TESE
566

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Escola Federal de Engenharia
Biblioteca
MAUÁ
Itajubá

ANÁLISE DA BOMBA REGENERATIVA COMO SEPARADORA DE FLUÍDOS

Manoel Fernandes Martins Nogueira

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS, EM ENGENHARIA MECÂNICA

OUTUBRO/1984

DATA ..... / 19 .....
PROC .....
PED. .....
LIV. .....
Cz$ .....

621.176:532.51(043.2)
N 778 a
566

AGRADECIMENTOS

Muitas pessoas foram envolvidas, direta ou indiretamente, ao longo dos três anos de desenvolvimento deste trabalho. Todas essas pessoas que colaboraram para a minha evolução técnica-social, meu muito obrigado.

Obrigado também aos amigos de Itajubá, que me permitiram sentir o que é ser mineiro.

Ao Professor Celso Augusto Coelho, então Chefe do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará que além de me incentivar na carreira do magistério, não mediu esforços nem consequências para que eu viesse a Itajubá.

Ao Professor Sebastião Varella, que além de professor e orientador, é um amigo que por aqui encontrei, que mesmo nos momentos mais profissinais deste trabalho, nunca deixava-me esquecer do lado humano dos acontecimentos.

Ao Professor Augusto Nelson Carvalho Vianna, pelo inúmeros debates técnicos e apoio familiar que travamos ao longo do nosso conhecimento e que me foram por demais proveitoso.

Ao Sr. Manuel Martins Nogueira e Maria Alexandrina Fernandes Nogueira, meus pais, que juntos formam a base de toda a estrutura que hoje tenho, baseada nos seus exemplos, atos e valores.

A minha esposa Martha que ao longo deste trabalho ensinou-me o valor da persistência e nos momentos mais difíceis, mostrou-me com seu carinho e dedicação, o caminho a seguir.

Ã Manuella

ÍNDICE

1 - INTRODUÇÃO 1

2 - ANÁLISE TEÓRICA 4

2.1 - A Bomba Regenerativa 4

2.1.1 - Generalidades 4
2.1.2 - Teoria de escoamento 7
2.1.3 - Pontos que merecem ser ressaltados . 10
2.1.4 - Escolha do tipo de bomba regenerativa . 14

2.2 - O Hidrociclone 14

2.3 - O Separador Centrífugo 16

2.3.1 - Introdução 16
2.3.2 - Teoria da centrifugação 18

2.4 - A Teoria da Máquina 20

3 - BANCO DE TESTES 28

3.1 - Projeto 28

3.1.1 - Introdução 28
3.1.2 - Condições inciais 28
3.1.3 - Esquema da bomba 30
3.1.4 - Análise do comportamento teórico da bomba 32
3.1.5 - Especificação do perfil da seção transversal do canal lateral e do rotor . . 36
3.1.6 - Cálculo da placa de fechamento da bomba 36
3.1.7 - A bomba 42

3.2 - Montagem do Banco 42

3.2.1 - Introdução 42
3.2.2 - Controle do banco 44
3.2.3 - Fluídos de trabalho 53
3.2.4 - Posicionamento da amostragem . . . 53

3.3 - Campo Básico de Funcionamento 61

4 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS 65

4.1 - Introdução 65

4.2 - Análise do Comportamento da Velocidade meridional 65

4.2.1 - Metodologia utilisada 65

4.2.2 - Análise para coeficiente de vazão constante 69

4.2.3 - Análise para rotação constante . . . 72

4.3 - Escoamento de Fluídos Imiscíveis na bomba regenerativa 78

4.3.1 - Escoamento com dois fluídos imiscíveis 78

4.3.2 - Considerações sobre a operação da bomba 79

4.3.3 - Tempo de residência 82

4.4 - Observações sobre o Comportamento da Bomba . 83

4.5 - Efeito da Separação 85

4.5.1 - Variação da concentração com a rotação do cilindro Pitot 85

4.5.2 - Variação da concentração na seção transversal 90

4.5.3 - Influência da rotação da bomba no efeito de separação 93

4.5.4 - Influência da vazão no efeito da separação 96

4.6 - Conclusão 99

5 - COMPARAÇÃO ENTRE TEORIA E PRÁTICA 100

5.1 - Cálculo da Velocidade de Sedimentação 100

5.2 - Análise do Tempo de Residência 104

5.3 - Influência de "d" e "D" na Separação . . . 107

6 - CONCLUSÃO E SUGESTÕES 110

6.1 - Conclusão 110

6.2 - Sugestões 112

6.2.1 - Comentários 112
6.2.2 - Proposta de um roteiro para . . . 112

. . . . . .

7 - BIBLIOGRAFIA 115

APÊNDICE A - Programa para prever performance da bomba regenerativa . . . . . .

APÊNDICE B - Programa para definir linha de corrente

LISTA DE FIGURA

2.1 - Bomba regenerativa tipo toroidal 5
2.2 - Bomba regenerativa tipo periférica 5
2.3 - Escoamento segundo a teoria circulatória . . . 8
2.4 - Distribuição da pressão ao longo do canal . . . 9
2.5 - Medidas da velocidade meridional com fluído água . 11
2.6 - Dimensões características de pás e canal . . . 12
2.7 - Medidas da velocidade meridional com água e ar . 13
2.8 - Distribuição da velocidade tangencial do ciclone . 15
2.9 - Distribuição da velocidade tangencial na centrífuga 17
2.10 - Separação ideal dentro do canal 27
3.1 - Coeficiente de vazão x potência no eixo da bomba regenerativa 28
3.2 - Esboço da bomba regenerativa 31
3.3 - Localização de pontos em uma linha de corrente . 38
3.4 - Tampa com canal lateral 39
3.5 - Simulação da tampa u_m disco uniformemente apoiado. 40
3.6 - Uma melhor aproximação da tampa 41
3.7 - Banco de ensaio 46
3.8 - Esquema de manômetro para medir pressão 48
3.9 - Arranjo do diafrágma para medir vazão 51
3.10 - Curva de aferição do medidor de vazão 52
3.11 - Distribuição de pressão ao longo do canal de trabalho 54
3.12 - Tampa com canal lateral vista a partir do rotor . 55
3.13 - Cilíndro de Pitot 57
3.14 - Tubo de extremidade livre 58
3.15 - Referência do cilíndro de Pitot no interior do canal da bomba 59
3.16 - Campo básico de funcionamento 62
3.17 - Coeficiente de pressão x coeficiente de vazão . . 63
4.1 - Esquema do manômetro para medir pressão total e estática 66
4.2 - Variação de pressão do escoamento com a rotação do Pitot 67
4.3 - Triângulo de velocidade 69

4.4 - Triângulos de velocidade para ϕ constante e N variável 70
4.5 - Variação de c_m/u_m x ϕ no raio de 80 mm . . . 74
4.6 - Distribuição da velocidade meridional com o raio do toróide 76
4.7 - Triângulo de velocidade para N = cte e ϕ variável 77
4.8 - Linhas de corrente para grande vazão 84
4.9 - Linhas de corrente para ϕ = 0 84
4.10 - Tubos de ensaio para medir concentração de amostra 86
4.11 - Variação da concentração com a rotação do Pitot. 87
4.12 - Comparação da variação de concentração com a rotação, para Pitot de diâmetros diferentes. . . 89
4.13 - Variação da concentração entre seção A e B . . 91
4.14a,b,c,d, e d - Influência da rotação noefeito de separação 95
4.15 - Influência da variação de vazão no efeito da separação 98
5.1 - Variação da pressão e do diâmetro ao longo do canal da bomba 102
5.2 - Distribuição da velocidade de sedimentação . . 105
5.3 - Variação de NxD com o aumento da pressão . . 108
5.4 - Variação do diâmetro do canal com ϕ para vários ψ 109

LISTA DE SÍMBOLOS

Todas as Unidades no Sistema Internacional

A - área da interface entre dois fluídos
a - aceleração angular
B - altura do cesto da centrífuga
b - altura da pá (b_1 - entrada; b_2 - saída)
c - velocidade absoluta do escoamento
c_m - velocidade meridional (circulatória) do escoamento
c_u - velocidade circunferencial (componente de c, responsável por Q)
c_1, c_2 - velocidade média da tubulação de sucção e recalque respectivamente
D - diâmetro maior do toróide
D_t - diâmetro externo do toróide
D_{ext} - diâmetro externo do tubo
D_{int} - diâmetro interno do tubo
D_r - diâmetro do rotor
d - diâmetro menor do toróide (da seção transversal do canal)
d_p - diâmetro da partícula em suspensão
d - diâmetro da face interna, livre, da centrífuga
d_l - diâmetro da interface dos dois líquidos
d_1, d_2 - diâmetro internos da tubulação de sucção e recalque
E - concentração de mistura (Eq de querosene; E_{H_2O} - de água)
e - espessura da camada líquida de sedimentação
F,f - força
F_c - força centrífuga
F_s - força de sedimentação
f_c - fator de estrangulamento das pás
g - aceleração da gravidade
h - altura de coluna de um fluído, em manômetro diferencial
K - constante de projeto da bomba
K_{RF} - coeficiente de refluxo
m - massa
N - rotação
P - potência[w] P_{max} = máxima; P_{min} = mínima; P_{of} = ponto de rendimento máximo)
p - pressão [N/m^2]

Q - vazão m^3/s

R - raio do toróide

r - distância de uma partícula em movimento circulatório, ao centro do vórtice

r_b - raio do bocal de saída do escoamento (a partir do centro do toróide)

r_c - raio do centro do vórtice (a partir do centro do toróide)

r_e - raio externo do canal (a partir do centro do toróide)

r_i - raio interno do canal (a partir do centro do toróide)

r_g - raio a partir do centro do vórtice onde as forças de gravidade e centrífugas se aproximam

r_m - raio do centro físico do canal de escoamento ($r_m = \frac{D}{2}$)

r_1 - raio da linha de corrente significativa na entrada do rotor

r_2 - raio da linha de corrente significativa na saída do rotor

S - passo entre pás (S_m - na linha média; S_1 - na corrente significativa, entrada; S_2 - na corrente significativa, saída)

S_b - superfície de atrito entre pá e escoamento

S_c - área da seção transversal do canal lateral

S_{ct} - área projetada do canal lateral

S_f - superfície de atrito do escoamento (S_{f_I} - no rotor; $S_{f_{II}}$ - no canal lateral)

S_h - superfície de atrito do escoamento no rotor

S_r - área livre para o fluído sair do rotor

t - espessura das pás

t_r - tempo de residência do fluído na bomba

u - velocidade tangencial do rotor

V - volume do canal de trabalho da bomba

V_g - velocidade de sedimentação de uma partícula devido a gravidade

V_s - velocidade de sedimentação devido a força centrífuga

W - carga total aplicada ao longo do canal de trabalho

w - velocidade relativa do escoamento no rotor

Z - relação entre força centrífuga e gravidade

z - número de pás do rotor

α - ângulo de saída do escoamento do rotor (entre c e u)

γ - peso específico

Δ - incremento

ε_R - coeficiente de escorregamento

Θ - ângulo do canal de trabalho

Θ_s - ângulo do separador (graus)

λ_f - coeficiente de atrito (λ_f 0,04 - 0,09)

λ_I - coeficiente de impacto

ρ - massa específica (ρ_p = mais pesado; ρ_L = mais leve)

μ - viscosidade dinâmica

σ - tensão superficial

ϕ - coeficiente de vazão

ψ - coeficiente de pressão

ω - velocidade angular

1 - INTRODUÇÃO

A separação de substâncias de densidades diferentes é uma necessidade em crescente evolução nas diversas atividades humanas, seja no campo industrial, químico ou até mesmo ecológico. Alguns exemplos dessa necessidade de separação: (1)Em alguns países, se os navios petroleiros lançarem o seu lastro de água contaminada de petróleo ao mar estão sujeitos à pesadas multas. (2) O transporte de sólidos por água ou ar, seja devido a um processo industrial, ou só para transporte, necessita de separação no seu final. (3) Os acidentes ecológicos onde toneladas de petróleo vão ao mar poluindo mares e praia.

Pode-se dizer que o escoamento conjunto de substâncias diferentes é ainda uma técnica em desenvolvimento.Baseada nessa técnica, vários equipamentos de separação foram desenvolvidas ou aperfeiçoados, apresentando vantagens e restrições, o que faz com que, para cada caso específico, exista um tipo de separador que seja o mais indicado.

O objetivo deste trabalho é a análise de um equipamento cujas potencialidades de provocar a separação de substâncias sejam tais que consiga reunir as qualidades dos já existentes, minimizando as suas restrições. Esse equipamento é a bomba regenerativa.

Os equipamentos de separação tem por princípio de funcionamento submeter as substâncias em mistura a um campo de força que tanto pode ser de gravidade ou centrífuga.Os que atuam usando somente a força da gravidade são chamados tanques de sedimentação. São equipamentos de baixo custo porém de grandes dimensões. Os que utilizam a força centrífuga, que normalmente é bem maior que a força de gravidade, são em linha geral, pequenas mas de custo elevado. Ambos os sistemas de separação podem ser contínuos ou intermitentes. Alguns exemplos são as separadoras centrífugas (campo de forças podendo ser intermitente ou contínua), ciclone (campo de forças-contínuo) e tanques de decantação de tratamento de água (gravitacional - contínuo ou intermitente).

Acompanhando os trabalhos desenvolvidos por Varella [1], e, Engels [6], chegou-se a conclusão que o escoamento no interior da bomba assemelhava-se a de um vórtice forçado, e que era definida pela teoria circulatória. Essa teoria diz que uma determinada partícula de fluido ao sair do rotor é lançada para frente e simultaneamente gira em torno de um ponto retornando ao rotor. Se existe um movimento rotativo em torno de um ponto, existe uma força centrífuga que pode separar substâncias de densidade diferente.

As vantagens de usar esse equipamento como separador são que: no seu interior existirá forças maiores que a da gravidade, portanto separando com maior velocidade que os tanques de sedimentação, é um processo contínuo, com baixo custo de fabricação, montagem e operação, pois na realidade será somente um equipamento que efetuará o bombeamento e a separação de maneira simultânea, e finalmente, bastante compacta, simples e de longa vida.

O ponto de vista até aqui apresentado é inteiramente novo, pois uma extensiva pesquisa bibliográfica foi realizada e constatou-se que nada foi desenvolvido visando este tipo de equipamento. A pesquisa foi iniciada com o projeto da bomba regenerativa baseado na teoria circulatória, sua execução e montagem. Optou-se pela mistura água-querosene para a realização de ensaios e posterior avaliação dos parâmetros que influênciam na separação.

Torna-se evidente que, para um primeiro projeto, não se podia esperar que fossem conseguidas elevados teores de separação. Poderia até mesmo dizer que o objetivo inicial seria antes de tudo, verificar se a idéia de se utilizar a bomba regenerativa como separador poderia ser viável ou não.

Este trabalho também se propos a estudar uma teoria que una a teoria da bomba regenerativa com a de algum separador. Após estudos, chegou-se a conclusão que a teoria da separadora centrífuga definida por Perry [4], [5], Menon [11], adaptava-se a da bomba regenerativa, e desse "casamento" foi montada a teoria de separação da bomba regenerativa.

Ao longo do trabalho, chegou-se a conclusão que os parâmetros que influênciam na separação são: a componente meridional da velocidade do escoamento; o tempo de residência de uma par

tícula no interior da bomba; e, o incremento da pressão entre sucção e recalque (sendo este útlimo influente somente no caso de misturas líquido-líquido e líquido-gás).

Para o ponto de projeto da bomba atuando como separador, chegou-se a conclusão que, no caso de se operar com mistura fluído-fluído, o coeficiente de vazão deve ser máximo com menor rotação possível enquanto que para misturas fluído-sólido, a rotação deve ser máxima possível, com um coeficiente de vazão menor possível, sem provocar na máquina o fenômeno de refluxo do escoamento no canal de trabalho o qual ocorre para $\phi < 0,3$ indicado por Varella[1]

Ao final dos ensaios, foi conseguido uma elevação na concentração de alimentação de no máximo 25%, embora essa quantidade seja relativamente baixa confirma a existência do efeito de separação no interior da bomba. Deve-se atribuir a causa do baixo rendimento na separação, ao fato de que os parâmetros que influênciam na mesma só foram avaliados ao longo dos ensaios, estando portanto a bomba em funcionamento com três grandes problemas: baixo tempo de residência, elevado gradiente de pressão e baixo módulo da velocidade meridional.

No capítulo de sugestões foi desenvolvido um roteiro visando o projeto de uma nova bomba, baseado nas observações e conclusões tiradas no decorrer deste trabalho com o objetivo de dar a nova bomba um elevado poder de separação.

2 - ANÁLISE TEÓRICA

2.1 - A Bomba Regenerativa

2.1.1 - Generalidades

Este tipo de bomba se caracteriza por ter baixa rotação específica, consequentemente, baixa vazão e alta pressão. Seu rendimento é normalmente inferior a 60%, o que a primeira vista parece ser pouco, mas, considerando-se que, as bombas centrífugas para alcançarem as mesmas pressões que as bombas regenerativas, necessitam múltiplos estágios, e como consequência do aumento do número de estágios, as perdas no escoamento aumentam, ficando o rendimento na mesma faixa das bombas regenerativas. Dentre as vantagens das bombas regenerativa, pode ser citado: simplicidade de fabricação, e de dimensões menores comparadas a outros tipos de bombas.

Os componentes mecânicos da bomba regenerativa são:

I - Carcaça
II - Eixo e mancal
III - Rotor (parte móvel do canal de escoamento)
IV - Canal lateral (parte fixa do canal de escoamento)

Existem 2 tipos de bombas regenerativas: toroidal, e periférica, respectivamente Fig. 2.1 e Fig. 2.2.

Apesar de ambas utilizarem o mesmo tipo de escoamento, diferem basicamente no formato do rotor e do canal lateral.

O rotor da periférica possui as pás radiais, iniciando no diâmetro externo do disco até um determinado diâmetro mais interno. Entre uma pá e outra, existe um canal de escoamento com o perfil de setor circular. Imagine um disco com alguma espessura, e dele fosse retirado o canto vivo com uma fresa circular. O espaço entre duas retirada de material seria a pá, e o espaço entre duas pás o canal de escoamento do rotor, logicamente tendo-se o cuidado de deixar o ângulo constante entre duas pás consecutivas. O canal do rotor pode ser em uma face do disco ou ter um conjunto de canais

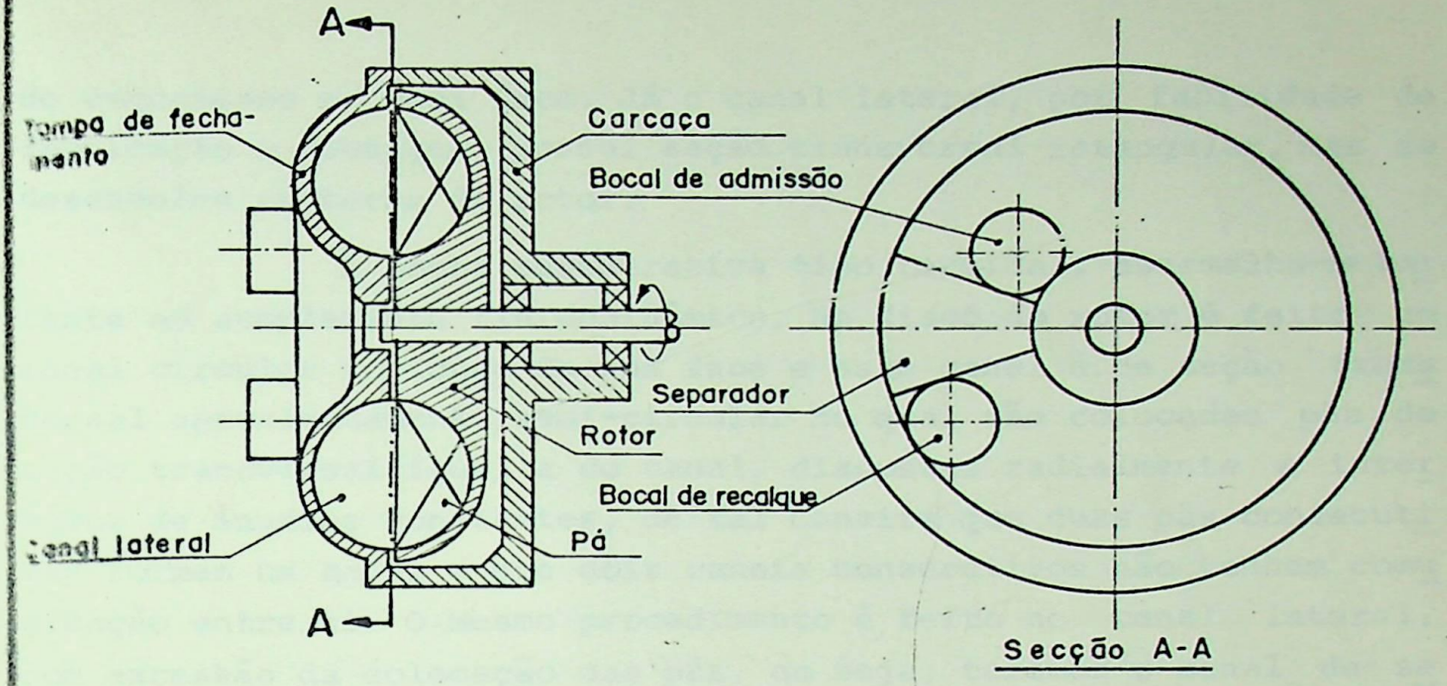


Fig. 2.1 – Bomba regenerativa tipo toroidal.

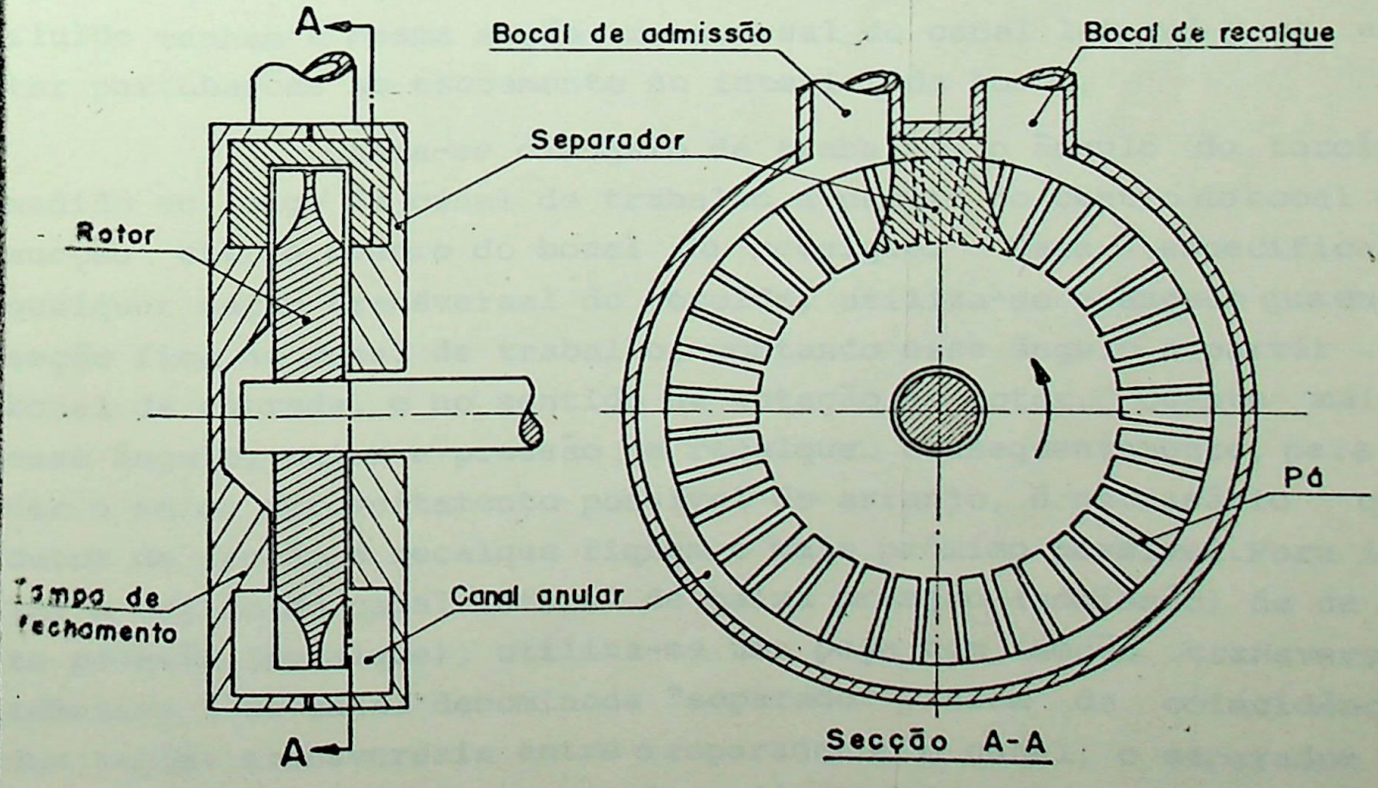


Fig. 2.2 – Bomba regenerativa tipo periférica.

de escoamento em cada face. Já o canal lateral, por facilidade de fabricação e montagem, possui seção transversal retangular, mas se desenvolve em torno do rotor.

A bomba regenerativa tipo toroidal, assemelha-se bastante ao acoplamento fluidodinâmico. No disco do rotor é feito um canal circular ao longo da sua face e esse canal é de seção transversal aproximadamente semi-circular no qual são colocadas pás de seção transversal igual a do canal, dispostas radialmente a intervalos de ângulos constantes, de tal maneira que duas pás consecutivas formem um canal e que dois canais consecutivos não tenham comunicação entre si. O mesmo procedimento é feito no canal lateral, com excessão da colocação das pás, ou seja, teremos o canal de seção transversal aproximadamente semi-circular, com a sua projeção na face do disco formando uma coroa circular. Na montagem, o rotor e o canal lateral devem ficar dispostos de tal maneira que os semicirculos se completem, formando um toroide, de onde vem o nome deste tipo de bomba.

A entrada de fluido, no lado de sucção e a saída, no de recalque, são feitos através do canal lateral tomando-se o cuidado de que as seções transversais dos bocais de entrada e saída do fluído tenham a mesma seção transversal do canal lateral para evitar pertubações no escoamento no interior da bomba.

Chama-se o ângulo de trabalho, o ângulo do toroíde medido ao longo do canal de trabalho a partir do centro do bocal de sucção até o centro do bocal de recalque. Para especificar qualquer seção transversal do toroide, utiliza-se o ângulo que essa seção fica no canal de trabalho, contando esse ângulo a partir do bocal de entrada, e no sentido de rotação no rotor. Quanto maior esse ângulo, maior a pressão de recalque. Consequentemente, para se ter o maior aproveitamento possível do arranjo, é necessário que dutos de sucção e recalque fiquem o mais próximo possível. Para isolar a região do canal lateral de baixa pressão (admissão) da de alta pressão (recalque), utiliza-se uma peça com seção transversal idêntica a do canal denominada "separador". Além da coincidência das seções transversais entre o separador e o canal, o separador deve ser fixo e facear o canal lateral. A folga entre o separador e o rotor, deve ser mínima, de forma a evitar fuga de fluido do lado

de alta pressão para o de baixa, o que exerce grande influência na eficiência da bomba. Isto representa uma das desvantagens deste tipo de bomba.

Chega-se então a conclusão que existe uma solução de compromisso entre o ângulo de trabalho do canal e o ângulo do separador. Quanto maior o ângulo do separador, menor serão as perdas por fuga mas por outro lado o canal de trabalho terá um ângulo menor e consequentemente, menor pressão de recalque. Cabe ao projetista atender o seu interesse. Não existe restrições ao ângulo máximo do separador, mais para o mínimo, determina-se que o separador tenha de 2,5 vezes o ângulo entre pás. Abaixo disso pode ocorrer uma fuga excessiva do fluido do lado de alta pressão para o de baixa.

2.1.2 - Teoria de Escoamento

Algumas teorias foram propostas com a finalidade de descrever o princípio de funcionamento deste tipo de máquina. Dentre elas, a teoria circulatória é a que vem tendo maior aceitação considerando que é a que mais se aproxima dos resultados experimentais, conforme indicado na referencia [1].

De maneira simplista, essa teoria define que as linhas de corrente dentro da bomba, se assemelham a forma com que uma mola espiral ficaria se fossem unidas suas extremidades.

