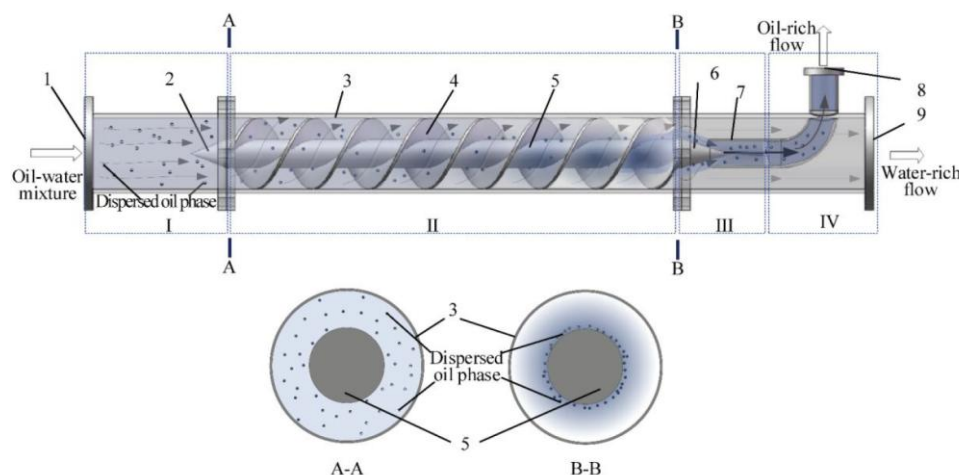
há elevação da vazão real (valores entre 2 e 2,5m/s), com um número de Reynolds de 611, considerando a altura do dispositivo em “U” igual a 20 e 30mm.

Xu *et al.* (2020) trabalharam em um projeto de um novo separador de hélice para óleo/água, para gerar um campo de escoamento rotacional do fluído com o uso de canais helicoidais.

Para testar as diferentes hélices foram criadas, e fabricadas utilizando a impressão 3D.

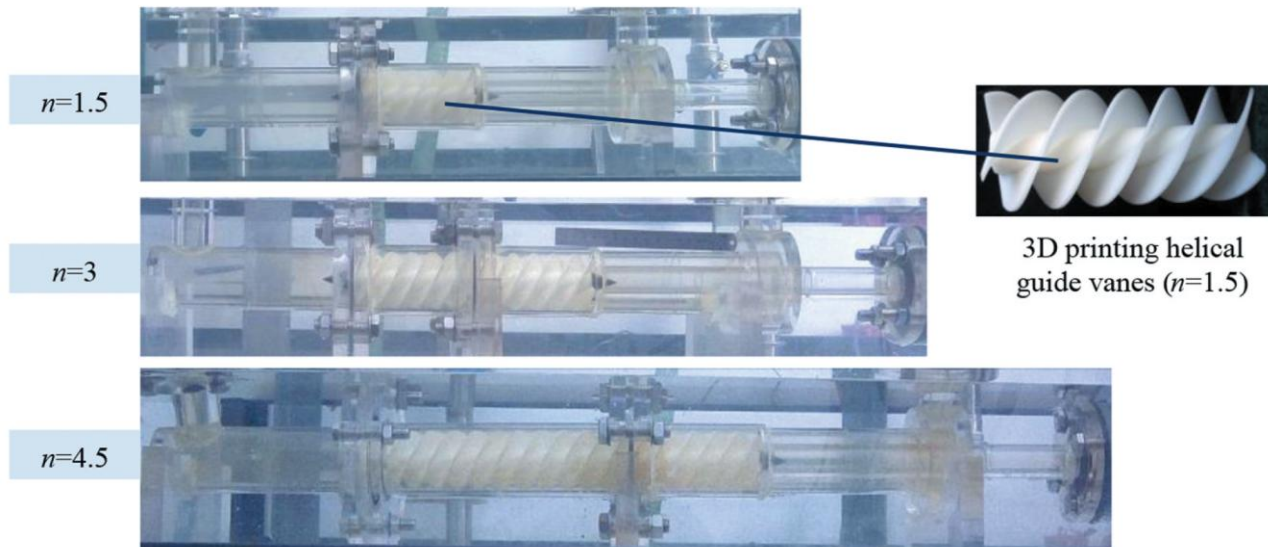
Um separador de tubo helicoidal pode formar um escoamento helicoidal e produzir um campo centrífugo para separar óleo e água. O tamanho radial do separador pode ser reduzido combinando guias helicoidais com a estrutura de entrada axial. Após o escoamento guiado forçado da mistura de óleo-água, o escoamento retilíneo, muda para um escoamento circunferencial rotativo dominado pela velocidade tangencial. Um efeito centrífugo é gerado para separar as fases heterogêneas de óleo e água. As vazões utilizadas variaram de 4,5 a 5,0 m³/h e os resultados mostram que o separador helicoidal tem boa adaptabilidade aos parâmetros operacionais. O número de ciclos helicoidais é aumentado em 3 e a eficiência pôde ser aumentada em 10%, o que indica que o separador de hélice tem um bom potencial para uma separação altamente eficiente. Dentro da faixa de flutuação da vazão ($\pm 10\%$), a eficiência de separação oscila na faixa de ($\pm 5\%$), o que indica que a variação da vazão afeta menos a eficiência da separação. A fase oleosa flui para a parede interna da passagem de escoamento helicoidal e a fase aquosa flui para a parede externa da passagem de escoamento helicoidal. A Figura 2-8 mostra este tipo de construção em que na saída do escoamento com um cone, existe um tubo para o escoamento rico em óleo. Para testar a viabilidade e o desempenho da separação com palhetas-guias helicoidais, Xu *et al.* (2020) construíram três protótipos diferentes para estender o tempo efetivo de separação das gotículas de óleo da fase dispersa, que são mostrados na Figura 2-9. As conclusões deste estudo indicaram que com um aumento da vazão, ocorre um aumento da eficiência de separação como uma curva quadrática e a queda de pressão aumenta linearmente.

Figura 2-8- Separador de hélice óleo-água com guias helicoidais (OWHS).



Fonte: Xu *et al.* (2020).

Figura 2-9- Protótipos de separador com palhetas-guias helicoidais.



Fonte: Xu *et al.* (2020).

Zeng *et al.* (2021), estudaram um separador axial com três câmaras de turbulência, três guias helicoidais e cinco saídas de fase leve, denominadas Light Phase Outlets (LPOs), onde foi investigado o seu comportamento experimentalmente, utilizando vazões de água variando entre 3 a 7 m³/h, e fração de óleo na entrada variando de 1% a 10%. Foi realizado um estudo teórico e um estudo experimental.

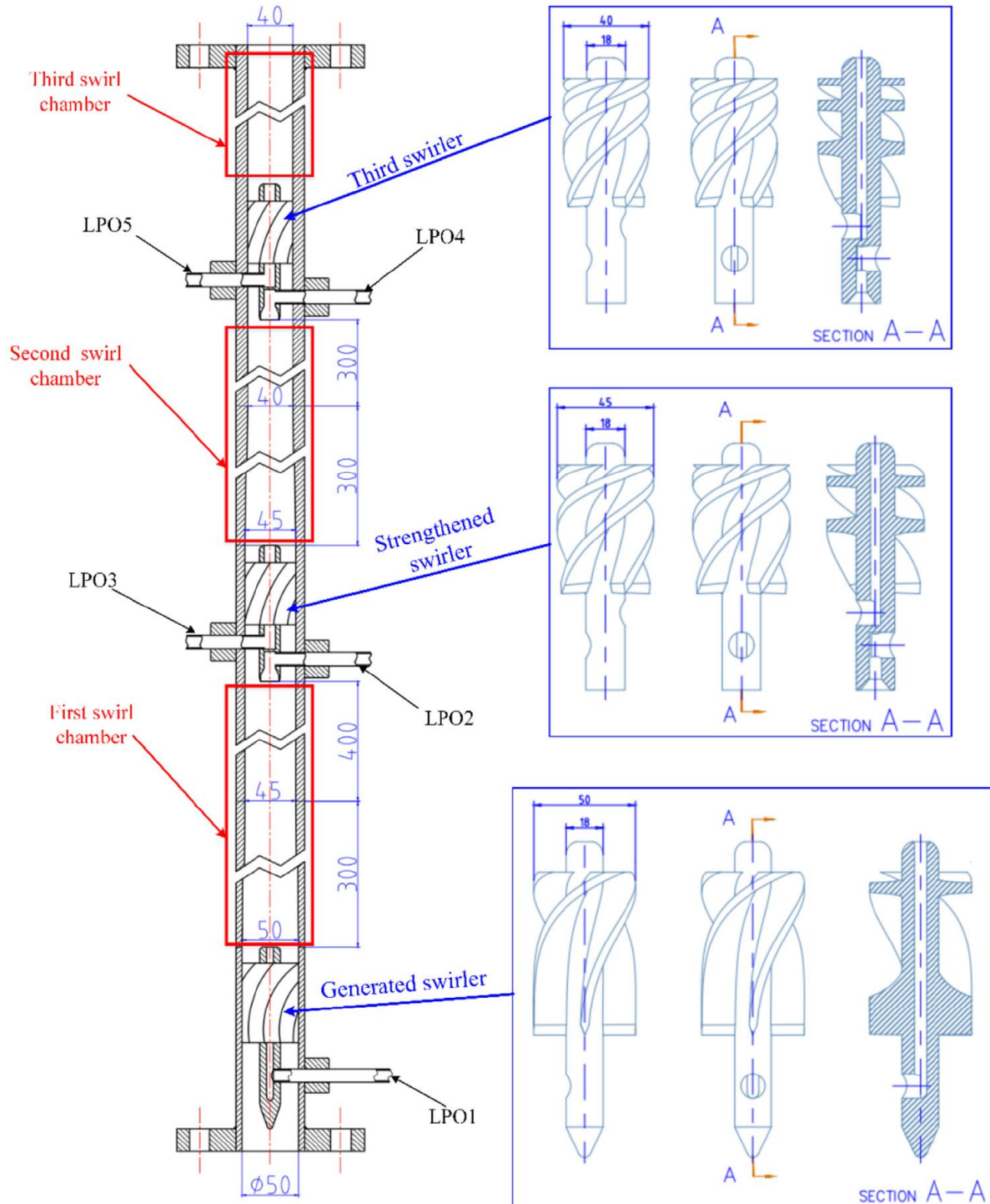
A

Figura 2-10, mostra como foi construído o separador axial com três guias helicoidais. Nos testes de desempenho deste separador foi utilizado água e óleo branco (com densidade de 890 kg/m³ a 20 °C, viscosidade cinemática de 117,9 mm²/s a 40 °C). Para melhorar a visualização do escoamento foi utilizado um corante verde no óleo. Um vórtice foi induzido pelas guias helicoidais de maneira a aumentar a velocidade tangencial e desenvolver grande efeito centrífugo. No centro das três guias helicoidais com ângulos diferentes existem orifícios para a retirada da fase contendo as gotículas de óleo. A fase dispersa com os vórtices foi forçada para escoar no centro do tubo, de onde é retirada pelas saídas da fase dispersa (ou leve). Nas duas primeiras saídas houve a saída de óleo da ordem de mais de 70%.

Zhan, *et al.* (2021) avaliaram parâmetros que permitissem um melhor design do elemento separador centrífugo axial fixo em um tubo, para escoamento de óleo e água. Foram realizadas simulações numéricas com o Ansys ICEM CFD. Os estudos foram concentrados em avaliar o campo de velocidade tangencial do fluido numa seção transversal fixa no meio de um vórtice formado pelo elemento separador. Para isto, foi desenvolvido um modelo computacional agregando um elemento

indutor de vórtice com palhetas helicoidais. Os resultados das simulações mostraram que o ângulo de saída da palheta helicoidal afeta a eficiência de separação. Foram simulados dois ângulos de saída da palheta guia, com 55° e 40° , bem como, ângulos de torção de 90° e 180° .

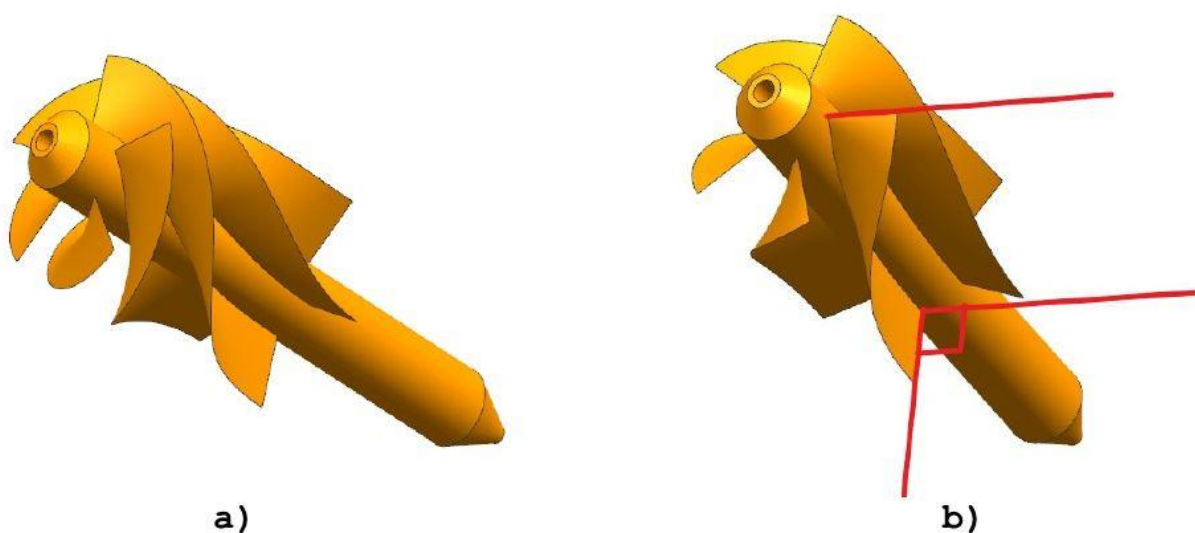
Figura 2-10 - Separador axial com 3 estágios de separação e 5 saídas de fase leve.



Fonte: Zeng *et al.* (2021).

. A Figura 2-11 mostra estas características para o elemento com pás guias helicoidais. Entre as condições simuladas, os melhores resultados foram obtidos para ângulos de ataque das paletas igual a 55° , com 8 pás. Nas conclusões, Zhan, et al. (2021) apresentam que, até certo ponto, aumentar o ângulo de saída das pás guias, o ângulo de torção e o número de pás pode melhorar significativamente a velocidade tangencial do fluido no campo de escoamento, de modo a melhorar o efeito centrífugo. Tal efeito faz a fase leve convergir para o centro, promovendo a separação das duas fases. No entanto, um grande aumento da velocidade tangencial no campo de escoamento, pode aumentar a fragmentação do óleo em gotículas, tornando a emulsificação mais séria, o que não é propício à separação.

Figura 2-11 - Diagrama esquemático do elemento com pás guias:
a) com ângulo de torção 180° ; b) ângulo de torção de 90° .



Fonte Zhan, et al. (2021)

Mao, *et al.* (2023) avaliaram o desempenho de um novo separador, de alta precisão, para tratamentos de emulsões O/W, com óleo mineral parafínico. O separador é constituído de um tubo pressurizado com um dispositivo aletado com formato espiral que transforma o escoamento axial em centrífugo e conta com um tubo coletor de óleo na sua saída. Foram utilizando modelos numéricos, pelo *software* ANSYS Fluent e também realizados ensaios experimentais. Os resultados obtidos apontaram para uma baixa eficiência de separação para distribuição de tamanho de gotas (DTG) menores que $19\mu\text{m}$, mas a eficiência de separação foi alta para DTG maiores de $40\mu\text{m}$. Em concentrações entre 6-10% O/W, a eficiência de separação foi de aproximadamente 99%.

2.4 EMULSÕES E AS VÁLVULAS

Segundo Iida (2007) *apud* Oliveira (2010) é difícil uma predição do comportamento das emulsões, o que dificulta a atividade de projetistas e engenheiros devido à alta variedade dos tipos de petróleo, com isso há uma variação na formação de emulsões.

Conforme mencionado por Langevin *et al.* (2004), e Schramm (2005) *apud* Oliveira, (2010), emulsões formadas por água e óleo são encontradas em diversos estágios dentro da indústria petrolífera, como perfuração, produção, transporte e processamento e também em vários locais, como poços de produção, sistemas de transporte e refinarias.

Nessas indústrias, o controle de vazão e pressão é feito através de uma série de válvulas de regulação e de estrangulamento. No entanto, a operação das válvulas gera grande quantidade de turbulência no escoamento, o que favorece a formação de emulsões ou dispersões. Quanto menor o tamanho das gotas da fase dispersa, maior o tempo necessário para que as duas fases sejam separadas no separador gravitacional, fazendo com que a produção seja menor, assim como a taxa de recuperação de óleo Zotin (2010). Pode-se concluir, que os equipamentos utilizados na produção do petróleo (como bombas e válvulas, por exemplo) contribuem para um aumento no grau de dificuldade de separação do óleo da água, devido ao fato de que a atuação desses componentes aumentar a geração de emulsões como consequência do alto grau de cisalhamento imposto ao escoamento conforme Almeida (2015).

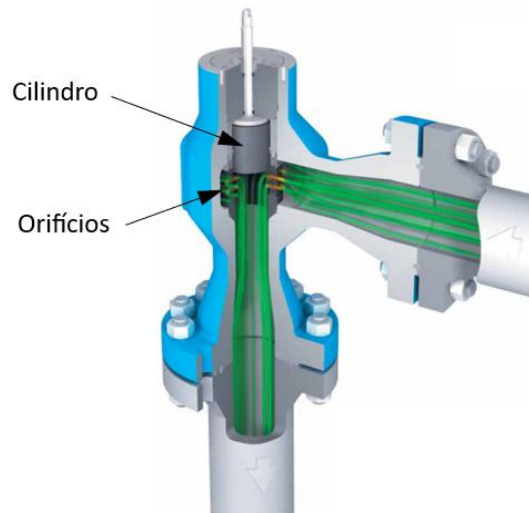
Dentre os elementos de tubulação, um dos que apresentam alta formação de emulsões são as válvulas *Choke*, utilizadas para controle de escoamento, mais principalmente para alívio de pressão nas linhas de produção. De acordo com Pinho (2014), as mudanças mais significativas nas características das emulsões ocorrem na passagem pelas válvulas *Choke*.

A válvula *Choke* é um tipo especial de válvula de controle normalmente usada em indústrias pesadas, como produção de petróleo e gás. Segundo Grace and Frawley (2011), o termo válvula *Choke* é derivado da condição operacional de escoamento bloqueado, em que a condição limite de vazão é atingida. As válvulas *Choke* geralmente estão localizadas no bloco de produção, conhecido como Árvore de Natal ou também ao longo das linhas de escoamento. É a primeira válvula de controle por onde passa o fluido de produção e, como restrição primária, rege a capacidade operacional do poço. As válvulas *Choke* permitem escoamento de fluido através de uma ou mais aberturas muito pequenas para reduzir a pressão oriunda do reservatório até a pressão de produção.

Na Figura 2-12 é apresentado o esquema de uma válvula *Choke* angular produzida pela Mokveld (2023a). Nesta válvula o fluido entra lateralmente, passa por orifícios e sai a noventa graus para baixo. A vazão é controlada pelo movimento do cilindro na parte superior. Na medida em que o

cilindro desce, os orifícios da válvula vão sendo bloqueados, impedindo o escoamento e reduzindo, assim, a vazão.

Figura 2-12- Válvula *Choke* angular da Mokveld.

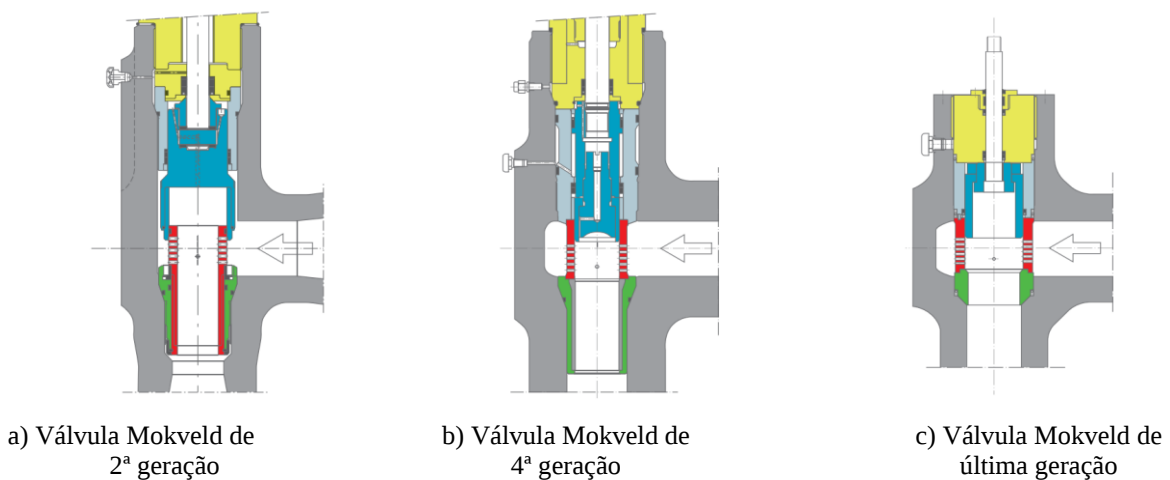


Fonte: Adaptada de Mokveld (2023a).

Na Figura 2-13 é apresentado o histórico do desenvolvimento das válvulas *Choke* da empresa Mokveld (2023a). Na Figura 2-13(a) é ilustrada a válvula *Choke* de luva externa, na Figura 2-13(b), a válvula *Choke* de pistão guiado por gaiola e na Figura 2-13(c), a válvula com gerenciamento total de velocidade (TVM – *Total Velocity Management*).

A indústria petrolífera vem buscando alternativas como desenvolvimento de novos *layouts* de elementos de tubulação para garantir os parâmetros hidráulicos (por exemplo redução da pressão e controle de escoamento) nas linhas de produção e de processamento primário e, simultaneamente, inibir o processo de formação das emulsões, favorecendo ou até mesmo promovendo o processo de separação de fluidos.

Figura 2-13- Histórico do desenvolvimento das válvulas *Choke*.

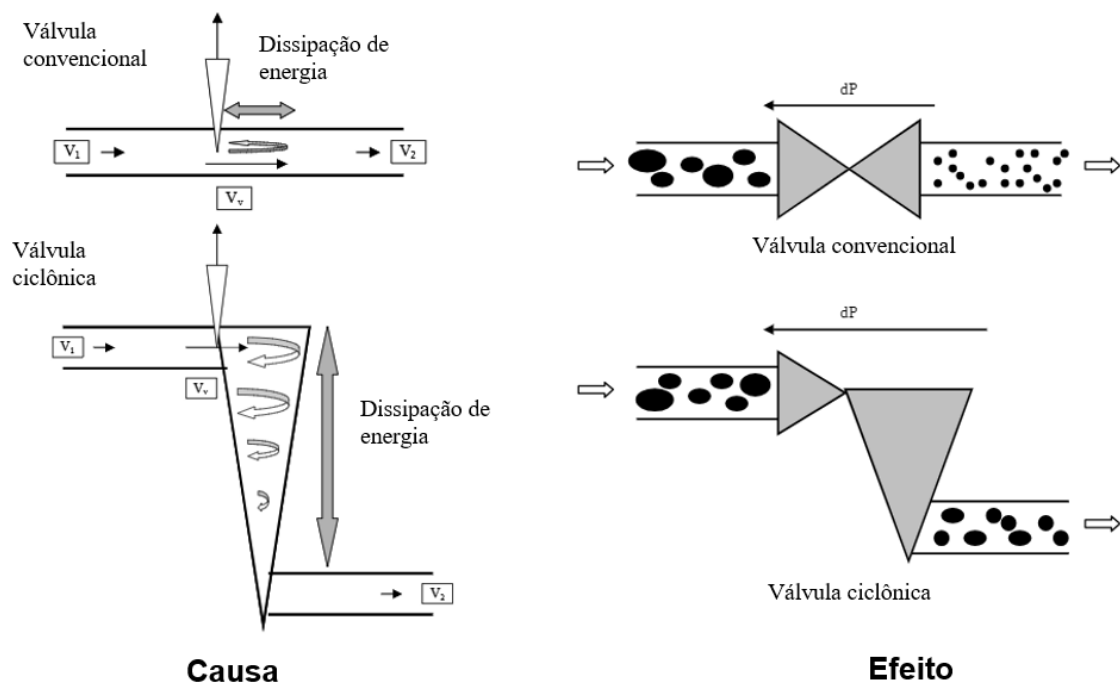


Fonte: Adaptada de Mokveld (2023a).

Para cumprir esta função, uma possibilidade é a utilização de válvulas que geram efeito centrífugo, princípio de separação dos hidrociclones na qual se induz vórtices no fluido que escoar em seu interior com direção de rotação bem definida, de forma a gerar campos centrífugos que contribuam para a coalescência das gotas e posterior separação dos componentes de uma emulsão. Estas válvulas estão sendo chamadas de válvulas ciclônicas, e constituem uma alternativa para a substituição das válvulas *Choke*.

As válvulas *Choke* convencionais provocam a quebra das gotas em escoamentos de emulsões. A turbulência encontrada nas válvulas *Choke* cria altas forças de cisalhamento que atuam nos fluidos favorecendo a quebra de gotas, exigindo uma maior eficiência do separador a jusante. A válvula ciclônica dissipa a mesma taxa de energia que uma válvula *Choke*, porém em um volume de dissipação maior, fazendo uso do efeito centrífugo, que favorece o coalescimento das gotas. A Figura 2-14 ilustra o mecanismo descrito.

Figura 2-14- Comparação do mecanismo de funcionamento entre uma válvula *Choke* convencional e uma válvula ciclônica.



Fonte: Adaptada de Mokveld (2023b).

Devido ao maior volume para dissipação, o tamanho médio das gotas do fluido disperso em um escoamento que atravessa uma válvula ciclônica, sob uma determinada perda de carga, tende a ser maior se comparado ao caso de uma válvula *Choke* convencional.

De acordo com a hipótese de Stokes, a velocidade terminal de segregação de uma gota de fluido (a) disperso em um fluido (b) em função do diâmetro da gota é determinado pela Equação (2.8).

$$v_p = \frac{g \cdot D_{gota}^2 (\rho_a - \rho_b)}{18 \cdot \mu_b} \quad (2.8)$$

Sendo:

v_p – Velocidade terminal da gota

g – Aceleração da gravidade

D_{gota} – Diâmetro da gota do fluido disperso

ρ_a – Massa específica do fluido disperso

ρ_b – Massa específica do fluido contínuo

μ_b – Viscosidade do fluido contínuo

Pela análise da Equação (2.8), observa-se que a velocidade de segregação varia com o quadrado do diâmetro da gota, por gerar gotas de maior diâmetro, a válvula ciclônica favorece a segregação, reduzindo o tempo necessário para a posterior separação das fases.

Na presença de um campo centrífugo, com o escoamento percorrendo uma trajetória curvilínea, a velocidade de segregação passa a ser influenciada pela velocidade angular do fluido e pelo raio da curva pela qual passa o escoamento, conforme Equação (2.9). A análise da Equação (2.9) revela que a velocidade de segregação aumenta proporcionalmente ao raio da curva e cresce com o quadrado da velocidade angular, evidenciando o efeito da válvula ciclônica.

$$v_p = \frac{(\omega^2 \cdot r) \cdot D_{gota}^2 (\rho_a - \rho_b)}{18 \cdot \mu_b} \quad (2.9)$$

Sendo:

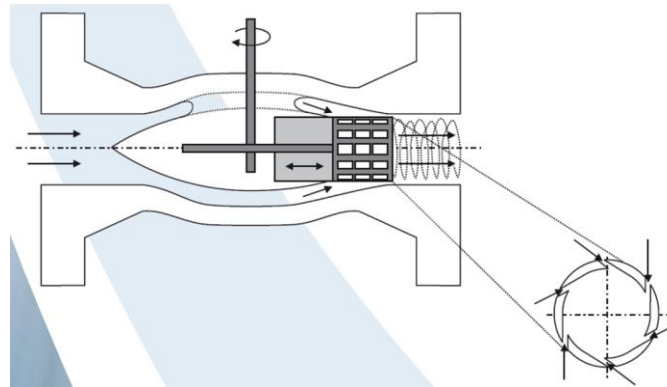
ω – Velocidade angular do fluido

r – Raio da curva pela qual passa o escoamento

Na Figura 2-15 é apresentado o esquema da válvula ciclônica da Twister (Prast and Tijmen, 2019). Nessa válvula, ranhuras tangenciais na parte interna da válvula induzem o escoamento a um forte movimento rotativo fazendo com que pequenas gotas se concentrem e se aglomerem ao longo do perímetro da parede do tubo. De acordo com Prast and Tijmen (2019), a vantagem de se criar o

movimento rotativo do fluido na válvula é tornar o padrão de escoamento mais regular, com menor cisalhamento interfacial, menor ruptura das gotas, resultando, conseqüentemente, em gotas maiores. A maior concentração das gotas ao longo do perímetro da parede do tubo também favorece a coalescência das gotas.

Figura 2-15- Esquema da válvula ciclônica da Twister.



Fonte: Prast and Tijmen (2019).

Na Figura 2-16 é apresentado o esquema em corte da válvula ciclônica Typhoon da empresa Typhonix.

Figura 2-16- Esquema da válvula Typhoon em corte.

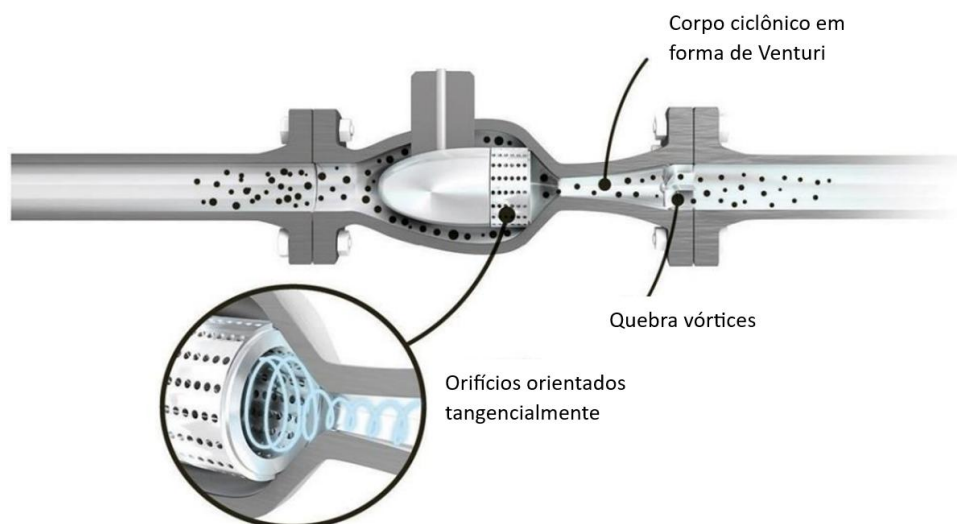


Fonte: Teeffelen and Verwey (2017).

Conforme ilustrado na Figura 2-16 e na Figura 2-17, a válvula Typhoon possui um obturador em forma de uma gaiola com orifícios orientados tangencialmente para regular e transformar o escoamento de entrada axial em um escoamento rotativo. Após passar pelo obturador, o escoamento passa por um corpo ciclônico em forma de Venturi, instalada a jusante da gaiola para induzir uma

queda de pressão e de rotação adequadas. Por fim, o escoamento passa por um quebra vórtices instalado a jusante do corpo cônico para uniformizar o escoamento após a zona de redução de pressão.

Figura 2-17- Esquema do princípio de funcionamento da válvula ciclônica.



Fonte: Adaptada de Teeffelen and Verwey (2017).

A velocidade terminal das gotas durante a separação varia com o quadrado do diâmetro das gotas, deste modo a coalescência das gotas com seu consequente aumento de tamanho resultará em aumento de eficiência dos sistemas de separação de modo que eles possam tratar uma vazão maior de fluido, concorrendo pela diminuição do seu tamanho e ou para o aumento de sua capacidade. Em diversas plantas de produção a capacidade de processamento primário está limitando a capacidade de produção de hidrocarbonetos e em muitos casos não se dispõe de condições para o aumento de dimensão dos sistemas de tratamento, assim uma rota promissora é do aumento da eficiência destes sistemas de tratamento.

As válvulas que se valem da rotação forçada do fluido para obter em função do campo centrífugo gerado a coalescência das gotas estão sendo denominadas de válvulas ciclônicas isto em função de alguma similaridade com os hidrociclones tradicionais.

Diferente dos hidrociclones estes tipos de válvula buscam aumentar a dimensão das gotas da fase dispersa mais não dispõe de um bocal exclusivo para saída da fase dispersa.

Tendo como princípio de funcionamento o efeito centrífugo, a válvula ciclônica é uma tecnologia que busca evitar ou, ao menos, diminuir a formação de emulsão, podendo também atuar como válvula de controle (Almeida (2015))

Pode-se listar alguns dos objetivos desejados com a concepção deste tipo de válvula em desenvolvimento (Moraes *et al.* (2011)). São eles:

- Alcançar a perda de carga necessária pelo movimento de rotação do fluido, não pelo seu cisalhamento; controlar o escoamento, evitando o cisalhamento de grânulos de fluido dispersos já existente;
- Começar um processo de separação das fases do fluido;
- Atuar como facilitador das atividades dos equipamentos separadores jusantes;
- Permitir projeção de separadores mais compactos e baratos, além de plantas industriais com elementos mais eficientes e com menos custos;
- Diminuir a necessidade do uso de desemulsificantes (produtos químicos injetados nos fluidos para atuar na quebra de emulsão).

O objetivo principal das válvulas ciclônicas pode ser resumido por: minimizar a formação de emulsão e, ao mesmo tempo, contribuir para a coalescência das gotas da fase dispersa, tendo como consequência a diminuição no tempo dedicado à separação das fases.

2.5 SIMULAÇÃO FLUIDODINÂMICA DO ESCOAMENTO EM UMA VÁLVULA CICLÔNICA.

A simulação fluidodinâmica de escoamento é uma ferramenta interessante para possibilitar o aprimoramento de qualquer componente que esteja envolvido com um escoamento, mas esta ferramenta ainda apresenta pontos a serem desenvolvidos dentre os quais, o caso de quando o escoamento é de mais de um fluido ou mais de uma fase.

Além disto se a geometria do componente é complexa ou ainda apresenta singularidades construtivas como raios e chanfros que interferem no escoamento o processo de simulação torna-se caro e lento em função da necessidade de refino nas malhas.

Almeida (2015), realizou um trabalho de simulação fluidodinâmica do escoamento em uma válvula ciclônica e de imediato fez a opção por analisar o escoamento monofásico que apresenta menor dificuldade e para o qual existiam alguns dados experimentais que poderiam ser utilizados para validar o estudo.

O estudo analisou duas propostas existentes na literatura para a simulação:

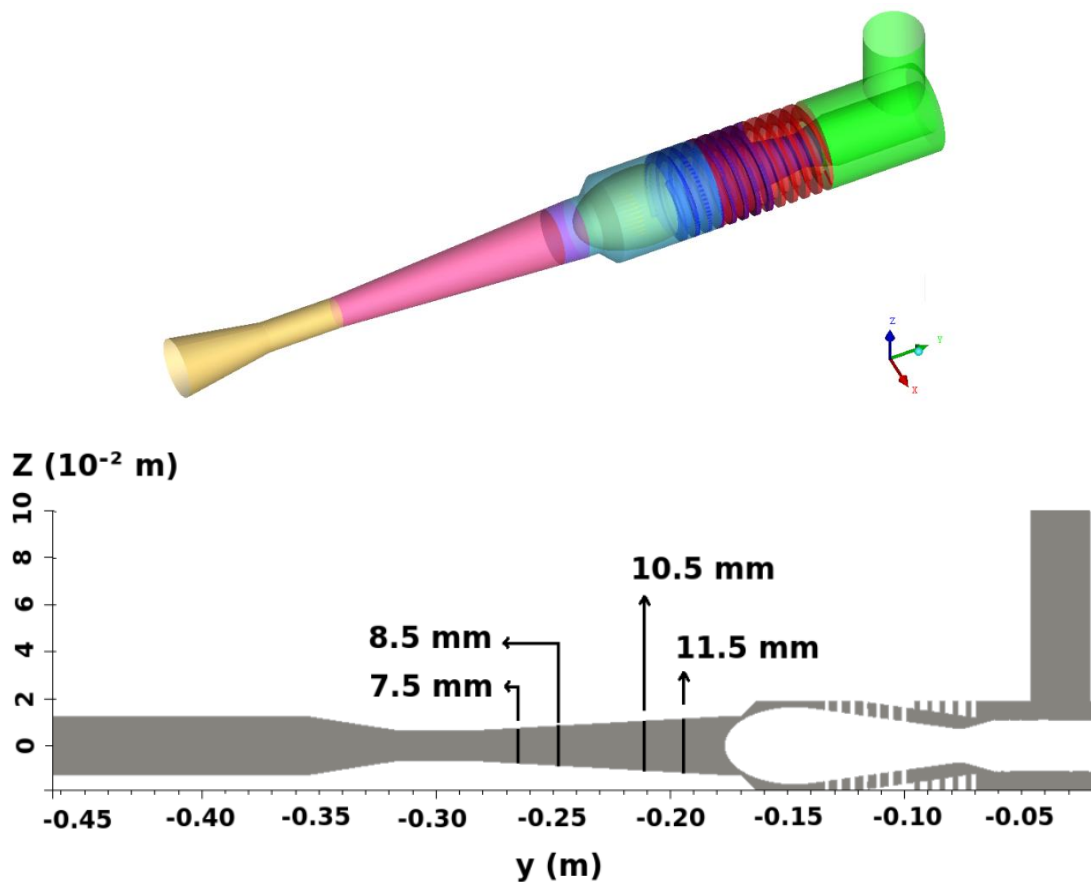
- o κ - ω SST (*Shear-Stress Transport*) que é um modelo de turbulência amplamente utilizado na área de dinâmica de fluidos computacional. Ele combina dois modelos de turbulência, o modelo K- ω e o modelo Shear-Stress Transport (SST), para fornecer uma abordagem mais precisa na simulação de fluxos turbulentos em diferentes aplicações.

- e o $\kappa\text{-}\omega$ SSTC (*Shear Stress Transport with Curvature Correction*) que é um modelo de turbulência modificado pela introdução do número para levar em conta os efeitos de rotação e curvatura

A Figura 2-18 apresenta a geometria da válvula que foi simulada apresentando a região de escoamento. Simplificações foram realizadas na geometria para suavizar regiões pontiagudas.

