

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA

CURSO DE ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA

VINÍCIUS THIAGO SCHLÖGEL SANTOS

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA FORÇA DE IMPACTO E DO COEFICIENTE DE
DESCARGA DE BOCAIS EJETORES UTILIZADOS NA PERFURAÇÃO DE POÇOS
DE PETRÓLEO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2014

VINÍCIUS THIAGO SCHLÖGEL SANTOS

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA FORÇA DE IMPACTO E DO COEFICIENTE DE
DESCARGA DE BOCAIS EJETORES UTILIZADOS NA PERFURAÇÃO DE POÇOS
DE PETRÓLEO**

Monografia de Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Industrial Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Admilson T. Franco

Coorientador: Prof. Dr. Rigoberto E. M. Morales

CURITIBA

2014

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "ESTUDO EXPERIMENTAL DA FORÇA DE IMPACTO E DO COEFICIENTE DE DESCARGA DE BOCAIS EJETORES UTILIZADOS NA PERFURAÇÃO DE POÇOS DE PETRÓLEO", realizado pelo aluno Vinícius Thiago Schlögel Santos, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Admilson T. Franco

DAMEC, UTFPR

Orientador

Prof. Dr. Paulo H. D. Santos

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Prof. Dr. Silvio L. M. Junqueira

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 27 de agosto de 2014.

DEDICATÓRIA

A todos aqueles que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho, especialmente aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, pelo amor, incentivo e apoio incondicional. Obrigado por nunca medirem esforços para que minha felicidade seja completa e por fazerem parte de mais essa conquista.

Ao meu irmão, que apesar de estar distante, sempre foi fonte de inspiração e exemplo.

À engenheira Laísa Cristina Krolikovski da Silva por todo o suporte, apoio e discussões que muito contribuíram ao projeto de pesquisa.

Ao amigo e colega Leonardo Della Giacoma Greca por toda a dedicação, apoio, companheirismo e ajuda ao longo de todo o projeto, até mesmo nos momentos em que tudo parecia estar errado.

Aos meus amigos e colegas de curso, por todos os momentos compartilhados nesses cinco anos de graduação.

Agradeço o apoio financeiro da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), da Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP), do Ministério da Ciência e Tecnologia (MCT) por meio do Programa de Recursos Humanos da ANP para o Setor Petróleo e Gás (PRH-ANP/MCT) e do Programa de Formação de Recursos Humanos da PETROBRAS (PRH10-UTFPR). O projeto não seria possível sem tal apoio.

Ao orientador do projeto, Prof. Dr. Admilson T. Franco, pela oportunidade de pesquisa na área e pelo suporte, orientação e dedicação, não somente durante a realização do projeto de conclusão de curso como no decorrer de todo o período em que fui bolsista de iniciação científica.

*“But remember this, Japanese boy...
airplanes are not tools for war. They are not
for making money. Airplanes are beautiful
dreams. Engineers turn dreams into reality.”*

Hayao Miyazaki

RESUMO

SANTOS, Vinícius T. S. Estudo experimental da força de impacto e do coeficiente de descarga de bocais ejetores utilizados na perfuração de poços de petróleo. 2014. 118 f. Monografia (Graduação em Engenharia Industrial Mecânica) – Programa de Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2014.

O estudo e determinação da força de impacto de jatos em formações rochosas e do coeficiente de descarga de bocais ejetores utilizados em brocas de perfuração são de fundamental importância para o processo de extração de petróleo, afetando a taxa de penetração da broca, a limpeza do poço e, conseqüentemente, os custos da operação. Este trabalho apresenta um estudo experimental para determinação e análise da força de impacto do jato e do coeficiente de descarga de um bocal ejetor, avaliando a influência de fatores como a distância do bocal ejetor à formação rochosa, a razão de contração do bocal ejetor e o regime do escoamento. Utiliza-se uma unidade experimental vertical construída com tubos de acrílico para representação do poço de petróleo e transdutores de pressão, dispostos ao longo do bocal ejetor e do fundo do poço, para aquisição dos dados referentes ao coeficiente de descarga e da força de impacto, respectivamente, para cada ensaio. Utilizou-se água como fluido de teste. Os valores de coeficiente de descarga encontrados se mostraram condizentes com o esperado, com erro máximo de 2% em relação aos resultados provenientes de simulação numérica em CFD, decrescendo com o aumento da razão de contração do bocal ejetor $\beta = D/d$. A força de impacto se mostrou máxima para a menor distância ao fundo do poço e inversamente proporcional ao diâmetro do bocal ejetor. A correlação proposta por Hall (1963) para a determinação do coeficiente de descarga apresentou diferença percentual de aproximadamente 9%, enquanto a correlação de Bourgoyne *et. al* (1991) para estimativa da força de impacto se mostrou insatisfatória, visto que não considera efeitos hidrostáticos do fluido, a área de impacto do jato e a altura do bocal ejetor até o fundo do poço.

Palavras-chave: bocal ejetor, força de impacto, estudo experimental, coeficiente de descarga, processo de perfuração.

ABSTRACT

SANTOS, Vinícius T. S. Estudo experimental da força de impacto e do coeficiente de descarga de bocais ejetores utilizados na perfuração de poços de petróleo. 2014. 118 f. Monografia (Graduação em Engenharia Industrial Mecânica) – Programa de Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2014.

The knowledge of turbulent flow pressure loss through the drill bit is fundamental for drilling optimization, since major discrepancies have been found between measured values and those predicted by models. The present paper examines the effect of the drill bit size, Reynolds number and distance between the drill bit and bottom-hole on the nozzle discharge coefficient and the jet's impact force on wellbore, with data compared to the current models and correlations, as well as CFD simulations. An experimental study was carried out in an acrylic vertical pipe with a sudden contraction and water as the working fluid. The experiment was conducted with 3 different drill bits and 4 different distances between wellbore and bit, while acquiring data with the usage of pressure transducers. A differential pressure transducer was placed on the up and downstream regions to measure pressure drop around the bit, in addition to one placed on the bottom-hole to determine the jet's impact force. Results show that the discharge coefficient decreases as the diameter ratio $\beta = D/d$ increases, with data nearly coinciding with that of the CFD. However, none of the correlations used were successful when estimating the discharge coefficient under the experiment's condition. The jet's impact force on the center of the bottom-hole increased significantly with smaller nozzles.

Keywords: sudden contraction, nozzle, drill bit, discharge coefficient, impact force.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Bocais ejetores de broca de perfuração PDC.	21
Figura 2 – Sistema de torre de perfuração	25
Figura 3 – Broca rabo de peixe.....	27
Figura 4 – Broca de Diamante Policristalino Compacto (PDC).....	27
Figura 5 – Broca tricônica com rolamento selado	28
Figura 6 – Ações de esmagamento, lascamento e raspagem.....	28
Figura 7 – Ilustração da ação do jato na limpeza de brocas	29
Figura 8 – Comportamento reológico de fluidos não newtonianos.....	32
Figura 9 – Diferentes tipos de bocais ejetores.....	33
Figura 10 – Contração abrupta do bocal ejetor.....	35
Figura 11 – Tomada de pressão estática.....	39
Figura 12 – Tomada de pressão de estagnação.....	40
Figura 13 – Esquema do circuito experimental.....	45
Figura 14 – Projeto conceitual da unidade experimental de testes.....	47
Figura 15 – Principais dimensões da unidade experimental.....	48
Figura 16 – Unidade experimental de avaliação de força de impacto e coeficiente de descarga de jato – a) CAD do projeto; b) fotografia da bancada, c) contração do bocal ejetor.	49
Figura 17 – a) Suporte da base, b) perfil estrutural de alumínio e c) estrutura final.	50
Figura 18 – Flanges superiores reguladores de altura.	51
Figura 19 – Redução para contração.	51
Figura 20 – Flange para suporte da tubulação de retorno do fluido.....	52
Figura 21 – Transdutores de pressão. a) diferencial 2051CD; b) manométrica 2051TG.....	53
Figura 22 – a) Peças prototipadas, b) conexão com mangueiras, c) e posicionamento em contrações	54

Figura 23 – Disposição das tomadas de pressão no fundo de poço. À esquerda: posicionamento dos furos; à direita: mangueiras instaladas.....	55
Figura 24 – Sistema de válvulas três-vias.	55
Figura 25 – Interface do programa elaborado em <i>LabVIEW</i> ®.....	57
Figura 26 – Esquema de um medidor mássico Coriolis.....	59
Figura 27 – Ensaio de estanqueidade	61
Figura 28 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2$ e $h = 50mm$	67
Figura 29 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2$ e $h = 100mm$	68
Figura 30 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2$ e $h = 150mm$	69
Figura 31 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2$ e $h = 200mm$	70
Figura 32 – Força de impacto vs. número de Reynolds para $\beta = 2$ e $h = 50mm$	73
Figura 33 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2,7$ e $h = 50mm$	75
Figura 34 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2,7$ e $h = 100mm$	76
Figura 35 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2,7$ e $h = 150mm$	77
Figura 36 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2,7$ e $h = 200mm$	78
Figura 37 – Pressão no fundo do poço vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 4$ e $h = 50mm$	81
Figura 38 – Pressão no fundo do poço vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 4$ e $h = 100mm$	82
Figura 39 – Pressão no fundo do poço vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 4$ e $h = 150mm$	83
Figura 40 – Pressão no fundo do poço vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 4$ e $h = 200mm$	84
Figura 41 – Comparação entre coeficientes de descarga e bocais ejetores.	87
Figura 42 – Comparação entre bocais ejetores e pressões para $Re = 70000$ e $h = 50mm$	89

Figura 43 – Comparação de pressões para $Re = 70000$ e $h = 200mm$ 89

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Constante k em função de β^{-1}	43
Tabela 2 – Casos estudados.	56
Tabela 3 – Resultados da contração $\beta = 2$ para $h = 50mm$.	67
Tabela 4 - Resultados da contração $\beta = 2$ para $h = 100mm$.	68
Tabela 5 - Resultados da contração $\beta = 2$ para $h = 150mm$.	69
Tabela 6 - Resultados da contração $\beta = 2$ para $h = 200mm$.	70
Tabela 7 – Incertezas totais de medição para contração $\beta = 2$.	71
Tabela 8 – Força de impacto para contração $\beta = 2$ e $h = 50mm$.	72
Tabela 9 - Força de impacto para contração $\beta = 2$ e $h = 100mm$	73
Tabela 10 - Força de impacto para contração $\beta = 2$ e $h = 150mm$.	74
Tabela 11 - Força de impacto para contração $\beta = 2$ e $h = 200mm$.	74
Tabela 12 - Resultados da contração $\beta = 2,7$ para $h = 50mm$.	74
Tabela 13 - Resultados da contração $\beta = 2,7$ para $h = 100mm$.	75
Tabela 14 - Resultados da contração $\beta = 2,7$ para $h = 150mm$.	76
Tabela 15 - Resultados da contração $\beta = 2,7$ para $h = 200mm$.	77
Tabela 16 – Incertezas totais de medição para contração $\beta = 2,7$.	78
Tabela 17 - Força de impacto para contração $\beta = 2,7$ e $h = 50mm$.	79
Tabela 18 - Força de impacto para contração $\beta = 2,7$ e $h = 100mm$.	79
Tabela 19 - Força de impacto para contração $\beta = 2,7$ e $h = 150mm$.	79
Tabela 20 - Força de impacto para contração $\beta = 2,7$ e $h = 200mm$.	80
Tabela 21 - Resultados da contração $\beta = 4$ para $h = 50mm$.	80
Tabela 22 - Resultados da contração $\beta = 4$ para $h = 100mm$.	81

Tabela 23 - Resultados da contração $\beta = 4$ para $h = 150mm$.	82
Tabela 24 - Resultados da contração $\beta = 4$ para $h = 200mm$.	83
Tabela 25 – Incertezas totais de medição para contração $\beta = 4$.	84
Tabela 26 - Força de impacto para contração $\beta = 4$ e $h = 50mm$.	85
Tabela 27 - Força de impacto para contração $\beta = 4$ e $h = 100mm$	85
Tabela 28 - Força de impacto para contração $\beta = 4$ e $h = 150mm$.	86
Tabela 29 - Força de impacto para contração $\beta = 4$ e $h = 200mm$.	86
Tabela 30 – Resumo dos coeficientes de descarga.	87
Tabela 31 – Correlação proposta para cálculo do coeficiente de descarga.	88
Tabela 32 – Comparação de forças de impacto entre bocais ejetores.	90
Tabela 33 – Comparação das forças de impacto experimental e analítica para bocal ejetor $\beta = 2$.	90
Tabela 34 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 2$ e $h = 50mm$	98
Tabela 35 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 2$ e $h = 100mm$.	98
Tabela 36 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 2$ e $h = 150mm$.	99
Tabela 37 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 2$ e $h = 200mm$	99
Tabela 38 - Comparação de pressões para bocal $\beta = 2,7$ e $h = 50mm$.	100
Tabela 39 - Comparação de pressões para bocal $\beta = 2,7$ e $h = 100mm$.	100
Tabela 40 - Comparação de pressões para bocal $\beta = 2,7$ e $h = 150mm$.	101
Tabela 41 - Comparação de pressões para bocal $\beta = 2,7$ e $h = 200mm$.	101
Tabela 42 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 4$ e $h = 50mm$.	102
Tabela 43 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 4$ e $h = 100mm$.	102
Tabela 44 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 4$ e $h = 150mm$.	103
Tabela 45 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 4$ e $h = 200mm$.	103

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

CAD	Computer-aided Design
CERNN	Centro de Pesquisas em Fluidos Não Newtonianos
CFD	Computational Fluid Dynamics
NUFER	Núcleo de Prototipagem e Ferramental
PIV	Particle Image Velocimetry
PO	Professor orientador
PVC	Policloreto de Vinila
TCC	Trabalho de conclusão de curso
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS

g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
h	Altura entre o bocal ejetor e fundo do poço [mm]
A_{jato}	Área da seção do jato [m^2]
A_{contr}	Área da contração [m^2]
C_c	Coeficiente de contração [-]
C_d	Coeficiente de descarga [-]
C_v	Coeficiente de velocidade [-]
d	Diâmetro do bocal ejetor [m]
D	Diâmetro do tubo interno [m]
z	Elevação [m]
$F_{impacto}$	Força de impacto [N]
$\delta\rho$	Incerteza de medição da massa específica do fluido [kg/m^3]
$\delta\mu$	Incerteza de medição da viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s]
δd	Incerteza de medição do diâmetro do bocal ejetor [m]
δRe	Incerteza de medição do número de Reynolds [-]
δC_d	Incerteza de medição do coeficiente de descarga [-]
ρ	Massa específica do fluido [kg/m^3]
Re	Número de Reynolds [-]
p	Pressão manométrica [Pa]
$P1$	Pressão manométrica no centro (0 mm) do fundo do poço [Pa]
$P2$	Pressão manométrica a 10 mm do centro do fundo do poço [Pa]
$P3$	Pressão manométrica a 20 mm do centro do fundo do poço [Pa]
$P4$	Pressão manométrica a 40 mm do centro do fundo do poço [Pa]
β	Razão de contração [-]
du/dy	Taxa de deformação [s^{-1}]
τ	Tensão de cisalhamento [Pa]
\dot{m}_{ideal}	Vazão mássica ideal [kg/s]
\dot{m}_{real}	Vazão mássica real [kg/s]

Q	Vazão volumétrica [m^3/s]
Q_{ideal}	Vazão volumétrica ideal [m^3/s]
Q_{real}	Vazão volumétrica real [m^3/s]
v	Velocidade do fluido [m/s]
v_{real}	Velocidade real do fluido [m/s]
v_{ideal}	Velocidade ideal, teórica do fluido [m/s]
μ	Viscosidade dinâmica [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]
μ_p	Viscosidade plástica [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Contexto do Tema	19
1.2	Caracterização do Problema	20
1.3	Objetivos	21
1.4	Justificativa	21
1.5	Estrutura do trabalho	22
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	Processo de perfuração	24
2.2	Brocas de perfuração	26
2.2.1	Brocas sem partes móveis	26
2.2.2	Brocas com partes móveis	28
2.3	Fluido de perfuração	29
2.4	Classificação reológica dos fluidos	31
2.4.1	Fluido newtoniano	31
2.4.2	Fluido não newtoniano	32
2.5	Bocais Ejetores	33
2.6	Número de Reynolds	34
2.7	Coefficiente de descarga	34
2.8	Força de impacto	38
2.9	Pressões Estática, Dinâmica, de Estagnação e Total	39
2.10	Revisão da Literatura	40
3	MODELO EXPERIMENTAL	45
3.1	Circuito Experimental	45
3.2	Visão geral da unidade de testes	47
3.3	Montagem experimental	49
3.4	Transdutores e tomadas de pressão	52
3.5	Bomba centrífuga	55
3.6	Casos estudados	56
4	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	57
4.1	Descrição da Metodologia	57
4.1.1	Projeto e construção da unidade experimental	58
4.1.2	Faixa de operação da unidade experimental	58
4.1.3	Testes de estanqueidade	60
4.1.4	Testes utilizando água	61
4.1.5	Incertezas experimentais	62
4.2	Justificativa da Metodologia	64
4.3	Produtos do Projeto	65
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	66
5.1	Bocal ejetor de contração $\beta = 2$	66
5.2	Bocal ejetor de contração $\beta = 2,7$	74

5.3	Bocal ejetor de contração $\beta = 4$	80
5.4	Consolidação dos resultados	86
6	CONCLUSÕES	92
	REFERÊNCIAS	94
	APÊNDICE A – COMPARAÇÃO DAS PRESSÕES DE FUNDO DE POÇO	98
	APÊNDICE B – PROCEDIMENTO PARA OPERAÇÃO DA BANCADA VERTICAL DE COEFICIENTE DE DESCARGA E FORÇA DE IMPACTO	105

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contexto do Tema

A crescente demanda mundial por energia exige cada vez mais o desenvolvimento e aperfeiçoamento de novas tecnologias do ramo energético, visando diminuir custos de operação e possibilitar um aumento de produção diária.

A intensa urbanização de países em desenvolvimento, assim como o aumento de áreas e produtos industriais, implica na necessidade de recursos energéticos para desempenho das mais diversas funções e transformações. Apesar de existirem fontes de energia distintas, como a eólica, a hidrelétrica e a nuclear, as fontes de energia de origem fóssil: carvão, gás e petróleo são ainda muito utilizadas como combustíveis e na fabricação de plásticos, borrachas, tintas, cosméticos, etc. (THOMAS, 2004).

O petróleo é um combustível formado por longas cadeias de hidrocarbonetos, derivado de materiais orgânicos fossilizados e encontrados em regiões de rochas sedimentares, as quais, unidas à alta pressão e calor, reagem e se transformam. Vestígios indicam que diversos povos antigos utilizavam petróleo há mais de 4000 anos, como os babilônios em forma de asfalto na construção e assentamento das paredes e torres da Babilônia e os persas em utilização medicinal e iluminação. Exploradores ingleses ainda observaram e documentaram campos de exploração de petróleo na China já ao final do século 18, antes dos Estados Unidos começarem a explorá-los comercialmente, em 1859 (YERGIN, 1992). Desde então, desenvolveu-se métodos de destilação e o petróleo se tornou não apenas uma fonte de energia como também recurso estratégico e político no mundo inteiro. Não diferente no Brasil, o petróleo é atualmente a maior fonte de energia do país, sendo estimados investimentos de US\$ 52,2 bilhões na área e produção de 1 milhão de barris por dia até 2017 (PETROBRAS, 2014).

Devido à grande demanda por petróleo, são cada vez mais escassos os locais de fácil acesso e perfuração, localizados em terras continentais ou regiões marítimas de baixas profundidades. Atualmente, então, recorre-se a topografias de difícil acesso, com restrições urbanas e ambientais ou até mesmo lâminas de água superiores a 2000 metros de profundidade (PLÁCIDO, PINHO, 2009).

A maior parte das reservas petrolíferas brasileiras se encontra em regiões marítimas de águas profundas, variando entre cinco e sete mil metros abaixo do nível do mar, denominadas reservas do pré-sal. O processo de extração de petróleo dessas bacias se mostra oneroso e

desafiador, exigindo adequação de técnicas e conhecimentos prévios de extração a fim de superar os novos desafios físicos e geográficos relacionados à extração de petróleo e gás natural dessas reservas.

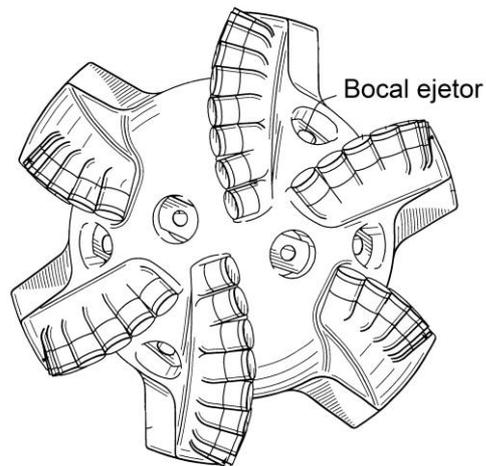
O processo de extração de petróleo de reservas consiste na perfuração de um poço da superfície até atingir os reservatórios de gás e petróleo. Para tanto, é utilizada uma broca, geralmente tri-cônica, posicionada em uma coluna de perfuração para raspagem e erosão das rochas a serem perfuradas. Outrora predominantemente verticais, hoje são frequentes os poços direcionais, horizontais e com complexas geometrias visando um aumento de produção e recuperação do campo (PLÁCIDO, PINHO, 2009).

Assim, é fundamental o papel do engenheiro mecânico no desenvolvimento de diversas tecnologias no campo de materiais, fabricação, desenho mecânico, projetos etc., para superar os desafios e reduzir os custos atrelados à perfuração de poços.

1.2 Caracterização do Problema

O maior conhecimento e compreensão de características do processo de perfuração de poços de petróleo são fundamentais para o desenvolvimento de novas tecnologias na área. Logo, é importante a investigação experimental de parâmetros que afetem a taxa de penetração em rochas.

Um desses importantes parâmetros é denominado coeficiente de descarga, o qual é influenciado pela geometria do bocal ejetor da broca de perfuração, sua respectiva queda de pressão e propriedades do fluido de perfuração. Um exemplo de broca de Diamante Policristalino Compacto (PDC) contendo bocais ejetores é ilustrado na Figura 1. A determinação equivocada do coeficiente de descarga implica em resultados imprecisos e, portanto, resulta em taxas de penetração abaixo das que se pode alcançar idealmente. Desse modo, ocorre desperdício de tempo e trabalha-se com condições as quais podem afetar e até mesmo danificar a broca, causando despesas exorbitantes e desnecessárias com algo que pode ser evitado.



**Figura 1 – Bocais ejetores de broca de perfuração PDC.
Adaptado de: KRISTIANSEN, 2004.**

A taxa, ou velocidade, de penetração da broca também pode ser aperfeiçoada uma vez que se conhece e entende os parâmetros os quais influenciam a força de impacto do fluido de perfuração sobre a formação rochosa. É de interesse das petrolíferas compreender como se maximiza essa força de modo a acelerar o processo de esmagamento e erosão das rochas e, conseqüentemente, atingir uma produção de petróleo superior.

1.3 Objetivos

Neste trabalho é realizado um estudo experimental para a determinação da força de impacto e do coeficiente de descarga em bocal ejetor de broca de perfuração de poços de petróleo. Analisa-se a influência de parâmetros como número de Reynolds, razão de contração do bocal ejetor e distância entre bocal ejetor e formação rochosa na magnitude do coeficiente de descarga e da força de impacto.

Dados relativos à queda de pressão e força de impacto são obtidos utilizando transdutores de pressão instalados em uma unidade experimental e comparados a valores obtidos por Figueiredo *et al.* (2013) em CFD e por correlações propostas na literatura para devida corroborarção dos testes realizados.

1.4 Justificativa

O campo da engenharia de petróleo tem ganhado cada vez mais destaque no mundo, ao passo que a demanda por petróleo é cada vez maior para suprir as necessidades de

combustíveis e seus derivados. As habilitações do engenheiro mecânico, por sua vez, permitem trabalhar em diversos processos relacionados a essa área.

O Brasil ainda não é considerado autossuficiente em exploração e produção de petróleo, de forma que ainda recorre à importação de petróleo de países como os Estados Unidos e Índia (REUTERS, 2014), porém muito tem sido investido no desenvolvimento de tecnologia própria para extração, a fim de atender o mercado doméstico e internacional nos próximos anos.

Cabe à engenharia mecânica não apenas atuar na esfera da manutenção ou de projeto dos sistemas de perfuração, como também estudar, compreender e propor fluidos de perfuração, limites de operação do poço, seleção de brocas, etc. A seleção ou funcionamento incorreto dos sistemas proporciona não somente baixa produtividade como também pode provocar desgastes e quebras de componentes, impossibilitando o cumprimento dos objetivos de produção nacionais e gerando alto desperdício financeiro com despesas desnecessárias.

Este projeto, além de envolver conceitos pouco abordados no currículo comum de engenharia mecânica, relaciona áreas da mecânica dos fluidos à instrumentação, metrologia, computação, etc.

1.5 Estrutura do trabalho

Este trabalho é dividido em seis capítulos: introdução; fundamentação teórica e revisão bibliográfica; modelo experimental; metodologia experimental; resultados e discussões e conclusão.

O capítulo 1 aborda uma introdução acerca do tema, incluindo descrição da situação-problema, tal como objetivos a serem atingidos e justificativa para a escolha do tema.

No capítulo 2 são apresentados os fundamentos teóricos necessários para a correta compreensão do trabalho e os parâmetros investigados, bem como uma revisão bibliográfica dos estudos já realizados sobre o assunto de forma a situar o leitor a respeito do estado da arte.

O capítulo 3 exhibe um modelo experimental da unidade projetada e construída para determinação da força de impacto e coeficiente de descarga de bocal ejetor. É apresentada uma visão geral da unidade, descrevendo os materiais utilizados, bem como a sua montagem. São descritas as especificações dos transdutores de pressão utilizados nos ensaios.

O capítulo 4 apresenta a metodologia experimental adotada a fim de se obter os resultados desejados: força de impacto e coeficiente de descarga. É descrito o programa

computacional utilizado para controle e obtenção dos dados, assim como o procedimento para cálculo de incertezas experimentais.

No capítulo 5 discutem-se e analisam-se os resultados obtidos após a realização dos ensaios experimentais, assim como é feita uma comparação com os valores provenientes de simulações em CFD e correlações presentes na literatura.

No capítulo 6 são expressas as conclusões do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo constitui uma breve fundamentação teórica dos processos e técnicas relativas à extração de petróleo atual, assim como uma revisão bibliográfica dos estudos já desenvolvidos acerca do tema e parâmetros analisados neste trabalho.

2.1 Processo de perfuração

O petróleo é um combustível mineral proveniente de restos animais e vegetais os quais sofreram ação de alta temperatura e pressão ao longo de milhões de anos, se transformando em cadeias de hidrocarbonetos (THOMAS, 2004). Tais cadeias de hidrocarbonetos são extraídas de formações de rochas sedimentares para posterior quebra em cadeias menores e formação de outros combustíveis por meio de um processo denominado refino. O processo de extração de petróleo das formações rochosas é descrito a seguir.

No processo de perfuração rotativa, o mais comum atualmente, uma broca, a qual é posicionada na extremidade da coluna de perfuração, sofre ação do peso da coluna e da rotação imposta (THOMAS, 2004). O fluido de perfuração adentra a coluna de perfuração pela cabeça de injeção e retorna à superfície pela região anular da coluna, conforme ilustrado na Figura 2. As principais funções do fluido de perfuração incluem: limpeza do poço e transporte de fragmentos e cascalhos provenientes da erosão, perfuração e esmagamento da rocha novamente à superfície, de modo que não comprometam a ação e eficiência da broca.