O bocal de sucção, posicionado no canal lateral na metade inferior do canal do rotor, permite a entrada do fluido de trabalho neste. O rotor, devido ao seu movimento rotativo, submete a partícula a uma força centrífuga, capaz de fazer o fluido descrever um movimento ascendente, saindo do rotor, em algum ponto da sua metade superior, indo para o canal lateral. Durante o tempo em que a partícula está deslocando radialmente no rotor, este a desloca no sentido da sua rotação de alguns graus, de tal maneira que a seção transversal que a partícula entrou não é a mesma pela qual sairá, mas sim uma seção deslocada de alguns graus a frente. Tem-se então no rotor uma trajetoria semelhante a metade de uma espira. O canal lateral, que está recebendo o fluido por sua metade superior, trabalha como um direcionador do fluxo para que este retorne ao rotor, formando a segunda metade da espira. Observe a Fig. 2.3.

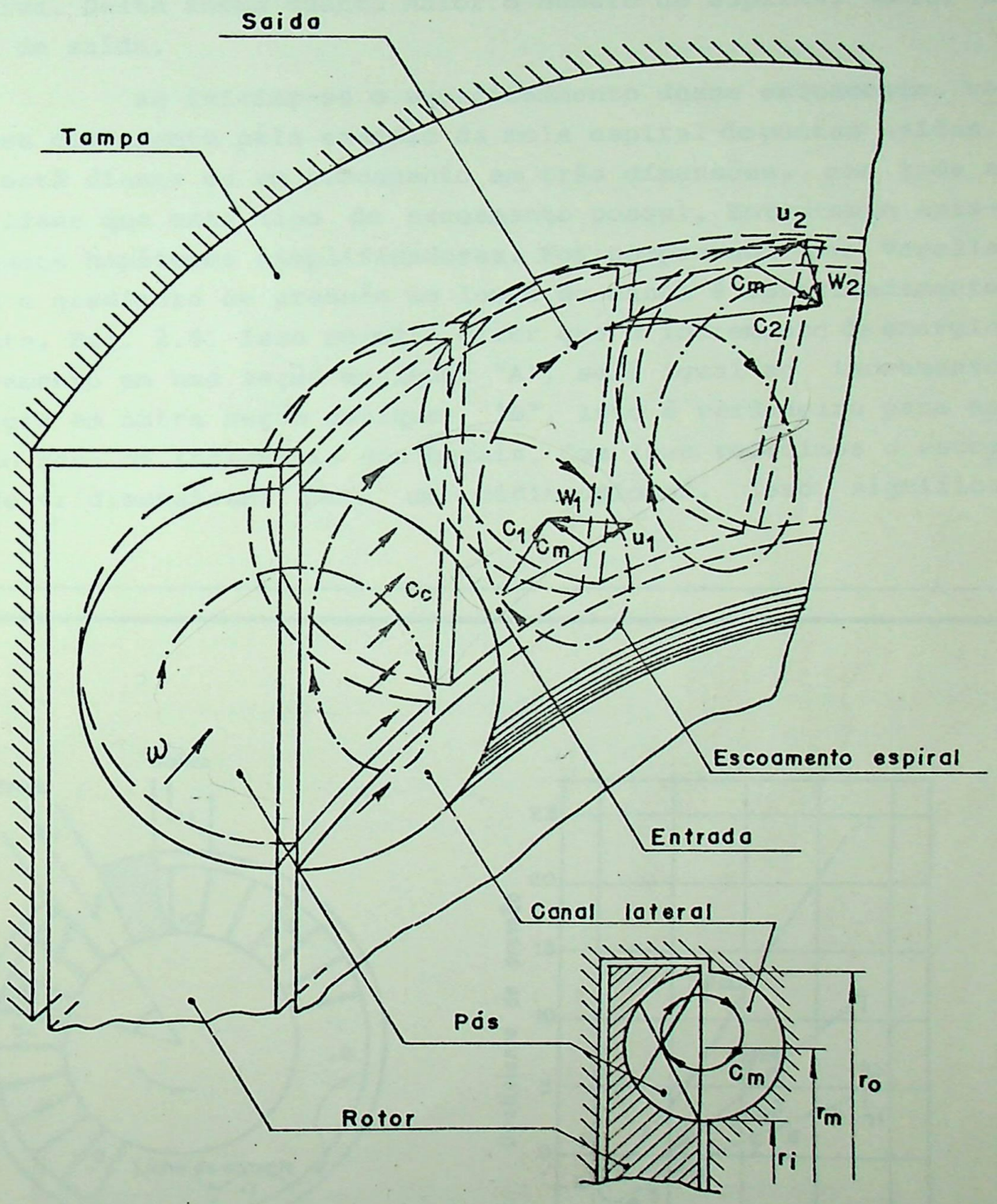


Fig. 2.3 - Escoamento segundo a teoria circulatória

Toda vez que a partícula passa pelo rotor, sua energia é aumentada, ou seja regenerada, vindo daí o nome de bomba regenerativa. Desta forma quanto maior o número de espiras, maior a pressão de saída.

Ao iniciar-se o equacionamento desse escoamento, verifica-se claramente pelo exemplo da mola espiral de pontas unidas, que se está diante de um escoamento em três dimensões, com toda a complexidade que este tipo de escoamento possui. Entretanto existem algumas hipóteses simplificadoras. Foi comprovado por Varella [1] que o gradiente de pressão ao longo do canal é aproximadamente constante, Fig. 2.4. Isso permite dizer que o incremento de energia no escoamento em uma seção qualquer "A", será igual ao incremento de energia em outra seção qualquer "B". Isto é verdadeiro para escoamento fora da influência dos bocais. Com isso reduzimos o escoamento de tridimensional para um bidimensional. Isso significa

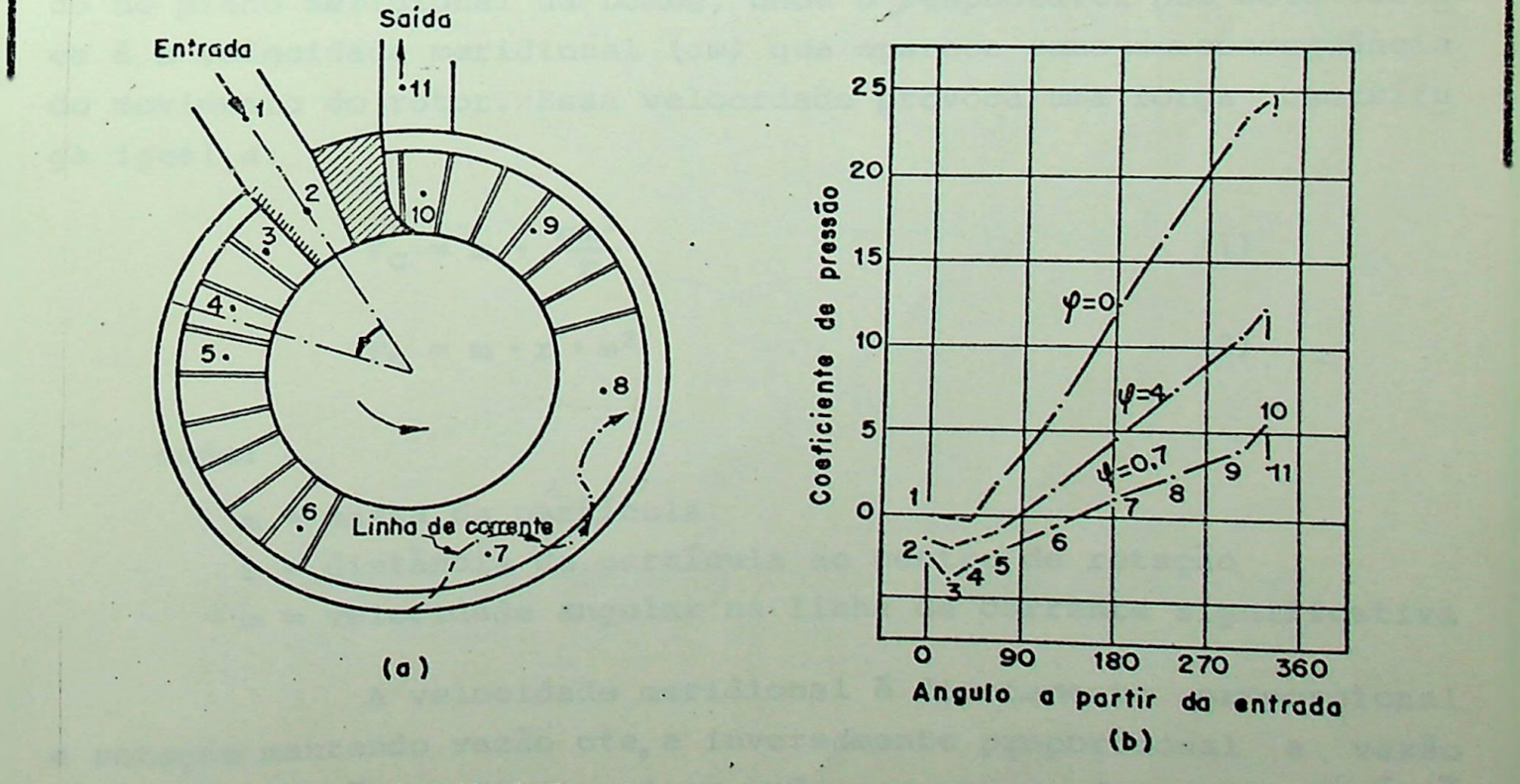


Fig. 2.4 - Distribuição da pressão ao longo do canal.

que, ao conhecer o incremento de energia entre duas seções ou conhecer as pressões de sucção e recalque pode-se aproximadamente obter a variação da pressão ao longo do canal.

A partir daí, basta se estudar uma seção transversal qualquer. Ao analisar o escoamento numa seção qualquer, chega-se a segunda hipótese simplificadora.

Foi observado que a velocidade meridional decresce com o raio de maneira similar a um vórtice forçado, ou seja $\omega = \frac{cm}{r} =$ = cte, Fig. 2.5., principalmente ao sair do rotor.

Se na seção transversal do toroide, for integrada a velocidade meridional, e for determinada uma velocidade média, encontrando-se qual a linha de corrente que possui essa velocidade, se estará escolhendo uma linha de corrente significativa. Considerando-se então que essa linha de corrente significativa defina todo o escoamento nesta seção, reduz-se o escoamento, de bi-dimensional para uni-dimensional, como definido na Fig. 2.6.

2.1.3 - Pontos que merecem ser ressaltados

Como exposto anteriormente, tem-se um vórtice forçado no plano meridional da bomba, onde o responsável por este vórtice é a velocidade meridional (cm) que aparece como uma consequência do movimento do rotor. Essa velocidade provoca uma força centrífuga igual a:

$$F_c = m \cdot \frac{cm^2}{r} \qquad (1)$$

$$F_c = m \cdot r \cdot \omega^2 \qquad (2)$$

onde:

m = massa da partícula
r = distância da partícula ao centro de rotação
ω = velocidade angular na linha de corrente significativa

A velocidade meridional é diretamente proporcional a rotação mantendo vazão cte, e inversamente proporcional a vazão mantendo rotação constante, isso pode ser observado tanto em [1] quanto em [6], Fig. 2.7. Analisando os resultados de ambos os tra

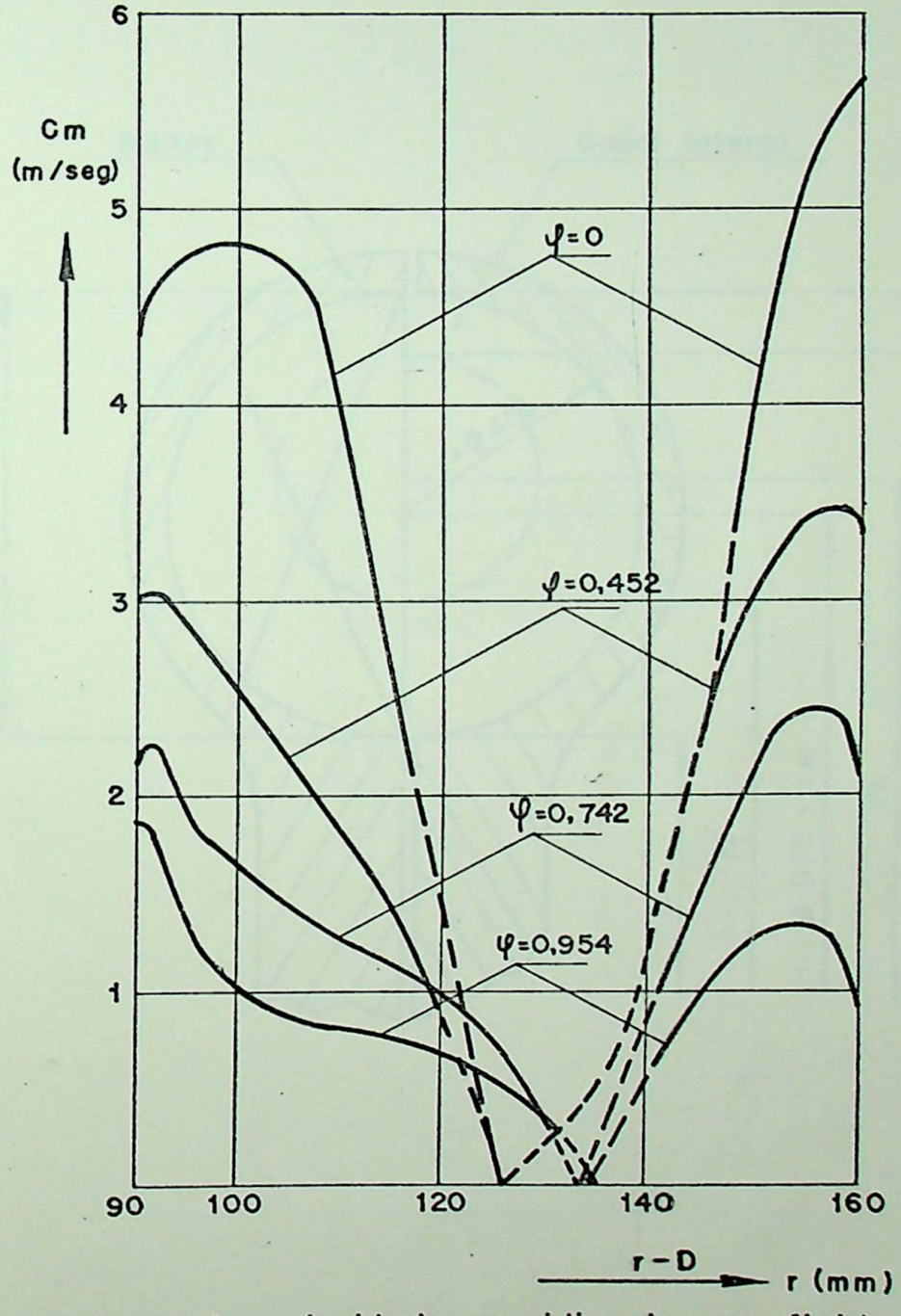


Fig. 2.5 - Medidas de velocidade meridional com fluido água por Engels [6]

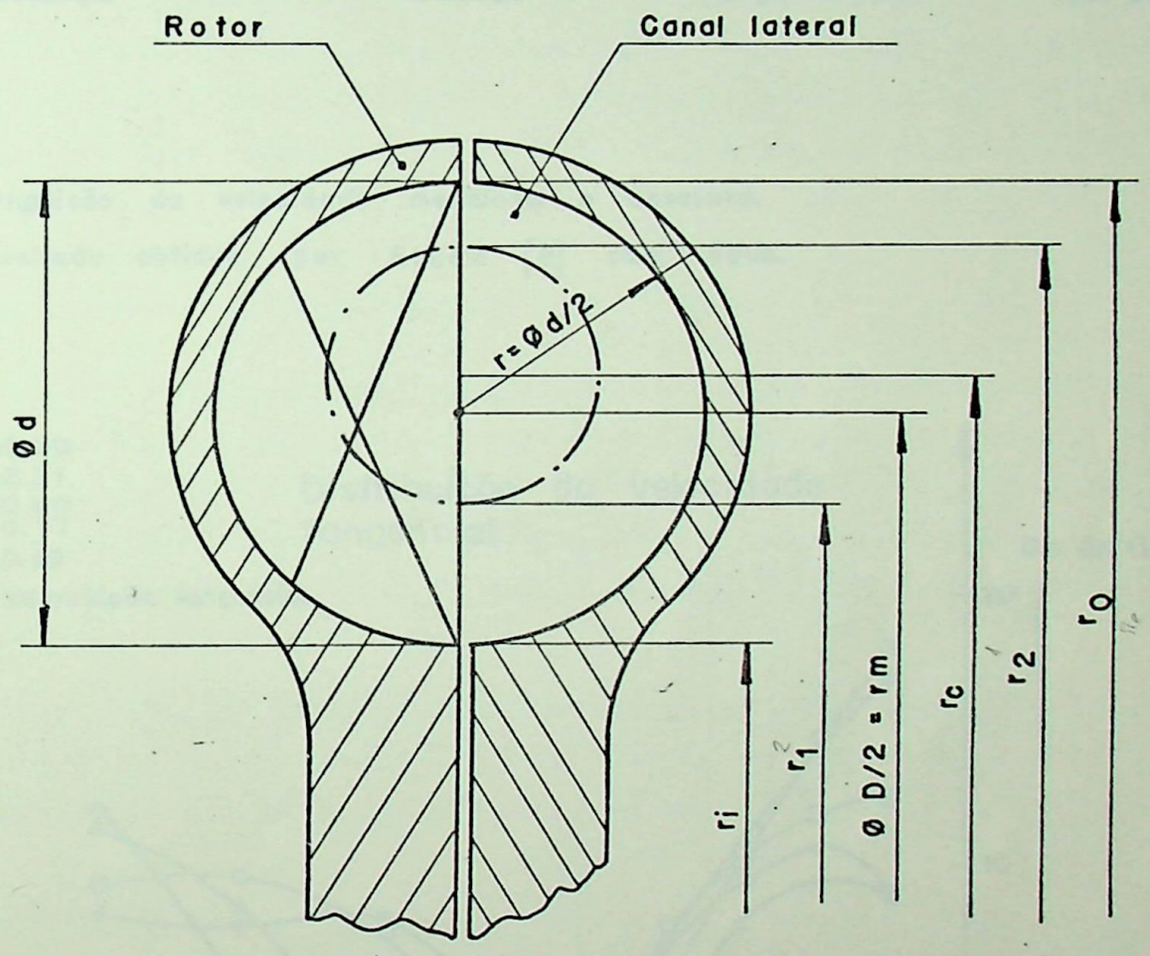
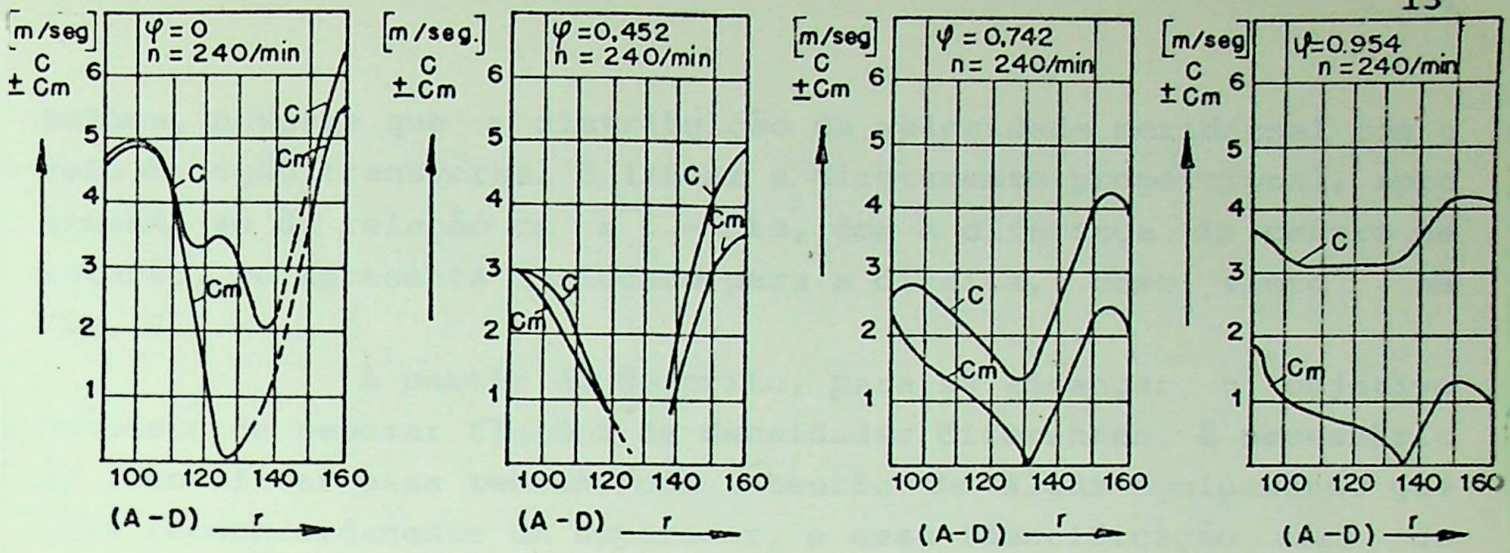
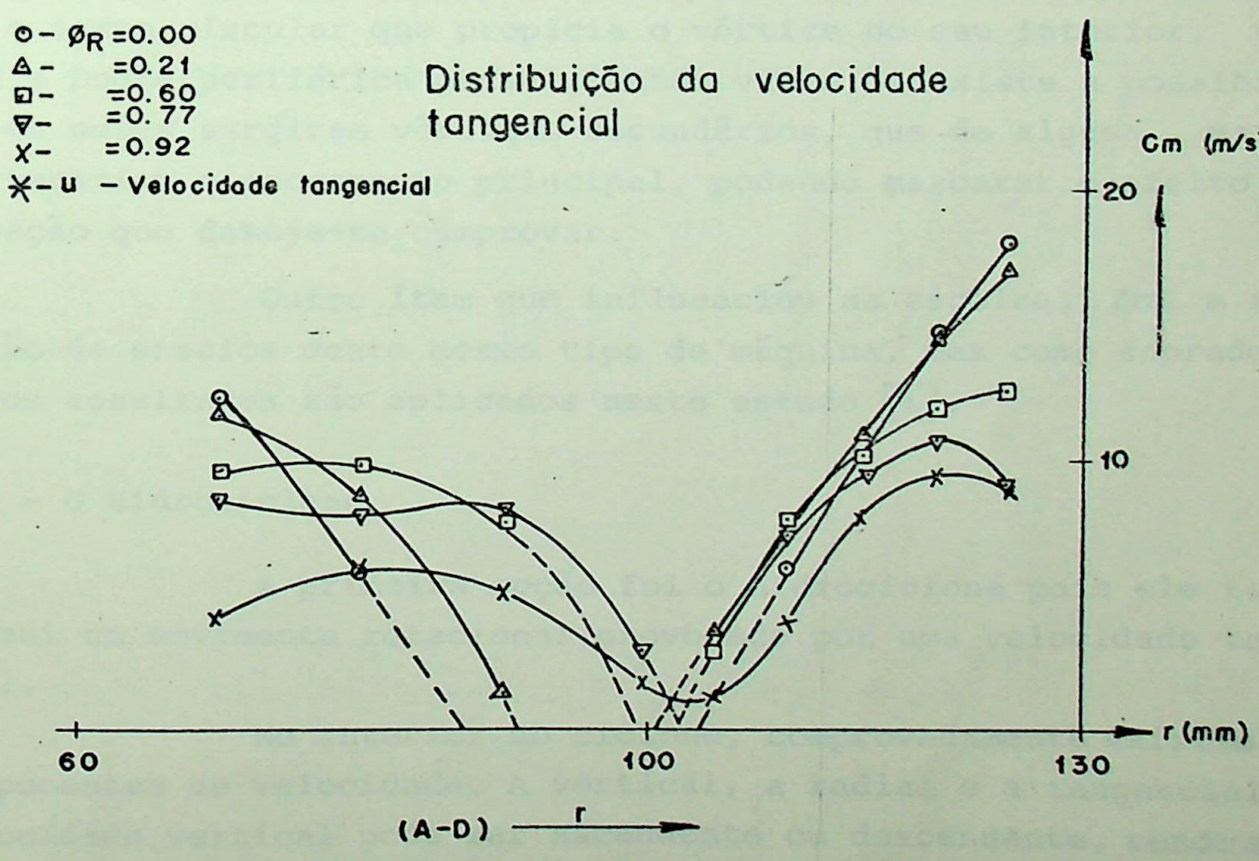


Fig. 2.6 – Dimensões caracteristicas de pás e canal por Varella [1]



Distribuição da velocidade meridional e absoluta.

Resultado obtidos por Engels [6] com água.



Distribuição da velocidade meridional

Resultados obtidos por Varella [1] com ar

OBS.: A – D está referido ao raio transversal do toroíde.

Fig. 2.7 – Medidas de velocidade meridional.

balhos, nota-se que a distribuição da velocidade meridional com o raio da seção transversal é linear e diretamente proporcional, aproximando-se da relação $cm \cdot r^{-1} = cte$, com a diferença do centro de rotação, se apresenta deslocado para a direita, como visto na Fig. 2.7.

A partir do descrito, para se alcançar o objetivo proposto de separar fluidos de densidades diferentes, é necessário se identificar essa teoria, com a teoria de algum equipamento que seja reconhecidamente um separador, e essa identificação terá de ser feita através da comparação das distribuições da velocidade responsável pelo movimento rotativo. Algumas hipóteses foram inicialmente lançadas para estudo. O hidrociclone e o separador centrífugo.

2.1.4 - Escolha do tipo de bomba regenerativa

Optou-se pela bomba regenerativa tipo toroidal devido a forma circular que propicia o vórtice no seu interior, visto que a bomba periférica possui cantos vivos, e existe a possibilidade de neles surgirem vórtices secundários, que de alguma maneira pertubariam o escoamento principal, podendo mascarar o efeito de separação que deseja-se comprovar.

Outro ítem que influenciou na escolha, foi a realização de ensaios deste mesmo tipo de máquina, mas como sopradores, cujos resultados são aplicados neste estudo [1].

2.2 - O Hidrociclone

A primeira opção foi o hidrociclone pois ele também possui um movimento rotacional provocado por uma velocidade tangencial.

No interior do ciclone, comprovadamente existem três componentes de velocidade. A vertical, a radial e a tangencial. A velocidade vertical pode ser ascendente ou descendente, sendo ascendente na parte central que é o escoamento clarificado e sairá pelo orifício superior e descendente na parte externa que é o escaomento concentrado e sairá pelo orifício inferior.A velocidade radial, provocada pela aceleração centrífuga, é responsável pelo deslocamento das partículas a serem retiradas da massa fluida, dos diâme

tros mais internos para os mais externos, e por último, a velocidade tangencial que é responsável pela rotação da massa fluida. Se for feita uma comparação entre o escoamento na bomba regenerativa e no hidrociclone, a velocidade radial seria a mesma em ambos os equipamentos, a velocidade vertical equivaleria a velocidade que na bomba regenerativa é a responsável pelo escoamento ao longo do canal de trabalho que em [1] é chamada de velocidade circunferencial e a velocidade tangencial equivaleria a velocidade meridional.

Observando-se a Fig. 2.8, retirada do trabalho de Kelsall [7], sobre distribuição da velocidade tangencial, chega-se a conclusão que para qualquer nível do ciclone, a distribuição dessa velocidade é a mesma. Assim sendo, as superfícies de velocidade tangencial constante são cilíndricas e concêntrica. A velocidade aumenta com a diminuição do raio até um determinado diâmetro onde a velocidade é máxima. A partir desse ponto a velocidade tangencial decresce proporcionalmente ao raio, como se fosse em corpo sólido, ao invés de fluido.