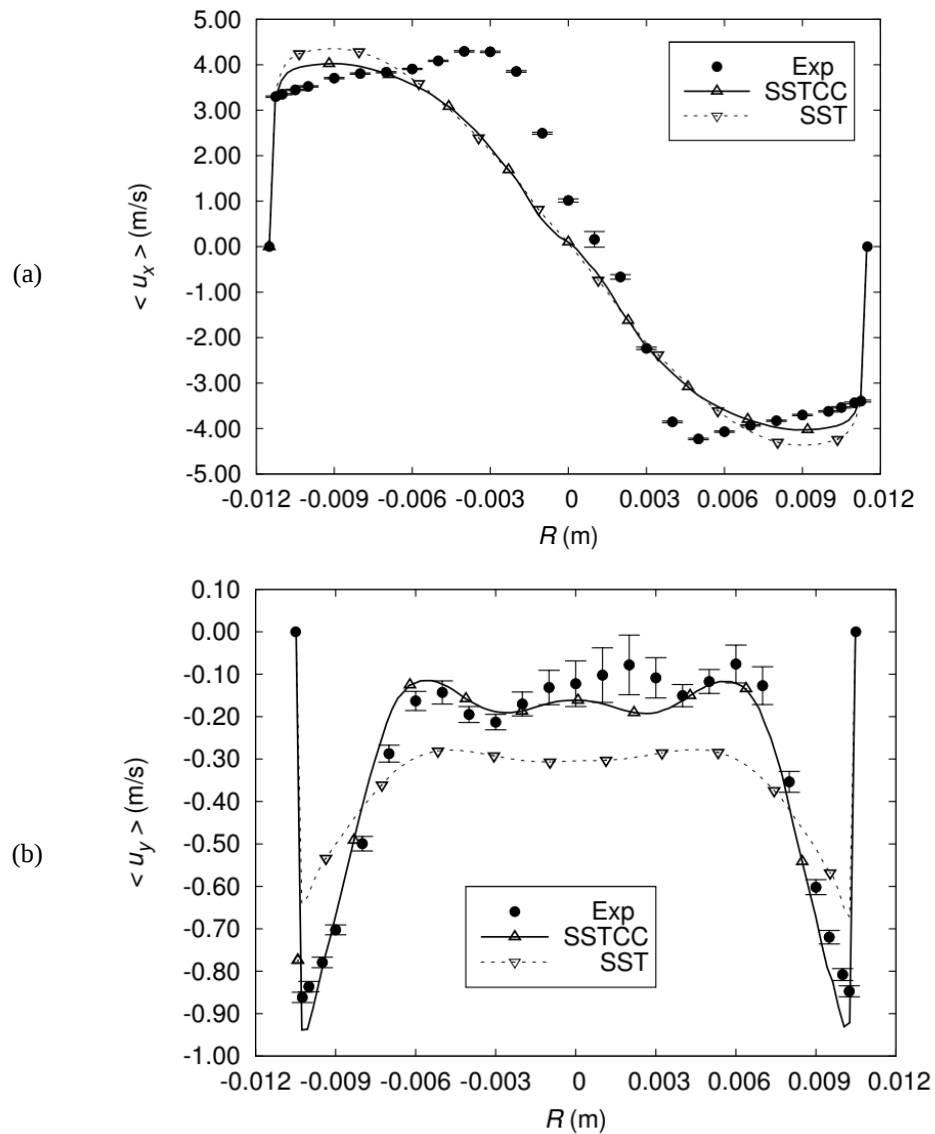
As simulações foram realizadas na região cônica da válvula (área rosa da Figura 2 19) e mesmo sendo uma região de geometria simples os valores obtidos na simulação não apresentaram concordância com os valores medidos, em particular os valores de velocidade tangencial, os valores das velocidades axiais obtiveram melhor aderência. A Figura 2 19 apresenta os valores de velocidade tangencial e axial obtidas pela simulação numérica e obtidas experimentalmente por medição utilizando a técnica de Anemometria a Laser Doppler apresentado por ZOTIN (2010).

Figura 2-18 - Geometria utilizada na simulação apresentando a penas a região de escoamento na parte superior e na parte inferior a localização dos pontos de medição e simulação



Fonte: Almeida (2015)

Figura 2-19- Comparação dos valores da velocidade no corpo cônico da válvula ciclônica obtida por dois métodos de simulação e obtidas por medição experimental na posição 11,5. Em (a) Velocidade tangencial e em (b) velocidade axial



Em síntese os métodos numéricos de simulação fluidodinâmica se apresentam como ferramentas interessantes para o estudo e desenvolvimento envolvendo escoamentos, mas carecem ainda de amadurecimento para possibilitar resultados confiáveis, principalmente quando a geometria onde ocorre o escoamento apresenta um certo nível de complexidade e envolve o escoamento de fluídos diferentes.

3 DESENVOLVIMENTO DA VÁLVULA CICLÔNICA

Face ao exposto anteriormente e em função de uma demanda induzida pela empresa Petrobras S/A que aportou recursos financeiros para tanto, teve início o desenvolvimento de uma válvula para controle de escoamento do tipo ciclônica, ou seja, que induz rotação no fluido que está circulando em seu interior com o objetivo de favorecer a coalescência de gotas da fase dispersa, quando este escoamento for constituído por uma emulsão.

Para se atingir este objetivo proposto a metodologia adotada foi de modo sintético constituída de:

- Estudo sobre o tema abordando as referências bibliográficas mais significativas de modo a que seja possível compilar os modelos teóricos existentes comparando se for o caso as abordagens existentes e analisando criticamente seus fundamentos e a adequação destes fundamentos as situações reais;
- Trabalhos experimentais em escala de laboratório em que os fluidos de trabalho seriam água e petróleo que seriam forçados a escoar em dutos e passar por singularidades onde seria avaliada a evolução da fase dispersa e analisada a eficácia de operação da solução testada.

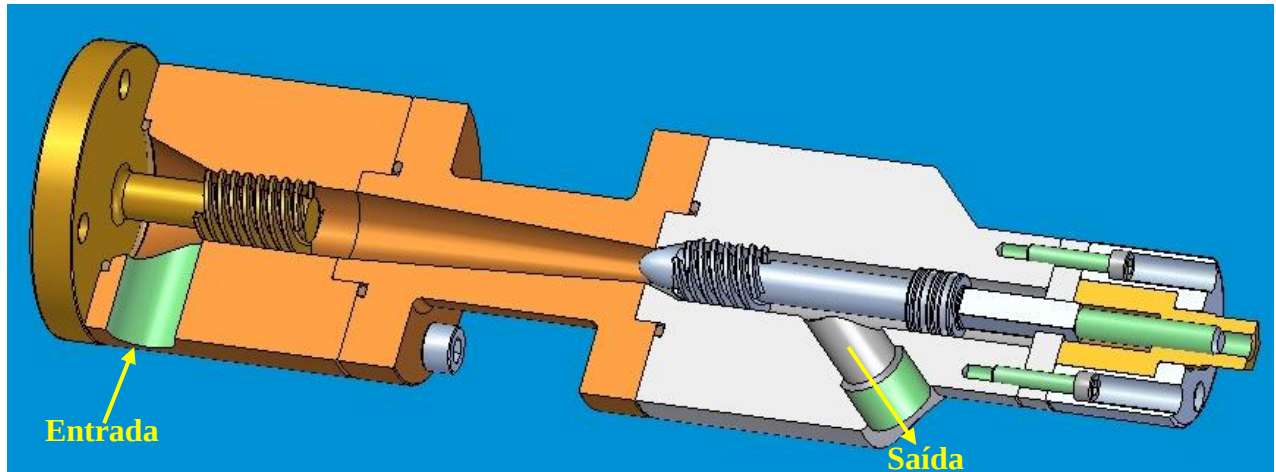
Os trabalhos experimentais foram conduzidos dentro do Núcleo de Separadores Compactos – NUSEC da Unifei, que dispõe de todo o aparato para construção do banco de testes, instrumentação, sistemas de aquisição de dados, fluidos necessários e equipamentos para caracterização das emulsões.

3.1 A PRIMEIRA GERAÇÃO DE VÁLVULA CICLÔNICA

A ideia básica de válvula ciclônica é permitir o controle do escoamento, através da velocidade de rotação do fluido no interior da válvula, semelhante ao escoamento em um hidrociclone, com a criação do efeito centrífugo, que favorece a coalescência de gotas fase dispersa e minimiza a geração de campos de cisalhamento, que tenderiam a quebrar as gotas da fase dispersa, situação comum nas válvulas de controle existentes.

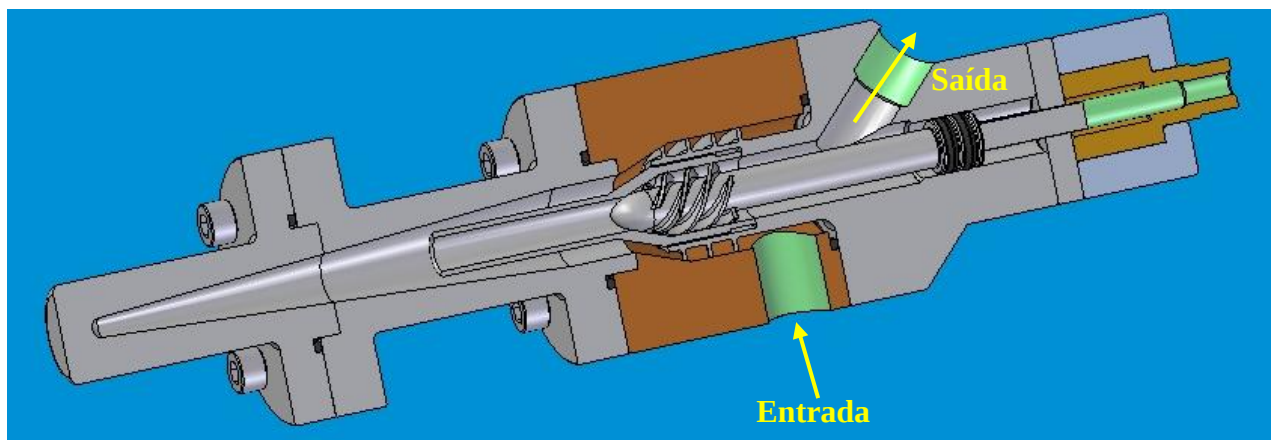
resistência mecânica suficiente para resistir às solicitações típicas de operação, foram propostas as configurações que são mostradas nas Figura 3-2 e Figura 3-3.

Figura 3-2 – Válvula de escoamento direto – vista em corte.



Fonte: O autor

Figura 3-3 – Válvula de escoamento reverso – vista em corte.



Fonte: O autor

Neste tipo de configuração foram criadas entradas e saídas na forma de hélices de forma que não seria mais necessária a construção de entradas tangenciais, a hélice garantiria a indução de um vórtice, independente da direção do escoamento na entrada.

Para desenvolver os estudos experimentais, foram elaborados desenhos executivos das válvulas, e foram construídos os modelos para teste em laboratório. A Figura 3-4, Figura 3-5 e Figura 3-6 apresentam as fotos das válvulas construídas.

Figura 3-4 – Válvula de escoamento direto – foto do conjunto montado.



Fonte: O autor

Figura 3-5– Válvula de escoamento direto – componentes.



Fonte: O autor

Figura 3-6– Válvula ciclônica de escoamento reverso montada.



Fonte: O Autor

Figura 3-7 – Componente da válvula ciclônica de escoamento reverso.



Fonte: O autor

Figura 3-8 – Válvula ciclônica de escoamento reverso – detalhe das hélices de entrada e de saída.



Fonte: O autor

3.1.1 A característica de funcionamento das válvulas ciclônicas de primeira geração

As válvulas ciclônicas construídas foram testadas e comparadas ao funcionamento de uma válvula globo comercial, conforme Figura 3-9.

Foi utilizada uma válvula globo de ½", de “abertura rápida”, ou seja, no começo do seu curso permite a passagem de vazão sem impor grande perda.

Figura 3-9 – Modelo de Válvula Globo comercial testada.



Fonte: https://www.instagram.com/worldval_valvulas/

O banco de experimentos para o teste das válvulas, permitia a montagem das duas válvulas lado a lado, de modo a possibilitar passar a mesma emulsão pelas duas válvulas ao mesmo tempo, garantindo-se a vazão e a perda de carga em cada válvula, conforme a Figura 3-10 apresenta.

Figura 3-10 – Vista das válvulas de ciclônicas instaladas e seu trecho de saída.



Fonte: O autor

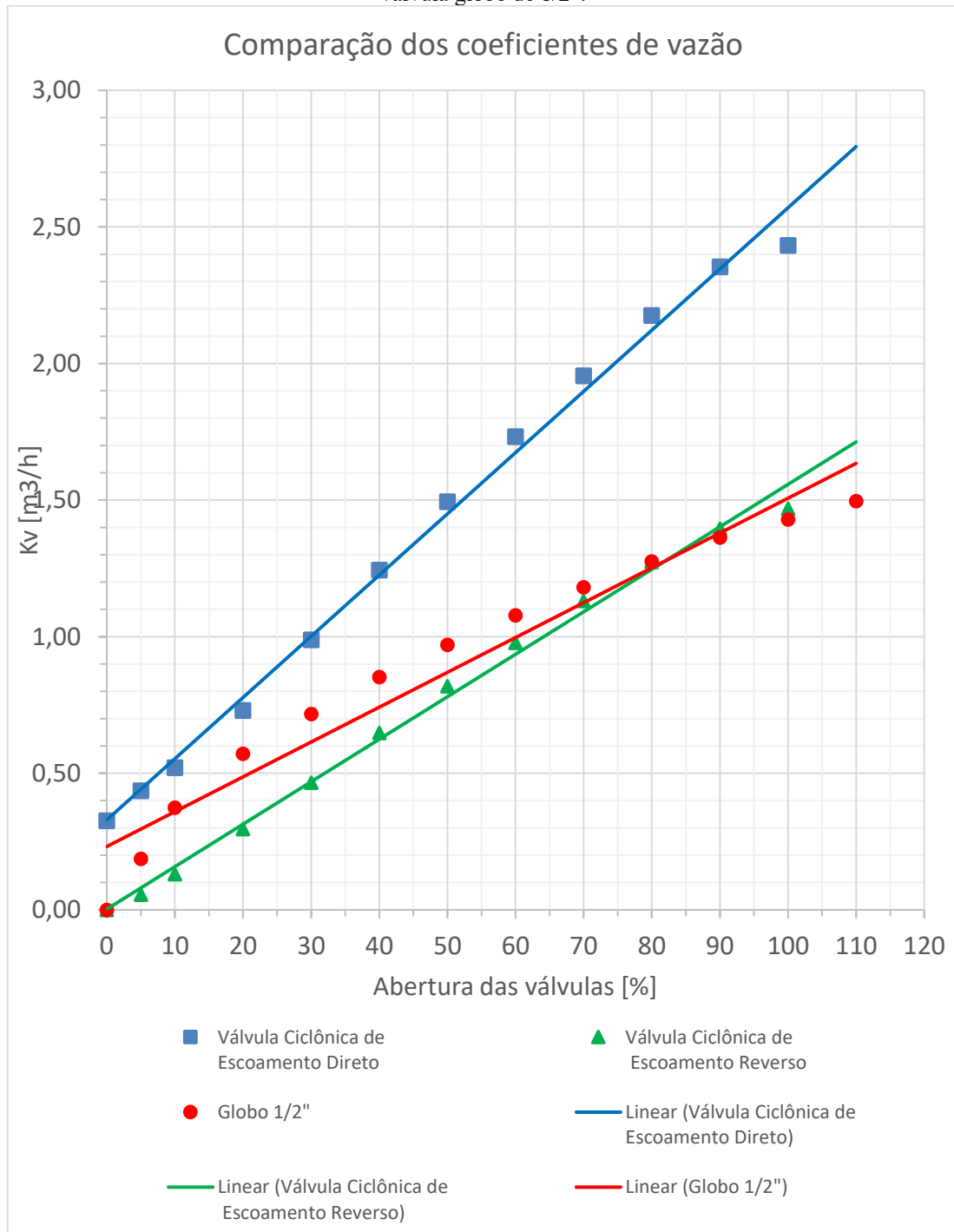
Antes dos testes com emulsão foi realizado o levantamento do Coeficiente de vazão de cada válvula de modo a se obter a vazão em m^3/h que passa pela válvula em cada posição de abertura e que gera uma perda de carga de 1 barg . Os dados são apresentados na Tabela 3-1 e Figura 3-11

Tabela 3-1– Dados de coeficiente de vazão das válvulas ciclônicas e de uma válvula globo de 1/2".

Coeficiente de vazão K_v (m^3/h)			
Abertura (%)	Válvula Ciclônica de Escoamento Direto	Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso	Globo 1/2"
0	0,326	0,000	0,000
5	0,436	0,055	0,187
10	0,520	0,131	0,374
20	0,730	0,296	0,571
30	0,988	0,466	0,717
40	1,244	0,648	0,852
50	1,494	0,819	0,970
60	1,732	0,977	1,078
70	1,955	1,131	1,181
80	2,176	1,273	1,275
90	2,354	1,395	1,363
100	2,432	1,469	1,429
110			1,496
Curso 100%(mm)	3,50	2,00	5,00

Os resultados experimentais mostraram que a válvula de escoamento reverso apresenta uma perda de carga maior que a de escoamento direto, e em certos pontos de funcionamento foi possível ouvir um ruído parecido com o de cavitação na válvula de escoamento reverso, enquanto na válvula de escoamento direto a operação ocorreu de forma suave.

Figura 3-11 – Comparação gráfica entre os coeficientes de vazão das válvulas ciclônicas de primeira geração e a válvula globo de 1/2".



Fonte: O autor.

Os coeficientes de vazão são próximos, mas não são iguais e pode-se notar que a válvula globo não apresenta linearidade no seu coeficiente de vazão, mas isto não interfere no resultado, pois para comparação cada válvula é submetida a mesma vazão e a mesma perda de carga, significando que os valores de abertura podem ser um pouco diferentes.

A formação de emulsão é fortemente influenciada pela perda de carga e pela vazão que são mantidas iguais durante a comparação, possibilitando assim avaliar qual configuração de válvula é mais eficaz em gerar menos emulsão.

Quando se estabelecia o escoamento (válvula aberta), era possível observar a formação de escoamento rotacional na saída da válvula em função da ação das hélices que foram previstas com esta finalidade.

A Figura 3-12 apresenta um escoamento monofásico de água em que bolhas de ar existentes permitem observar a rotação do escoamento e o gás se acumulando no centro.

Figura 3-12 – A formação de vórtices na saída de válvula de escoamento direto com a válvula aberta.

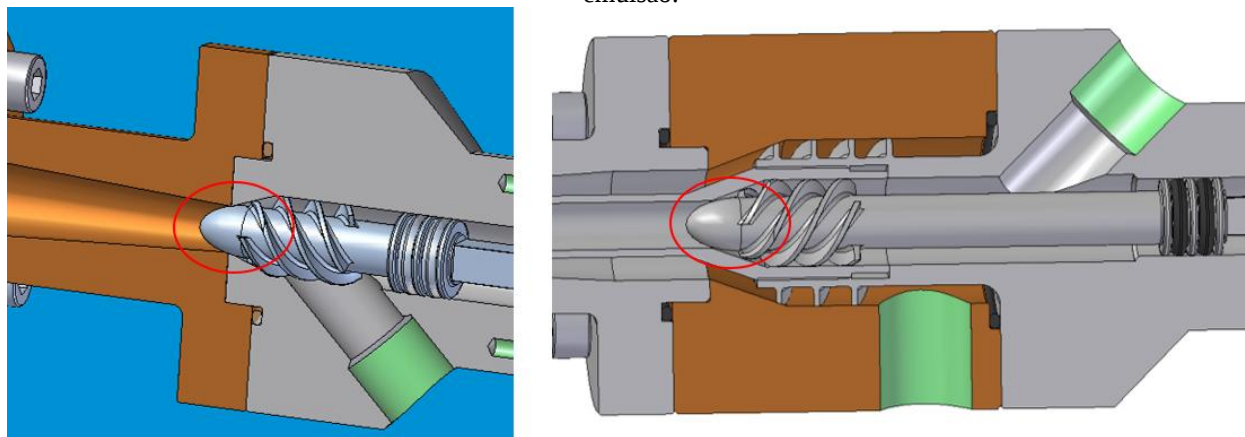


Fonte: O autor

Entretanto, os primeiros resultados experimentais indicaram que o tipo de concepção deveria ser melhorado. Quando a válvula era operada com pequenas aberturas, a geração de emulsão que era propiciada pela válvula era da mesma ordem encontrada em válvulas convencionais, ou seja, a emulsão gerada por ambas era praticamente a mesma. No estudo atento dos detalhes, verificou-se que este comportamento se devia ao fato de que nesta concepção

construtiva, ainda existia o efeito do obturador da válvula ciclônica, que funcionava de forma similar a uma válvula convencional, conforme mostra a Figura 3-13.

Figura 3-13 – Detalhe das válvulas ciclônica com a elipse delimitando a região responsável pela geração de emulsão.



Fonte: O Autor

A região delimitada pela elipse é a região em que a emulsão é gerada. Quando a válvula se encontra com pequena abertura, o estrangulamento da seção de passagem propicia a criação de escoamento fortemente turbulento e com campos de velocidade que resultam em tensões cisalhantes com capacidade para a quebra das gotas da fase dispersa, reduzindo seu diâmetro. O efeito é similar ao que ocorre em uma válvula globo convencional.

Apesar da concepção possibilitar a existência da rotação no fluido que favorece a coalescência, o efeito do obturador se sobrepõe a este efeito e o resultado é uma emulsão com o mesmo grau de estabilidade do encontrado em válvulas convencionais.

Em função disto foi proposta uma nova concepção construtiva com o objetivo de minimizar o problema. Esta segunda geração de válvula ciclônica foi denominada de válvula ciclônica com roscas cônicas.

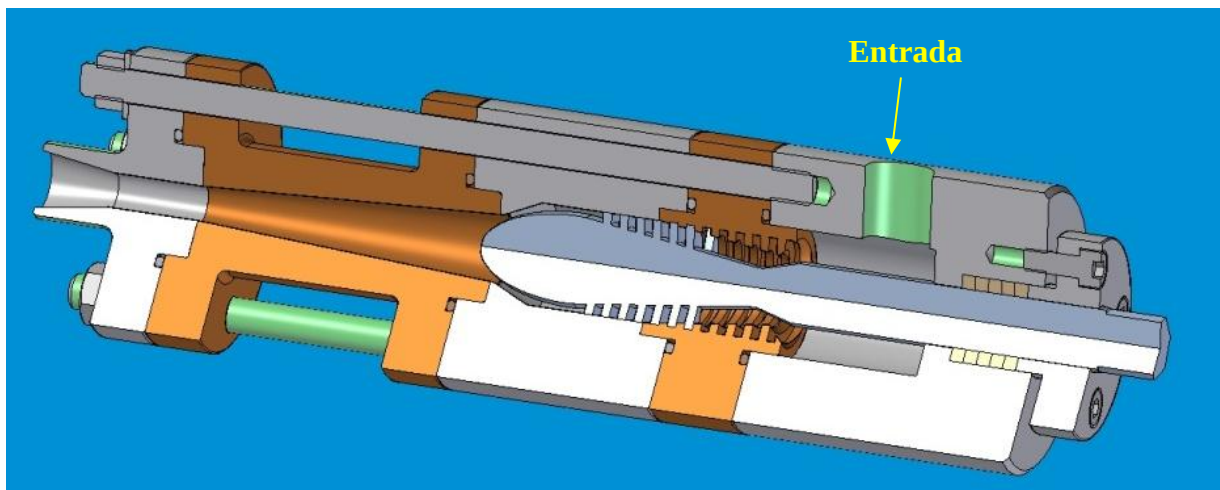
3.2 – A SEGUNDA GERAÇÃO - VÁLVULAS CICLÔNICAS COM ROSCAS CÔNICAS

Na segunda geração de válvulas ciclônicas o objetivo é encontrar uma nova forma de se controlar o escoamento, porém com a ideia de que quanto maior fosse a perda de carga desejada,

maior deveria ser a indução de rotação do fluido e mais distribuída deveria ser a perda de carga de modo a minimizar a energia dissipada por unidade de massa.

Então foi concebido um par de fuso/porca com roscas cônicas que deveriam atuar para o controle de escoamento. A Figura 3-14 apresenta a concepção da válvula de escoamento direto na posição totalmente aberta. A Figura 3-15 apresenta as partes da válvula e a Figura 3-16, o componente com a hélice. A Figura 3-17 apresenta a concepção de válvula ciclone de escoamento reverso, e a Figura 3-18 a válvula construída.

Figura 3-14 – Concepção da válvula ciclônica de escoamento direto de segunda geração.



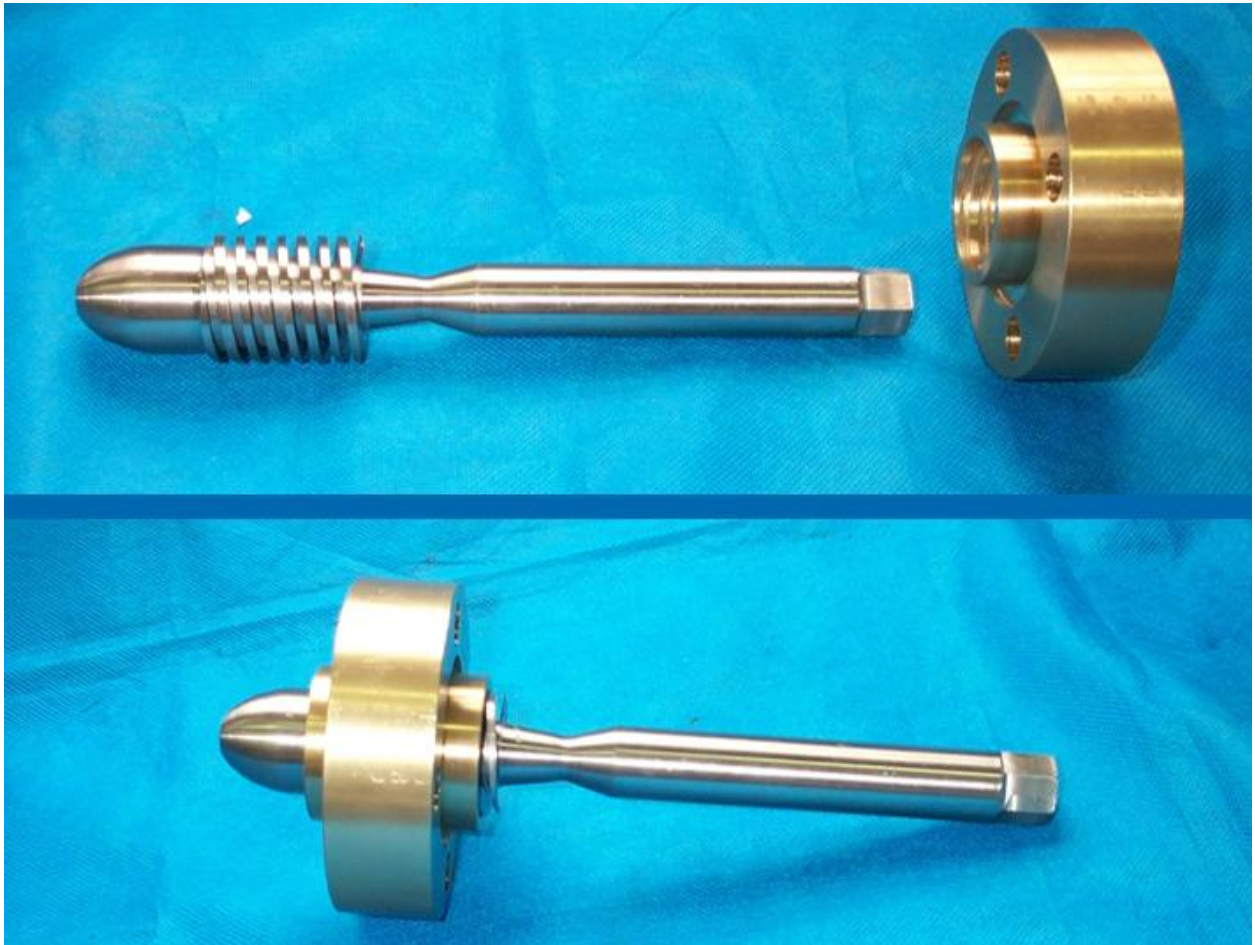
Fonte: O autor

Figura 3-15 – Parte da válvula ciclônica de escoamento direto de segunda geração.



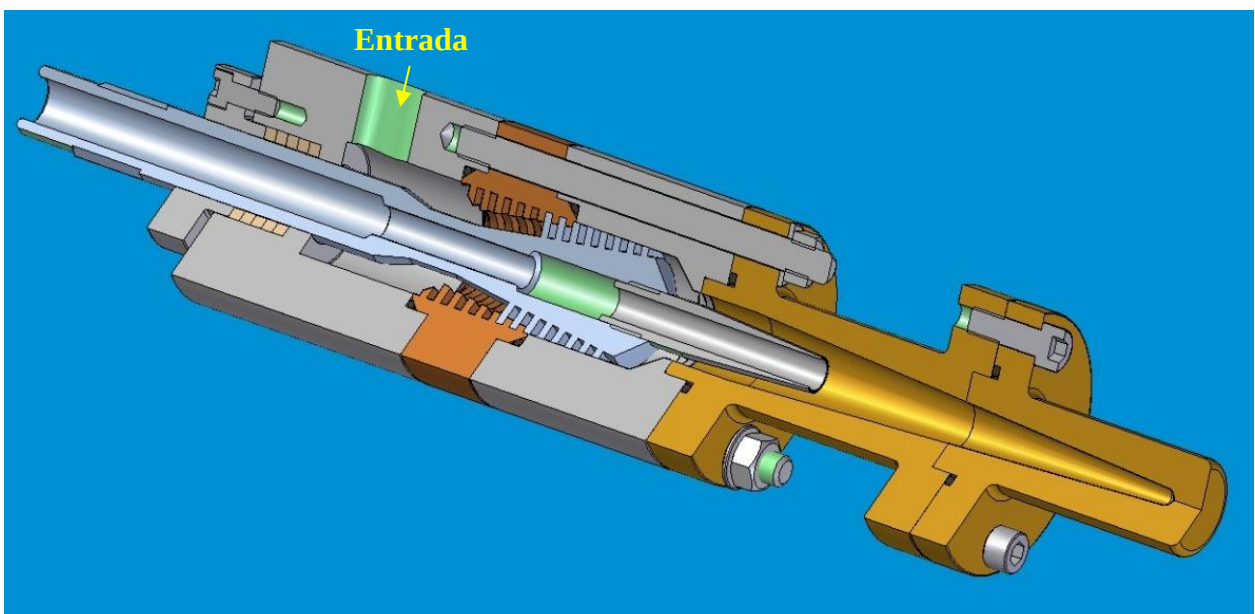
Fonte: O autor

Figura 3-16 – Detalhe do elemento helicoidal da válvula ciclônica de escoamento direto de segunda geração.



Fonte: O autor

Figura 3-17 – Concepção da válvula de escoamento reverso de segunda geração em corte.



Fonte: O autor

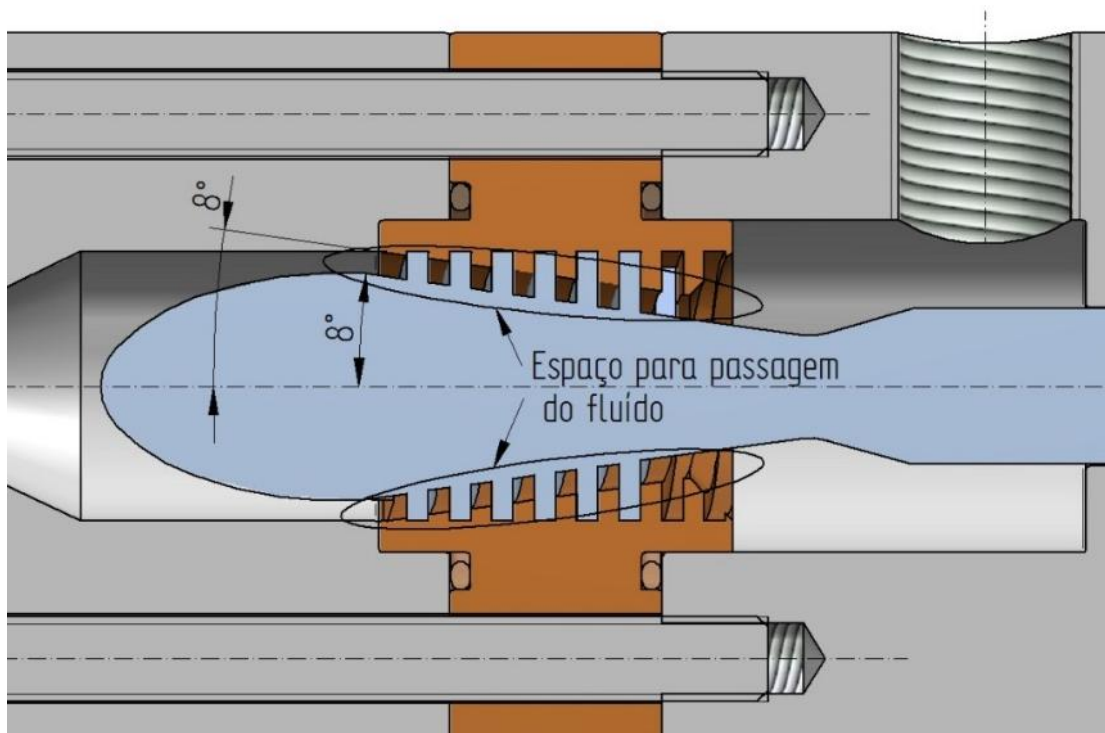
Figura 3-18 – Válvula ciclônica de escoamento reverso de segunda geração construída.



Fonte: O autor

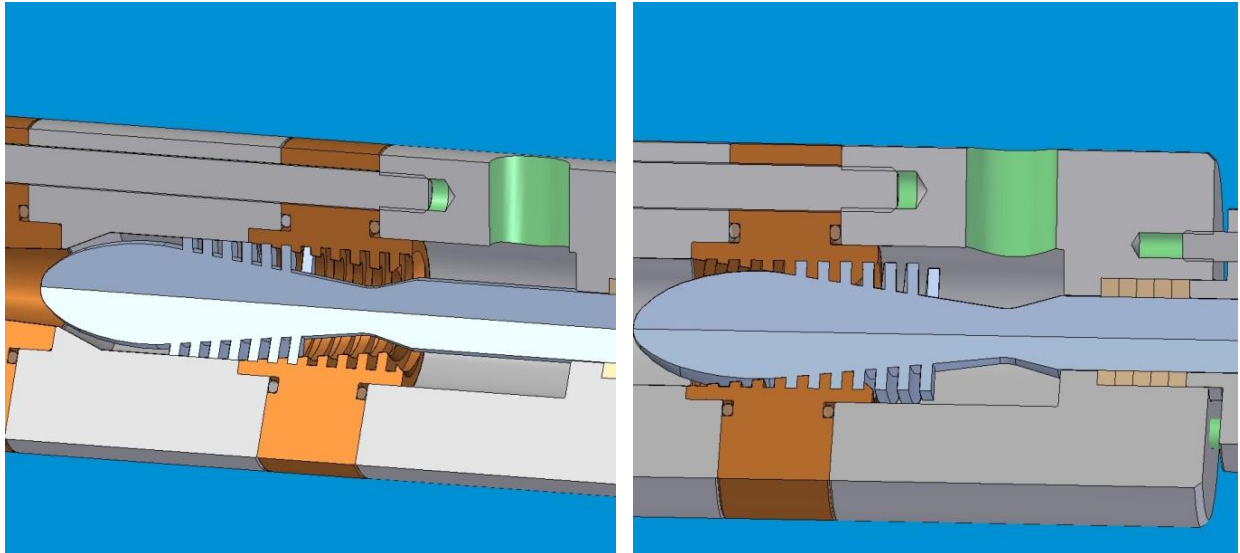
Nesta concepção a região de controle de escoamento é constituída por uma rosca cônica. A conicidade da rosca ocorre na crista da rosca da porca e na raiz da rosca do fuso. O fluido é forçado a passar pelo espaço existente entre a crista da porca e a raiz do fuso. Como a rosca é cônica este espaço varia de zero até a um valor máximo definido pelas características construtivas da válvula. A Figura 3-19 apresenta fisicamente a localização desta região e a Figura 3-20 a válvula de escoamento direto totalmente aberta (na figura à esquerda) e completamente fechada (figura à direita) para a válvula de escoamento reverso o princípio é o mesmo.

Figura 3-19 – Detalhe do elemento onde o fluido é forçado a passar pelo espaço existente entre o fuso e a porca.



Fonte: O autor.

Figura 3-20 – Detalhe da operação do fuso, mostrando o seu deslocamento e o espaço para circulação do fluido, de seu máximo (figura à esquerda), a seu mínimo (figura a direita).



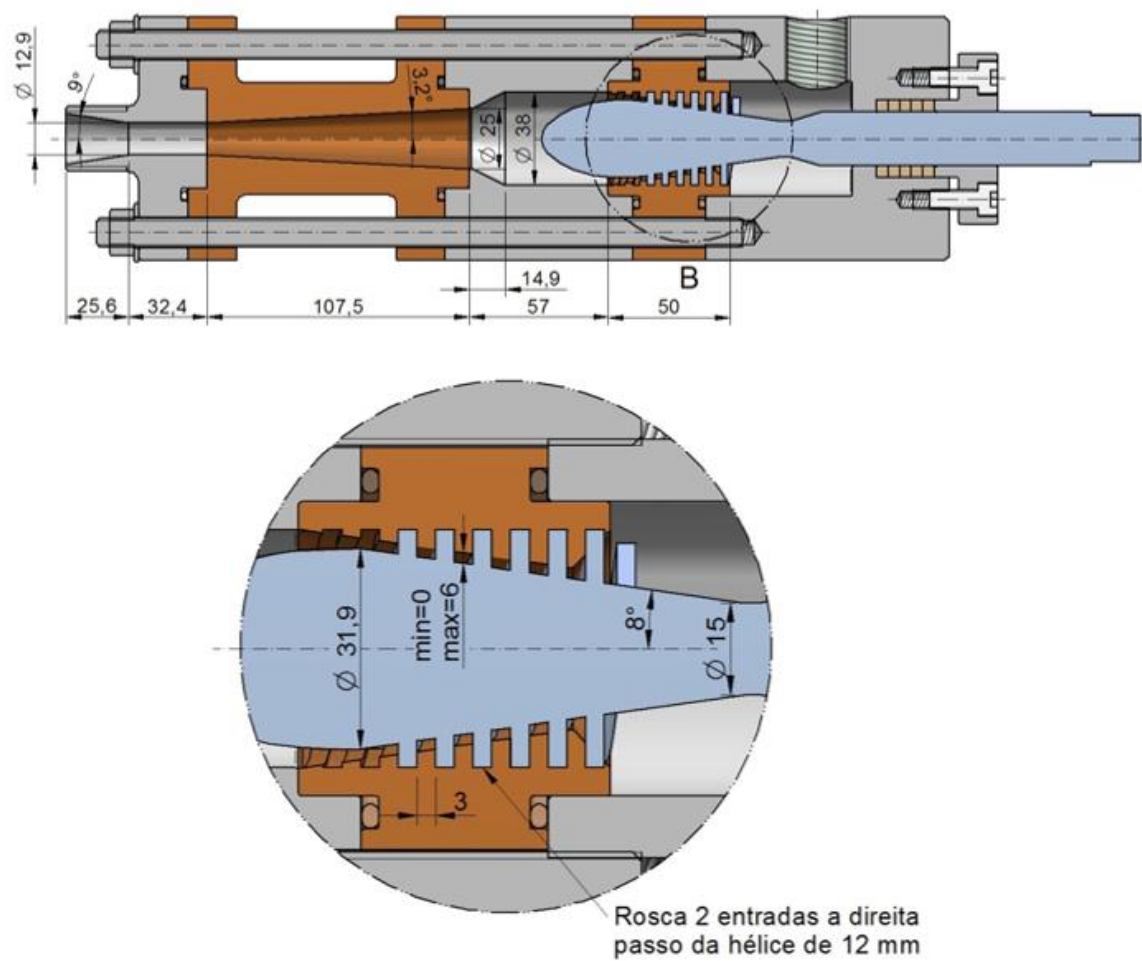
Fonte: O autor.

Quanto menor o espaço para a passagem do fluído, maior é a velocidade desenvolvida e com isto maior a perda de carga no escoamento por este canal.

Maior também é a rotação dada ao fluído na sua entrada nas seções cônicas. Com este aumento de rotação, aumenta-se o campo centrífugo favorecendo a coalescência das gotas e se aumenta a perda de energia do fluído ao longo de um comprimento maior, que resulta em maior perda de carga e menor energia dissipada por unidade de massa.

Desta forma, a válvula consegue o controle de escoamento e favorece a ocorrência de uma emulsão mais fácil de tratar. Na concepção ideal o escoamento sempre ocorreria no espaço anular formado pela crista da porca e a raiz do fuso, mas por questões construtivas, no modelo construído também existia a possibilidade de um escoamento marginal pela lateral da rosca. Este escoamento por certo, sujeita as gotas da fase dispersa a quebra, mas a porcentagem de fluído que escoava nesta região é significativamente menor do que aquela que escoava pelo canal. As características da válvula de escoamento direto podem ser vistas na Figura 3-21.