Quando se atinge uma profundidade elevada, ocorre primeiramente a substituição da coluna de perfuração por outra de diâmetro inferior e em seguida um processo de cimentação das paredes do poço, garantindo-se a estabilidade e segurança do poço ao isolá-lo de rochas perfuradas. Após a etapa de cimentação, uma nova coluna de perfuração é posicionada, prosseguindo a tarefa de perfuração. Este ciclo se repete até que se alcance a profundidade total desejada.

O sistema de sonda de perfuração é composto pelos seguintes subconjuntos: sustentação de cargas (1); movimentação de cargas (2), rotação (3), circulação (4), geração e transmissão de energia (5), segurança do poço (6).

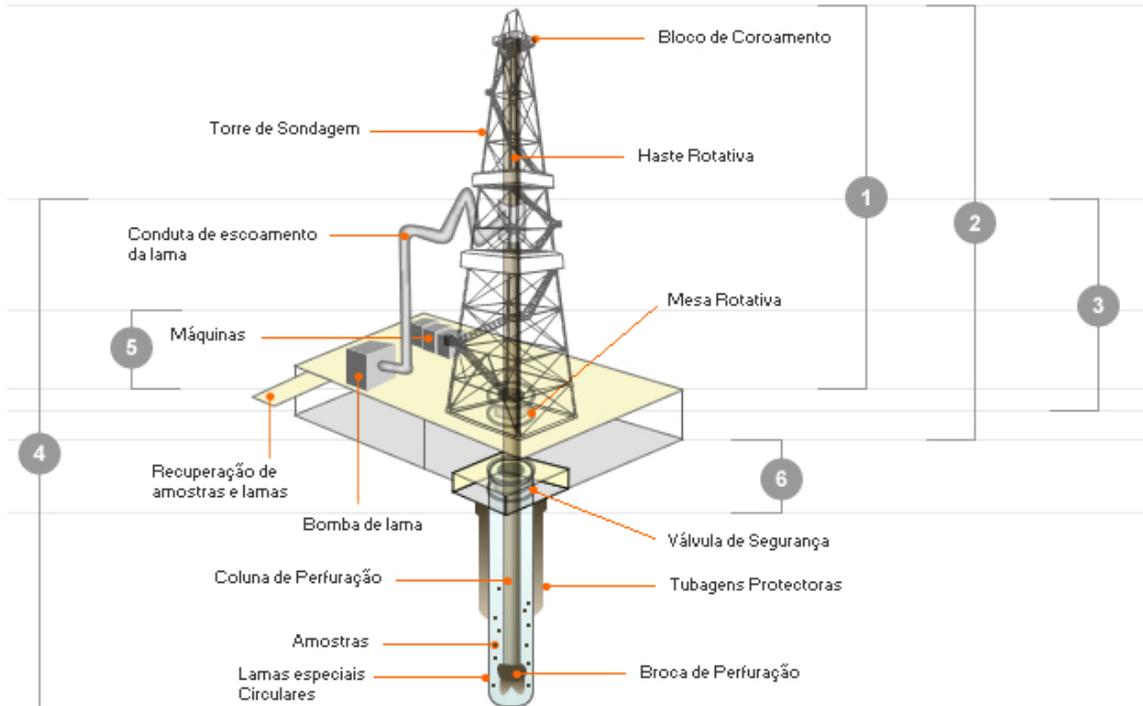


Figura 2 – Sistema de torre de perfuração

Fonte: GELPENERGIA, 2013.

O sistema de sustentação de cargas tem como função suportar e amenizar vibrações, deflexões e deslocamentos gerados pela sonda durante o processo de perfuração.

A movimentação das colunas de perfuração, incluindo sua retirada e posicionamento, é feito pelo sistema de movimentação de carga, composto por guincho, bloco de coroamento, catarina e elevador.

O sistema de rotação permite que a coluna de perfuração gire independentemente do sistema de sustentação. Dos componentes do sistema de sustentação, destaca-se a cabeça de injeção, também denominada *swivel*, a qual separa o conjunto rotativo do conjunto estacionário da coluna. Sua parte superior se mantém estática enquanto a parte inferior permite o movimento de rotação.

O bombeamento, retorno e tratamento do fluido de perfuração são feitos por meio do sistema de circulação. O fluido de perfuração é inicialmente bombeado e injetado na coluna de perfuração, retornando pelo espaço anular. Após o retorno há uma fase de tratamento do fluido, a qual consiste na eliminação de partículas sólidas e gasosas que se agruparam ao

fluido e eventual adição de substâncias químicas para controle das propriedades do fluido de perfuração antes de sua reutilização.

Os sistemas de movimentação da coluna e circulação de fluido são os maiores consumidores de energia de todo o sistema de perfuração (BOURGOYNE *et al.*, 1991). Uma vez que não são comumente utilizados simultaneamente, um mesmo motor pode suprir todas as necessidades energéticas. Os sistemas de perfuração são atualmente atendidos por motores de combustão interna, principalmente a diesel, para gerar energia elétrica. Motores elétricos são utilizados para gerar energia auxiliar.

A utilização segura e estável do poço é controlada pelo sistema de segurança, composto de diversas válvulas as quais possibilitam a interrupção das tarefas. O *kick*, entrada indesejável de fluido de fora para dentro do poço, é um dos principais eventos causadores do fechamento do poço.

O procedimento de perfuração contínua e especialmente a taxa de penetração à qual a rocha será submetida dependem grandemente dos seguintes fatores (BOURGOYNE *et al.*, 1991): tipo de broca, formação rochosa, propriedades do fluido de perfuração, condições operacionais como rotação e peso da coluna, condição dos dentes da broca e hidráulica da broca. Os tipos de brocas e fluidos de perfuração são abordados a seguir.

2.2 Brocas de perfuração

A broca de perfuração é um elemento decisivo na construção de poços de petróleo e gás, desempenhando as tarefas de perfuração, ruptura, esmagamento e desagregação das formações rochosas. Portanto, não somente a perfuração é desejada, mas também a navegação bem sucedida pelo subsolo, garantindo o escoamento do fluido com êxito.

As brocas podem ou não possuir partes móveis: brocas sem partes móveis incluem as brocas rabo de peixe, brocas de diamantes naturais e brocas de diamantes sintéticos; as brocas cônicas, atualmente utilizadas, possuem partes móveis (Petroleum engineering handbook, 2006).

2.2.1 Brocas sem partes móveis

As primeiras brocas a serem utilizadas em processo de perfuração são compostas por lâminas de aço, e intituladas brocas rabo de peixe, ou *Fish Tail* (Figura 3). A perfuração utilizando este tipo de broca ocorre integralmente por cisalhamento, o que implica em uma

baixa vida útil da lâmina. A limpeza e resfriamento das lâminas da broca são efetuados pelo próprio fluido de perfuração, que é expelido da coluna por orifícios.



Figura 3 – Broca rabo de peixe
Fonte: HOLEPRODUCTS, 2013.

Ao se deparar com rochas mais duras, as quais as brocas *Fish Tail* não obtinham sucesso para perfurar, passou-se a utilizar brocas de diamante naturais, que perfuram por efeito de esmerilhamento. Dispostos em forma de coroa, este tipo de broca apresenta um pequeno espaço central por onde escoo o fluido de perfuração.

Surgidas ao final da década de 1970, as brocas do tipo policristalino termicamente estável são formadas por pastilhas de partículas de diamante unidas por cobalto (PDC) (Figura 4) posicionadas no topo de bases cilíndricas. Da mesma forma que as brocas *Fish Tail*, estas brocas utilizam o princípio de cisalhamento para perfuração.



Figura 4 – Broca de Diamante Policristalino Compacto (PDC)
Fonte: VARELINTL, 2013.

2.2.2 Brocas com partes móveis

As brocas com partes móveis apresentam de um a quatro cones em sua estrutura, sendo as mais utilizadas as tricônicas (Figura 5) devido à sua grande eficiência e baixo custo se comparada às outras (THOMAS, 2004). São estruturadas em duas partes: cortante e de rolamento.



Figura 5 – Broca tricônica com rolamento selado
Fonte: BESTDRILLINGBITS, 2013.

A estrutura cortante da broca pode apresentar dentes de aço fresados no próprio cone ou insertos, posicionados por interferência em orifícios na superfície do cone. O posicionamento, quantidade e forma de insertos ou dentes variam de acordo com o tipo de rocha a ser perfurada, combinando ações de esmagamento, lascamento, raspagem e erosão ao longo da tarefa, ações ilustradas na Figura 6.

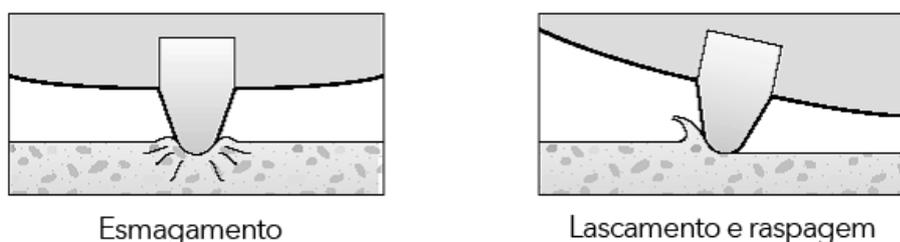


Figura 6 – Ações de esmagamento, lascamento e raspagem
Adaptado de: PLÁCIDO, PINHO, 2009.

Podem ser utilizados rolamentos selados e rolamentos não selados na estrutura rolante da broca, sendo o último lubrificado pelo próprio fluido de perfuração. Os rolamentos selados possuem lubrificação interna própria, de maneira que atingem vidas úteis mais longas apesar dos maiores custos.

O corpo da broca atua ainda como direcionador do jato proveniente do bocal ejetor, possibilitando uma limpeza mais efetiva da broca e do fundo do poço, ilustrados na Figura 7 (PLÁCIDO, PINHO, 2009).

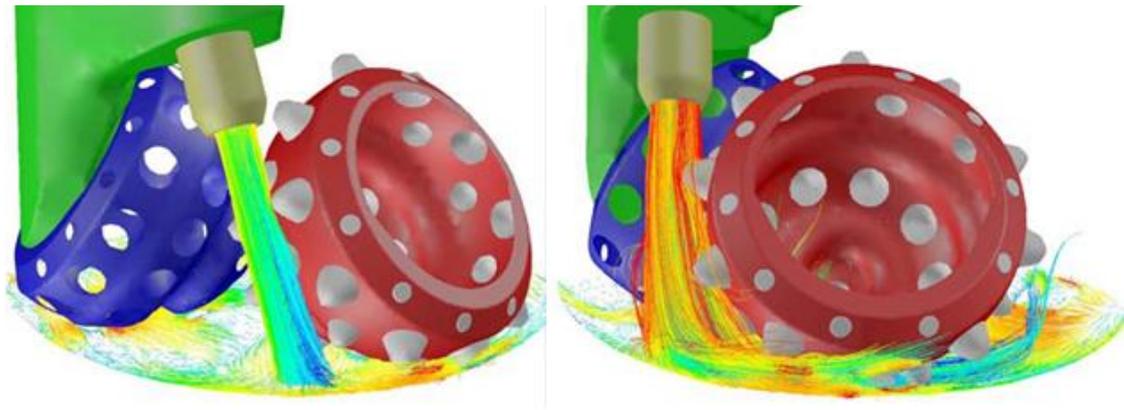


Figura 7 – Ilustração da ação do jato na limpeza de brocas
Fonte: PLÁCIDO, PINHO, 2009.

Diversos critérios devem ser estudados para a correta seleção de uma broca, com partes móveis ou não, quanto ao objetivo da perfuração, rendimento, direção de perfuração, históricos anteriores, taxa de penetração, fluido de perfuração utilizado, custos, velocidade de rotação, tipos de formações rochosas, profundidade do poço, meio ambiente, etc.

2.3 Fluido de perfuração

O sucesso da perfuração de um poço de petróleo depende consideravelmente das propriedades e, conseqüentemente, da correta seleção do fluido de perfuração a ser utilizado. Escolhas mal feitas do fluido de perfuração, ou a não manutenção de suas propriedades, podem implicar em diversos fatores os quais influenciam diretamente e representam boa parte dos custos de perfuração, como a falha de uma broca.

Antigamente propunha-se e focava-se somente na utilização de fluidos de perfuração que fossem capazes de cumprir a função de carreamento de cascalhos, o que representa

apenas uma pequena parte das funções esperadas de um fluido nos dias de hoje (Petroleum Engineer Handbook, 2006). O fluido de perfuração deve, atualmente:

- Carrear cascalhos e restos de rochas do fundo do poço à superfície;
- Resfriar e limpar a broca;
- Lubrificar e reduzir o atrito da coluna;
- Exercer suficiente pressão hidrostática sobre as paredes do poço, de maneira a se evitar o *kick* e estabilizando-o;
- Prevenir a entrada de outros fluidos como água, óleo e gás provenientes de rochas permeáveis;
- Assistir na coleta para interpretação de dados referentes às rochas sendo perfuradas e condição da broca.

Além das funções já citadas, o fluido de perfuração deve cumprir os seguintes requisitos (DARLEY, 1988) e (BOURGOYNE *et al.*, 1991):

- Não ser nocivo aos operários ou meio ambiente;
- Não necessitar de processos ou métodos não usuais para utilização e perfuração do poço;
- Ser estável quimicamente;
- Ser bombeável;
- Apresentar baixo grau de corrosão e abrasão.

Os fluidos de perfuração são geralmente classificados de acordo com a sua base: água, óleo ou gás, sendo a primeira classe a mais comum e os fluidos à base de óleo os mais caros, exigindo maior controle de poluentes (BOURGOYNE *et al.*, 1991).

Enquanto considera-se relativamente fácil a formulação de um fluido de perfuração com propriedades adequadas, a manutenção dele se prova muito mais complexa e difícil. Ao retornar à superfície, o fluido de perfuração carrega consigo uma enorme quantidade de partículas sólidas às quais afetam diretamente as propriedades do fluido. Assim, um processo de pós-tratamento do fluido é necessário para que ele volte a apresentar as propriedades reológicas desejadas e seja reutilizado no processo: devem ser verificadas propriedades como viscosidade, permeabilidade, pH e condutividade elétrica além de testes de lubricidade e corrosão (DARLEY, 1988).

A correta seleção de um fluido de perfuração, portanto, minimizará os custos de perfuração, maximizará a produtividade e evitará eventuais catástrofes, como perda de circulação, *kick*, ou até mesmo a perda da broca. Para que seja feita a melhor escolha, fatores como localização do poço, tipos de formações rochosas a serem perfuradas, temperaturas esperadas, taxa de penetração da broca, ângulo de incidência da coluna de perfuração, produtividade, qualidade da água disponível, etc devem ser considerados. (DARLEY, 1988).

2.4 Classificação reológica dos fluidos

O fluido é uma “substância que se deforma continuamente sob a aplicação de uma tensão de cisalhamento [...], não importando o quão pequena seja o seu valor” (FOX, PRITCHARD, MCDONALD, 2011). Tais tensões de cisalhamento ocorrem devido à característica viscosa dos fluidos. Caso a aplicação da tensão de cisalhamento apresente uma relação diretamente proporcional à taxa de deformação no fluido, é dito que o fluido é newtoniano. Ademais, um fluido é newtoniano somente se os tensores os quais descrevem as tensões viscosas e taxa de deformação sejam relacionados por um tensor de viscosidade constante, que não depende do estado de tensões ou velocidade do escoamento. Todos os outros fluidos os quais não exibem relação diretamente proporcional são denominados fluidos não newtonianos.

2.4.1 Fluido newtoniano

Apesar de nenhum fluido se comportar perfeitamente como um fluido newtoniano em quaisquer situações, a relação matemática proposta por Isaac Newton (1) representa o comportamento de fluidos como água e ar em condições normais para escoamentos unidimensionais, considerando as hipóteses de isotropia e incompressibilidade:

$$\tau = \mu \dot{\gamma} \quad (1)$$

sendo, τ a tensão de cisalhamento e $\dot{\gamma}$ a taxa de deformação do fluido.

Para escoamentos tridimensionais, mais complexos, são utilizadas as equações de Navier-Stokes, cujas tensões cisalhantes são expressas a seguir (Bird, 2007).

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

sendo τ as tensões de cisalhamento aplicadas ao elemento fluido, μ a viscosidade dinâmica do fluido e as derivadas parciais taxas de deformação.

2.4.2 Fluido não newtoniano

Diversos fluidos utilizados e estudados nos dias de hoje apresentam comportamento não newtoniano, porém a grande diversidade de fluidos existentes e suas distintas características de escoamento justificam maiores classificações e a utilização de diferentes modelos matemáticos para modelagem destes escoamentos (Figura 8).

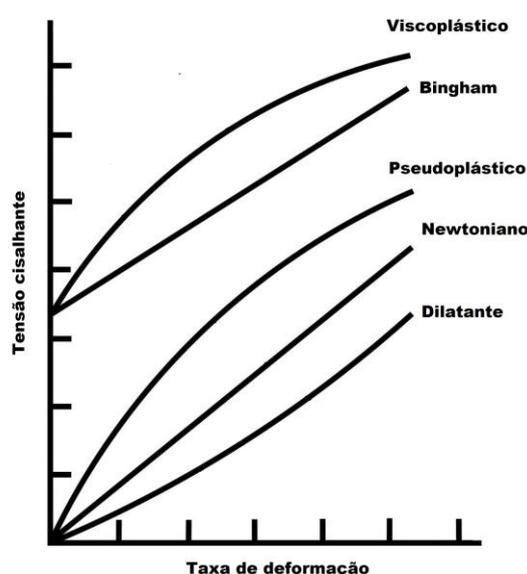


Figura 8 – Comportamento reológico de fluidos não newtonianos¹

Suspensões de polímeros, suspensões coloidais e a maioria dos fluidos não newtonianos é classificada como fluidos pseudoplásticos (FOX, PRITCHARD, MCDONALD, 2011), ou seja, a viscosidade aparente do fluido diminui ao passo que a taxa de deformação aumenta. Para os casos em que a viscosidade aparente do fluido aumenta com a taxa de deformação, dá-se o nome de fluido dilatante.

A viscosidade aparente, contudo, muitas vezes se mostra dependente do tempo, tornando a análise desses fluidos ainda mais complexa. Os fluidos tixotrópicos são aqueles

¹ As ilustrações e tabelas sem indicação de fonte foram compiladas pelo próprio autor.

cuja viscosidade aparente decresce com o passar do tempo, enquanto fluidos reopéticos apresentam aumento da viscosidade aparente com o tempo.

O fluido ou plástico de Bingham se comporta como um sólido até que uma tensão limite de cisalhamento seja superada e, a partir desse ponto, apresenta relação linear entre a tensão de cisalhamento e taxa de deformação, como indicado na equação (3). Diversos tipos de argila, cremes dentais e fluidos de perfuração se enquadram nessa categoria de fluido não newtoniano (Bird, 2007).

$$\tau_{ji} = \tau_j + \mu_p \frac{du_i}{dx_j} \quad (3)$$

sendo μ_p a viscosidade plástica do escoamento, ou seja, a viscosidade do fluido após o início do escoamento e τ a tensão cisalhante limítrofe ou tensão limite de escoamento, que uma vez excedida dá origem ao escoamento.

2.5 Bocais Ejetores

Os bocais ejetores de brocas possibilitam a realização de três funções cruciais durante a perfuração: limpeza da broca; limpeza do fundo do poço e carreamento de cascalhos à superfície. Assim, a seleção dos bocais ejetores deve ser estudada para otimização do desempenho hidráulico do processo de perfuração (Petroleum Engineer Handbook, 2006). Um perfil de velocidades eficiente e um adequado direcionamento do jato são fundamentais para se atingir grandes taxas de penetração.



Figura 9 – Diferentes tipos de bocais ejetores.
Fonte: LANGSUNCARBIDE, 2014.

O posicionamento dos bocais ejetores na broca pode ser realizado ainda de maneira simétrica ou assimétrica, envolvendo ejetores de diferentes tamanhos e tipos. Enquanto o posicionamento simétrico dos bocais pode implicar em região onde os jatos se cancelem, a utilização de posicionamento assimétrico possibilita uma limpeza mais eficiente tanto da broca quanto do poço (Petroleum Engineer Handbook, 2006).

2.6 Número de Reynolds

Um dos parâmetros críticos para os ensaios é o número de Reynolds, que é um número adimensional o qual relaciona as forças inerciais e viscosas do escoamento. Sua utilização é fundamental para caracterizar o regime do escoamento (laminar, de transição ou turbulento) e garantir a repetitividade dos testes executados. Sua obtenção se dá pela fórmula (FOX, PRITCHARD, MCDONALD, 2011):

$$\text{Re} = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (4)$$

sendo ρ a massa específica do fluido, V a velocidade do escoamento, D_h o diâmetro hidráulico da seção e μ a viscosidade dinâmica do fluido. Para escoamentos em tubos e em condições normais, a transição de escoamento laminar para turbulento acontece em $\text{Re} \approx 2300$.

2.7 Coeficiente de descarga

Ao escoar pela região de contração do bocal ejetor, ilustrado na Figura 10, observa-se uma queda de pressão devido à mudança abrupta de direção e a intensidade do escoamento do fluido (PALACIOS, 2011). A variação repentina do campo de velocidades do fluido e a queda de pressão sugerem perdas de energia, de maneira que a equação de Bernoulli não pode ser utilizada sem um coeficiente que represente tais perdas, o coeficiente de descarga.

O coeficiente de descarga, C_d , representa a razão entre a vazão mássica real, \dot{m}_{real} , e ideal, \dot{m}_{ideal} , de fluido que escoar por uma contração, conforme a equação (5). O escoamento ideal é aquele cujas perdas são nulas, isto é, escoamento invíscido.

$$C_d = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (5)$$

Uma razão análoga (6) pode ser atribuída entre as vazões volumétricas real e ideal caso o escoamento seja incompressível.

$$C_d = \frac{Q_{real}}{Q_{ideal}} \quad (6)$$

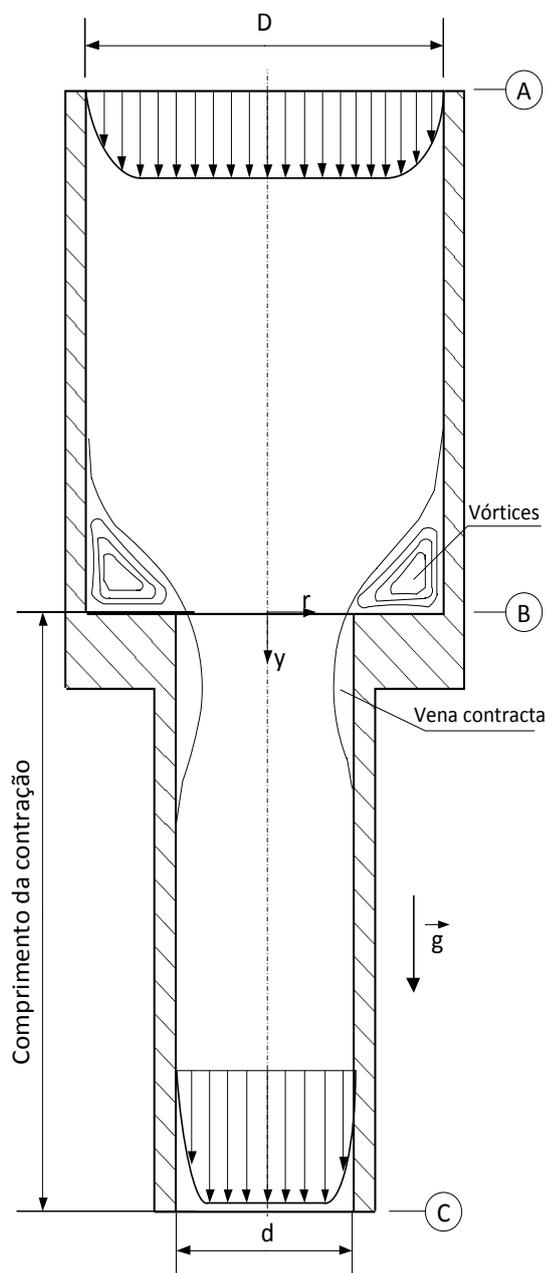


Figura 10 – Contração abrupta do bocal ejetor

Para o caso de contração inexistente, ter-se-ia o coeficiente de descarga ideal, ou seja, um escoamento invíscido apresenta coeficiente de descarga igual à unidade ($C_d = 1$). Assim,

grandes alterações de geometria tendem a implicar numa maior perda de carga e numa diminuição do coeficiente de descarga da contração. Ramsey *et al.* (1983), contudo, obtiveram coeficientes de descarga maiores do que a unidade, algo até então impensável, atribuindo o fato à forma geométrica do bocal ejetor e abrindo caminho para maiores estudos. Tal coeficiente de descarga foi atribuído ao fato do fluido recuperar energia ao ser ejetado pelo bocal, aumentando sua velocidade. Segundo Ribeiro (2004), diversos parâmetros influenciam a determinação do coeficiente de descarga, como: número de Reynolds do escoamento; perfil de velocidade; massa específica do fluido; queda de pressão; razão de contração e geometria da contração.

Uma expressão para o coeficiente de descarga pode ser derivada a partir da Equação de Bernoulli para os pontos *A* e *C* do bocal ejetor apresentado na Figura 10:

$$\frac{p_A}{\rho} + \frac{v_A^2}{2} + gz_A = \frac{p_C}{\rho} + \frac{v_{C_{ideal}}^2}{2} + gz_C \quad (7)$$

sendo, p a pressão no ponto de análise, v e v_{ideal} as velocidades real e teórica do escoamento, respectivamente, ρ a massa específica do fluido, g a aceleração da gravidade e z a elevação do ponto.

Considerando desprezível a variação de altura entre os pontos *A* e *C*, obtém-se:

$$\Delta p_{AC} = \frac{\rho v_{C_{ideal}}^2}{2} \left[1 - \left(\frac{v_A}{v_{C_{ideal}}} \right)^2 \right] \quad (8)$$

sendo, $\Delta p_{AC} = p_A - p_C$. A partir da conservação da massa, $Q = vA$:

$$\frac{v_A}{v_{C_{ideal}}} = \frac{A_C}{A_A} = \left(\frac{d}{D} \right)^2 \quad \therefore \quad \frac{v_A}{v_{C_{ideal}}} = \frac{1}{\beta^2} \quad (9)$$

$$v_{Ct} = \sqrt{\frac{2\Delta p_{AC}}{\rho \left[1 - \frac{1}{\beta^4} \right]}} \quad (10)$$

sendo, $\beta = D/d$. Assim, pode-se calcular a vazão volumétrica teórica, Q_{ideal} , através do bocal:

$$Q_{ideal} = A_C v_{C_{ideal}} = \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \sqrt{\frac{2\Delta p_{AC}}{\rho \left[1 - \frac{1}{\beta^4} \right]}} \quad (11)$$

Substituindo a expressão encontrada em (6), alcança-se uma expressão para o coeficiente de descarga.

$$C_d = \frac{4Q_{real}}{\pi d^2} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p_{AC}}} \sqrt{1 - \frac{1}{\beta^4}} \quad (12)$$

Onde d e β , denominada razão de contração, dependem do diâmetro do bocal ejetor e as variáveis Q_{real} e Δp_{AC} são medidas experimentalmente para diferentes números de Reynolds.

Para grandes razões de contração, o terceiro termo multiplicador tende ao valor da unidade, de forma que a equação (12) se reduz a:

$$C_d = \frac{Q_{real}}{A_{contr}} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p_{AC}}} \quad (13)$$

Ou, em função da velocidade média do escoamento no bocal:

$$C_d = v_C \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p_{AC}}} \quad (14)$$

Posto que a velocidade do escoamento no ponto de saída é de maior complexidade de aquisição do que a vazão volumétrica, geralmente se trabalha com a equação (13). Alternativamente, pode-se determinar o coeficiente de descarga através de uma relação entre os coeficientes de velocidade e contração:

$$C_d = C_v C_c \quad (15)$$

sendo o coeficiente de velocidade C_v , uma razão entre a velocidade média real e a ideal do jato caso não houvesse perda de carga,

$$C_v = \frac{v_{real}}{v_{ideal}} \quad (16)$$

e o coeficiente de contração C_c , uma razão entre a área do jato e a área da seção através da qual o fluido escoava.

$$C_c = \frac{A_{jato}}{A_{contr}} \quad (17)$$

Na prática, a equação (5) é mais frequentemente utilizada para determinação do coeficiente de descarga (WHITE, 2002).