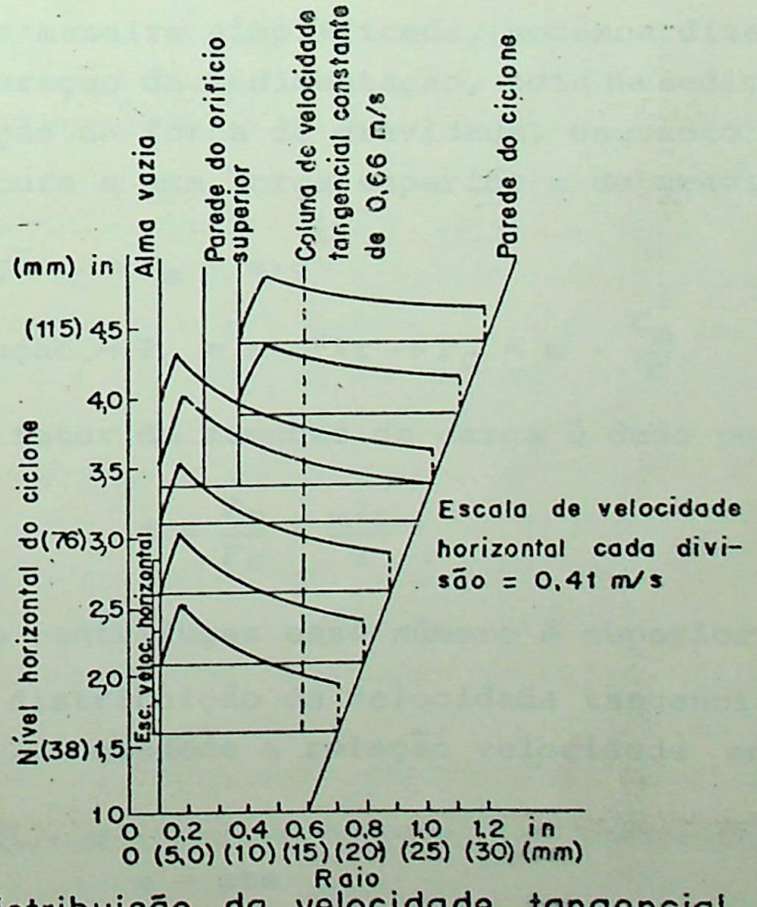


Fig. 2.8 – Distribuição da velocidade tangencial de ciclone (-Kelsall [7])

Comparando então a distribuição da velocidade tangencial da Fig. 2.8, com a distribuição da velocidade meridional da Fig. 2.7, nota-se que elas são opostas.

Acompanhando os comentários de Bradley [2] sobre o comportamento da velocidade tangencial, ele descreve a parte interna ao raio de máxima velocidade tangencial como uma região sólida, onde a distribuição de velocidade ocorre de maneira similar ao do separador centrífugo. Como nessa região a velocidade tangencial se comporta de maneira análoga a da velocidade meridional da bomba regenerativa, o que nos levou a fazer uma análise do separador centrífugo.

2.3 - O Separador Centrífugo

2.3.1 - Introdução

O princípio desse equipamento é a aplicação de um campo de força centrífuga à uma emulsão, de tal maneira que a substância de maior densidade escoe para a face mais externa, enquanto a menos densa escoe para a parte central.

De maneira simplificada, podemos dizer que, a centrífugação é a aceleração da sedimentação, pois na sedimentação, a emulsão está sob a ação da força de gravidade, enquanto que a centrífuga submete a mistura a uma força superior a da gravidade, ou seja:

$$\text{Sedimentação} \Rightarrow F_S = m \cdot g$$

$$\text{Centrifugação} \Rightarrow F_C = m \cdot \omega^2 \cdot r \Rightarrow F_C = m \cdot \frac{C_m^2}{r}$$

O fator de aumento de carga é dado por:

$$Z = \frac{F_C}{F_S} = \frac{\omega^2 r}{g}$$

Em centrífugas esse número é superior a 500.

A distribuição da velocidade tangencial na centrífuga conforme Fig. 2.9 obedece a relação velocidade angular constante, ou seja:

$$\omega = cte$$

$$v\, r^{-1} = cte$$

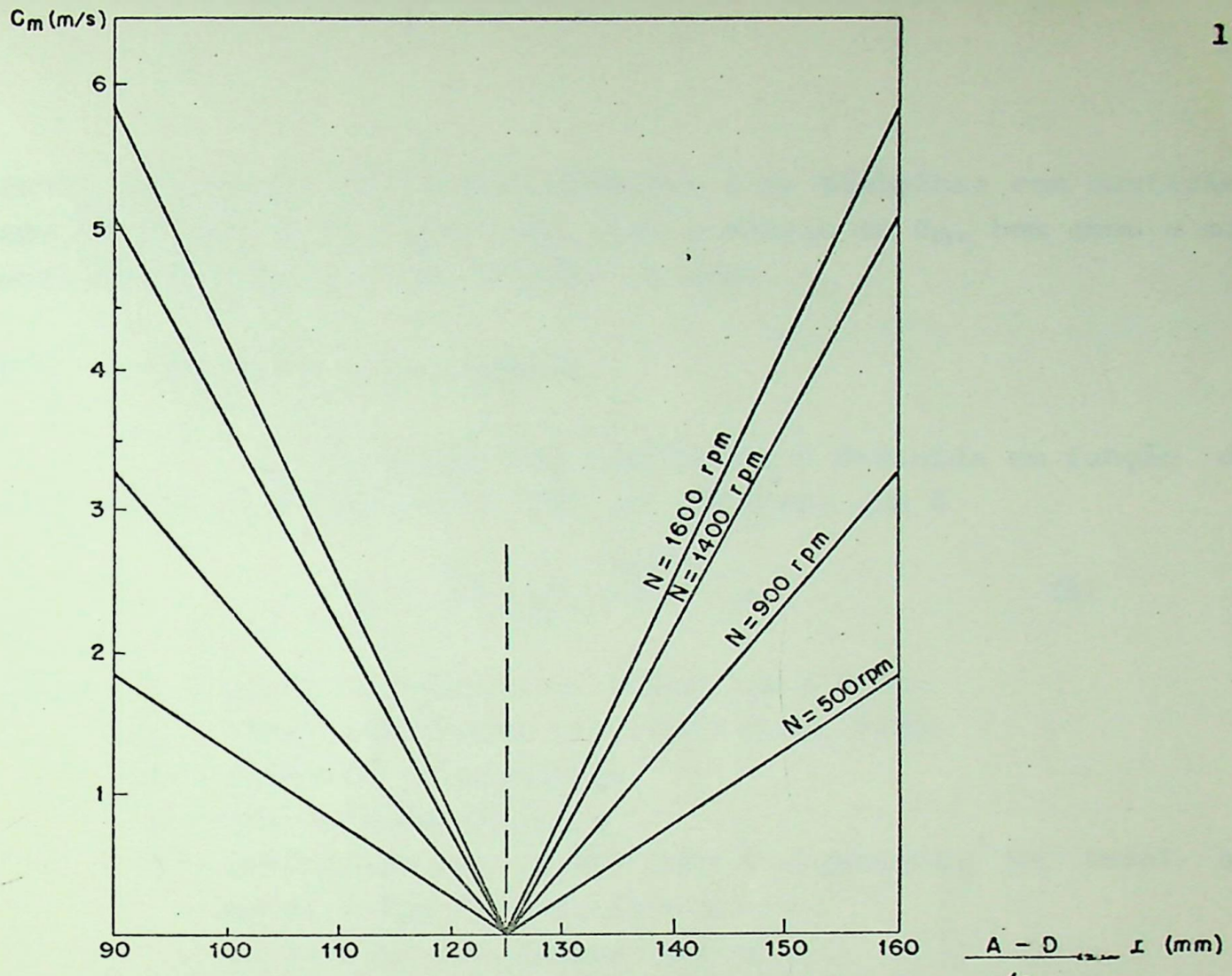


Fig. 2.9 - Distribuição de velocidade tangencial na centrífuga.

Ao comparar as distribuições de velocidade tangencial (na centrífuga), e meridional (na bomba regenerativa) é fácil observar a semelhança entre elas. Mas existe alguma diferença. Enquanto na centrífuga a distribuição da velocidade tangencial é perfeitamente linear, variando com o raio, já na bomba regenerativa, a velocidade meridional não tem um comportamento tão linear, pois além de variar com o raio, existe o efeito das paredes do canal sobre o escoamento e a defasagem entre o centro do vórtice e o centro geométrico do canal. Como esse centro varia em torno do centro geométrico do canal, podendo estar acima ou no máximo igual, a área de entrada no canal lateral será diferente da área de saída, fazendo com que, pela equação da continuidade, haja uma variação da velocidade. Ambos os fenômenos provocam a defasagem entre as curvas. Note que ao sair do rotor a curva esta semelhante ao da centrífuga.

Dos trabalhos de Varella e Engels, pode-se afirmar que a medida que o coeficiente de vazão diminui o centro do vórtice é deslocado em direção ao centro do toroide e que a velocidade meridional aumenta. Como a força centrífuga é função do quadrado

dessa velocidade, surge uma tendência a se trabalhar com coeficientes de vazão baixo, tanto para usar o máximo de C_m, bem como o comportamento teórico ficar próximo do real.

2.3.2 - Teoria da Centrifugação

A separação das partículas é definida em função de velocidade de sedimentação dada por Stokes, que é

$$V_s = \frac{(\rho_p - \rho_L) \cdot (dp)^2}{18\ \mu} \cdot a \qquad (5)$$

onde: ρ_p = massa específica do fluido mais denso
ρ_L = massa específica do fluido menos denso
dp = diâmetro da partícula
μ = viscosidade absoluta
a = aceleração que a partícula é submetida. Se atuar somente força da gravidade a = g
se for uma centrífuga $a = \omega^2 \cdot r$

O que ocorre com uma partícula mais pesada que o meio envolvente, de diâmetro dp, no interior de uma centrífuga é que ela é submetida a um campo de força centrífuga que a obriga a migrar das partes internas para as externas até alcançar um raio onde a força centrífuga e as forças de arrasto viscoso se equilibram ficando a partícula em órbita.

Então a vazão de uma centrífuga de forma que 50% das partículas que estiverem difundidas na mistura de alimentação sejam separadas é dada por

$$Q = 2 \cdot V_s \cdot A \qquad (6)$$

A = área da superfície da interface

$\Delta\rho = \rho_p - \rho_L$

$$Q = 2 \cdot \frac{\Delta\rho d_p^2}{18\mu} \cdot \omega^2 r \cdot \frac{V}{e}$$

onde V = volume do recipiente ocupado pelo líquido a ser centrifugado
e = espessura da camada líquida onde ficará a sedimentação

$$Q = \frac{\Delta\rho \cdot dp^2 \cdot \omega^2 r \cdot V}{9 \cdot \mu \; e} \qquad (7)$$

Para conhecer o valor do diâmetro crítico de uma determinada mistura em escoamento em um centrifugador, é determinar o valor de dp, que é

$$dp = \sqrt{\frac{9 \cdot Q \cdot \mu \cdot e}{\Delta\rho \cdot \omega^2 r \cdot V}} \qquad (8)$$

Isso significa que diâmetros de partículas maiores que dp, ficarão orbitando após o raio r, e as menores, ficarão aquem de r.

Alguns autores, como por exemplo Perry [5], preferem colocar a expressão da vazão em termos da velocidade de sedimentação por gravidade e da área de um tanque de sedimentação, para que esse tanque tenha a mesma performance da centrífuga em questão, ou seja

$$Q = 2 \cdot \frac{\Delta\rho \cdot dp^2 \cdot g}{18\mu} \quad \frac{V\omega^2 r}{g \cdot e}$$

$$Q = 2 \cdot Vg \cdot \Sigma \qquad (9)$$

onde: Vg = velocidade de sedimentação por gravidade
Σ = área do tanque de sedimentação e também é chamado de característica da centrífuga

Perry [5] define a característica da centrífuga da seguinte forma:

$$\Sigma = \frac{\pi B \omega^2}{2g} \left(3r_e^2 + r_i^2\right) \qquad (10)$$

onde: B = é a altura da centrífuga
r_e = raio da parede da centrífuga
r_i = raio da superfície livre do fluido

Podendo r_i ser encontrada utilizando os conceitos de incompressibilidade do fluido, altura da centrífuga e conservação do volume, supondo claro, que r_i é constante ao longo de todo o tambor da centrífuga.

2.4 - A Teoria da Máquina

Como foi visto anteriormente, existe semelhança entre a teoria da centrífuga e a teoria da bomba regenerativa. Ambas obedecem a equação $u \cdot r^{-1} = cte$. Para prever a separação dentro da bomba é necessário estimar a distribuição de c_m (velocidade meridional da bomba). No trabalho de Varella [1], é apresentado uma expressão para relacionar c_m com u_m que é

$$\frac{c_m}{u_m} = \frac{r_2}{r_m} \cdot K \sqrt{\left(1-\phi_R\right)\left(\varepsilon_R - 2\phi_R \frac{r_1 r_m}{r_2^2} + \varepsilon_R \frac{r_1}{r_2}\right) - \frac{\lambda_I}{2 f c_1}\left(\frac{r_1}{r_2} - 2\phi_R \frac{r_m}{r_2} + \varepsilon_R\right)^2} \tag{11}$$

$$\varepsilon_R = \frac{(\phi + 0,2)^{0,04}}{1 + \frac{\pi r_2}{2(r_2 - r_1)Z}} \tag{12}$$

pás chanfradas

$$\lambda_I = \left[0,035\left(\frac{\phi}{\phi_{\acute{o}timo}}\right)^6 + 1,23\right] \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,2} \tag{13}$$

pás com cantos vivos

$$\lambda_I = \left[-0,035\left(\frac{\phi}{\phi_{\acute{o}timo}}\right)^6 + 1,123\right] \left(\frac{d}{D}\right)^{0,08} \tag{14}$$

$$f_{c_1} = \frac{s_1}{s_1 + t} \tag{15}$$

$$K = \sqrt{\frac{2S_r}{\lambda_f} \cdot \left(\frac{f_{c_m}^2}{S_{f_I} + f_{c_m}^2 S_{f_{II}}}\right)} \left\{ \begin{array}{l} \lambda_f = 0,08 \\ S_r = b_2 (S_r . t) \cdot Z \cdot \left(1 - \frac{\Theta_s}{360}\right) \\ b_2 = r_e - r_c \\ f_{c_m} = \frac{s_m}{s_m + t} \\ S_{f_I} = (S_b + S_h) \cdot Z \left(1 - \frac{\Theta_s}{360}\right) \\ S_b = \frac{\pi d^2}{4} \\ S_h = \frac{\pi d}{2} \cdot S_m \end{array} \right. \tag{16}$$

$$Sf_{II} = \frac{\pi^2}{2} \cdot d \cdot D\left(1 - \frac{\Theta_s}{360}\right)$$

onde: r_1, r_2, r_m = definidos na figura 2.6

ϕ_R = coeficiente de vazão

ε_R = fator de correção devido ao escorregamento

λ_I = coeficiente de atrito entre fluido e partes da bomba

K = constante da bomba em função do projeto

$Sf_{I,II}$ = superfície de atrito entre fluido e: I - Rotor; II - canal lateral

S_I = área livre para o fluido sair do rotor

Z = número de pás

t = espessura das pás

Θ_s = ângulo do separador

f_c = fator de estrangulamento (f_{c_1} - no ponto 1; f_{c_m} - no ponto m, etc).

A equação 11 possui como restrição, não poder ser aplicada para coeficientes de pressão inferior a 9. O motivo disso é a própria natureza desse tipo de bomba, visto que é uma máquina de baixa rotação específica. Vale salientar que o c_m determinado pela equação 11 é a velocidade meridional da linha de corrente representativa que define o escoamento em uma seção transversal, e devido as hipóteses simplificadoras, é idêntica em todas as seções transversais do canal de trabalho.

O centro de rotação da massa (centro do vórtice), não coincide com o centro geométrico do canal como já foi dito anteriormente. Para o cálculo do centro de vórtice tem-se, conforme indicado na referencia [1]

$$r_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2} \qquad \text{e} \qquad (16)$$

$$r_1 = \sqrt{\frac{r_c^2 + r_i^2}{2}} \qquad (17)$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{r_e^2 + r_c^2}{2}} \qquad (18)$$

onde r_1, r_2, r_c, r_i e r_e estão definidos na Fig. 2.6.

Note que a linha significativa possui, a partir do centro de rotação, raios diferentes, ou seja, os resultados das equações (17) e (18) serão diferentes e r_2 (raio na saída do rotor) é menor que r_1 (raio na entrada do rotor). É necessário definir qual dos dois raios entrará na equação $\omega = c_m \cdot r$, para a determinação da velocidade angular. Uma partícula de fluido no rotor está submetida a um vórtice, provocado pelo rotor, enquanto no canal lateral, que funciona como um direcionador do fluxo, este escoa somente pela inércia. Sendo assim, é racional que a equação de vórtice forçado seja aplicada para o ponto de raio r_2.

O centro de vórtice varia com o coeficiente de vazão, Varella [1], apresenta uma expressão onde é fixado o valor r_c e varia os valores de r_1 e r_2 que é

$$K_{RF} = (\phi - \phi_{otimo})^2 \div (7 \cdot D/d) + 1 \qquad (19)$$

$$r_2' = r_2 \; K_{RF} \qquad \text{e} \qquad (20)$$

$$r_1' = r_1 \div (K_{RF})^{0,45} \qquad (21)$$

onde K_{RF} é o coeficiente de refluxo e r_2' e r_1' são os raios corrigidos da linha de corrente significativa, e $\phi_{ótimo}$ é o coeficiente de vazão para o ponto de projeto, que deverá ser o ponto de máximo rendimento.

Deve ser ressaltado a observação feita por Varella [1] que a equação 19 é totalmente empírica, fornecendo resultados razoáveis tanto para os resultados obtidos por ele quanto os obtidos por Engles [6]

A metodologia para cálculo da velocidade angular será descrita a seguir.

Vazão, rotação e a relação d/D bem como os parâmetros construtivos já devem ter sido definidos. Com a vazão, a rotação e a área da seção transversal do canal lateral, obtém o coeficiente de vazão pela equação (25), que será o coeficiente de vazão de projeto. Calculado r_1, r_2 com as equações (17) e (18) e $r_m = D/2$ resolve a equação 11 e obtém a relação c_m/u_m.

Com a rotação da máquina, pode ser calculada a velocidade tangencial por

$$u_m = \pi \cdot D \cdot N \qquad (22)$$

N = rotação em rps

D = diâmetro maior do toróide.

então $c_m = \frac{c_m}{u_m} \cdot u_m$ onde

$\frac{c_m}{u_m}$, obtido pela eq. 11 e u_m pela eq. 22.

Ao dividir c_m por r_1, será encontrado ω.

Para conhecer a distribuição de c_m ao longo da seção transversal do canal, basta multiplicar a velocidade angular encontrada (ω) pelos raios de giro correspondente $c_m = \omega \cdot r$

Só haverá interesse em se utilizar uma máquina separadora centrífuga, ou no caso em estudo, uma bomba regenerativa como separadora, se na seção transversal 90% do raio tiver força centrífuga maior que a da gravidade. No caso da bomba regenerativa que possuirá forças centrífugas menores que a das separadoras centrífugas, é importante saber em que raio da seção transversal a força centrífuga é igual a da gravidade. Para determinar o raio dessa região, igualou-se as velocidades de sedimentação por gravidade com o por centrífuga.

$$\frac{\Delta\rho \cdot d^2}{18\mu} \cdot g = \frac{\Delta\rho \cdot d^2}{18\mu} \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$g = \omega^2 \cdot r$$

como $$r_g = \frac{g}{\omega^2}$$

$$g = 9{,}81 \ \ m/s^2$$

$$r_g = \frac{9{,}81 \cdot 10^3}{\omega} \qquad (23)$$

onde: r_g = raio a partir do centro do vórtice onde $F_g = F_c$ [mm]

ω = velocidade angular em rd/s

Se r_g for muito pequeno em comparação ao raio do canal, ele pode ser desprezado.

Pode-se então definir qual o tamanho (diâmetro) mínimo das gotas de líquido em suspensão que serão separadas pela expressão do diâmetro crítico de separação, conforme equação 8.

A concentração do fluido de alimentação influenciará na determinação da interface de separação entre os fluidos. Para essa determinação será levado em conta o princípio da conservação da massa e que na entrada da mistura na bomba as partículas estejam uniformemente dispersas no seio da massa envolvente. Então se existe uma determinada concentração na entrada, essa concentração também existirá no interior da bomba. Supondo então uma separação ideal, pode ser definido o diâmetro da interface, multiplicando o diâmetro do canal pela concentração do fluido menos denso na entrada.

Caso a região onde a força centrífuga é menor que a força da gravidade, seja significativa em relação a seção transversal da bomba, essa região irá deslocar a interface para níveis mais externos, pois o fluido mais denso que estiver nesta região, não encontrará forças centrífugas capazes de o levarem para os níveis mais externos.

O cálculo da localização da interface nesse caso é:

Após definir o raio dessa região pela equação 2

- Cálculo do volume dessa região e volume da bomba

$$V_g = \frac{\pi^2}{4} \cdot (2r_g)^2 \cdot D \cdot \frac{\Theta}{360}$$

V_g = volume da região de $F_c < F_g$

Θ = ângulo de trabalho no canal

$$V_b = \frac{\pi^2}{4} \cdot d^2 \cdot D \cdot \frac{\Theta}{360}$$

V_b = volume interno da bomba

- Subtraindo e multiplicando pela concentração de alimentação do fluido menos denso

$$\frac{\pi^2 \, D \, \Theta}{4 \cdot 360} \cdot (d^2 - 4 r_g^2) \cdot Eq$$

- Dividindo pelo comprimento do canal de trabalho, o encontrado será uma coroa circular onde o diâmetro interno é a fronteira da região onde $F_c < F_g$ e o diâmetro externo é a interface teórica dos dois fluidos.

$$\frac{\frac{\pi^2 D\Theta}{4 \cdot 360}(d^2 - 4r_g^2) \cdot Eq}{\frac{\pi \cdot D \cdot \Theta}{360}} = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - 4r_g^2)$$

ou então

$$d_2^2 = Eq(d^2 - 4r_g^2) + 4r_g^2 \qquad (24)$$

Eq = concentração de alimentação do fluido menos denso.

Exemplo:

Uma alimentação de 50% de água e querosene, com uma velocidade angular de 50 rd/S. A determinação do diâmetro da interface para bomba regenerativa que tenha d = 80 mm e outra com d = 40 mm, ambos com ângulo de trabalho do canal de 300°, e D=120 mm

Calculando o raio onde $F_c = F_g$ pela eq. 23.

$$r_g = \frac{9,81}{50^2} \cdot 10^3$$

$$r_g = 3,9 \text{ mm}$$

- Para d = 80 mm

$$\frac{r_g}{d/2} \cdot 100 = \frac{3,9}{40} \cdot 100 = 9,8\%$$ menos de 10% então pode ser desprezado

da interface = d x 0,50

d_2 = 80 x 0,50

d_2 = 40 mm

- Para d = 40

$$\frac{r_g}{d/2} \cdot 100 = \frac{3,9}{20} = 19,6\%$$ é significativo

então pela eq. (24)

$d^2 = 0,5 \cdot (40^2 - 4 \cdot 3,9^2) + 4 \cdot 3,9^2$

d = 28,8 mm

Será então possível, com a equação do diâmetro crítico (eq. 8) de partículas em suspensão, calcular qual o diâmetro mínimo das gotas que serão separadas pela força centrífuga acima do diâmetro da interface.

Outro item de bastante interesse é o diâmetro do duto que extrairá os líquidos. Eles devem ser de tal diâmetro que não provoquem turbulência na proximidade dos bocais propiciando, desta forma a mistura dos fluidos. Em [3] é desenvolvida a seguinte expressão

$$\ddot{\rho}_{\ell}(d_2^2 - d_1^2) = \rho_p(b_2^2 - b_i^2) \qquad (25)$$

onde: ρ_{ℓ} e ρ_p = massa específica dos líquidos leve e pesado, respectivamente.

d_1 = diâmetro do centro vazio de uma centrífuga.

d_2 = diâmetro da interface

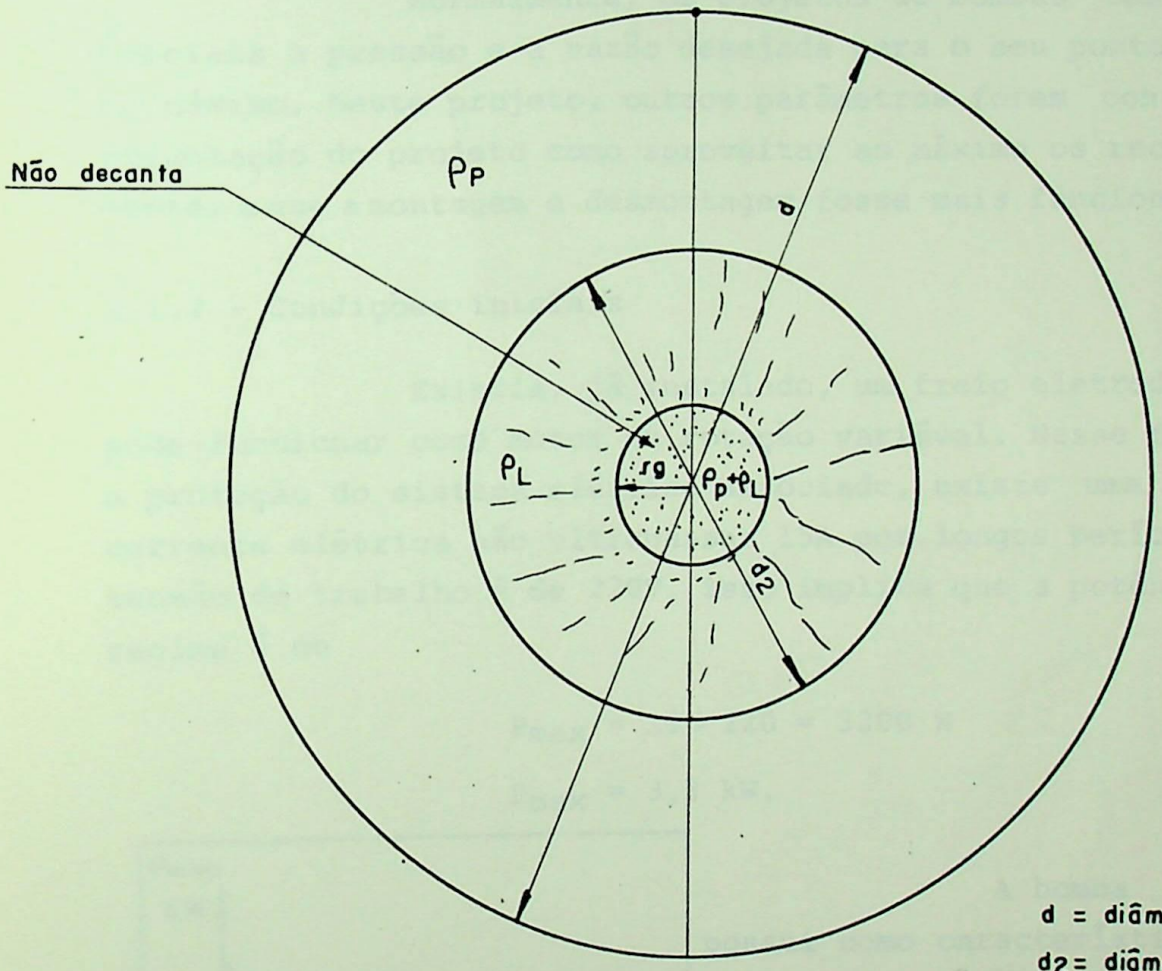
r_b = raio da superfície de saída

Como na bomba regenerativa $d_1 = 0$ tem-se

$$r_b = d_2\sqrt{\frac{\Delta\rho}{\rho_p}} \qquad (25a)$$

$$\Delta\rho = \rho_p - \rho_{\ell}$$

O fluido que migra é o de maior densidade. Com essa migração, e como consequência da equação de continuidade, as partículas de menor densidade são obrigadas a migrar para o interior.



d = diâmetro do canal
d_2 = diâmetro da interface
r_g = raio da região onde $F_c \leq F_g$

Fig. 2.10 – Separação ideal dentro do canal

3 - BANCO DE TESTES

3.1 - Projeto

3.1.1 - Introdução

Normalmente, os projetos de bombas tem como dados iniciais a pressão e a vazão desejada para o seu ponto de rendimento máximo. Neste projeto, outros parâmetros foram considerados na orientação do projeto como aproveitar ao máximo os recursos já existentes e que a montagem e desmontagem fosse mais funcional possível.