Figura 3-21 - Detalhes construtivos e dimensionais da Válvula Ciclônica com Roscas Cônicas de Escoamento Direto.



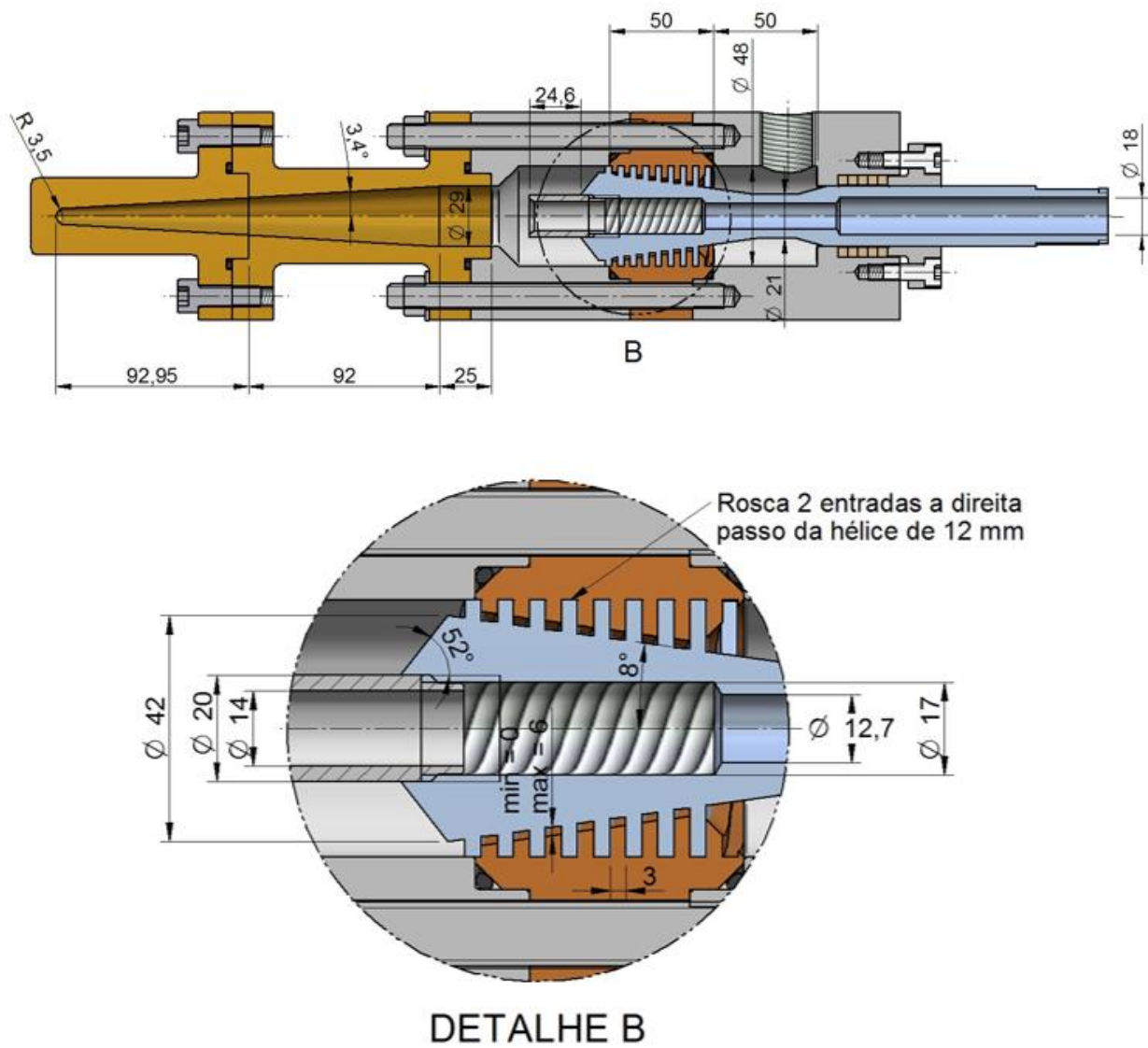
DETALHE B

Área para passagem do fluido [mm²] = deslocamento do embolo [mm] x 0,8432

Fonte: O autor.

As características da válvula ciclônica de escoamento reverso com roscas cônicas de segunda geração são apresentadas na Figura 3-22. Nesta concepção a rosca da hélice tem dupla entrada.

Figura 3-22 – Detalhes construtivos da válvula ciclônica com rosca cônica de escoamento reverso de segunda geração.



$$\text{Área para passagem do fluido [mm}^2\text{]} = \text{deslocamento do embolo [mm]} \times 0,8432$$

Fonte: O autor.

4 O PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Basicamente os experimentos consistiram em passar através das válvulas a serem testadas uma emulsão de óleo em água previamente gerada e caracterizada, controlando parâmetros tais como:

- Concentração da emulsão;
- Vazão;
- Perda de carga;
- E tipos de válvula.

O interesse dos testes é o de verificar qual foi quantidade de óleo que foi incorporado à água quando da passagem da emulsão pelas válvulas. Para isto foram coletadas amostras da emulsão a jusante e a montante das válvulas e foi medida a quantidade de óleo presente na água.

A ideia básica é de que quanto menos óleo estivesse presente na água coletada a jusante da válvula mais eficiente teria sido a válvula em realizar sua função de controle sem contribuir para a geração de emulsão.

Para não ser influenciado pela instabilidade das emulsões e como a análise é comparativa foi adotado um procedimento de coleta que será apresentado no item 4.3.

Para comparar o comportamento das válvulas ciclônicas foram selecionadas duas válvulas de controle comerciais, uma válvula de controle clássica de alta qualidade utilizada em aplicações de maior responsabilidade e uma válvula de controle mais simples utilizada em situações em as exigências não são tão rigorosas.

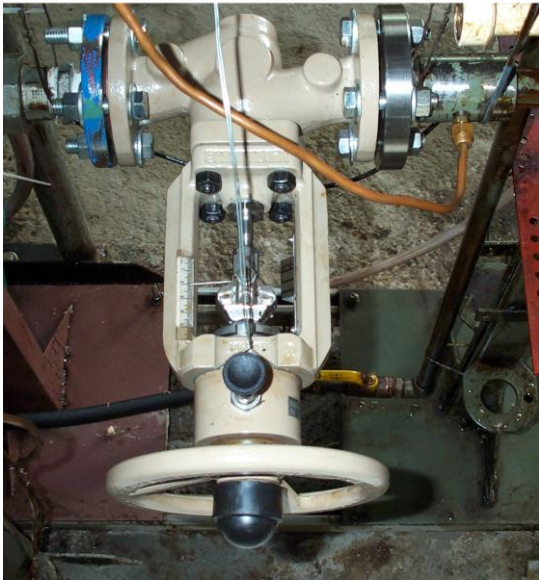
4.1 VÁLVULAS DE REFERÊNCIA PARA COMPARAÇÃO

A válvula classificada como de maior qualidade é uma válvula de controle tipo globo do identificada como válvula “A”, e a segunda, utilizada em aplicações menos rigorosas é uma válvula identificada como válvula “B”, classe 3000 – tipo ponta de agulha – aço inox ¼” classe 3000 lbs.

A Figura 4-1 e Figura 4-2 apresentam estas válvulas, todas foram testadas com água para a obtenção do seu coeficiente de vazão, ou seja, o valor da vazão em m³/h que passa através da válvula para cada uma de suas aberturas e gera uma perda de carga de 1 barg, a Figura 4-3 apresenta

os valores para cada uma das válvulas e para o resultado experimental foi traçado a linha de tendência, observa-se que exceto a válvula tipo “B” as demais apresentam adequada linearidade e ainda que a válvula “A” possui um coeficiente de vazão menor que as demais o que significa que a mesma deverá operar com abertura maior que as demais para a mesma situação de operação, esta situação a princípio favoreceria esta válvula a gerar uma emulsão com gotas maiores e portanto menos estáveis que as demais.

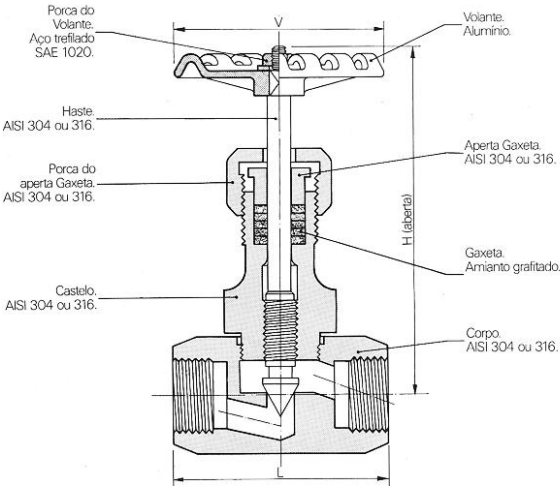
Figura 4-1 – Válvula de controle “A” utilizada como comparação para as válvulas ciclônicas de segunda geração.



Válvula “A”
Versão: ANSI
Tipo: Globo
Diâmetro Nominal :1”
Tipo Conexão: Flange(Flat Face)
Gaxetas: Em PTFE
Classe de pressão: ANSI CLASSE 125
Material do corpo: A 126B
Material do plug: CrNiMo steel
Material da sede: WN. 1.4006
Junta do Corpo :
Kv max: 0,62 m³/h
Classe de vedação: ANSI CLASSE IV
Característica : Linear
Tipo do castelo: Padrão
Fole de selagem: Não
Curso nominal da válvula: 15 mm
Atuador - Tipo: Acionamento Manual.
Versão: Top Volante
Curso Permissível : 15mm
Força do atuador: 18kN

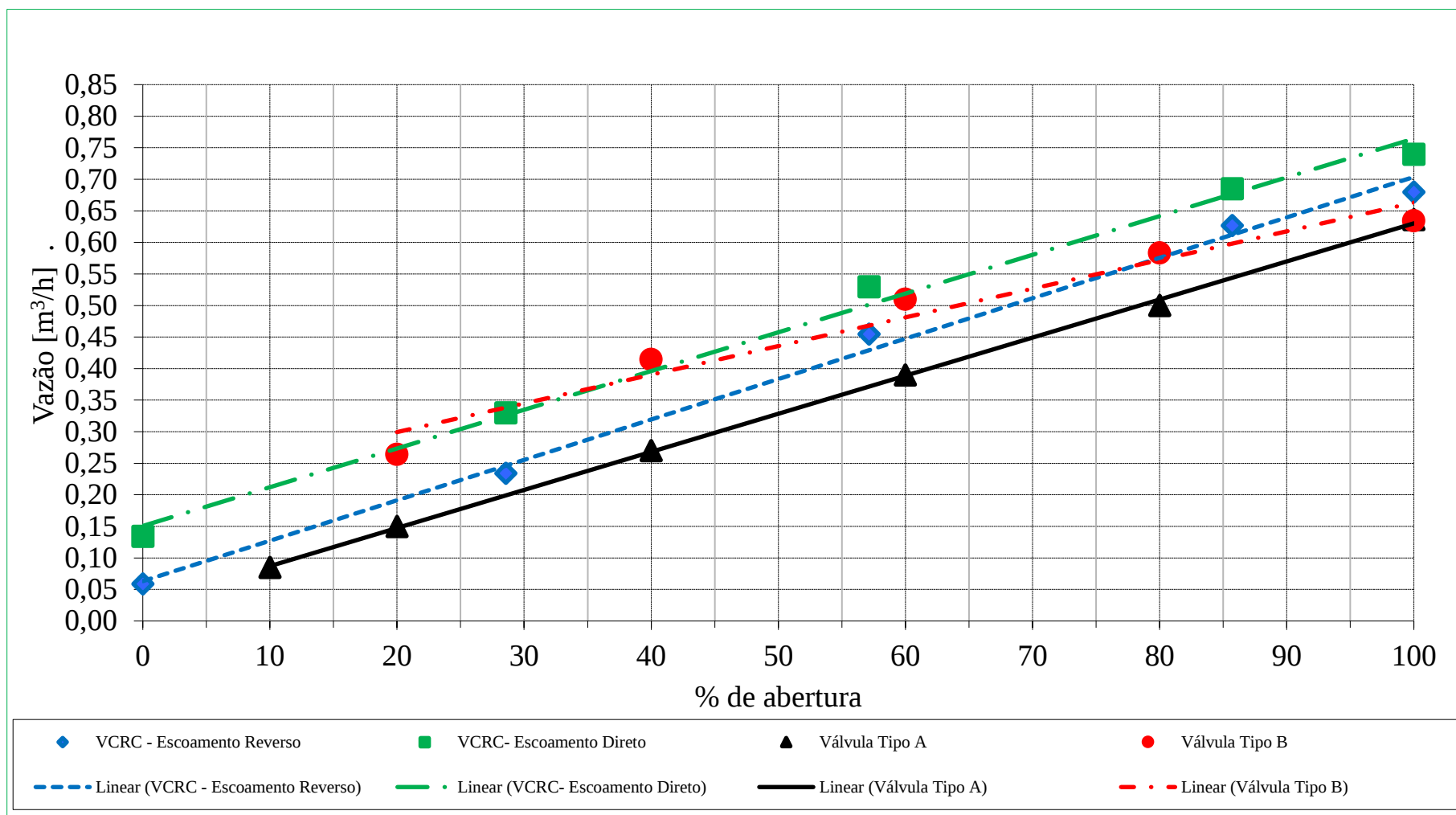
Fonte: O autor

Figura 4-2 - Vista esquemática do interior da válvula “B” também utilizada como comparação com as válvulas ciclônicas.



Fonte: <https://casadasvalvulasmg.com.br/produtos/valvulas/globo/globo-tipo-agulha/> - consultado em 20/06/2024

Figura 4-3 - Valores do coeficiente de vazão das válvulas ciclônicas de segunda geração e as válvulas “A” e “B”



Fonte: O autor

4.2 BANCO DE TESTE PARA A ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS VÁLVULAS

Para a realização dos testes para a análise do comportamento das válvulas ciclônicas, comparando-as com as válvulas convencionais, foi criado um banco de teste que permitisse a variação da vazão de óleo e de água, um gerador de emulsão, e duas linhas de teste para se aproveitar ao máximo a emulsão gerada. A Figura 4-4 apresenta um esquema deste banco de testes.

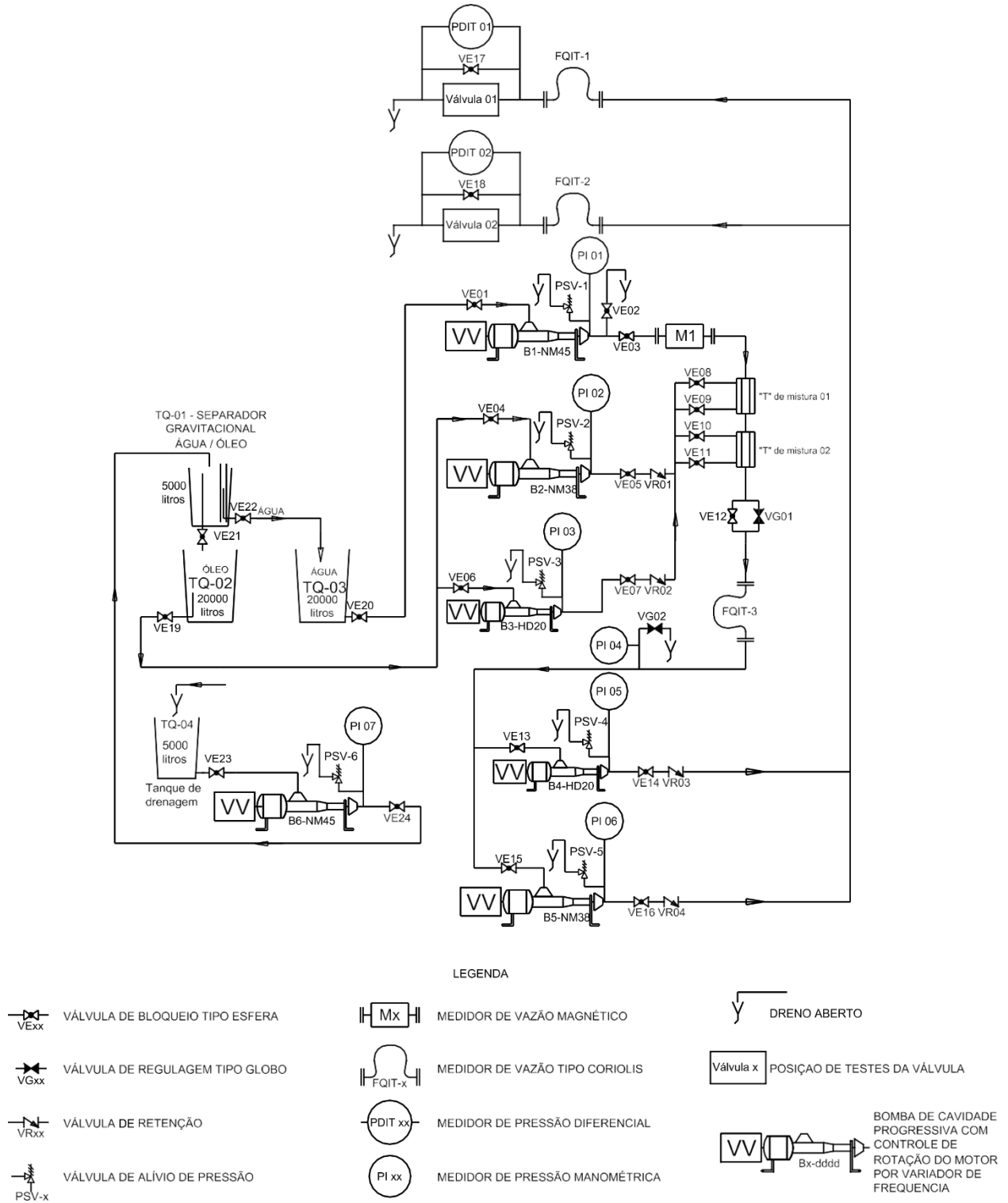
O banco de teste foi construído tendo o gerador de emulsão constituído por dois “T” de mistura seguidos de uma válvula globo. Os dois “Tes” de mistura propiciam a mistura homogênea do óleo com a água e geram uma distribuição do óleo já com gotas na fase contínua água. No interior de cada um dos “Tes” foram colocados giclês com furos de 2,0 mm de diâmetro. Ao passar pelos furos, dependendo da vazão, o óleo atinge velocidades entre 38 m/s a 50 m/s, e a água por sua vez atinge velocidades entre 9 e 11 m/s, passando pelo trecho horizontal aos giclês. A combinação do jato originado pelos giclês e a velocidade de escoamento da água criaram a gama de gotas com dimensões apropriadas para serem usadas nos testes. A emulsão gerada pode ainda ser refinada na válvula globo antes de seguir para a seção de testes. A Figura 4-5 apresenta uma vista em corte do “Te” de mistura. A Figura 4-6 apresenta o sistema de geração de emulsão com o uso dos “Tes” de mistura. A Figura 4-7 mostra uma vista geral do banco de bombas.

Para os testes, o banco foi construído para gerar uma emulsão de óleo em água, com vazão de 37,5 kg/min, com concentração em massa de óleo de 20% ou de 40%.

A emulsão é bombeada para as válvulas a serem testadas, com a vazão de 10 kg/min ou de 17 kg/min para cada válvula. O excedente de emulsão gerada vai para um dreno, tendo passado pela regulação de uma válvula globo.

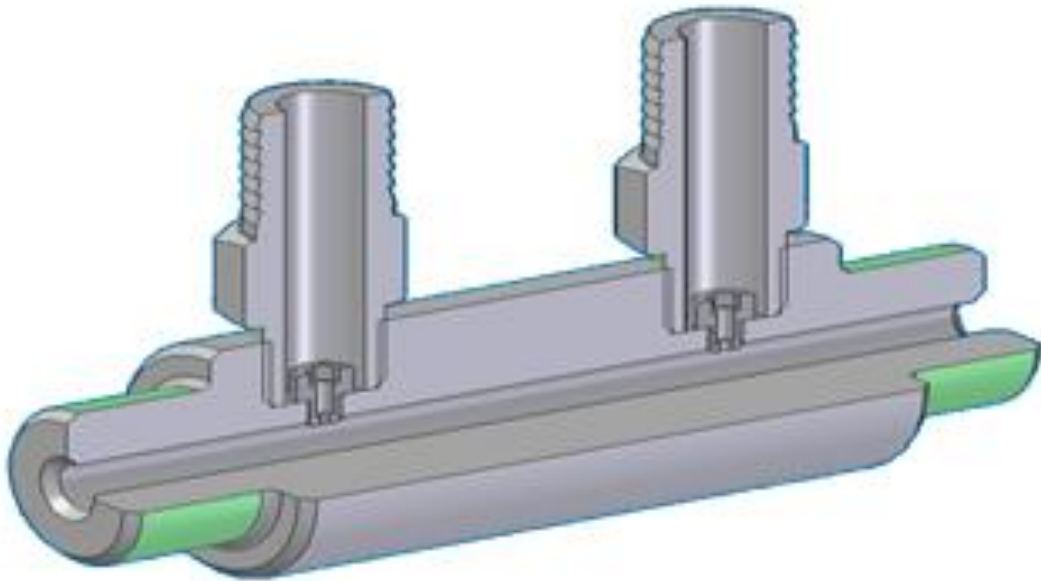
Deste modo garante-se que a emulsão que está alimentando as válvulas que estão sendo testadas não se altera mesmo que seja alterada a vazão do teste, pois o gerador de emulsão sempre gera a mesma quantidade de emulsão.

Figura 4-4– Esquema do banco de teste para a realização dos ensaios das válvulas ciclônicas.



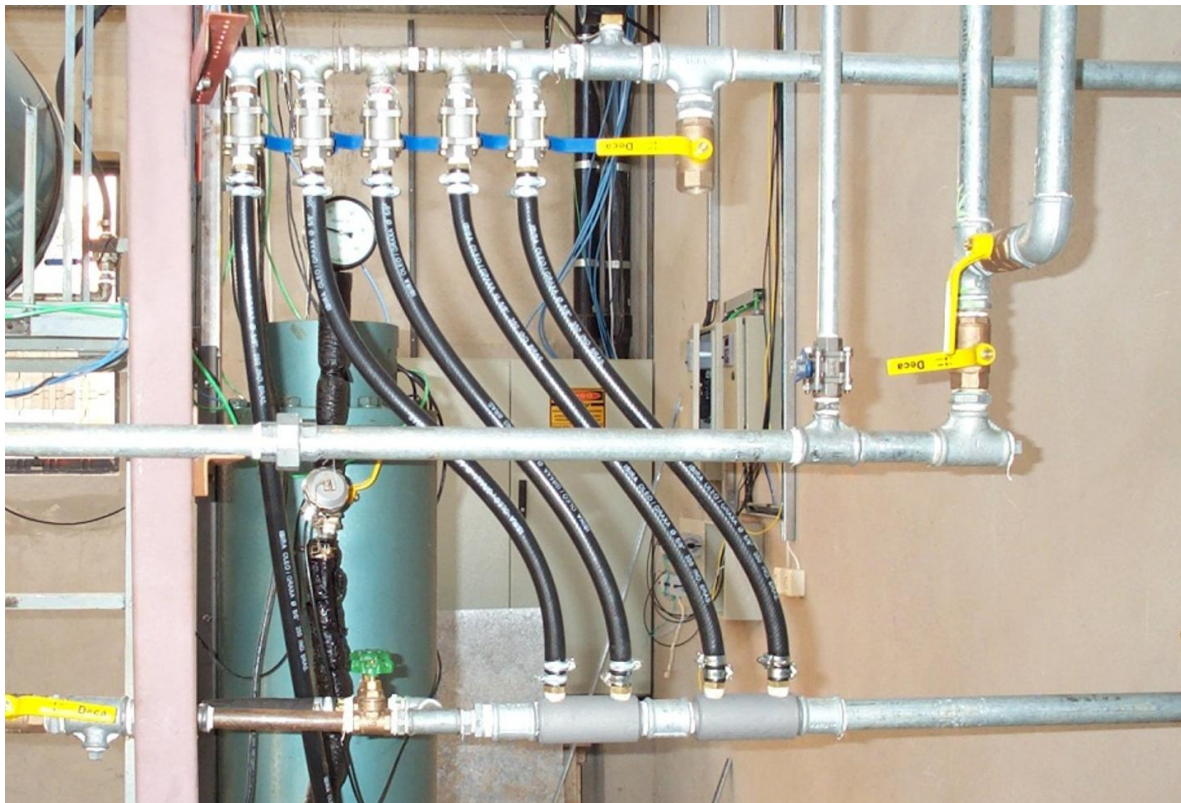
Fonte: O Autor

Figura 4-5 – Vista em corte do “Te” de mistura com os giclês.



Fonte: O autor

Figura 4-6 – Gerador de emulsão do banco de teste com Tes de mistura.



Fonte: O autor

A Tabela 4-1 apresenta os dados gerais das vazões de água e de óleo, as concentrações de óleo na emulsão, as pressões nas entradas das válvulas, as vazões em cada válvula e os excedentes de emulsão.

Tabela 4-1 – Dados de operação do banco de testes para as válvulas ciclônicas.

Vazão de água Bomba B1 [kg/min]	Vazão de óleo Bomba B2 ou B3 [kg/min]	Vazão de emulsão gerada [kg/min]	Conc. óleo/ emulsão [% m/m]	Pressões na entrada das válvulas em teste [kgf/cm ²]	Vazão em cada válvula a ser testada [kg/min]	Vazão excedente de emulsão [kg/min]
30	7,5	37,5	20	2,9/7,0/12,0	10	17,5
					17	3,5
22,5	15	37,5	40	2,9/7,0/12,0	10	17,5
					17	3,5

Fonte: O autor

Figura 4-7 – Vista do banco de teste com as bombas de cavidade progressiva



Fonte: O autor

4.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL PARA O TESTE DAS VÁLVULAS

A análise foi realizada comparando-se a quantidade de óleo existente nas emulsões depois de algum tempo de repouso. A emulsão com menos óleo seria a menos estável e, portanto, a mais adequada. A medição desta quantidade de óleo foi realizada da seguinte forma:

1. As amostras das emulsões eram coletadas simultaneamente para cada uma das válvulas em um funil de separação cilíndrico, graduado com torneira conforme mostra a Figura 4-8

Figura 4-8– Coleta das amostras de emulsão durante um teste com as válvulas.



Fonte: O autor

2. Terminada a coleta, os funis de separação eram colocados em um suporte e deixados em repouso por exatos 15 minutos de forma que as gotas de óleo de maior dimensão se separassem.

Figura 4-9 – Após a coleta das amostras os funis eram deixados em repouso por exatos 15 minutos.



Fonte: O autor

3. Passado o tempo de repouso, da parte inferior do funil, era recolhido em um balão, 50 ml da emulsão conforme pode ser visto na Figura 4-10.

Figura 4-10 – Após 15 minutos realizava-se a coleta de 50 ml da emulsão da parte inferior do funil.



Fonte: O autor

4. Finalmente procedia-se a medição da concentração de óleo em água na amostra coletada no balão por extração química com clorofórmio e a utilização de um

espectrofotômetro HACH modelo DR2800 (Figura 4-13), seguindo o Padrão de Execução do E&P PE-3ED-01388-F. A Figura 4-11 apresenta os balões com seu material coletado aguardando o processo de medição de concentração de óleo em água

Figura 4-11– Amostras da parte inferior do funil coletadas em balões de 50 ml destinadas a medição da concentração de óleo em água



Fonte: O autor

Também era coletada amostra na entrada das válvulas em um balão de separação de um litro, com a finalidade de analisar o tamanho e a distribuição de gotas (DTG). Nesse caso, o balão era deixado em repouso por 5 minutos, e após era realizada a retirada uma amostra da emulsão de água oleosa diretamente em um frasco do equipamento de medida de DTG (Malvern Mastersize 2000) vide Figura 4-12, na quantidade necessária para se fazer a medição.

Figura 4-12 - Foto do Malvern Master Size 2000



Fonte: O autor.

Figura 4-13 - foto do equipamento utilizado para medição da concentração de óleo em água espectrofotômetro HACH modelo DR2800



Fonte: O autor

Em cada alteração da concentração de ensaio, o mesmo procedimento de coleta de amostras era feito para a entrada das válvulas, com a finalidade de caracterizar a emulsão gerada pelo banco e de fazer a comparação com a emulsão alterada pelas válvulas.

No início e no final de cada teste eram tomadas as amostras de água, com a finalidade de determinar a quantidade de óleo residual na água. E da mesma maneira, eram coletadas amostras de óleo, com a finalidade de determinar a quantidade de água residual no petróleo recirculado e armazenado em tanques.

4.4 CARACTERÍSTICA DA EMULSÃO TÍPICA UTILIZADA

4.4.1 Propriedades dos fluídos utilizados

Para estes testes foram utilizados água do abastecimento municipal e óleo oriundo do reservatório da bacia de Campos no pós-sal.

Os fluídos eram reutilizados a cada seção de teste, ou seja, os testes eram realizados em circuito fechado em batelada. Após cada batelada os fluídos passavam por um separador gravitacional e as fases separadas eram armazenadas em reservatórios separados por pelo menos 24 horas, quando então se analisava as condições de cada fase e estando adequadas o fluído era novamente utilizado. Os fluídos eram considerados adequados para os testes nas seguintes condições:

- Água com no máximo 300 ppm de óleo;
- Óleo com no máximo 2 % de água

As características dos fluídos no estado puro são apresentadas a seguir:

ÓLEO

- Massa específica a 20 °C = 880 kg/m³
- Viscosidade a 20 °C = 36,1 cP

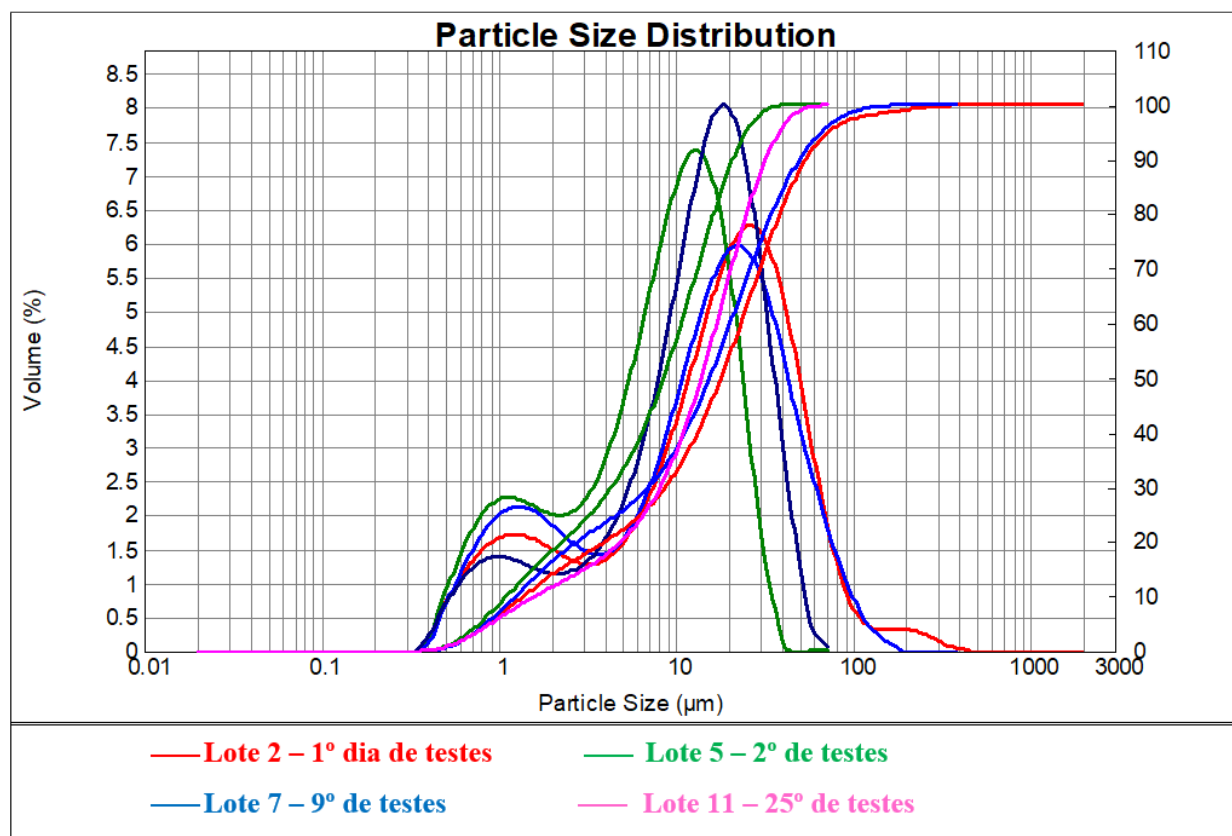
ÁGUA

- Massa específica a 20 °C = 998,2 kg/m³
- Viscosidade a 20 °C = 1 cP

4.4.2 Característica da emulsão típica utilizada

O gerador de emulsão empregado nos testes possibilitava a obtenção de uma emulsão cujas características de dimensão do tamanho de gotas em média podem ser vistas na Figura 4-14 e as dimensões características das gotas na Tabela 4-2

Figura 4-14 – Distribuição do diâmetro de gotas da fase dispersa na fase contínua na emulsão típica utilizada nos testes, distribuição ponderada em volume, na ordenada a esquerda a distribuição em volume da dimensão das gotas e na ordenada da direita a distribuição acumulada, as curvas foram obtidas em dias diferentes.



Fonte: Gerada diretamente do equipamento de medição pelo autor

Tabela 4-2 – Diâmetros característicos das gotas da fase dispersa na fase contínua na emulsão típica utilizada nos testes apresentadas na Figura 4-14,

Identificação	d (v,0.1) μm	d (v,0.5) μm	d (v,0.9) μm	D [3, 2] Diâmetro médio de Sauter μm	D [4, 3] Diâmetro médio de Brouckere μm
Lote 2	1.367	17.901	53.781	4.543	25.855
Lote 5	1.100	8.486	20.848	3.292	9.891
Lote 7	1.237	15.447	49.704	4.099	21.515
Lote 11	1.582	13.835	31.973	4.639	15.741

Fonte: O autor

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A Tabela 5-1 apresenta um resumo dos ensaios realizados com as válvulas ciclônicas e com as válvulas globo, com as vazões e as concentrações de óleo em água. A Tabela 5-2 apresenta os resultados da média de concentração de óleo em água (que se manteve na água após o tempo de 15 minutos da coleta), na entrada e na saída das válvulas, nos ensaios realizados com variação de vazão, variação de pressão, e de concentração de óleo em água da corrente de alimentação das válvulas

Os resultados foram realizados com temperaturas mais ou menos estáveis em torno de 19,9°C a 22°C, com médias de 21,2°C.

Neste trabalho objetiva-se verificar se existia potencial na configuração de válvula ciclônica que estava sendo utilizada e por isto não foram explorados mais níveis de cada fator e cada teste foi realizado com pelo menos três réplicas, a Tabela 5-2 apresenta o número de réplica para cada ponto.

Tabela 5-1 – Quadro com as válvulas ensaiadas, as vazões e as concentrações de óleo em água.

LOTE	Válvulas ensaiadas	Vazão (kg/min)	Concentração (ppm) m/m
2	Escoamento Direto	17	200.000 e 400.000
	Válvula "B"		
3	Escoamento Direto	10	200.000 e 400.000
	Válvula "B"		
4	Escoamento Direto	17	200.000 e 400.000
	Válvula "B"		
5	Escoamento Direto	10	200.000 e 400.000
	Válvula "B"		
7	Escoamento Reverso	17	200.000 e 400.000
	Válvula "B"		
8	Escoamento Reverso	10	200.000 e 400.000
	Válvula "A"		
9	Escoamento Reverso	10 e 17	200.000 e 400.000
	Válvula "A"		
10	Escoamento Reverso	10	200.000 e 400.000
	Válvula "A"		
11	Escoamento Reverso	10 e 17	200.000
	Válvula "A"		

Fonte: O autor

Tabela 5-2 – Síntese dos resultados experimentais, concentração de óleo em água na saída e entrada das válvulas, após repouso de 15 minutos, em função da variação da vazão, perda de carga e concentração de alimentação para as válvulas ciclônicas e válvulas globo.

Vazão		10 kg/min						17 kg/min					
Perda de Carga[kgf/cm ²]		2,7		6,8		11,8		2,7		6,8		11,8	
Concentração [ppm] m/m		200.000	400.000	200.000	400.000	200.000	400.000	200.000	400.000	200.000	400.000	200.000	400.000
Média conc. na entrada (ppm vol/vol)		773	895	776	900	738	890	720	820	710	835	708	830
Erro padrão		13	9	32	27	14	13	10	11	15	18	16	12
V. C. Escoamento Direto	Média conc. na saída (ppm vol/vol)	813	758	1121	1374	1225	1401	578	744	712	839	1100	1075
	Desvio Padrão da média (ppm vol/vol)	38	28	92	97	57	87	43	27	52	94	71	15
	Erro padrão	37	27	90	95	56	98	42	26	51	92	70	15
	Número de observações	4	4	4	4	4	3	4	4	4	4	4	4
V. C. Escoamento Reverso	Média conc. na saída (ppm vol/vol)	546	467	684	796	1142	978	514	527	660	824	953	1170
	Desvio Padrão da média (ppm vol/vol)	76	22	86	100	26	89	100	15	100	130	138	187
	Erro padrão	67	22	84	98	23	87	98	15	98	127	135	183
	Número de observações	5	4	4	4	5	4	4	4	4	4	4	4
Válvula “B”.	Média conc. na saída (ppm vol/vol)	1620	1609	2276	1904	2676	2071	1346	1513	1952	1948	2469	2037
	Desvio Padrão da média (ppm vol/vol)	99	152	86	160	75	99	30	94	144	142	70	149
	Erro padrão	79	133	69	140	60	87	24	75	115	114	56	119
	Número de observações	6	5	6	5	6	5	6	6	6	6	6	6
Válvula “A”	Média conc. na saída (ppm vol/vol)	1381	1416	2895	3574	5939	4969	1476	2559	2954	4473	4152	6704
	Desvio Padrão da média (ppm vol/vol)	66	75	221	165	373	302	250	614	120	230	242	256
	Erro padrão	65	85	217	162	422	342	245	695	118	225	237	251
	Número de observações	4	3	4	4	3	3	4	3	4	4	4	4

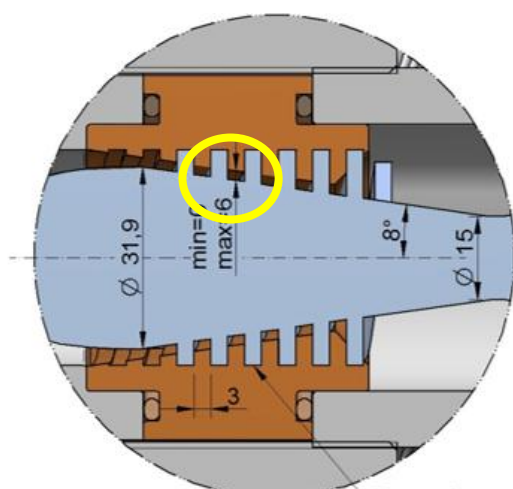
O erro padrão foi calculado para um intervalo de confiança de 95 % da média

Fonte: O autor

A Tabela 5-3 apresenta os valores de abertura para cada válvula em função dos valores de pressão, vazão e concentração, a abertura é ajustada até que se obtenha na válvula o valor da pressão e da vazão requeridos para o teste.

Para as válvulas do tipo globo a abertura representa a distância que o obturador está com relação a sede da válvula. Para as válvulas ciclônicas a abertura é a distância entre a raiz da rosca externa e a crista da rosca interna conforme apresenta a Figura 5-1.