2.8 Força de impacto

O fluido de perfuração deixa a coluna de perfuração por um orifício denominado ejetor, fazendo com que haja aumento de velocidade do fluido devido à menor seção transversal na região. Além das funções citadas anteriormente de resfriamento, lubrificação e condução de cascalhos e detritos à superfície, o fluido de perfuração aplica uma força de impacto na formação rochosa. O impacto do jato auxilia o processo de erosão das rochas e influi diretamente na taxa de penetração da broca.

A força de impacto de um jato de fluido escoando ortogonalmente sobre uma superfície pode ser determinada a partir do princípio da conservação de quantidade de movimento: a força de impacto do fluido na superfície implica em uma variação da quantidade de movimento do fluido. Para um volume de controle não acelerado, tem-se que:

$$\vec{F} = \vec{F}_S + \vec{F}_B = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \vec{V} \rho dV + \int_{SC} \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (18)$$

A equação (18) é uma equação vetorial, de modo que pode ser escrita nas três direções – em função das componentes escalares F_x, F_y, F_z . Considerando a hipótese que há impacto somente na direção vertical, apresenta-se a equação para a força de impacto na direção y:

$$F_y = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} v \rho dV + \sum_{SC} v \rho \vec{V} \cdot \vec{A} \quad (19)$$

O primeiro termo da equação (19), o qual representa a taxa de variação de quantidade de movimento do fluido dentro do volume de controle, é nulo para escoamentos em regime permanente, de modo que a equação se reduz a:

$$F_y = \sum_{SC} v \rho \vec{V} \cdot \vec{A} \quad (20)$$

Considerando um volume de controle na região de interface entre o fluido e a superfície de impacto, a força de impacto do fluido pode ser expressa em função da velocidade real de saída do bocal ejetor v_c , da massa específica do fluido ρ e da vazão volumétrica Q :

$$F_{\text{impacto}} = v_c \rho Q \quad (21)$$

Substituindo-se, então, a equação (14) em (21) obtém-se uma expressão analítica para o cálculo da força de impacto sobre o fundo do poço:

$$F_{\text{impacto}} = C_d Q \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (22)$$

É importante a constatação que a expressão apresentada é uma estimativa da força, não levando em consideração diversos fatores os quais afetam a magnitude da força de impacto, como a área de impacto e pressão hidrostática do fluido. Sabe-se ainda que a velocidade de impacto do fluido não é igual à velocidade de saída do bocal, uma vez que o escoamento sofre influência dos escoamentos vizinhos.

2.9 Pressões Estática, Dinâmica, de Estagnação e Total

Conhecida como pressão termodinâmica, a pressão estática é vista como a pressão sentida pelas partículas fluidas. Visto que não há variação de pressão na direção normal à direção de escoamento, a pressão estática pode ser facilmente medida através de uma tomada de pressão posicionada na parede do duto, como ilustrado na Figura 11.

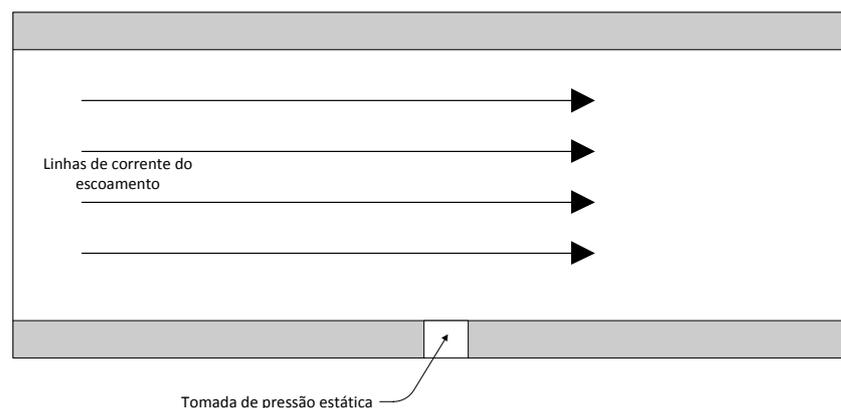


Figura 11 – Tomada de pressão estática.

A pressão de estagnação é obtida quando se desacelera, isentropicamente, o fluido até a velocidade zero (WHITE, 2002). Quantitativamente é a adição das pressões estática e

dinâmica, decorrente da transformação de energia cinética do fluido em pressão, do escoamento. Para fluidos incompressíveis, a equação de Bernoulli pode ser utilizada para relação das pressões:

$$P_{\text{estagnação}} = P_{\text{estática}} + P_{\text{dinâmica}} \quad (23)$$

$$P_{\text{estagnação}} = P_{\text{estática}} + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (24)$$

A medição da pressão de estagnação é feita através de uma tomada de pressão posicionada contra o sentido do escoamento, de maneira a receber o impacto do fluido. Um exemplo de tomada de pressão de estagnação é ilustrado na Figura 12.

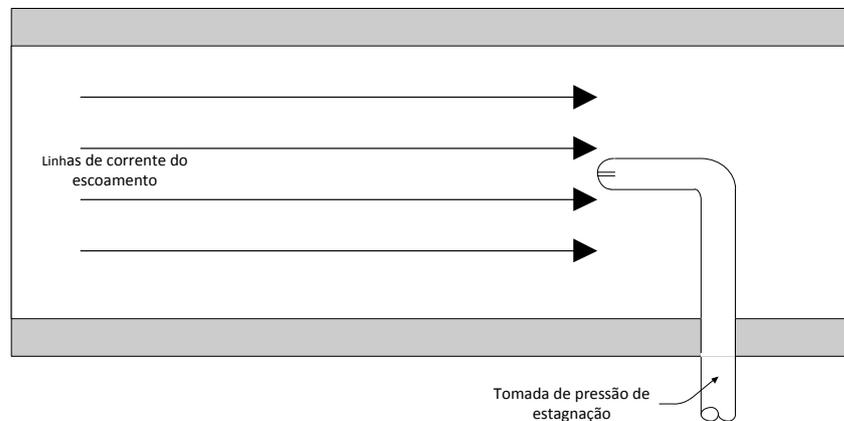


Figura 12 – Tomada de pressão de estagnação.

Nota-se que a pressão de estagnação não considera efeitos gravitacionais, como a pressão da coluna de fluido. A pressão total por sua vez é dada como a soma das pressões de estagnação e da coluna devido à gravidade.

2.10 Revisão da Literatura

Diversos casos de estudos encontrados na literatura são apresentados a seguir, de maneira a fundamentar e expor o estado e desenvolvimento da tecnologia e pesquisa na área de estudo.

Warren (1989) conduziu estudos experimentais e teóricos em bocais ejetores cônicos acerca de discrepâncias encontradas em valores de queda de pressão em bocais ejetores utilizando um coeficiente de descarga de 0,95, o qual é normalmente indicado na literatura. É apresentada uma relação para cálculo do coeficiente de descarga como função do tamanho do

bocal, massa específica do fluido e pressão a qual reduziu erros médios de 14,7% a 3%. Também é indicado o uso de um coeficiente de descarga constante igual a 1,03, reduzindo os erros a aproximadamente 4%.

Eckel e Bielstein (*apud* BOURGOYNE, 1991) determinaram experimentalmente o valor do coeficiente de descarga em bocais ejetores como sendo de até 0,98, porém recomendam a utilização do valor 0,95 como um limite mais prático.

Fabre e Risso (1997) realizaram uma análise experimental de turbulência de jatos confinados em tubos utilizando água corrente. A geometria escolhida consistia em dois tubos concêntricos e uma contração no tubo interno, de forma que a água fosse injetada no tubo interno, adentrasse a contração e retornasse pela região anular dos tubos. A razão de contração utilizada foi de $\beta = D/d = 5,13$, sendo D e d os diâmetros dos tubos externo e interno, respectivamente. Avaliou-se a escoamento em regime turbulento para faixa de Reynolds de 20000 a 95000, notando o decréscimo da energia cinética do fluido ao passo que uma região de turbulência se desenvolve com o afastamento do bocal.

Scheid *et al.* (2009) avaliaram experimentalmente perdas de carga e coeficientes de descarga para 4 tipos distintos de fluido de perfuração em 4 bocais ejetores diferentes – 1/8", 1/4", 1/2" e 3/4". Notou-se que a perda do escoamento depende fortemente da geometria, com pouca influência do tipo de fluido. Os valores obtidos de coeficiente de descarga variaram de 0,64 a 0,90, com valor médio de 0,73. Não foi observado padrão entre o coeficiente de descarga e o aumento do diâmetro do bocal, de forma que para um fluido houve uma relação diretamente proporcional e para outro, inversamente proporcional.

Robinson (2010) examinou o coeficiente de descarga em brocas cônicas de 8 1/2", validando um coeficiente de 1,03 proposto por Ramsey *et al.* (1983) e Warren (1989). Estudou ainda os outros valores de coeficiente encontrados anteriormente e ainda em uso. Robinson sugere que para escoamentos turbulentos um coeficiente de 0,95 representa uma queda de pressão maior do que a energia cinética disponível (110%), enquanto o coeficiente de 1,03 representa 94%. Em seu estudo experimental, perfurou-se taconita e granito até que houvesse falha dos rolamentos das brocas obtendo-se coeficientes de descarga entre 0,805 e 1,038. O autor cita uma relação do valor do coeficiente de descarga com a massa específica do fluido de perfuração e a vazão volumétrica para escoamentos turbulentos; já para o caso de

escoamentos laminares, Robinson atribui certa dependência do coeficiente de descarga com a viscosidade do fluido.

Yongyin *et al.* (2012) realizaram estudos numéricos de jatos rotativos através de bocais e suas características em processo de erosão de rochas utilizando brocas de PDC. Avaliaram-se diferentes geometrias de bocais e seus respectivos coeficientes de descarga, variando de 0,60 para quatro entradas tangenciais a 0,95 para o caso de bocais cônicos e jatos não rotativos. Concluiu-se que os jatos rotativos apresentaram desempenho superior no processo de erosão de rochas comparado aos jatos não rotativos.

Figueiredo *et al.* (2013) investigaram a força de impacto e coeficiente de descarga em bocais ejetores de brocas de perfuração de maneira numérica, utilizando dinâmica de fluidos computacional. A geometria de estudo envolvia injeção de fluido em tubo de 2", escoamento por contração de 1" e retorno do fluido pela região anular entre o tubo interno e um externo de 4". Avaliou-se o campo de pressão na região de contração, o coeficiente de descarga e a força de impacto, variando-se a distância entre a saída do bocal ejetor e a parede, de 50 a 200 mm, e vazão volumétrica, de 250 a 300 gpm. Foi observado um coeficiente de descarga constante e igual a 0,86, com maior força de impacto obtida para a distância de 150 mm entre o fundo do poço e bocal ejetor.

Maneira (2013) avaliou numericamente a influência da vazão volumétrica do fluido de perfuração e diâmetro do bocal ejetor na perda de carga e força de impacto. Notou-se aumento da força de impacto com aumento da vazão volumétrica e diminuição da força com o aumento do diâmetro do bocal. A perda de carga se mostrou inversamente proporcional ao quadrado da área, enquanto a força de impacto inversamente proporcional ao diâmetro elevado a 1,7.

Diversas correlações foram propostas para a estimativa de coeficiente de descarga, porém tais correlações se restringem à geometria de orifícios, que se diferenciam de bocais por não apresentarem a seção à jusante da contração. Entre elas, destacam-se as correlações propostas por Gaskins (1959), Hall (apud CHOWDHURY, 2010) e Benedict e Wyler (apud NTAMBA, 2011).

A correlação desenvolvida por Gaskins (25) avalia o coeficiente de descarga de fluidos de lei de potência, em função do índice de potência n :

$$C_d = \frac{1 - \frac{2}{n+3}}{\sqrt[3]{1 - \frac{6}{n+3} + \frac{6}{2n+4} - \frac{2}{3n+5}}} \quad (25)$$

Substituindo o índice $n=1$, para fluidos newtonianos, na equação (25), obtém-se o valor de referência para o coeficiente de descarga de $C_d = 0,79$.

Hall propõe a correlação (26) para fluidos newtonianos, considerando a razão de aspecto da contração, β , diâmetro à jusante da contração, d , comprimento do tubo após a contração, t , número de Reynolds na contração, Re_d , e uma constante k em função da razão de contração.

$$C_d = 1 - 0.184 \left(\left(\frac{t}{d} \right) - 1 + k Re_d^{0.25} \right)^{0.8} Re_d^{-0.2} \quad (26)$$

Tabela 1 – Constante k em função de β^{-1}

β^{-1}	0,00	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90
$k(\beta^{-1})$	1,11	1,11	1,09	1,06	1,03	0,99	0,919	0,83	0,71	0,52

Benedict e Wyler propuseram a equação (27) para cálculo do coeficiente de descarga válida para razões de contração no intervalo de 1,33 a 6,67, escoamentos turbulentos e fluidos newtonianos.

$$C_d = \sqrt{\frac{1 - \beta^{-4}}{\frac{1}{C_c^2} - \beta^{-4} - 0.26 - 1.511(\beta^{-1} - 0.35)^2 - 15 Re_d^{-0.5} - 0.4505 \beta^{-3.8} Re_d^{-0.2}}} \quad (27)$$

sendo C_c o coeficiente de contração, dado por:

$$C_c = 0.61375 + 0.1331\beta^{-2} - 0.26095\beta^{-4} + 0.51146\beta^{-6} \quad (28)$$

O presente trabalho pretende verificar de maneira experimental, o estudo previamente realizado por Figueiredo *et al.* (2013), determinando-se as forças de impacto e os coeficientes de descarga em bocal ejetor, representado por uma contração abrupta. É variada a razão de contração do bocal ejetor β e a altura entre o bocal e formação rochosa para a faixa de

Reynolds de 40000 a 70000, de modo a se preencher uma lacuna entre os estudos realizados por Scheid *et al.* (2009) e Fabre e Risso (1997). Os primeiros estudaram previamente a influência do diâmetro do bocal ejetor e tipo de fluido de perfuração no coeficiente de descarga do jato para a pequena faixa de Reynolds de 500 a 5000, porém, não foi realizada análise da força de impacto. Fabre e Risso (1997), por sua vez, realizaram estudo com faixa de número de Reynolds mais abrangente, contudo avaliou-se somente a turbulência do escoamento, sem quantificação do coeficiente de descarga ou da força de impacto. Os resultados obtidos serão comparados com solução numérica em CFD e correlações propostas na literatura para o cálculo do coeficiente de descarga e força de impacto.

3 MODELO EXPERIMENTAL

Neste capítulo será descrita a unidade experimental projetada e construída no Centro de Pesquisas em Fluidos Não Newtonianos (CERNN) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) para execução do experimento de escoamento de fluido em bocal ejetor de broca de perfuração de poços de petróleo.

3.1 Circuito Experimental

Um esquema da unidade experimental é apresentado na Figura 13. O fluido é armazenado à temperatura ambiente no reservatório de 100 litros (i) e succionado pela bomba centrífuga (ii), onde a vazão mássica do fluido é medida utilizando-se o medidor tipo Coriolis (iii). O fluido escoá através da tubulação de alimentação de PVC (iv) até a unidade experimental (v), entrando pelo tubo interno de 2" de diâmetro. O fluido escoá por toda a extensão do tubo de 2" e por contração, retornando pela região anular compreendida entre os tubos de 2" e 4" de diâmetro. O retorno do fluido para o reservatório é feito através de uma tubulação de retorno (viii), igualmente de PVC, encaixada no alto da unidade.

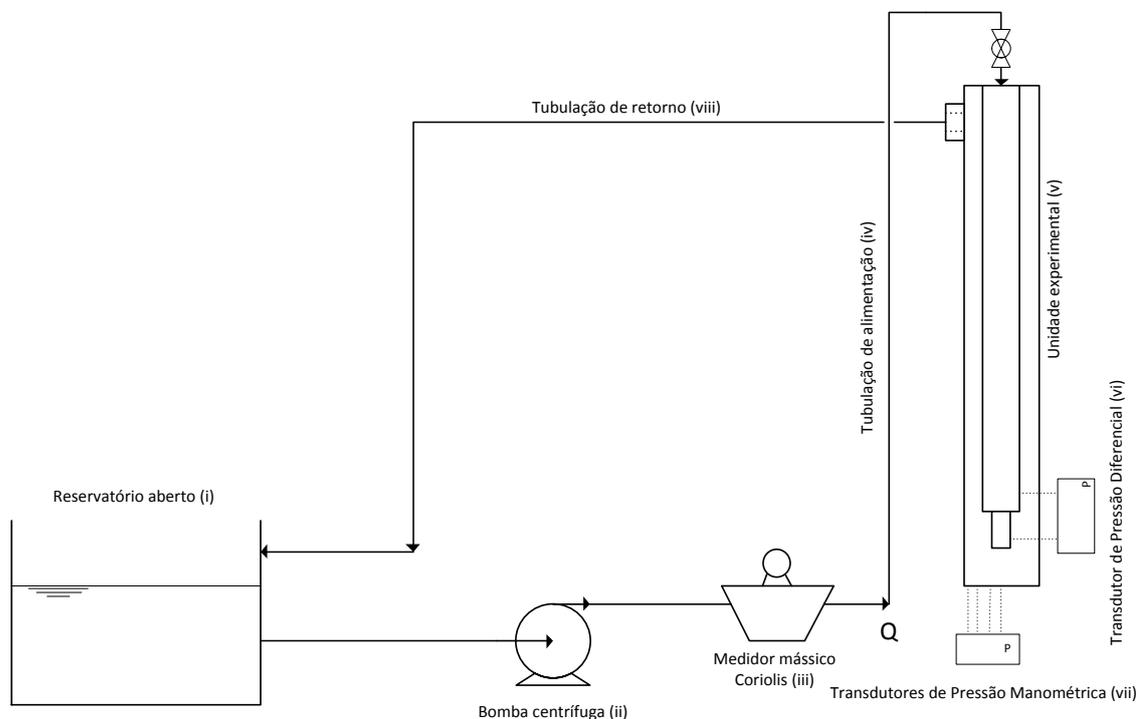


Figura 13 – Esquema do circuito experimental

A unidade experimental foi concebida visando permitir o estudo do coeficiente de descarga no bocal ejetor e das forças de impacto do fluido de perfuração com as formações rochosas por meio de sensores. No presente estudo, a seção do bocal ejetor da broca de perfuração é representada por uma contração abrupta, a qual possui o diâmetro variado entre 1/2" e 1".

O projeto da unidade teve como objetivo satisfazer diversos requisitos relevantes para o estudo, como a garantia de escoamento completamente desenvolvido na região de entrada do bocal ejetor e posição do retorno do fluido afastada o suficiente da região de estudo, de maneira que não afetassem os dados obtidos. A hipótese de escoamento completamente desenvolvido é garantida pelo grande comprimento do tubo interno, de 2 m, o qual é comparado à expressão de comprimento de desenvolvimento para escoamento em regime laminar, recomendada por WHITE (2002):

$$\frac{L_e}{D} \cong 0,05 Re \quad (29)$$

Buscou-se, ainda, garantir a concentricidade entre os tubos interno e externo e atentou-se para vibrações indesejadas da unidade, as quais induziriam flutuações e distorções nos resultados adquiridos por meio dos transdutores de pressão.

As faixas de vazão estudadas foram determinadas a partir de restrições de infraestrutura do laboratório e de equipamentos já aplicados em outros experimentos, os quais foram aproveitados. Entretanto, tais condições foram suficientes para garantir escoamento turbulento na contração e uma boa representação do escoamento em estudo.

Na próxima subseção são apresentados maiores detalhes e aspectos técnicos da bancada de testes construída, cujo projeto conceitual é esquematizado na Figura 14.

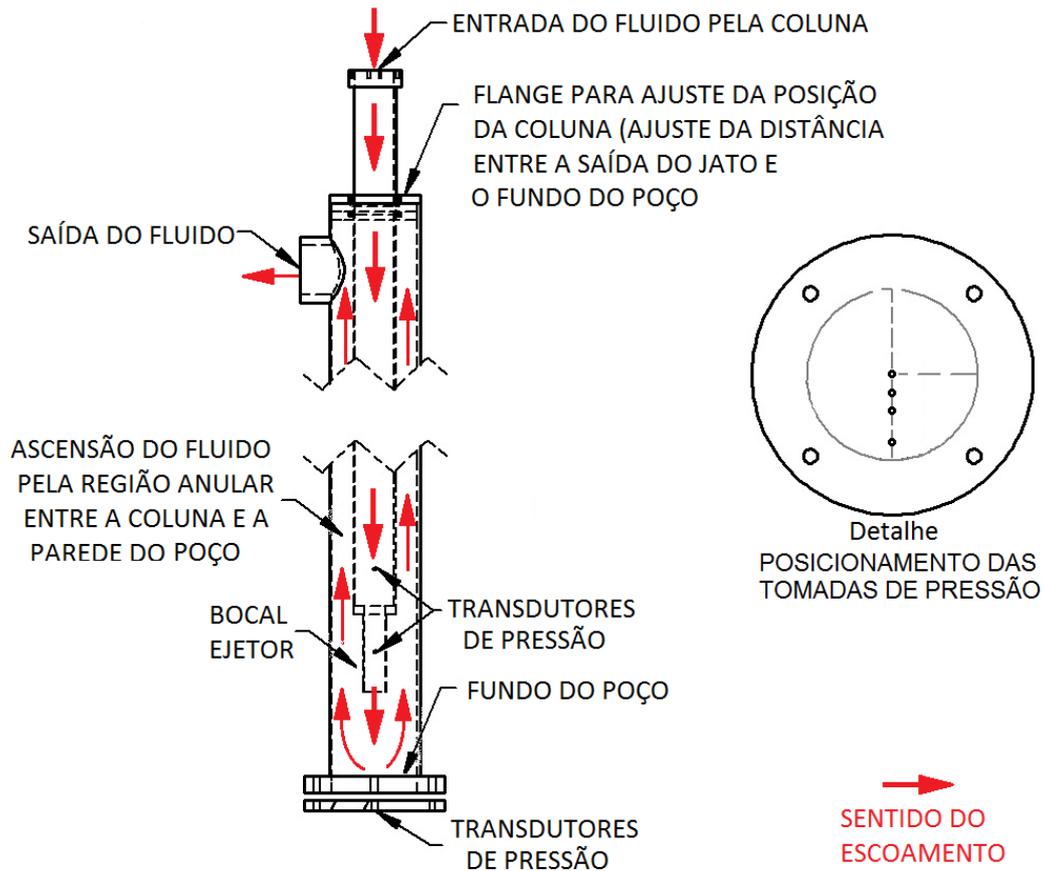


Figura 14 – Projeto conceitual da unidade experimental de testes

3.2 Visão geral da unidade de testes

As principais dimensões da unidade experimental são apresentadas na Figura 15. A estrutura é formada por dois tubos lisos e concêntricos de acrílico de 4" e 2" de diâmetro e 2 metros de comprimento. Ao final do tubo interno, há uma contração abrupta, também de acrílico, de 100 mm de comprimento e diâmetro de 1/2", 3/4" e 1", ou seja, razões de contração de $\beta = D/d = 2$, $\beta = 2,7$ e $\beta = 4$. Observa-se da figura que o bocal ejetor está posicionado a uma altura h , a qual variará entre 50, 100, 150 e 200 mm, até o fundo do poço.

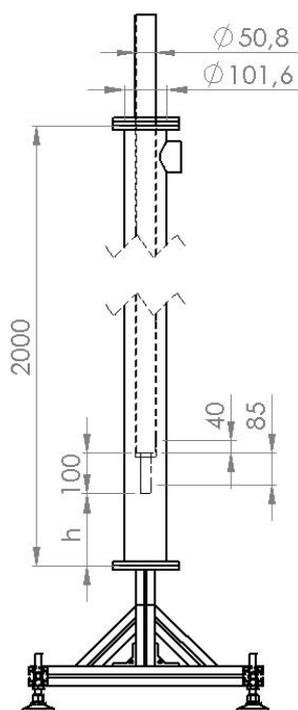


Figura 15 – Principais dimensões da unidade experimental.

O comprimento do tubo interno acima da contração garante o desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento de fluido. Os tubos externo e interno são posicionados e fixados por meio de flanges no topo da unidade, permitindo um controle da distância entre a base da contração e o fundo do poço, representado pela flange inferior.

Dois pontos de tomada de pressão foram instalados na região de contração, um a montante e outro a jusante da contração para medição da queda de pressão no bocal ejetor, como pode ser observado na Figura 16. O ponto de tomada de pressão na contração foi determinado a partir de uma análise dos resultados usando dinâmica dos fluidos computacional do comprimento da *vena contracta* (indicada na Figura 10), onde a pressão apresenta valores inferiores devido a maior velocidade do fluido, e evitando o posicionamento dos sensores nesta região.

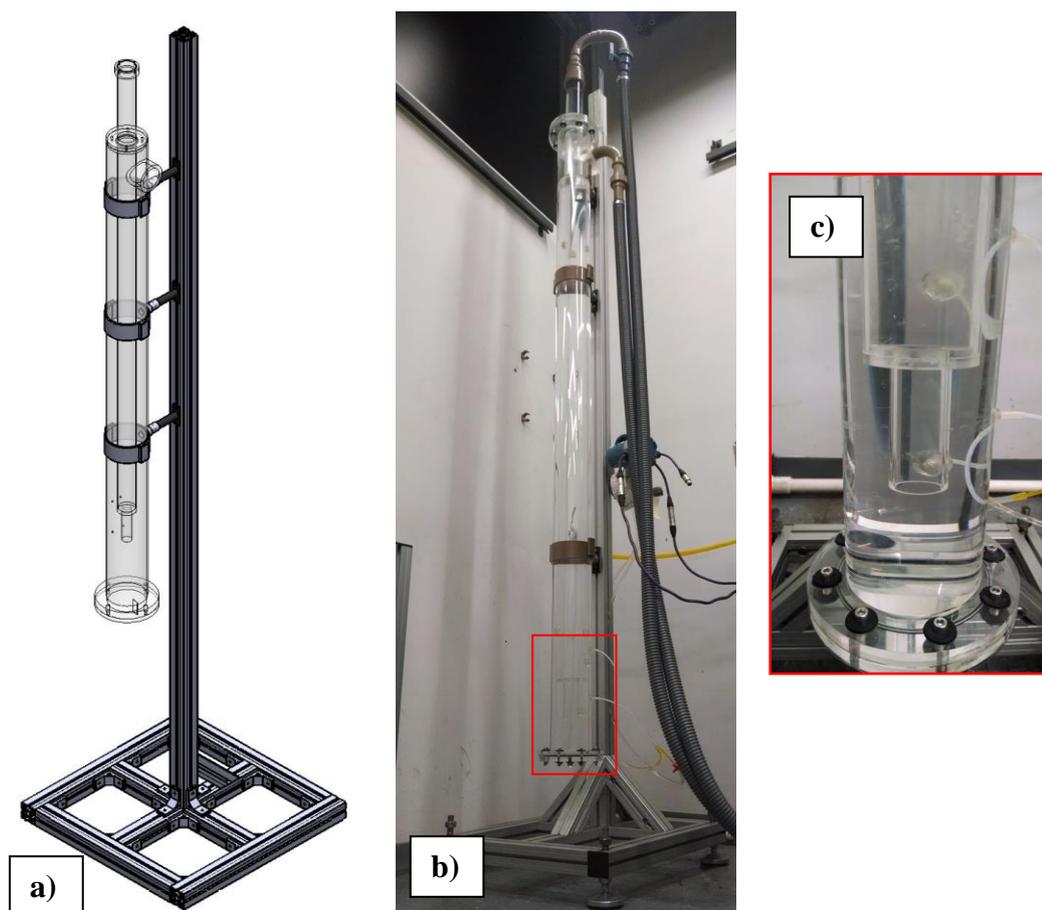


Figura 16 – Unidade experimental de avaliação de força de impacto e coeficiente de descarga de jato – a) CAD do projeto; b) fotografia da bancada, c) contração do bocal ejetor.