3.1.2 - Condições iniciais

Existia, já instalado, um freio eletrodinâmico, que pode funcionar como motor de rotação variável. Nesse freio, devido a proteção do sistema elétrico associado, existe uma restrição da corrente elétrica não ultrapassar 15A por longos períodos. Como a tensão de trabalho é de 220V, isso implica que a potência máxima de regime é de

$$P_{max} = 15 \times 220 = 3300 \text{ W}$$

$$P_{max} = 3{,}3 \text{ kW}.$$

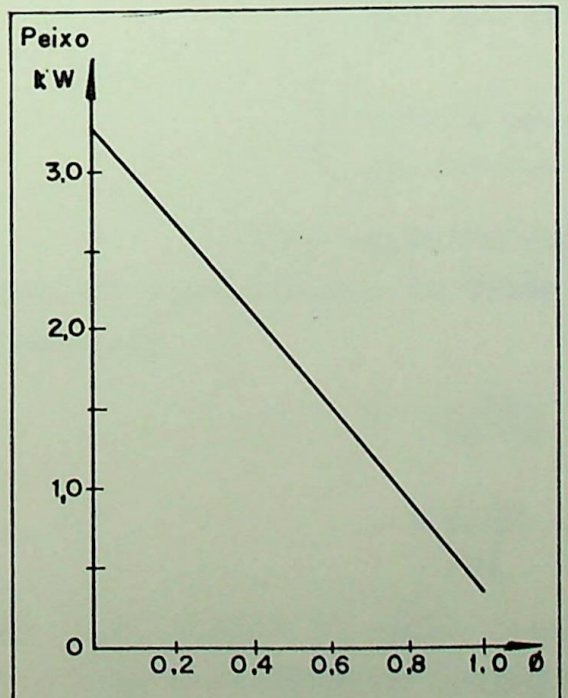


Fig. 3.1 - Coef. vazão x potência no eixo de uma bomba regenerativa.

A bomba regenerativa possui como característica que a potência no eixo varie inversamente proporcional a vazão conforme Fig. 3.1. Então a potência máxima deverá satisfazer a vazão mínima, enquanto que, na condição de projeto, que será para vazão maior, a potência necessária será menor. Fixando arbitrariamente que essa potência será algo maior que 50% da potência máxima de regime de 1,5 kW.

$p = \rho_{H_2O} g h = mca$ de H_2O

Comprovadamente, essa máquina possui rendimento inferior a 50%, e na falta de valores e método de cálculo preciso, o rendimento foi considerado de 40% para o ponto de projeto, o que sob todos os aspectos, é um valor razoável para esse tipo de bomba.

Então para o ponto de projeto.

$$Peixo = 1,5 \text{ kW}$$

$$\eta = 40\%$$

com isso $$Ph = \eta \cdot Peixo$$

$$Ph = 600 \text{ W}$$

Para definir a vazão é preciso já estar definida a pressão de elevação da bomba, assim 147,2 kPa (15 m.c.a) será um valor como

$$Ph = g \rho Q H \quad [w]$$

$$Q = \frac{Ph}{\rho \cdot g \cdot H} = \frac{600}{10^3 \cdot 9,81 \cdot 15} = 0,0041 \text{ m}^3/\text{s}$$

$Q = 4,1\ 10^{-3}$ m^3/s
H = 15 mca (147,2 kPa)

Para obter os dados geométricos da bomba, será utilizado os coeficientes de vazão e pressão, sendo respectivamente definidos por

$$\phi = \frac{Q}{u_m \cdot S_c} \qquad (25)$$

$$\psi = \frac{2\ \Delta p}{\rho u_m^2} \qquad (26)$$

onde: S_c = área da seção transversal do canal lateral
u_m = velocidade tangencial na linha média do canal
Δp = elevação da pressão da máquina

sendo

$S_c = \frac{\pi d^2}{8}$ onde d = diâmetro da seção transversal do toróide

$u_m = \pi\ DN$ D = diâmetro do toroide

N = rotação

Como o coeficiente de vazão varia entre 0 e 1, foi atribuido o valor de 0,5 para ele e de [1] como de [6] verificou-se que bombas hidráulicas do tipo regenerativa podem fornecer coeficientes de pressão da ordem de 30. Atribuiu-se então para o ponto de projeto, coeficiente de pressão igual a 9. O motivo desta escolha é que obedecendo as orientações básicas do projeto, existia interesse de fosse o mais baixo possível. Adotando uma rotação de 900 rpm.

$$0,50 = \frac{0,0041}{\pi \cdot D \cdot 15 \cdot \frac{\pi d^2}{8}} \qquad d^2 = 4.431E\text{-}04 \cdot D^{-1}$$

$$9 = \frac{2 \cdot 15 \cdot 10^{-1} \cdot 10^4 \cdot 9,81}{10^3 \cdot \pi^2 \cdot D^2 \cdot 15^2} \Rightarrow D^2 = 0,015 \Rightarrow \boxed{D = 122 \text{ mm}}$$

e

$$d^2 = 4,431E\text{-}4\ (0,122)^{-1} \Rightarrow d = 0,060 \text{ m} \quad \boxed{d = 60 \text{ mm}}$$

Nas bombas regenerativas um parâmetro de grande importância é a relação d/D. "D" está intimamente ligado as características de pressão da bomba e tanto "d" como "D" com a característica de vazão mais o primeiro tem uma maior influência. Esse coeficiente será

$$\frac{d}{D} = \frac{60}{122} = 0,49 \quad \text{foi então adotado}$$

$$\frac{d}{D} = 0,50 = \frac{60}{120} \qquad d = 60 \text{ mm}$$
$$D = 120 \text{ mm}$$

3.1.3 - Esquema da bomba

Na Fig. 3.2 a peça 1 que é a carcaça será um tubo que deverá conter dentro de si o rotor 3. Como no Cálculo inicial o

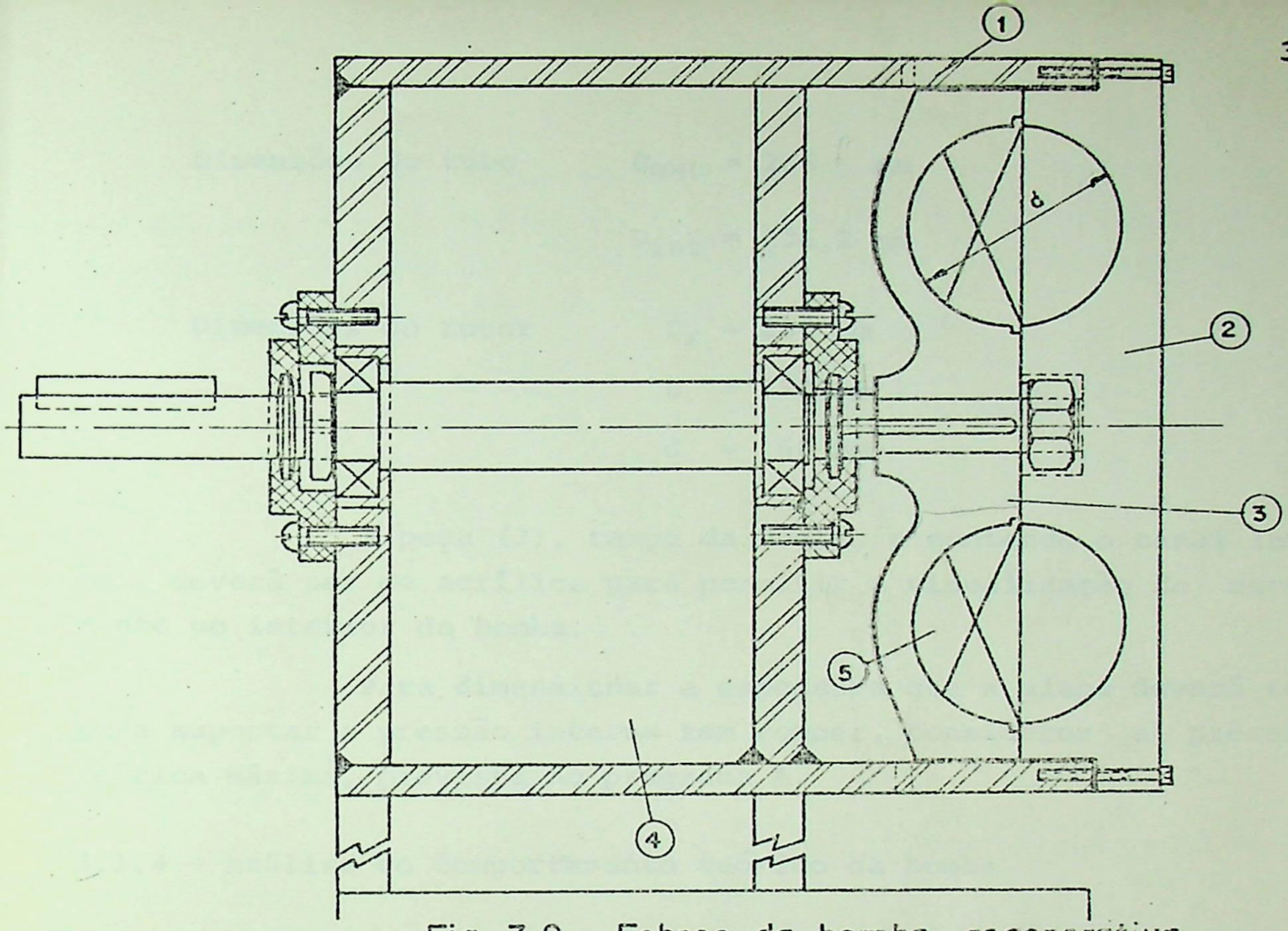


Fig. 3.2 - Esboço da bomba regenerativa

diâmetro da linha média do toroide foi 120 mm, o diâmetro externo do toroide será

$$D_t = 120 + 60 = 190 \text{ mm}$$

Existia disponível um tubo de:

$$D_{ext} = 236 \text{ mm}$$

$$D_{int} = 200 \text{ mm}$$

Como o diâmetro interno do tubo está muito próximo do diâmetro externo do toroide (190 mm), é necessário usinar a face interna do tubo de modo a possibilitar o alojamento de um rotor com diâmetro maior de forma que haja um selo hidráulico, após o canal, minimizando as perdas por fuga. Optou-se então por diâmetro do rotor de 206 mm e o diâmetro interno do tubo com 206,2 mm, havendo então a folga entre rotor e tubo de 0,1 mm. O tubo ficou com:

Dimensões do tubo D_{ext} = 236 mm

D_{int} = 206,2 mm

Dimensões do rotor D_r = 206 mm

D = 120 mm

d = 60 mm

A peça (2), tampa da bomba, e contendo o canal lateral, deverá ser de acrílico para permitir a visualização do escoamento no interior da bomba.

Para dimensionar a espessura que a placa deverá ter para suportar a pressão interna sem romper, considerou a pressão teórica máxima, prevista no programa A.

3.1.4 - Análise do comportamento teórico da bomba

Para análise teórica do comportamento da bomba, seguindo o programa A do apêndice desenvolvido por [1] e implantado pelo autor no computador HP.3000 do centro de computação da Escola Federal de Engenharia de Itajubá, são dados da bomba.

Diâmetro da seção transversal	d = 60 mm
Diâmetro médio do toróide	D = 120 mm
ângulo do separador	= 30°
ângulos entre centro dos bocais	= 69°
número de pás	= 24
espessura das pás	= 2 mm
diâmetro do bocal	= 45 mm

A escolha do número de pás é um problema neste tipo de máquina. Como demonstrado em Varella [1], ele tem influência dos diâmetros d e D. Nesta referência, é apresentado a variação do rendimento com o aumento do número para dois sopradores. Um de relação d/D = 0,47 e outro de d/D = 0,49, dando o rendimento máximo para 18 e 24 pás, respectivamente. Como a relação de diâmetros deste trabalho e d/D = 0,50, usou-se o mesmo número de pás que da relação d/D = 0,49, ou seja, 24 pás.

Para ângulo do separador, novamente, observando [1], ele afirma que o mínimo ângulo do separador para que a fuga seja mínima, seja o equivalente a que 3 pás estejam permanentemente cobertas, consequentemente este ângulo é 30 graus.

O ângulo entre os bocais de 69°, obriga que parte do bocal de saída esteja sob o separador. Foi dito bocal de saída porque o bocal de entrada deve sempre tangenciá-lo, o bocal de saída foi localizado satisfazendo o ângulo de 69°, mas mantendo a face de separador próximo ao rotor com os 30°. Isso implica em que fosse feito uma concordância entre a parte posterior do separador e o bocal para direcionar o fluxo.

O interesse de projetar bocal com diâmetro de 45 mm foi o de manter o mesmo diâmetro interno tanto da tubulação de sucção como da de recalque diminuindo as perdas nos bocais.

Usando o programa A, que aplica a teoria circulatória da bomba regenerativa desenvolvida e aprimorada por vários autores e fornece os resultados em termos de coeficientes adimensionais foi então obtido.

Coeficiente de vazão	velocidade meridional	Eficiência	Coeficiente de potência	Coeficiente pressão
0,0	0,613	0,0	15,228	13,369
0,1	0,648	4,3	15,300	13,222
0,2	0,671	8,4	14,975	12,617
0,3	0,681	12,2	14,316	11,667
0,4	0,680	15,6	13,378	10,467
0,5	0,666	18,6	12,189	9,081
0,6	0,637	21,1	10,714	7,526
0,7	0,588	23,0	8,986	5,915
0,8	0,506	24,6	6,430	4,260
0,9	0,368	25,5	4,399	2,494

lembrando que

$$\text{Coef. de vazão} = = \frac{Q}{S_c \cdot u_m} \qquad (25)$$

Q = vazão da bomba

S_c = área da seção transversal do canal lateral

```
**********************************************
*   PREVISAO DA PERFORMACE DE TURBOMAQUINAS REGE-*
*  NERATIVAS TIPO TORCIDE, LEVANDO EM CONSIDERA- *
*  RACAO VARIOS TIPOS DE PERDAS.                 *
**********************************************

AUTOR DA PESQUISA EH MANOEL NOGUEIRA  - DATA=12.SET.84


      1) DADOS:

      MAIOR DIA. D9=  120    MENOR DIA. D0=  60
      FATOR DE ATRITO=  .08
      ESPESSURA DAS PAS=  2
      DIAMETRO DO BOCAL=  45     COEF. DE ATRITO DO BOCAL=  .9
      NUMERO DE PAS E ROTACAO=  24     ROTACAO=  800  (RPM)
      ANGULO DO SEPARADOR=  30

 MODELO DE ESCOAMENTO ADOTADO: VELO. ANGULAR CTE
PARAMETROS DE PROJETO DEFINIDOS PELO METODO VARELLA.
NAO EXISTE CAMARA DE EXPANSAO NO SEPARADOR.
AS BORDAS DAS PAS SAO COM CANTOS VIVOS(SEM CHANFRO)

   2) VALORES CALCULADOS

   R0=  90.00     RI=  30.00     RM=  60.00
   R2=  77.82     R1=  49.73     RC=  64.83
   AREA DO CANAL LATERAL=      1413.72
   FATOR DE ESCOAMENTO=        .846531
   COEF. ATRITO SUPERFICIAL=  6.77025E-06
   COEF. ATRITO NA SUP. BOCAIS=  .859506
   ANGULO DA SECAO DO BOCAL DE ENTRADA=  50.2417
                        DE SAIDA  =  39.245
   ANGULO DE TRABALHO DO CANAL=  291
   NUMERO DE REYNOLDS=  40212.4

COEF.VAZ  FAT.ESC.DIN  FAT.ESC.REA  DIST.REFLUXO  COEFCHO
  .00        .9377       .7938        .9607       1.1512
  .10        .9530       .8067        .9722       1.1512
  .20        .9640       .8161        .9823       1.1511
  .30        .9727       .8234        .9907       1.1506
  .40        .9798       .8294        .9969       1.1480
  .50        .9858       .8345       1.0000       1.1392
  .60        .9911       .8390        .9969       1.1153
  .70        .9958       .8430        .9907       1.0607
  .80       1.0000       .8465        .9823        .9496
  .90       1.0038       .8498        .9722        .7425

   FOLGA DO SELO, C=  .59
   LARGURA DO SELO, A) EXTERNO=  11.8
                    B) INTERNO=  17.8
   NUMERO DE REYNOLDS DO SELO, A) EXTERNO=  589.837
                               B) INTERNO=  201.006
   COEF. DE ATRITO  A) EXTERNO=  .983062
                    B) INTERNO=  .804024
   CALCULO DO COEF. DO SELO,   A) EXTERNO=  .304353
                               B) INTERNO=  .280128

BORDAS DAS PAS SAO COM CANTOS VIVOS (SEM CHANFRO)
FOLGA DO SEPARADOR EH  .6
COEF. DE PERDAS NO SEPARADOR (CALC) EH  .461538

COEFVAZ  FOLGAEXT  FOLGAINT  FOLGASEP  FOLGATOT  CVAZ.EFE
  .00       .220       .069       .050       .3400      -.340
  .10       .222       .070       .051       .3430      -.243
  .20       .220       .069       .050       .3399      -.140
  .30       .215       .067       .049       .3317      -.032
  .40       .207       .065       .047       .3188       .081
  .50       .195       .061       .045       .3014       .199
  .60       .180       .057       .041       .2782       .322
  .70       .162       .051       .037       .2501       .450
  .80       .140       .044       .032       .2154       .585
  .90       .110       .034       .025       .1690       .731

COEFVAZ  VELMER  ALTURATEO  PERFUGA  ALTURA  PERBOC  ALTURAEFE
  .00      .613     17.806      .340   13.369    .000   13.369
  .10      .648     18.120      .343   13.229    .007   13.222
  .20      .671     17.797      .340   12.644    .027   12.617
  .30      .681     16.946      .332   11.727    .060   11.667
  .40      .680     15.660      .319   10.573    .106   10.467
  .50      .666     13.997      .301    9.247    .166    9.081
  .60      .637     11.926      .278    7.765    .239    7.526
  .70      .588      9.637      .250    6.241    .326    5.915
  .80      .506      7.150      .215    4.685    .426    4.260
  .90      .368      4.401      .169    3.033    .539    2.494

COEF.VAZAO   COEF.PRES   COEF.POT   EFICIENCIA
    .00        13.369      15.228        .0
    .10        13.222      15.300       4.3
    .20        12.617      14.975       8.4
    .30        11.667      14.316      12.2
    .40        10.467      13.378      15.6
    .50         9.081      12.199      18.6
    .60         7.526      10.714      21.1
    .70         5.915       8.906      23.0
    .80         4.260       6.930      24.6
    .90         2.494       4.399      25.5
```

$$\text{Coef. de pressão} - \phi = \frac{2\Delta p}{\rho u_m^2} \qquad (26)$$

$$\text{Coef. de potência} - \pi = \frac{2P}{\rho \cdot u_m^2 \cdot S_c} \qquad (27)$$

$$\text{Eficiência} - \eta = \frac{\phi \cdot \psi}{\pi} \qquad (28)$$

$$\text{Velocidade meridional} = \frac{c_m}{u_m}$$

u_m = velocidade tangencial de um ponto na linha media do toroide

Δp = aumento da pressão do escoamento devido a bomba

ρ = massa específica

P = potência de entrada da bomba

Aqui cabe uma observação. Como descrito anteriormente, deseja-se que a bomba trabalhe com c_m máximo, de forma a gerar o máximo campo de força centrífuga, já que a força centrífuga é diretamente proporcional c_m. Isso implica que a maior capacidade de separação da bomba está na faixa de baixos coeficiente de vazões. Mas para pequenos coef.de vazão $\phi = 0,35$, existe o refluxo.

É reconhecido que abaixo deste coeficiente de vazão já ocorra a presença de refluxo. Conforme relata na referencia [1] O refluxo acontece quando a vazão é muito pequena fazendo com que parte do escoamento, que após percorrer todo o canal de trabalho, e ao chegar ao bocal de saída não podendo sair, retorna ao bocal de sucção pelo centro, do toroide. Isso implica numa turbulência generalizada no interior da bomba, provocando uma homogenização da mistura.

Na condição de projeto, $\phi = 0,50$, teriamos então para rotação 900 rpm.

vazão	pressão	Potência	eficiência
L/s	kPa	watt	%
4,0	142,3	3.109	18,3

Varella [1], ressalva que tanto a potência e como consequência a eficiência, necessitam de melhor desenvolvimento teórico.

Outros ítens de interêsse calculado por este programa é a indicação do posicionamento da linha de corrente significativa, conforme segue

r_2 = raio externo da linha de corrente significativa = 78,17 mm

r_1 = raio interno da linha de corrente significativa = 49,61 mm

r_c = raio do centro do vórtice = 65,00 mm

A visualização de r_2, r_1 e r_c está na Fig. 2.6.

3.1.5 - Especificação do perfil da seção transversal do canal lateral e do rotor.

Utilizando o programa B do apêndice, desenvolvido por [1] e implantado pelo autor no computador HP-3000 do centro de computação da Escola Federal de Engenharia de Itajubá, fornece a linha de corrente em qualquer raio da seção transversal do toróide. Então para definir o perfil da seção transversal do toróide, será considerada a linha de corrente mais externa como sendo a linha definidora desta seção transversal.

Esse programa lista todos os pontos a partir do centro do toróide, e a linha é identificada pelo seu raio de saída do rotor. No caso desta bomba, ela será 90 mm $(D + \frac{d}{2})$. Com esse dado de entrada no computador, obteve-se os seguintes parâmetros. Na Fig. 3.3 está definido as colunas dessa tabela I.

Pode-se observar que na realidade, a seção transversal não é perfeitamente circunferencial, pois o diâmetro no sentido vertical do toróide, é 60 mm e o diâmetro transversal, tem 56,7 mm. Essa deformação é consequência do deslocamento do centro do vórtice.

3.1.6 - Cálculo da placa de fechamento da bomba (canal lateral)

Como já escrito anteriormente, desejava-se que esta placa fosse transparente permitindo uma visualização do escoamento no interior do canal. Optou-se então pelo acrílico.

Para verificar a espessura necessária para suportar a carga, foi utilizado fórmulas expostas em [8].

HEWLETT-PACKARD 32201A.7.15 EDIT/3000 SAT, OCT 13, 1984, 5:59 PM

CALCULO DE LINHAS DE CORRENTE
USANDO MODELO DE VORTCE FORCADO EM BOMBAS REGENERATIVAS

D9=MAIOR DIAMETRO - D0=MENOR DIAMETRO - N=NO. DE PONTOS

OS VALORES LIDOS EM MM SAO: D9= 120 D0= 60 N= 36

RAIO DE SAIDA DA LINHA DE CORRENTE A CALCULAR EH = 90

POSICAO	ANGULO	DISTAN.	RAIO	DIST X	DIST.MED	COMP-L
0	.0	25.00	90.00	.00	.00	.000
1	5.0	25.01	89.91	2.18	25.00	2.182
2	10.0	25.04	89.65	4.35	25.02	2.184
3	15.0	25.08	89.22	6.49	25.06	2.187
4	20.0	25.14	88.63	8.60	25.11	2.191
5	25.0	25.22	87.86	10.64	25.18	2.197
6	30.0	25.32	86.93	12.66	25.27	2.205
7	35.0	25.44	85.84	14.59	25.38	2.215
8	40.0	25.57	84.59	16.44	25.50	2.226
9	45.0	25.73	83.19	18.19	25.65	2.238
10	50.0	25.90	81.65	19.84	25.81	2.253
11	55.0	26.09	79.97	21.37	26.00	2.269
12	60.0	26.30	78.15	22.78	26.20	2.286
13	65.0	26.54	76.22	24.05	26.42	2.306
14	70.0	26.79	74.16	25.18	26.66	2.327
15	75.0	27.07	72.01	26.14	26.93	2.350
16	80.0	27.36	69.75	26.95	27.22	2.375
17	85.0	27.68	67.41	27.58	27.52	2.402
18	90.0	28.02	65.00	28.02	27.85	2.431
19	95.0	28.38	62.53	28.29	28.20	2.461
20	100.0	28.77	60.00	28.38	28.58	2.494
21	105.0	29.17	57.45	28.18	28.97	2.528
22	110.0	29.60	54.88	27.82	29.39	2.565
23	115.0	30.05	52.30	27.33	29.82	2.603
24	120.0	30.51	49.74	26.42	30.28	2.642
25	125.0	30.99	47.23	25.38	30.75	2.683
26	130.0	31.48	44.77	24.11	31.23	2.726
27	135.0	31.97	42.39	22.61	31.73	2.769
28	140.0	32.47	40.13	20.87	32.22	2.812
29	145.0	32.95	38.01	18.90	32.71	2.855
30	150.0	33.42	36.06	16.71	33.19	2.896
31	155.0	33.85	34.32	14.31	33.63	2.935
32	160.0	34.23	32.83	11.71	34.04	2.971
33	165.0	34.55	31.62	8.94	34.39	3.001
34	170.0	34.80	30.73	6.04	34.68	3.026
35	175.0	34.95	30.18	3.05	34.87	3.043
36	180.0	35.00	30.00	.00	34.97	3.052

COMPRIMENTO DA LINHA DE CORRENTE 90.00 NA SAIDA EH 90.883

TABELA I - Pontos da Linha de Corrente mais externa, determinado pelo programa do Apêndice [B]

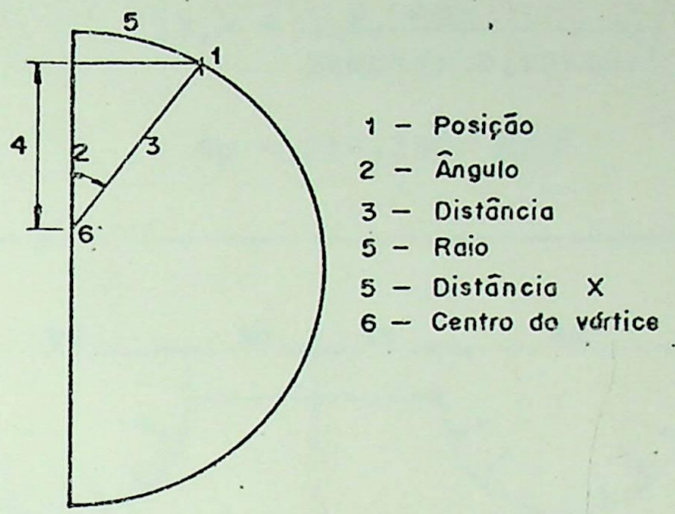


Fig. 3.3 - Localização de pontos em uma linha de corrente.

Aqui cabe uma explicação Roark [8], apresenta fórmulas para cálculos de esforços em casos particulares com as equações preparadas com as variáveis no sistema unidades inglêsas. Apesar de neste trabalho as unidades terem sido padronizadas segundo o sistema internacional, neste sub-ítem será feito um paralelismo com o sistema unidades inglêsas.

Como descrito anteriormente, para cálculo dos esforços na placa de acrílico, será suposto que a placa de acrílico recebe uma carga uniformemente distribuida ao longo de trabalho e igual a pressão máxima teórica de recalque da bomba. É claro que essa simplificação faz com que as cargas teóricas sejam maiores que as cargas reais, pois a pressão de sucção é inferior a de recalque, aumentando com o ângulo de trabalho do canal. Se a placa resistir a essa proposição teórica, certamente resistirá as condições reais.

Dos dados teóricos, o coeficiente de pressão máxima que a bomba fornecerá, que é para $\phi = 0,0$, e para a rotação de 900 rpm será $\psi = 13,4$

Usando a expressão (26)

$$13,4 = \frac{2 \cdot \Delta p}{1000 \cdot (\pi\ 0,12 \cdot 15)^2}$$

$$\Delta p = 214.250 \quad N/m^2$$

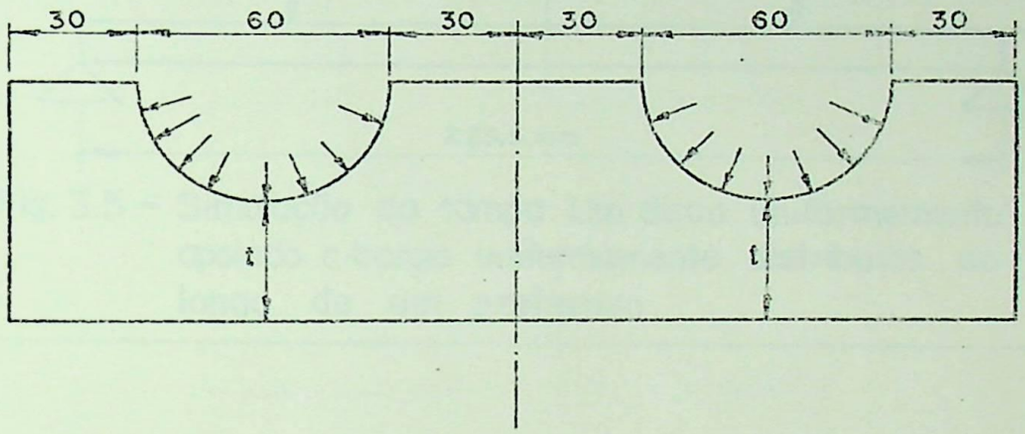


Fig. 3.4 – Tampa com canal lateral (vista seção transversal).

A peça seria esta conforme Fig. 3.4. Só existe interesse nas forças que provocam flexão e compressão.