Figura 5-1 Vista em detalhe da região de controle de escoamento da válvula ciclônica de escoamento direto apresentado destacado pela elipse amarela o local onde se mede a abertura



Fonte: O autor.

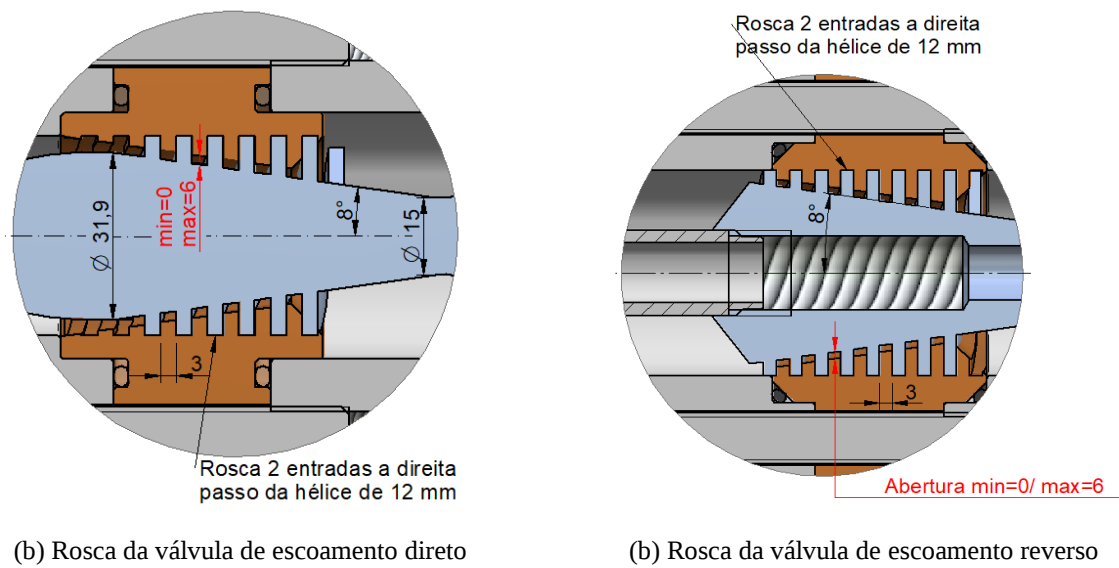
Tabela 5-3 - Valores de abertura para cada válvula em função da pressão, vazão e concentração nos diversos pontos da matriz de teste

		Vazão 10 kg/min		Vazão 17 kg/min	
		Conc. 200.000 ppm	Conc. 400.000 ppm	Conc. 200.000 ppm	Conc. 400.000 ppm
Válvula	Pressão (kgf/cm ²)	Abertura (mm)	Abertura (mm)	Abertura (mm)	Abertura (mm)
Ciclônica Escoamento Direto	2,7	1,86	1,90	4,17	4,34
	6,8	0,13	0,18	1,84	1,98
	11,8	0,05	0,05	1,01	1,14
Ciclônica Escoamento Reverso	2,7	2,16	2,26	4,16	4,20
	6,8	1,07	1,11	2,19	2,28
	11,8	0,67	0,74	1,43	1,53
Tipo "B"	2,7	1,6	1,6	3,0	3,0
	6,8	0,9	0,9	1,5	1,5
	11,8	0,5	0,5	1,0	1,0
Tipo "A"	2,7	8,5	9,0	15,0	15,0
	6,8	5,2	5,3	9,0	9,0
	11,8	4,0	4,0	7,0	7,0

Fonte: O autor

As rosas cônicas utilizadas tanto na válvula ciclônica de escoamento direto como na de escoamento reverso possuem características geométricas idênticas, como pode ser observado na Figura 5-2.

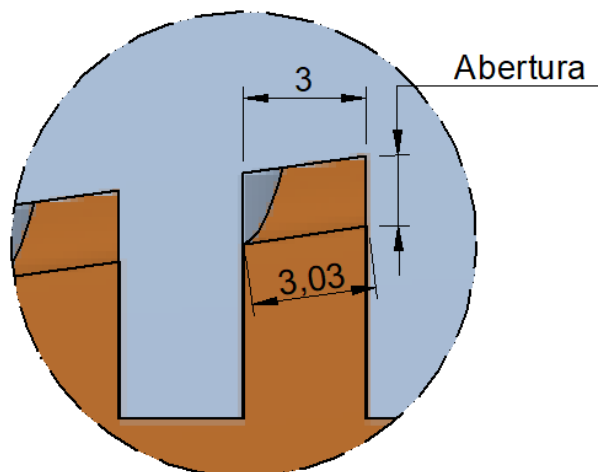
Figura 5-2 Vista em detalhe da região de controle de escoamento da válvula ciclônica de escoamento direto em (a) e de escoamento reverso em(b) com suas dimensões básicas.



Fonte: O autor

Em função destas características construtivas quando o obturador (rosca externa), se desloca, surge uma abertura que é o espaço disponível para o fluido escoar conforme apresentado na Figura 5-3.

Figura 5-3 Vista em detalhe da abertura que ocorre com o deslocamento do obturador



Fonte: O autor.

Como a hélice possui 2 entradas a área disponível para o escoamento do fluido será o dobro da área de um único canal pode ser calculado por

$$A_{esc} = A \times 3 \times 2 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.1)$$

Onde:

A_{esc} = Área disponível para o escoamento [mm²];

A = abertura da válvula (distância radial entre a rosca externa e interna medida na raiz da rosca externa) [mm].

Com o valor da área disponível para o escoamento pode-se calcular a velocidade do fluido no canal para cada condição do experimento, deste modo utilizando-se dos dados da Tabela 5-3 e fazendo os devidos ajustes nas unidades obtém-se os dados da Tabela 5-4 e Tabela 5-5

Tabela 5-4 - Valores de velocidade no canal para válvula ciclônica de escoamento direto

Ponto	Perda de carga [kgf/cm ²]	vazão [kg/min]	Concentração. O/A [%]	Abertura válvula [mm]	A_{esc} Área para escoamento [mm ²]	Mass espec. mistura [kg/m ³]	Velocidade no canal [m/s]
1	2,7	10	20	1,86	11,16	974,56	15,3
2	6,8	10	20	0,13	0,78	974,56	219,3
3	11,8	10	20	0,05	0,30	974,56	570,1
4	2,7	17	20	4,17	25,02	974,56	11,6
5	6,8	17	20	1,84	11,04	974,56	26,3
6	11,8	17	20	1,01	6,06	974,56	48,0
7	2,7	10	40	1,90	11,40	950,92	15,4
8	6,8	10	40	0,18	1,08	950,92	162,3
9	11,8	10	40	0,05	0,30	950,92	584,2
10	2,7	17	40	4,34	26,04	950,92	11,4
11	6,8	17	40	1,98	11,88	950,92	25,1
12	11,8	17	40	1,14	6,84	950,92	43,6

Fonte: O autor

Na Tabela 5-4 nos pontos destacados em amarelo é possível observar valores elevados de velocidade, que devem ser devidos a erro em se obter o valor da abertura da válvula.

Em função das folgas existentes entre o obturador e a sede da válvula é provável que na situação em a válvula está muito fechada haja escoamento por estas folgas de modo que a abertura da válvula que foi medida não é confiável.

Tabela 5-5 - Valores de velocidade no canal para válvula ciclônica de escoamento reverso

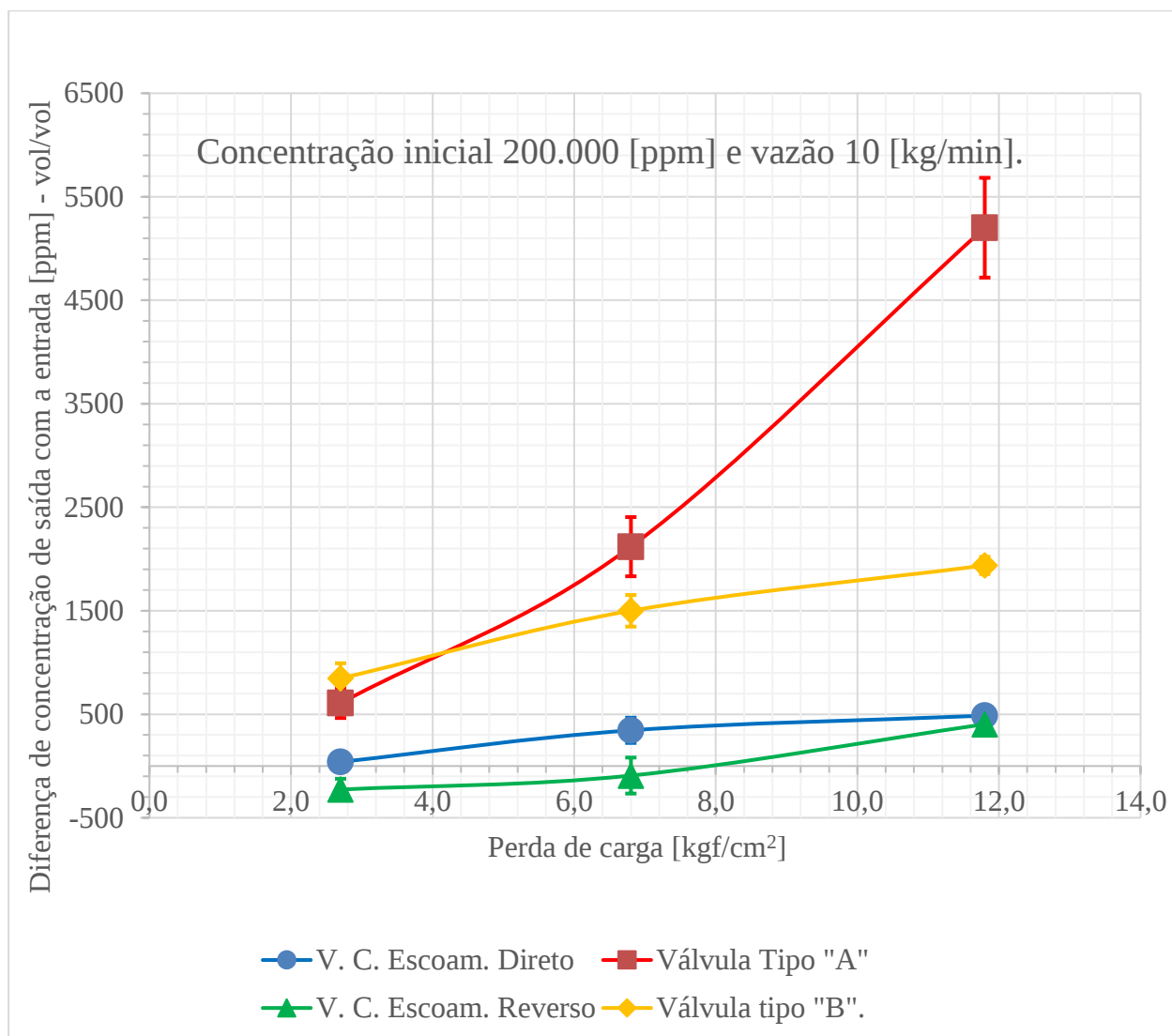
Ponto	Perda de carga [kgf/cm ²]	vazão [kg/min]	Concentração. O/A [%]	A_{esc} Abertura válvula [mm]	A_{esc} Área para escoamento [mm ²]	Mass espec. mistura [kg/m ³]	Velocidade no canal [m/s]
1	2,7	10	20	2,16	12,96	974,56	13,2
2	6,8	10	20	1,07	6,42	974,56	26,6
3	11,8	10	20	0,67	4,02	974,56	42,5
4	2,7	17	20	4,16	24,96	974,56	11,6
5	6,8	17	20	2,19	13,14	974,56	22,1
6	11,8	17	20	1,43	8,58	974,56	33,9
7	2,7	10	40	2,26	13,56	950,92	12,9
8	6,8	10	40	1,11	6,66	950,92	26,3
9	11,8	10	40	0,74	4,44	950,92	39,5
10	2,7	17	40	4,2	25,20	950,92	11,8
11	6,8	17	40	2,28	13,68	950,92	21,8
12	11,8	17	40	1,53	9,18	950,92	32,5

Fonte: O autor

A Figura 5-4 apresenta o comportamento das válvulas testadas com relação a variação de perda de carga, mantendo-se constante a concentração de alimentação em 200.000 [ppm] e a vazão em 10kg/min, nota-se que a válvula “A” foi a que gerou a emulsão mais estável seguida pela válvula “B”.

As válvulas ciclônicas produziram uma emulsão menos estável e em particular neste teste a válvula ciclônica de escoamento reverso em baixos valores de perda de carga propiciou coalescência das gotas de modo que alguns pontos aparecem com valor negativo significando que a concentração residual na saída da válvula foi menor que a concentração da entrada.

Figura 5-4 Diferença entre concentração de saída e entrada com a perda de carga para Vazão de 10 kg/min e Concentração inicial de alimentação de 200.000 [ppm], para as 4 válvulas testadas.



Erro padrão calculado para intervalo de confiança de 95 %

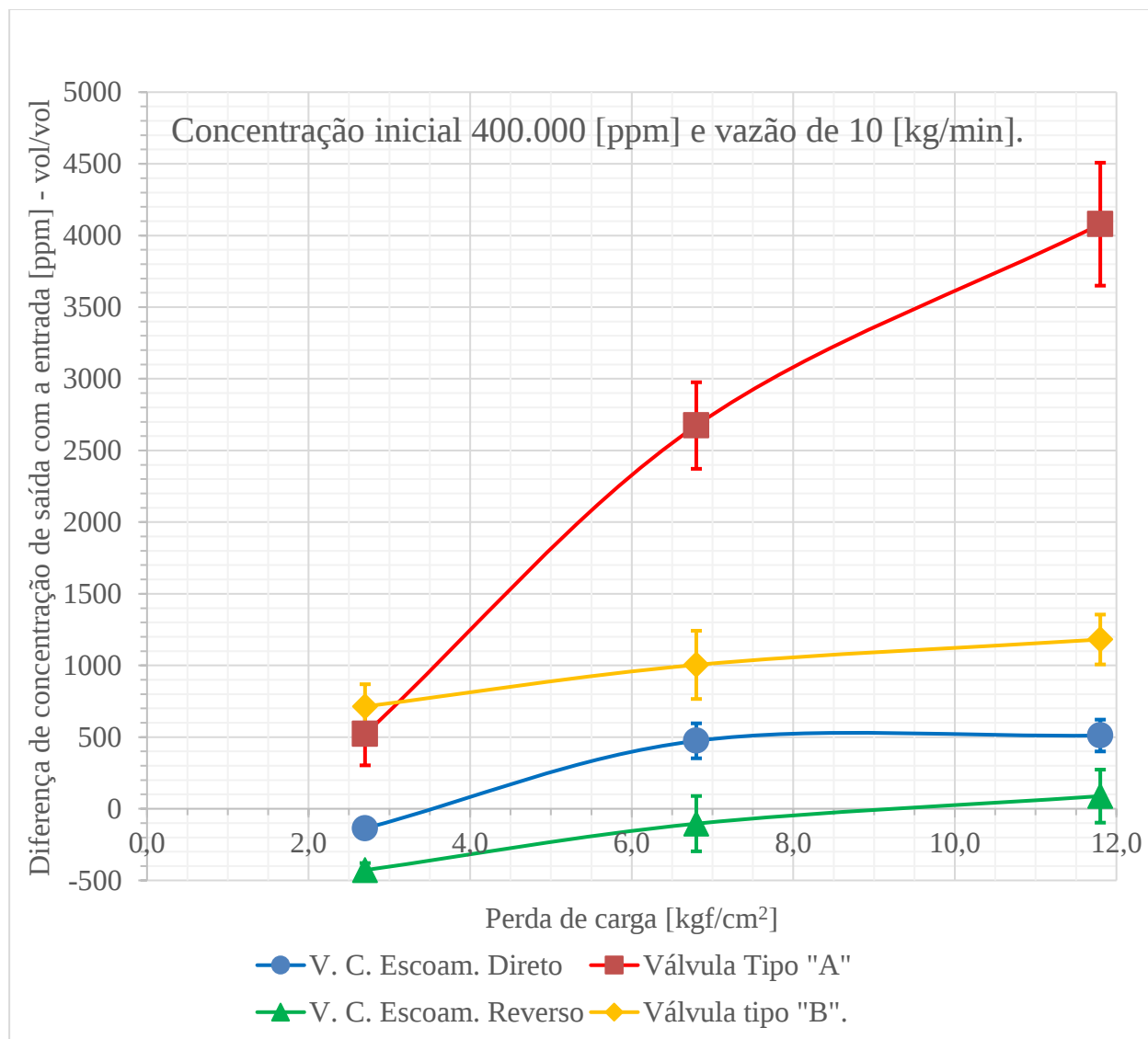
Fonte: O autor

A Figura 5-5 apresenta o comportamento das válvulas testadas com relação a variação de perda de carga, mantendo-se constante a concentração de alimentação em 400.000[ppm] e a vazão em 10kg/min, nota-se que a válvula tipo “A” foi novamente a que gerou a emulsão mais estável seguida pela válvula tipo “B”.

As válvulas ciclônicas produziram uma emulsão menos estável e em particular neste teste novamente a válvula ciclônica de escoamento reverso em baixos valores de perda de carga propiciou coalescência das gotas de modo que alguns pontos aparecem com valor negativo

significando que a concentração residual na saída da válvula foi menor que a concentração da entrada.

Figura 5-5 Diferença entre concentração de saída e entrada com a perda de carga para Vazão de 10 kg/min e Concentração inicial de alimentação de 400.000 ppm, para as 4 válvulas testadas.

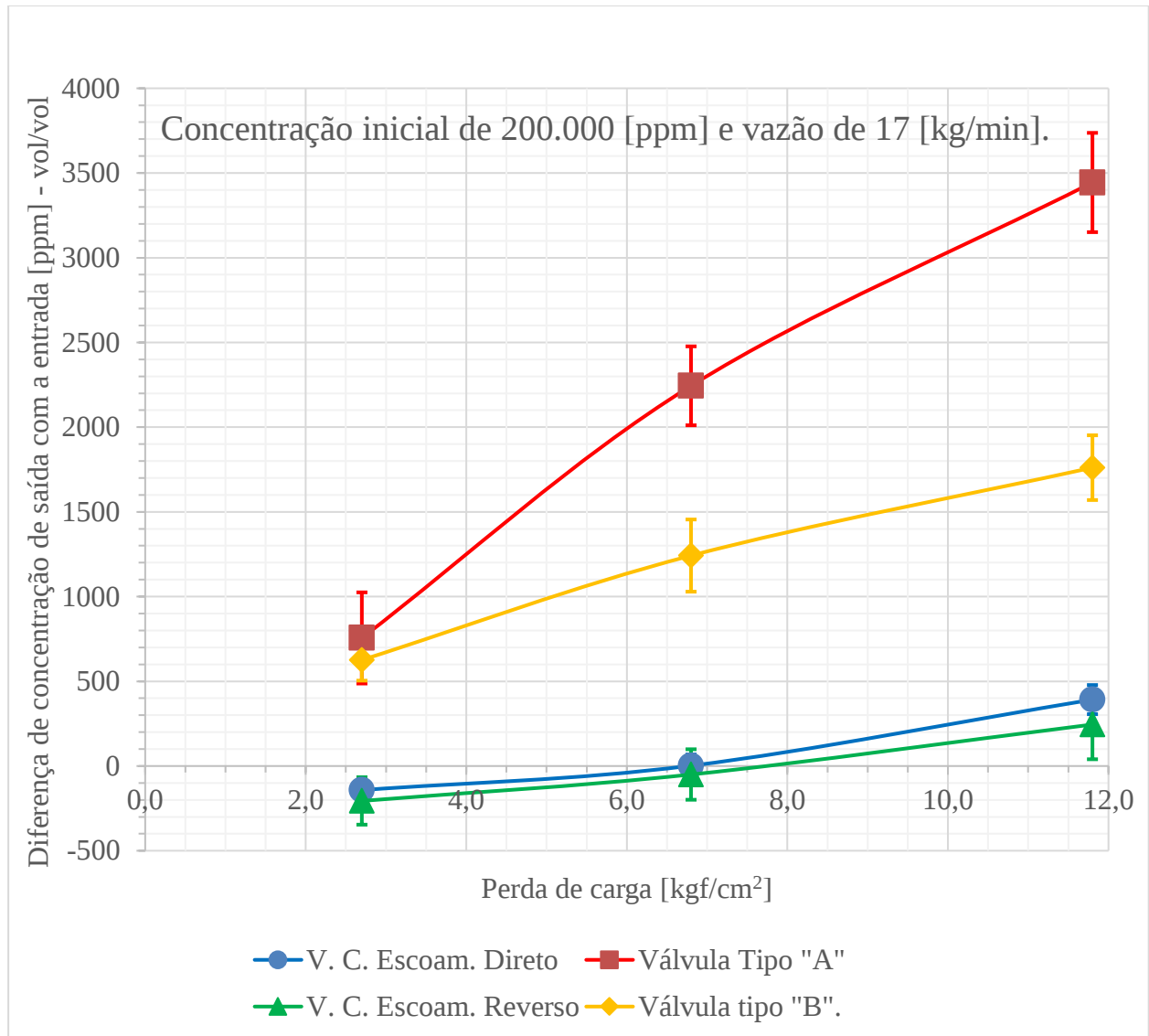


A Figura 5-6 apresenta o comportamento das válvulas testadas com relação a variação de perda de carga, mantendo-se constante a concentração de alimentação em 200.000 [ppm] e a vazão em 17 kg/min, nota-se que a válvula tipo “A” foi novamente a que gerou a emulsão mais estável seguida pela válvula tipo “B”.

As válvulas ciclônicas produziram uma emulsão menos estável e em particular neste teste o comportamento das duas válvulas ciclônicas foram próximos e em baixos valores de perda de

carga ocorreu coalescência das gotas de modo que alguns pontos aparecem com valor negativo significando que a concentração residual na saída da válvula foi menor que a concentração da entrada.

Figura 5-6 Diferença entre concentração de saída e entrada com a perda de carga para Vazão de 17 kg/min e Concentração inicial de alimentação de 200.000 ppm, para as 4 válvulas testadas.

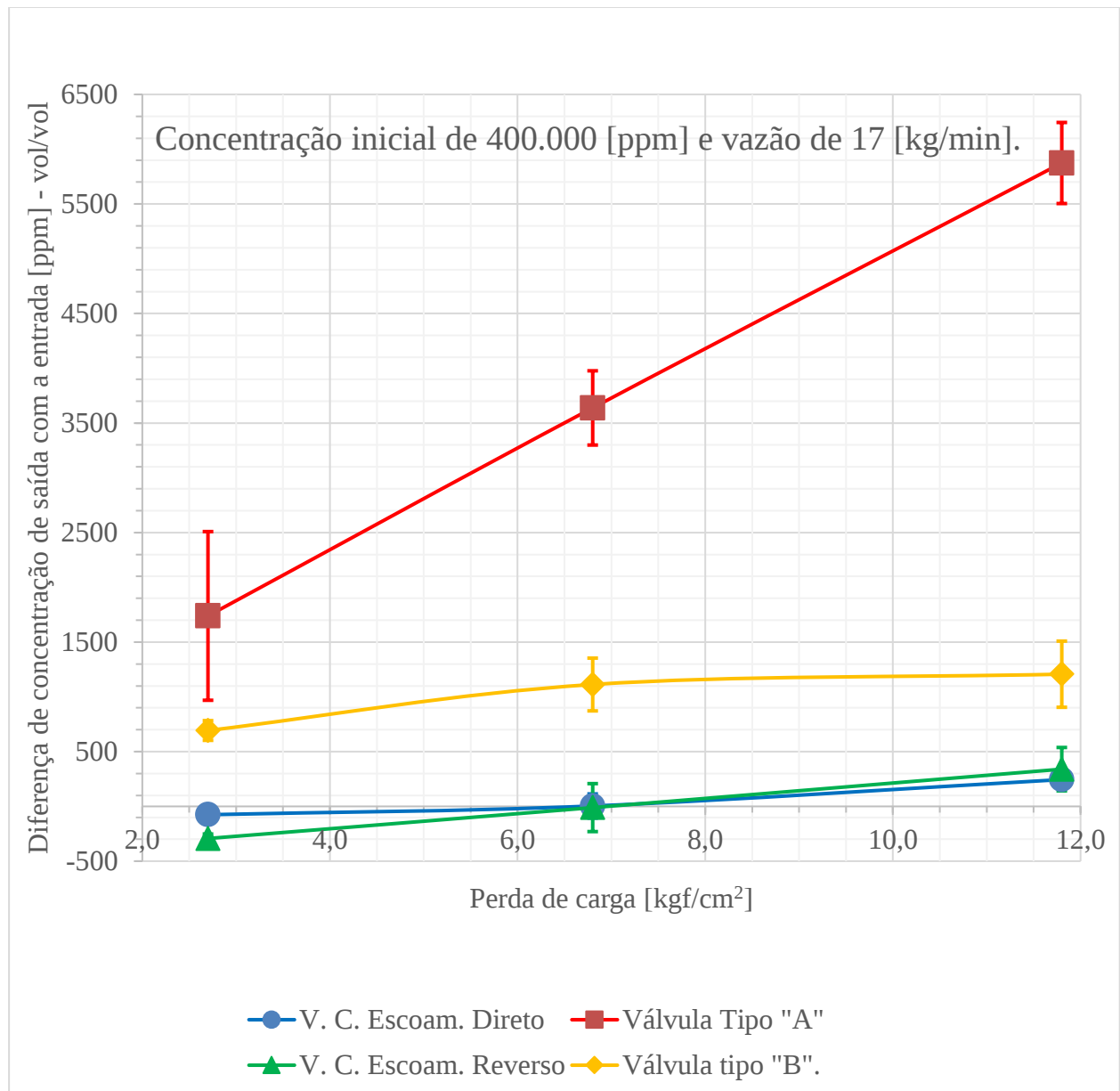


A Figura 5-7 apresenta o comportamento das válvulas testadas com relação a variação de perda de carga, mantendo-se constante a concentração de alimentação em 400.000 ppm e a vazão em 17 kg/min.

O comportamento geral indica que as válvulas ciclônicas são promissoras, pois são capazes de executar o controle do escoamento e geram emulsões mais fáceis de separar quando comparadas

com válvulas de controle tradicionais e a válvula de controle mais sofisticada (tipo “A”) tem apresentado um resultado menos eficiente dos que as demais em termos de emulsificação.

Figura 5-7 Diferença entre concentração de saída e entrada com a perda de carga para Vazão de 17 kg/min e Concentração inicial de alimentação de 400.000 [ppm], para as 4 válvulas testadas.

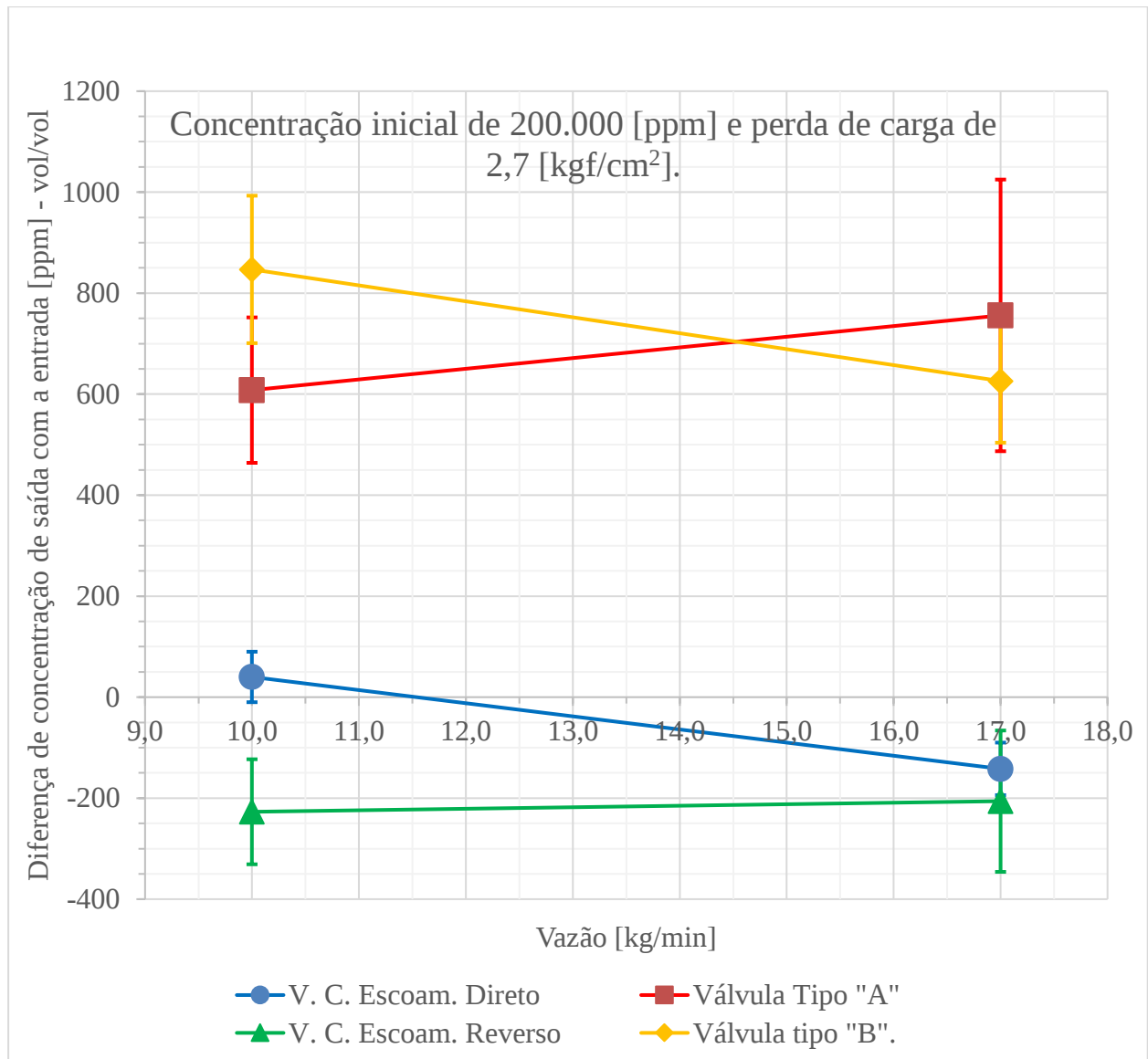


Erro padrão calculado para intervalo de confiança de 95 %
Fonte: O autor

A Figura 5-8 apresenta o comportamento das válvulas testadas com relação a variação de vazão, mantendo-se constante a concentração de alimentação em 200.000 ppm e a perda de carga de 2,7 kgf/cm².

O comportamento geral indica que as válvulas globo são estatisticamente idênticas em termos de geração de emulsão nesta condição e as ciclônicas continuam promissoras, pois são capazes de executar o controle do escoamento e geram emulsões mais fáceis de separar quando comparadas com válvulas de controle tradicionais.

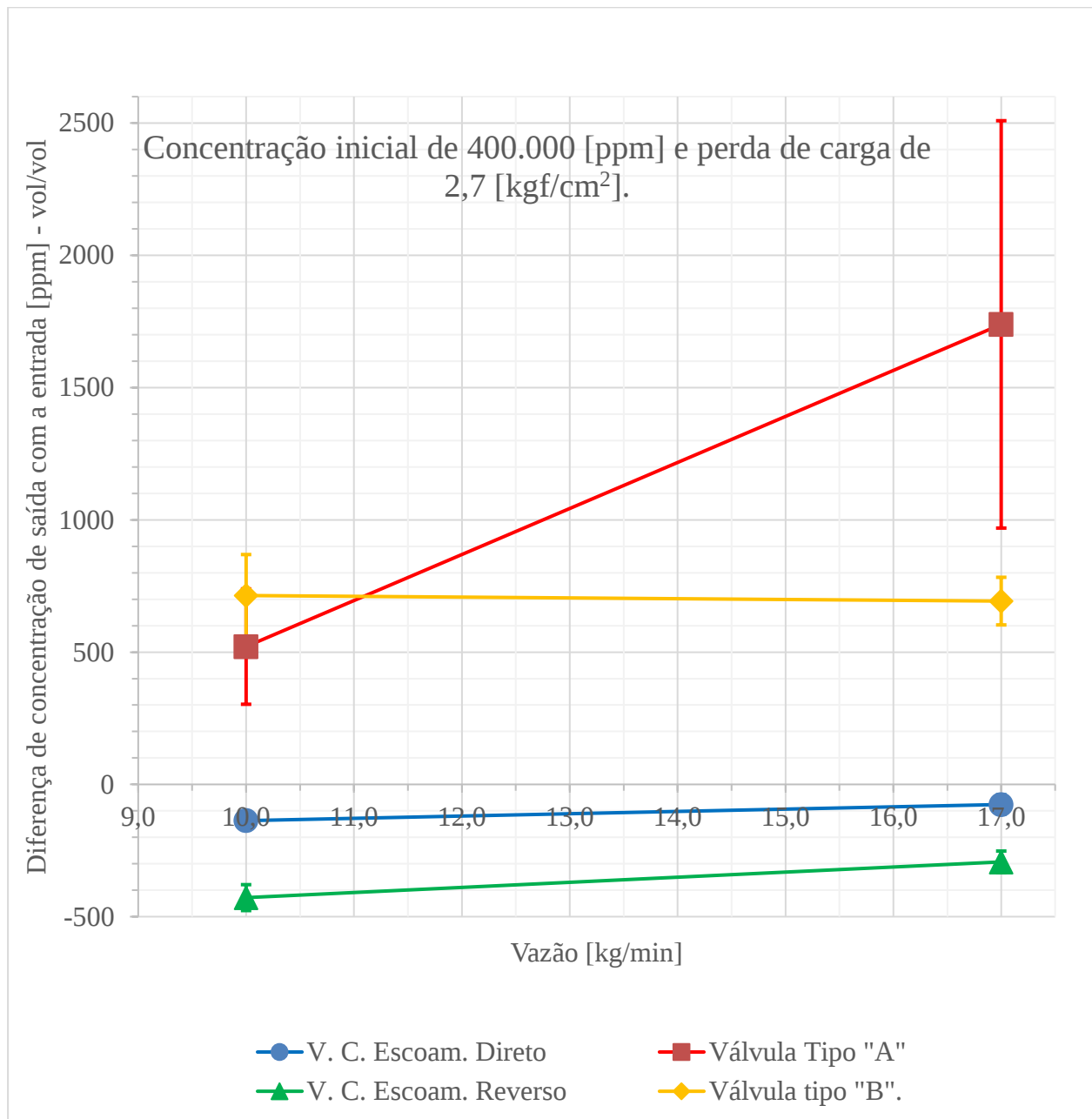
Figura 5-8 Diferença entre concentração de saída e entrada com a Vazão para perda de carga de 2,7 kgf/cm² e Concentração inicial de alimentação de 200.000 ppm, para as 4 válvulas testadas.



A Figura 5-9 apresenta o comportamento das válvulas testadas com relação a variação de vazão, mantendo-se constante a concentração de alimentação em 400.000 ppm e a perda de carga de 2,7 kgf/cm².

O comportamento é muito parecido a situação de concentração de 200.000 ppm, com a ressalva de que, com o aumento da concentração as válvulas ciclônicas foram capazes de prover mais coalescência.

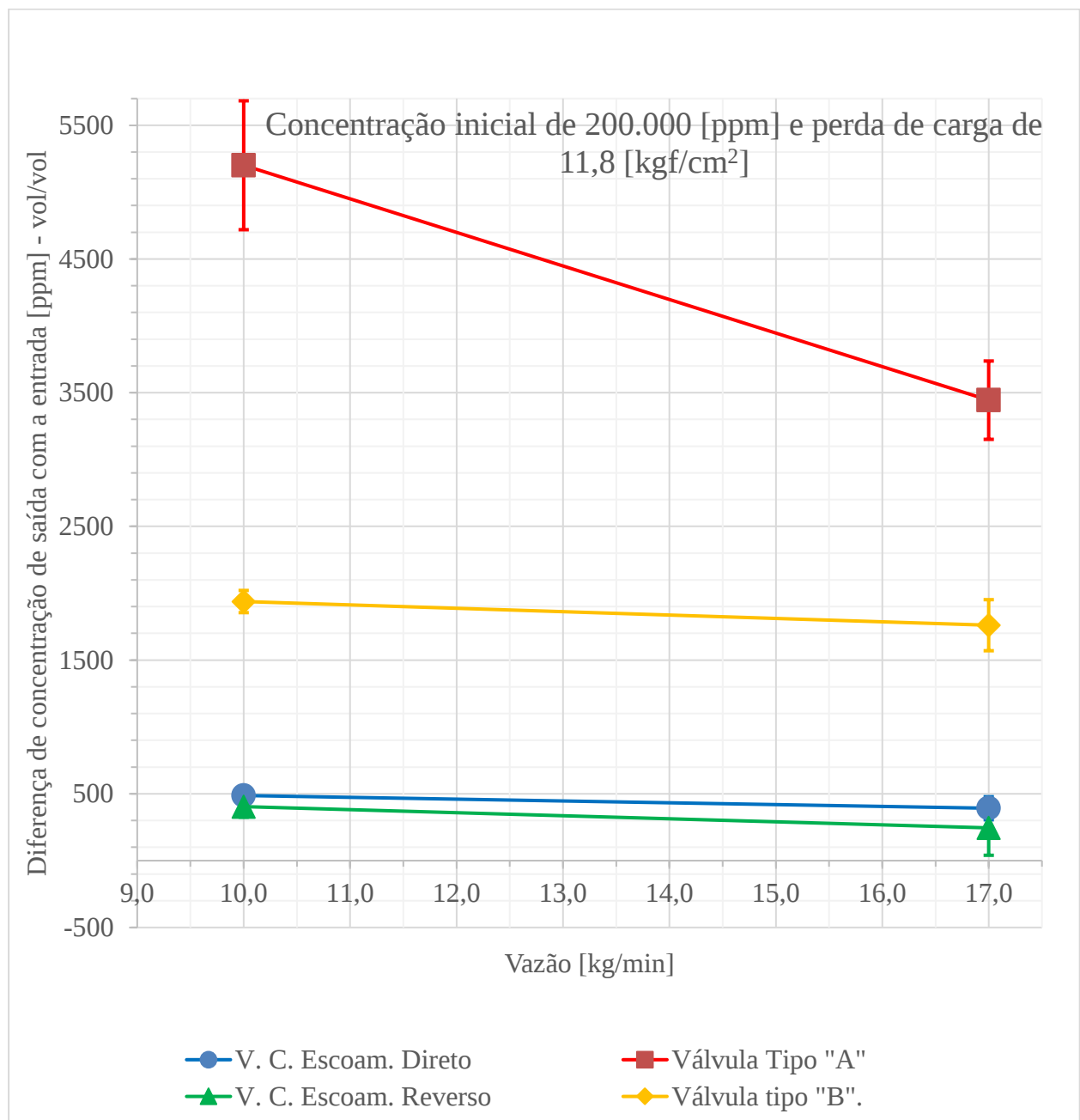
Figura 5-9 Diferença entre concentração de saída e entrada com a Vazão para perda de carga de 2,7 kgf/cm² e Concentração de alimentação de 400.000 ppm, para as 4 válvulas testadas.



A Figura 5-10 apresenta o comportamento das válvulas testadas com relação a variação de vazão, mantendo-se constante a concentração de alimentação em 200.000 ppm e a perda de carga de 11,8 kgf/cm². E na Figura 5-11 alterou-se a concentração para 400.000 ppm.

Digno de nota o comportamento da válvula “A” que parece ter tendência de alguma sensibilidade a variação da vazão, as demais válvulas exibiram menos sensibilidade a este fator.