A força de impacto imposta no flange inferior foi determinada utilizando quatro tomadas de pressão arranjadas lado-a-lado ao longo do raio do tubo. Assim, pode-se avaliar a pressão de impacto em função do raio e do afastamento do eixo do bocal ou centro do jato.

3.3 Montagem experimental

Uma estrutura composta por perfis estruturais de alumínio, ilustrados na Figura 17, foi projetada e construída para suportar o conjunto de tubos de acrílico, buscando-se garantir o alinhamento vertical dos tubos e diminuir vibrações indesejadas. A utilização dos perfis de alumínio se justificou uma vez que se buscou trabalhar com materiais leves, de fácil montagem e resistentes à oxidação. Apesar de realizar a montagem da unidade buscando-se

uma estrutura perfeitamente vertical, imperfeições no piso ou no próprio processo de união da estrutura dificultaram o alinhamento, de modo que se recorreu a suportes da base ajustáveis, Figura 17 (b), para posterior verificação e adaptação utilizando como referência um nível de bolha.

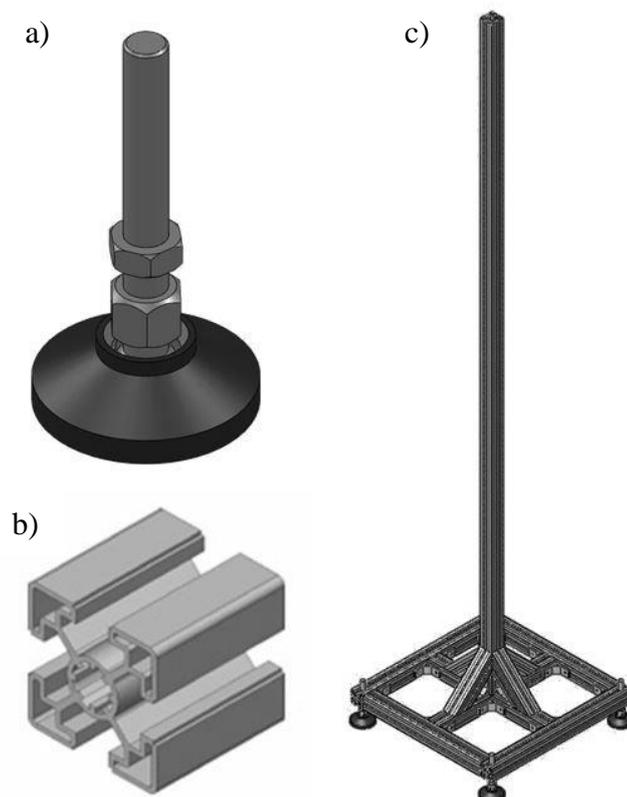


Figura 17 – a) Suporte da base, b) perfil estrutural de alumínio e c) estrutura final.

A estrutura final utilizada na unidade é mostrada na Figura 17 (c). O posicionamento do tubo de acrílico de 4" na estrutura de alumínio foi realizado utilizando 3 colares de PVC.

Decidiu-se por utilizar tubos de acrílico como representação física das paredes do poço, coluna de perfuração e bocal ejetor devido à sua relativa fácil manipulação, leveza, resistência à oxidação e alto grau de transparência, o que possibilitará estudos futuros utilizando técnicas de velocimetria por imagem de partículas (PIV).

Para fixação do tubo interno ao tubo externo de modo que o primeiro pudesse ser móvel quando desejado, projetou-se e fabricou-se um conjunto de flanges os quais são fixados por parafusos. A montagem deste flange (Figura 18) impede movimentos verticais imprevistos do

tubo interno, enquanto ainda possibilita ajustes de posicionamento da altura h ao se retirarem os parafusos fixadores e anel de borracha.

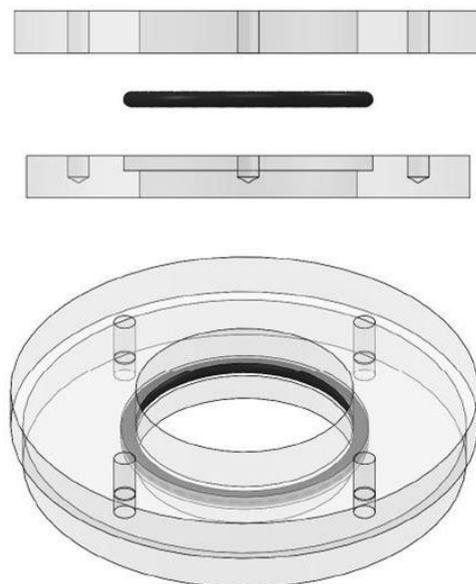


Figura 18 – Flanges superiores reguladores de altura.

As uniões entre a coluna interna, de 2", e contração (1", 3/4" e 1/2"), foram feitas utilizando reduções de acrílico como mostrado na Figura 19. Todas as uniões feitas entre duas peças de acrílico utilizaram clorofórmio como agente de ligação.

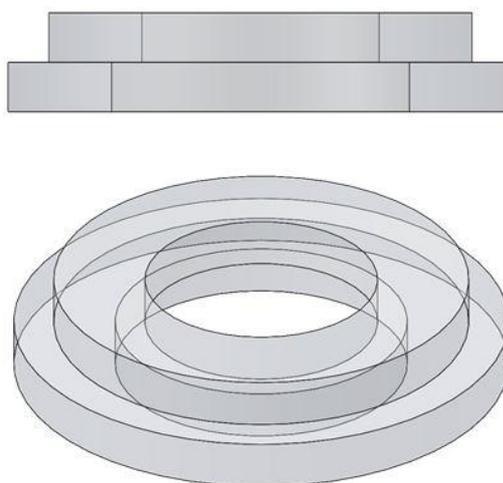


Figura 19 – Redução para contração.

A retirada do fluido se dá por um furo de 32 mm de diâmetro usinado no topo do tubo externo, escoando por uma tubulação de PVC e retornando ao tanque de 100 litros onde o fluido é estocado. Um segundo tipo de flange (Figura 20), também de acrílico, foi desenvolvido para ser posicionado na região do furo de retorno do fluido, dando suporte à tubulação de retorno e impedindo eventual propagação de trincas devido às tensões residuais da usinagem do furo.

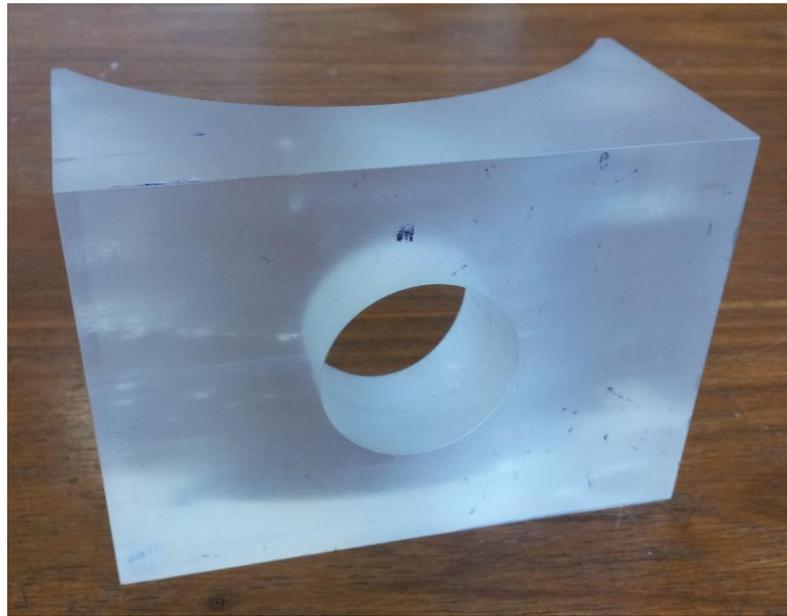


Figura 20 – Flange para suporte da tubulação de retorno do fluido.

3.4 Transdutores e tomadas de pressão

Dois transdutores de pressão foram utilizados (Figura 21), um de pressão diferencial para medição da queda de pressão na contração e um de pressão manométrica para medição das pressões ao longo do fundo do poço. Ambos os transdutores utilizados são da fabricante Rosemount, calibrados para duas diferentes faixas de pressão: 0 a 62200 Pa (diferencial) e de 0 a 750000 Pa (manométrica) e apresentam resolução de 0,01 Pa, com incertezas de medição de 0,41%. Os transdutores de pressão foram selecionados com base nos modelos disponíveis no CERNN, de modo que as faixas de operação podem ser otimizadas em estudos futuros.



**Figura 21 – Transdutores de pressão. a) diferencial 2051CD; b) manométrica 2051TG.
Fonte: Folha de especificações do produto – Rosemount 2051, 2012.**

Ambos os transdutores tiveram suas calibrações checadas anteriormente à realização dos ensaios. Para tanto, encheu-se a unidade experimental com água até diversos níveis acima do ponto onde está posicionada a tomada de pressão e fez-se a comparação entre os valores medidos em Pa e a altura da coluna, em metros de coluna d'água.

As tomadas de pressão para medição da pressão estática na contração consistem em dois orifícios de 3,2 mm de diâmetro na parede do tubo, aos quais são conectadas duas mangueiras de mesmo diâmetro e suportadas por peças fabricadas por prototipagem rápida no NUFER (Núcleo de Prototipagem e Ferramental) da UTFPR. Foram selecionados os seguintes pontos para tomada de pressão no bocal ejetor: 40 mm a montante e 85 mm a jusante da contração, de maneira que estivessem situados fora da região de *vena contracta* (Figura 22c).

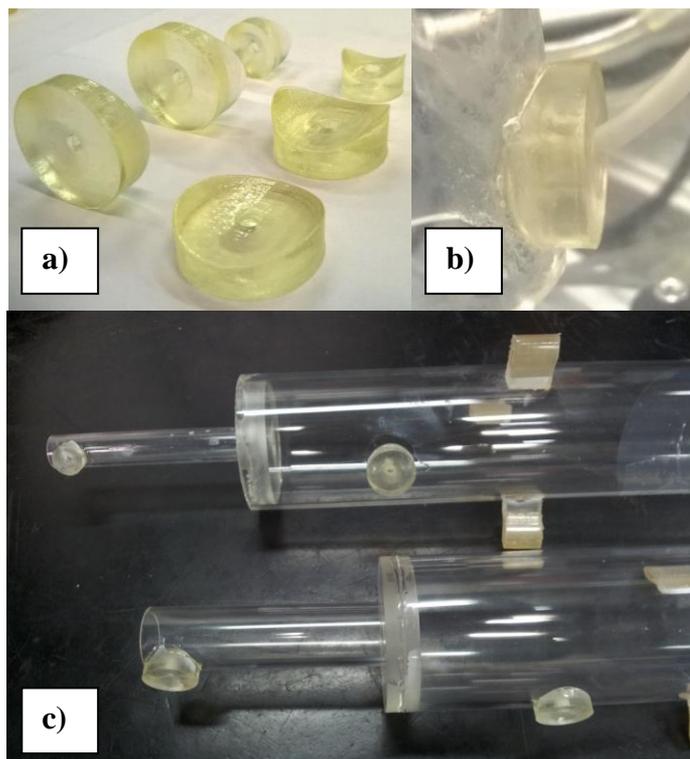


Figura 22 – a) Peças prototipadas, b) conexão com mangueiras, c) e posicionamento em contrações

Outros quatro pontos de tomada de pressão foram instalados na porção inferior da unidade experimental, de forma a medir a pressão total no fundo do poço e possibilitar a análise da força de impacto do fluido. As tomadas de pressão foram instaladas contra a direção de escoamento do fluido, de forma a medir ainda a pressão de estagnação do mesmo. Foram instaladas as tomadas a 0 ($P1$), 10 ($P2$), 20 ($P3$) e 40 mm ($P4$) do centro do flange inferior, como observado na Figura 23, visando estudar a pressão com o afastamento do centro do jato.

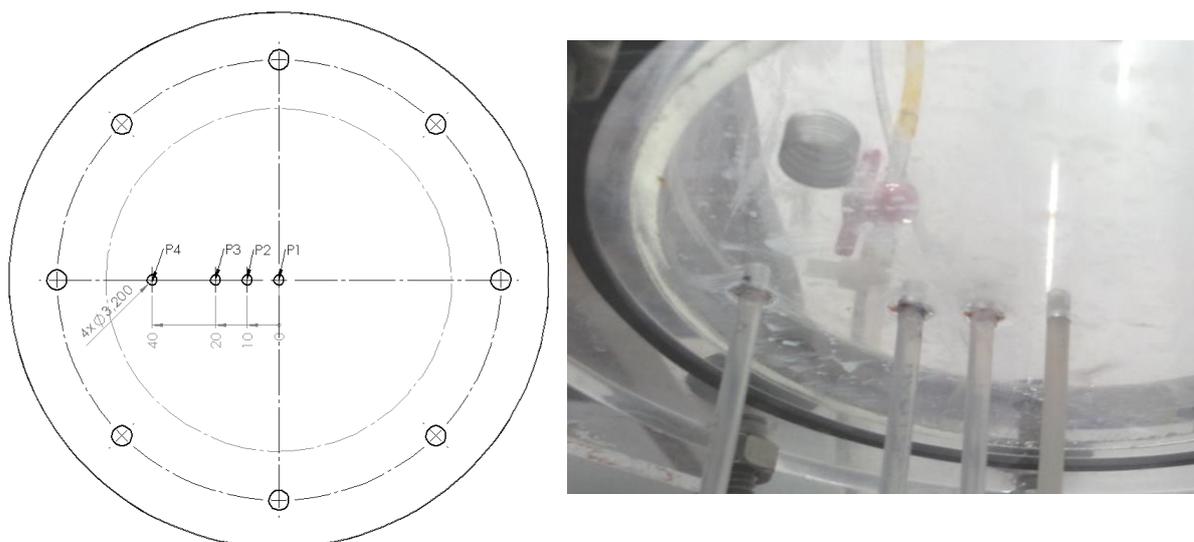


Figura 23 – Disposição das tomadas de pressão no fundo de poço. À esquerda: posicionamento dos furos; à direita: mangueiras instaladas.

Uma vez que somente um transdutor de pressão manométrica estava disponível para a medição das pressões no fundo do poço, desenvolveu-se um sistema em conjunto de três válvulas três-vias (Figura 24), de forma que se pudesse selecionar cada um dos caminhos e qual tomada de pressão seria medida por vez.



Figura 24 – Sistema de válvulas três-vias.

3.5 Bomba centrífuga

Selecionou-se uma bomba centrífuga FABO BCI ELS02 06 para realização dos testes e bombeamento do fluido para a unidade experimental. A bomba apresenta potência de 3 cv,

sendo capaz de atender vazões de até 15000 litros por hora. Inicialmente será utilizada água como fluido a ser bombeado, porém, planeja-se ainda a utilização de um fluido de perfuração em testes futuros.

Associado à bomba encontra-se um inversor de frequência - um equipamento capaz de variar a frequência de rotação de 3 a 60 Hertz e, por conseguinte, a rotação de operação da bomba. O controle da frequência ocorre automaticamente por um controle Proporcional-Integral-Derivativo (PID) desenvolvido no programa em *LabVIEW*®.

3.6 Casos estudados

Os ensaios foram realizados para cinco faixas diferentes de número de Reynolds: 40000, 50000, 55000, 60000 e 70000. Para cada ensaio foi variada a razão de contração do bocal ejetor entre $\beta = 2$, $\beta = 2,7$ e $\beta = 4$, ou seja, diâmetros do bocal ejetor iguais a 1", 3/4" e 1/2", respectivamente. A altura entre o bocal ejetor e formação rochosa variou entre 50, 100, 150 e 200 mm, sendo medidas as pressões no fundo do poço nas seguintes posições: 0 mm, 10 mm, 20 mm e 40 mm de afastamento em relação ao centro do jato, como apresentados na Tabela 2:

Tabela 2 – Casos estudados.

<i>Números de Reynolds</i>	<i>Bocais Ejetores</i>	<i>Altura entre bocal ejetor e fundo do poço, h</i>	<i>Medições de pressão</i>
40000	$\beta = 2$ ($d = 1''$)	50 mm	Contração
50000		100 mm	Centro da base
55000	$\beta = 2,7$ ($d = 3/4''$)	150 mm	10 mm do centro
60000		200 mm	20 mm do centro
70000	$\beta = 4$ ($d = 1/2''$)		40 mm do centro

Na seção seguinte é apresentada a metodologia a ser utilizada para operação da unidade e obtenção dos parâmetros estudados, assim como análises dos resultados obtidos.

4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste capítulo apresenta-se a metodologia experimental utilizada para determinação da força de impacto e da queda de pressão em bocal ejetor de razão de contração igual a $\beta = 2$, $\beta = 2,67$ e $\beta = 4$.

4.1 Descrição da Metodologia

As técnicas de medição podem ser divididas em duas categorias: intrusivas e não intrusivas. A primeira envolve a utilização de sensores ou tubos localizados estrategicamente para medições de pontos específicos, já a segunda utiliza-se de técnicas como a velocimetria de imagem por partículas (PIV) ou anemometria laser-Doppler (LDA) para uma análise mais completa, a qual fornece informações de um campo. Os sensores fornecem informações relativas a um único ponto, sendo as informações, então, muito mais rápidas de serem adquiridas. Este trabalho faz uso de sensores para a medição de pressão, não impedindo, contudo, o futuro emprego de técnicas não intrusivas na unidade, em especial o sistema PIV disponível no CERNN.

Para controle da vazão volumétrica na unidade, aquisição e análise dos dados provenientes dos transdutores de pressão elaborou-se um código em ambiente de programação *LabVIEW*® (Figura 25).

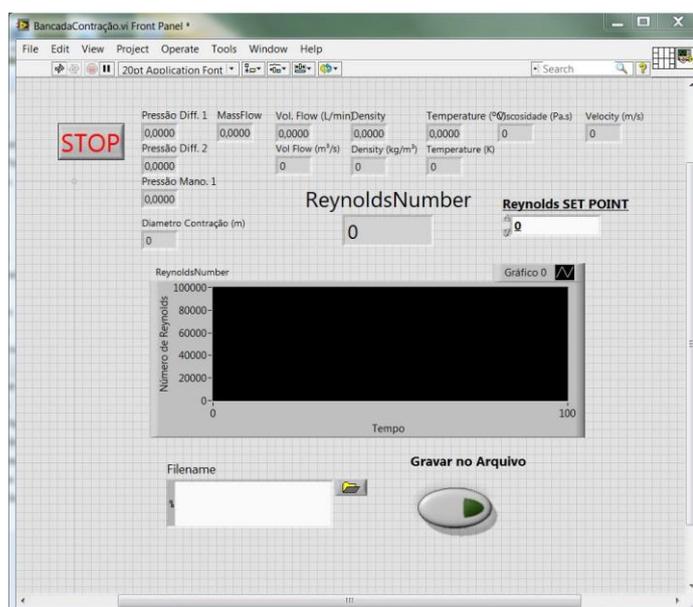


Figura 25 – Interface do programa elaborado em *LabVIEW*®.

O programa em *LabVIEW*® é responsável por controlar o inversor de frequência, ajustando a rotação da bomba e, conseqüentemente, a vazão de fluido. Dados relativos à temperatura e viscosidade do fluido, à queda de pressão na contração, à pressão no fundo da bancada e o número de Reynolds na seção da contração são exibidos no programa.

A seguir é detalhada a metodologia desenvolvida e adotada para operação e resolução do problema.

4.1.1 Projeto e construção da unidade experimental

A etapa inicial do projeto consiste na elaboração do projeto de uma unidade experimental vertical para solução e determinação do coeficiente de descarga em bocal ejetor e força de impacto em formações rochosas, apresentado no capítulo 3.

Desenvolveu-se inicialmente um modelo em CAD, utilizando o software *Solidworks*®, para melhor planejamento das conexões e posicionamento dos tubos, além de se obter boas estimativas em relação ao peso total da unidade experimental e suas dimensões.

Uma vez projetada a unidade experimental, iniciou-se a fabricação de seus componentes, como flanges, encaixes e estruturas.

4.1.2 Faixa de operação da unidade experimental

A faixa de operação da unidade experimental está diretamente relacionada à vazão volumétrica, temperatura e viscosidade do fluido utilizado, os quais são determinados a seguir.

4.1.2.1 Medição de vazão volumétrica e temperatura do fluido

De maneira a se determinar a vazão volumétrica do escoamento e sua temperatura, utilizou-se um medidor Coriolis Micro-Motion R050S. Enquanto a maioria dos medidores mede vazão volumétrica, o presente medidor se baseia no princípio da aceleração de Coriolis associado às coordenadas não inerciais, determinando-se a massa específica, vazão mássica e então a convertendo para vazão volumétrica. O fluido de estudo entra na tubulação do medidor Coriolis e percorre dois arranjos em forma de *loops* (Figura 26), os quais vibram em alta frequência. A diferença de fase registrada em ambas saídas é capturada por sensores, sendo proporcional à vazão mássica do escoamento (WHITE, 2002).

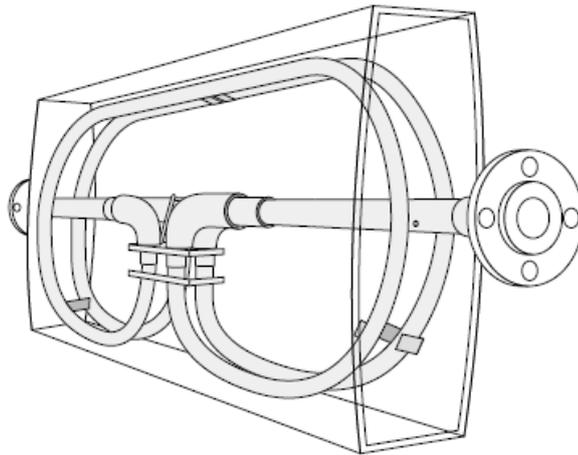


Figura 26 – Esquema de um medidor mássico Coriolis.

Fonte: WHITE, 2002

Foi selecionado o modelo Micro-Motion R050S para operação nessa unidade experimental, uma vez que o medidor já havia sido adquirido pelo laboratório. O dispositivo em questão suporta vazões mássicas de até 2,27 kg/s com incerteza associada de $\pm 0,5\%$ (Micro Motion R-Series Coriolis Flow Meter Product Data Sheet, 2013).

Por questões de segurança, evitando o fim de escala do equipamento, limitou-se a vazão mássica máxima operacional a 1,7 kg/s, o que restringe a operação da unidade experimental.

O medidor Coriolis produz um sinal de saída digital, o qual é enviado e capturado por uma placa Fieldbus National Instruments PCI/FBUS/2 e operada pelo programa em *LabVIEW*®.

4.1.2.2 Determinação da viscosidade dinâmica

A determinação da massa específica da água e sua viscosidade dinâmica são fundamentais para o cálculo do número de Reynolds e controle na sequência dos testes. Para cada simulação experimental, obteve-se a temperatura do fluido e calculou-se a viscosidade da água por meio de aproximação indicada em FOX, PRITCHARD, MCDONALD (2011):

$$\mu = A \cdot 10^{B/(T-C)} \quad (30)$$

sendo $A = 2,414 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s$, $B = 247,8K$, $C = 140K$ e T a temperatura da água em Kelvin.

A relação de viscosidade dinâmica exibida apresenta uma incerteza de $\pm 2,5\%$ segundo Touloukian *et al.* 1975 (*apud* FOX, PRITCHARD, MCDONALD, 2011), sendo considerada uma boa aproximação para os testes experimentais realizados.

O uso prolongado do circuito experimental pode aquecer a água no processo de bombeamento, contudo, grandes variações da temperatura da água são indesejadas, pois influenciam na viscosidade do fluido. A utilização de um tanque reservatório de grande capacidade, portanto, não somente fornece água para o sistema como também promove uma mistura entre o fluido de retorno e o já presente no tanque, prevenindo grandes alterações da temperatura.

Uma vez definidas: a utilização do medidor de vazão Coriolis Micro-Motion R050S, da interface Fieldbus e da bomba centrífuga - realizaram-se testes experimentais para verificação da faixa de operação da unidade.

Consideraram-se apenas as vazões volumétricas as quais garantissem o completo preenchimento do tubo interno antes que houvesse retorno do fluido para o tanque reservatório. Para a unidade em questão, uma vazão de 1,03 litros por segundo foi o suficiente, alcançando um número de Reynolds de 40000 na região do bocal ejetor, de 1" de diâmetro, e configurando um escoamento turbulento. De forma a não superar o limite de vazão imposto pelo fabricante do Coriolis para o modelo utilizado, alcançou-se um número de Reynolds máximo de aproximadamente 70000 com uma vazão de 1,5 litros por segundo.

4.1.3 Testes de estanqueidade

O ensaio de estanqueidade é o primeiro e fundamental teste a ser realizado, consistindo em operar a unidade não somente na faixa de operação determinada previamente, como também em condição mais crítica, de modo a cobrir eventuais faixas de vazões não previstas. É importante a verificação das condições de segurança não somente da unidade experimental como de todos os periféricos e tubulações de maneira a garantir o funcionamento e estabilidade da estrutura e equipamentos.

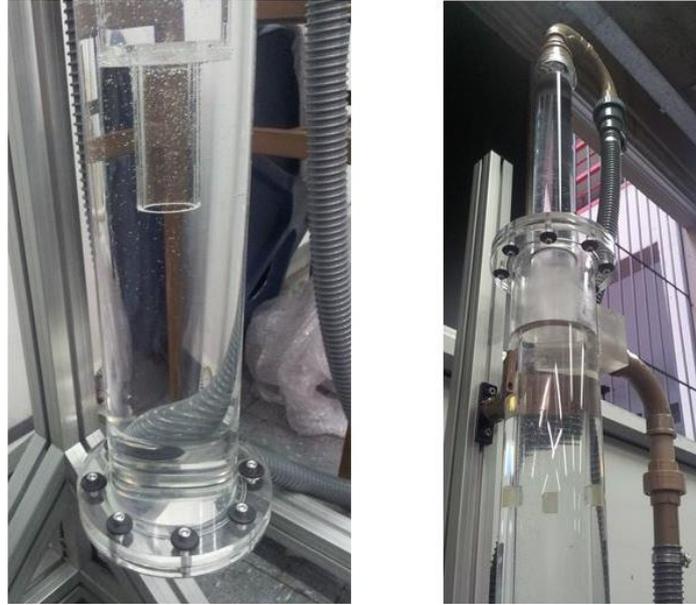


Figura 27 – Ensaio de estanqueidade

O ensaio de estanqueidade foi realizado com sucesso, sem qualquer vazamento de fluido para o meio externo da unidade experimental (Figura 27). Como observado na Figura 27, contudo, observou-se a existência de pequenas bolhas de ar ao longo do tubo, as quais podem afetar diretamente as medições de força de impacto e queda de pressão no bocal ejetor. O funcionamento prolongado da unidade, porém, promove uma diminuição considerável na quantidade de bolhas presentes, ao passo que elas são expelidas juntamente ao fluido que retorna ao tanque reservatório.

Realizou-se ensaios de estanqueidade para a faixa de Reynolds de 40000 a 75000 a cada alteração no projeto, como furos para tomadas de pressão, alteração do flange para retorno do fluido, substituição de contração abrupta, etc.

4.1.4 Testes utilizando água

Uma vez verificada a estanqueidade da unidade para a faixa de operação projetada, pode-se prosseguir os ensaios para determinação dos parâmetros analisados: o coeficiente de descarga e a força de impacto.

Propõe-se a utilização de água como fluido de ensaio, pois a baixa viscosidade da água (comparada ao fluido de perfuração) e sua característica de fluido newtoniano possibilitam a posterior verificação e comparação com a solução numérica do problema, obtida em CFD por Figueiredo *et al.* (2013).