As que provocam flexão são as perpendiculares ao rotor. Então projetando a área do canal lateral teremos:

$$S_{CL} = d \cdot r_m \Rightarrow S_{CL} = 60 \cdot 60 = 3600 \quad mm^2$$

Supondo o canal lateral de acrílico submetido integralmente a pressão máxima, então

$$W = 214.250 \cdot 3600 \cdot 10^{-6} = 771,3\ N$$

Vale ressaltar que as tabelas da referida publicação estão preparadas em unidades inglesas.

Os parafusos de fixação estarão no diâmetro 233,5 mm (8,8 in) do disco, e o centro de aplicação da força sobre o acríli-

co está no diâmetro 1,20 mm (4,4 in), pois considerou-se o caso 3 de [8], onde foi considerada a bomba como um disco com furo passante no centro e uma carga distribuida uniformemente ao longo de um círculo concêntrico conforme Fig. 3.5.

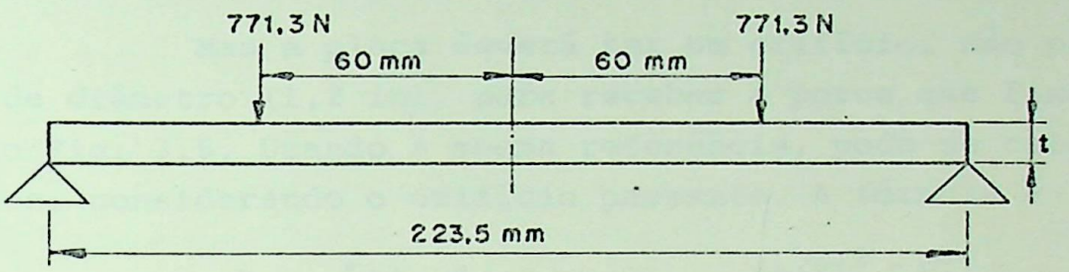


Fig. 3.5 – Simulação da tampa. Um disco uniformemente apoiado c/carga uniformemente distribuida ao longo de um perímetro.

Utilizando as fórmulas para

$$S_f = S_s = \frac{-3\,W}{2\pi n t^2}\left[(m+1)\cdot\frac{1}{2} + (m+1)\,\frac{a}{r_0^2} - (m-1)\,\frac{r_0^2}{2a^2}\right] \qquad (29)$$

onde W = carga total aplicada (ℓbf)

t = espessura do prato (in)

S = tensão [ℓbf/in²]

$m = \frac{1}{\gamma}$ coeficiente de poison

q = ponto qualquer da superfície do prato

r_0 = distância entre q e o centro do prato

a = diâmetro do prato

considerando

m = 4

a = 8,8 in (223,5 mm)

r_0 = 2,4 in (60 mm)

S_t = (18.486 ℓbf/in²) - tensão de ruptura do acrílico, a 68,7MPa)

S_f = (14.220 ℓbf/in²) - tensão de ruptura do acrílico, a flexão)
127,5 MPa.

Conclui-se que para romper o acrílico com cargas de

tipo de carga	espessura mínima
compressão	5,4 mm
flexão	4,7 mm

Mas a placa deverá ter um orifício, não passante de 30 mm de diâmetro (1,2 in), para receber a porca que fixa o rotor ao eixo Fig. 3.6. Usando a mesma referência, pode-se calcular os esforços, considerando o orifício passante. A fórmula é

$$S_c = S_f = \frac{3w}{2\pi m t^2}\left[\frac{10\cdot a^2}{a^2-d^2}\log\frac{a}{2r_0} + 3\cdot\frac{(a/2)^2 - r_0^2}{a^2 - d^2}\right] \qquad (30)$$

sendo o significado das variáveis descritas acima

Com isso as espessuras são:

tipo de carga	espessura mínima
compressão	8,5 mm
flexão	7,5 mm

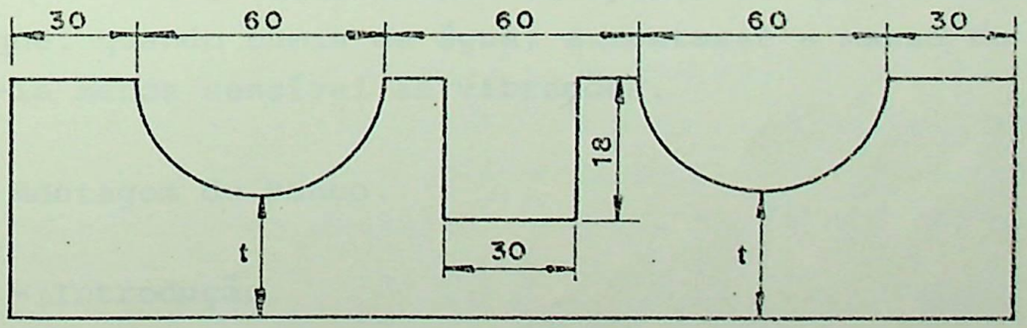


Fig. 3.6- Uma melhor aproximação da tampa.

Compressão é satisfeita plenamente, pois a espessura entre a periferia externa do canal e o diâmetro externo da tampa, é 30 mm; e entre a periferia interna do canal e a periferia externa do furo é de 15 mm.

Na flexão, o raio máximo do canal, como visto no item do perfil da seção transversal do canal é de 28,3 mm. Então

$$28,3 + 7,5 = 35,8 \cong 36 \text{ mm}$$

Como conclusão, foi escolhido uma placa de acrílico para receber o canal lateral de 37 mm de espessura ciente de que ela resistirá aos esforços aplicados. O motivo desta certeza é que a pressão máxima real deverá ser algo menor que a teórica e ela não é máxima em todo o canal, sendo mínima na região próxima ao bocal de sucção, e aumentando com o ângulo do trabalho do canal, até alcançar a pressão máxima próximo ao bocal de recalque. Outro fator a favor dos cálculos e que o furo não é passante e sim com 18 mm de profundidade.

3.1.7 - A bomba

Finalmente, a bomba fica conforme desenho do projeto, anexo no apêndice

O volume entre os apoios foi deliberadamente planejado para que, quando cheia de água, aumentasse a massa da bomba para torná-la menos sensível as vibrações.

3.2 - Montagem do Banco

3.2.1 - Introdução

Esse banco teria que satisfazer as seguintes condições

1. Ser simples
2. Fazer mistura de dois fluidos
3. Ser compacto.

A simplicidade era necessário para minimizar os custos da montagem do projeto.

Como ter-se-á dois fluidos de densidade diferente, por si só, em repouso, eles possuem a capacidade de se separar por decantação. Então é necessário imaginar um método para manter os fluidos misturados.

O local onde estava montado o freio eletrodinâmico tem restrição de espaço físico.

Foi então adotado como reservatório um tambor de 200 litros. Como tubulação de adução, tubos de PVC de parede grossa de diâmetro interno 38 mm. A de recalque, de PVC de parede fina de 45 mm de diâmetro interno.

Para misturar e reduzir o tamanho do banco, de ensaio, optou-se por colocar a saída de recalque no mesmo tambor da saída de sucção. Com isso a pressão da saída do fluído, faria com que houvesse um turbilhonamento contínuo no interior do tambor de tal maneira que durante o funcionamento, a concentração da mistura de alimentação permaneceria constante Fig. 3.6. Surge então três problemas.

a) É necessário um determinado tempo de espera, quando da partida da máquina, para que haja mistura e estabilize o valor da concentração de alimentação.

b) Como a mistura é feita pelo escoamento de recalque, que provoca um turbilhonamento na massa fluída do reservatório, isso fará com que a concentração da mistura dependa das condições do escoamento, ou seja, vazão e pressão.

c) É necessário que o nível do reservatório fique acima do nível da bomba, mas quanto menos fluído for colocado no reservatório, mais econômica será sua operação. Entretanto, se o nível estiver abaixo do nível do bocal de saída da tubulação de recalque, o jato que por ele emerge, arrastará ar para dentro da massa fluída e que por sua vez serão arrastadas pela tubulação de sucção, comprometendo desta forma a performance da bomba.

Tendo em vista solucionar os problemas acima mencionados, foram observados os seguintes procedimentos.Para o primeiro, determinou-se um tempo mínimo de 15 minutos para o sistema entrar em regime, baseado na análise de resultados de testes. Para o terceiro problema, foi colocada uma calha na saída da tubulação de recalque para atuar como um defletor do escoamento. Essa calha é de perfil "U", com abas verticais bem menor do que o leito horizontal, disposicionada em ângulo no tambor. Essa calha, além de permitir o uso do nível mínimo no reservatório, suficiente para afogar a bomba, soluciona o problema das bolhas de ar, pois a saída do fluído sendo desviada pela calha, provoca uma distribuição maior do escoamento de forma que há uma formação menor de bolhas de ar que ficam mais próximas da superfície livre da mistura.

A calha também resolve parcialmente o problema b, pois para qualquer pressão de recalque, a energia que o flúido sai da calha é praticamente a mesma, mas persiste o problema da vazão. Quanto maior a vazão, como a massa fluída no reservatório é relativamente pequena, melhor será a homogenização do fluído de alimentação. Para contornar esse problema, as concentrações das amostras do escoamento no interior da bomba, deverão ser relacionadas ao valor da concentração de alimentação. Nos ensaios subsequentes foi constadado que a variação da concentração de alimentação com a vazão é de $\cong$ 3%.

3.2.2 - Controle do banco

Os parâmetros a serem controlados são:

- rotação
- potência efetiva consumida na bomba
- pressão
- vazão

Para medir a rotação, foi utilizado um tacômetro mecânico, diretamente acoplado ao eixo do eletrodinamômetro.Este sistema também permite a obtenção da potência efetiva consumida, procedendo da seguinte maneira:

$$P_{eixo} = M \cdot \omega$$

onde: P_{eixo} = potência efetiva consumida (W)

M = momento de torção (N·m)

como $$M = F \cdot b$$

$$\omega = 2\pi \cdot N$$

onde: F = força aplicada (N)

b = distância do ponto de aplicação da força ao centro de eixo (m)

N = rotação (rps)

então $$P_{eixo} = F \cdot b \cdot 2 \cdot N \qquad (31)$$

como $b = 0,45$ m

$$P_{eixo} = 2,83 \cdot F \cdot N \qquad (32)$$

A metodologia usada para obter a potência efetiva é:

a) Zeragem do sistema, conseguido com o adicionamento de contrapeso no eletrodinamômetro, até o mesmo ficar em equilíbrio. Observar que o porta-peso deverá ser posicionado a 45 cm do centro do eixo (30 cm da parede do motor), e ser mantida nesta posição durante o ensaio.

b) Para uma determinada rotação, colocar as massas calibradas de tal maneira que o sistema fique zerado (bolha do nível posicionado na região central). Então

$$F = (\Sigma m) \cdot g \quad [N]$$

Σm = somatório das massas

g = aceleração da gravidade

c) Com o valor da rotação por segundo medida com o tacômetro

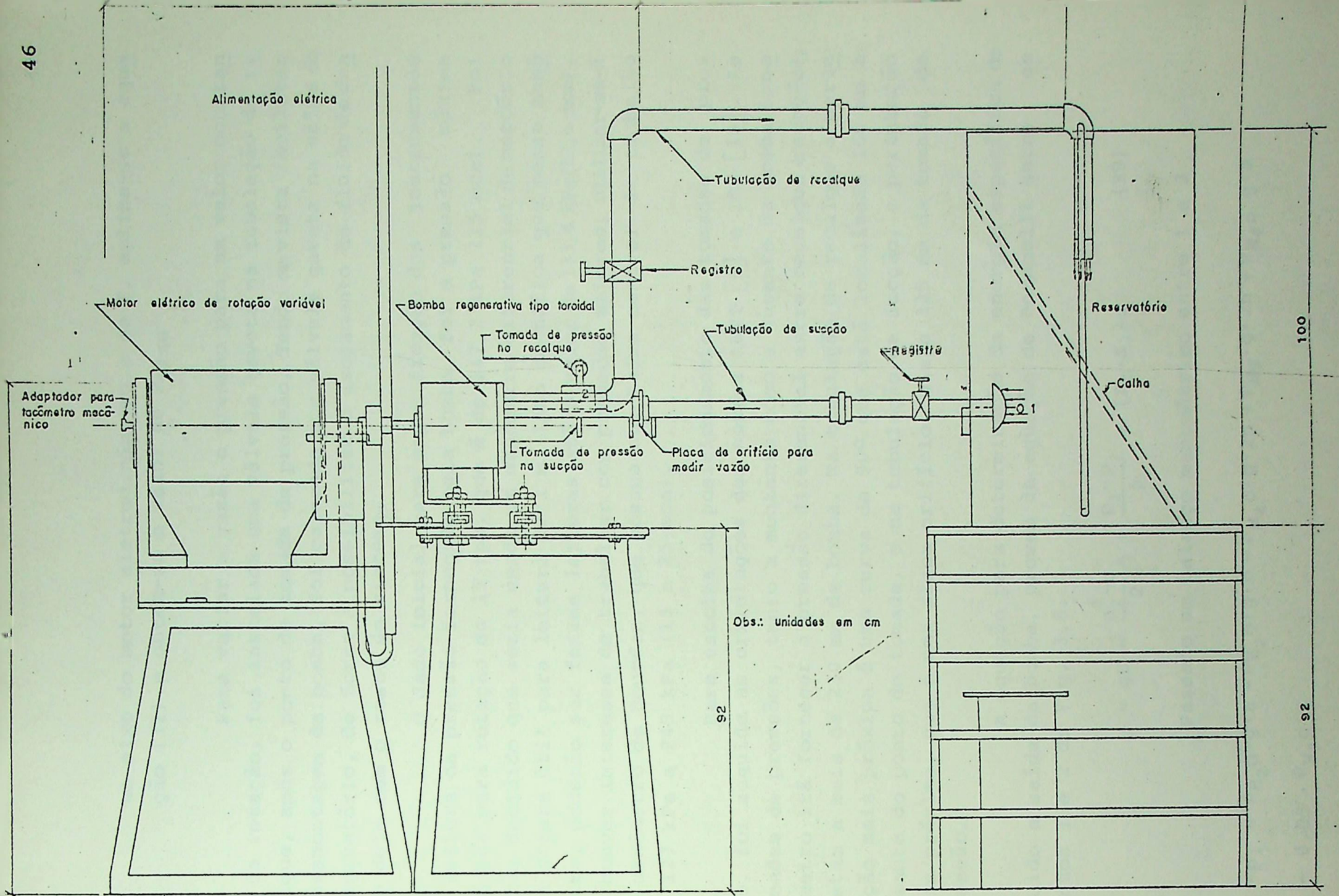


Fig. 3.7 – Bancada de ensaio

no eixo do motor eletrodinâmetro e de F, aplica-se a equação (32) e obtem-se o valor de P_{eixo}

Para variar a vazão e pressão para um valor constante da rotação, foi instalada uma válvula gaveta na tubulação de recalque, após o ponto de tomada de pressão. Tendo em vista facilitar a desmontagem da bomba, foi colocada uma válvula gaveta na saída do reservatório, de forma a possibilitar o isolamento do fluido de dentro dele com o resto do sistema.

O dado inicial para especificação dos instrumentos de leitura da pressão fornecida pela bomba, foi a pressão máxima teórica para rotação de 15 rps, que é de 147,2 kPa (15 mca). Foi então decidido que seria usado um manômetro diferencial de mercúrio com altura útil para leitura de 1 m. Isto significa que nesse manômetro, poderão ser feitas leituras até o valor de 133,4 kPa (13,6 mca). Se houver interesse de trabalhar com pressões maiores, utilizar-se-á um manômetro de Bourdon, que possua sua faixa central de trabalho de 127 kPa a 245 kPa (13 a 25 mca).

Para escolha do posicionamento das tomadas de pressão, foi seguida as orientações das normas ABNT [9] e ISO [10]. As tomadas de pressões, tanto a montante como a jusante da bomba (o manômetro irá fornecer a pressão diferencial entre recalque e sucção), distam a mais de 230 mm da bomba. Na tubulação de recalque a pertubação mais próxima é uma curva de 90º que está localizada 160 mm a jusante do ponto de tomada, e na tubulação de sucção, a pertubação mais próxima, que é uma placa orifício, dista 325 mm da tomada de pressão.

A equação para determinação da energia específica do fluido a saída da bomba, provem da equação de Bernoulli entre os pontos 1 e 2 da Fig. 3.8.

$$y = gH = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + (Z_2 - Z_1)g \qquad (33)$$

Fazendo um balanço manométrico entre 1 e 2

$$p_2 - p_1 = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot a - \rho_{H_2O} \cdot g \cdot b - \rho_{H_2O} \cdot g \cdot 2h + \rho_{Hg} \cdot g \cdot 2h + \rho_{H_2O}\, g \cdot a$$

$$- 0{,}05 \cdot \rho_{H_2O} \cdot g$$

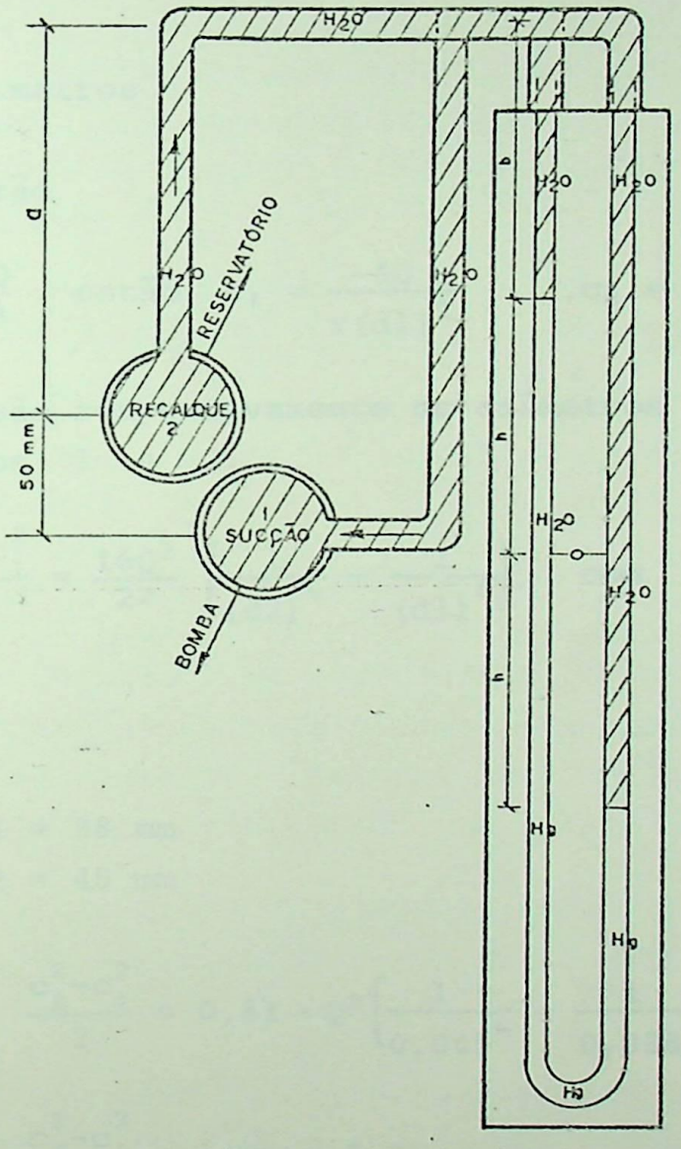


Fig. 3.8 - Esquema do manômetro para medir pressão.

$$p_2 - p_1 = \rho_{Hg} \cdot g \cdot 2h - \rho_{H_2O} \cdot g \cdot 2h - 0,05\rho_{H_2O} \cdot g$$

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho_{H_2O}} = g(25,2 \cdot h - 0,05) \qquad (33.a)$$

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho_{H_2O}} = J/kg$$

h = metros

Para vazão

$$c = \frac{Q}{A} \quad \text{então} \quad c_1 = \frac{4Q}{\pi (d1)^2} \qquad c_2 = \frac{4Q}{\pi (d2)^2}$$

onde d1 e d2 são respectivamente os diâmetros internos da tubulação nos pontos 1 e 2.

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{16Q^2}{2\pi} \left(\frac{1}{(d2)^4} - \frac{1}{(d1)^4} \right) \quad \text{com} \quad Q = m^3/s$$

$$d2, d1 = m$$

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{J}{kg}$$

como d1 = 38 mm

d2 = 45 mm

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0,81 \cdot Q^2 \left(\frac{1}{0,045^4} - \frac{1}{0,038^4} \right)$$

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = -0,20\ Q^2 \qquad (33.b)$$

Para altura

$$g(Z_2 - Z_1) = 0,49 \qquad (33.c)$$

Substituindo 33.a, 33.b e 33.c em 33

$$Y = g \cdot H = 247,2 \cdot h - 0,49 - 0,20Q^2 + 0,49$$

$$\boxed{Y = g \cdot H = 247{,}2 \cdot h - 0{,}20\ Q^2} \qquad (33.d)$$

$= J/kg.$

Para medir a vazão, novamente foi procurado obedecer as normas ABNT [9] e ISO [10] e também a aferição deste medidor , estando as pertubações mais próximas dos pontos de tomada de pressão, 575 mm a montante (válvula do reservatório) e 578 a jusante(a bomba).

Devido a simplicidade de fabricação, optou-se por um diafragma de orifício circular concêntrico, delgado, com cantos vivos e com tomadas de pressão a iguais distâncias da placa. As medidas da placa foram

Diâmetro total = 127 mm
Diâmetro do orifício = 25,4 mm
Espessura = 1,5 mm

Como o diâmetro interno da tubulação é 38 mm, então a relação de área é

$$\beta = \frac{d}{D} = \frac{25{,}4}{38} = 0{,}67$$

Os orifícios para tomada de pressão serão localizados a aproximadamente 26 mm das faces das placas e para medir a diferença de pressão entre as tomada , foi utilizado um manômetro diferencial de mercúrio, completado com H O, Fig. 3.9.

A aferição da placa de orifício foi feita relacionando a coluna de mercúrio ao tempo que a bomba levava para encher um recipiente com volume conhecido.

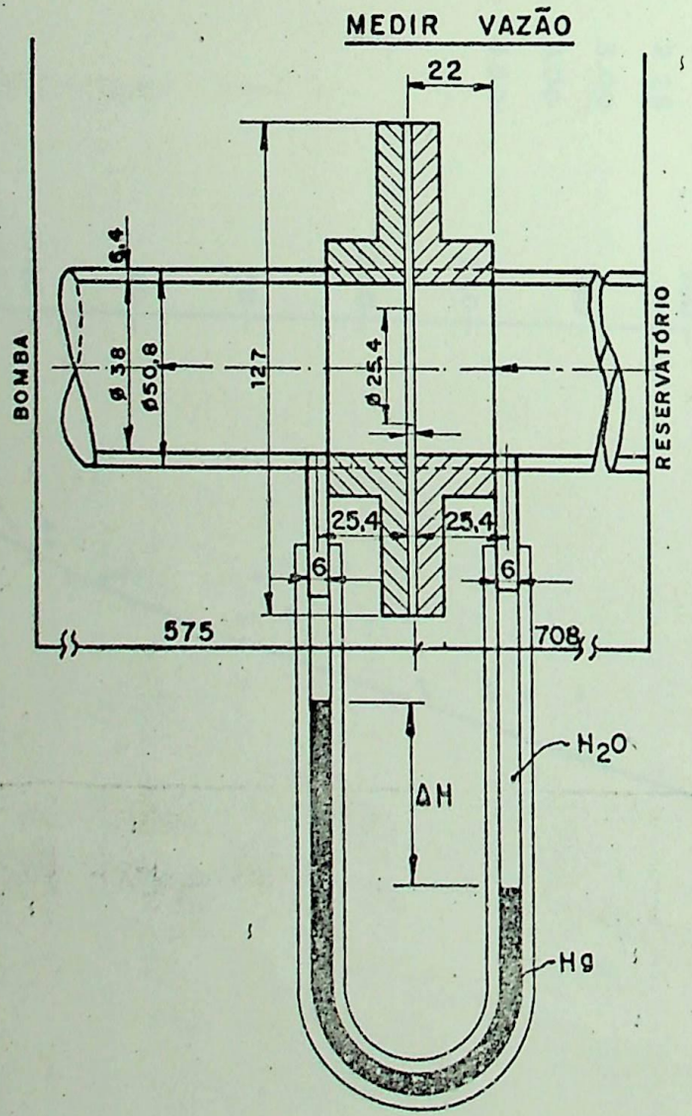
O motivo que levou a aferição é que o valor de está maior do que o permitido por [9], mas é permitido por [10] e o diâmetro interno da tubulação de sucção, atende a [9] mas não[10]. Fazendo um levantamento de 26 pontos, Fig. 3.10, e ajustando a curva pelo método dos mínimos quadrados, chegou-se a expressão

$$Q = 0{,}211 \cdot \sqrt{\cdot \Delta H}$$

onde

$10 \cdot Q = m^3/s$ (34)

$\Delta H = mm \cdot Hg$



d = 25,4 mm
D = 38,0 mm
β = 0,67

Fig. 3.9a – Arranjo do Diafragma

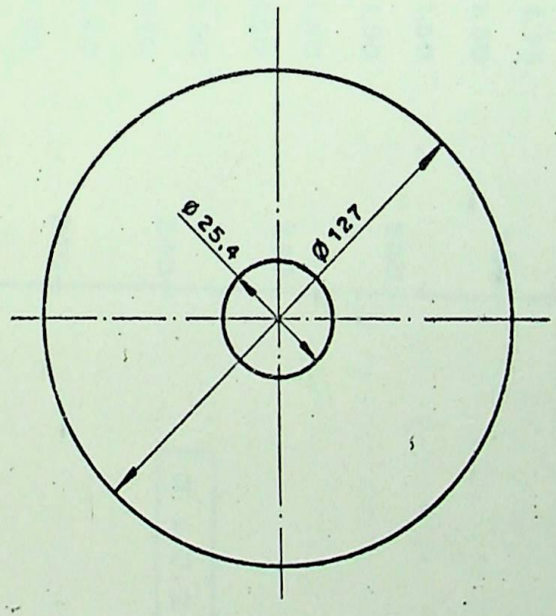


Fig. 3.9b – O Diafragma

ΔH (mm)	Q (l/s)
3	0.53
12	0.75
18	0.90
21	1.00
34	1.13
41	1.50
48	1.50
55	1.50
56	1.50
59	1.50
61	1.50
67	1.80
80	1.80
89	1.80
110	1.80
112	2.25
124	2.25
125	2.25
133	2.25
141	2.25
170	3.00
183	3.00
351	4.50

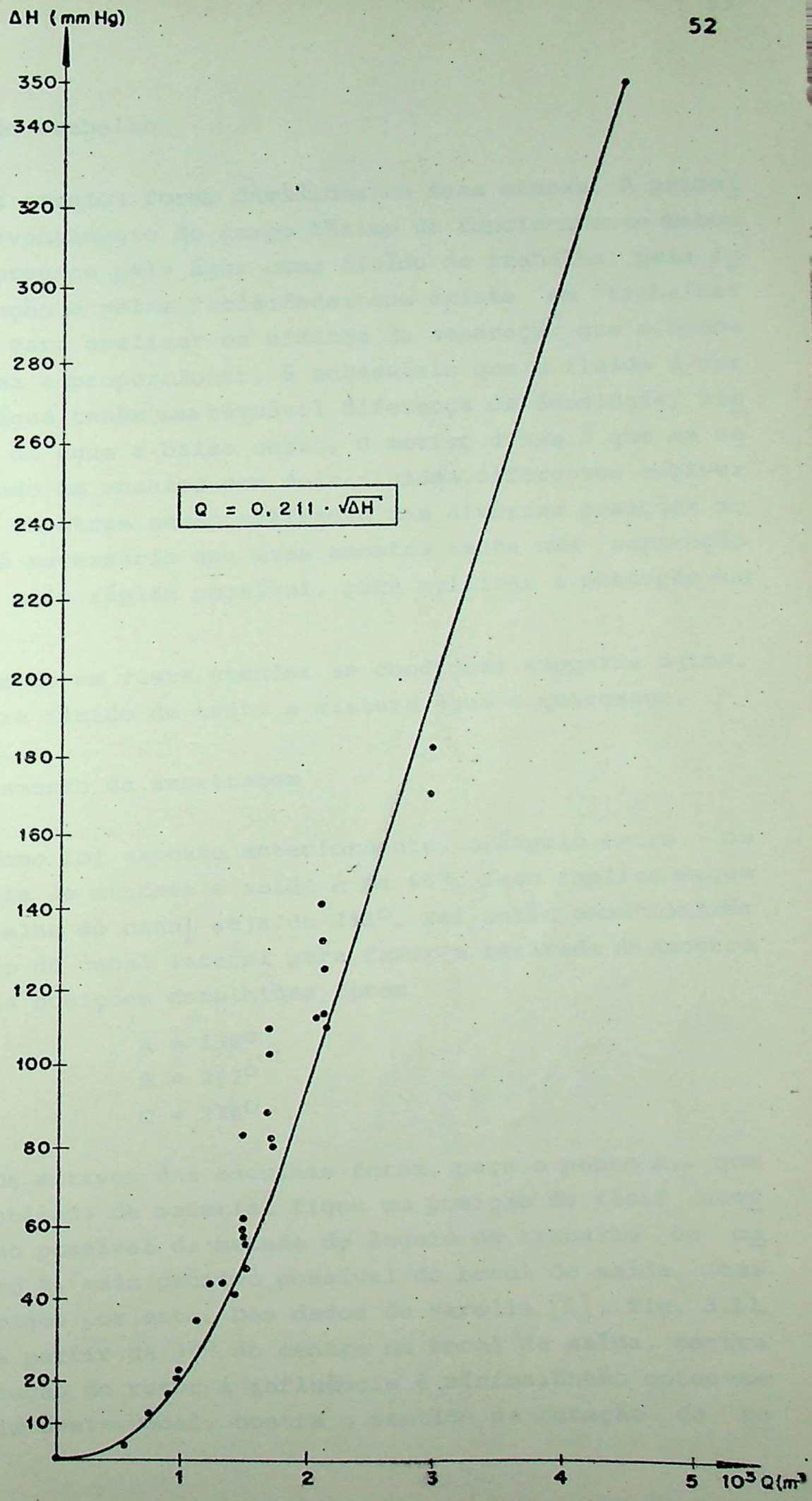


Fig. 3.10 - Curva de aferição do medidor de vazão

3.2.3 - Fluídos de trabalho

Os ensaios foram divididos em duas etapas. A primeira consiste no levantamento do campo básico de funcionamento da bomba, para isto, optou-se pela água como fluído de trabalho, pela facilidade de obtenção e pelas facilidades que existe em trabalhar com este fluido. Para analisar os efeitos da separação que a bomba regenerativa venha a proporcionar, é necessário que o fluido a ser misturado com a água tenha uma razoável diferença de densidade, viscosidade próxima da água e baixo custo. O motivo disso é que na segunda etapa, quando os ensaios com dois fluidos diferentes estiver sendo realizado, amostras serão retiradas das diversas posições no canal lateral e é necessário que essa amostra tenha uma separação por sedimentação mais rápida possível, para agilisar a obtenção dos resultados.