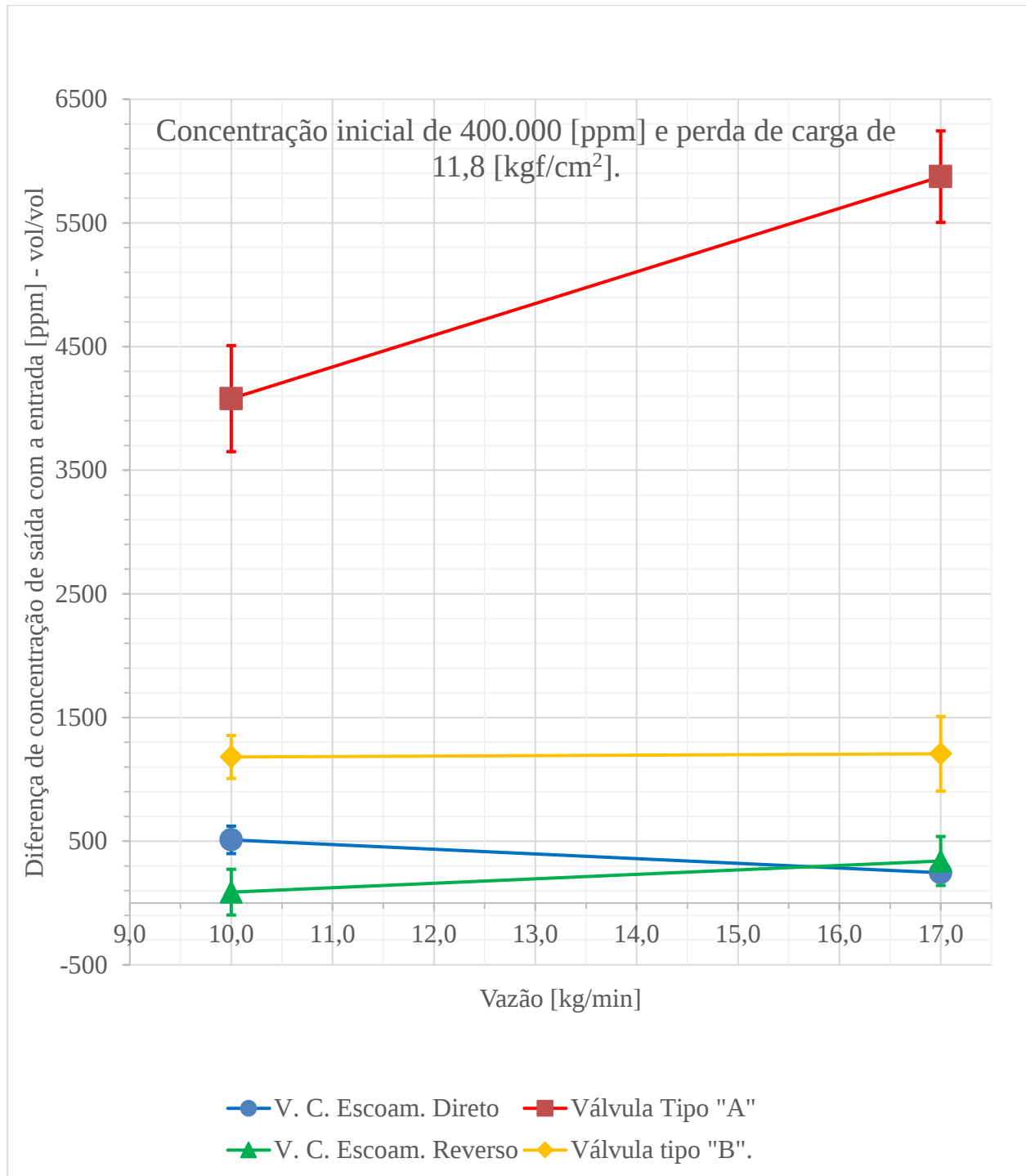
Figura 5-10 Diferença entre concentração de saída e entrada com a Vazão para perda de carga de 11,8 kgf/cm² e Concentração de alimentação de 200.000 ppm, para as 4 válvulas testadas.



Erro padrão calculado para intervalo de confiança de 95 %

Fonte: O autor.

Figura 5-11 Diferença entre concentração de saída e entrada com a Vazão para perda de carga de 11,8 kgf/cm² e Concentração de alimentação de 400.000 ppm, para as 4 válvulas testadas.



Erro padrão calculado para intervalo de confiança de 95 %
Fonte: O autor

5.1 TESTANDO UM FATOR DE ESCALA

A perda de carga em um escoamento é proporcional ao quadrado da velocidade do fluido, este conhecimento encontra-se consolidado na engenharia,

Nas válvulas ciclônicas que foram testadas e comparadas com válvulas convencionais foi possível observar que a válvula ciclônica proporcionou adequado controle de vazão e foram mais eficientes ao gerarem emulsões menos estáveis.

Assim uma abordagem para projetar válvulas para outras situações seria o de manter as velocidades de escoamento no canal semelhantes aos que foram testadas.

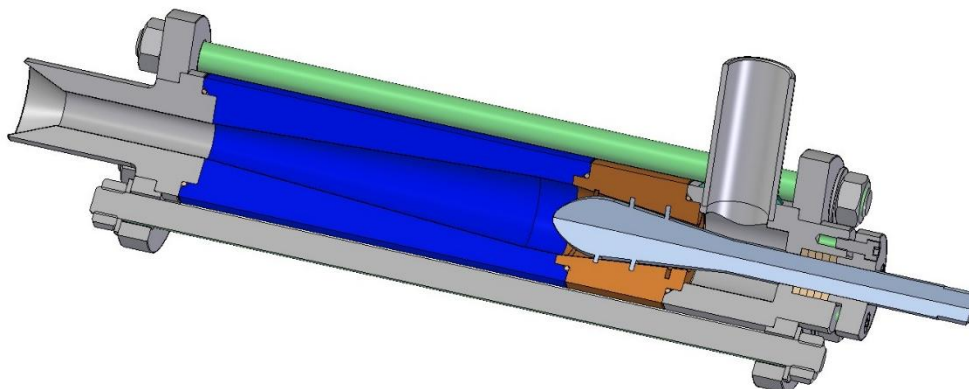
Dentro deste princípio e sabendo-se que vazão pode ser calculada como sendo o produto da velocidade do fluido multiplicada pela área do escoamento, pode-se abstrair que para se obter válvulas ciclônicas adequadas, deveríamos nos ater aos valores de velocidade já testados, poderíamos testar a hipótese de que para se obter novas válvulas ciclônicas deveríamos alterar proporcionalmente a área disponível para o escoamento do fluido.

Pretende-se, para testar uma hipótese de variação de escala, projetar e construir válvulas ciclônicas para uma vazão maior e verificar se esta abordagem nos conduzirá a uma solução.

Da Figura 5-13 a Figura 5-17 apresenta-se estas válvulas.

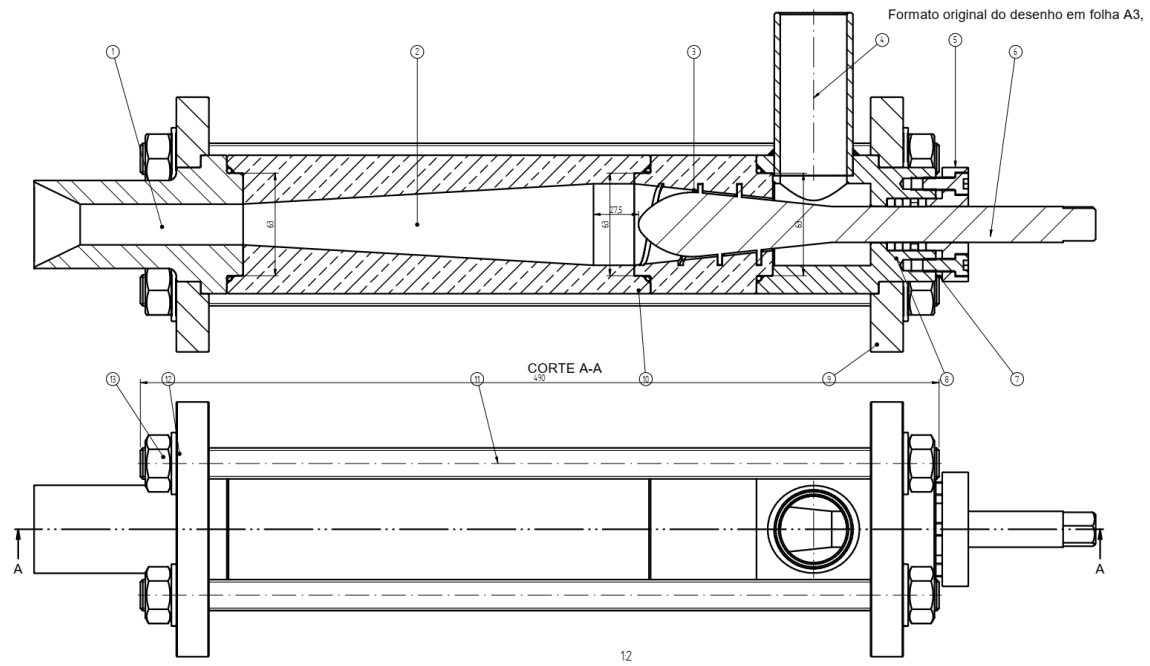
Para diferenciar da anteriormente apresentadas estas novas válvulas serão designadas de terceira geração e apresentarão o número “3” associada à sua identificação.

Figura 5-12 - Vista em corte da nova Válvula Ciclônica de Escoamento Direto, identificada como VCED3



Fonte: O autor

Figura 5-13 - Desenho de montagem da nova Válvula Ciclônica de Escoamento Direto, identificada como VCED3



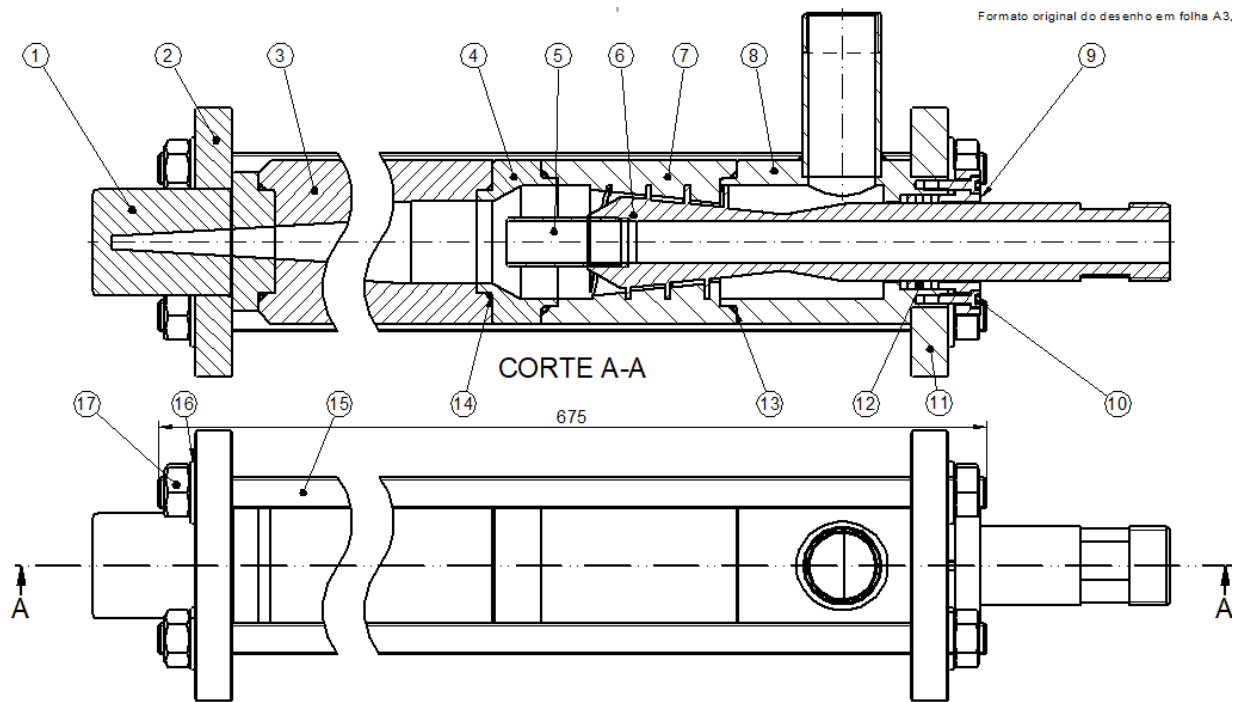
Fonte: O autor

Figura 5-14 - Fotos da nova Válvula Ciclônica de Escoamento Direto, identificada como VCED3



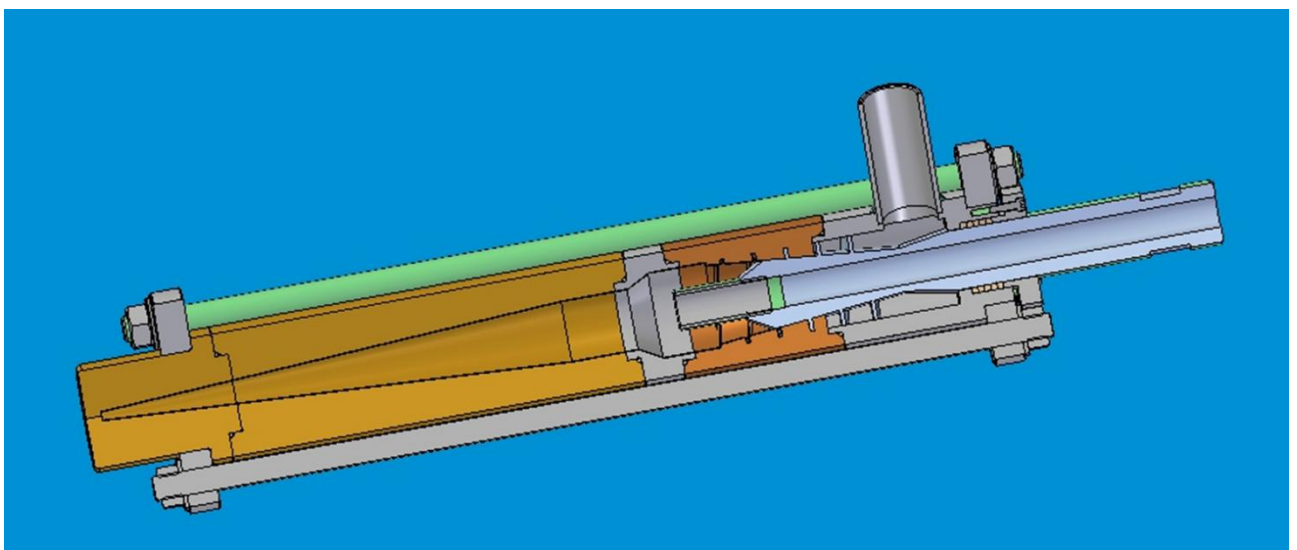
Fonte: O autor

Figura 5-15 - Desenho de montagem da nova Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso, identificada como VCER3



Fonte: O autor

Figura 5-16 - Vista em corte da nova da nova Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso, identificada como VCER3



Fonte: O autor

Figura 5-17 - Fotos da nova Válvula Ciclônica de Escoamento Direto, identificada como VCED3 e no detalhe o obturador desta válvula



Fonte: O autor

A área para escoamento deste novo conjunto de válvula é dado por:

$$A_{esc5} = A_3 \times 21 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.2)$$

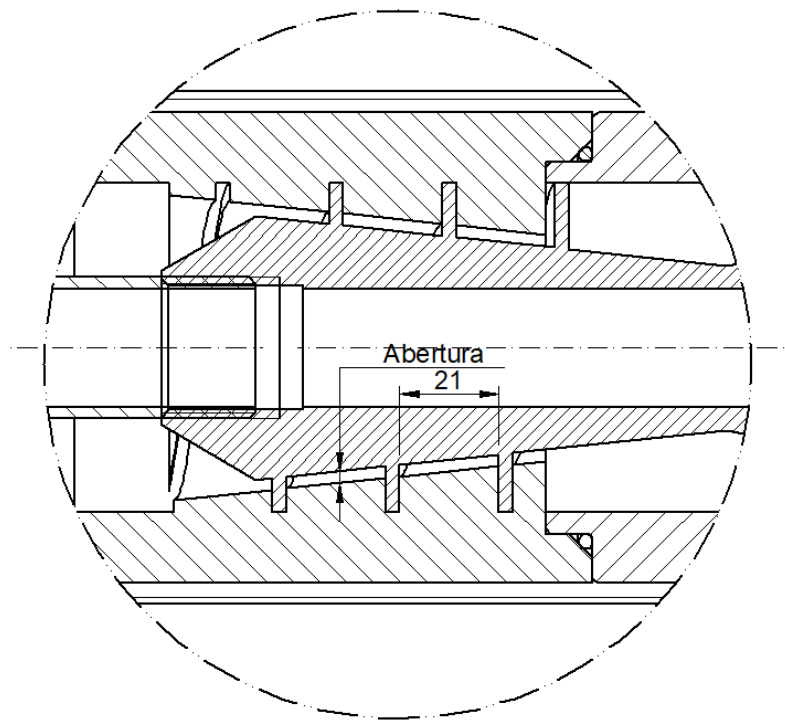
Onde:

A_{esc3} = Área disponível para o escoamento das VCED3 e VCER3 [mm²];

A_3 = abertura da válvula VCED3 e VCER3 (distância radial entre a rosca externa e interna medida na raiz da rosca externa) [mm].

A Figura 5-18 apresenta o detalhe da região de controle da vazão da Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso, identificada como VCER3, a área disponível para escoamento é a mesma para a Válvula Ciclônica de Escoamento Direto, identificada como VCED3.

Figura 5-18 – Figura com o detalhe da área disponível para escoamento da Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso, identificada como VCER3.



Fonte: O autor

5.1.1 O experimento com as válvulas de maior vazão

Está sendo chamada de fase II a rodada de ensaios de desempenho das válvulas da terceira geração. A vazão para a fase 2 será de 47 kg/min e 80 kg/min.

As pressões nominais ensaiadas são as mesmas da fase 1 (2,7 kg/ cm² , 6,8 kg/cm² e 11,8 kg/cm²).

Como elemento de comparação com as válvulas ciclônicas será utilizada uma válvula globo forjada de dimensão nominal 1 ½” classe 800 como apresentada na Figura 5-19.

Figura 5-19 – Foto da válvula globo forjada a ser utilizada para efeito de comparação com as válvulas ciclônicas e que será identificada como Tipo “C”.



Fonte: <https://bermo.com.br/produtos/detalhes/valvula-globo-forjada-vg-vgf-800/#&gid=1&pid=1> consultada em 10/11/2024

O procedimento dos testes seguiu o mesmo utilizado anteriormente e de modo sintético os resultados obtidos são apresentados nas Tabela 5-6 a Tabela 5-9.

Na Tabela 5-6 apresenta-se para cada condição de teste, o valor da abertura das válvulas ciclônicas e a área para escoamento disponível em função desta abertura.

Nas Tabela 5-7 a Tabela 5-9 apresenta-se para as três válvulas testadas, para cada uma das condições de teste, o valor médio da diferença entre a saída e a entrada da válvula da concentração de óleo em água (O/A), medido conforme procedimento apresentado no item 4.3, esta medida representa quanto de óleo foi incorporado na emulsão em função da passagem do escoamento na válvula, apresenta-se suplementarmente o número de réplicas que foram feitas e o erro padrão obtido pela análise estatística da média, isto para permitir avaliar o erro experimental cometido.

Tabela 5-6 - Valores de abertura e área disponível para escoamento nas válvulas ciclônicas VCED3 e VCER3 para cada uma das condições de teste da fase II.

		Vazão 47 kg/min				Vazão 80 kg/min			
		Conc. 200.000 [ppm]		Conc. 400.000 [ppm]		Conc. 200.000 [ppm]		Conc. 400.000 [ppm]	
Válvula	Pressão (kgf/cm ²)	Abert. (mm)	Área disp. [mm ²]	Abert. (mm)	Área disp. [mm ²]	Abert. (mm)	Área disp. [mm ²]	Abert. (mm)	Área disp. [mm ²]
VCED3	2,7	2,67	56,06	2,70	56,72	6,40	134,41	6,34	133,09
	6,8	1,25	26,26	1,28	26,93	2,88	60,47	2,93	61,58
	11,8	0,76	15,89	0,78	16,33	1,80	37,74	1,85	38,84
VCER3	2,7	3,51	73,72	3,57	75,04	5,85	122,94	5,94	124,70
	6,8	2,12	44,58	2,22	46,57	3,66	76,81	3,74	78,57
	11,8	1,62	33,99	1,66	34,87	2,81	58,93	2,85	59,81

Fonte: O autor

Tabela 5-7 – Valores médios da diferença entre a concentração de óleo em água (O/A) na saída e na entrada na válvula ciclônica de escoamento direto (VCED3) para cada uma das condições de teste da fase II.

Vazão (kg/min)	Concentração inicial [ppm]	Estatística	Pressão (kgf/cm ²)		
			2,7	6,8	11,8
47	200.000	média (ppm) vol/vol	443	484	784
		núm. ensaios	2	2	2
		desvio padrão da média (ppm)vol/vol	25	73	125
	400.000	média (ppm) vol/vol	245	444	571
		núm. ensaios	3	3	3
		erro padrão da média (ppm)vol/vol	78	67	60
80	200.000	média (ppm) vol/vol	257	423	605
		núm. ensaios	2	2	2
		erro padrão da média (ppm)vol/vol	62	67	72
	400.000	média (ppm) vol/vol	132	369	650
		núm. ensaios	3	3	3
		erro padrão da média (ppm)vol/vol	82	162	98

Fonte: O autor

Tabela 5-8 – Valores médios da diferença entre a concentração de óleo em água (O/A) na saída e na entrada na válvula ciclônica de escoamento reverso (VCER3) para cada uma das condições de teste da fase II.

Vazão (kg/min)	Concentração inicial [ppm]	Estatística	Pressão (kgf/cm ²)		
			2,7	6,8	11,8
47	200.000	média (ppm) vol/vol	489	606	744
		Número de testes	2	2	2
		erro padrão da média (ppm)vol/vol	85	82	13
	400.000	média (ppm) vol/vol	485	520	550
		Número de testes	3	3	3
		erro padrão da média (ppm)vol/vol	42	65	630
80	200.000	média (ppm) vol/vol	262	530	580
		Número de testes	2	2	2
		erro padrão da média (ppm)vol/vol	55	348	56
	400.000	média (ppm) vol/vol	480	490	510
		Número de testes	3	3	3
		erro padrão da média (ppm)vol/vol	27	146	48

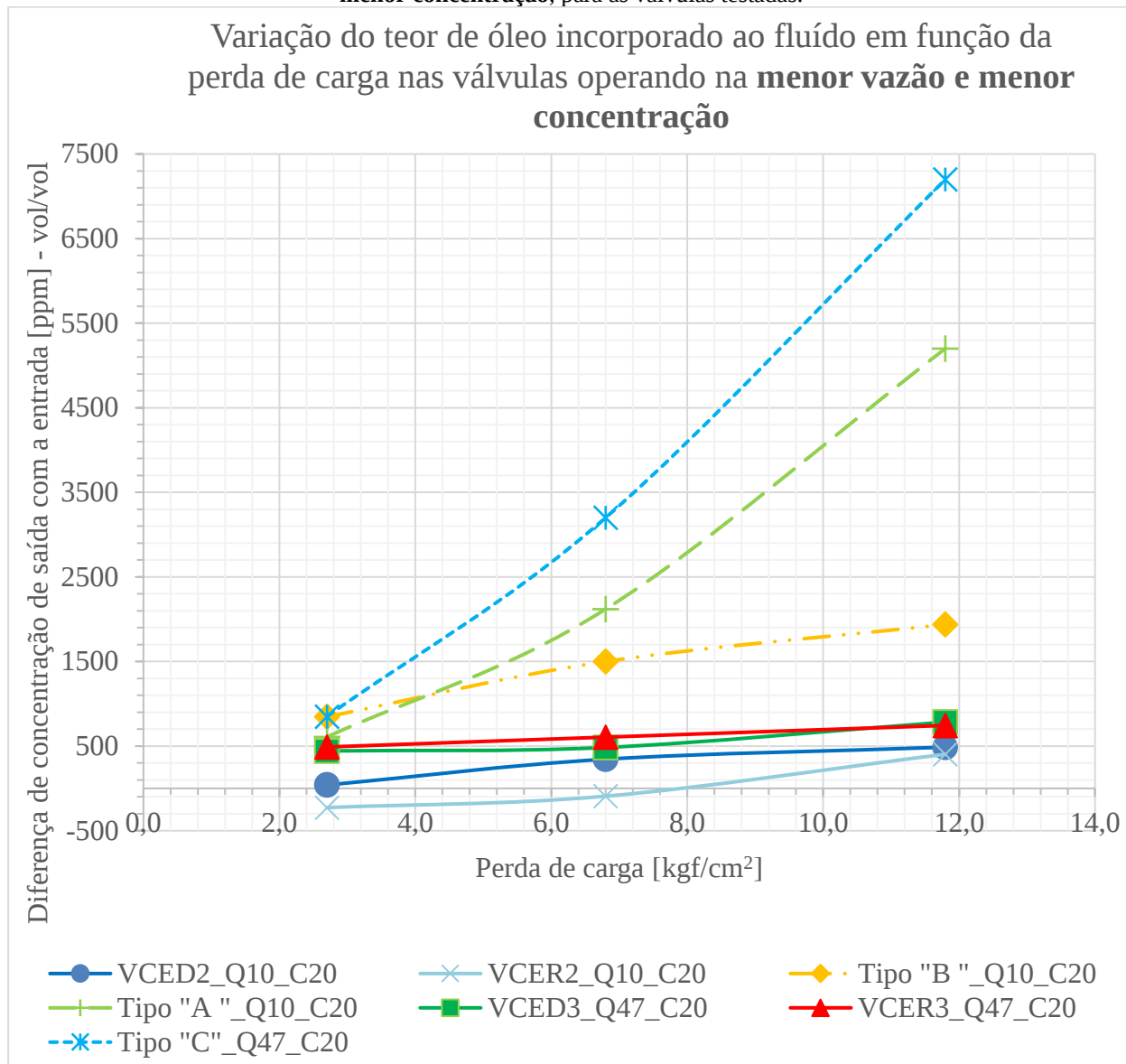
Fonte: O autor

Tabela 5-9 – Valores médios da diferença entre a concentração de óleo em água (O/A) na saída e na entrada na válvula Tipo “C” para cada uma das condições de teste da fase II.

Vazão (kg/min)	Concentração inicial [ppm]	Estatística	Pressão (kgf/cm ²)		
			2,7	6,8	11,8
47	200.000	média (ppm) vol/vol	850	3200	7200
		Número de testes	2	2	2
		erro padrão da média (ppm)vol/vol	150	300	450
	400.000	média (ppm) vol/vol	600	2500	4800
		Número de testes	3	3	3
		erro padrão da média (ppm)vol/vol	100	150	630
80	200.000	média (ppm) vol/vol	1350	2300	3500
		Número de testes	2	2	2
		erro padrão da média (ppm)vol/vol	90	130	520
	400.000	média (ppm) vol/vol	2500	4600	6850
		Número de testes	3	3	3
		erro padrão da média (ppm)vol/vol	620	150	250

Fonte: O autor

Figura 5-20 Diferença entre a concentração de saída e entrada com a pressão, para situação de **menor vazão e menor concentração**, para as válvulas testadas.



VCED2 _ Q 10_C20 – Válvula Ciclônica de Escoamento Direto de primeira geração operando com vazão de 10 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

VCER2 _ Q 10_C20 – Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso de primeira geração operando com vazão de 10 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

VCED3 _ Q 47_C20 – Válvula Ciclônica de Escoamento Direto de segunda geração operando com vazão de 47 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

VCER3 _ Q 47_C20 – Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso de segunda geração operando com vazão de 47 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

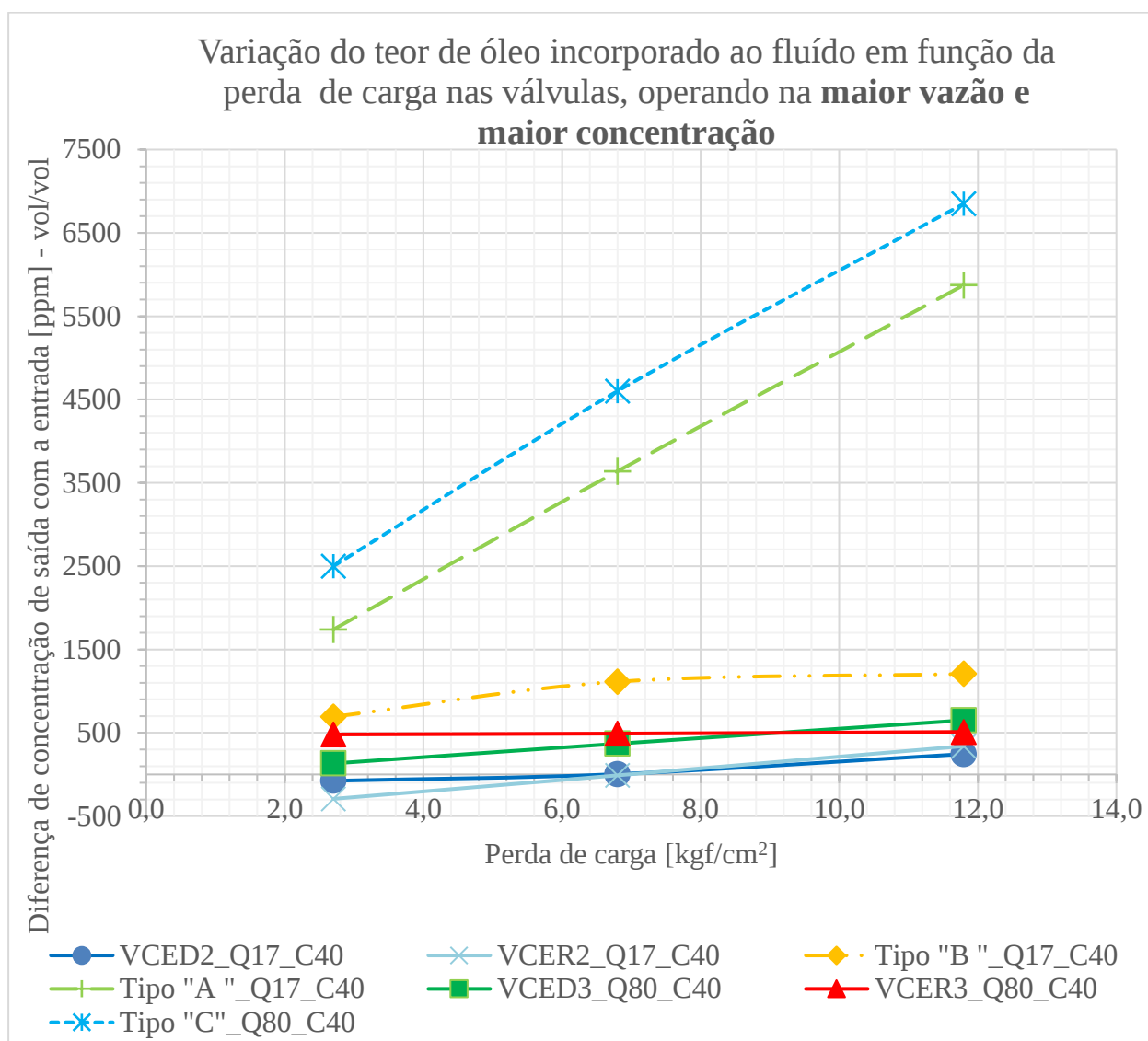
Tipo "A" _ Q 10_C20 – Válvula do tipo "A" operando com vazão de 10 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

Tipo "B" _ Q 10_C20 – Válvula do tipo "B" operando com vazão de 10 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

Tipo "C" _ Q 47_C20 – Válvula do tipo "C" operando com vazão de 47 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

Fonte: O autor

Figura 5-21 Diferença entre a concentração de saída e entrada com a pressão, para situação de **maior vazão e maior concentração** para as válvulas testadas.



VCED2 _ Q 17_C40 – Válvula Ciclônica de Escoamento Direto de primeira geração operando com vazão de 17 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

VCER2 _ Q 17_C40 – Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso de primeira geração operando com vazão de 17 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

VCED3 _ Q 80_C40 – Válvula Ciclônica de Escoamento Direto de segunda geração operando com vazão de 80 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

VCER3 _ Q 80_C40 – Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso de segunda geração operando com vazão de 80 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

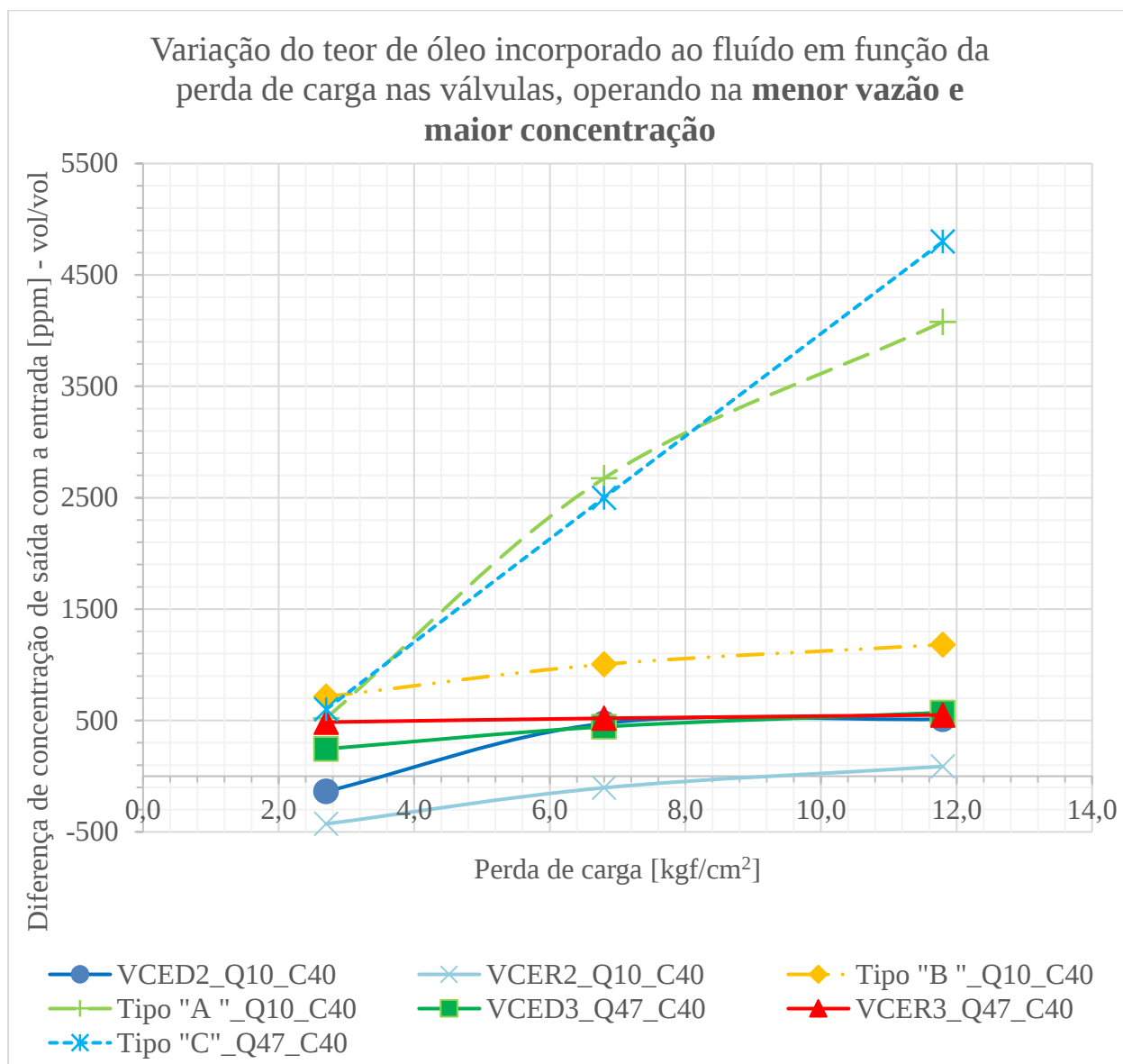
Tipo "A" _ Q 17_C40 – Válvula do tipo "A" operando com vazão de 17 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

Tipo "B" _ Q 17_C40 – Válvula do tipo "B" operando com vazão de 17 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

Tipo "C" _ Q 80_C40 – Válvula do tipo "C" operando com vazão de 80 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

Fonte: O autor

Figura 5-22 - Diferença entre a concentração de saída e entrada com a pressão, para situação de **menor vazão e maior concentração** para as válvulas testadas.



VCED2 _ Q 10_C40 – Válvula Ciclônica de Escoamento Direto de primeira geração operando com vazão de 10 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

VCER2 _ Q 10_C40 – Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso de primeira geração operando com vazão de 10 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

VCED3 _ Q 47_C40 – Válvula Ciclônica de Escoamento Direto de segunda geração operando com vazão de 47 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

VCER3 _ Q 47_C40 – Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso de segunda geração operando com vazão de 47 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

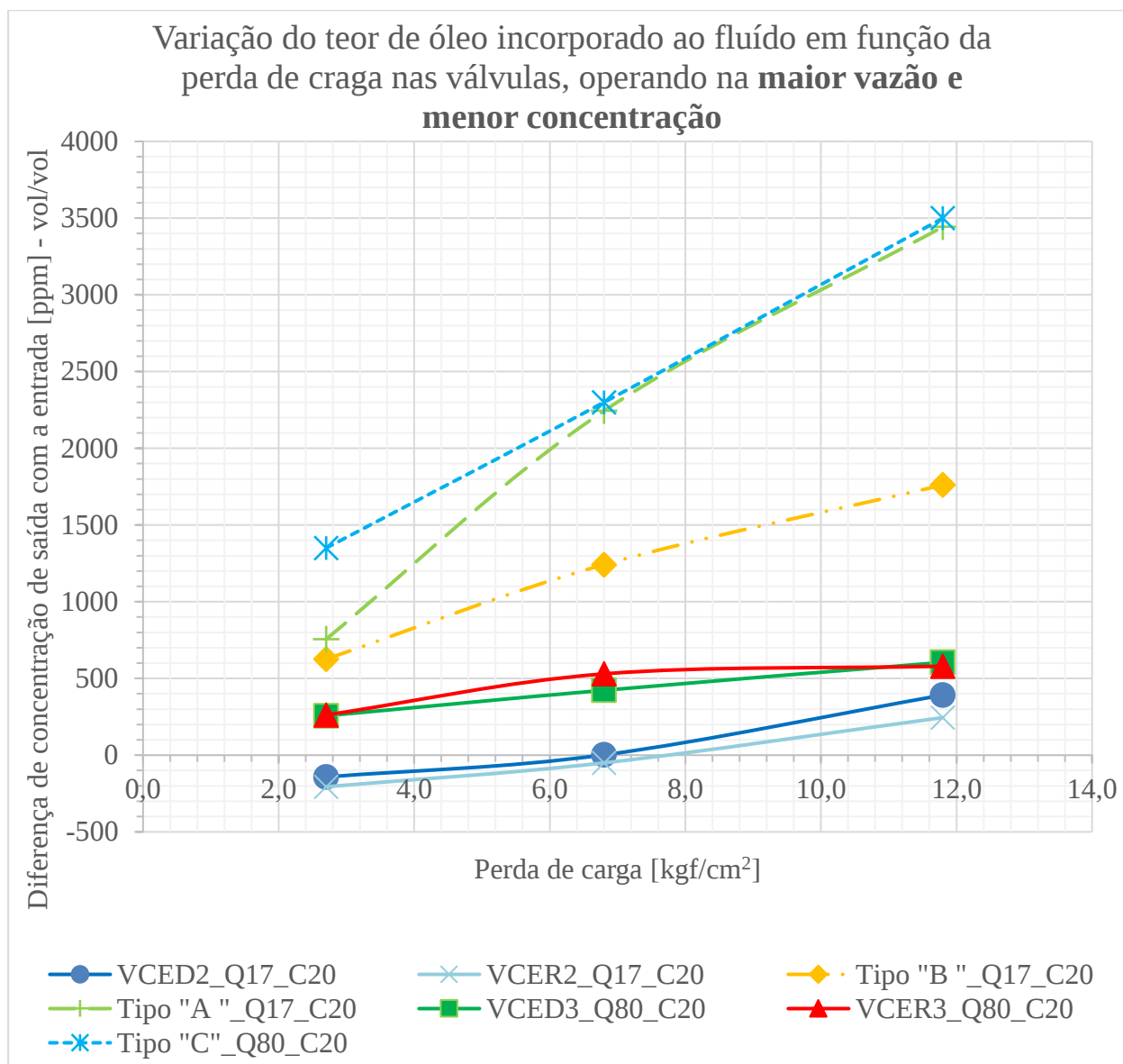
Tipo "A" _ Q 10_C40 – Válvula do tipo "A" operando com vazão de 10 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

Tipo "B" _ Q 10_C40 – Válvula do tipo "B" operando com vazão de 10 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

Tipo "C" _ Q 47_C40 – Válvula do tipo "C" operando com vazão de 47 kg/min e concentração de 400.000 ppm.