Os ensaios prosseguiram com avaliação da queda de pressão na contração e pressões ao longo do fundo do poço para os seguintes números de Reynolds: 40000, 50000, 55000, 60000 e 70000. A partir desses valores de pressão, somados aos dados obtidos de vazão volumétrica, massa específica, viscosidade dinâmica do fluido, calculou-se o coeficiente de descarga de cada bocal ejetor.

4.1.5 Incertezas experimentais

Todas as medições realizadas são sujeitas a incertezas experimentais intrinsicamente associadas, de forma que uma série de erros é induzida apesar de haver cuidado no controle e medição dos parâmetros. As três principais fontes de incertezas experimentais são (Coleman e Steele, 1999):

- Precisão limitada dos equipamentos utilizados – transdutores de pressão apresentam incerteza de $\pm 0,41\%$, por exemplo;
- Simplificações e limitações do procedimento experimental – diversas considerações são feitas a fim de se facilitar a resolução do problema, mas podem não representar a realidade;
- Mudanças indesejadas e inesperadas no ambiente – mudanças na temperatura do fluido utilizado, por exemplo.

Os erros podem ainda ser classificados em duas classes: erro fixo e erro aleatório. O primeiro é um erro sistemático, ou seja, repete-se em todas as medições e pode ser eliminado por meio de calibração de equipamentos, por exemplo. O segundo envolve erros que variam para cada leitura ou medição, não podendo então ser eliminado completamente, mas sim estimado (Holman, 1984).

Para análise e estimativa dos erros experimentais, é importante e fundamental a identificação dos principais componentes e fatores os quais contribuem com incertezas. Erros causados por operadores são descartados, uma vez que devem ser detectados e eliminados previamente. Assim, os principais componentes nesse trabalho os quais contribuem com incertezas são os seguintes:

- I. O medidor mássico Coriolis;
- II. A aproximação da viscosidade da água;

- III. A medição do diâmetro do bocal ejetor;
- IV. O transdutor de pressão.

O medidor mássico Coriolis é responsável não apenas pela medição da vazão mássica como também pela temperatura do fluido, implicando em uma incerteza de $\pm 0,5\%$ para cada parâmetro medido. A aproximação de viscosidade da água proposta por Touloukian *et al.* (*apud* FOX, PRITCHARD, MCDONALD, 2011) adiciona uma incerteza de $\pm 2,5\%$ ao processo. Os transdutores de pressão ainda apresentam incerteza de $\pm 0,41\%$. A leitura do diâmetro do bocal ejetor também apresenta uma incerteza, a qual varia de acordo com o método utilizado para medição.

Nota-se que as incertezas citadas induzem um erro aleatório ao experimento. Assim, para grandezas independentes, como a leitura direta da pressão de impacto, uma estimativa da grandeza medida pode ser representada pela média aritmética das medições realizadas:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n x_k \quad (31)$$

sendo n o número de amostras, x o valor medido e k o índice relativo a cada medição.

A dispersão desses dados em relação à média é indicada pelo desvio padrão amostral:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (x - \bar{x})^2} \quad (32)$$

Calculado o desvio padrão amostral, pode-se expressar o valor da grandeza experimental como $x_{estimado} = \bar{x} \pm s(\bar{x})$, considerando-se que todos os erros sistemáticos são nulos ou de ordem de grandeza inferior à dos erros aleatórios. Ademais, uma curva normal, ou distribuição de Gauss, pode ser traçada para determinação das probabilidades de ocorrência de medições em faixas específicas.

A incerteza de uma variável dependente das demais pode ser quantificada segundo a abordagem proposta por Coleman e Steele (1999), a qual combina as incertezas propagadas por cada processo para estimar a incerteza total. Uma vez que as medições de força de impacto apresentam incertezas dependentes somente dos transdutores de pressão, é estimada apenas a incerteza total dos parâmetros dependentes de várias grandezas, como o número de Reynolds e coeficiente de descarga:

$$\delta \text{Re}^2 = \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial d} \right)^2 (\delta d)^2 + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial Q} \right)^2 (\delta Q)^2 + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \mu} \right)^2 (\delta \mu)^2 + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \rho} \right)^2 (\delta \rho)^2 \quad (33)$$

$$\delta C_d^2 = \left(\frac{\partial C_d}{\partial Q} \right)^2 (\delta Q)^2 + \left(\frac{\partial C_d}{\partial \rho} \right)^2 (\delta \rho)^2 + \left(\frac{\partial C_d}{\partial p} \right)^2 (\delta p)^2 + \left(\frac{\partial C_d}{\partial d} \right)^2 (\delta d)^2 \quad (34)$$

sendo δRe , δC_d , δd , $\delta \mu$, $\delta \rho$ e δp as incertezas relativas ao número de Reynolds, coeficiente de descarga, diâmetro do bocal ejetor, viscosidade do fluido, massa específica do fluido e pressão diferencial, respectivamente.

Substituindo as expressões para o número de Reynolds e efetuando as derivadas parciais na Equação (33), obtém-se a incerteza do número de Reynolds:

$$\delta \text{Re}^2 = \left(-\frac{4Q\rho}{\pi\mu d^2} \right)^2 (\delta d)^2 + \left(\frac{4\rho}{\pi\mu d} \right)^2 (\delta Q)^2 + \left(\frac{-4Q\rho}{\pi\mu^2 d} \right)^2 (\delta \mu)^2 + \left(\frac{4Q}{\pi\mu d} \right)^2 (\delta \rho)^2 \quad (35)$$

Analogamente, substituindo-se a expressão para o coeficiente de descarga em (34) e efetuando as derivadas parciais, obtém-se a incerteza relativa ao coeficiente de descarga:

$$\begin{aligned} \delta C_d^2 = & \left(\frac{4}{\pi d^2} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}} \right)^2 (\delta Q)^2 + \left(\frac{Q}{\pi d^2 \rho} \sqrt{\frac{2\rho}{\Delta p}} \right)^2 (\delta \rho)^2 + \\ & \left(-\frac{Q}{\pi d^2 p} \sqrt{\frac{2\rho}{\Delta p}} \right)^2 (\delta p)^2 + \left(-\frac{4Q}{\pi d^3} \sqrt{\frac{2\rho}{\Delta p}} \right)^2 (\delta d)^2 \end{aligned} \quad (36)$$

Os valores das incertezas totais de medição serão apresentados juntamente com os resultados, no Capítulo 5, uma vez que dependem de grandezas físicas medidas para cada experimento.

4.2 Justificativa da Metodologia

O estudo de escoamentos em bocais ejetores de brocas de perfuração ainda é bastante complexo e envolve vários fatores os quais são difíceis de serem atribuídos e modelados numericamente, uma vez que os modelos turbulentos presentes ainda não representam com fidelidade a física do problema. Recorre-se, pois, a estudos experimentais para a análise desses escoamentos.

A abordagem experimental é a mais próxima da realidade encontrada, possibilitando a utilização de fluidos distintos - os quais não são previstos nos programas de simulação e

podem sofrer variações de propriedades ao longo do tempo, por exemplo – modelos geométricos complexos em escala, diferentes métodos de medições, etc.

Definida a forma de abordagem do problema, busca-se entender quais parâmetros afetam o estudo, quais serão analisados e as eventuais implicações de cada parâmetro em erros de medições. Compreendendo-se como tais parâmetros influenciam o processo, podem-se realizar simplificações e reproduzir a situação problema em escala reduzida, o que pode ser extrapolado para maiores escalas através de parâmetros adimensionais, como o número de Reynolds.

Utiliza-se medidores, transdutores e correlações com a menor incerteza encontrada de modo que os valores calculados e medidos sejam fiéis ao problema, os dados possam ser analisados e se compreenda melhor o escoamento turbulento através de diferentes bocais ejetores.

4.3 Produtos do Projeto

Este projeto visa um melhor entendimento da força de impacto e do coeficiente de descarga de bocal ejetor utilizado na perfuração de poços de petróleo. Assim, busca-se determinar uma faixa de operação, distância entre o bocal ejetor e a formação rochosa e razão de contração ótima para o processo, possibilitando desenvolvimentos posteriores nesta área de pesquisa.

Como produto final do projeto, tem-se em vista a publicação de artigo em congressos da área de petróleo e em revistas internacionais.

Um protocolo de utilização da unidade experimental é apresentado no APÊNDICE B, de forma que outros pesquisadores possam compreender como a unidade funciona e operá-la corretamente.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Cada um dos 12 ensaios propostos – 3 contrações e 4 alturas – foi realizado quatro vezes: duas varrendo-se a faixa de número de Reynolds do menor ao maior e duas do maior ao menor, adquirindo-se aproximadamente 500 dados para cada Reynolds. Escolheu-se tal metodologia de forma a reduzir quaisquer influências ou erros de histerese no experimento.

Os dados foram então tratados estatisticamente, realizando-se a média aritmética de cada um dos 8 parâmetros analisados (temperatura, viscosidade dinâmica, massa específica, vazão volumétrica, número de Reynolds, queda de pressão na contração, coeficiente de descarga e pressão no fundo do poço) e dispostos em tabelas, apresentadas a seguir.

Apesar da preocupação e controle de certas variáveis para que se mantivessem constantes ao longo de todos os ensaios realizados, alguns parâmetros se mostraram de difícil controle e podem ter causado certa alteração dos indicadores medidos, como: temperatura do fluido, volume de ar existente na mistura ar + água, inclinação e concentricidade dos tubos, presença de partículas sólidas indesejadas como poeira, etc.

As tabelas a seguir apresentam os coeficientes de descarga para cada ensaio, assim como as pressões medidas no fundo do poço ao longo do raio do flange inferior. As pressões $P1$, $P2$, $P3$ e $P4$, representam as pressões no centro da base do poço, a 10 mm do centro, a 20 mm do centro e a 40 mm do centro, respectivamente, como apresentadas na Figura 23.

São apresentados ainda gráficos relacionando a pressão medida no fundo do poço com a distância até o centro do jato. Os eixos das ordenadas e abscissas são exibidos adimensionalizados para melhor interpretação e comparação dos dados.

5.1 Bocal ejetor de contração $\beta = 2$

Os resultados para a contração de 1" são apresentados a seguir. Nota-se da Tabela 3 que o coeficiente de descarga, calculado em tempo real a partir dos dados medidos pelos transdutores e medidor mássico Coriolis, é praticamente constante, sem influência do número de Reynolds do escoamento para a faixa estudada. Isso ocorre devido ao fato da vazão volumétrica ser proporcional ao quadrado da queda de pressão. Houve maior queda de pressão na contração e aumento das forças de impacto no fundo do poço com o aumento da vazão volumétrica de fluido, indicado pelo número de Reynolds, como esperado.

Tabela 3 – Resultados da contração $\beta = 2$ para $h = 50\text{mm}$.

Re	ρ [kg/m ³]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	Cd	$P1$ [Pa]	$P2$ [Pa]	$P3$ [Pa]	$P4$ [Pa]
40028	997,28	9,26E-04	1419	0,854	20439	19852	19291	18995
50014	997,49	9,28E-04	2234	0,853	21266	20334	19444	18994
55027	997,62	9,30E-04	2713	0,853	21632	20595	19553	18990
60040	997,69	9,26E-04	3197	0,853	22071	20870	19649	18987
70056	997,89	9,19E-04	4283	0,854	23047	21516	19845	18983

A Figura 28 apresenta o perfil de pressões medidas no fundo poço para os Reynolds de 40000 a 70000 para altura de 50 mm. O eixo das ordenadas e abscissas são apresentados adimensionalizados, sendo $P_{m\acute{a}x}$ a pressão total no ponto central do poço para o Reynolds de 70000 e R o raio do poço, $R = 0,0508$ m. São exibidas ainda as linhas de tendência polinomiais quadráticas, as quais representam bem os valores encontrados, com o parâmetro de regressão R-quadrado superior a 0,96 em todas as curvas. Além de possibilitarem melhor visualização do comportamento das pressões, as linhas de tendência foram utilizadas para cálculo da força de impacto, exibida adiante. Independentemente do número de Reynolds, as pressões no fundo do poço tendem ao mesmo valor, referente à pressão hidrostática do fluido, ao se afastar do centro do jato.

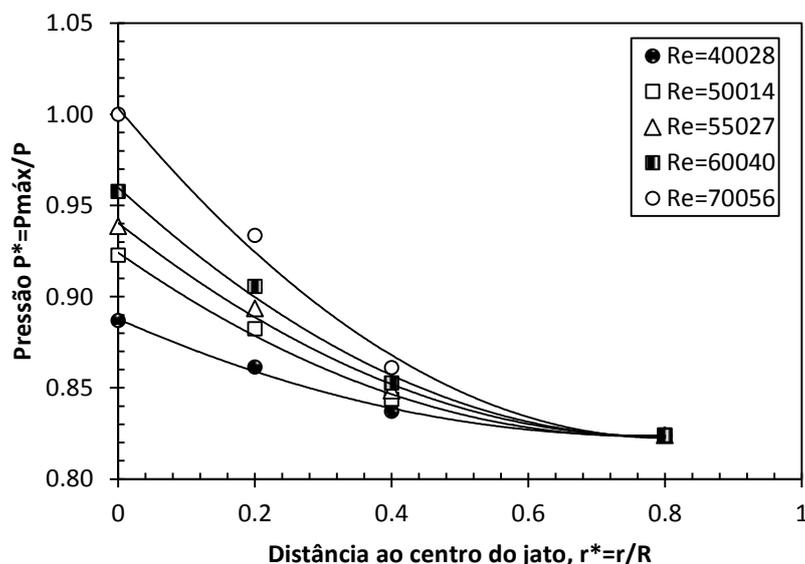


Figura 28 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2$ e $h = 50\text{mm}$.

Houve pequena variação na queda de pressão na contração e consequente alteração no coeficiente de descarga para o bocal ejetor de 1" a uma altura de 100 mm, como observado na Tabela 4. A presença de partículas indesejadas ou gás no fluido pode ter induzido tal variação.

Tabela 4 - Resultados da contração $\beta = 2$ para $h = 100\text{mm}$.

Re	ρ [kg/m ³]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	Cd	$P1$ [Pa]	$P2$ [Pa]	$P3$ [Pa]	$P4$ [Pa]
40041	997,11	9,21E-04	1317	0,873	19990	19339	19184	19041
50028	997,25	9,19E-04	2077	0,877	20409	19579	19254	19060
55039	997,33	9,18E-04	2514	0,875	20643	19639	19272	19059
60042	997,42	9,17E-04	3053	0,872	20876	19788	19313	19060
70055	997,63	9,15E-04	4272	0,874	21523	20091	19418	19078

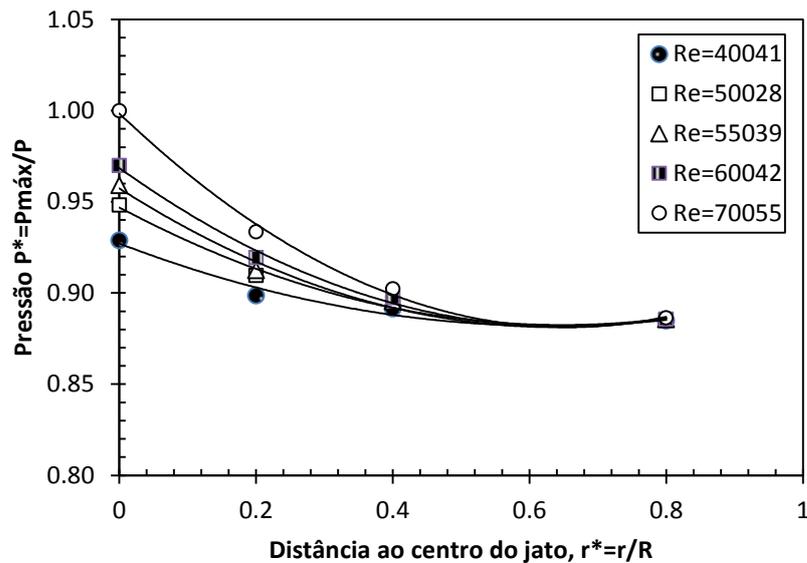


Figura 29 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2$ e $h = 100\text{mm}$.

Com o aumento da altura h , observa-se a diminuição do gradiente de pressões no fundo do poço, apresentado na Figura 29. Novamente, os valores se adequaram bem às curvas de tendência polinomiais quadráticas, as quais tendem ao mesmo valor com o distanciamento do centro do jato.

Os resultados para a altura de 150 mm são apresentados na Tabela 5. Nota-se certa variação no coeficiente de descarga, cuja média se aproxima de 0,86.

Tabela 5 - Resultados da contração $\beta = 2$ para $h = 150\text{mm}$.

Re	ρ [kg/m ³]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	Cd	$P1$ [Pa]	$P2$ [Pa]	$P3$ [Pa]	$P4$ [Pa]
40020	996,57	8,77E-04	1104,94	0,862	19502	19321	19171	19109
50009	996,71	8,77E-04	1887,23	0,857	19785	19436	19233	19134
55012	996,80	8,76E-04	2318,93	0,856	19924	19539	19343	19167
59985	996,91	8,76E-04	2791,74	0,863	20043	19670	19365	19190
69978	997,15	8,76E-04	3860,22	0,856	20406	19837	19517	19259

Ao se analisar a Figura 30, percebe-se a pequena influência do jato na pressão ao longo do fundo do poço para grandes alturas. Pode-se dizer que ocorre uniformização das pressões totais ao passo que o bocal ejetor é elevado e a pressão dinâmica do fluido descrece.

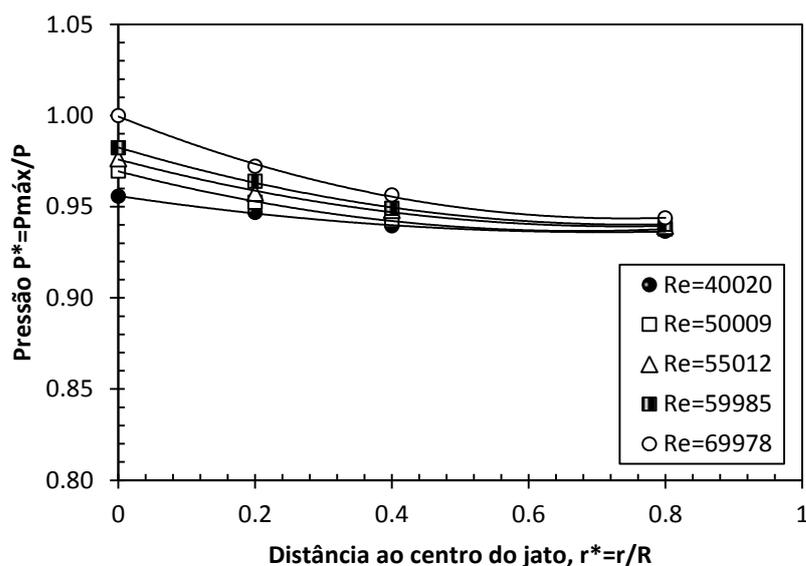


Figura 30 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2$ e $h = 150\text{mm}$.

Os resultados de coeficiente de descarga para a distância de 200 mm se mostraram bastante estáveis, como visto na Tabela 6. Os valores de queda de pressão medidos para esta altura foram semelhantes aos demais.

Tabela 6 - Resultados da contração $\beta = 2$ para $h = 200\text{mm}$.

Re	ρ [kg/m ³]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	Cd	$P1$ [Pa]	$P2$ [Pa]	$P3$ [Pa]	$P4$ [Pa]
40021	997,13	9,38E-04	1449	0,856	19550	19418	19357	19033
50019	997,27	9,37E-04	2268	0,855	19863	19599	19488	19111
55041	997,35	9,36E-04	2740	0,854	19950	19705	19533	19161
60026	997,44	9,35E-04	3255	0,854	20108	19841	19596	19202
70049	997,63	9,34E-04	4424	0,854	20383	20103	19723	19301

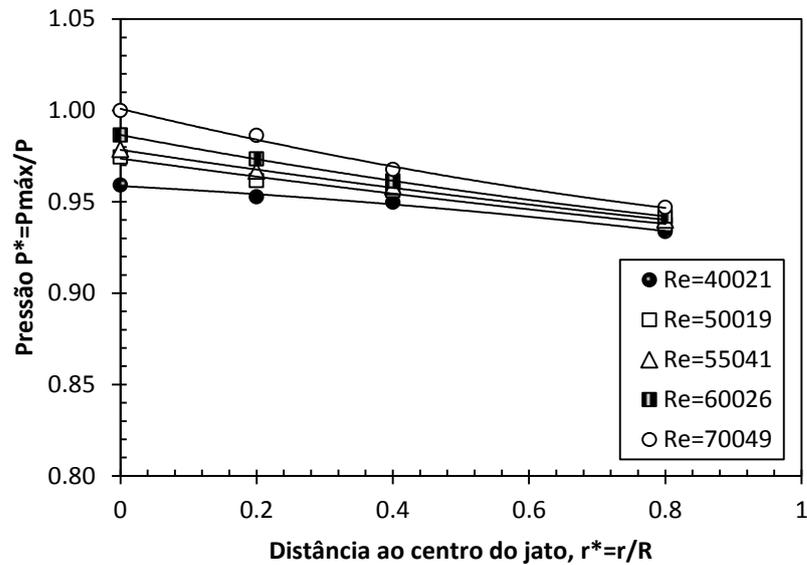


Figura 31 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2$ e $h = 200\text{mm}$.

Observa-se ainda mais claramente da Figura 31 o achatamento dos perfis de pressão, o que é esperado devido ao fato da pressão dinâmica do fluido decrescer com a diminuição da velocidade do fluido, mais afetado pelas redondezas quanto maior o afastamento. A pressão mais afastada do centro, $P4$ ($r^* = 0,8$), indica pouca influência da pressão dinâmica, sendo mais acentuada a parcela referente à pressão hidrostática do fluido, de aproximadamente 18600 Pa.

Apesar do afastamento do bocal ejetor até o fundo do poço, a pressão medida no ponto $P4$ se mostrou praticamente constante em todos os casos e bocais estudados. Isso pode ser explicado pela relativa grande distância entre esse ponto e o centro de impacto do jato, em $P1$ ($r^* = 0$), de forma que haja pouca influência do impacto se comparado à pressão hidrostática da coluna.

Visou-se a redução, senão eliminação dos erros sistemáticos, através da verificação de calibração dos transdutores, contudo, ainda existem erros aleatórios, os quais variam para cada medição realizada. Como forma de reduzir os erros aleatórios, os dados apresentados nas tabelas representam a média de uma série de aproximadamente 500 dados. A quantificação dos erros aleatórios, porém, ainda é de extrema importância para validação e interpretação dos resultados obtidos.

Estes erros ou flutuações são causados e propagados por incertezas de precisão de medição de todos os parâmetros dependentes ou equipamentos, como diâmetro do tudo, pressões medidas, utilização de correlações e outros. Assim, apresenta-se na Tabela 7 uma faixa de valores dentro da qual os dados são precisos. Aplicando-se a metodologia proposta por Coleman e Steele (1999) para a determinação das incertezas de medição totais do número de Reynolds e coeficiente de descarga, obtêm-se as incertezas apresentadas com 95% de confiança.

Tabela 7 – Incertezas totais de medição para contração $\beta = 2$.

<i>Re</i>	δRe	$\delta \Delta P$ [Pa]	δCd	$\delta P1$ [Pa]	$\delta P2$ [Pa]	$\delta P3$ [Pa]	$\delta P4$ [Pa]
40000	293,48	5,82	0,0043	83,80	81,39	79,10	77,88
50000	366,70	9,16	0,0043	87,19	83,37	79,72	77,88
55000	403,49	11,13	0,0043	88,69	84,44	80,17	77,86
60000	440,18	13,11	0,0043	90,50	85,57	80,56	77,85
70000	513,74	17,56	0,0043	94,50	88,22	81,37	77,83

Dessa forma, o coeficiente de descarga médio para o bocal ejetor de 1", $\beta = 2$, é de $Cd = 0,8600 \pm 0,0043$. Atenta-se ainda à incerteza de medição do número de Reynolds: apesar de ser pequena comparativamente, menor que 1% do Reynolds exibido no programa em *LabVIEW*®, pode influenciar variação dos outros parâmetros estudados.

As pressões manométricas medidas no fundo do poço nos pontos *P1*, *P2*, *P3* e *P4* – são apresentadas e comparadas às pressões obtidas em estudo de simulação numérica realizado por Figueiredo *et al.* (2013) no Apêndice A. De forma geral, a diferença percentual entre os valores provenientes da simulação numérica e medições experimentais é inferior a 5% para o bocal de razão de contração igual a 2.

Uma vez obtidas todas as pressões no fundo da bancada, pode-se fazer uso da equação da curva de tendência polinomial quadrática e integrá-la ao longo do domínio – fundo do poço - para obtenção das forças de impacto sobre toda a superfície.

$$F_{\text{impacto}} = - \int P \vec{n} \cdot d\vec{A} \quad (37)$$

$$F_{\text{impacto}} = \int_0^r P(r) \cdot 2\pi r dr \quad (38)$$

Tabela 8 – Força de impacto para contração $\beta = 2$ e $h = 50\text{mm}$.

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	144,48	142,67	1,27%
50000	145,07	143,35	1,20%
55000	146,19	143,74	1,71%
60000	146,81	144,16	1,84%
70000	147,97	145,13	1,96%

Como apresentado na Tabela 8, as forças de impacto para contração de 1" e altura de 50 mm até o fundo do poço se aproximaram muito dos valores obtidos em CFD, com diferença percentual abaixo de 2% para todos os Reynolds avaliados. Apesar da pequena diferença percentual, ressalta-se que um número maior de tomadas de pressão na porção inferior da bancada implicaria em curvas de tendência mais ajustadas e conseqüentemente valores de força mais precisos.

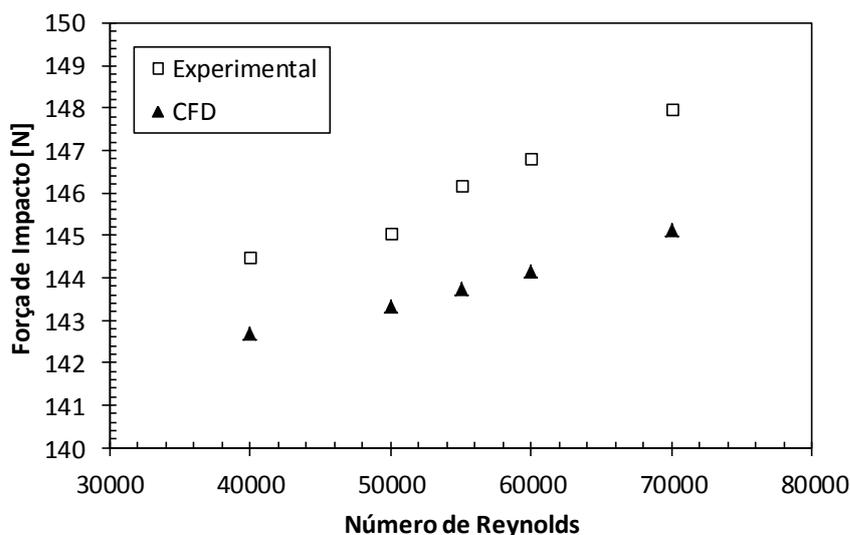


Figura 32 – Força de impacto vs. número de Reynolds para $\beta = 2$ e $h = 50mm$.

Nota-se da Figura 32 um leve aumento da força de impacto com o aumento do número de Reynolds. Entende-se que para a vazão volumétrica estudada, a pressão hidrostática do fluido representa a maior parcela no cálculo da força de impacto, com o jato responsável por pequena fração referente à pressão dinâmica. Em cenário real de operação, as faixas de vazão volumétrica são várias ordens de grandeza superiores, de forma que a pressão dinâmica é maior do que a hidrostática e a força de impacto muito superior.

As forças de impacto para distância de 100 mm diferiram aproximadamente 3% dos valores encontrados em CFD. De forma geral, a magnitude da força de impacto decresceu com o afastamento do bocal.