Tendo em vista atender as condições expostas acima, foi escolhido para fluido de teste a mistura água e querosene.

3.2.4 - Posicionamento da amostragem

Como foi exposto anteriormente, o ângulo entre os centros dos bocais de entrada e saída é de 69°. Isso implica em que o ângulo de trabalho do canal seja de 291°. Foi então escolhido três posições ao longo do canal lateral para fazer a retirada de amostra do escoamento. As posições escolhidas foram

A = 138°
B = 252°
C = 276°

Os motivos das escolhas foram, para o ponto A, que o orifício de retirada de material fique em posição de fácil acesso e mais próximo possível da metade do ângulo de trabalho do canal. Para o ponto B, mais próximo possível do bocal de saída, mas sem ser influenciado por este. Dos dados de Varella [1], Fig. 3.11, observa-se que a partir de 30° do centro do bocal de saída, contra o sentido de rotação do rotor a influência é mínima. Então optou-se por 39°, a partir deste bocal, contra o sentido de rotação do ro

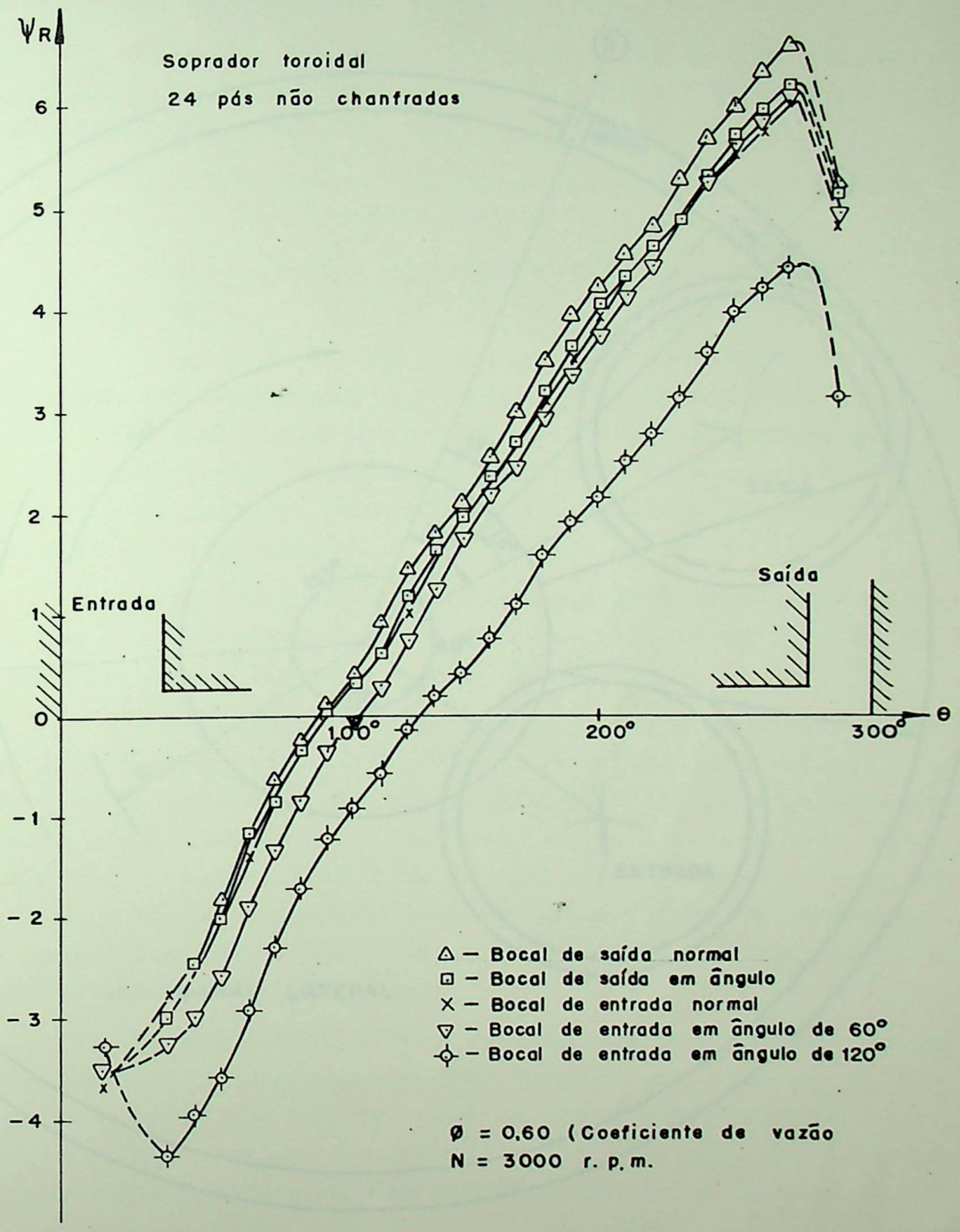


Fig. 3.11 — Distribuição de pressão ao longo do canal de trabalho no soprador toroidal pesquisado por Varella [1].

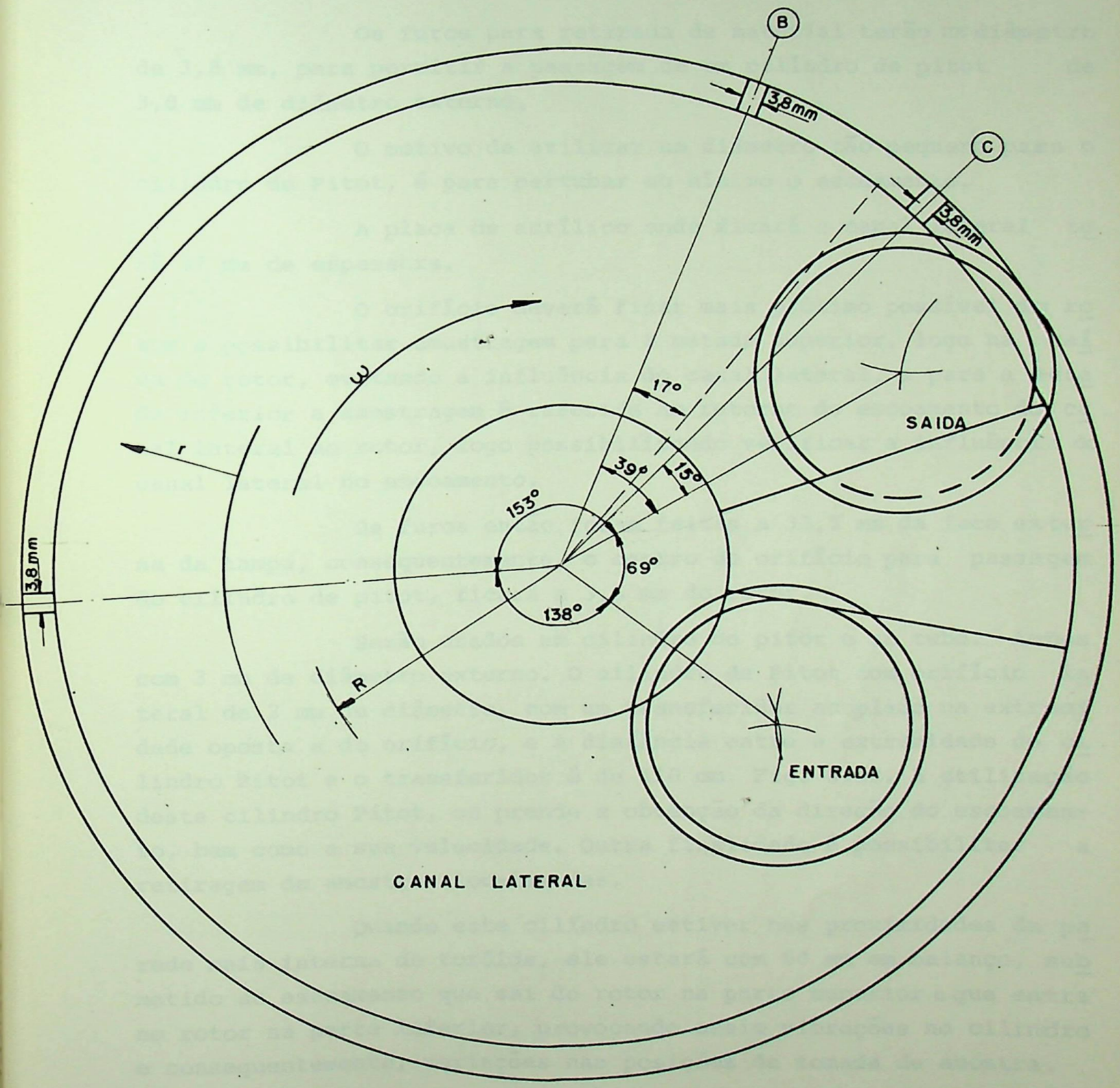


Fig. 3.12 – Tampa com canal lateral vista a partir do rotor

tor. Para o ponto C, o motivo da escolha, foi a necessidade de um ponto de retirada de amostra no bocal de saída. Fig. 3.12.

Os furos para retirada de material terão um diâmetro de 3,8 mm, para permitir a passagem de um cilíndro de pitot de 3,0 mm de diâmetro externo.

O motivo de utilizar um diâmetro tão pequeno para o cilindro de Pitot, é para pertubar ao mínimo o escoamento.

A placa de acrílico onde ficará o canal lateral terá 37 mm de espessura.

O orifício deverá ficar mais próximo possível do rotor a possibilitar amostragem para a metade superior, logo na saída do rotor, evitando a influência do canal lateral, e para a metade inferior a amostragem é referida ao retorno do escoamento do canal lateral ao rotor, logo possibilitando verificar a influência do canal lateral no escoamento.

Os furos então foram feitas a 33,5 mm da face externa da tampa, consequentemente, o centro do orifício para passagem do cilindro de pitot, ficará a 3,5 mm do rotor.

Serão usados um cilindro de pitot e um tubo. Ambos com 3 mm de diâmetro externo. O cilindro de Pitot com orifício lateral de 2 mm de diâmetro, com um transferidor acoplado na extremidade oposta a do orifício, e a distância entre a extremidade do cilindro Pitot e o transferidor é de 110 mm. Fig. 3.13. A utilização deste cilindro Pitot, se prende a obtenção da direção do escoamento, bem como a sua velocidade. Outra finalidade é possibilitar a retiragem de amostras localizadas.

Quando este cilíndro estiver nas proximidades da parede mais interna do toróide, ele estará com 60 mm em balanço, submetido ao escoamento que sai do rotor na parte superior e que entra no rotor na parte inferior, provocando assim vibrações no cilindro e consequentemente, variações nas posições de tomada de amostra.

Para solucionar este problema será usado o tubo. Esse tubo terá a sua extremidade aberto e pelo seu interior passará um outro tubo cujo diâmetro externo é igual ao diâmetro interno do primeiro. Como consequência disto, a rigidez do conjunto é aumenta

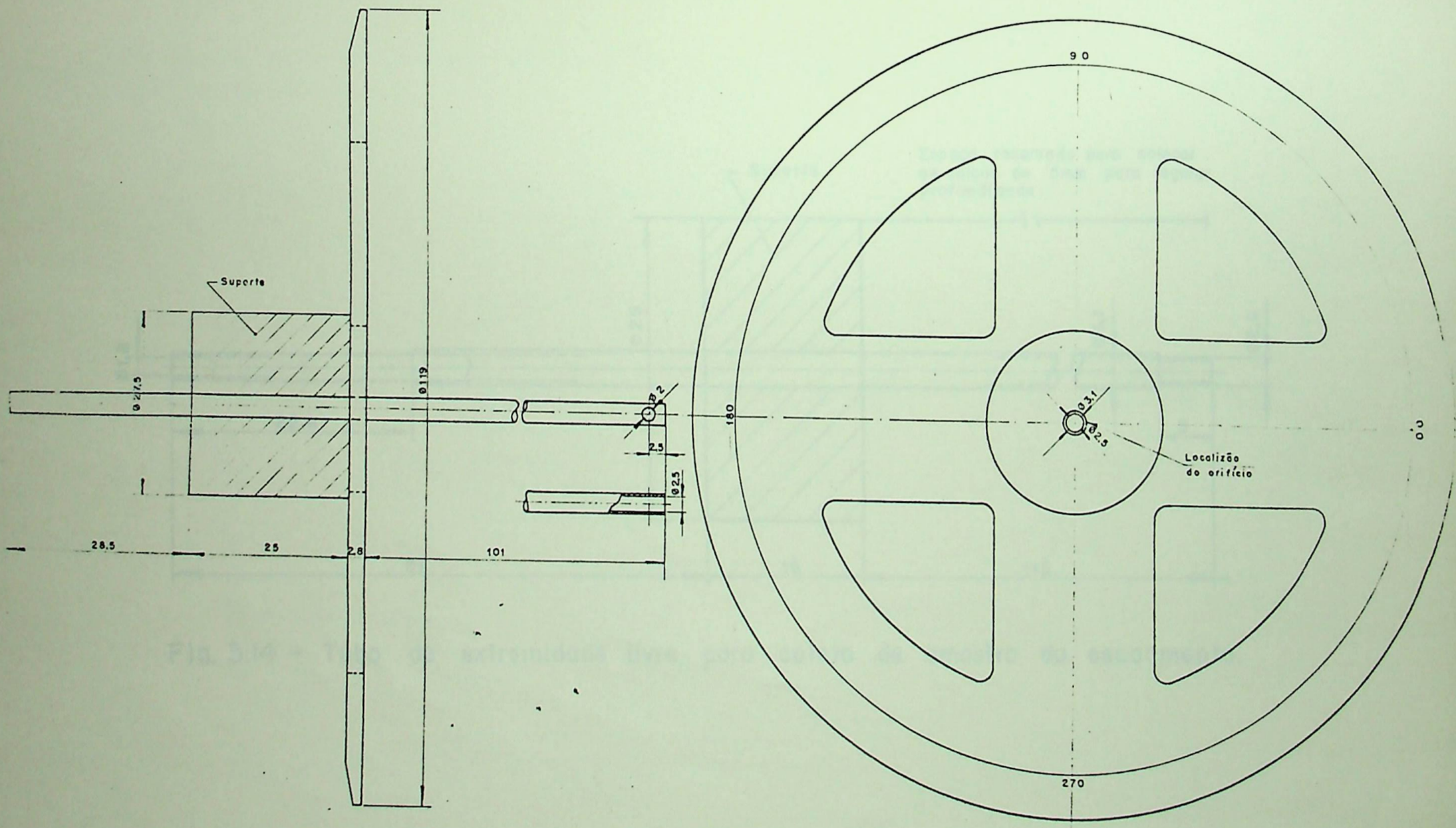


Fig. 3.13 - Cilindro de Pitot para determinação da velocidade meridional e amostras localizadas.

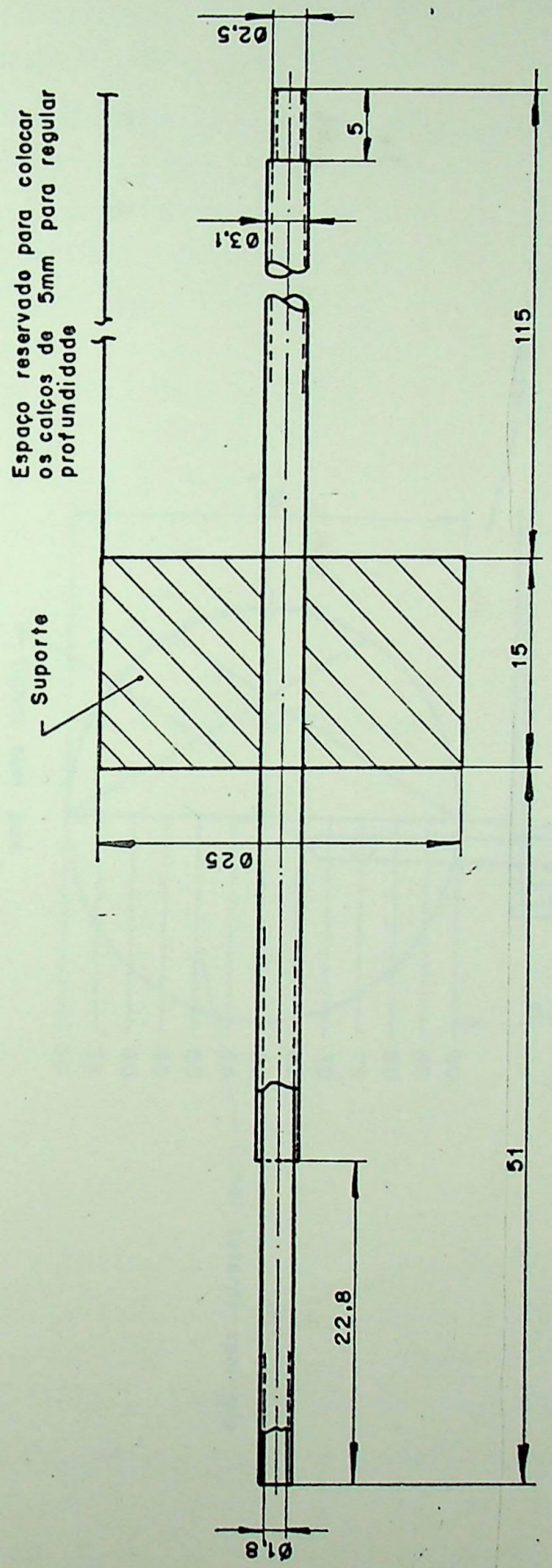


Fig. 3.14 - Tubo de extremidade livre para coleta de amostra do escoamento.

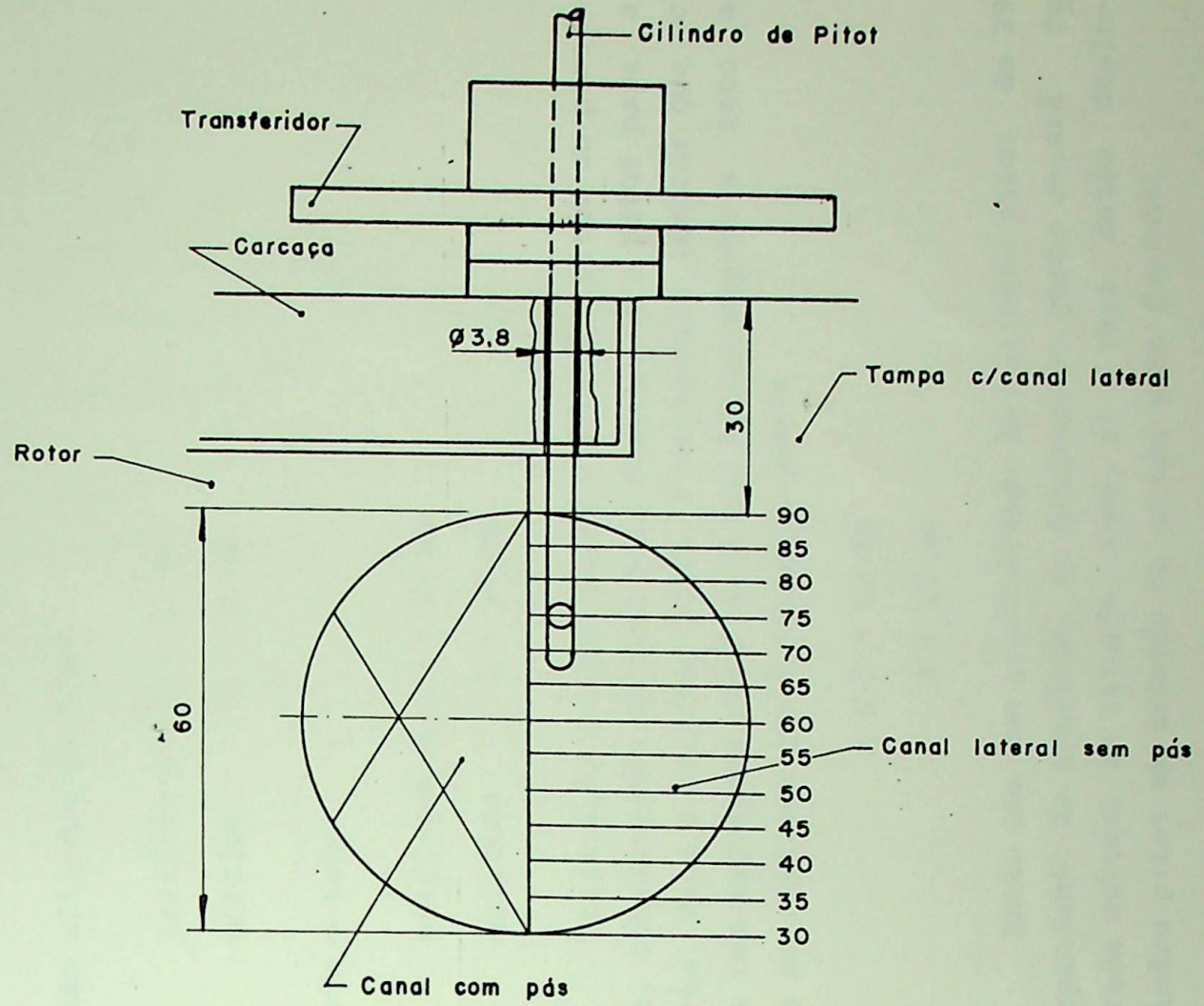


Fig. 3.15 - Referência do cilindro de Pitot no interior do canal da bomba

do, ficando menos sensível as vibrações provocadas pelo escoamento. Então neste caso, existirá um tubo de 2,5 mm de diâmetro externo passando pelo interior do tubo de 3 mm de diâmetro externo, ambos com a extremidade livre. Fig. 3.14.

O referencial para posicionamento do orifício de tomada de amostra no interior do canal lateral, dependerá do tipo de sonda. Será na parede interna do toroide, se for usado o tubo, e na parede externa da carcaça, para o cilindro. Em ambos os casos, os cursos livres dos orifícios são os seguintes

a) Utilizando cilindro de Pitot

orifício A e C = 55 mm

orifício B = 54 mm

b) Utilizando o tubo

orifícios A e C = 57 mm

orifício B = 56 mm

Utilizando o tubo, basta encostar o pitot na parede mais interna, considerando aí zero e ir deslocando o pitot para a parede externa. Para o cilindro pitot, e necessário lembrar que o tubo carcaça tem expessura igual a 16 mm. Acrescenta-se a isso a profundidade no acrílico que é respectivamente

A e C = 13 mm

B = 14 mm

Então com uma profundidade do cilindro pitot de 29 ou 30 mm, dependendo do orifício, um determinado ponto estará faceando a parede externa do toroide, sendo aí o zero. Então desloca-se o cilindro pitot em direção da parede mais interna.

Para regular esse deslocamento, são colocados calços de altura constante igual a 5 mm. Com isso os pontos dentro do canal estarão espaçados de 5 mm. Esses calços ficam justapostos no tubo pitot entre a carcaça externa e a referência do tubo que nor-

malmente é o transferidor para o caso a, ou o suporte para o caso b, pois este não tem transferidor. Fig. 3.15.

3.3 - Campo Básico de Funcionamento

Utilizando o banco conforme o descrito, foi feito o levantamento do campo básico de funcionamento, conforme Fig. 3. 16 O primeiro é para altura em kPa(m.c.a) x vazão (m^3/s) . Observa-se que o ponto de máximo rendimento está nas seguintes condições

$$Q = 4{,}2\ \ell/s \quad \Rightarrow \phi = 0{,}53$$

$$H = 12{,}5\ \text{m.c.a} \quad \Rightarrow \psi = 7{,}7$$

$$N = 900\ \text{rpm}$$

$$\eta = 37\ \text{max}$$

A rotação específica, será por

$$n_{qA} = N \cdot \frac{Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}} \cdot 10^3 \qquad (35)$$

onde: N = rps
Q = m^3/s
H = m.c.a

$$n_{qA} = N \cdot \frac{Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}} \cdot 10^3 = \frac{900}{60} \cdot \frac{4{\cdot}2 \cdot 10^{3}}{(9{,}81\ 12\ 5)^{3/4}} \cdot 10^3 = 26$$

$$n_{qA} = 26$$

Conforme se vê estamos em presença de uma turbo máquina de baixa rotação específica, confirmando o que já foi descrito anteriormente.