Fonte: O autor

Figura 5-23 Diferença entre a concentração de saída e entrada com a pressão, para situação de **maior vazão e menor concentração** para as válvulas testadas.



VCED2 _ Q 17_C20 – Válvula Ciclônica de Escoamento Direto de primeira geração operando com vazão de 17 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

VCER2 _ Q 17_C20 – Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso de primeira geração operando com vazão de 17 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

VCED3 _ Q 80_C20 – Válvula Ciclônica de Escoamento Direto de segunda geração operando com vazão de 80 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

VCER3 _ Q 80_C20 – Válvula Ciclônica de Escoamento Reverso de segunda geração operando com vazão de 80 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

Tipo "A" _ Q 17_C20 – Válvula do tipo "A" operando com vazão de 17 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

Tipo "B" _ Q 17_C20 – Válvula do tipo "B" operando com vazão de 17 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

Tipo "C" _ Q 80_C20 – Válvula do tipo "C" operando com vazão de 80 kg/min e concentração de 200.000 ppm.

Fonte: O autor

5.2 COMENTÁRIOS DOS RESULTADOS

A análise dos resultados, permite concluir que a segunda geração de válvulas ciclônicas atendeu seus objetivos, pois nas diversas condições em que os testes foram realizados as válvulas ciclônicas foram capazes de controlar melhor a vazão e a pressão e em comparação com válvulas globo, fez este controle gerando na saída uma emulsão que apresentava uma menor estabilidade, função de dois fatores principais.

O primeiro é que a perda de carga nas válvulas ciclônicas ocorre em um volume maior de fluído, ou seja, de modo distribuído e não pontual, como nas válvulas de controle convencionais.

Outro fator observado é que, ao propiciar velocidade de rotação ao fluído (escoamento helicoidal ou swirl), são criadas condições para a coalescência das gotas.

Interessante também notar que as características das válvulas testadas deveriam favorecer as válvulas globo em particular a válvula “A”, uma vez que os valores do coeficiente de vazão das válvulas ciclônicas (conforme Figura 4-3) é maior que o da válvula “A” e com isto para o controle de escoamento as válvulas ciclônicas necessitavam de aberturas menores o que poderia gerar velocidades muito elevadas a ponto de cisalhar gotas.

Se observarmos as aberturas que são apresentadas na Tabela 5-3 nota-se que existiram situações em a abertura das válvulas ciclônicas foram muito pequenas, da ordem de 0,05 mm (perda de carga de 11,8 kgf/cm²), e mesmo nesta situação, o desempenho da válvula ciclônica não foi alterado.

Provavelmente o fluído não estava escoando apenas por esta abertura de 0,05 mm, em função das folgas existentes na rosca, é provável que o fluído tivesse como caminho também a lateral dos filetes e com isto este valor de abertura não é o que representa a área de escoamento a disposição do fluído.

Para situações de menor perda de carga, as válvulas apresentaram pouca diferença, mas à medida que se elevava a perda de carga foi nítido o melhor desempenho propiciado pelas válvulas ciclônicas no que tange à concentração da emulsão.

Quando maior a perda de carga necessária menor será a abertura da válvula ciclônica, maior será a velocidade do fluído no canal e maior também será o comprimento de canal ativo, com isto

tem-se que a energia dissipada por unidade de massa torna-se menor contribuindo para que a quebra de gotas seja menos intensa.

A construção da válvula ciclônica de escoamento reverso é mais elaborada e cara que a sua correspondente de escoamento direto, pelo menos nos testes realizados, a vantagem da válvula de escoamento reverso não foi tão superior não permitindo ainda que se possa afirmar sua superioridade.

Quanto ao fator de escala para adaptar a válvula a outras condições de escoamento, pode-se concluir preliminarmente que a solução adotada de basear o projeto na área disponível para o escoamento pode ser útil.

A eficiência das válvulas de terceira geração no quesito de não favorecer a incorporação de óleo ao fluído foi menor que a segunda geração de válvulas e nesta terceira geração de válvulas as válvulas de escoamento direto e reverso estatisticamente apresentaram a mesma eficiência e foram melhores que as válvulas de controle convencionais.

Na Tabela 5-10 e Tabela 5-11 apresenta-se uma comparação entre as áreas do canal de escoamento e a velocidade de escoamento do fluído por este canal, para as várias condições em que as válvulas ciclônicas foram testadas.

O cálculo da área do canal de passagem é realizado tendo como base a abertura da válvula e esta abertura é obtida de modo indireto medindo-se o deslocamento do obturador, deste modo para as situações em que a válvula está com abertura muito pequena (válvula próxima do fechamento), o valor da abertura contém grande erro na sua obtenção, pois o fluído pode escoar pelas folgas existentes na rosca entre o obturador e a sede da válvula (a rosca interna), e o valor obtido para a abertura resulta em valores muito pequeno.

Os pontos 1, 2, 8 e 9 da Tabela 5-10 são exemplos do descrito no parágrafo anterior com a abertura obtida calcula-se velocidades que com certeza não foram atingidas pelo fluído.

Mesmo existindo esta incerteza na obtenção das áreas de passagem do fluído e com base nestas, as velocidades do fluído ao escoar pelo canal, pode-se observar que a razão entre as áreas das válvulas de geração 2 e geração 3 guardam boa correlação com a razão da vazão do escoamento em cada válvula. Esta correlação é um pouco pior na válvula ciclônica de escoamento reverso e precisa ser investigada, pode ser devido ao fato de que o comprimento a ser percorrido pelo fluído na válvula de escoamento reverso é cerca de 40 % maior ao que o percorrido na válvula de escoamento direto.

Tabela 5-10 – Comparação entre as velocidades de passagem do fluido pelo canal e as áreas do canal de passagem para a geração 2 e geração 3 das válvulas ciclônicas de escoamento direto, operando com uma razão de vazão de 1: 4,7

Ponto	Válvula Ciclônica de Escoamento Direto 2						Válvula Ciclônica de Escoamento Direto 3				Razão de área	Razão de velocidade
	Pressão [kgf/cm ²]	vazão [kg/min]	Conc. de O/A [%]	Abert. da válvula [mm]	A ₂ área para escoam. [mm ²]	V _{c2} Velocidade no canal [m/s]	vazão [kg/min]	Abert. da válvula [mm]	A ₃ área para escoam. [mm ²]	V _{c3} Velocidade no canal [m/s]	A ₃ /A ₂	V _{c2} / V _{c3}
1	2,7	10	20	1,86	11,16	15,3	47	2,67	56,06	14,34	5,0	1,1
2	6,8	10	20	0,13	0,78	219,3	47	1,25	26,26	30,60	33,7	7,2
3	11,8	10	20	0,05	0,30	570,1	47	0,76	15,89	50,58	53,0	11,3
4	2,7	17	20	4,17	25,02	11,6	80	6,40	134,41	10,18	5,4	1,1
5	6,8	17	20	1,84	11,04	26,3	80	2,88	60,47	22,62	5,5	1,2
6	11,8	17	20	1,01	6,06	48,0	80	1,80	37,74	36,25	6,2	1,3
7	2,7	10	40	1,90	11,40	15,4	47	2,70	56,72	14,52	5,0	1,1
8	6,8	10	40	0,18	1,08	162,3	47	1,28	26,93	30,59	24,9	5,3
9	11,8	10	40	0,05	0,30	584,2	47	0,78	16,33	50,44	54,4	11,6
10	2,7	17	40	4,34	26,04	11,4	80	6,34	133,09	10,54	5,1	1,1
11	6,8	17	40	1,98	11,88	25,1	80	2,93	61,58	22,77	5,2	1,1
12	11,8	17	40	1,14	6,84	43,6	80	1,85	38,84	36,10	5,7	1,2

Os dados de abertura da válvula, área para escoamento e velocidade no canal nos pontos destacados em amarelo, muito provavelmente possuem elevada incerteza e deveriam ser desprezados para as análises

Fonte : O autor

Tabela 5-11 – Comparação entre as velocidades de passagem do fluido pelo canal e as áreas do canal de passagem para a geração 2 e geração 3 das válvulas ciclônicas de escoamento reverso operando com uma razão de vazão de 1: 4,7

Válvula Ciclônica de Escoamento Direto 2							Válvula Ciclônica de Escoamento Direto 3				Razão de área	Razão de velocidade
Ponto	Pressão [kgf/cm ²]	vazão [kg/min]	Conc. de O/A [%]	Abert. da válvula [mm]	A ₂ área para escoam. [mm ²]	V _{c2} Velocidade no canal [m/s]	vazão [kg/min]	Abert. da válvula [mm]	A ₃ área para escoam. [mm ²]	V _{c3} Velocidade no canal [m/s]	A ₃ /A ₂	V _{c2} / V _{c3}
1	2,7	10	20	2,16	12,96	13,2	47	3,51	73,72	10,9	5,7	1,2
2	6,8	10	20	1,07	6,42	26,6	47	2,12	44,58	18,03	6,9	1,5
3	11,8	10	20	0,67	4,02	42,5	47	1,62	33,99	23,65	8,5	1,8
4	2,7	17	20	4,16	24,96	11,6	80	5,85	122,94	11,13	4,9	1,0
5	6,8	17	20	2,19	13,14	22,1	80	3,66	76,81	17,81	5,8	1,2
6	11,8	17	20	1,43	8,58	33,9	80	2,81	58,93	23,22	6,9	1,5
7	2,7	10	40	2,26	13,56	12,9	47	3,57	75,04	10,98	5,5	1,2
8	6,8	10	40	1,11	6,66	26,3	47	2,22	46,57	17,69	7,0	1,5
9	11,8	10	40	0,74	4,44	39,5	47	1,66	34,87	23,62	7,9	1,7
10	2,7	17	40	4,2	25,2	11,8	80	5,94	124,7	11,24	4,9	1,0
11	6,8	17	40	2,28	13,68	21,8	80	3,74	78,57	17,85	5,7	1,2
12	11,8	17	40	1,53	9,18	32,5	80	2,85	59,81	23,44	6,5	1,4

Fonte: O autor

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS

6.1 CONCLUSÕES

Em qualquer linha por onde se escoar um fluido é imprescindível que se disponha de mecanismos de ação de forma a controlar as características do escoamento. Normalmente os mecanismos empregados nestes controles são constituídos por válvulas dos mais variados tipos.

Quando um fluido passa por uma válvula, a ação desta cria turbulências no escoamento que normalmente são caracterizados por vórtices que ocasionam uma perda de carga localizada. O controle desta perda de carga é que permite controlar o escoamento.

Quando o fluido é homogêneo o efeito mais significativo dos vórtices é a dissipação viscosa. No entanto, se o fluido que está circulando é constituído de componentes imiscíveis, além das dissipações viscosas outros esforços podem ocorrer. Dependendo da quantidade de energia envolvida verifica-se a geração de uma emulsão em que um dos componentes se estabelece como fase contínua e o outro se subdivide em gotas dispersas pela fase contínua.

Na indústria do petróleo é muito comum o escoamento de um fluido constituído por dois componentes imiscíveis, a água e o óleo, e na maioria dos casos deseja-se que estes dois componentes escoem sem que ocorra uma emulsificação pronunciada, ou seja, sem que um deles se divida em pequenas gotas e se torne disperso na outra fase.

Quando a dispersão ocorre temos a formação de uma emulsão e dependendo de suas características, a emulsão gerada é de difícil separação. Assim, seria muito interessante que se dispusesse de um acessório que fosse capaz de permitir o controle de um fluido em escoamento sem, contudo, contribuir para a formação de emulsões e se ainda este acessório pudesse favorecer o coalescimento das gotas de forma a facilitar a separação da emulsão mais interessante ainda seria.

Para cumprir esta função, foi apresentado neste trabalho um novo conceito de válvula que se assemelhando a um hidrociclone, induz rotação no fluido que escoar em seu interior, de forma a

gerar campos centrífugos que contribuam para a coalescência das gotas e posterior separação dos componentes de uma emulsão.

Este novo tipo de válvula foi denominado de válvula ciclônica.

Dentro deste novo conceito, foram projetadas, construídas e testadas quatro válvulas duas denominadas de escoamento direto e outras duas de escoamento reverso.

Observou-se que elas possibilitaram um efetivo controle do escoamento gerando uma emulsão muito mais fácil de tratar quando comparadas com as emulsões que são geradas pela ação das válvulas de controle clássicas operando em condições idênticas.

O funcionamento das válvulas ciclônicas é influenciado por diversos aspectos construtivos e operacionais e neste trabalho, o objetivo é o de analisar a viabilidade do conceito e foge ao escopo, estudos visando melhorar a eficiência através de alterações de características construtivas e do levantamento do campo de funcionamento ideal.

Os resultados iniciais obtidos foram expressivos e muito provavelmente possam ser melhorados com a realização de estudos e experimentos tendo como foco o aumento da eficiência da válvula ciclônica.

Este aumento de eficiência poderá ser obtido analisando-se a influência das características construtivas no desempenho da válvula.

Ao se analisar a literatura percebe-se diversas iniciativas com a aplicação e ou uso de hélices para promover a velocidade de rotação do fluído e a separação, na concepção apresentada neste trabalho o uso das hélices foi aplicado para indução da velocidade de rotação do fluído, mas o fato dos canais helicoidais propiciarem a variação da sua seção e também do comprimento do canal que aumenta quando se necessita de maior resistência ao escoamento permitiu a obtenção de um componente que pode ser promissor para as situações onde se requer controle de escoamento e baixa ação de emulsificação.

Foi também apresentado um delineamento para possibilitar o projeto de futuras válvulas baseado na utilização de velocidades de referência para o fluído quando de sua passagem pelo canal de escoamento.

6.2 RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Terminada esta etapa podem-se indicar diversos caminhos para a continuidade dos desenvolvimentos que poderiam ser estruturados em quatro linhas principais:

6.2.1 Linha 1 - Buscas de novas concepções construtivas para atender o mesmo objetivo

É possível conceber outras formas de indução dos vórtices para o funcionamento da válvula como, por exemplo:

- A indução dos vórtices pela aplicação de pás móveis equivalentes as existentes em uma turbina axial, quando mais fechada as pás, maior a componente radial de velocidade de rotação, maior o campo centrífugo, a capacidade de coalescer as gotas e também a perda de carga;
- Outra forma de induzir a velocidade de rotação do fluído seria com a colocação de um helicóide na forma aproximada de uma mola na região de entrada do fluído, que a medida que se fecha, aumenta a velocidade do fluído em função da diminuição da área disponível além de aumentar o ângulo de hélice de forma a também aumentar a componente radial de velocidade do fluído com isto aumenta-se a velocidade de rotação, o campo centrífugo e a capacidade de coalescer gotas, de forma direta em que se aumenta a perda de carga propiciada pela válvula, ou seja quando mais fechada a válvula, maior sua capacidade de promover a coalescência;
- O equivalente da ideia anterior poderia ser concebido como um duto construído em espiral como uma mola em que fluído circulasse pelo interior do duto. Se fosse realizada uma contração deste duto/mola o jato de saída teria uma componente de velocidade radial maior que quando estendido o duto/mola. Nesta concepção não existe redução de área para a passagem do fluído em função disto, de forma preliminar, pode-se prever que o nível de perda carga propiciado por esta concepção seja menor do que as concepções anteriores em contrapartida, praticamente foi eliminada condições com potencial de quebra das gotas;

Estas ideias ou outras que porventura forem propostas poderiam ser analisadas e comparadas entre si, a partir disto, ser estabelecida uma ordenação de prioridade e em função desta ordenação eleger-se uma ou mais concepções para que sejam construídas testadas e comparadas de forma a se analisar seu potencial.

6.2.2 Linha 2 - Otimização das concepções construtivas e análise do fator de escala

A segunda linha de desenvolvimento possui dois escopos diferentes. O primeiro está relacionado com a realização de estudos com o objetivo de aprimorar a concepção da válvula ciclônica. Estes estudos teriam como objetivo maximizar o desempenho, minimizar custo, melhorar a robustez ou ainda balancear estes atributos.

Para cada concepção construtiva que se eleger como viável deveriam ser conduzidos estudos a respeito da influência de características construtivas no desempenho da válvula. No caso da concepção com o uso de roscas cônicas, por exemplo, seria interessante investigar a influência sobre o desempenho da válvula de características construtivas tais como:

- O número de entradas da rosca;
- O ângulo de hélice (que é definido pelo passo e pelo diâmetro da rosca);
- A conicidade empregada na rosca;
- A relação entre o diâmetro da raiz e da crista da rosca (a altura do filete);
- As dimensões dos cones combinadas com as características da rosca;
- A necessidade da existência da seção cônica, pode ser que a ação do obturador (fuso) e a sede (a porca) sejam suficientes para o eficiente funcionamento da válvula;
- Etc...

Além deste estudo de otimização, o segundo escopo da linha 2 seria o de se obter o valor máximo de vazão para o qual é possível a construção econômica de uma válvula do tipo ciclônica é provável que a vazão máxima em que possa ser possível a construção de uma válvula ciclônica seja inferior àquela que pode ser atingida por outros tipos de válvula. O fator limitante pode ser o próprio desempenho do hidrociclone. Normalmente não se constroem hidrociclones de grande capacidade, pois isto diminui o rendimento do hidrociclone. A prática normal é a de se dividir o escoamento total por vários hidrociclones operando em paralelo. No caso da válvula ciclônica este fato deve ser melhor investigado.

6.2.3 Linha 3 – Realização de testes em outras condições de escoamento

Os testes realizados neste desenvolvimento se limitaram a emulsões de óleo em água em que foi utilizado apenas um tipo de óleo. Seria interessante para complementar as informações a realização de testes em outras condições de escoamento como, por exemplo:

- Emprego de óleos com características diferentes com maior ou menor viscosidade, maior e menor densidade;
- Análise do desempenho em emulsões com fase contínua óleo;
- Estudo de escoamento com a presença de gás;
- Estudo de escoamento com a presença de sólidos (areia);
- Etc...

As variações das condições de teste permitiriam uma avaliação da robustez de funcionamento da válvula e o levantamento de dados importantes relativos ao comportamento deste tipo de válvula frente a condições que operação que ela deverá enfrentar.

Para facilitar esta etapa poderia ser utilizado um dos modelos de válvula já construídos e assim o desenvolvimento teria início com adaptações no Banco de Testes e a realização dos testes propriamente.

6.2.4 Linha 4 – Incorporar requisitos para atendimento das normas, padronização e facilidade construtiva.

Para transformar a concepção de válvula ciclônica em um produto, será necessária a incorporação de características construtivas para tornar a válvula adequada à aplicação na indústria do petróleo, atendendo requisitos normativos, de segurança e de padronização.

Além disto, para melhor adequá-la como produto, deverá ser escolhido o processo de fabricação mais econômico e em função desta escolha, alterações construtivas serão necessárias para facilitar a fabricação da válvula e ainda para permitir um projeto o mais modularizado possível a fim de reduzir o número de peças necessárias para compor uma família de válvulas. Para esta linha deverão ser realizadas tarefas tais como:

- Redimensionamento mecânico visando tornar o projeto adequado para uma dada classe de pressão;
- Incorporação de características de conectividade adequadas à indústria do petróleo e em atendimento a normas;
- Seleção de sistema de acionamento padronizado e modificações construtivas para esta adaptação;
- Seleção de material adequado e tecnologia de fabricação mais econômica com incorporação ao desenho da válvula de requisitos que a tornem mais adequada para fabricação pela tecnologia escolhida;

- Criação das famílias de válvulas que atendam a um range de aplicação incluindo faixas de vazão e classe de pressão;

Terminado esta fase de estudos e adaptações devem-se construir algumas unidades da válvula para que esta seja avaliada e qualificada como um produto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Adeyanju, O. A. and Ogundare, G., 2019. Experimental Investigation of the Centrifugal Effect on Demulsification of Water-In-Crude Oil Emulsions. *Journal of Nature Science and Sustainable Technology*. Volume 13, Number 4, Nova Science Publishers, Inc. 2019, ISSN: 1933-0324, pp. 257-266.
- Aranow, R.H. and Witten, L. 1967. Diffusion-Induced Interfacial Instability. *The Physics of Fluids*, Volume 10, Number 6, June 1967, pp. 1194-1199.
- Al-Kayiem, H., Osei, H., Hashim, F. M., Hamza, J. E., 2019. Flow structures and their impact on single and dual inlets hydrocyclone performance for oil-water separation. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*, Springer, Vol. 9 pp. 2943-2953. (<https://doi.org/10.1007/s13202-019-0690-1>)
- Almeida, Y. P., 2015. Simulação fluidodinâmica do escoamento em uma válvula ciclônica. Dissertação de Mestrado – Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- ANP – Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, 2023. Produção de petróleo e gás natural nacional. <https://www.gov.br/anp/pt-br/centrais-deconteudo/dados-abertos/producao-de-petroleo-e-gas-natural-nacional> Acesso em Dezembro/2023.
- Batchelor, G.K., 2000. *An Introduction to Fluid Dynamics*. Cambridge University Press.
- Betting, M.; Epsom, H., 2010. New choke-valve design improves separator efficiency. *Journal of Petroleum Technology*, vol. 62.
- Charles, M.E., Govier, G.W. and Hodgson, G.W., 1961. The Horizontal Pipeline Flow of Equal Density Oil-Water Mixtures. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, February 1961. pp.27-36.
- Chesters, A., 1991. The modelling of coalescence processes in fluid-liquid dispersions: a review of current understanding. *Trans. IChemE 69 (Pt A)*, pp. 256-270.
- Davies, J. T., 1985. Drop sizes of emulsions related to turbulent energy dissipation rates, *Chemical Engineering Science*, Pergamon Press Ltd., Vol. 40, Number 5, pp.839-842.

- Efeovbokhan, V. E., Udonne, J. D., Oladimeji, T.E., Nwokorobia, C., Anawe, P. A. L., 2017. Formulation, Compounding and Assessment of De-Emulsifiers For The De-emulsification of Nigerian Crude Oil Emission. *Petroleum and Coal*. Volume 59, Number 3, pp. 367-377.
- Filgueiras, N. G. T., 2005. "Modelagem, Análise e Controle de um Processo de Separação Óleo/água". Tese de Mestrado - PEQ/COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2005.
- Funahashi, H., Hayashi, K., Hosokawa, S. and Tomiyama, A. 2016. Study on two-phase swirling flows in a gas-liquid separator with three pick-off rings. *Nuclear Engineering and Design*, Elsevier, Volume 38, pp. 205-203. (<http://dx.doi.org/10.1016/j.nucengdes.2016.08.030>)
- Gao, C., Rivero, M., Nakagawa, E. and Sanchez, G., 2007. Downhole Separation Technology – Past, Present and Future. *AAPEA Journal*, 2007, Part 1, pp. 281-290.
- Grace. A. and Frawley P., 2011. Experimental parametric equation for the prediction of valve coefficient (C_v) for choke valve trims. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Elsevier, 2011.
- Guzhov, A., Grishin, A.D., Medredev, V.F. and Medredeva, O.P., 1973. Emulsion formation during the flow of two immiscible liquids. *Neft. Choz.*, 8, pp 58-61.
- Guzhov, A.I., and Medvedev, O.P., 1971. Pressure losses in flow of two mutually immiscible liquids. *International Chemical Eng.*, 11, pp. 104-106.
- Hamza, J. E., Al-Kayiem, H. H., and Lemma, T. A., 2020. Experimental investigation of the separation performance of oil/water mixture by compact conical axial hydrocyclone. *Thermal Science and Engineering Progress*, Elsevier, Vol. 17, p. 100358. (<http://doi.org/10.1016/j.tsep.2029.100358>)
- Hesketh, R. P., Fraser Russel, T. W., Etchells, A. W., 1987. Bubble size in horizontal pipelines, *AIChE Journal*, Vol. 33, no. 4, April de 1987.
- Hewitt, G. F., 2005. Three-phase gas-liquid-liquid flows in the steady and transient states. *Nuclear Engineering and Design*. Volume 235, pp. 1303-1316.

- Howarth, W.J., 1964. Coalescence of drops in a turbulent flow field. Chemical Engineering Science, Pergamon Press Ltd., Oxford, Volume 19, pp.33-38.
- Husveg, R. et al., 2018. Improving Separation of Oil and Water With a Novel Coalescing Centrifugal Pump. SPE Production & Operations. Paper SPE 188772, International Petroleum Exhibition and Conference, Abu Dhabi, 13-16 November 2017. Published in 2018.
- Iida, P. H. “Estudo da Formação de Emulsões de Petróleo na Água do Mar”. Monografia de conclusão de especialização. Universidade Federal do Paraná. 2007 pg 6-7.
- Ioannou, K., Nydal, O.J., and Angeli, P., 2005. Phase inversion in dispersed liquid-liquid flows. Experimental Thermal and Fluid Science, Elsevier, 29, pp. 331-339.
- Ismail, A.S.I., Ismail, I., Zoveidavianpoor, M., Mohsin, R., Piroozian, A., Misnan, M.S., and Sariman, M.Z., 2015. Review of oil-water through pipes. Flow Measurement and Instrumentation, Elsevier, 45, pp. 357-374.
- Kang, R., Xiong, Z., Ouyang, S. and Gong, S., 2023. Effect of drainage channel on separation performance of swirl-vane separator. Annals of Nuclear Energy, Elsevier, Volume 180, 2023, 109473. (<https://doi.org/10.1016/j.anucene.2022.109473>)
- Khaledi, H. A., Smith, I. E., Unander, T. E., Nossen, J., 2014. Investigation of two-phase flow pattern, liquid holdup and pressure drop in viscous oil-gas flow. International Journal of Multiphase Flow, Elsevier, Volume 67, pp. 37-51.
- Langevin, D., Poteu, S., Hénaut, I. and Argillier, J.F., Crude Oil Emulsion Properties and Their Application to Heavy Oil Transportation. Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 59, 2004, N° 5, pp. 511-521.
- Levich, V.G. 1962. Physicochemical Hydrodynamics. Prentice-Hall, Englewood Cliffs.
- Lovick, J., Angeli, P., 2004. Droplet size and velocity profiles in liquid-liquid horizontal flows. Chemical Engineering Science, Elsevier, Volume 59, pp. 3105-3115.

- Lovick, J. and Angeli, P., 2004. Experimental studies on the dual continuous flow pattern in oil-water flows. *International Journal of Multiphase Flow*, Elsevier, Volume 30, pp. 139-157.
- Madyshev, N. I., Dmitriev, V. A., and Vin, D. S., 2020. Determination of oil-water emulsions separation efficiency in the separator with a vortex flow. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 709, 033025. doi:10.1088/1757-899X/709/3/033025
- Mao, R., Li, Y., Liu, Y., Zhu, H., Wang, N., Yang, Q., and Lu, H., 2023. Separation characters of an axial-flow hydrocyclone with oil collecting pipe. *Separation and Purification Technology*, Elsevier, Volume 305, 122139 doi:https://doi.org/10.1016/j.seppur.2022.122139
- Meikrantz, D., Schardin, C., Macaluso, L., Federici, A., and III, H. W. S., 1995. High volume centrifugal oil-water separation. *OCEANS '95. MTS/IEEE. Challenges of Our Changing Global Environment., 1*. doi:10.1109/OCEANS.1995.526746
- Mitre, J.F., Lage, P.L.C., Souza, M.A., Silva, E., Barca, L.F., Moraes, A.O.S., Coutinho, R.C.C., Fonseca, E.F., 2014. Droplet breakage and coalescence models for the flow of water-in-oil emulsions through a valve-like element. *Chemical Engineering Research and Design*, pp. 2493-2508.
- Mokveld, 2023a. Typhonix Cleaner Production. The Typhoon Technology. Mokveld. <https://mokveld.com/media/downloaditem/file/mokveld-brochure-angle-choke-valve-1-1.pdf?3.0.6>. Acesso em: 21 nov. 2023.
- Mokveld, 2023b. Angle Choke Valve. Mokveld. <https://mokveld.com/media/downloaditem/file/mokveld-brochure-angle-choke-valve-1-1.pdf?3.0.6>. Acesso em: 21 nov. 2023.
- Moraes, C.A.C, et al., 2008. Desenvolvimento de Hidrociclones para Altos, Médios e Baixos Teores de Óleo. *Boletim Técnico da Produção de Petróleo*. Vol. 3, pp. 259-287.
- Moraes, C. A. C. et al., 2011. Desenvolvimento de válvulas ciclônicas. *Boletim técnico da Produção de Petróleo*, Rio de Janeiro, ESSS, vol. 4, nº 1.

- Nadler, M. and Mewes, D., 1995. Effects of the Liquid Viscosity on the Phase Distributions In Horizontal Gas-Liquid Slug Flow. *International Multiphase Flow*, Pergamon, Volume 21, Number 2, pp. 253-266.
- Nädler, M. and Mewes, D., 1997. Flow induced emulsification in the flow of two immiscible liquids in horizontal pipes. *International Journal of Multiphase Flow*. Pergamon, Volume 23, Number 1, pp. 55–68.
- Neff, J. M., Lee, K., and Deblois, E., 2011. Produced Water: Overview of Composition, Fates and Effects. *Produced Water*, 54. (10.1007/978-1-4614-0046-2_1)
- Olajire, Abass A. 2020. Recent advances onn the treatment technology of oil and gas produced water for sustainable energy industry-mechanistic aspects and process chemistry perspectives. *Chemical Engineering Journal Advances*, Elsevier, Volume 4, 15 December 2020, 100049. (<https://doi.org/10.1016/j.ceja.2020.100049>)
- Oliveira, A. G., 2010. Caracterização da distribuição do tamanho de gotas em emulsões água e óleo utilizando diferentes técnicas de medição. 125 folhas. Dissertação de Mestrado – Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.
- Pinho, S. P. G., 2014. Quebra de Gota no Escoamento através de um Orifício. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. 125 f. 2014.
- Prast, B., Tijmen, T., 2019. Increasing the Efficiency and Capacity of Two-Phase Separators, Spring Conference Shell Technology Centre – Amsterdam, GPA Europe, 2019.
- Rajbongshi, A. and Gogoi, S. B., 2024. A review on oilfield produced water and its treatment technologies. *Petroleum Research*, Science Direct. Disponível online em 12/06/2024 (<https://doi.org/10.1016/j.ptlrs.2024.06.003>)
- Risso, F. and Fabre, J., 1998. Oscilations and breakup of a bubble immersed in a turbulent field, *Jounal of Fluid Mechanics*, pp. 323-355.
- Russell, T.W.F. and Charles, M.E., 1959. The Effect of the Less Viscous Liquid in the Laminar Flow of Two Immiscible Liquids. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Volume 37, Issue1, February, pp. 18-24.

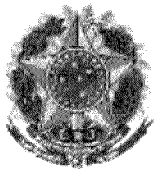
- Russell, T.W.F., Hodgson, G.W., Govier, G.W., 1959. Horizontal pipeline flow of mixture of oil and water. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Volume 37, Issue1, February, pp. 9-17.
- Sahovic, B., et al., 2020. A study on the relationship between upstream and downstream conditions in swirling two-phase flow. *Flow Measurement and Instrumentation*, Elsevier. Volume 74, 2020, 101767. (<https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2020.101767>)
- Salager, J. L.; Salager, R. A., 1993. Cuadernos FIRP – Módulos de Enseñanza en Fenomenos Interfaciales, Universidad de Los Andes, Escuela de Ingeniería Química, Mérida-Venezuela.
- Samah, K.S.A., 2009. Multiphase Flow in Pipeline. Dissertation for Bachelor of Engineering, Chemical Engineering, Universiti Teknologi PETRONAS, July.
- SCHRAMM, L. L., 2005. Emulsions, Foams and Suspensions - Fundamentals and Applications. Wiley - VCH GmbH & Co. KGaA.
- Sevik, M. and Park, S.H., 1973. The splitting of drops and bubbles by turbulent fluid flow. *Transation of the ASME - Journal of Fluids Engineering*, March, 1973.
- Shinnar, R. 1961. On the behavior of liquid dispersions in mixing vessels. *Journal Fluid Mechanics*, Vol. 10, pp. 259-275.
- Silva, D., 2013. Água de Produção em Plataformas Offshore: Aspectos Técnicos e Ambientais. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Federal de Itajubá. Novembro/2013.
- Silva, F. S., Medronho, R.A., and Barca, L.F., 2019. Experimental study of water droplet break up in water in oil dispersions using an apparatus that produces localized pressure drops. *Oil & Gas Science and Technology. Rev. IFP Energies Nouvelles*, vol 74, 1, 2019. (<https://doi.org/10.2516/ogst/2018079>)
- Slot, J. J., 2013. Development of a Centrifugal In-Line Separator for Oil-Water Flows. *Thesis*, University of Twente, Enschede (22 de may de 2013).

- Stokka, M. J. M. N., 2013. Improvement in polymer water flooding efficiency using low shear choke valve. Master's Thesis – Master of Science, Stavanger of University, 2013.
- Taylor, G. I., 1934. The formation of emulsions in definable fields of flow. *Proceedings of The Royal Society A - Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 146 (858). doi:<https://doi.org/10.1098/rspa.1934.0169>
- Teeffelen, N. V. and Verwey, R. 2017. Low Shear Flow Control Technology – Key in Upgrading 3-Phase Separators. Mokveld Valve BV, June 2017. (mokveld.com) < https://mokveld.com/media/downloaditem/file/white-paper-separation-enhancement-with-typhoon-system_rev1_incl-appendix.pdf?production-env-4-g0771375.> Acesso em: 30 ago. 2024.
- Thomas, R.M., 1981. Bubble coalescence in turbulent flows. *International Journal of Multiphase Flow*, Volume 7, No 6, pp. 709-717.
- Torres-Monzón, C. F., 2006. Modeling of Oil-Water Flow in Horizontal and Near Horizontal Pipes. Ph.D. Dissertation, The University of Tulsa.
- Trallero, J. L., 1995. Oil-Water Flow Patterns in Horizontal Pipes. Thesis PhD, University of Tulsa.
- Typhoon Technology, 2024. Typhonix Cleaner Production. <https://fddocuments.in/document/21-trygve-husveg.html?page=3> Acesso em: 10/04/2024.
- Van Campen, L., Mudde, R.F., Slot, J., and Hoeijmakers, H., 2012. A Numerical and Experimental Survey of a Liquid-Liquid Axial Cyclone. *International Journal of chemical Reactor Engineering*, Volume 10, Article A35, 2012.
- Viana Junior, A.M., et al., 2023. Principais métodos de tratamento de água produzida em unidades marítimas de produção de petróleo. *Latin American Journal of Energy Research - Lajer*, Volume 10, n.1, pp.23-32.
- Walsh, J. M., Georgie, W. J., 2012. Produced Water Treating Systems – Comparison between North Sea and Deepwater Gulf of Mexico. SPE – Society of Petroleum Engineers, SPE 159713. (<http://dx.doi.org/10.2118/159713-MS>).

- Walsh, J. M., 2015. Produced-Water-Treatment Systems: Comparison of north sea and Deepwater Gulf of Mexico. Oil and Gas Facilities, April 2015. Society of Petroleum Engineers. pp. 73-86. (18_pr159713_apr15). Disponível em: https://www.spe.org/media/filer_public/61/b6/61b6493b-f419-46d3-ae66-6e532bee02fa/18_pr159713_apr15.pdf
- Wang, G., Yan, C., Fan G., Wang, J., Xu, J., Zeng, X. and Liu, A. 2019. Experimental study on a swirl-vane separator for gas-liquid separation. Chemical Engineering Research and Design, Elsevier, Volume 151, 2019, pp. 101-109. (<https://doi.org/10.1016/j.cherd.2019.09.003>)
- Wang, S., Wang, D., Yang, Y., and Zhang, X., 2015. Phase-isolation of upward oil–water flow using centrifugal method. *Flow Measurement and Instrumentation* (46), pp. 33-43, (25 de September de 2015).
- Wang, L, Liu, B., Feng, J., Peng, X., 2023. Experimental study on the separation performance of a novel oil-gas cyclone separator. Powder Technology, Elsevier, Volume 415, 2023. 118124. (<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2022.118124>)
- Xu, B., Zhang, X., Zhao, L., Jiang, M., Liu, L., and Xia, H., 2020. Structure design and preliminary experimental investigation on oil-water separation performance of a novel helix separator. *Separation Science and Technology*. doi:10.1080/01496395.2020.1837874 (01 de Nov de 2020).
- Xu, Xiao-Xuan, 2007. Study on oil-water two-phase flow in horizontal pipelines. Journal of Petroleum Science & Engineering. Volume 59, Issues 1-2, October 2007, pages 43-58. (<http://doi.org/10.1016/j.petrol.2007.03.002>).
- Zande, M. V., Muntinga, J., and Broek, W. V., 1998a. Emulsification of Production Fluids in the Choke Valve. *SPE Annual Technical Conference*.
- Zande, M. V., Muntinga, J., and Broek, W. V., 1998b. The effects of production rate and choke size on emulsion stability. *INGEPET'99 (EXPL-6-MZ)*.

- Zeng, X., Zhao, L., Fan, G., and Yan, C., 2021. Experimental study on the design of light phase outlets for a novel axial oil-water separator. *Chemical Engineering Research and Design*, 165, pp. 308-319. (13 de November de 2021). doi:doi.org/10.1016/j.cherd.2020.11.008
- Zhan, M., Cheng, X., Yang, W., Zhang, F., Guo, P., and Shen, Q., 2021. Numerical investigation on the swirler parameters for an axial. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, 675. doi:10.1088/1755-1315/675/1/012210
- Zottin, J. L. Z., 2010. Caracterização experimental do escoamento no interior de uma válvula ciclônica. Dissertação de Mestrado – Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro.

7 APENDICE A – PATENTE DA VÁLVULA CICLÔNICA



República Federativa do Brasil
Ministério do Desenvolvimento, Indústria
e do Comércio Exterior
Instituto Nacional da Propriedade Industrial.

(21) **PI0904551-1 A2**



(22) Data de Depósito: 19/11/2009
(43) Data da Publicação: 05/07/2011
(RPI 2113)

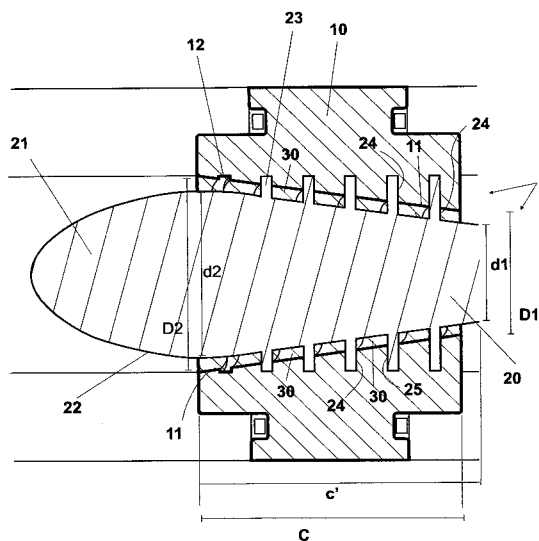
(51) *Int.Cl.*:
F16K 13/00 2006.01

(54) Título: **DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE CONTROLE**

(73) Titular(es): Petróleo Brasileiro S.A. - Petrobrás

(72) Inventor(es): Carlos Alberto Capela Moraes, Luiz Fernando Barca, Marco Aurélio de Souza

(57) Resumo: DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE CONTROLE. Refere-se a presente invenção a um dispositivo obturador 1 sede para uso em válvulas de controle, que são rotineiramente utilizadas no processamento primário de petróleo. O dispositivo é capaz de trabalhar com grandes diferenciais de pressão e evitar a ocorrência de emulsificações em fluidos multifásicos. O referido dispositivo evita que ocorra turbulência pontual no interior dessas válvulas, além de intensificar o resultado da redução das dispersões quando aplicado especificamente em válvulas de controle tipo ciclônicas.





DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE CONTROLE

CAMPO DA INVENÇÃO

A presente invenção refere-se a um conjunto obturador / sede para
5 ser aplicado em válvulas de controle que são rotineiramente utilizadas no
processamento primário de petróleo no controle de vazões ou queda de
pressões em qualquer etapa do processo produtivo. A nova concepção
construtiva do dispositivo obturador / sede contribui para a redução da
emulsificação de correntes multifásicas, no interior das ditas válvulas,
10 durante o processo de controle.

O referido dispositivo evita que ocorra turbulência pontual no interior
dessas válvulas, além de intensificar o resultado da redução das
dispersões quando aplicado especificamente em válvulas de controle tipo
ciclônicas.

15 FUNDAMENTOS DA INVENÇÃO

O objeto desta invenção decorre de um problema encontrado
durante pesquisas que visam aperfeiçoar o desempenho de válvulas de
controle utilizadas na indústria petrolífera.

É de conhecimento geral, que o petróleo, constitui-se de
20 hidrocarbonetos, e água.

Assim, desde o primeiro momento de sua extração, e também em
diversas outras etapas do processamento do petróleo, a indústria opera
com correntes multifasicas, que precisam ter suas fases separadas, ou
que precisam ser transferidos de um sistema de processamento para
25 outro, com a maior estabilidade possível entre as fases.

A pressão de trabalho nas linhas de produção, que normalmente é
alta no ponto a montante do processamento e deve ser reduzida para
separar, por exemplo, uma fase gasosa e estabilizar o petróleo, à jusante
do processamento. A pressão do processo influencia no dimensionamento
30 das linhas e nos cálculos e projetos de todos os equipamentos

associados, e principalmente, nas características do tipo de escoamento que os fluidos apresentam em seu interior.

TÉCNICA RELACIONADA

5 A necessidade de redução da pressão de produção associada ao fato do petróleo ser constituído de diversos hidrocarbonetos e água, resultam em emulsificação das fases líquidas pela turbulência localizada decorrente dessa queda de pressão.

10 As válvulas de controle, utilizadas em diversas aplicações do processamento do petróleo, provocam uma forte turbulência no fluxo desse fluido. A turbulência é gerada no trecho da válvula em que um conjunto obturador / sede regula a passagem do fluido por um orifício.

15 A turbulência gerada com o estrangulamento do escoamento do fluido, visando o controle de fluxo, além de proporcionar a redução desejada na pressão, ocasiona também a emulsão das fases presentes no petróleo.

20 Os grandes gradientes de velocidade dos fluidos e a distribuição aleatória dos vórtices no trecho obturador / sede induzem turbulência no escoamento, que acabam por produzir o cisalhamento de cada fluido, conduzindo à sua dispersão em gotículas e conseqüente emulsificação, uma vez que a tensão interfacial óleo / água é reduzida pela presença de agentes surfactantes ativos, em geral, presentes no petróleo.

25 Este fenômeno pode ser constatado no petróleo colhido imediatamente após uma válvula de controle tipo “choke” situada na saída de um poço petrolífero qualquer. Entretanto, não é um fenômeno restrito a válvulas localizadas nas saídas de poços petrolíferos, pois ocorre com válvulas de controle empregadas ao longo de toda linha de produção, tais como as válvulas de controle de nível dos vasos separadores da planta de processamento primário de petróleo, e em válvulas com diversas outras aplicações industriais e semi-industriais de circuitos hidráulicos, que
30 trabalhem com fluidos constituídos de pelo menos duas fases.

No sentido a atenuar ou restringir este fenômeno foi desenvolvida uma válvula ciclônica, objeto do pedido de invenção PI 0505620-9, que induz um movimento rotacional ao fluxo do fluido ainda no interior do corpo da válvula, de modo que a energia cinética de rotação confira a separação das fases líquidas.

No entanto, mesmo aplicando-se a válvula de controle tipo ciclônica ainda pode-se observar formação de emulsificações, que variam dependendo da vazão, do gradiente de pressão ou do tipo de fluidos processados.

Em uma pesquisa, apurou-se que: apesar de condições favoráveis à ocorrência da separação das fases no interior de uma válvula de controle tipo ciclônica, ainda existe um trecho desta em que o fluxo sofre uma perda localizada que, nos casos de grande estrangulamento, pode gerar emulsão, ou seja, no orifício de passagem em que a vazão é controlada por um obturador / sede.

Dependendo da velocidade e pressão em que um fluido multifásico chega a este ponto da válvula ciclônica, a formação de vórtices aleatórios gerados pela turbulência pode ser maior do que a capacidade do corpo cônico da válvula de anular ou reverter este fenômeno. Assim a taxa de redução da dissipação da turbulência é insuficiente para o padrão de diminuição da emulsão daquele determinado fluido.

Independente dos modelos de válvulas utilizadas atualmente, todas fazem uso de um orifício com sede / obturador para conseguir a quebra ou redução de pressão de produção. Até o presente ainda não há no mercado qualquer dispositivo de controle que possa gerar esta queda de pressão sem uma grande turbulência no escoamento do fluido no exato momento em que a pressão está sendo reduzida. Este momento de perda de carga ocorre quando o escoamento transpassa o orifício na sede da válvula, contraposto pelo obturador. Dessa forma, o problema reside em um único ponto da válvula.

Quanto maior a faixa de pressão em que uma válvula de controle opere, maiores serão as conseqüências no escoamento do fluido, restando aos técnicos, para reverter ou amenizar tais conseqüências, fazer uso de equipamentos e processos onerosos de separação das fases emulsionadas.

O nível de emulsificação dos componentes de um fluido ainda é uma preocupação constante por parte dos projetistas de equipamentos de processamento primário de petróleo e, particularmente, de separação petróleo-água.

Diante desses desafios técnicos, surgiu a preocupação com o desenvolvimento de um dispositivo que não só pudesse diminuir a pressão do fluido, como também pudesse atuar no seu escoamento no momento em que a pressão está sendo reduzida.

A invenção descrita a seguir objetiva um controle preciso do escoamento do fluido, atuando especificamente no momento da queda de pressão, harmonizando o dito escoamento neste ponto das válvulas de controle.

Outros objetivos que o dispositivo obturador para uso em válvulas de controle, objeto da presente invenção, se propõem alcançar são a seguir elencados:

- a. evitar a perda de carga pontual e conseqüente turbulência no escoamento;
- b. evitar a deformação e/ou ruptura dos glóbulos da fase dispersa por variação repentina de pressão;
- c. garantir um escoamento com perda de carga distribuída ao longo de um trecho de canal helicoidal.
- d. permitir que eventuais rupturas de glóbulos da fase dispersa ocorram preferencialmente por cisalhamento viscoso;
- e. garantir um efeito centrífugo ao escoamento ainda antes de atingir a superfície cônica interna de válvulas ciclônicas;

- f. permitir maior eficiência na perda de carga;
- g. permitir o projeto de válvulas ciclônicas mais compactas ou eficientes;
- h. restringir o fenômeno da emulsificação em outros tipos de válvulas;

5

SUMÁRIO DA INVENÇÃO

Refere-se a presente invenção a um conjunto obturador / sede para uso em válvulas de controle, capaz de trabalhar com grandes diferenças de pressão e evitar a ocorrência de emulsificações em fluidos multifásicos.

10

O dispositivo é basicamente compreendido por um obturador e uma sede que operam por meio de uma interferência contínua entre eles.

15

A sede é um orifício de comprimento (C) que apresenta uma configuração cônica, iniciada por uma abertura menor e finalizada por uma abertura maior. A superfície interna da sede apresenta-se inclinada em relação ao eixo do dispositivo obturador para válvulas, sendo provida por pelo menos um sulco disposto helicoidalmente em passo constante, de uma extremidade a outra da dita sede. A profundidade do sulco varia a cada passo em relação à superfície interna da sede, no entanto o ponto mais profundo de cada seção do dito sulco está a uma distância constante do eixo principal do dispositivo obturador para válvulas, ao longo de toda sua extensão.

20

25

30

O obturador por sua vez tem a forma de um bujão cônico de comprimento (C') iniciado com um diâmetro menor e finalizado com maior, ambos menores respectivamente do que os diâmetros inicial e final da sede. A extremidade final do obturador preferencialmente apresenta um acabamento com conformação cônica ovalada. A superfície do obturador apresenta-se inclinada em relação ao eixo do dispositivo obturador para válvulas, sendo provida por pelo menos uma hélice em ressalto disposta helicoidalmente em passo constante, de uma extremidade a outra do dito obturador. A altura da hélice varia a cada passo em relação à superfície do

obturador, no entanto o ponto mais extremo de cada seção da dita hélice está a uma distância constante do eixo principal do dispositivo obturador para válvulas, ao longo de toda sua extensão.

5 A interferência entre o sulco e a hélice em ressalto forma um canal de formato helicoidal e seção variável. O dito canal é composto e conformado pela face de entrada e a face de saída adjacentes da dita hélice em ressalto, a superfície interna da sede entre os passos adjacentes do sulco, e a superfície do obturador entre os passos adjacentes da hélice em ressalto.

10 **BREVE DESCRIÇÃO DOS DESENHOS**

A invenção será descrita a seguir mais detalhadamente, em conjunto com os desenhos abaixo relacionados, apresentados meramente a título de exemplo, os quais acompanham o presente relatório e do qual é parte integrante.

15 A Figura 1 retrata uma vista detalhada em corte simples somente do dispositivo obturador.

A Figura 2 retrata uma vista em perspectiva em corte do dispositivo montado em uma válvula e em posição aberta.

20 A Figura 3 retrata uma vista em perspectiva em corte do dispositivo montado em uma válvula e em posição fechada.

A Figura 4A retrata imagem esquemática do circuito do fluido.

A Figura 4B retrata imagem esquemática de uma partícula sob o efeito da trajetória de circuito.

25 A Figura 4C retrata imagem esquemática de uma partícula sob o efeito da mesma trajetória de circuito, porém em maior velocidade.

A Figura 5 retrata alternativa construtiva com diâmetro de obturador constante (posição aberto).

A Figura 6 retrata alternativa construtiva anterior com diâmetro de obturador constante (posição de maior restrição).

30 A Figura 7 retrata alternativa construtiva com pás.

A Figura 8 retrata alternativa construtiva com canais isolados.

A Figura 9 retrata exemplo da possibilidade de prover meios para que qualquer alternativa construtiva opere em válvulas de fluxo reverso.

DESCRIÇÃO DETALHADA DA INVENÇÃO

5 O dispositivo obturador para uso em válvulas de controle, objeto da presente invenção, foi desenvolvido a partir de pesquisas que visavam principalmente evitar a ocorrência de perda de carga localizada numa única seção transversal da válvula (um único orifício).

10 Nesta invenção, a perda de carga é distribuída no comprimento de um canal helicoidal bastante longo, que caracteriza a configuração construtiva do novo dispositivo obturador para válvulas proposto. A dita configuração construtiva ainda garante ao fluxo multifásico, ao deixar esse novo dispositivo, uma velocidade de rotação elevada, que é multiplicada ao longo do corpo da válvula tipo ciclônica pela geometria cônica desse
15 corpo.

A Figura 1 mostra uma vista em corte da disposição construtiva proposta para o dispositivo (1) obturador para uso em válvulas objeto da atual invenção.

20 Como pode ser facilmente identificado na figura, o dispositivo compreende basicamente uma sede (10) e um obturador (20) que operam por meio de uma interferência contínua entre seus elementos.

A sede (10) é um orifício de comprimento (C) que apresenta uma configuração em forma de tronco de cone, iniciada por uma abertura de diâmetro menor (D1) e finalizada por uma abertura de diâmetro maior (D2).
25 Preferencialmente o fluxo da corrente ocorre no sentido (D1) para (D2).

A superfície interna (11) da sede (10) apresenta-se inclinada em relação ao eixo do dispositivo (1) obturador para válvulas, sendo provida por pelo menos um sulco (12) disposto helicoidalmente em passo constante, de uma extremidade a outra da dita sede.

30 Pode-se perceber na Figura 1 que apesar da profundidade do sulco

(12) variar a cada passo em relação à superfície interna (11) da sede, ao longo de toda sua extensão o ponto mais profundo de cada seção do dito sulco está a uma distância constante do eixo principal do dispositivo (1) obturador para válvulas.

5 O obturador (20) por sua vez tem a forma de um bujão cônico de comprimento (c') iniciado com um diâmetro menor ($d1$) e finalizado com um diâmetro maior ($d2$), ambos respectivamente menores do que os diâmetros ($D1$) e ($D2$) da sede (10). A extremidade final do obturador (20) preferencialmente apresenta um acabamento (21) com conformação
10 cônico-ovalada, de forma a oferecer à corrente de fluidos um perfil hidrodinâmico.

A superfície (22) do obturador (20) apresenta-se inclinada em relação ao eixo do dispositivo (1) obturador para válvulas, sendo provida por pelo menos uma hélice em ressalto (23) disposta helicoidalmente em
15 passo constante, de uma extremidade a outra do dito obturador.

Pode-se perceber também em relação a este componente que apesar da altura da hélice em ressalto (23) variar a cada passo em relação à superfície (22) do obturador, o ponto mais extremo de cada seção da dita hélice, ao longo de toda sua extensão, está a uma distância constante
20 do eixo principal do dispositivo (1) obturador para válvulas.

Desse modo o obturador (20) é capaz de se acoplar à sede (10) pela interseção dos seus respectivos componentes: a hélice em ressalto (23) disposta helicoidalmente no obturador (20) e o sulco (12), disposto helicoidalmente na sede (10).

25 As Figuras 2 e 3 apresentam o dispositivo (1) obturador para válvulas em duas perspectivas diferentes, e, combinado com os outros componentes que formam o corpo de uma válvula. A Figura 2 mostra o dispositivo (1) obturador para válvulas em sua posição mais aberta, e a Figuras 3 em sua posição fechada.

30 O fluido penetra na válvula pelo orifício de entrada (2) e atinge,

através de um canal (K), a extremidade inicial do dispositivo (1) obturador para válvulas. Neste ponto o fluido multifásico acessa e preenche o espaço interno da sede (10) através da sua abertura de diâmetro menor (D1), em seguida alcançando a primeira porção do obturador (20), que tem
5 a função, associado por interferência à sede, de controlar o fluxo e a pressão.

Observando-se em conjunto as Figuras 1, 2 e 3, pode-se melhor compreender o funcionamento do dispositivo (1) obturador para válvulas.

A porção inicial do dito obturador alcançada pelo fluido multifásico é
10 sua primeira seção da hélice em ressalto (23), mais especificamente a primeira seção da face de entrada (24) da dita hélice em ressalto.

Como melhor revela o detalhamento da Figura 1, o fluido ao atingir este ponto é forçado a penetrar através de um canal (30) de formato helicoidal e de seção variável, composto e conformado: pela face de
15 entrada (24) e a face de saída (25) adjacentes da dita hélice em ressalto (23), a superfície interna (11) da sede entre os passos adjacentes do sulco (12), e a superfície (22) do obturador entre os passos adjacentes da hélice em ressalto (23).

Pode-se perceber que o canal (30) helicoidal de seção variável tem
20 sua entrada formada em uma extremidade do obturador (20) se estendendo helicoidalmente ao longo do comprimento do dito obturador, enquanto houver interferência entre hélice em ressalto (23) do obturador e o sulco (12) da sede (10).

É também revelado e compreendido pelas Figuras 1, 2 e 3, que o
25 canal (30) helicoidal de seção variável tem sua restrição à corrente de fluido alterada conforme o posicionamento do obturador (20) em relação à sede (10).

Quanto mais próxima estiver à extremidade de entrada do obturador (20) da extremidade de entrada da sede (10), mais próximas estarão às
30 superfícies (22) do obturador (20) e a superfície (11) da sede (10). Como o

passo da hélice em ressalto (23) é constante não haverá modificação no afastamento das faces (24) de entrada e (25) de saída adjacentes da dita hélice em ressalto (23), só será alterado o afastamento entre as ditas superfícies (22) e (11), alterando, portanto, a área da seção transversal do canal (30) helicoidal de seção variável.

Alterando-se a área da seção transversal do canal (30) helicoidal de seção variável disponível para a condução do fluido, conseqüentemente altera-se a restrição à passagem do fluido.

Para uma mesma vazão de entrada do fluido, quanto maior a restrição imposta pelo dispositivo (1) obturador para válvulas, maior a velocidade de passagem do fluido por dentro do canal (30) helicoidal de seção variável, logo, maior será a perda de carga.

O aumento de perda de carga é alcançado por um aumento da velocidade de passagem do fluido dentro do canal (30) helicoidal de seção variável. Esse aumento da velocidade também contribui para o aumento da energia cinética de rotação imposta ao fluido no interior da válvula, contribuindo para separar as fases.

As Figuras 4A, 4B e 4C ilustram esquematicamente que ao se impor a uma partícula qualquer uma trajetória rotacional (Figura 4A) dentro de um circuito helicoidal, sua velocidade pode ser decomposta em dois componentes vetoriais: um componente de menor magnitude que é o axial, na direção do eixo da válvula (Figura 4B), e um componente de maior magnitude que é o tangencial, normal ao eixo da válvula, (Figura 4C) Quanto maior a velocidade imposta a esta partícula no canal helicoidal, maior será o componente tangencial (Figura 4C), gerando, simultaneamente, maior perda de carga e maior separação das fases que compõem um fluido multifásico.

Vale ressaltar que a perda de carga é gerada ao longo de um longo canal, com o escoamento sob total controle, e não mais em um único ponto ou seção, que gerava turbulência no escoamento e emulsificações.

O dispositivo (1) obturador para válvulas também provê, proporcionalmente ao aumento de perda de carga, um aumento no giro de saída do fluido, descarregando-o dentro do corpo cônico de uma válvula cliclônica já com o sentido de rotação orientado e as fases já em
5 separação, e sem emulsificações ou turbulências.

Como já foi dito anteriormente, em uma variação construtiva do dispositivo (1) obturador para válvulas apresentado nas Figuras 1, 2 e 3, pode-se ter mais de um canal (30) helicoidal de seção variável dispostos paralelamente.

10 Mas outras variações construtivas podem ser obtidas a partir do princípio de perda de carga revelado pela configuração construtiva preferida, apresentada por meio da Figura 1.

As Figuras 5 e 6 revelam uma variação construtiva do dispositivo (1) obturador para uso em válvulas em uma vista em corte longitudinal.

15 A Figura 5 apresenta um obturador com o corpo cilíndrico (20'), sendo sua superfície externa (22') paralela à superfície interna (11') de um elemento cilíndrico, como por exemplo, o próprio corpo de válvula. Ambas as superfícies são alinhadas ao eixo do dispositivo (1) obturador para válvulas.

20 Nesta configuração a sede (10') é composta por um elemento helicoidal e afixada ao corpo da válvula por um meio qualquer de fixação (4). O corpo da sede (10') é disposto impressado entre a superfície externa (22') do obturador e a superfície interna (11'), formando um canal (30') helicoidal de seção variável.

25 Um dispositivo de controle (3) pode comprimir a extremidade livre do corpo da sede (10') alterando o afastamento das faces de entrada (24') e de saída (25'), adjacentes, do dito corpo de sede (10'). No entanto como a superfície externa (22') do obturador de corpo cilíndrico (20') é paralela à superfície interna (11') do corpo de válvula, a variação da restrição desta
30 configuração construtiva será determinada somente pelo grau de

afastamento das faces de entrada (24') e de saída (25'), adjacentes, do dito corpo de sede (10').

A Figura 6 apresenta o mesmo dispositivo (1) da Figura 5 com um maior grau de restrição. Pode-se perceber que esta variação construtiva, além de obedecer aos mesmos princípios já apresentados provê um canal capaz de variar não somente a área da seção do canal (30'), mantendo a sua extensão total fixa, mas também, variar o passo e o ângulo do canal helicoidal.

A variação do ângulo do canal helicoidal, com a compressão do helicóide desta nova sede, faz com que aumente o componente tangencial da velocidade do fluido, ao mesmo tempo em que é reduzido o componente axial. Isso contribui para aumentar mais o efeito centrífugo sobre a corrente em escoamento pelo canal helicoidal, favorecendo ainda mais a separação.

A Figura 7 revela outra possibilidade construtiva, em que a restrição à passagem do fluido é alcançada por uma série de pás (6) com formato helicoidal de mesmo passo, dispostas em pilha e centralizadas por um eixo de comando (5) central. O eixo de comando (5) é capaz de alterar o posicionamento radial de uma ou mais pás (6) de modo que quanto próximas forem as faces de entrada (24'') e de saída (25'') de pás adjacentes, maior será a restrição à corrente de fluido. Esta configuração construtiva também imprime ao fluido um aumento da velocidade de rotação, proporcionando a perda de carga.

A Figura 8 revela mais uma alternativa construtiva que também oferece uma restrição à passagem do fluido e perda de carga com o aumento da velocidade de rotação. Nesta configuração o fluido é direcionado para dentro de uma série de tubos (40) de diâmetros iguais ou diferentes, que são dispostos helicoidalmente em torno de um obturador de corpo cilíndrico (20'). A série de tubos (40) é afixada dentro do corpo da válvula por um meio qualquer de fixação (4), e pode ter seu passo alterado

por um dispositivo de controle (3), como por exemplo, hastes.

Meios de controle (não detalhado na figura) podem liberar ou fechar independentemente os acessos a cada um dos tubos (40) que compõem esta alternativa construtiva do dispositivo (1) obturador para válvulas.

5 As configurações construtivas reveladas pelas Figuras 7 e 8 apresentam as mesmas vantagens da configuração das reveladas pelas Figuras 5 e 6, ou seja, de permitir variação do passo e ângulo do canal helicoidal.

10 Opcionalmente, qualquer das configurações construtivas descritas até o momento, pode ser adaptada para funcionar em válvulas do tipo fluxo reverso, como por exemplo, a configuração construtiva apresentada na Figura 9. Esta se baseia totalmente na configuração construtiva preferida e revelada pela Figura 2. No entanto, apresenta como diferença apenas o núcleo do obturador (20"), o qual é provido com um canal (27)
15 que oferece o retorno do fluido que já passou pelo corpo principal da válvula de controle reverso.

20 Deve-se deixar salientado que uma das vantagens do dispositivo (1) obturador para válvulas é a possibilidade de obter a quebra da pressão na linha sem que o dispositivo de restrição gere turbulência no escoamento, e, conseqüente, emulsificação das fases de um fluido multifásico.

25 As vantagens do dispositivo (1) obturador para válvulas não se restringem a esta capacidade. Ele também garante, pelo aumento da velocidade de rotação do fluido nos seus canais helicoidais, o início do processo de separação das fases, além de dispensar a corrente de fluido no interior de uma válvula ciclônica com um alto componente de giro, melhorando o desempenho desta.

E finalmente, também ficam evidenciadas as extensas faixas de pressões com a qual uma válvula de controle pode trabalhar sem gerar emulsificações, quando dotada com o dispositivo proposto.

30 A invenção foi aqui descrita com referência sendo feita à suas

concretizações preferidas. Deve, entretanto, ficar claro, que a invenção não está limitada a essas concretizações, e aqueles com habilidades na técnica irão imediatamente perceber que alterações e substituições podem ser feitas dentro deste conceito inventivo aqui descrito.

REIVINDICAÇÕES

1- DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE CONTROLE, consistindo de um obturador e uma sede, caracterizado

- 5 por os seus elementos básicos, sede (10) e um obturador (20), operarem por meio de uma interferência contínua; a dita sede (10) compreende um orifício de comprimento (C) que apresenta uma configuração em forma de tronco de cone, iniciada por uma abertura de diâmetro menor (D1) e finalizada por uma abertura de diâmetro maior (D2); a superfície interna (11) da sede (10) apresenta-se inclinada em
- 10 relação ao eixo do dispositivo (1) obturador para válvulas, sendo provida por pelo menos um sulco (12) disposto helicoidalmente em passo constante, de uma extremidade a outra da dita sede; a profundidade do sulco (12) varia a cada passo em relação à superfície interna (11) da sede, no entanto o ponto mais profundo de cada seção do dito sulco, ao
- 15 longo de toda sua extensão, está a uma distância constante do eixo principal do dispositivo (1) obturador para válvulas; o obturador (20) por sua vez tem a forma de um bujão cônico de comprimento (C') iniciado com um diâmetro menor (d1) e finalizado com um diâmetro maior (d2), ambos respectivamente menores do que o diâmetro menor (D1) e o
- 20 diâmetro maior (D2) da sede (10); a extremidade final do obturador (20) preferencialmente apresenta um acabamento (21) com conformação cônico-ovalada; a superfície (22) do obturador (20) apresenta-se inclinada em relação ao eixo do dispositivo (1) obturador para válvulas, sendo provida por pelo menos uma hélice em ressalto (23), disposta
- 25 helicoidalmente em passo constante, de uma extremidade a outra do dito obturador; a altura da hélice (23) varia a cada passo em relação à superfície (22) do obturador, no entanto o ponto mais extremo de cada seção da dita hélice, ao longo de toda sua extensão, está a uma distância constante do eixo principal do dispositivo (1) obturador para
- 30 válvulas; a interferência entre o sulco (12) e a hélice em ressalto (23)

formam um canal (30) de formato helicoidal e de seção variável; o dito canal é composto e conformado pela face de entrada (24) e a face de saída (25), adjacentes, da dita hélice em ressalto (23), a superfície interna (11) da sede entre os passos adjacentes do sulco (12) da sede (10), e a superfície (22) do obturador entre os passos adjacentes da hélice em ressalto (23).

2- DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE CONTROLE, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado por impor ao fluido uma trajetória rotacional dentro de um canal em circuito helicoidal, cuja área de seção transversal e o comprimento podem ser fixos ou variáveis, de modo que o aumento de perda de carga seja alcançado por um aumento da velocidade de passagem do fluido dentro do dito canal.

3- DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE CONTROLE, de acordo com a reivindicação 1 ou 2, caracterizado por o canal (30) helicoidal de seção variável ter sua entrada formada em uma extremidade do obturador (20) e se estender helicoidalmente ao longo do comprimento do dito obturador, enquanto houver interferência entre hélice em ressalto (23) do obturador e o sulco (12) da sede (10).

4- DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE CONTROLE, de acordo com a reivindicação 1 ou 2, caracterizado por o canal (30) helicoidal de seção variável ter sua restrição à corrente de fluido alterada conforme o posicionamento do obturador (20) em relação a sede (10).

5- DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE CONTROLE, de acordo com a reivindicação 1 ou 2, caracterizado por o passo da hélice em ressalto (23) ser constante, e a alteração de área da seção transversal do canal (30) helicoidal de seção variável ser obtida pela aproximação das superfícies externa (22) do obturador e interna (11) da sede (10), aproximando a extremidade de entrada do obturador

(20) da extremidade de entrada da sede (10).

6- DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE CONTROLE, de acordo com a reivindicação 1 ou 2, caracterizado por o dispositivo (1) obturador para válvulas prover, proporcionalmente ao aumento de perda de carga, um aumento no giro de saída do fluido, descarregando-o dentro do corpo cônico de uma válvula já com o sentido de rotação orientado e as fases já em separação, e sem emulsificações ou turbulências.

7- DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE CONTROLE, de acordo com a reivindicação 2, caracterizado por uma variação construtiva apresentar o obturador (20') com o formato cilíndrico, sendo sua superfície externa (22') paralela à superfície interna (11') de um elemento cilíndrico, como por exemplo, o próprio corpo de válvula; ambas as superfícies sendo alinhadas ao eixo do dispositivo (1) obturador para válvulas; a sede (10') é composta por um elemento helicoidal e afixada ao corpo da válvula por um meio qualquer de fixação (4); o corpo da sede (10') é disposto imprensado entre a superfície (22') do obturador e a superfície (11'), formando um canal (30') helicoidal de seção variável; um dispositivo de controle (3) comprimir a extremidade livre do corpo da sede (10') alterando o afastamento das faces de entrada (24') e de saída (25'), adjacentes, do dito corpo de sede (10').

8- DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE CONTROLE, de acordo com a reivindicação 2, caracterizado por apresentar uma variação construtiva em que a restrição à passagem do fluido ser alcançada por uma série de pás (6) com formato helicoidal de mesmo passo, dispostas em pilha e centralizadas por um eixo de comando (5) central; o eixo de comando (5) ser capaz de alterar o posicionamento radial de uma ou mais pás (6) de modo que quanto próximas forem as faces de entrada (24'') e de saída (25'') de pás

adjacentes, maior será a restrição à corrente de fluido.

9- DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE

CONTROLE, de acordo com a reivindicação 2, caracterizado por

apresentar uma variação construtiva em que o fluido é direcionado para

5 dentro de uma série de tubos (40) de diâmetros iguais ou diferentes,

que são dispostos helicoidalmente em torno de um obturador de corpo

cilíndrico (20'); a série de tubos (40) ser afixada dentro do corpo da

válvula por qualquer meio de fixação (4), e pode ter seu passo alterado

por um dispositivo de controle (3), como hastes; sendo que os meios de

10 controle pode liberar ou fechar independentemente os acessos a cada

um dos tubos (40).

10- DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS DE

CONTROLE, de acordo com a reivindicação 1 ou 2, caracterizado por

permitir que qualquer das configurações construtivas possa ser

15 adaptada para funcionar em válvulas de fluxo reverso, provendo apenas

o núcleo do obturador com um canal (27) que ofereça meios de retorno

do fluido que já passou pelo corpo principal da válvula de controle

reverso.