Tabela 9 - Força de impacto para contração $\beta = 2$ e $h = 100mm$

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	144,48	139,40	3,64%
50000	145,31	140,02	3,78%
55000	145,74	140,38	3,82%
60000	146,21	140,78	3,86%
70000	147,20	141,67	3,90%

A Tabela 10 apresenta os valores de força de impacto para a altura de 150 mm. Os valores experimentais se mantiveram praticamente constantes se comparados à altura de 100 mm, porém houve aumento da diferença percentual como um todo.

Tabela 10 - Força de impacto para contração $\beta = 2$ e $h = 150\text{mm}$.

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	144,49	135,59	6,56%
50000	144,89	136,23	6,36%
55000	145,35	136,59	6,41%
60000	145,65	137,00	6,32%
70000	146,47	137,91	6,21%

Houve pequena queda na força de impacto obtida para a altura de 200 mm. Como estimativa, os valores ainda são aceitáveis, apresentando diferença percentual abaixo de 10% (Tabela 11).

Tabela 11 - Força de impacto para contração $\beta = 2$ e $h = 200\text{mm}$.

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	144,34	131,74	9,57%
50000	144,88	132,36	9,46%
55000	145,04	132,72	9,28%
60000	145,31	133,12	9,16%
70000	146,04	134,02	8,97%

5.2 Bocal ejetor de contração $\beta = 2,7$

Os dados referentes ao bocal ejetor de $3/4"$, $\beta = 2,7$, são apresentados a seguir. Os valores encontrados para coeficiente de descarga se mostraram mais estáveis do que os encontrados para a contração de maior diâmetro ($1"$).

Tabela 12 - Resultados da contração $\beta = 2,7$ para $h = 50\text{mm}$.

<i>Re</i>	ρ [kg/m ³]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	<i>Cd</i>	<i>P1</i> [Pa]	<i>P2</i> [Pa]	<i>P3</i> [Pa]	<i>P4</i> [Pa]
40009	997,59	9,95E-04	2654	0,846	21051	20174	19034	18761
49953	997,71	9,93E-04	4110	0,846	22216	20936	19192	18764
54982	997,77	9,90E-04	4947	0,846	22869	21370	19272	18764
59987	997,84	9,86E-04	5835	0,846	23575	21892	19378	18771
69985	998,01	9,80E-04	7850	0,846	25128	23009	19588	18760

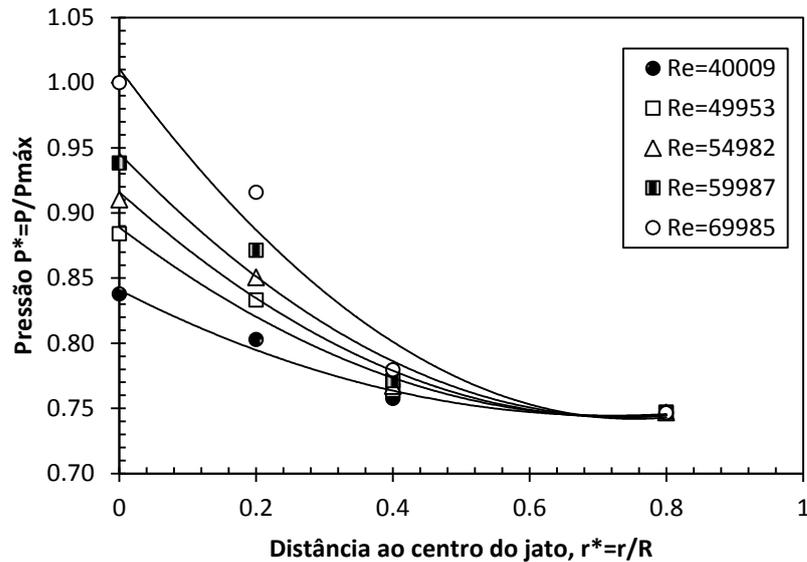


Figura 33 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2,7$ e $h = 50mm$.

A Figura 33 ilustra o perfil das pressões no fundo do poço e as respectivas curvas de tendência para cada número de Reynolds. As curvas de tendência que mais se adequaram aos pontos obtidos foram as polinomiais quadráticas, as quais apresentaram coeficiente de determinação R-quadrado superior a 0,96 para todos os Reynolds.

Constata-se uma queda considerável de pressão ($\approx 3600Pa$) no ponto central do flange inferior comparando-se os escoamentos com número de Reynolds igual a 70000 e afastamentos de 50 e 100 mm. O valor atingido para o coeficiente de descarga se mostrou fixo (Tabela 13).

Tabela 13 - Resultados da contração $\beta = 2,7$ para $h = 100mm$.

<i>Re</i>	ρ [kg/m ³]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	<i>Cd</i>	<i>P1</i> [Pa]	<i>P2</i> [Pa]	<i>P3</i> [Pa]	<i>P4</i> [Pa]
40000	997,30	9,50E-04	2417	0,845	19722	19583	19295	18856
49961	997,39	9,49E-04	3756	0,846	20199	20073	19602	18903
54960	997,44	9,48E-04	4529	0,846	20446	20136	19761	18941
59976	997,50	9,45E-04	5366	0,846	20696	20478	19956	18984
69955	997,66	9,42E-04	7239	0,846	21493	20967	20384	19083

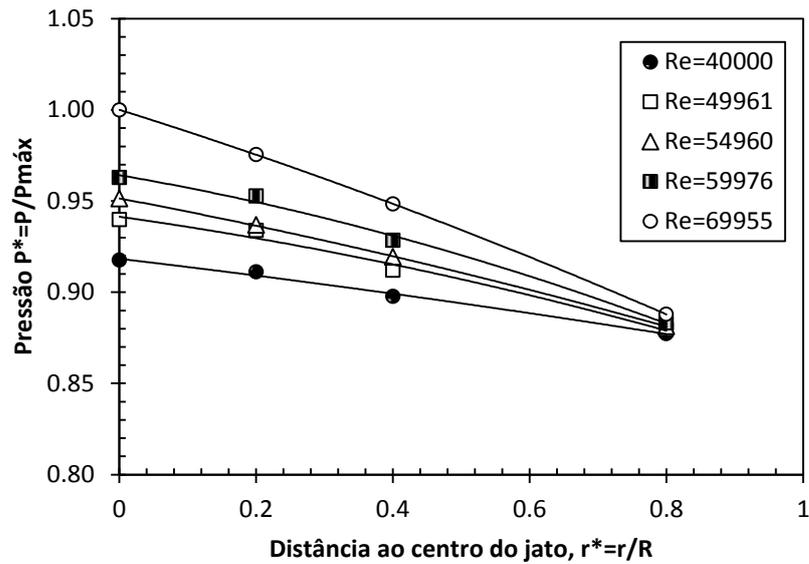


Figura 34 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2,7$ e $h = 100mm$.

Com o afastamento do bocal da altura de 100 a 150 mm, houve menor gradiente de pressão nos pontos ao longo do fundo do poço, demonstrando uma queda de pressão dinâmica do fluido. Não foi notada variação significativa no coeficiente de descarga.

Tabela 14 - Resultados da contração $\beta = 2,7$ para $h = 150mm$.

Re	ρ [kg/m^3]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	Cd	$P1$ [Pa]	$P2$ [Pa]	$P3$ [Pa]	$P4$ [Pa]
40014	997,95	9,94E-04	2648	0,845	19350	19291	19192	18916
50008	997,94	9,86E-04	4066	0,845	19597	19550	19381	19009
55003	997,91	9,78E-04	4838	0,845	19795	19719	19535	19048
59993	997,88	9,69E-04	5646	0,846	19969	19780	19590	19126
70008	997,95	9,57E-04	7500	0,846	20300	20088	19972	19228

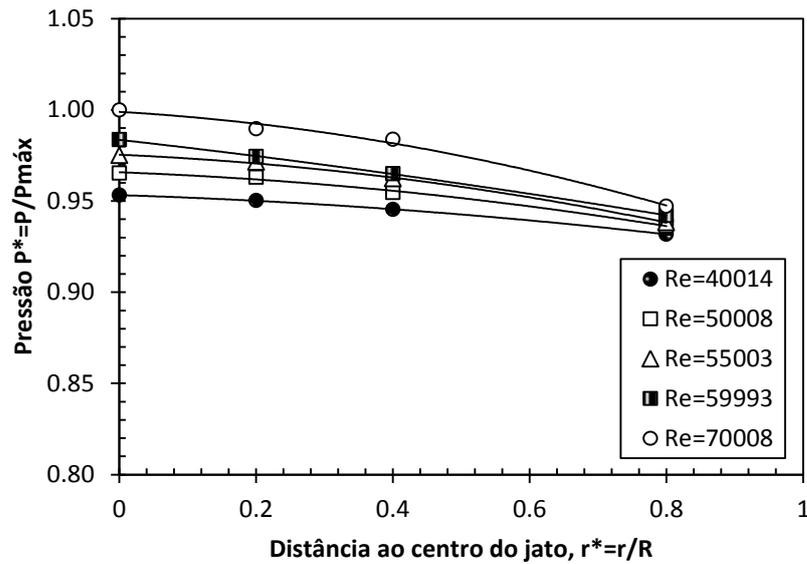


Figura 35 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2,7$ e $h = 150\text{mm}$.

Os gráficos de pressão no fundo do poço indicam o achatamento e uniformização das pressões de fundo de poço ao passo que o bocal é afastado, não sendo muito considerável a diferença entre os pontos $P1$, $P2$ e $P3$ para as alturas de 150 e 200 mm, como visto nas Tabela 14 e Tabela 15. Isso é nitidamente observado na Figura 36.

Tabela 15 - Resultados da contração $\beta = 2,7$ para $h = 200\text{mm}$.

Re	ρ [kg/m^3]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	Cd	$P1$ [Pa]	$P2$ [Pa]	$P3$ [Pa]	$P4$ [Pa]
40007	997,50	9,62E-04	2481	0,845	19167	19125	19079	18897
49982	997,55	9,57E-04	3830	0,845	19329	19317	19257	19011
54999	997,55	9,51E-04	4577	0,845	19484	19454	19370	19069
59980	997,58	9,46E-04	5377	0,846	19630	19530	19450	19114
70020	997,66	9,37E-04	7195	0,846	19893	19769	19668	19233

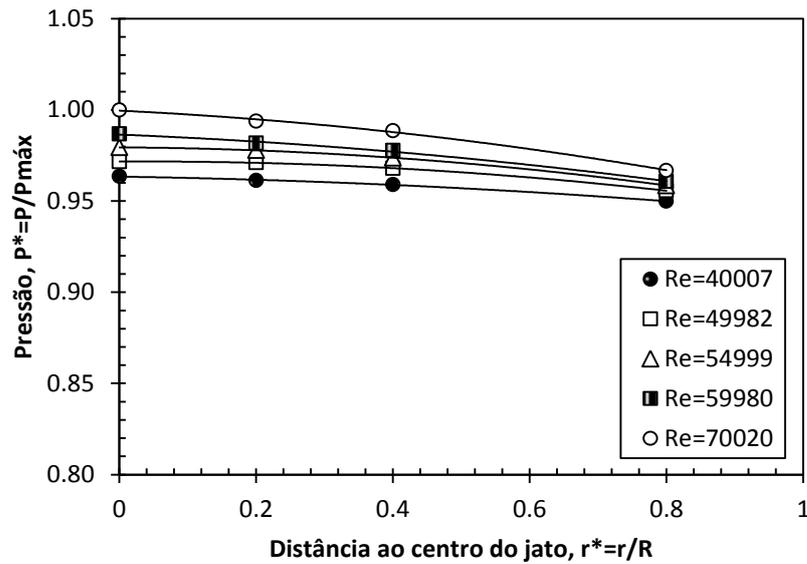


Figura 36 – Pressão vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 2,7$ e $h = 200\text{mm}$.

Tabela 16 – Incertezas totais de medição para contração $\beta = 2,7$.

Re	δRe	$\delta \Delta P$ [Pa]	δCd	$\delta P1$ [Pa]	$\delta P2$ [Pa]	$\delta P3$ [Pa]	$\delta P4$ [Pa]
40000	297,28	10,88	0,0047	86,31	82,71	78,04	76,92
50000	371,09	16,85	0,0047	91,09	85,84	78,69	76,93
55000	408,46	20,28	0,0048	93,76	87,62	79,02	76,93
60000	445,55	23,93	0,0048	96,66	89,76	79,45	76,96
70000	519,94	32,19	0,0048	103,03	94,34	80,31	76,92

Analisando as incertezas de medição envolvidas no processo de medição (Tabela 16) e calculadas segundo metodologia proposta por Coleman e Steele (1999) pode-se garantir que o coeficiente de descarga médio obtido para o bocal ejetor de $3/4''$, $\beta = 2,7$, é $C_d = 0,846 \pm 0,0048$.

Tabelas que comparam as pressões experimentais às obtidas em simulação de CFD para cada altura são apresentadas no Apêndice A, juntamente com as diferenças percentuais para cada caso.

A partir da curva de tendência, a qual esboça o perfil de pressões no fundo do poço, pode-se calcular a força de impacto na superfície inferior da unidade experimental. Os

resultados se mostram excelentes quando comparados aos obtidos em CFD, com diferença percentual abaixo de 2% para esses ensaios.

Tabela 17 - Força de impacto para contração $\beta = 2,7$ e $h = 50mm$.

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	143,88	143,23	0,46%
50000	145,19	143,83	0,94%
55000	146,22	144,19	1,41%
60000	146,82	144,58	1,55%
70000	148,58	145,45	2,15%

Percebe-se um aumento da diferença percentual entre as forças de impacto experimental e numérica com avanço do número de Reynolds e altura do bocal ejetor até o fundo do poço, como se observa nas Tabela 17 e Tabela 18.

Tabela 18 - Força de impacto para contração $\beta = 2,7$ e $h = 100mm$.

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	143,73	139,44	3,07%
50000	144,99	140,09	3,50%
55000	145,83	140,46	3,82%
60000	146,41	140,87	3,93%
70000	148,19	141,80	4,51%

Similarmente, nota-se diminuição das forças de impacto e aumento do desvio percentual com o afastamento de 100 a 150 mm (Tabela 19).

Tabela 19 - Força de impacto para contração $\beta = 2,7$ e $h = 150mm$.

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	143,49	135,63	5,80%
50000	144,53	136,28	6,05%
55000	145,55	136,67	6,50%
60000	145,72	137,08	6,30%
70000	146,64	138,03	6,24%

Com o afastamento do bocal ejetor para a altura de 200 mm, houve aproximação dos valores de pressão medidos, com diferença percentual não superior a 5% (Tabela 41, Apêndice A) comparativamente aos valores obtidos em CFD. Apesar desses bons resultados, a magnitude da força de impacto calculada teve sua diferença percentual acrescida, demonstrando que apesar dos pontos individualmente estarem condizentes, a curva de tendência não representa exatamente o perfil de pressões no fundo e implica em erro de aproximadamente 9% na determinação da força de impacto (Tabela 20).

Tabela 20 - Força de impacto para contração $\beta = 2,7$ e $h = 200mm$.

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	143,03	131,75	8,56%
50000	144,97	132,39	9,50%
55000	145,08	132,76	9,28%
60000	145,43	133,17	9,21%
70000	146,32	134,08	9,13%

Percebe-se da Tabela 20 em comparação com as anteriores que a diferença percentual entre os valores de força de impacto comparados tende a aumentar com o número Reynolds e o afastamento do bocal ejetor, quando o jato sofre maior influência do escoamento vizinho, o qual já incidiu sobre a superfície inferior e está retornando. O acréscimo de tomadas de pressão no flange inferior da bancada tenderia a atenuar tal diferença.

5.3 Bocal ejetor de contração $\beta = 4$

O bocal ejetor de razão de contração $\beta = 4$ foi projetado com tubo de 1/2" de diâmetro e mesmo comprimento que os anteriores, 100 mm. As tabelas a seguir apresentam os dados de coeficiente de descarga e pressões medidas experimentalmente para os 5 diferentes números de Reynolds e 4 alturas até o fundo do poço.

Tabela 21 - Resultados da contração $\beta = 4$ para $h = 50mm$.

<i>Re</i>	ρ [kg/m ³]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	<i>Cd</i>	<i>P1</i> [Pa]	<i>P2</i> [Pa]	<i>P3</i> [Pa]	<i>P4</i> [Pa]
40066	998,20	1,07E-03	10869	0,832	23293	20302	18827	18732
50026	998,25	1,07E-03	16886	0,832	25791	21229	18920	18750
55068	998,34	1,07E-03	20522	0,832	27323	21750	18960	18749
60059	998,40	1,08E-03	24503	0,833	33402	22288	19038	18760
70022	998,48	1,08E-03	33499	0,835	38668	23770	19163	18739

Afastado 50 mm do fundo do poço, o bocal ejetor exibiu coeficientes de descarga entre 0,832 e 0,835, como visto na Tabela 21. Os valores de pressão total medidos tiveram grande aumento com o número de Reynolds.

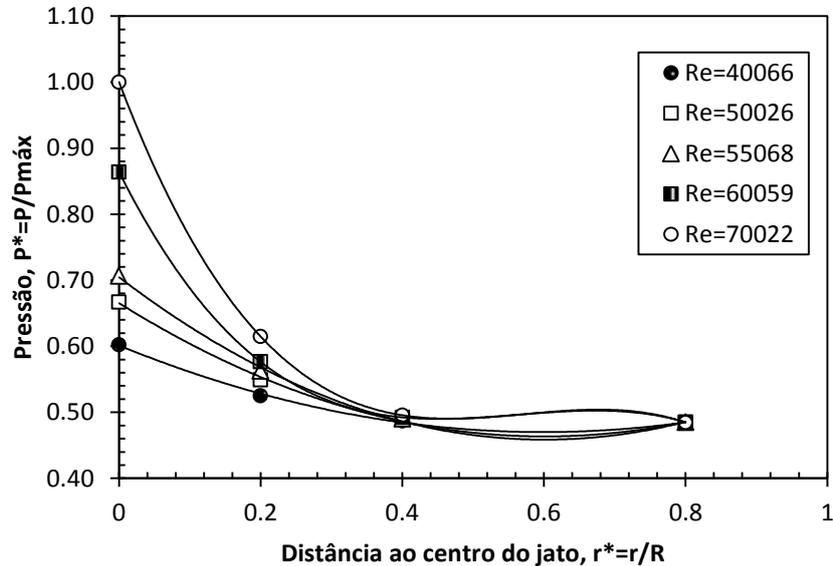


Figura 37 – Pressão no fundo do poço vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 4$ $h = 50mm$.

As pressões medidas tanto no fundo do poço como à montante e jusante da contração foram muito superiores para a contração de 1/2". As curvas de tendência ajustadas ao perfil de pressões que mais se adequaram aos dados obtidos foram as polinomiais cúbicas, apesar de se notar comportamento indesejado para curva de $Re = 70022$ entre os pontos $P3$ ($r^* = 0,4$) e $P4$ ($r^* = 0,8$) na Figura 37.

Tabela 22 - Resultados da contração $\beta = 4$ para $h = 100mm$.

Re	ρ [kg/m ³]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	Cd	$P1$ [Pa]	$P2$ [Pa]	$P3$ [Pa]	$P4$ [Pa]
40132	998,00	1,05E-03	10572,01	0,832	20787	20310	19106	18726
50195	998,06	1,05E-03	16429,95	0,831	21926	21083	19369	18759
54967	998,08	1,05E-03	19720,13	0,832	22337	21688	19641	18770
60133	998,14	1,06E-03	23695,49	0,833	23278	22353	19874	18770
69959	998,22	1,06E-03	32099,13	0,836	25598	23589	20140	18796

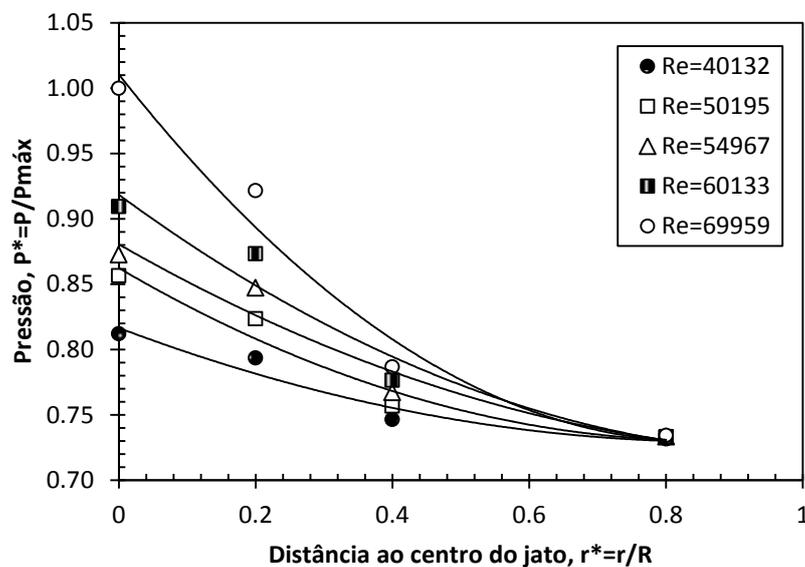


Figura 38 – Pressão no fundo do poço vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 4$ e $h = 100mm$.

Ao passo que o bocal ejetor é afastado do fundo do poço, há diminuição do gradiente e as pressões tendem a se uniformizar. Assim, curvas de tendência polinomiais quadráticas foram suficientes para a representação dos pontos, apresentando o coeficiente de determinação R-quadrado superior a 0,97.

Tabela 23 - Resultados da contração $\beta = 4$ para $h = 150mm$.

Re	ρ [kg/m ³]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	C_d	$P1$ [Pa]	$P2$ [Pa]	$P3$ [Pa]	$P4$ [Pa]
40049	997,91	1,04E-03	10239	0,832	19478	19524	19214	18790
50083	997,97	1,04E-03	15941	0,832	19895	19942	19397	18867
55036	998,00	1,04E-03	19289	0,832	20089	20150	19496	18893
60156	998,04	1,04E-03	23073	0,833	20352	20421	19720	18910
70062	998,12	1,05E-03	31400	0,834	20983	20921	20031	19040

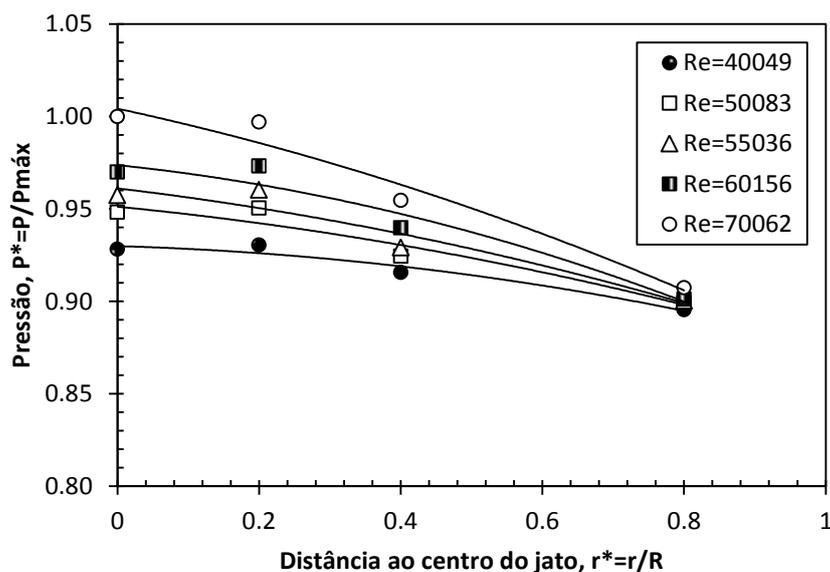


Figura 39 – Pressão no fundo do poço vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 4$ e $h = 150\text{mm}$.

Observa-se claramente a uniformização e achatamento do perfil das pressões de fundo de poço ao se comparar a Figura 38 às Figura 39 e Figura 40, com valores de pressão tendendo à unidade com o aumento da altura h . Os valores de coeficiente de descarga obtidos para a contração variaram de 0,832 a 0,834 quando afastada 150 e 200 mm.

Tabela 24 - Resultados da contração $\beta = 4$ para $h = 200\text{mm}$.

Re	ρ [kg/m^3]	μ [Pa.s]	ΔP contração [Pa]	Cd	$P1$ [Pa]	$P2$ [Pa]	$P3$ [Pa]	$P4$ [Pa]
39992	997,85	1,03E-03	10039	0,832	19100	19151	18984	18822
49941	997,91	1,03E-03	15573	0,832	19393	19378	19232	18890
55034	997,95	1,03E-03	18926	0,832	19552	19494	19243	18966
60075	997,98	1,03E-03	22563	0,834	19676	19658	19418	18999
69965	998,04	1,04E-03	30803	0,834	20040	19911	19652	19098

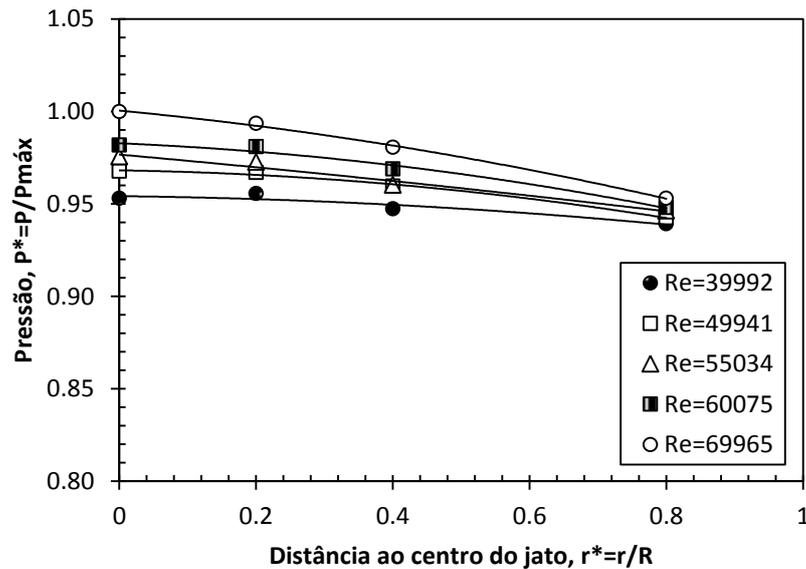


Figura 40 – Pressão no fundo do poço vs. distância ao centro do jato para bocal ejetor $\beta = 4$ e $h = 200mm$.

Tabela 25 – Incertezas totais de medição para contração $\beta = 4$.

Re	δRe	$\delta \Delta P$ [Pa]	δCd	$\delta P1$ [Pa]	$\delta P2$ [Pa]	$\delta P3$ [Pa]	$\delta P4$ [Pa]
40000	283,08	44,56	0,0054	95,51	83,24	77,19	76,80
50000	353,81	69,23	0,0054	105,74	87,04	77,57	76,88
55000	389,62	84,14	0,0054	112,02	89,18	77,74	76,87
60000	425,10	100,46	0,0054	136,95	91,38	78,06	76,92
70000	494,78	137,35	0,0054	158,54	97,46	78,57	76,83

Após o cálculo de incertezas de medição pode-se apresentar o coeficiente de descarga médio para o bocal ejetor de $1/2''$, $\beta = 4$, como $C_d = 0,833 \pm 0,0054$.

As tabelas que seguem apresentam as forças de impacto calculadas após medição das pressões no fundo do poço. Tabelas de comparação entre as pressões obtidas experimentalmente e resultantes de estudo em CFD são apresentadas no Apêndice A. Nota-se de maneira geral o distanciamento e aumento das diferenças percentuais entre os valores medidos experimentalmente e calculados em CFD com o aumento do número de Reynolds, e conseqüentemente diferenças no cálculo da força de impacto.

Tabela 26 - Força de impacto para contração $\beta = 4$ e $h = 50mm$.