Para comparar os resultados do comportamento real da máquina, tirados dos ensaios experimentais com os teóricos, fornecidos pelo programa A do apêndice, ambos foram plotados na figura 3.17 , em termos de coeficientes de vazão (eq.25) e pressão (eq26)

É facilmente calculado, que para coeficiente de vazão variando entre 0,2 e 0,6, o erro é muito pequeno, e o erro da

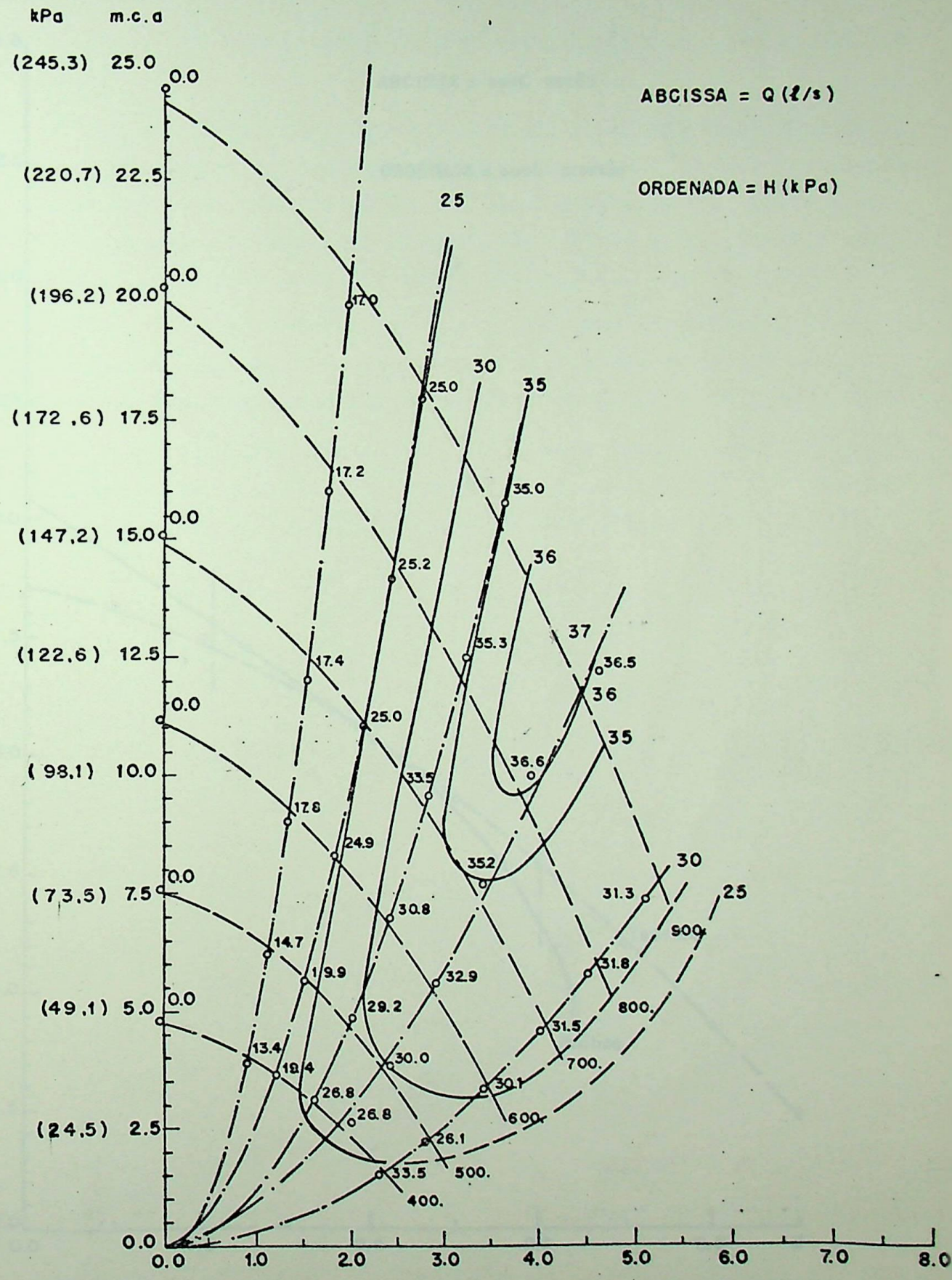


Fig. 3.16- Campo básico de funcionamento

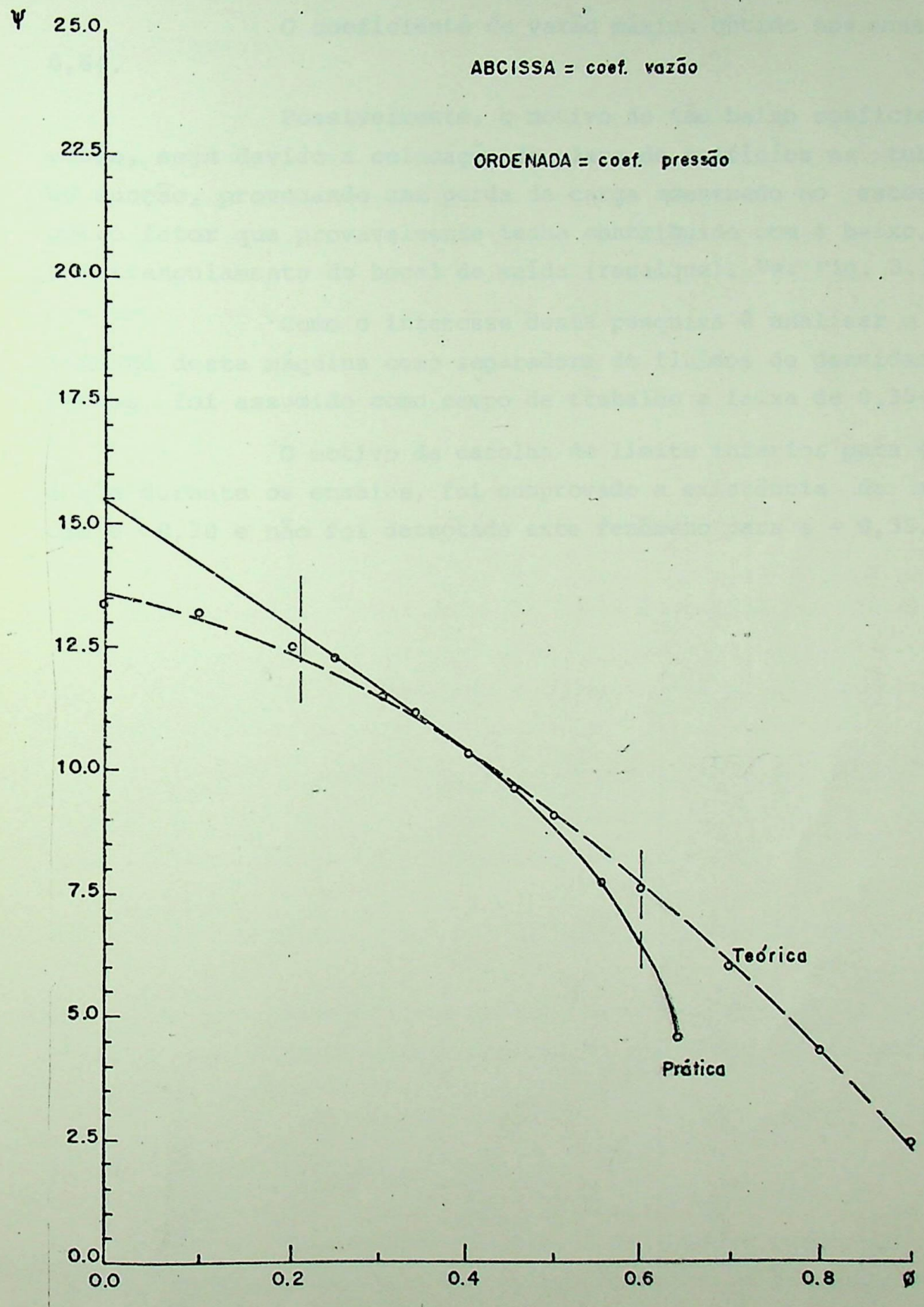


Fig. 3.17 - Coeficiente de pressão x coef. de vazão.

faixa de $0,1 < \phi < 0,2$ é menor que 5%. A faixa acima de $\phi=0,6$ deu erros superiores a 5%.

O coeficiente de vazão máximo obtido nos ensaios foi 0,64.

Possivelmente, o motivo de tão baixo coeficiente de vazão, seja devido a colocação da placa de orifícios na tubulação de sucção, provocando uma perda de carga acentuado no escoamento. Outro fator que provavelmente tenha contribuido com ϕ baixo, seja o estrangulamento do bocal de saída (recalque). Ver Fig. 3.12.

Como o interesse desta pesquisa é analisar o comportamento desta máquina como separadora de fluídos de densidade diferentes, foi assumido como campo de trabalho a faixa de $0,35<\phi<0,54$.

O motivo da escolha de limite inferior para ϕ, 0,35, é que durante os ensaios, foi comprovado a existência de refluxo com $\phi < 0,30$ e não foi detectado este fenômeno para $\phi = 0,35$.

4 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

4.1 - Introdução

A semelhança entre os escoamentos da bomba regenerativa e do separador centrífugo já foi discutida anteriormente onde foi indicado que a componente responsável pelo valor da força centrífuga no escoamento da bomba, é a velocidade meridional, convencionalmente indicada por cm. A seguir será feita uma análise do comportamento dessa componente em função da rotação e vazão.

Outro fator importante a ser discutido é o diâmetro das partículas a serem separadas. No caso de partículas sólidas este valor é constante, mas para fluídos de densidade diferente, o líquido difundido estará sob a forma de gôtas, sendo que o diâmetro dessas gôtas é função da pressão do meio envolvente.

Também no final desse capítulo, serão feito alguns comentários sobre o escoamento da bomba regenerativa, com base na visualização do escoamento através da parede de acrílico que comprovam a teoria circulatoria como sendo a teoria mais significativa para estudo da bomba regenerativa.

Um outro ítem tão importante quanto diâmetro das partículas e velocidade meridional, é o tempo de residência da partícula no interior da bomba que é também analisado.

4.2 - Análise do Comportamento da Velocidade Meridional

Basicamente, pode-se fazer uma análise no comportamento de c_m, fixando alternadamente dois parâmetros. O coeficiente de vazão e a rotação.

4.2.1 - Metodologia utilizada

Para a determinação da velocidade meridional, é necessário medir a velocidade absoluta normalmente definida como $\vec{c}$, e seu ângulo de saída do rotor. Para isso, usou-se um cilíndro pitot. Ele é então introduzido pelo orifício "B" de tomada de amostra.

Com a profundidade, controlada conforme o descrito no capítulo 3. O pitot está solidário a um transferidor, onde o zero do transferidor está coincidindo com orifício do cilindro de Pitot. Para as análises subsequentes, foi considerado zero graus, quando a abertura do pitot estiver no plano paralelo ao do rotor e contra a sua rotação. A rotação do cilindro de pitot no sentido anti-horário será o sentido positivo, e no sentido horário, negativo. Acoplado ao cilindro de pitot, esta um manômetro de mercúrio em "U" conforme Fig.4.1. A equação para determinar a pressão é

$$\frac{p_1}{\rho_{H_2O}} = 123{,}6\ (h_1 - h_2) - (0{,}90 - h_1) \qquad [J/kg] \qquad (36)$$

com h_1 e h_2 em m.c.Hg

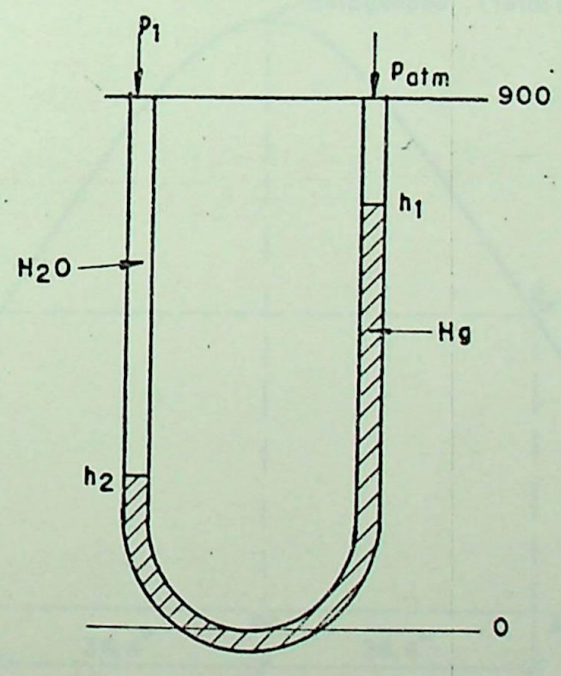


Fig. 4.1 - Esquema do manômetro para medir pressão total e estática.

Como teoricamente, a linha de corrente significativa sai do rotor no raio 77,8 mm do centro do toroide foi definido como raio para essa medida , o raio mais próximo deste que o banco fornece que é 80 mm, pois os calços são de 5 em 5 mm. Fig. 3.12.

Colocando a máquina nas condições desejadas, o cilindro de pitot é girado até encontrar a posição de máxima pressão, que é a pressão de estagnação segundo Owner e Pankhurst [17] em um escoamento em torno de um cilindro, a pressão estática está a 36,4° do ângulo da pressão de estagnação. Anotando os valores de h_1 e h_2 para a pressão de estagnação, o pitot é girado de 36,4° no sentido horário, ou anti-horário, para encontrar o valor da pressão estática. Inclusive, como verificação, deve ser constatado que a pressão obtida a +36,4° do ponto de estagnação é igual a -36,4° Fig.4.2 desse mesmo ponto.

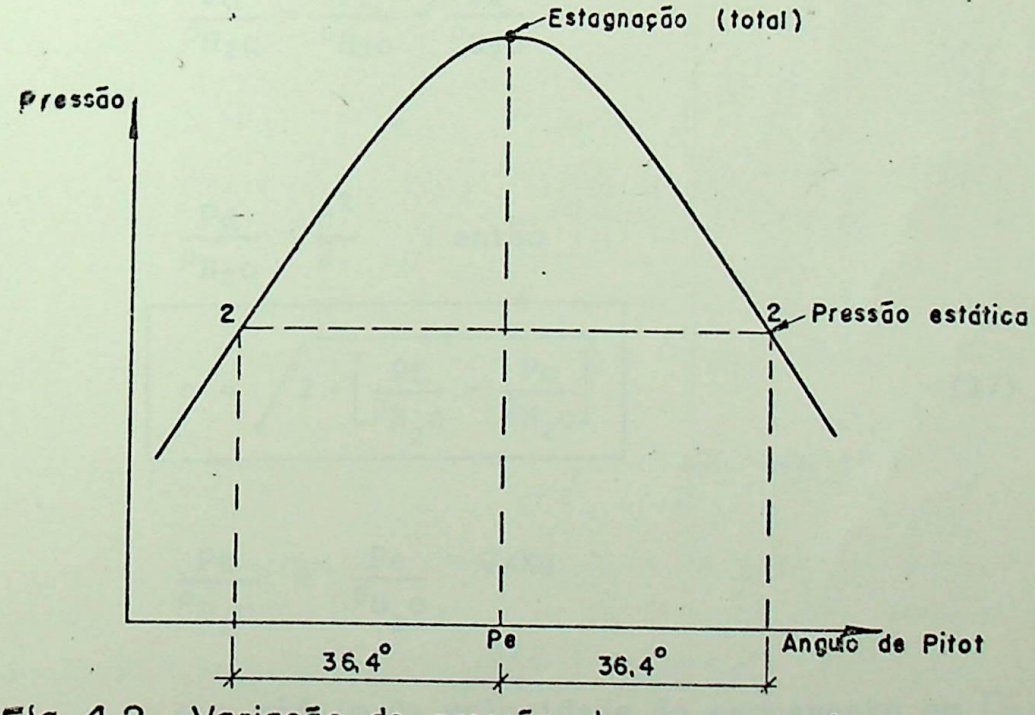


Fig. 4.2 - Variação de pressão do escoamento com a rotação do cilindro de Pitot.

O ângulo do ponto de estagnação é importante deve ser anotado como é conhecido, a pressão total (estagnação) é a soma da pressão estática mais a pressão dinâmica

$$p_t = p_e + p_d$$

p_t = pressão total ou de estagnação

p_e = pressão estática

p_d = pressão dinâmica

Utilizando a equação anterior, pode-se calcular os valores de

$\frac{p_t}{\rho_{H_2O}}$ = no ponto 1

$\frac{p_e}{\rho_{H_2O}}$ = em ambos os pontos 2 pois são iguais

então

$$\frac{p_d}{\rho_{H_2O}} = \frac{p_t}{\rho_{H_2O}} - \frac{p_e}{\rho_{H_2O}}$$

como

$$\frac{p_d}{\rho_{H_2O}} = \frac{c^2}{2} \qquad \text{então}$$

$$\boxed{c = \sqrt{2 \cdot \left[\frac{p_t}{\rho_{H_2O}} - \frac{p_e}{\rho_{H_2O}}\right]}} \qquad (37)$$

com $\frac{p_t}{\rho_{H_2O}}$ e $\frac{p_e}{\rho_{H_2O}}$ = J/kg

c = módulo da velocidade do escoamento em [m/s]

Observando o triângulo de velocidade Fig.4.3,tem-se que

$$c_m = c \cdot \text{sen} \cdot \alpha$$

onde α é o ângulo entre c e u, lido no transferidor.

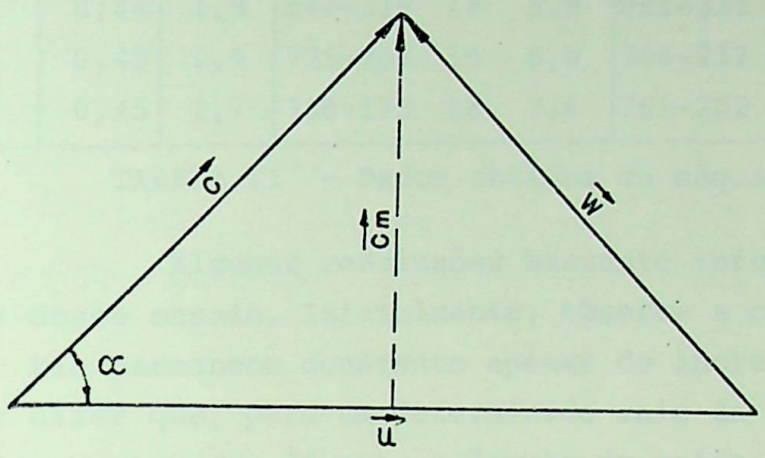


Fig. 4.3 - Triângulo de velocidade.

Um fato importante a respeito da distribuição c_m, é que ela é constante para qualquer seção transversal do toroide.

4.2.2 - Análise para coeficiente de vazão constante

Para manter o coeficiente de vazão constante, basta manter a válvula a jusante da bomba em uma posição constante, ao longo de todo o ensaio, e variando a rotação.

Para determinar o valor de c_m, foi utilizada a metodologia descrita no ítem 4.2.1.

Deve ser lembrado, que o raio do toroide onde foram feitas as leituras é de 80 mm.

Rotação RPM	Coef. Vazão	Vazão $x10^{-3}$ m^3/s	Pressão de estagnação mmHg h_1	h_2	α	m.c.a p_t/r	Pressão estática mmHg h_1	h_2	m.c.a pe/r	C m/s	c_m m/s	c_m/u_m
350	0,44	1,4	573	388	19	2,0	568	393	1,9	1,6	0,5	0,24
495	0,44	1,9	644	319	18	3,8	631	332	3,5	2,6	0,8	0,26
610	0,45	2,4	725	239	19	6,0	706	257	5,5	3,1	1,0	0,26
680	0,45	2,7	788	175	18	7,6	761	202	6,9	3,7	1,1	0,26

TABELA II - Dados obtidos da máquina

Algumas conclusões bastante interessantes podem ser tiradas desse ensaio. Inicialmente, observe a coluna do ângulo α($\vec{c}$ com $\vec{u}$). Ele permanece constante apesar do incremento da rotação. Isso quer dizer que, para um determinado raio da entrada do canal lateral (no nosso caso 20 mm), o ângulo de saída do rotor uma vez fixado o coeficiente de vazão, é constante para qualquer rotação. Como consequência, a relação c_m/u_m é constante. Isto comprova o comportamento deste tipo de bomba como sendo do tipo rotodinâmica e que são obedecidas as leis de semelhança para qualquer rotação. Como consequência, a relação c_m/u_m é constante fazendo com que um incremento na rotação, haverá um incremento em c_m, de tal maneira que os triângulos de velocidade da saída do rotor entre as condições antes e depois do incremento da rotação, serão semelhantes, Fig. 4.4.

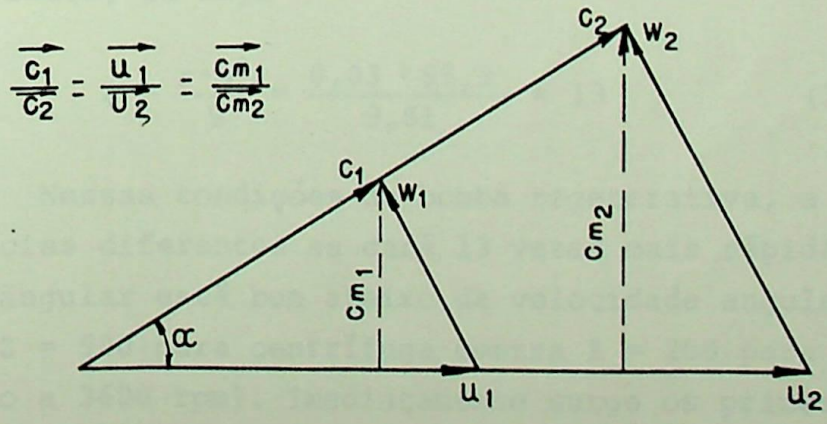


Fig. 4.4 - Triângulos de velocidade para Ø constante, variando a rotação.

Observar que a variação da pressão de estagnação e a variação da velocidade meridional entre 350 e 680 rpm. Enquanto a primeira é 3,8 vezes maior, c_m é apenas 1,8 vêzes.

Isso nos indica que, uma vêz escolhido o coeficiente de vazão que se deseja trabalhar, quanto maior a rotação, maior c_m, implicando em forças centrífugas maiores, propiciando uma velocidade de sedimentação maior e consequentemente pode ser separadas partículas menores.

Exemplo: Para uma rotação de 800 rpm, no raio de r = 20 mm do canal toroidal, haverá para um coeficiente de vazão = = 0,45

$$\frac{c_m}{u_m} = 0,26$$

$c_m = 0,26 \times \pi \times D \times N$ como D = 120 mm

$c_m = 0,26 \times \pi \times 0,12 \times \frac{800}{60}$ N = 800 rpm

$c_m = 1,3$ m/s como $\omega = \frac{c_m}{r}$

$\omega = 1,3 \div 0,02$

$$\boxed{\omega = 65,3 \text{ rd/s}}$$

então a força centrífuga na periferia do canal seria Z maior que a força da gravidade, ou seja

$$Z = \frac{r \cdot \omega^2}{g} = \frac{0,03 \cdot 65,3}{9,81} = 13 \qquad (38)$$

Nessas condições da bomba regenerativa, a separação entre substâncias diferentes se dará 13 vezes mais rápida.Note que a velocidade angular está bem abaixo da velocidade angular que as centrífugas (Z = 500 para centrífuga contra Z = 260 para essa bomba trabalhando a 3600 rpm). Imediatamente surge os primeiros parâmetros para melhorar o efeito separador da bomba. Quanto maior D, maior c_m e quanto maior d, maior a aceleração angular da massa de fluido rotativa no interior da bomba.

4.2.3 - Análise para rotação constante

Neste item a metodologia de levantamento dos pontos foi ligeiramente modificada. Ao invez de primeiramente tentar localizar o ponto de pressão máxima, foi escolhido um ponto qualquer , com ângulo maior que o sentido principal do escoamento. Foi registrado o valor da pressão encontradas, e procurado um ângulo, menor que o do escoamento, que tivesse a mesma pressão encontrada anteriormente, a média entre os dois ângulos é o ângulo do escoamento, e a partir daí, segue a metodologia já descrita em 4.2.1.

Foi feito medidas nos raios R = 85 e 80 mm, com projeção dos resultados para o raio 78 mm que é o raio de saída da linha significativo do escoamento, do rotor.

RAIO 85 mm

Rotação RPM	Coef. Vazão	Vazão 10^{-3} m^3/s	Pres.estagnação α	Pres.estagnação m.c.a	Pres. estática m.c.a	c m/s	c_m m/s	c_m/u_m
600	0,12	0,63	35,5	7,60	7,07	3,2	1,9	0,497
600	0,19	0,99	32	6,82	6,41	2,9	1,5	0,401
610	0,31	1,66	23	5,86	5,41	3,0	1,2	0,303
630	0,40	2,21	18	5,11	4,63	3,1	1,0	0,242
630	0,47	2,65	16	4,39	3,92	3,0	0,8	0,213
630	0,57	3,20	12	3,15	2,70	3,0	0,6	0,156

TABELA III - Resultados obtidos na máquina

RAIO 80 mm

Rotação RPM	Coef. Vazão	Vazão 10^{-3} m/s^3	Pres.estagnação α	Pres.estagnação m.c.a	Pres. estática m.c.a	c m/s	c_m m/s	c_m/u_m
540	0,13	0,60	25	5,38	4,95	2,9	1,2	0,365
570	0,44	2,21	15	3,61	3,16	3,0	0,8	0,215
585	0,54	2,81	12	2,76	2,28	2,9	0,6	0,168
590	0,57	3,01	9,5	2,32	1,90	2,9	0,5	0,128
590	0,60	3,12	8,0	2,08	1,60	3,0	0,4	0,113

TABELA IV - Resultados obtidos na máquina

A linha de corrente significativa, possui como raio de saída e entrada do rotor, os valores como segue:

$$r_2 = 77,8 \simeq 78 \text{ mm}$$

$$r_1 = 49,7 \simeq 50 \text{ mm}$$

baseado nas considerações do capítulo anterior, o centro do vórtice é r_c, ou seja, o centro do vórtice definido em [1], e que é, a partir do centro do toroide

$$r_c = 65,0 \text{ mm}$$

Para ser possível aplicar a teoria da centrífuga na bomba regenerativa, é necessário determinar o valor de c_m/u_m na linha de corrente significativa do escoamento na saída do rotor que é $r_2 = 78$ mm O posicionamento do cilindro de pitot diretamente nessa posição não é possível pois os calços utilizados para posicionamento do orifício do cilindro são de 5 mm de espessura. Foi então utilizado os valores de c_m/u_m obtidos para R = 85 e 80 mm Tab. III e IV e a partir daí, projetar os valores para $r_2 = 78$ mm . Neste caso, como os coeficientes de vazão para R = 85 mm na Tab. III são diferentes dos coeficientes de vazão para R = 80 mm da Tab. IV, existe então a necessidade de interpolação de ϕ. Utilizando os dados para N = 600 rpm, foi plotado o gráfico de $c_m/u_m \cdot \phi$ para R = 80 mm, Fig. 4.5, de onde foi retirado os valores de c_m/u_m para os mesmos coeficientes de vazão da Tab. IV.

Com o valor de u_m, pode ser calculado o valor de c_m e plotado uma curva de $c_m \cdot r$ para ϕ e N constantes, Fig. 4.6

Exemplificando, para $\phi = 0,12$ e N = 600 rpm

Da Tabela III (R = 85 mm) para $\phi = 0,12$, $\Rightarrow \frac{c_m}{u_m} = 0,497$

como $u_m = \pi \cdot D \cdot N = \pi \cdot 0,12 \cdot 10 = 3,8$ m/s

então $c_m = 0,497 \cdot 3,8 = 1,9$ m/s $\Rightarrow$ plota-se esse valor no gráfico da Fig. 4.5, para $\phi = 0,12$, retira-se o valor de c_m/u_m, ou seja

para $\phi = 0,12$ em R = 80 mm, $\frac{c_m}{u_m} = 0,375$, então $c_m = 0,375 \cdot 3,8 =$

$= 1,4$ m/s - plota-se esse valor no gráfico de $c_m \cdot R$.

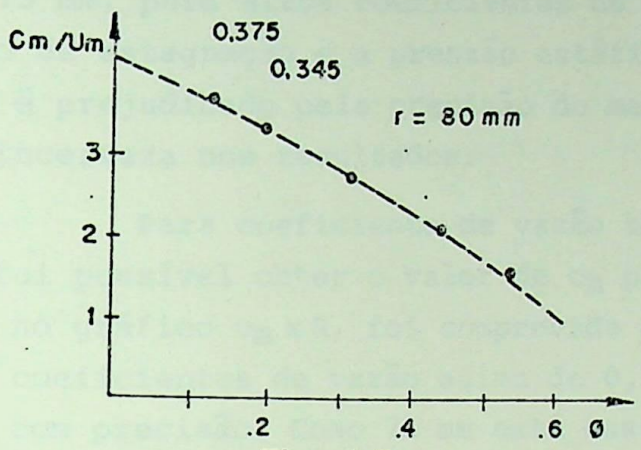


Fig. 4.5

Fig. 4.5 - Variação da relação Cm/um com Ø no raio 80 mm do toróide.

Como a variação de c_m x R é aproximadamente linear, é traçada uma reta passando pelos valores de c_m nos raios 85 e 80 mm, até alcançar o raio de 77,8 mm, que é o raio de posicionamento da linha de corrente significativa, e obtém-se o valor de c_m que dividido por u_m dará a relação c_m/u_m procurada, ou seja para $\phi = 0,12$ e R = 77,8 mm $\simeq$ 78 mm

$$c_m = 0,326$$

Repetindo esse procedimento para os outros coeficientes de vazão, pode-se determinar os valores de c_m e a relação c_m/u_m para o raio de 78 mm que é

Coef. Vazão	c_m/u_m máquina	c_m/u_m teórica
0,1	0,324	0,681
0,2	0,296	0,693
0,3	0,262	0,695
0,4	0,231	0,688
0,5	0,180	0,669
0,6	0,110	0,638

$$\left[\frac{c_m}{u_m}\right]_{máq} \cong 0,365 - 0,353\phi$$

O motivo de ser usado os valores de c_m/u_m para os raios de 85 e 80 mm com finalidade de obter o valor de c_m/u_m para o raio de 78 mm e não os raios 80 e 75 mm, prende-se a fato de que no raio 75 mm, para altos coeficientes de vazão, a diferença entre a pressão de estagnação e a pressão estática é tão pequena que esse valor é prejudicado pela precisão do manômetro de mercúrio, provocando incerteza nos resultados.