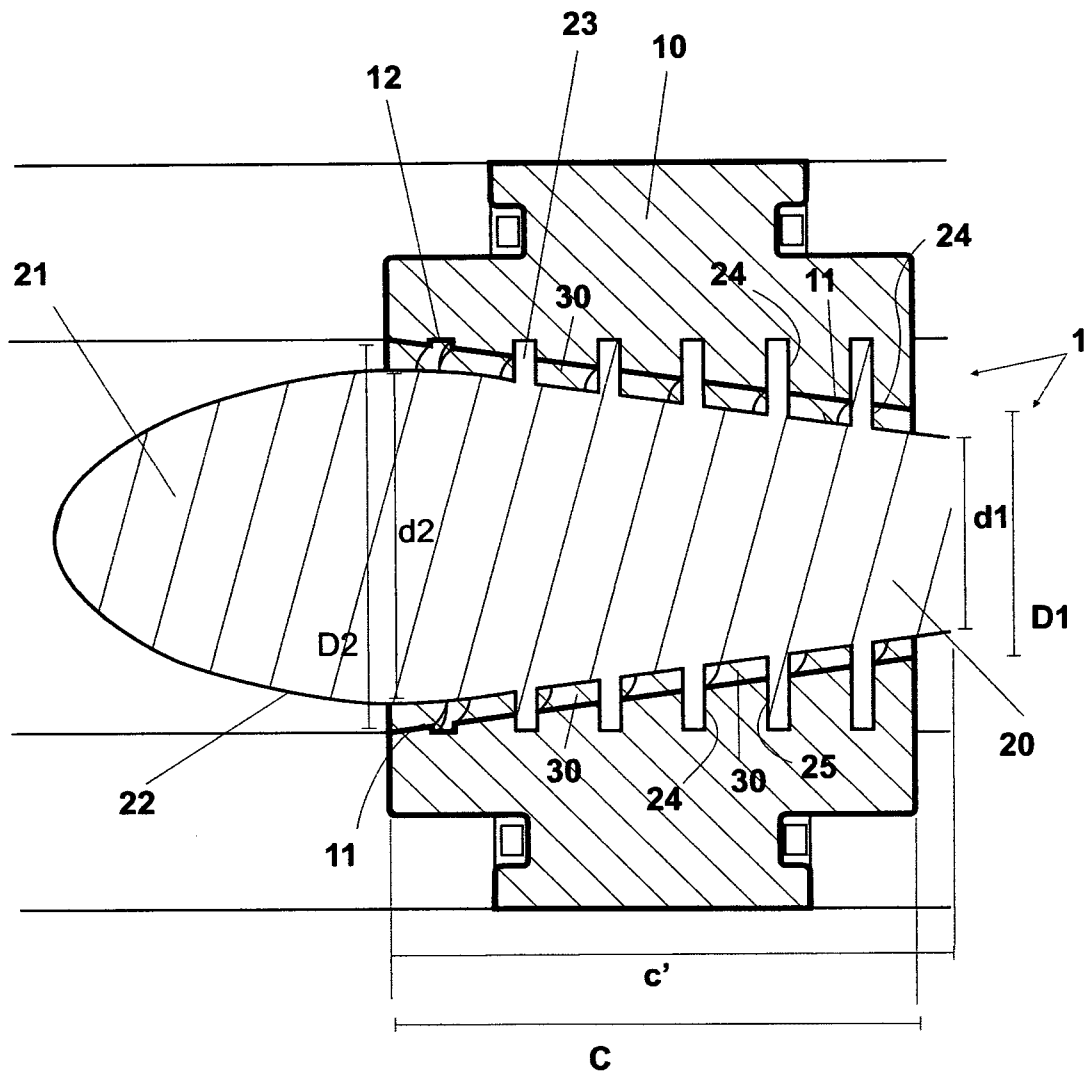


FIG. 1

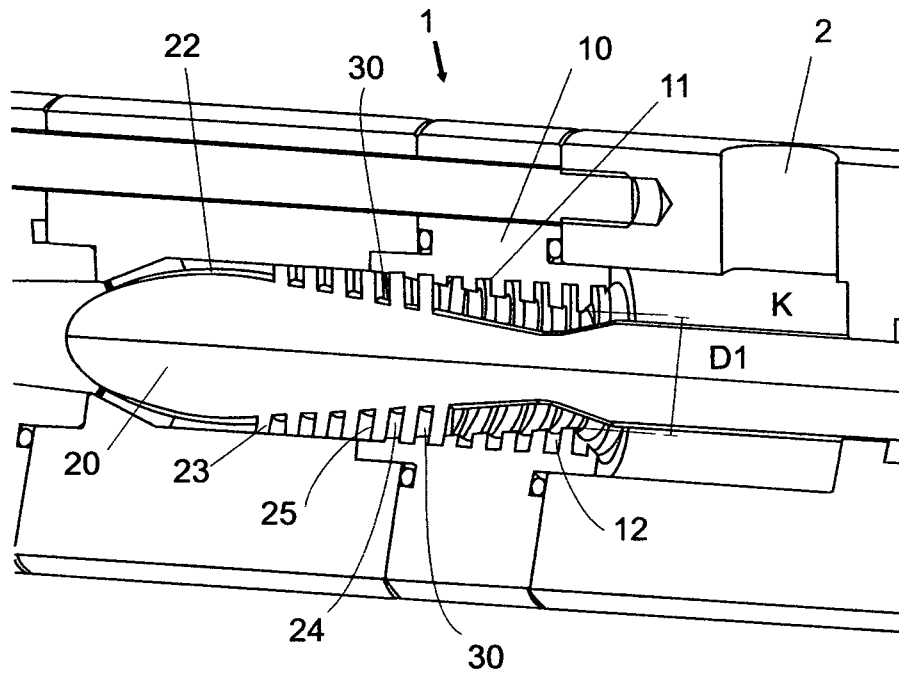


FIG. 2

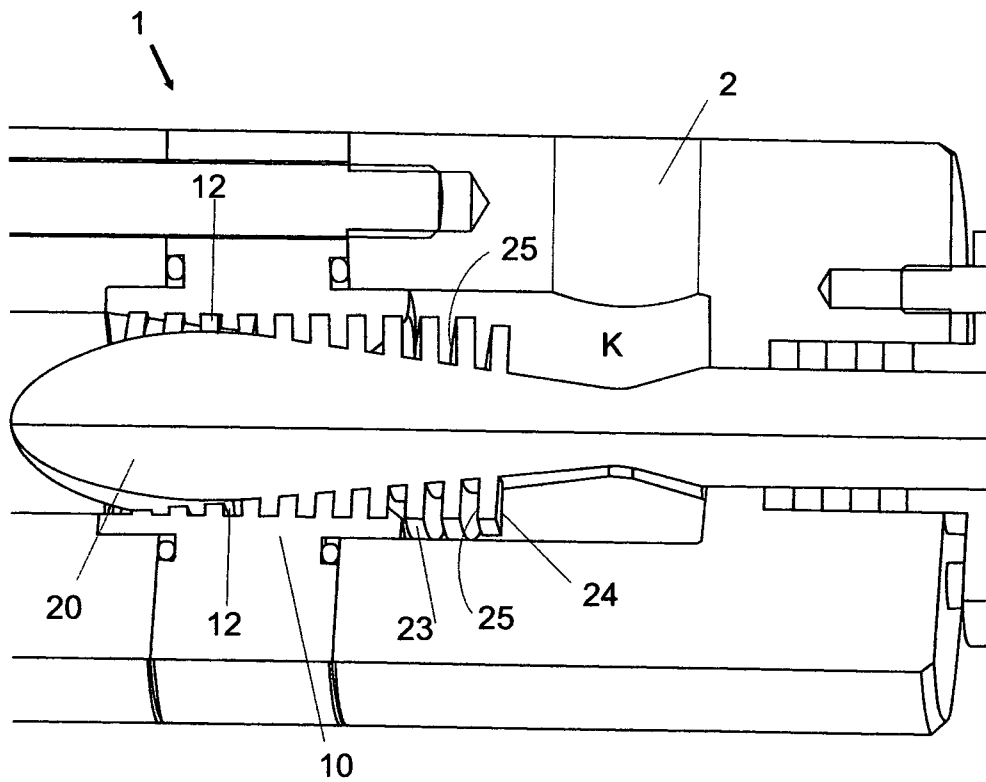


FIG. 3

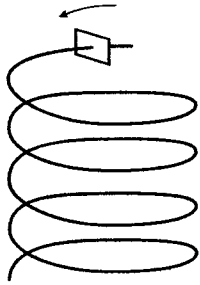


FIG. 4A

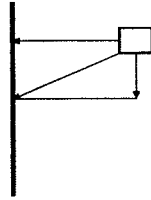


FIG. 4B

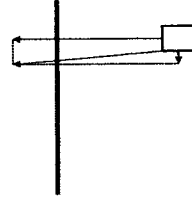


FIG. 4C

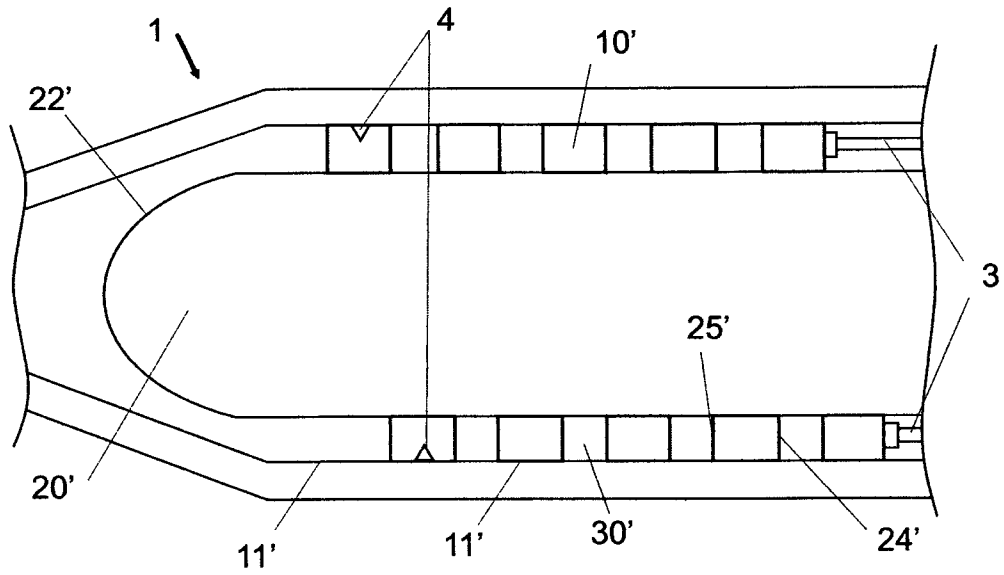


FIG. 5

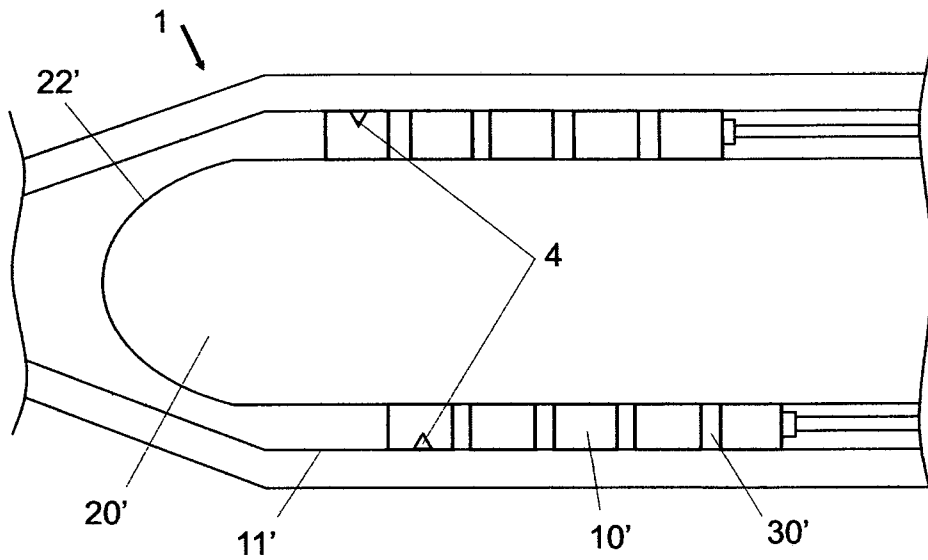


FIG. 6

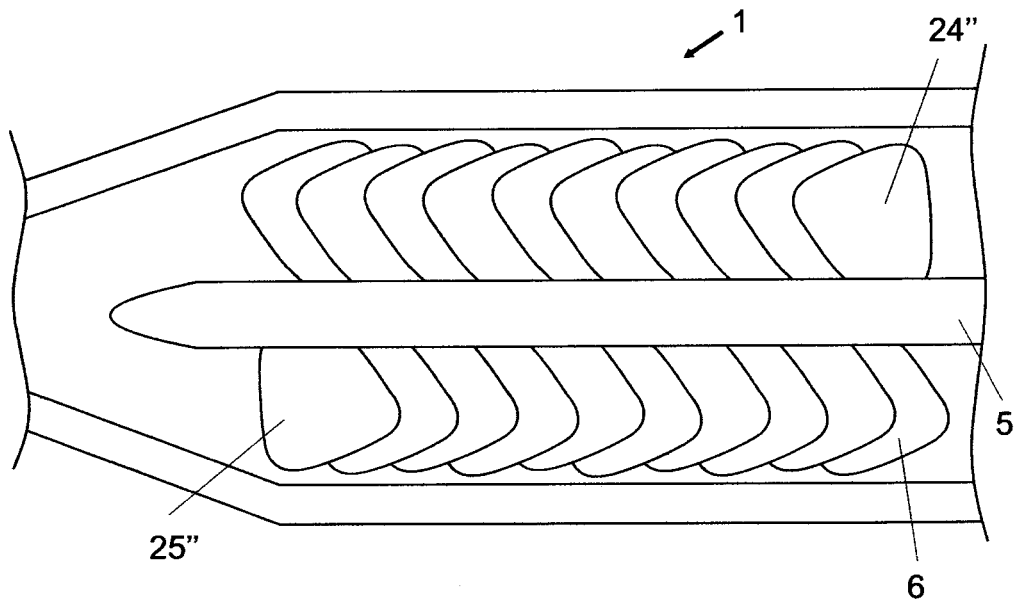


FIG. 7

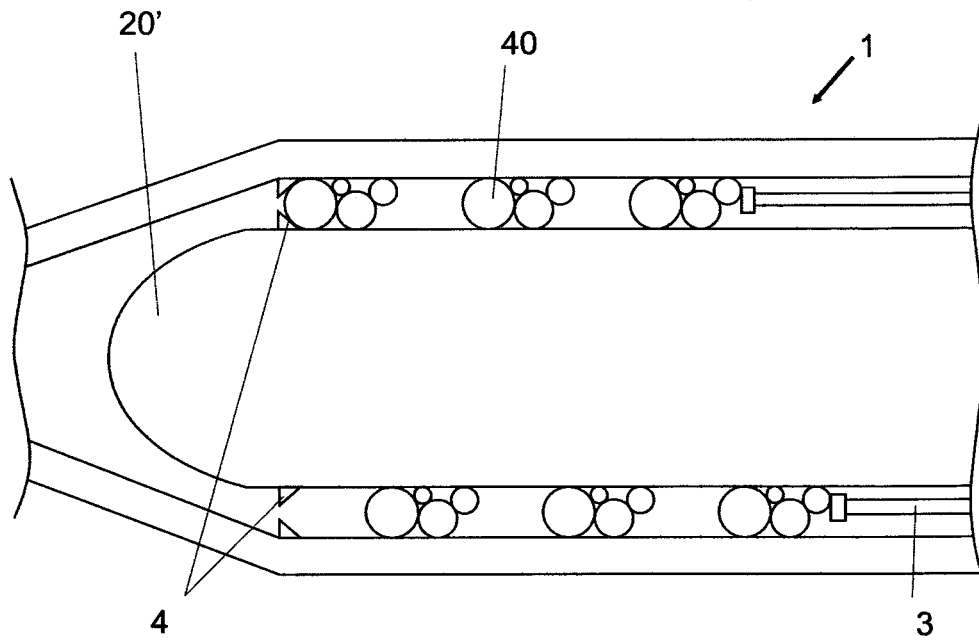


FIG. 8

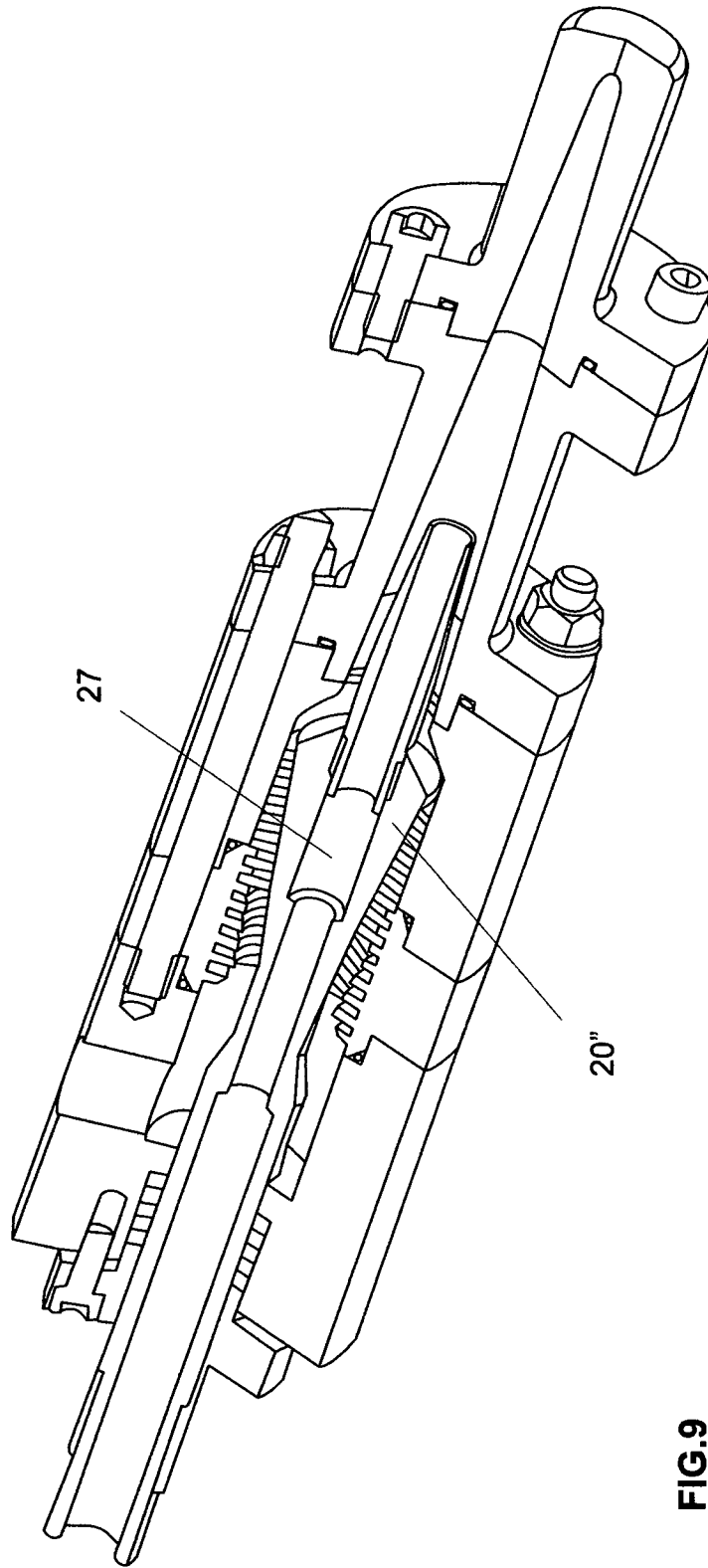


FIG.9

B 0904551-1

RESUMO**DISPOSITIVO OBTURADOR PARA USO EM VÁLVULAS
DE CONTROLE**

Refere-se a presente invenção a um dispositivo obturador / sede
5 para uso em válvulas de controle, que são rotineiramente utilizadas no
processamento primário de petróleo. O dispositivo é capaz de trabalhar
com grandes diferenciais de pressão e evitar a ocorrência de
emulsificações em fluidos multifásicos. O referido dispositivo evita que
ocorra turbulência pontual no interior dessas válvulas, além de intensificar
10 o resultado da redução das dispersões quando aplicado especificamente
em válvulas de controle tipo ciclônicas.

8 APENDICE B – PATENTE DO ACELERADOR HELICOIDAL PARA CENTRÍFUGAS DE FLUXO CONTÍNUO



República Federativa do Brasil
Ministério da Indústria, Comércio Exterior
e Serviços
Instituto Nacional da Propriedade Industrial

(21) BR 102016005412-5 A2

(22) Data do Depósito: 11/03/2016

(43) Data da Publicação: 20/03/2018



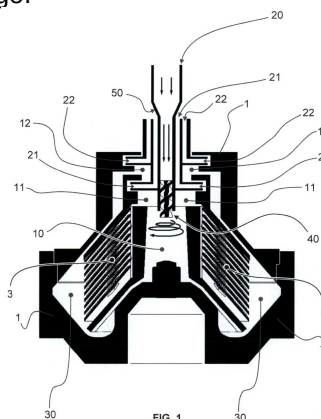
(54) Título: SEPARADOR CENTRÍFUGO

(51) Int. Cl.: B04B 5/00; B04B 1/00

(73) Titular(es): PETRÓLEO BRASILEIRO S.A.
- PETROBRAS, DELP ENGENHARIA
MECÂNICA S/A

(72) Inventor(es): MARCOS AURÉLIO DE
SOUZA; LEONARDO DOS SANTOS PEREIRA;
ALEXANDRE HARTMANN

(57) Resumo: SEPARADOR CENTRÍFUGO A presente invenção está relacionada a um dispositivo separador centrífugo para o processamento primário de petróleo. Nesse cenário, a presente invenção provê um separador centrífugo, compreendendo (i) uma câmara central (10), abastecida por um duto de alimentação (20), (ii) um dispositivo de imposição de rotação (40) posicionado no interior do duto de alimentação (20) e (iii) um meio para acelerar o fluxo (50) no interior do duto de alimentação (20) posicionado a montante do dispositivo de imposição de rotação (40). Assim, a presente invenção provê um separador centrífugo capaz de acelerar de forma eficiente o fluido no duto de alimentação (20) para que este adquira uma velocidade angular compatível com a alta velocidade de rotação da câmara central (10) rotativa. Isso evita a transição abrupta de velocidade entre o duto de alimentação (20) e a câmara central (10) e, consequentemente, o cisalhamento das gotas de fluido entrante no interior do separador centrífugo.



“SEPARADOR CENTRÍFUGO”

CAMPO DA INVENÇÃO

[0001] A presente invenção está relacionada a um dispositivo separador centrífugo para o processamento primário de petróleo.

FUNDAMENTOS DA INVENÇÃO

[0002] O processamento primário de petróleo constitui-se de operações de separação que objetivam obter cada um dos componentes do fluido de produção, proveniente do poço, separados e no grau de pureza necessário. Neste processo, são separados água, óleo, gases e particulados sólidos, componentes que estão inicialmente emulsionados no fluido supracitado.

[0003] Dentre os dispositivos mais conhecidos do estado da técnica para o processo de separação estão os separadores centrífugos, os quais compreendem uma pluralidade de discos cônicos giratórios dispostos paralelamente entre si, dispostos internamente a um envoltório. O fluido a ser separado é então introduzido no dispositivo, de modo que a rotação dos discos faz com que a fase líquida leve seja deslocada para uma porção mais próxima do seu eixo de rotação, enquanto a fase líquida pesada é deslocada para uma porção mais afastada do eixo de rotação do dispositivo, facilitando a separação e retirada desses líquidos.

[0004] Adicionalmente, em configurações alternativas desses dispositivos, podem-se encontrar meios para se retirar particulados sólidos e/ou gases do interior do envoltório.

[0005] Um dos separadores centrífugos mais utilizados na indústria para processamento primário de petróleo é o de fluxo contínuo, onde petróleo a ser separado é alimentado continuamente através de um duto central de alimentação. As fases separadas pelo separador centrífugo também são produzidas de forma contínua nos

respectivos dutos de saída.

[0006] O duto de alimentação é estático, ou seja, não rotaciona. Contrariamente, a câmara central do separador centrífugo, que recebe o fluido proveniente do duto de alimentação, está girando a uma alta velocidade, juntamente com as demais porções internas do separador centrífugo. Quando o fluido é alimentado, portanto, há uma aceleração abrupta do fluido que sai da parte estática, situação na qual não possui ainda movimento de rotação, e entra em contato com os elementos rotativos. Nesta condição, o gradiente de velocidade experimentado pelo fluido induz ao cisalhamento das partículas do fluido, formando gotas de tamanho menor quando comparado com o fluido originalmente alimentado. Esta redução do tamanho de gota do fluido afeta o processo de separação, tornando-o mais dificultoso visto que quanto menor o tamanho da partícula, mais difícil se torna a separação de fases. Portanto, o rendimento da máquina de separação de fases centrífuga é afetado negativamente.

[0007] Com o intuito de se minimizar o problema acima apresentado, algumas soluções podem ser encontradas no estado da técnica.

[0008] O documento EP2628544A1 revela um separador centrífugo para a separação de uma mistura de líquidos compreendendo múltiplas paletas montadas a montante de um dispositivo de entrada adaptado para provocar pré-rotação da mistura de líquido. Mais especificamente, o separador do documento EP2628544A1 compreende um rotor que é adaptado para ser rotativo com relação a um eixo de rotação. Uma câmara de entrada é formada no rotor. Um tubo de entrada estende-se para o interior do rotor. Uma abertura é formada na câmara de entrada para o fornecimento de uma mistura líquida de componentes. Um dispositivo de entrada é provido

de vários discos anulares, coaxiais com o rotor, para formar passagens para o líquido entre os discos. Múltiplas paletas são dispostas a montante do dispositivo de entrada para provocar uma pré-rotação da mistura de líquido, melhorando a qualidade da separação.

[0009] Entretanto, a técnica descrita no documento EP2628544A1 exige uma série de elementos adicionais, tais como discos anulares e paletas de pré-rotação. Além disso, o mecanismo empregado nesta técnica exige que a transição entre a porção estática e a porção rotativa seja realizada na porção inferior do separador centrífugo. Isso demanda modificações estruturais significativas no separador centrífugo, tal como a utilização de um duto de alimentação com um comprimento bem maior.

[0010] O documento US8328709B2 revela um aparelho para separação de fluidos compreendendo um dispositivo para aceleração rotacional provido a montante de um dispositivo de centrifugação, o dispositivo para aceleração rotacional sendo provido para que o fluido entrante no dispositivo de centrifugação adquira movimento rotacional. O dispositivo para aceleração rotacional compreende lâminas helicoidais, de modo que parte da velocidade axial do fluido é convertida em movimento de rotação. O dispositivo de centrifugação rotaciona a uma velocidade compatível com a velocidade de rotação do fluido, reduzindo tensões de cisalhamento na camada limite entre o fluido e o cilindro de rotação da centrífuga.

[0011] O documento US1906457A, por sua vez, revela um dispositivo para alimentar líquidos em um separador centrífugo, com o intuito de se reduzir ao máximo o gradiente de velocidades entre uma câmara de alimentação e uma câmara de separação. O dispositivo do documento US1906457A é compreendido no interior de um tubo de

alimentação, relativamente estacionário, o tubo de alimentação sendo adaptado para descarregar líquido no interior de uma câmara de recepção rotativa. O dispositivo é provido na parte inferior do tubo de alimentação e compreende uma série de ranhuras helicoidais providas no sentido de rotação da centrífuga. Assim, o líquido, ao atravessar o referido dispositivo, adquire velocidade rotacional compatível com a velocidade de rotação da centrífuga antes de adentrar a mesma

[0012] Entretanto, as técnicas apresentadas nos documentos US8328709B2 e US1906457A não são eficientes em separadores centrífugos de alta rotação. A simples utilização de um dispositivo estático para rotacionar o fluido não é suficiente para se imprimir uma rotação compatível com um separador centrífugo que funciona em alta rotação angular.

[0013] Assim, fica claro que o estado da técnica carece de um separador centrífugo que seja capaz de minimizar de forma eficiente a aceleração abrupta do fluido na transição entre o duto de alimentação e a câmara central rotativa.

[0014] Como será melhor detalhado abaixo, a presente invenção visa a solução dos problemas do estado da técnica acima descritos de forma prática, eficiente e com um baixo custo.

SUMÁRIO DA INVENÇÃO

[0015] A presente invenção tem por objetivo principal prover um separador centrífugo que seja capaz de acelerar de forma eficiente o fluido no duto de alimentação para que este adquira uma velocidade angular compatível com a alta velocidade de rotação da câmara central rotativa, minimizando os efeitos de cisalhamento no fluido.

[0016] De forma a alcançar o objetivo acima descrito, a presente invenção provê separador centrífugo compreendendo (i) uma câmara central abastecida por um duto de alimentação, (ii) um

dispositivo de imposição de rotação posicionado no interior do duto de alimentação e (iii) um meio para acelerar o fluxo no interior do duto de alimentação posicionado a montante do dispositivo de imposição de rotação.

BREVE DESCRIÇÃO DAS FIGURAS

[0017] A descrição detalhada apresentada adiante faz referência às figuras anexas e seus respectivos números de referência.

[0018] A **figura 1** ilustra uma vista em corte do separador centrífugo de acordo com uma concretização preferencial da presente invenção.

[0019] A **figura 2** ilustra uma vista em corte detalhada de um duto de alimentação do separador centrífugo contendo em seu interior um dispositivo de imposição de rotação.

DESCRIÇÃO DETALHADA DA INVENÇÃO

[0020] Preliminarmente, ressalta-se que a descrição que se segue partirá de uma concretização preferencial da invenção. Como ficará evidente para qualquer técnico no assunto, no entanto, a invenção não está limitada a essa concretização particular.

[0021] A **figura 1** ilustra uma vista em corte do separador centrífugo de acordo com uma concretização preferencial da presente invenção. Tal figura contempla um conjunto formado por: uma câmara central **10**, abastecida por um duto de alimentação **20**; uma câmara de separação **30** contendo uma pilha de discos cônicos **3**; uma primeira câmara de recuperação **11** em comunicação com um primeiro duto de recuperação de fase leve **21** (líquida e/ou gasosa); e uma segunda câmara de recuperação **12** em comunicação com um segundo duto de recuperação de fase líquida pesada **22**.

[0022] Como pode ser observado, os dutos de alimentação **20**,

de recuperação de fase leve **21** e de recuperação de fase líquida pesada **22** são concêntricos, sendo o primeiro posicionado internamente com relação aos demais e o último posicionado externamente com relação aos demais.

[0023] Segundo a configuração preferencial descrita, o separador centrífugo da presente invenção compreende um envoltório rotativo **1** que define os limites dimensionais do equipamento.

[0024] A câmara central **10**, através de sua porção inferior, se comunica de maneira fluida com a câmara de separação **30**. Adicionalmente, a câmara de separação **30** está em comunicação fluida com a câmara de recuperação **12**.

[0025] De forma a se evitar a aceleração abrupta do fluido na transição entre o duto de alimentação **20** e a câmara central **10** rotativa, um dispositivo de imposição de rotação **40** é provido no duto de alimentação **20**, nas proximidades de sua extremidade inferior. O dispositivo de imposição de rotação **40**, posicionado no duto de alimentação **20** imediatamente a montante da entrada na câmara central **10**, impõe movimento de rotação no fluido entrante no sentido de rotação do separador centrífugo para que este adquira velocidade angular antes de adentrar a câmara central **10** rotativa.

[0026] O dispositivo de imposição de rotação **40**, ilustrado em detalhes na vista isométrica em corte da **figura 2**, é preferencialmente um dispositivo helicoidal dotado de um eixo central **42** compreendendo um helicóide **44** contínuo ao seu redor.

[0027] Alternativamente, o dispositivo de imposição de rotação **40** pode ser um dispositivo dotado de um eixo central e uma pluralidade de hélices e/ou aletas independentes (não mostrado), de forma a imprimir um movimento giratório no fluido que está sendo alimentado.

[0028] Ainda de forma alternativa, o dispositivo de imposição de rotação **40** pode ser um conjunto de aletas fixadas diretamente à parede interna do duto de alimentação **20**, dispensando a necessidade de um eixo central (concretização não mostrada). As aletas devem ser configuradas de forma a impor um movimento rotacional no fluido, no sentido de rotação do separador centrífugo, quando o dito fluido é forçado a passar entre as referidas aletas.

[0029] Preferencialmente, o dispositivo de imposição de rotação **40** compreende um helicóide de passo fixo. Alternativamente, o dispositivo de imposição de rotação **40** compreende um helicóide de passo variável, onde o passo diminui no sentido de sua extremidade superior (por onde o fluido chega) para sua extremidade inferior (por onde o fluido sai), ao longo de todo o seu comprimento. A redução gradativa do passo faz com que o fluido possa ir ganhando velocidade angular aos poucos, na medida em que vai percorrendo o dispositivo de imposição de rotação **40**. Isso evita que o processo de cisalhamento possa vir a ocorrer no referido dispositivo de imposição de rotação **40**, mesmo que em um nível relativamente baixo.

[0030] Preferencialmente, o dispositivo de imposição de rotação **40** é um dispositivo estático com relação ao duto de alimentação **20**. Em outras palavras, o dispositivo de imposição de rotação **40** não rotaciona em relação ao duto de alimentação **20**. Assim, o fluxo de fluido entrante adquire uma velocidade angular apenas pela alteração da trajetória pela qual ele deve passar, a saber, uma trajetória helicoidal.

[0031] Alternativamente, o dispositivo de imposição de rotação **40** rotaciona com relação ao duto de alimentação **20**. Nessa configuração, o eixo central **44** pode ser mecanicamente acoplado a algum dispositivo gerador de torque, tal como um motor (não

mostrado). Tal dispositivo gerador de torque pode estar posicionado externamente ao separador centrífugo, acima do mesmo (configuração não mostrada). Assim, o eixo central do dispositivo de imposição de rotação **40** poderia se estender ao longo de todo o comprimento do duto de alimentação **20** até acima de sua extremidade superior, onde poderia estar localizado o referido dispositivo gerador de torque acoplado mecanicamente à extremidade do eixo central.

[0032] Alternativamente, o eixo central **44** pode ser mecanicamente acoplado ao eixo de rotação do próprio separador centrífugo (configuração não mostrada), que normalmente é acoplado ao envoltório rotativo **1** em sua extremidade central inferior. Nesse caso, seria interessante a utilização de um sistema de redução de velocidade para que a velocidade angular transmitida ao eixo central **44** – e consequentemente ao dispositivo de imposição de rotação **40** – seja mais baixa do que a velocidade angular dos demais componentes rotativos do separador centrífugo. Nessa configuração, o eixo central do dispositivo de imposição de rotação **40** poderia se estender ao longo de todo o comprimento da câmara central **10** até abaixo de sua extremidade inferior, onde o mesmo se acoplaria mecanicamente ao sistema de redução que, por sua vez, estaria acoplado ao eixo de rotação do separador centrífugo.

[0033] Preferencialmente, o sistema de redução empregado na presente invenção pode ser qualquer sistema de redução conhecido do estado da técnica, tal como um sistema de redução compreendendo engrenagens.

[0034] Assim, é possível impor uma determinada velocidade angular no dispositivo de imposição de rotação **40** para que seja potencializada a rotação do fluido antes da entrada na câmara central

10 rotativa. Nessa configuração alternativa, a velocidade angular no dispositivo de imposição de rotação **40** é preferencialmente mais baixa do que a velocidade angular dos demais componentes rotativos do separador centrífugo para evitar que o processo de cisalhamento ocorra no referido dispositivo de imposição de rotação **40**. Assim, imprime-se uma velocidade angular intermediária no fluido antes da entrada na câmara central **10**, reduzindo-se, conseqüentemente, o gradiente de velocidade angular entre o duto de alimentação **20** e a câmara central **10**.

[0035] A utilização de um dispositivo de imposição de rotação **40** eficiente (com um formato adequado) e/ou que seja capaz de potencializar o giro do fluido pelo fato de ser giratório (rotacionado pelo dispositivo gerador de torque) em um separador centrífugo de fluxo contínuo empregado no processamento primário de petróleo, que gira a uma velocidade muito alta, muitas vezes é insuficiente para se evitar ou minimizar de forma efetiva o efeito de cisalhamento das gotas de fluido na entrada da câmara central **10**.

[0036] Portanto, de forma a atender a essa demanda da indústria, buscou-se uma forma de se potencializar ainda mais a imposição de rotação ao fluido. Nesse cenário, identificou-se que o aumento da velocidade linear do fluido no duto de alimentação **20** potencializa o efeito imposição de rotação ao fluido promovido pelo dispositivo de imposição de rotação **40**. Entretanto, é sabido que o fluxo de fluido no duto de alimentação **20** deve respeitar um nível ótimo compatível com a capacidade de separação do separador centrífugo.

[0037] A solução alcançada pela presente invenção se deu através do aumento local da velocidade linear no interior do duto de alimentação **20**, sem alterar significativamente o fluxo de fluidos no

interior do separador centrífugo. Assim, o separador centrífugo da presente invenção compreende adicionalmente um meio para acelerar o fluxo no duto de alimentação **20**.

[0038] Preferencialmente, o meio para acelerar o fluxo no duto de alimentação **20** é uma redução de diâmetro de seção **50** no duto de alimentação **20** a montante do dispositivo de imposição de rotação **40**. Assim, pelo efeito Venturi, a velocidade local do fluido é aumentada significativamente na porção de menor diâmetro onde está localizado o dispositivo de imposição de rotação **40**.

[0039] Vale ressaltar que o meio para acelerar o fluxo no duto de alimentação **20** pode ser qualquer mecanismo conhecido no estado da técnica, tal como um ou mais impelidores posicionados no interior do duto de alimentação **20**. Assim, ressalta-se o fato de que os meios para acelerar o fluxo no duto de alimentação **20** não estão restritos ao exemplo ilustrado na **figura 1**.

[0040] Portanto, quanto maior for a redução de diâmetro maior será a velocidade linear do fluido na porção mais estreita do duto de alimentação **20**, onde estará posicionado o dispositivo de imposição de rotação **40**. Dessa forma, potencializar-se-á significativamente o efeito de rotação imposto ao fluido. Consequentemente, o efeito de cisalhamento das gotas do fluido será eliminado ou minimizado de forma eficiente.

[0041] Dessa forma, com base na descrição acima, a presente invenção provê um separador centrífugo capaz de acelerar de forma eficiente o fluido no duto de alimentação **20** para que este adquira uma velocidade angular compatível com a alta velocidade de rotação da câmara central **10** rotativa. Isso evita a transição abrupta de velocidade entre o duto de alimentação **20** e a câmara central **10** e, consequentemente, o cisalhamento das gotas de fluido entrante no

interior do separador centrífugo.

[0042] Inúmeras variações incidindo no escopo de proteção do presente pedido são permitidas. Dessa forma, reforça-se o fato de que a presente invenção não está limitada às configurações/concretizações particulares acima descritas.

REIVINDICAÇÕES

1. Separador centrífugo, compreendendo:
uma câmara central (10), abastecida por um duto de alimentação (20),
caracterizado por compreender adicionalmente:
um dispositivo de imposição de rotação (40) posicionado no interior do duto de alimentação (20); e
um meio para acelerar o fluxo (50) no interior do duto de alimentação (20) posicionado a montante do dispositivo de imposição de rotação (40).
2. Separador centrífugo, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado por o dispositivo de imposição de rotação (40) ser um dispositivo helicoidal dotado de um eixo central (42) compreendendo um helicoide (44) contínuo ao seu redor.
3. Separador centrífugo, de acordo com a reivindicação 2, caracterizado por o helicoide (44) do dispositivo de imposição de rotação (40) ser um helicoide de passo fixo ou variável ao longo do comprimento do dispositivo de imposição de rotação (40).
4. Separador centrífugo, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado por o dispositivo de imposição de rotação (40) ser um dispositivo dotado de um eixo central e uma pluralidade de hélices e/ou aletas independentes.
5. Separador centrífugo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 a 4, caracterizado por o dispositivo de imposição de rotação (40) ser estático com relação ao duto de alimentação (20).
6. Separador centrífugo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 a 4, caracterizado por o dispositivo de imposição de rotação (40) ser rotativo com relação ao duto de alimentação (20).
7. Separador centrífugo, de acordo com a reivindicação

6, caracterizado por o dispositivo de imposição de rotação (40) compreender um eixo central mecanicamente acoplado a um dispositivo gerador de torque.

8. Separador centrífugo, de acordo com a reivindicação 7, caracterizado por o dispositivo gerador de torque ser um de:

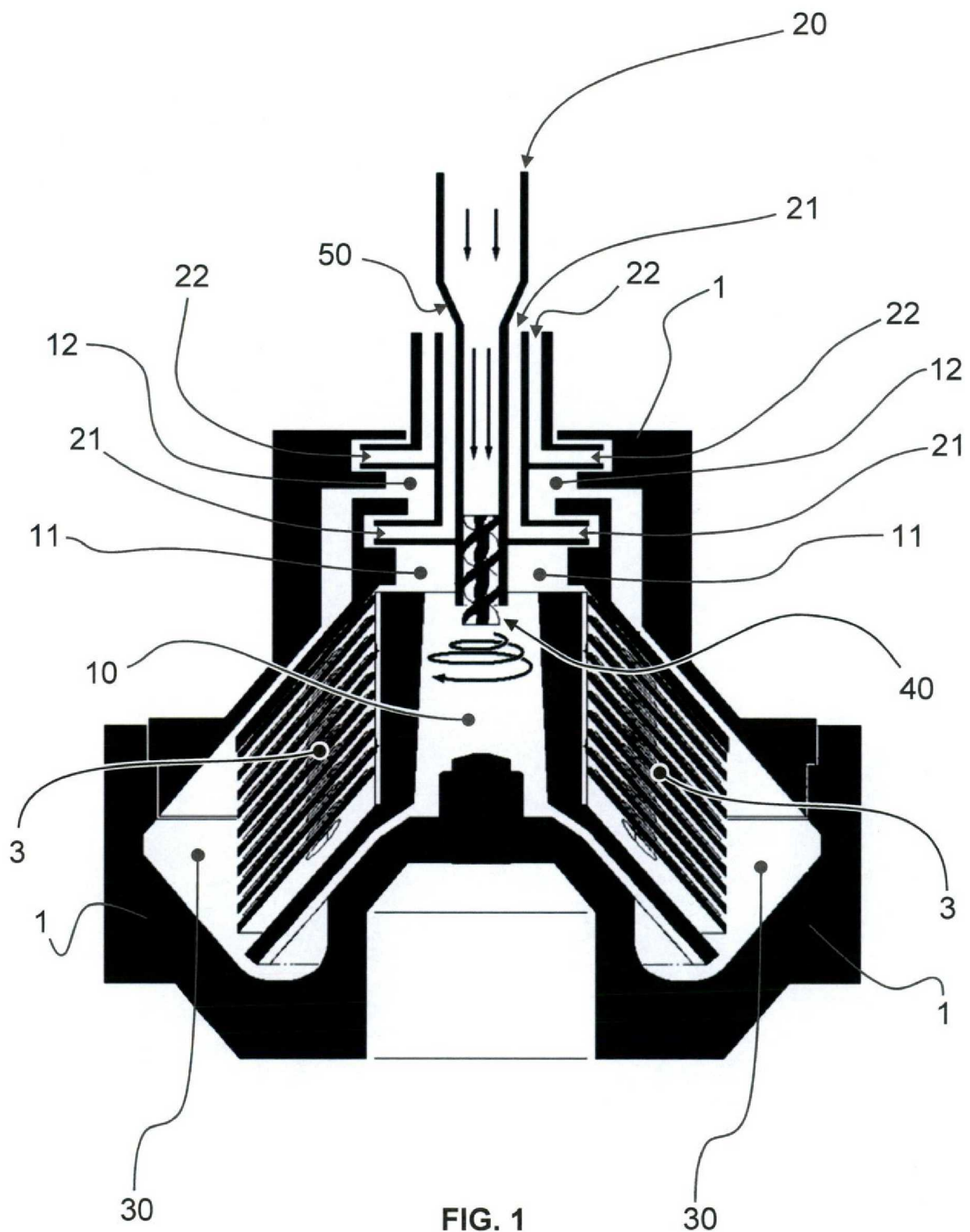
motor posicionado externamente ao separador centrífugo, acima do mesmo; e

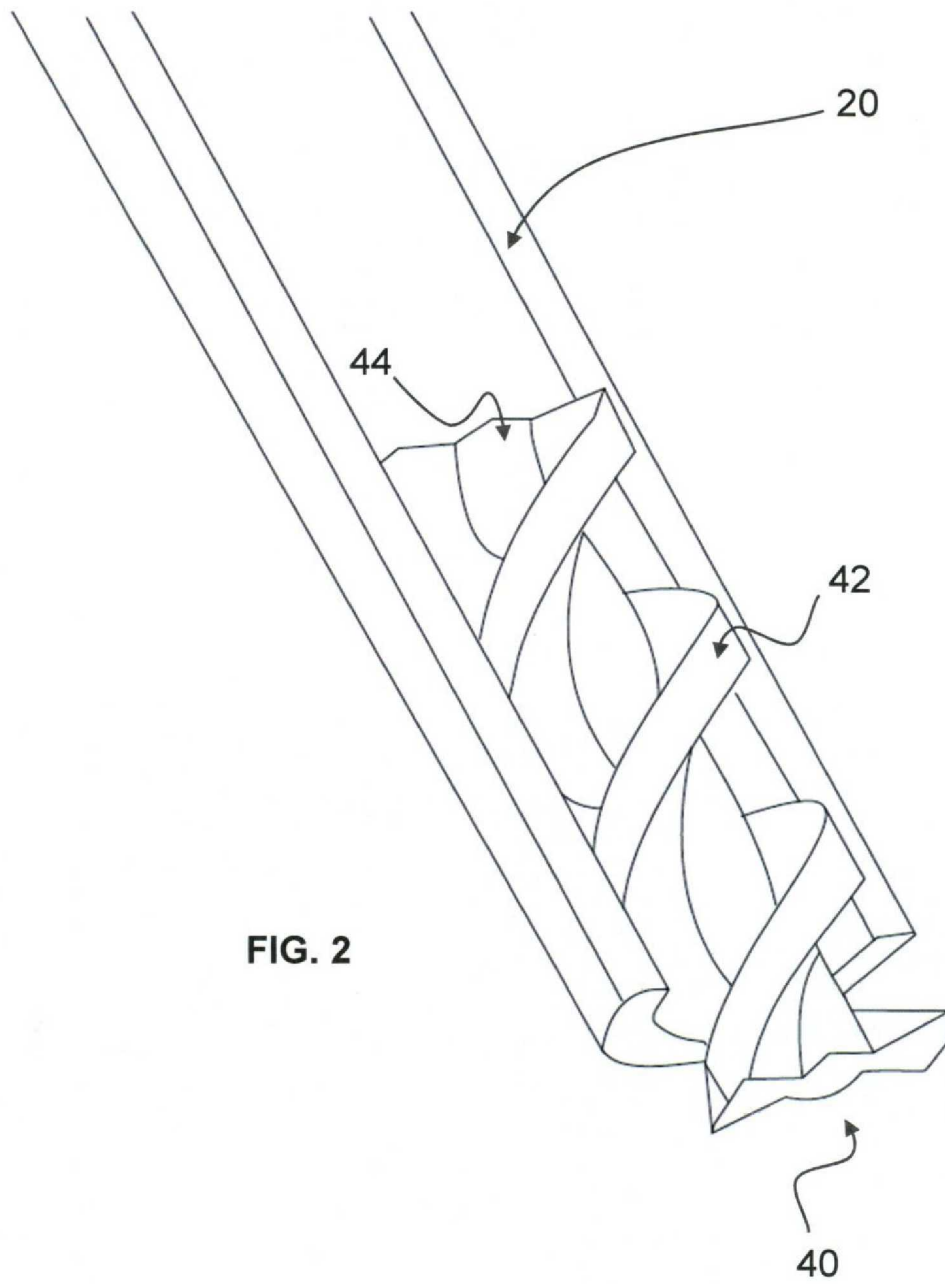
eixo de rotação do separador centrífugo em conjunto com um sistema de redução de velocidade angular.

9. Separador centrífugo, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado por o dispositivo de imposição de rotação (40) ser um conjunto de aletas fixadas diretamente à parede interna do duto de alimentação (20).

10. Separador centrífugo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 a 9, caracterizado por o meio para acelerar o fluxo (50) no interior do duto de alimentação (20) ser uma redução de diâmetro de seção (50) no duto de alimentação (20).

11. Separador centrífugo, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 a 9, caracterizado por o meio para acelerar o fluxo (50) no interior do duto de alimentação (20) ser pelo menos um impelidor posicionado no interior do duto de alimentação (20).





RESUMO“SEPARADOR CENTRÍFUGO”

A presente invenção está relacionada a um dispositivo separador centrífugo para o processamento primário de petróleo. Nesse cenário, a presente invenção provê um separador centrífugo, compreendendo (i) uma câmara central (10), abastecida por um duto de alimentação (20), (ii) um dispositivo de imposição de rotação (40) posicionado no interior do duto de alimentação (20) e (iii) um meio para acelerar o fluxo (50) no interior do duto de alimentação (20) posicionado a montante do dispositivo de imposição de rotação (40). Assim, a presente invenção provê um separador centrífugo capaz de acelerar de forma eficiente o fluido no duto de alimentação (20) para que este adquira uma velocidade angular compatível com a alta velocidade de rotação da câmara central (10) rotativa. Isso evita a transição abrupta de velocidade entre o duto de alimentação (20) e a câmara central (10) e, conseqüentemente, o cisalhamento das gotas de fluido entrante no interior do separador centrífugo.