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	144,28	143,27	0,71%
50000	146,16	143,90	1,57%
55000	147,18	144,27	2,01%
60000	149,76	144,68	3,51%
70000	152,87	145,59	5,00%

Como também observado nas outras contrações, o estudo em CFD previu uma queda de pressão mais acentuada entre os pontos $P2$ e $P3$, o que não ocorreu no estudo experimental. Tal discrepância provocou maiores diferenças no ponto $P3$ para a altura de 100 mm. O cálculo de força de impacto exibido na Tabela 27 teve sua diferença percentual suavizada apesar da disparidade, visto que a pressão prevista pela solução numérica é maior para o ponto $P1$ e menor para os demais, havendo compensação dos valores. O decréscimo da pressão central e acréscimo das demais pode ser provocado por diversos fatores como geometria do bocal ejetor, inclinação da bancada e influência do escoamento vizinho favorecendo o desvio do jato para os pontos não centrais.

Tabela 27 - Força de impacto para contração $\beta = 4$ e $h = 100mm$

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	143,85	142,61	0,87%
50000	145,46	143,29	1,51%
55000	146,58	143,69	2,01%
60000	147,82	144,12	2,57%
70000	150,21	145,10	3,53%

Similarmente, a Tabela 44 (Apêndice A) apresenta previsão de maiores pressões no ponto $P1$ e menores nas demais segundo os resultados de CFD. No entanto, a diferença percentual entre os valores de pressão medidos e calculados atenuou-se, assim como para a força de impacto (Tabela 28).

Tabela 28 - Força de impacto para contração $\beta = 4$ e $h = 150\text{mm}$.

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	143,16	142,56	0,38%
50000	144,31	143,26	0,71%
55000	145,63	143,66	1,35%
60000	145,86	144,10	1,21%
70000	147,29	145,09	1,51%

Com o afastamento do bocal ejetor à altura de 200 mm e tendência das pressões de se aproximarem ao valor da pressão hidrostática da coluna, há diminuição dos gradientes tanto nos pontos de pressão individualmente como na avaliação da força de impacto.

Tabela 29 - Força de impacto para contração $\beta = 4$ e $h = 200\text{mm}$.

<i>Re</i>	<i>Força Experimental [N]</i>	<i>Força CFD [N]</i>	<i>Diferença Percentual</i>
40000	143,54	142,40	0,80%
50000	145,01	143,04	1,38%
55000	145,96	143,41	1,78%
60000	146,36	143,82	1,77%
70000	146,82	144,73	1,44%

5.4 Consolidação dos resultados

Após a realização de todos os ensaios propostos, pode-se comparar o coeficiente de descarga, campos de pressão no fundo do poço e força de impacto com o tamanho do bocal e altura entre bocal ejetor e fundo de poço e número de Reynolds.

Observa-se da Figura 41 que quanto menor o diâmetro do bocal ejetor (maiores razões de contração), menor também é o coeficiente de descarga, ou seja, menor é a vazão mássica real escoando pela contração abrupta e maiores as perdas de carga ou queda de pressão. Os valores de coeficiente de descarga encontrados diferiram do valor recomendado de 0,95 uma vez que tal recomendação é feita para ejetores cônicos, diferentemente dos ejetores abruptos utilizados nesse estudo. Assim, não se pode extrapolar a análise para quaisquer tipos de ejetores, visto que a geometria é crucial na determinação do coeficiente de descarga, como estudado por Robinson (2010) e Yongyin *et al.* (2012), por exemplo.

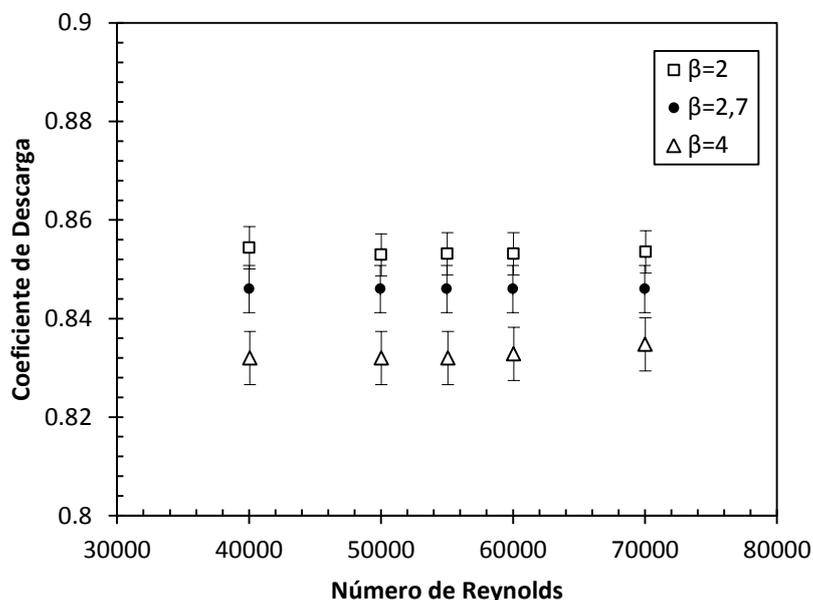


Figura 41 – Comparação entre coeficientes de descarga e bocais ejetores.

Os coeficientes de descarga obtidos por meio dos ensaios experimentais se mostraram muito próximos aos obtidos em simulação numérica em dinâmica dos fluidos computacional, com diferença percentual abaixo de 2% para os três bocais estudados (Tabela 30). Visto que as razões de contração em que $\beta = 2,7$ e $\beta = 4$ praticamente se igualaram aos valores provenientes do CFD, acredita-se que pequenas incertezas de medição possam ter contribuído para a diferença encontrada no bocal de razão 2. Apesar da existência dessa diferença, a comparação entre os resultados se mostram excelentes.

Tabela 30 – Resumo dos coeficientes de descarga.

<i>Razão de contração do Bocal Ejetor, $\beta = D/d$</i>	<i>Coeficiente de descarga (Experimental)</i>	<i>Coeficiente de descarga (CFD)</i>	<i>Diferença percentual Exp-CFD</i>	<i>Coeficiente de descarga (Hall, 1963)</i>	<i>Coeficiente de descarga (Benedict e Wyler, apud Ntamba, 2011)</i>
2	0,860 ± 0,0043	0,877	1,94%	0,792	0,679
2,7	0,846 ± 0,0048	0,848	0,24%	0,772	0,669
4	0,833 ± 0,0054	0,834	0,12%	0,746	0,665

As correlações propostas por Hall (apud CHOWDHURY, 2010) e Benedict e Wyler (apud NTAMBA, 2011) não se mostraram eficientes como forma de estimativa para os bocais ejetores ensaiados, como visto na tabela acima. A equação recomendada por Hall (26) se mostrou mais apropriada, uma vez que contabiliza o comprimento da região da contração, porém ainda aquém do desejado – distante 9% dos valores previstos em CFD.

Uma vez que as correlações propostas pela literatura não apresentaram bom resultado no cálculo do coeficiente de descarga para o estudo experimental realizado, propõe-se uma nova correlação independente do número de Reynolds para a faixa de $1 \leq \beta \leq 4,5$:

$$C_d = -0,0219\beta^3 + 0,1952\beta^2 - 0,5726\beta + 1,3992 \quad (39)$$

sendo $\beta = D/d$. A correlação proposta exhibe coeficientes de descarga bastante próximos aos obtidos experimentalmente e em CFD, como observado na Tabela 31.

Tabela 31 – Correlação proposta para cálculo do coeficiente de descarga.

<i>Razão de Contração, β</i>	<i>Cd - Proposto</i>	<i>Cd - Experimental</i>	<i>Cd - CFD</i>
1,5	0,906	-	-
2	0,859	0,860	0,877
2,7	0,845	0,846	0,848
3	0,847	-	-
4	0,830	0,833	0,834

A Figura 42 ilustra o perfil de pressões no fundo do poço para as três razões de contração ensaiadas sob mesmas condições – $Re = 70000$ e altura h de 50 mm. As medições referentes ao ponto $P4$ se mostraram praticamente iguais, independentemente da razão de contração, tendendo ao valor de pressão hidrostática da coluna. A pressão central do jato $P1$ sofreu grande influência do bocal ejetor, tendo acréscimo de 65% entre as contrações de $\beta = 2$ e $\beta = 4$ para mesmos números de Reynolds e distâncias ao fundo do poço.

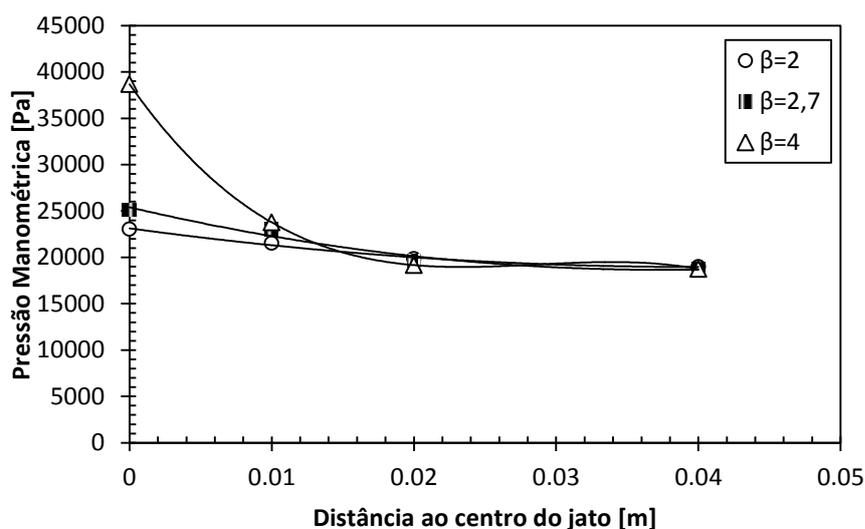


Figura 42 – Comparação entre bocais ejetores e pressões para $Re = 70000$ e $h = 50mm$.

A queda de pressão entre os pontos $P2$ ($r^* = 0,2$) e $P3$ ($r^* = 0,4$) se revelou mais acentuada no estudo realizado em CFD, como observado na Figura 43. Os resultados de força de impacto não apresentaram grande divergência: apesar de diferente taxa de decaimento de pressões, a diferença entre as pressões encontradas no CFD e experimentalmente para cada ponto não superou 5% na maioria dos casos.

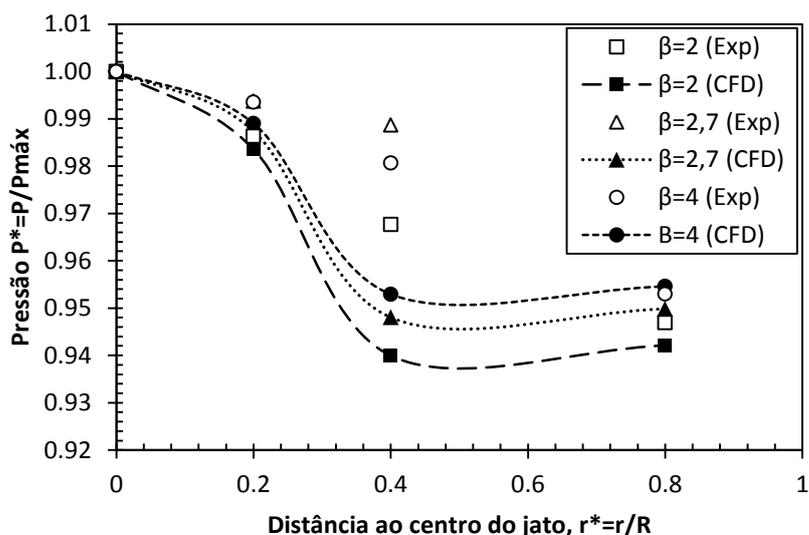


Figura 43 – Comparação de pressões para $Re = 70000$ e $h = 200mm$.

A partir da curva de pressão no fundo do poço pode-se calcular a força de impacto e compará-la aos valores provenientes do CFD e à correlação proposta por Bourgoyne *et al.* (1991):

$$F_{\text{impacto}} = C_d Q \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (40)$$

Os valores obtidos experimentalmente se mostraram condizentes com os resultados de CFD, apresentando diferença percentual abaixo de 10% para todos os ensaios realizados. Constatou-se a diminuição da força de impacto com o aumento da altura entre o bocal ejetor e o fundo do poço, com força de impacto máxima ocorrendo para altura de 50 mm. A força de impacto total, imposta sobre toda a extensão do flange inferior, contudo, sofreu pouca influência do diâmetro da contração ou número de Reynolds devido ao rápido decaimento da pressão com o afastamento radial (Tabela 32).

Tabela 32 – Comparação de forças de impacto entre bocais ejetores.

<i>Re</i>	<i>Força de Impacto Média [N]</i>		
	$\beta = 2$	$\beta = 2,7$	$\beta = 4$
40000	144,45	143,53	143,71
50000	145,04	145,19	145,23
55000	145,58	146,26	146,34
60000	145,99	146,09	147,45
70000	146,92	147,43	149,29

A Tabela 33 apresenta comparação entre as forças de impacto experimentais médias para bocal ejetor $\beta = 2$ e forças de impacto previstas pela equação proposta por Bourgoyne (22):

Tabela 33 – Comparação das forças de impacto experimental e analítica para bocal ejetor $\beta = 2$.

<i>Re</i>	<i>Força Experimental Média [N]</i>	<i>Força Bourgoyne [N]</i>
40000	144,45	1,12
50000	145,04	1,74
55000	145,58	2,00
60000	145,99	2,45
70000	146,92	3,30

A equação (22) proposta por Bourgoyne *et. al* (1991) não se mostrou satisfatória no cálculo da força de impacto, apresentando resultados diferentes em ordens de grandeza quando comparados aos de CFD ou experimentais. Algumas considerações podem ser feitas para explicação de tamanha diferença encontrada:

- A equação proposta não considera a área de impacto do jato de fluido;
- A equação proposta não considera a altura do bocal ejetor até o fundo do poço;
- A velocidade de incidência do jato na superfície de impacto é considerada igual à velocidade de saída do bocal ejetor, o que não se observa na realidade;
- A equação desconsidera os efeitos da pressão hidrostática – o que na unidade experimental desenvolvida era superior à pressão dinâmica. Em poços de perfuração reais, a vazão volumétrica de fluido e a pressão dinâmica são muito superiores, de forma que se torna muito mais representativa.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizado um estudo experimental da força de impacto e do coeficiente de descarga de bocais ejetores utilizados na perfuração de poços de petróleo. A geometria do bocal ejetor foi aproximada por uma contração abrupta e utilizou-se água como fluido de trabalho. Variou-se a altura entre o bocal ejetor e o fundo do poço entre 50, 100, 150 e 200 mm, número de Reynolds do escoamento entre 40000 e 70000 e razão de contração do bocal ejetor entre $\beta = 2$ e $\beta = 4$.

Os ensaios realizados indicam um esperado aumento da perda de pressão na região do bocal ejetor com o aumento do número de Reynolds. Pôde-se quantificar os coeficientes de descarga para os três bocais ejetores (Tabela 30) e notar o decréscimo do coeficiente com o aumento da razão de contração $\beta = D/d$. Por outro lado, não foi notada influência do número de Reynolds no valor do coeficiente de descarga para a faixa de vazão estudada. Os dados referentes aos coeficientes de descarga experimentais obtidos foram comparados à solução numérica realizada por Figueiredo *et al.* (2013) e apresentaram diferença percentual inferior a 2% para todos os bocais ensaiados, validando assim o modelo numérico utilizado. Foi proposta uma correlação para estimativa do coeficiente de descarga em função da razão de contração de bocais ejetores em regime turbulento.

Foram realizadas medições de pressão em 4 pontos distintos na superfície inferior da unidade experimental e levantado um perfil de pressões para o fundo de poço para cada altura ensaiada. Foi observada maior pressão central devido ao impacto do fluido no flange e a queda abrupta de pressão com o afastamento radial. O aumento da distância h entre bocal ejetor e fundo do poço tendeu a uniformizar as pressões de fundo, as quais se aproximaram do valor de pressão hidrostática da coluna com a diminuição da parcela referente à pressão dinâmica do fluido.

A partir das medições de pressão ao longo do flange inferior, determinou-se a força de impacto no fundo do poço. Houve grande influência da distância entre o bocal ejetor e fundo do poço, sendo a força de impacto máxima para a menor altura ensaiada, de 50 mm e decrescendo com o afastamento do bocal. De forma geral, os dados numéricos provenientes da simulação numérica em CFD se mostraram condizentes com os ensaios experimentais, exibindo diferenças percentuais abaixo de 10% em todos os casos. A equação proposta por Bourgoyne *et al.* para determinação da força de impacto do jato não pode ser comparada

efetivamente, uma vez que se trabalhou com vazões volumétricas muito abaixo das utilizadas em processos reais de perfuração.

Sugere-se para trabalhos futuros:

- Analisar o efeito de vazão volumétrica mais elevada;
- Reproduzir a geometria de uma broca de perfuração em escala e estudar o escoamento;
- Alterar e analisar a influência de outros tipos de fluido, em especial fluidos de perfuração com diferentes viscosidades e massas específicas;
- Rotacionar a coluna interior da unidade experimental, analisando a influência do escoamento do jato rotativo;
- Aplicar a técnica não intrusiva de velocimetria por imagem de partículas (PIV) para análise detalhada do campo de escoamento;
- Desenvolver sistema direto de medição de força de impacto para análise ponto-a-ponto. Sugere-se o uso de fibra ótica.
- Desenvolver correlação para a força de impacto em função do número de Reynolds do escoamento, altura entre bocal ejetor e fundo do poço e razão de contração do bocal ejetor.

REFERÊNCIAS

BARROS Jr, Julio Manuel; **Estudo experimental do escoamento axial através de região anular com rotação do cilindro interno**, 2007. 125 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.

BIRD, R. B., STEWART, W. E., LIGHTFOOT, E. N. **Transport phenomena**. John Wiley & Sons, 2007.

BOURGOYNE Jr, Adam T.; MILLHEIM, Keith K.; CHENEVERT, Martin E.; YOUNG Jr, F. S. **Applied Drilling Engineering**. 2. ed. Richardson, TX: Society of Petroleum Engineers, 1991.

CHOWDHURY, M. R. **Determination of pressure loss and discharge coefficients for non-newtonian fluids in long square-edged orifices**. 2010. Cape Peninsula University of Technology, Cape Town, 2010.

COLEMAN, H. W.; STEELE W.G. **Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers**. 2a Edição, New York, E.U.A: Editora John Wiley & Sons, 1999.

DARLEY, H. C. H.; GRAY, George R.; **Composition and Properties of Drilling and Completion Fluids**, 5. Ed. Houston, TX: Gulf Publishing Company, 1988.

FABRE, J.; RISSO, F.; **Diffusive turbulence in a confined jet experiment**. Journal of Fluid Mechanics, v. 337, p. 233-261, 1997.

FIGUEIREDO, Lucas M. *et al.*. **Investigação da força de impacto e do coeficiente de descarga em bocais ejetores de brocas de perfuração**. In: V Encontro nacional de hidráulica de poços de petróleo e gás, Teresópolis, 2013.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T.; **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 7ª Ed. Rio de Janeiro, RJ: Editora LTC S.A., 2011.

GASKINS, F. H. & PHILIPPOFF, W. **Journal of Rheology – The Behavior of Jets of Viscoelastic Fluids**, 1959.

HALL, G.W. **Analytical Determination of the Discharge Characteristics of Cylindrical-tubes Orifices**. **Journal of Mechanical Engineering Science**, v. 5, n. 1, p. 91-97, 1963.

HOLMAN, J. P. **Experimental Methods for Engineers**, McGraw-Hill, 4th Ed., 1984.

KRISTIANSEN, S. S.; AZAR, M. G.; ZHANG, J.; **Drill bit having adjustable total flow area**. United States Patent US 20046698538. 2004

LANGSUN CARBIDE. Disponível em: <<http://www.ls-carbide.com/Tungsten-Carbide-Nozzle.html>> . Acesso em 21/07/2014.

MANEIRA, Emerson Luiz. **Estudo da hidráulica de brocas de perfuração de poços – efeitos de parâmetros do processo de perfuração.**, 2013, 91f, Monografia (Graduação em Engenharia Industrial Mecânica) – Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2013.

MICRO Motion R-Series Coriolis Flow Meter Product Data Sheet; 2013.

MOMBER, A. W. **The kinetic energy of wear particles generated by abrasive–water-jet erosion**. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 83, n. 1, p. 121-126, 1998.

NTAMBA, Butteur Mulumba. **Non-Newtonian Pressure Loss And Discharge Coefficients For Short Square-Edged Orifice Plates**. Diss. Cape Peninsula University of Technology, 2011.

PALACIOS S., Fredy M. **Estudo Experimental do Escoamento de Fluido Newtoniano em Contração Abrupta Axissimétrica com a Técnica de Velocimetria por Imagem de Partículas**. 2011. 174 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba. 2011.

PETROBRÁS. Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/pt/energia-e-tecnologia/fontes-de-energia/petroleo/presal/>>. Acesso em: 08 jan. 2014.

Petroleum engineering handbook. Richardson, TX: Society of Petroleum Engineers, 2006.

PLÁCIDO, João C. R.; PINHO, Rodrigo. **Brocas de perfuração de poços de petróleo**. Rio de Janeiro, 2009.

REUTERS. Disponível em: <<http://br.reuters.com/article/topNews/idBRSPEA0S0QA20140108>>. Acesso em: 08 jan. 2014.

RIBEIRO, Marco A. **Medição de Vazão: Fundamentos e Aplicações**. 6. ed. Salvador: Tek Treinamento & Consultoria Ltda. 2004.

ROBINSON, Leon. **Drill Bit Nozzle Pressure Loss**. American Society of Drilling Engineers. 2010.

ROSEMOUNT 2051 product data sheet; 2012.

SCHEID, C. M.; CALCADA, L. A.; ROCHA, D.C; ARANHA, P.E; ARAGAO, A. F. L.; **Prediction of Pressure Losses in Drilling Fluid Flows in Circular and Annular Pipes and Accessories**. Society of Petroleum Engineers. 2009

THOMAS, José Eduardo et al. **Fundamentos de engenharia de petróleo**. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. xvi, 271 p.

YERGIN, Daniel; **O petróleo: uma história de ganância, dinheiro e poder**
Tradução de Leila Marina Di Natale, Maria Cristina Guimarães e Maria Cristina L. de Góes.
São Paulo: Scritta, 1992.

YONGYIN, Y.; DEYONG, Z.; WEILIANG,S.; XINHUI, L.; SICHENG, N.; **A swirling jet from a nozzle with tangential inlets and its characteristics in breaking-up rocks**; School of Petroleum Engineering, Chine University of Petroleum; Qingdao, 2012.

WARREN, Tommy M.. **Evaluation of Jet-Bit Pressure Losses**. SPE Drilling Engineering, Dezembro, 1989 p. 335-340.

WHITE, Frank M.; **Fluid Mechanics**; 5th ed, McGraw-Hill Science Engineering, 2002.

APÊNDICE A – COMPARAÇÃO DAS PRESSÕES DE FUNDO DE POÇO

As medições de pressão para os pontos $P1$, $P2$, $P3$ e $P4$ são apresentadas a seguir para todos os ensaios realizados, comparando-as aos valores obtidos em simulação numérica. De maneira geral, nota-se que os valores obtidos em simulação numérica são condizentes com os obtidos em experimento para todos os casos ensaiados.

Tabela 34 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 2$ e $h = 50mm$

$Re = 40000$	$P1$	$P2$	$P3$	$P4$
Pressão CFD	19882,78	19526,69	18504,44	18511,19
Pressão Experimental	20439,76	19852,25	19291,89	18995,36
Diferença Percentual	2,72%	1,64%	4,08%	2,55%
$Re = 50000$	$P1$	$P2$	$P3$	$P4$
Pressão CFD	20602,98	20049,18	18453,09	18462,61
Pressão Experimental	21266,42	20334,66	19444,86	18994,82
Diferença Percentual	3,12%	1,40%	5,10%	2,80%
$Re = 55000$	$P1$	$P2$	$P3$	$P4$
Pressão CFD	21022,78	20353,58	18422,88	18433,87
Pressão Experimental	21632,72	20595,04	19553,10	18990,29
Diferença Percentual	2,82%	1,17%	5,78%	2,93%
$Re = 60000$	$P1$	$P2$	$P3$	$P4$
Pressão CFD	21482,38	20686,68	18389,63	18401,85
Pressão Experimental	22071,99	20870,63	19649,33	18987,46
Diferença Percentual	2,67%	0,88%	6,41%	3,08%
$Re = 70000$	$P1$	$P2$	$P3$	$P4$
Pressão CFD	22496,48	21439,58	18314,09	18328,93
Pressão Experimental	23047,96	21516,59	19845,80	18983,9
Diferença Percentual	2,39%	0,36%	7,72%	3,45%

Tabela 35 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 2$ e $h = 100mm$.

$Re = 40000$	$P1$	$P2$	$P3$	$P4$
Pressão CFD	20014,18	19477,35	18514,05	18553,51
Pressão Experimental	19990,77	19339,83	19184,67	19041,59
Diferença Percentual	-0,12%	-0,71%	3,50%	2,56%
$Re = 50000$	$P1$	$P2$	$P3$	$P4$
Pressão CFD	20808,58	19973,98	18468,06	18528,25
Pressão Experimental	20409,95	19579,29	19254,22	19060,15
Diferença Percentual	-1,95%	-2,02%	4,08%	2,79%
$Re = 55000$	$P1$	$P2$	$P3$	$P4$
Pressão CFD	21272,98	20263,58	18440,97	18513,11
Pressão Experimental	20643,12	19639,33	19272,78	19059,93
Diferença Percentual	-3,05%	-3,18%	4,32%	2,87%
$Re = 60000$	$P1$	$P2$	$P3$	$P4$

Pressão CFD	21781,58	20580,68	18411,10	18496,25
Pressão Experimental	20876,36	19788,71	19313,59	19060,75
Diferença Percentual	-4,34%	-4,00%	4,67%	2,96%
<i>Re = 70000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	22931,78	21297,38	18343,11	18457,47
Pressão Experimental	21523,46	20091,98	19418,68	19078,88
Diferença Percentual	-6,54%	-6,00%	5,54%	3,26%

Tabela 36 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 2$ e $h = 150mm$.

<i>Re = 40000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19826,12	19215,28	18598,17	18631,59
Pressão Experimental	19502,33	19321,63	19171,26	19109,3
Diferença Percentual	-1,66%	0,55%	2,99%	2,50%
<i>Re = 50000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	20531,16	19565,91	18598,77	18650,35
Pressão Experimental	19785,73	19436,08	19233,15	19134,89
Diferença Percentual	-3,77%	-0,67%	3,30%	2,53%
<i>Re = 55000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	20946,07	19770,50	18598,73	18660,86
Pressão Experimental	19924,48	19539,20	19343,96	19167,88
Diferença Percentual	-5,13%	-1,18%	3,85%	2,65%
<i>Re = 60000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	21404,18	19994,68	18598,46	18672,11
Pressão Experimental	20043,28	19670,78	19365,67	19190,39
Diferença Percentual	-6,79%	-1,65%	3,96%	2,70%
<i>Re = 70000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	22441,62	20501,95	18597,15	18696,75
Pressão Experimental	20406,20	19837,84	19517,82	19259,21
Diferença Percentual	-9,97%	-3,35%	4,72%	2,92%

Tabela 37 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 2$ e $h = 200mm$

<i>Re = 40000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19076,80	18963,94	18683,63	18698,41
Pressão Experimental	19550,52	19418,52	19357,49	19033,63
Diferença Percentual	2,42%	2,34%	3,48%	1,76%
<i>Re = 50000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19347,56	19173,86	18732,88	18755,47
Pressão Experimental	19863,45	19599,96	19488,92	19111,6
Diferença Percentual	2,60%	2,17%	3,88%	1,86%
<i>Re = 55000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19495,81	19296,56	18761,19	18788,31
Pressão Experimental	19950,05	19705,98	19533,46	19161,57
Diferença Percentual	2,28%	2,08%	3,95%	1,95%

<i>Re</i> = 60000	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19669,47	19431,06	18792,06	18824,11
Pressão Experimental	20108,34	19841,08	19596,97	19202,16
Diferença Percentual	2,18%	2,07%	4,11%	1,97%
<i>Re</i> = 70000	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	20066,18	19735,87	18861,25	18904,37
Pressão Experimental	20383,14	20103,85	19723,23	19301,77
Diferença Percentual	1,55%	1,83%	4,37%	2,06%

Tabela 38 - Comparação de pressões para bocal $\beta = 2,7$ e $h = 50mm$.

<i>Re</i> = 40000	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	21062,76	19706,61	18477,81	18484,11
Pressão Experimental	21051,33	20174,61	19034,63	18761,66
Diferença Percentual	-0,05%	2,32%	2,93%	1,48%
<i>Re</i> = 50000	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	22441,02	20332,88	18412,64	18421,34
Pressão Experimental	22216	20936,45	19192,66	18764,07
Diferença Percentual	-1,01%	2,88%	4,06%	1,83%
<i>Re</i> = 55000	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	23244,29	20697,95	18374,38	18384,3
Pressão Experimental	22869,19	21370,49	19272,61	18764,04
Diferença Percentual	-1,64%	3,15%	4,66%	2,02%
<i>Re</i> = 60000	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	24123,4	21097,67	18332,29	18343,45
Pressão Experimental	23575,4	21892,14	19378,89	18771,49
Diferença Percentual	-2,32%	3,63%	5,40%	2,28%
<i>Re</i> = 70000	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	26108,74	22001,06	18236,49	18250,27
Pressão Experimental	25128,18	23009,8	19588,68	18760,32
Diferença Percentual	-3,90%	4,38%	6,90%	2,72%

Tabela 39 - Comparação de pressões para bocal $\beta = 2,7$ e $h = 100mm$.

<i>Re</i> = 40000	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	21221,92	19547,15	18479,88	18528,66
Pressão Experimental	21022,51	19583,54	19295,05	18856,77
Diferença Percentual	-0,95%	0,19%	4,22%	1,74%
<i>Re</i> = 50000	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	22684,88	20084,29	18415,81	18490,4
Pressão Experimental	21999,12	20073,68	19602,44	18903,09
Diferença Percentual	-3,12%	-0,05%	6,05%	2,18%
<i>Re</i> = 55000	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	23535,64	20397,56	18378,28	18467,71
Pressão Experimental	22646,58	20136,21	19761,76	18941,61

Diferença Percentual	-3,93%	-1,30%	7,00%	2,50%
<i>Re = 60000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	24467,79	20740,58	18337	18442,64
Pressão Experimental	22896,68	20478,55	19956,25	18984,35
Diferença Percentual	-6,86%	-1,28%	8,11%	2,85%
<i>Re = 70000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	26575,7	21515,68	18243,18	18385,1
Pressão Experimental	23993,66	20967,71	20384,48	19083,79
Diferença Percentual	-10,76%	-2,61%	10,50%	3,66%

Tabela 40 - Comparação de pressões para bocal $\beta = 2,7$ e $h = 150\text{mm}$.

<i>Re = 40000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19659,4	19266,43	18577,05	18611,52
Pressão Experimental	19350,88	19291,7	19192,53	18916,09
Diferença Percentual	-1,59%	0,13%	3,21%	1,61%
<i>Re = 50000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	20267,06	19647,62	18566,78	18619,97
Pressão Experimental	19597,14	19550,34	19381,79	19009,76
Diferença Percentual	-3,42%	-0,50%	4,21%	2,05%
<i>Re = 55000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	20626,49	19870,3	18560,47	18624,56
Pressão Experimental	19795,79	19719,37	19535,52	19048,43
Diferença Percentual	-4,20%	-0,77%	4,99%	2,23%
<i>Re = 60000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	21023,19	20114,44	18553,31	18629,33
Pressão Experimental	19969,59	19780,38	19590,73	19126,12
Diferença Percentual	-5,28%	-1,69%	5,30%	2,60%
<i>Re = 70000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	21929,62	20667,01	18536,44	18639,37
Pressão Experimental	20300,84	20088,6	19972,59	19228,82
Diferença Percentual	-8,02%	-2,88%	7,19%	3,07%

Tabela 41 - Comparação de pressões para bocal $\beta = 2,7$ e $h = 200\text{mm}$.

<i>Re = 40000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19011,58	18931,23	18680,05	18692,37
Pressão Experimental	19167,97	19125,73	19079,59	18897,02
Diferença Percentual	0,82%	1,02%	2,09%	1,08%
<i>Re = 50000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19249,58	19123,17	18728,19	18747
Pressão Experimental	19329,61	19317,43	19257,18	19011,77
Diferença Percentual	0,41%	1,01%	2,75%	1,39%
<i>Re = 55000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19388,86	19235,36	18756,01	18778,58

Pressão Experimental	19484,13	19454,1	19370,54	19069,45
Diferença Percentual	0,49%	1,12%	3,17%	1,53%
<i>Re = 60000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19541,65	19358,34	18786,32	18813
Pressão Experimental	19630,95	19530,29	19450,33	19114,21
Diferença Percentual	0,45%	0,88%	3,41%	1,58%
<i>Re = 70000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19887,95	19636,76	18854,37	18890,31
Pressão Experimental	19893,82	19769,07	19668,06	19233,51
Diferença Percentual	0,03%	0,67%	4,14%	1,78%

Tabela 42 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 4$ e $h = 50mm$.

<i>Re = 40000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	23818,09	19573,52	18459,44	18473,29
Pressão Experimental	23293,97	20302,12	18827,90	18732,26
Diferença Percentual	-2,25%	3,59%	1,96%	1,38%
<i>Re = 50000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	26729,46	20124,24	18383,61	18403,96
Pressão Experimental	25791,42	21229,55	18920,59	18750,87
Diferença Percentual	-3,64%	5,21%	2,84%	1,85%
<i>Re = 55000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	28424,22	20445,31	18339,17	18363,21
Pressão Experimental	27323,05	21750,18	18960,17	18749,37
Diferença Percentual	-4,03%	6,00%	3,28%	2,06%
<i>Re = 60000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	30278,38	20796,85	18290,39	18318,40
Pressão Experimental	33402,09	22288,59	19038,86	18760,85
Diferença Percentual	9,35%	6,69%	3,93%	2,36%
<i>Re = 70000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	34464,48	21591,42	18179,80	18216,60
Pressão Experimental	38668,17	23770,65	19163,40	18739,57
Diferença Percentual	10,87%	9,17%	5,13%	2,79%

Tabela 43 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 4$ e $h = 100mm$.

<i>Re = 40000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	21372,48	19684,09	18455,83	18518,91
Pressão Experimental	20787,39	20310,88	19106,72	18726,79
Diferença Percentual	-2,81%	3,09%	3,41%	1,11%
<i>Re = 50000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	22954,82	20297,35	18377,75	18474,56
Pressão Experimental	21926,16	21083,31	19369,82	18759,95
Diferença Percentual	-4,69%	3,73%	5,12%	1,52%
<i>Re = 55000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>

Pressão CFD	23878,94	20654,97	18332,00	18448,30
Pressão Experimental	22337,69	21688,14	19641,53	18770,37
Diferença Percentual	-6,90%	4,76%	6,67%	1,72%
<i>Re = 60000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	24942,74	21046,40	18281,68	18419,22
Pressão Experimental	23278,61	22353,15	19874,13	18770,01
Diferença Percentual	-7,15%	5,85%	8,01%	1,87%
<i>Re = 70000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	27189,30	21931,51	18167,89	18353,07
Pressão Experimental	25598,92	23589,87	20140,48	18796,53
Diferença Percentual	-6,21%	7,03%	9,79%	2,36%

Tabela 44 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 4$ e $h = 150mm$.

<i>Re = 40000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19583,36	19271,80	18565,86	18601,67
Pressão Experimental	19478,20	19524,25	19214,22	18790,69
Diferença Percentual	-0,54%	1,29%	3,37%	1,01%
<i>Re = 50000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	20159,24	19657,66	18548,65	18604,09
Pressão Experimental	19895,83	19942,80	19397,47	18867,46
Diferença Percentual	-1,32%	1,43%	4,38%	1,40%
<i>Re = 55000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	20497,30	19883,17	18538,34	18605,20
Pressão Experimental	20089,96	20150,79	19496,96	18893,09
Diferença Percentual	-2,03%	1,33%	4,92%	1,52%
<i>Re = 60000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	20869,95	20130,36	18526,83	18606,19
Pressão Experimental	20352,72	20421,49	19720,13	18910,44
Diferença Percentual	-2,54%	1,43%	6,05%	1,61%
<i>Re = 70000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	21662,42	20689,50	18500,45	18607,97
Pressão Experimental	20983,33	20921,54	20031,92	19040,68
Diferença Percentual	-3,24%	1,11%	7,65%	2,27%

Tabela 45 – Comparação de pressões para bocal $\beta = 4$ e $h = 200mm$.

<i>Re = 40000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	18976,88	18908,59	18679,82	18690,94
Pressão Experimental	19100,83	19151,65	18984,41	18822,43
Diferença Percentual	0,65%	1,27%	1,60%	0,70%
<i>Re = 50000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19198,91	19087,99	18727,54	18744,55
Pressão Experimental	19393,78	19378,50	19232,95	18890,00
Diferença Percentual	1,00%	1,50%	2,63%	0,77%

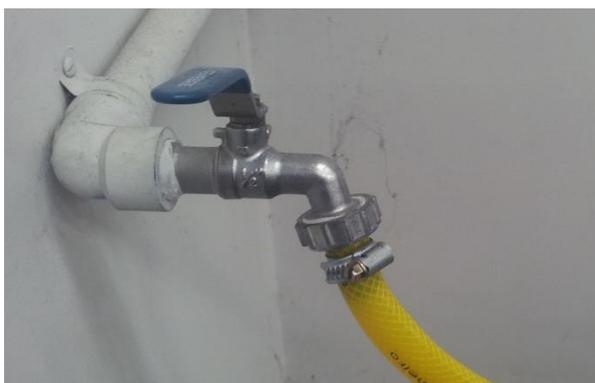
<i>Re = 55000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19333,94	19192,87	18755,23	18775,66
Pressão Experimental	19552,25	19494,15	19243,98	18966,02
Diferença Percentual	1,12%	1,55%	2,54%	1,00%
<i>Re = 60000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19486,64	19307,81	18785,40	18809,56
Pressão Experimental	19676,44	19658,11	19418,63	18999,48
Diferença Percentual	0,96%	1,78%	3,26%	1,00%
<i>Re = 70000</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>
Pressão CFD	19784,75	19567,39	18853,58	18886,05
Pressão Experimental	20040,69	19911,15	19652,99	19098,94
Diferença Percentual	1,28%	1,73%	4,07%	1,11%

APÊNDICE B – PROCEDIMENTO PARA OPERAÇÃO DA BANCADA VERTICAL DE COEFICIENTE DE DESCARGA E FORÇA DE IMPACTO

Este guia foi escrito para auxiliar e instruir os operadores sobre as etapas necessárias para o correto funcionamento e aquisição dos dados de coeficiente de descarga e força de impacto do fluido.

1. Verificar o nível da caixa d'água;

Certificar-se que a quantidade de água presente na caixa d'água é suficiente para operação da bancada. **NUNCA** operar a bomba com baixo volume de água, a fim de se evitar cavitação da bomba. Caso seja necessário encher a caixa d'água, abrir a mangueira e acompanhar o processo de enchimento, se possível com uma pessoa segurando a ponta da mangueira e outra operando a torneira, de modo a evitar vazamentos.



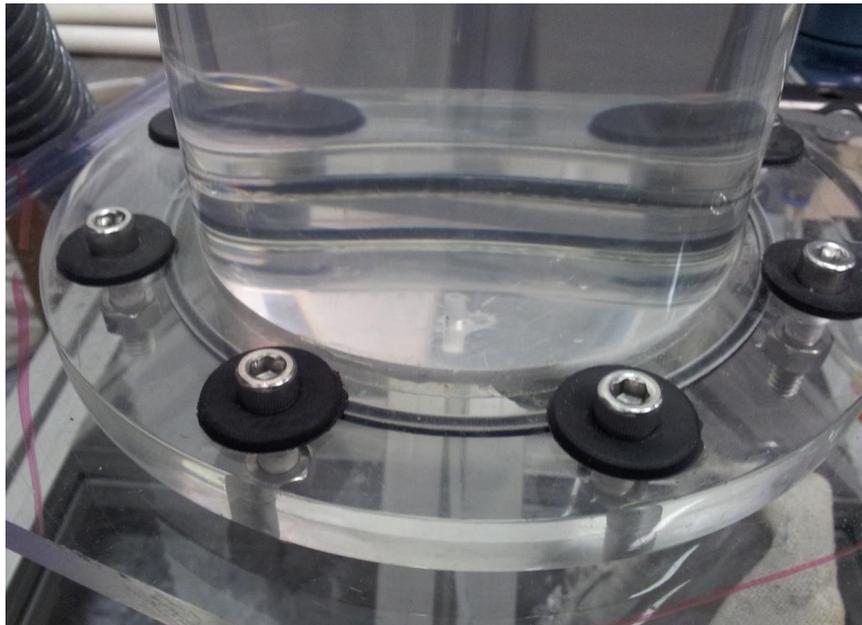
2. Verificar se a tubulação de alimentação está conectada ao Coriolis;

O circuito da bancada vertical é compartilhado com a bancada do PIV, ou seja, existe a possibilidade do encanamento do PIV estar conectado ao Coriolis e o da bancada vertical desconectado. Certificar-se que a tubulação de alimentação da bancada está afixada apropriadamente na tubulação de saída do Coriolis.



3. Verificar aperto dos parafusos do flange e tubulação de retorno;

O flange da porção inferior da bancada deve estar com os parafusos bem apertados para evitar vazamentos.



Caso a tubulação de retorno não esteja bem apertada, há vazamento pela conexão.

4. Verificar se a tubulação de retorno está bem apertada na junção.

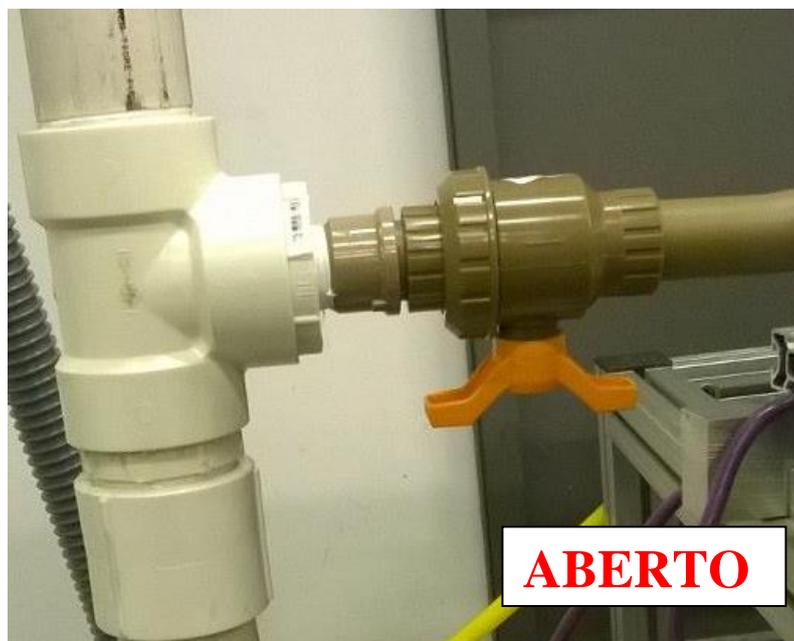
Os dois tubos unidos não possuem um alinhamento perfeito quando não apertados pela junção roscada, portanto devem-se posicionar os tubos da forma mais concêntrica o possível e uni-los através da junção que finaliza o alinhamento das duas.



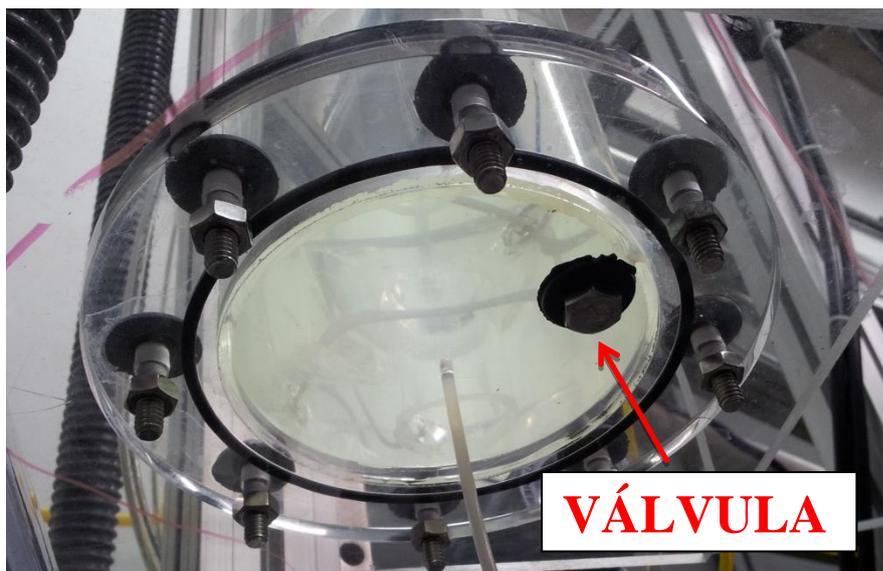
5. Verificar o fechamento da válvula de uso compartilhado com a bancada PIV.

A tubulação de retorno do fluído utilizado na bancada é compartilhado com a bancada PIV, portanto deve-se verificar o fechamento da válvula que desvia o fluído no “T”.

6. Verificar fechamento da válvula de esvaziamento no flange;



Checar o aperto do parafuso de esvaziamento no flange inferior. O mesmo deve estar bem apertado para se evitar vazamentos.



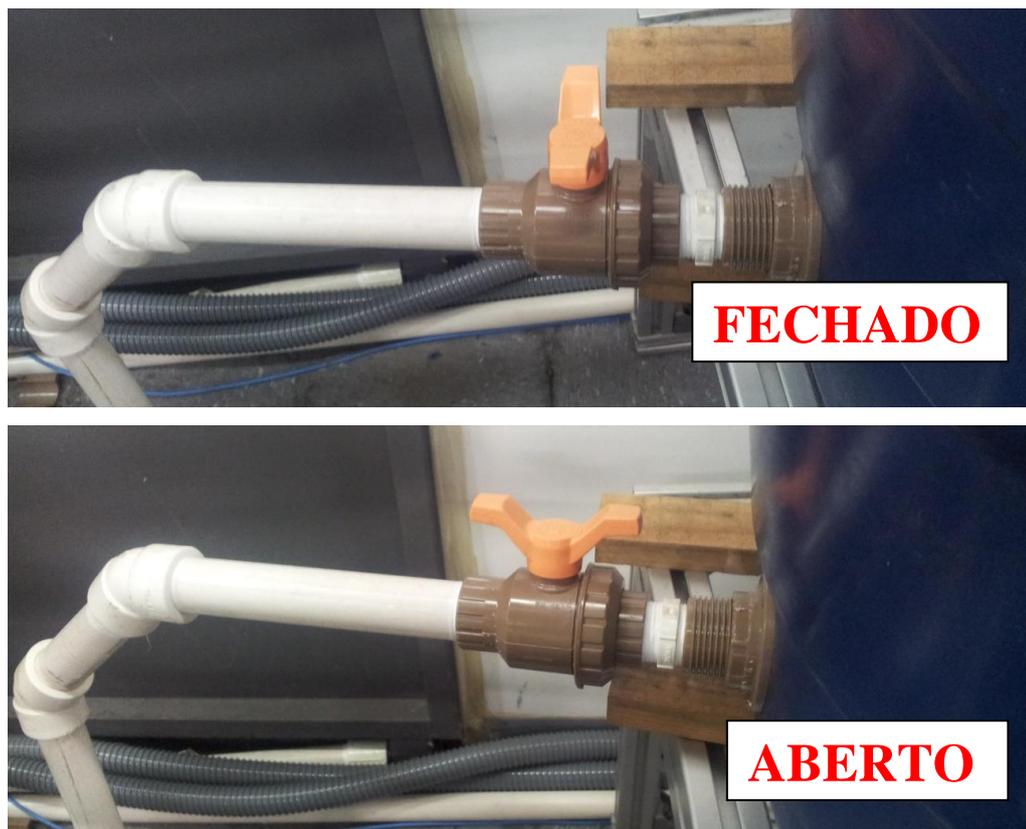
7. Verificar se a válvula de alimentação está aberta;

A válvula de alimentação localizada na porção superior da bancada deve estar aberta para que a bancada possa ser ligada.



8. Abrir a válvula da caixa d'água;

Esta válvula impede a saída de água da caixa d'água. Portanto, deve estar completamente aberta durante a operação da bancada e completamente fechada enquanto a bancada não estiver em uso.



9. Ligar o computador;

O programa de monitoramento e aquisição de dados está instalado no computador exclusivo para os ensaios experimentais.

10. Ligar a Fonte;

Os transdutores de pressão e Coriolis só funcionam com a alimentação de energia. Pressionar o botão indicado e verificar o acendimento do LED verde.



11. Ligar Coriolis;

O medidor de vazão Coriolis é responsável pela medição de vazão mássica do fluido, temperatura e massa específica. Ele é ligado pressionando-se o botão verde indicado.



12. Abrir o programa NI-FBUS Communication Manager;

Este programa é responsável por ativar todos os transdutores e verificar sua conexão. O programa funciona automaticamente, sem manter janelas abertas após a primeira verificação.



13. Abrir o LabVIEW;

O programa de monitoramento da bancada foi escrito em linguagem computacional para LabVIEW.

14. Verificar conexão dos transdutores de pressão e força;

Certificar-se que todos os cabos estão devidamente conectados.

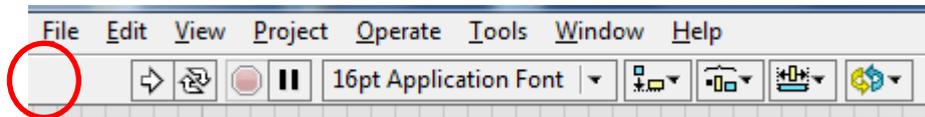
15. Ligar o disjuntor;

Ligar o disjuntor da bomba e inversor de frequência.



16. Apertar o Play no LabVIEW;

Rodar o programa do LabVIEW.



17. Verificar a aquisição de dados;

Verificar a aquisição e atualização dos dados de temperatura, massa específica, viscosidade, pressão diferencial, etc. Isso indica que o sistema já está recebendo os dados corretamente. Caso os valores não estejam indicados, e atualizando constantemente, verificar novamente os passos anteriores.

Vazao Mass (kg/min)	Vazao Vol. (L/min)	Viscosidade (Pa.s)	Temperatura (°C)	Velocidade no bocal (m/s)
6,036891	6,073013	9,033E-4	24,524	0,193608
Diametro Contração (m)	Vazão Vol (m³/s)	Temperatura (K)	Massa específica (kg/m³)	
0,0258	0,000101	297,5	996,841	

18. Ativar a bomba centrífuga no painel;

A bancada vertical utiliza a bomba centrífuga para bombeamento do fluido. É necessário selecioná-la no painel de instrumentos para que seja ativada.



19. Alterar o inversor de frequência para o modo remoto (REM);

O inversor de frequência é responsável pela variação da frequência e consequente variação da rotação do rotor da bomba centrífuga. Maiores frequências implicam em maiores vazões volumétricas de fluido.

O modo remoto (REM) possibilita que um programa externo (LabVIEW) altere a frequência automaticamente de acordo com o desejado.

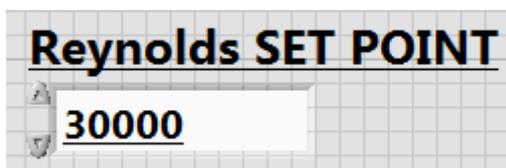


20. Inserir número de Reynolds desejado no campo SET POINT;

Deve-se inserir o número de Reynolds desejado para a região do bocal ejetor (tubo de menor diâmetro). Certificar-se que o diâmetro desse tubo está inserido corretamente no código do programa em LabVIEW para que o cálculo seja realizado corretamente.

Sugere-se iniciar a operação da bancada com números de Reynolds mais baixos ~ 10000 , esperar a estabilização da bancada e certificar-se que não há quaisquer vazamentos previamente ao estudo de Reynolds maiores. Evitar a variação brusca da vazão volumétrica, inserindo, portanto, incrementos razoáveis de Re por vez e sempre esperando a estabilização. O incremento de 10000 é suficiente.

A estabilidade da bancada pode ser verificada ao se observar os gráficos de Re vs. Tempo e Pressão Diferencial vs. Tempo.



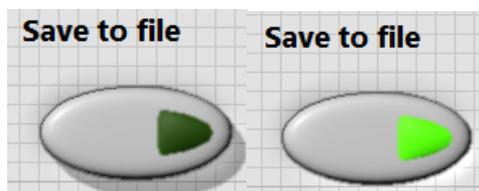
21. Remover as bolhas do tubo dos transdutores de pressão;

A presença de bolhas de ar nos tubos conectados aos transdutores de pressão é responsável por grande diferença dos resultados medidos. Para remoção das bolhas, deve-se afrouxar os parafusos indicados e observar a eliminação das bolhas. Quando não houver mais bolhas na tubulação, pode-se apertar novamente os parafusos.

22. Clicar em “Save to file”;

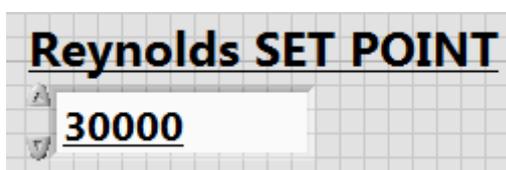
Ao se atingir o número de Reynolds desejado e estabilidade da bancada, inicia-se a coleta dos dados de temperatura do fluido, massa específica, viscosidade, vazão volumétrica, número de Reynolds, pressão diferencial e coeficiente de descarga. Para tanto, deve-se clicar no botão “Save to file”, o qual acenderá indicando a coleta dos dados. A coleta permanece até que o botão seja pressionado novamente, desabilitando a função.

Os arquivos de dados são salvos na pasta XXXXX com o nome Ensaio. Caso já exista um arquivo com tal nome, o próprio programa renomeia o arquivo antigo com o nome Backup, de modo que não há perda de dados de ensaios passados.



23. Reduzir número de Reynolds;

Depois do estudo de todos os números de Reynolds desejados, é importante a redução da vazão volumétrica da bomba anterior ao desligamento do sistema. Similarmente ao passo 15, deve-se utilizar decrementos de Re , ~ 10000 , e aguardar estabilização do escoamento. Sugere-se reduzir a frequência (lida no inversor de frequência) a valores menores que 10Hz antes do desligamento.



24. Alterar o inversor de frequência para o modo local (LOC);

Uma vez garantida que a frequência está baixa (menor que 10Hz), pode-se alterar o sistema para o modo local (LOC).



25. Desligar programa LabVIEW;

O programa em LabVIEW pode ser parado clicando-se no botão “PARE”.



26. Desativar bomba centrífuga;

A bomba centrífuga pode ser desligada apertando-se o botão vermelho no quadro de instrumentos.



27. Desligar o disjuntor;

É importante desligar a alimentação elétrica desativando o disjuntor.



28. Desligar Coriolis;

O medidor de vazão mássica Coriolis pode ser desligado apertando-se o botão verde indicado.



29. Desligar a Fonte;

Pressionar o botão indicado e verificar o apagamento do LED verde.



30. Fechar válvula;

Fechar a válvula da caixa d'água.



31. Esvaziar a bancada;

O fluido não deve ser armazenado na bancada por muito tempo após os ensaios para que a bancada seja mantida a mais limpa possível. A própria utilização da bomba centrífuga e caixa d'água acabam sujando a água com partículas indesejadas de poeira e óleo. É importante a troca da água dos ensaios, assim como esvaziamento e limpeza

da caixa d'água periodicamente com água pouco sabão. Enxaguar abundantemente antes de novos ensaios.