Para coeficiente de vazão baixos, ou seja, ϕ = 0,12 e 0,19, foi possível obter o valor de c_m para R = 75 mm, e quando plotados no gráfico c_m x R, foi comprovada a linearidade de c_m x R, mas para coeficientes de vazão acima de 0,25, não foi pssível fazer leituras com precisão. Como 78 mm está bastante próximo de 80 mm e, conforme descrito no capítulo 2, a distribuição de c_m com R para coeficientes de vazões altos perde a linearidade e assume o aspecto de curva, Fig. 4.6.a,b,c,d,e, pode ser afirmado que o êrro será mínimo e sempre para mais.

Para determinar a distribuição de c_m na seção transversal do canal, basta achar a velocidade angular, usando c_m da maneira descrita no item 4.2.2. Algumas considerações são necessárias. A primeira é em relação a influência da parede do canal no escoamento. Para baixos coeficientes da vazão, menores que 0,2, a velocidade meridional é tão grande que a influência da parede é desprezível, mas para valores maiores que este, ela faz com que haja uma desaceleração do movimento do fluido, provocando uma estabilização, e para altos coeficientes de vazões, uma redução de c_m. Observando os trabalhos de [1] e [6], foi concluído que, para coeficiente acima de 0,2, o efeito da parede se faz sentir a 10 mm da parede do canal. Então a velocidade meridional máxima no canal, para $\phi > 0,2$ será aproximadamente igual a do raio que dista 10 mm da parede.Fig.2.5

Outra importante consideração é a respeito do deslocamento do centro de rotação do vórtice com a variação da vazão [1] apresenta a seguinte relação para compensar esse escoamento.

$$r_2' = r_2 K_{RF} \qquad (39a)$$

$$r_1' = r_1 K_{RF} \qquad (39b)$$

onde r_2' = nova posição do raio de saída do rotor
r_1' = nova posição do raio de entrada no rotor

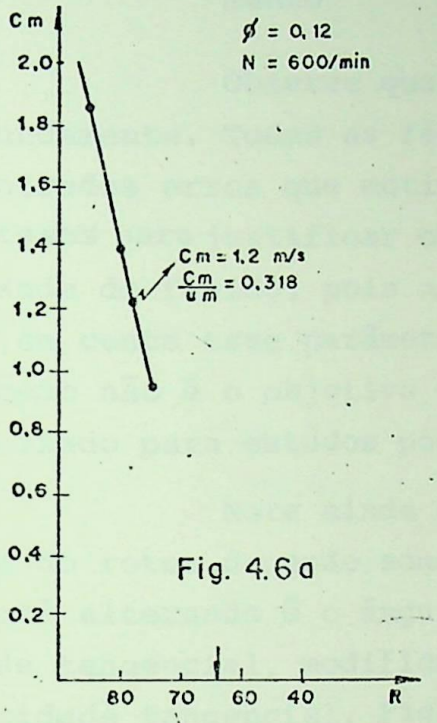


Fig. 4.6 a

Fig. 4.6 - Distribuição da velocidade meridional com o raio do toróide.

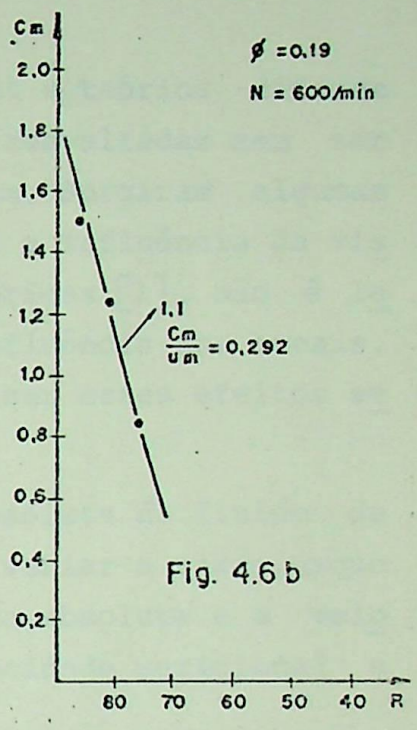


Fig. 4.6 b

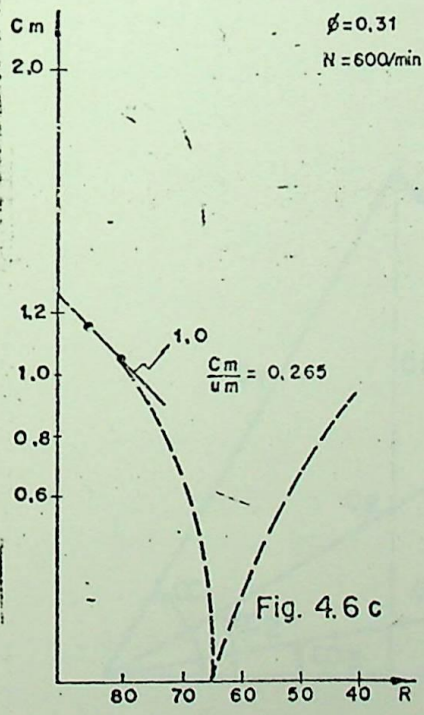


Fig. 4.6 c

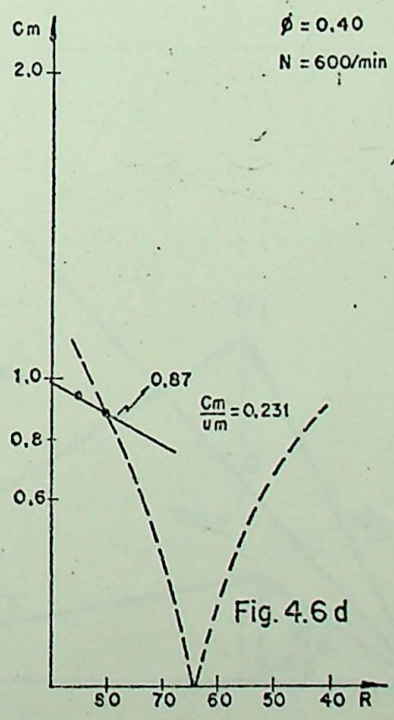


Fig. 4.6 d

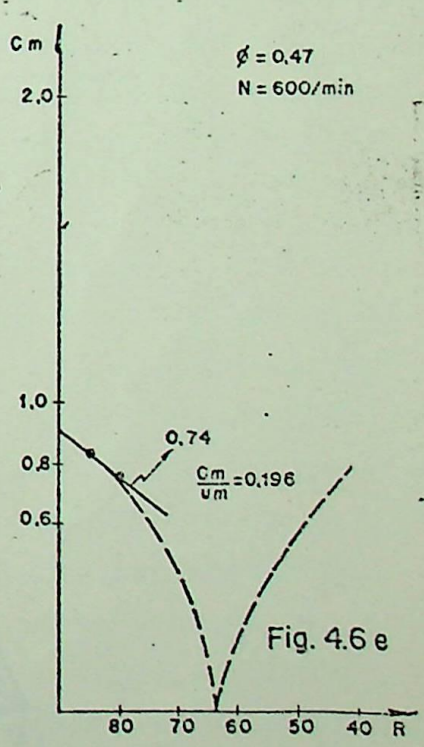


Fig. 4.6 e

$$K_{RF} = \left[(\phi - \phi_{ot})^2 \div \left(7 \cdot \frac{D}{d}\right)\right] + 1 \qquad (39)$$

onde ϕ_{ot} = coeficiente de vazão para o ponto de máximo rendimento

Observe que a relação c_m/u_m real e teórica diferem profundamente. Todas as fases de ensaio foram reavaliadas sem ser encontrados erros que motivassem essa diferença. Surgiram algumas hipóteses para justificar o acontecido. Uma foi a influência da viscosidade do fluido, pois nas considerações teóricas [1], não é levada em conta esse parâmetro. Outro seria a influência dos bocais. Mas como não é o objetivo deste trabalho analisar esses efeitos será deixado para estudos posteriores.

Note ainda que, a velocidade absoluta do fluido da saída do rotor depende somente da rotação. Ao variar a vazão, o que se está alterando é o ângulo entre a velocidade absoluta e a velocidade tangencial, modificando o valor da velocidade meridional e velocidade tangencial. Fig. 4.7.

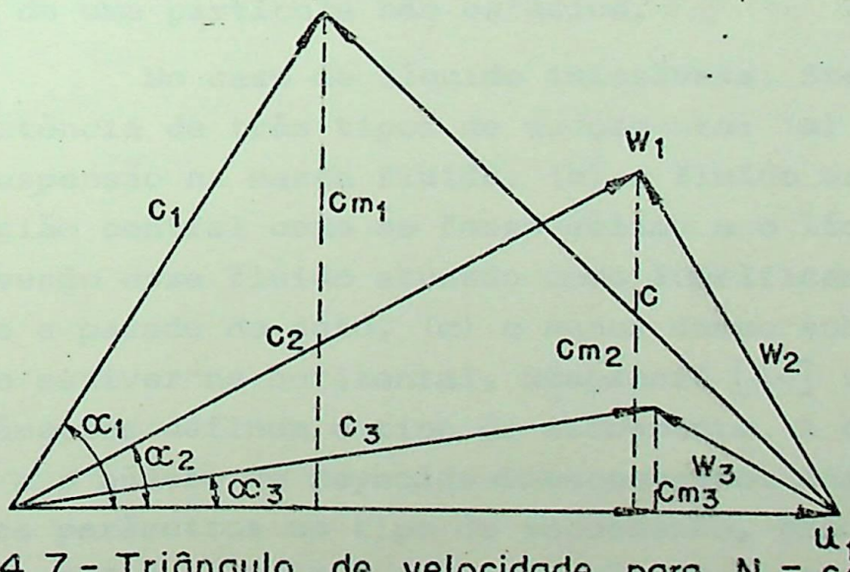


Fig. 4.7 - Triângulo de velocidade para N = constante, variando Ø.

$u_1 = u_2 = u_3$ mantendo rotação constante

$\phi_1 < \phi_2 < \phi_3$ e aumentando a vazão

$c_1 = c_2 = c_3$ a velocidade absoluta fica constante, mas o ângulo entre c e u diminui fazendo com que a velocidade meridional diminua e a fazendo com que a velocidade tangencial aumente

$\alpha_1 > \alpha_2 > \alpha_3$

$c_{m_1} > c_{m_2} > c_{m_3}$

$c_{u_1} > c_{u_2} > c_{u_3}$

4.3 - Escoamento de Fluidos Imiscíveis na bomba regenerativa

4.3.1 - Escoamento com dois fluidos imiscíveis

Como visto nos capítulos anteriores, a velocidade de sedimentação de uma partícula, segundo a lei de Stokes, é

$$V_s = \frac{\Delta\rho}{18\mu} \cdot d_p^2 \cdot a \qquad (5)$$

No caso de partículas sólidas, o diâmetro da partícula permanecerá constante. Ressalta-se que d_p é o diâmetro equivalente, ou seja, é o diâmetro de uma partícula esférica que tem a mesma velocidade de sedimentação que uma não esférica, tendo ambas a mesma densidade. O diâmetro de Stokes é sempre menor que a maior dimensão de uma partícula não esférica.

No caso de líquido imissíveis, Stepanoff [14] descreve a existência de três tipos de escoamento: (a) em forma de esferas em suspensão na massa fluida, (b) o fluido mais viscoso escoando na região central como se fosse sólido e o líquido menos viscoso envolvendo esse fluido atuando como lubrificante entre o mais viscoso e a parede do duto, (c) o menos denso sob o mais denso, quando o duto estiver na horizontal, Stepanoff [14] também comenta que dois parâmetros definem o tipo de escoamento. A concentração de alimentação e o número de Reynolds do escoamento. Analisando a influência destes parâmetros no tipo de escoamento, chega-se a conclusão que o caso "c" ocorre para concentrações de alimentação altas e baixo número de Reynolds. O caso "b" ocorre para número de Reynolds baixo e baixa concentração de alimentações, enquanto o caso "a" é para altos números de Reynolds.

No caso específico, onde foi ensaiado água e querozene, para a menor vazão do banco, tem-se Reynolds na ordem de 10^4, implicando que o escoamento se passa em regime turbulento. Somado a isso, como foi descrito no capítulo dois, no ítem sobre o banco de ensaio, o próprio escoamento da saída da bomba provoca um turbilhonamento no reservatório pois choca-se com uma calha misturadora. Então o tipo de escoamento que existe é o primeiro, ou seja esferas em suspensão na massa fluida.

O diâmetro dessa esfera é dependente dos tipos de fluidos e da pressão envolvente da esfera. Como pode ser facilmente demonstrada pelo balanço de forças.

$$p = \frac{2\sigma}{r_e} \quad \text{ou} \quad r_e = \frac{2\sigma}{p} \qquad (40)$$

onde p = pressão interna da esfera [N/m]

σ = tensão superficial do fluido em contato com outro [N/m]

r_e = raio da esfera

A forma de esfera é assumida pelo fluido diluído devido ao fato de que é a forma que apresenta a menor área superficial que estará submetida a pressão externa. Supondo que a pressão interna da esfera seja igual a pressão externa, e caso esta última aumente, a esfera se romperá e ficará com um novo diâmetro menor que o inicial. Caso a pressão externa diminua, a esfera tenderá a unir-se com outras formando gotas maiores.

Como na bomba regenerativa a pressão do escoamento aumenta linearmente ao longo do canal do toroide. Assim sendo o diâmetro da esfera vai diminuindo em seu percurso através da bomba. Como consequência, a velocidade de sedimentação, definida pela equação (5), irá diminuindo, sendo necessário um tempo maior para a esfera percorrer a distância que a separa de sua localização inicial para a final.

4.3.2 - Considerações sobre a operação da bomba

É evidente que se o escoamento for líquido - sólido, ter-se-á de trabalhar com o máximo de c_m possível, que implica em

trabalhar com altas rotações e baixos coeficientes de vazões cuidando para não trabalhar na região onde ocorre refluxo, o qual normalmente ocorre para coeficientes de vazão menores que 0,35 conforme indicado na referência [1]. No caso do atual banco de ensaio seria

rotação = 900 rpm

$\phi = 0,35$ $\quad Q = 2,8\ \ell/s$

e $\quad p = 16,0$ m.c.a (157 kPa)

teríamos então

$$\frac{c_m}{u_m} = 0,241$$

$$u_m = \pi \cdot 0,12 \cdot \frac{900}{60} = 5,67 \text{ m/s}$$

$$c_m = 1,37 \text{ m/s}$$

$$\omega = \frac{c_m}{r_c} = \frac{1,37}{13,74E-3} = 99,4 \text{ rd/s}$$

$$a = \omega^2 r = 99,4^2 \cdot 0,030 = 296 \text{ m/s}^2$$

$$a = 296 \text{ m/s}^2$$

com isso, o diâmetro crítico de separação seria da equação (8)

$$d_p = \sqrt{\frac{9 \cdot 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,894 \cdot 10^{-3} \cdot 35,4 \cdot 10^{-3}}{214 \cdot 296 \cdot 0,862 \cdot 10^{-3}}}$$

$d_p = 2,03 \ \ 10^{-5}$ m

$d_p = 20,31\ \mu m$

$\mu = 0,894\ 10^{-3}$ N·S/m²

$\Delta\rho = 214$ kg/m³

Eq = 41%

$V = 0,862 \cdot 10^{-3}$ m³/s

$e = 35,4\ 10^{-3}$ m

Para separar ação de fluidos de densidade diferente, neste mesmo ponto de funcionamento da bomba, o efeito da força centrífuga só seria sentido pelas esferas no início do canal de traba-

lho. Após isto, a pressão terá um valor tal que o diâmetro da esfera será menor que o diâmetro crítico, e como consequência, a força centrífuga não é parte suficiente para arrastar as gotículas em forma esférica para regiões mais externas. Considerando estas suposições pode-se determinar a espressão da velocidade de sedimentação em função da pressão, como segue substituindo a equação (40) na equação (5), ou seja

$$\text{Eq (5)} - V_s = \frac{\Delta\rho}{18\mu} d_p^2 \cdot a \qquad \text{Eq.(40)} - d_p = \frac{4\sigma}{p}$$

$$V_s = \frac{\Delta\rho}{18\mu} \left(\frac{4\sigma}{p}\right)^2 \cdot a \qquad \text{como } a = \omega^2 \cdot r$$

$$V_s = \frac{8}{9} \frac{\Delta\rho}{\mu} \cdot \frac{\sigma^2}{p^2} \cdot \frac{c_m^2}{r^2} \cdot r$$

$$V_s = \left(\frac{8}{9} \frac{\Delta\rho}{\mu} \cdot \sigma^2\right) \left(\frac{c_m^2}{p^2} \cdot \frac{1}{r}\right)$$

$\Delta\rho$ = variação da densidade
μ = viscosidade dinâmica
σ = tensão superficial da bolha
c_m = velocidade meridional
p = pressão do fluido envolvente

$$V_s = \left(\frac{8}{9} \frac{\Delta\rho}{\mu} \cdot \sigma^2\right) \cdot \frac{1}{r} \cdot \left(\frac{c_m}{p}\right)^2 \qquad (41)$$

r = raio de rotação em torno do centro do vórtice

Apesar de tanto c_m como p estarem elevados ao quadrado, conforme foi descrito no 4.2.2, para um determinado coeficiente de vazão, se a rotação for aumentada, a pressão aumentará o dobro do aumento da velocidade meridional. Também foi comentado no ítem 4.2.3, que uma vez fixada a rotação, c_m aumenta proporcionalmente ao aumento de pressão.

Conclui-se então que, trabalhando com misturas líquido-líquido deve-se trabalhar na mais baixa rotação possível e com a pressão de recalque menor ou igual a pressão máxima para se

obter o diâmetro crítico que satisfaça as necessidades do projeto, com isso, estará sendo usado todo o canal de trabalho, na condição de melhor eficiência.

4.3.3-Tempo de residência

Tempo de residência é definido como sendo o tempo que uma partícula permanece no interior da bomba. Ele é então definido como a relação entre o volume interno da bomba a ser preenchido pelo fluido e a vazão da bomba. Então

$$tr = \frac{\text{volume do interior da bomba}}{\text{vazão da bomba}}$$

Se o volume ocupado pelas pás, juntamente com o volume ocupado pelo separador forem despresados, então

$$tr = \frac{(\pi d^2/4) \cdot \pi D}{Q} \quad \text{usada a equação (25)}$$

$$tr = \frac{\pi^2 d^2 D}{4 \; \frac{\phi \cdot \pi^2 \cdot d^2 \cdot D \cdot N}{8}}$$

$$tr = \frac{2}{\phi \cdot N} \qquad (42)$$

levando em consideração o volume ocupado pelo separador

$$tr = \frac{2}{\phi \cdot N} \left(\frac{\theta}{360}\right) \qquad (43)$$

levando em conta o número de pás

$$tr = \left(\frac{2}{\phi \cdot N} - \frac{z_e}{\phi \pi D N}\right) \left(\frac{\theta}{360}\right) \qquad (44)$$

A importância do tempo de residência, é que se ele for menor que o tempo necessário para uma partícula mais pesada deslocar do centro do escoamento, até a região onde ficará o fluído mais denso, a separação será incompleta.

Então para uma mesma bomba regenerativa o tempo de residência é inversamente proporcional a vazão, isto porque a medi

da que a vazão aumenta, como o volume disponível da bomba é constante, o tempo de residência diminui.

Pode-se então afirmar que, o tempo de residência, juntamente com a elevação da pressão da bomba e a velocidade meridional, são os principais fatores que influenciam no efeito de separação da bomba regenerativa objeto deste estudo.

4.4 - Observações sobre o Comportamento da Bomba

Como o fenômeno que provoca a separação está baseada na exsistência de um vórtice na bomba, procurou-se inicialmente comprovar a existência deste tipo de escoamento, de forma que fosse possível desenvolver este trabalho de forma mais segura, e verificar a possibilidade deste tipo de bomba atuar como separador. Para tal, foram utilizados dois métodos de teste como segue, objetivando a visualização do escoamento.

a - Injeção de ar no escoamento

b - Colocação de partículas no escoamento

No primeiro método, foi colocado um cilindro de pitot atravez do orifício de tomada de amostra A, Fig. 4.8, permitindo a entrada de ar no escoamento. O motivo do orifício A ter sido escolhida, é que como ele está mais próximo do bocal de sucção. Para altos valores de rotação e coeficiente de vazão, ele está na presença de depressões, ou seja, existe a sucção de ar.

Inicialmente, o orifício do cilindro de pitot foi colocado nas proximidades da parede externa do toroide, deslocando-o em direção ao centro do canal.

O observado através da tampa de acrílico é que as bolhas admitidas na bomba através do cilindro de pitot, tinham uma trajetória regular desde a saída até entrada do rotor de forma de uma espiral. Nos níveis mais internos do canal, o fenômeno era repetido, diferenciando do anterior pela diminuição do passo da espiral.

Isto comprova que o escoamento se realiza em espirais, dando suporte à concepção da teoria circulatória.

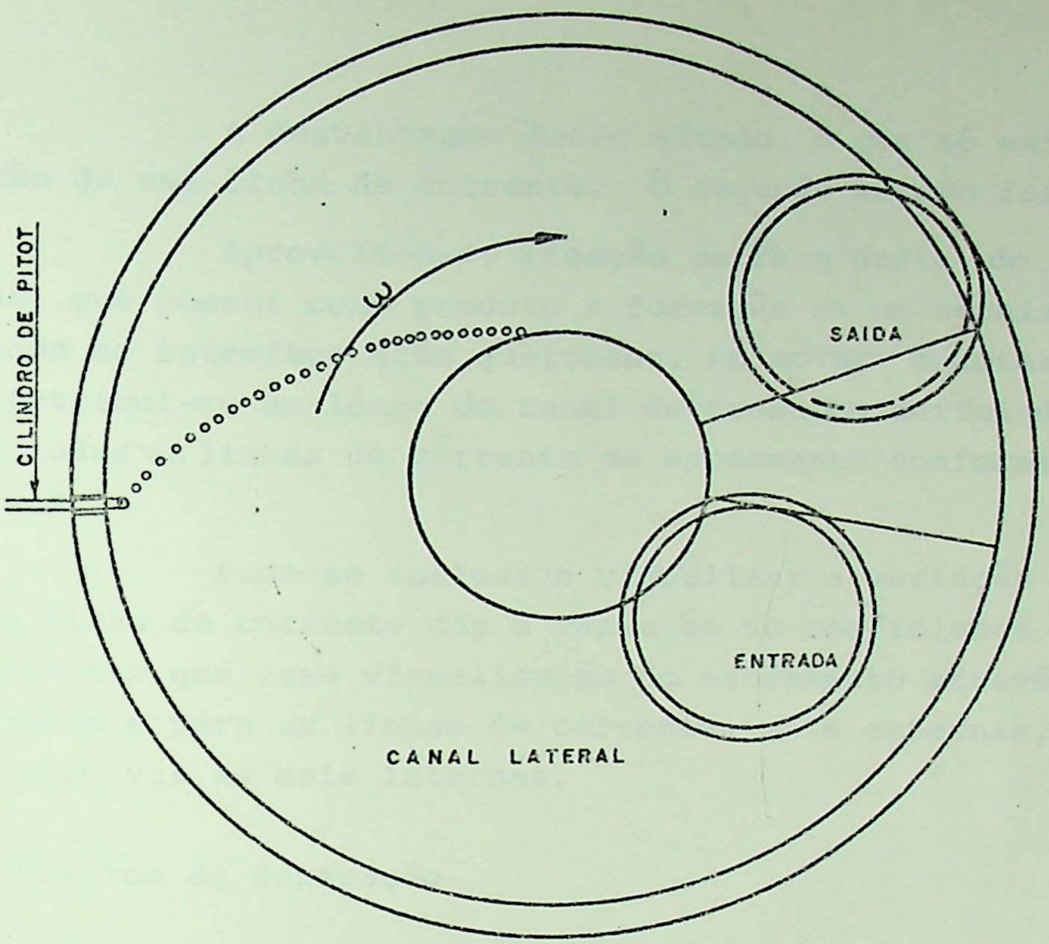


Fig. 4.8 - Linhas de corrente para grande vazão.

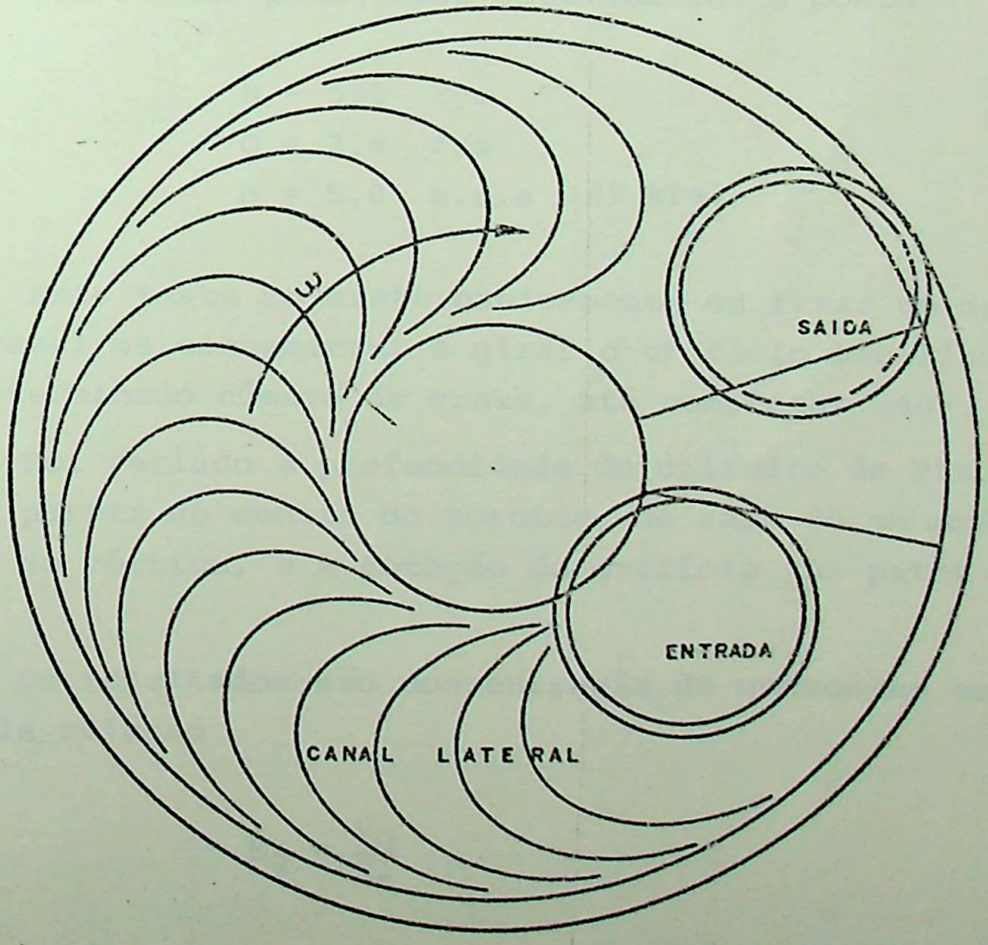


Fig. 4.9 – Linhas de corrente para $\emptyset = 0$

A desvantagem desse método, é que só existe a visualização de uma linha de corrente. O segundo método foi definitivo.

Aproveitou-se a reação entre a Nafta do querosene e a água, que possui como produto a formação de um verniz que fica localizado na interface água querosene. Ao mover o rotor, essa verniz distribui-se ao longo do canal de trabalho definindo perfeitamente todas as linhas de corrente do escoamento conforme é visto na Fig. 4.9.

Pode-se inclusive visualizar a variação da inclinação da linha de corrente com a variação do coeficiente de vazão. Vale salientar que essa visualização do escoamento através do acrílico é somente para as linhas de correntes mais externas, pois impossível observar as mais internas.

4.5 - Efeitos de Separação

4.5.1 - Variação da concentração com a rotação do cilindro pitot

Foi fixado para fazer essa análise o ponto

$N = 550$ rpm
$Q = 2,4$ ℓ/s
$p = 5,0$ m.c.a (49 kPa)

Este teste consiste basicamente em fixar um determinado raio do canal de escoamento, e girar o orifício do cilíndro de pitot de um determinado número de graus, até completar 360°.

Foi variado a profundidade do cilindro de Pitot, medindo o raio a partir do centro do toroide, do raio 90 mm ao 65 mm, que é o centro do vórtice, e a rotação do orifício do pitot de 30° em 30°.

Os resultados são concentração de querosene em volume, obtidos pela relação

$$E_q = \frac{V_q}{V_t}$$

onde $$V_q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h_q$$

$$V_t = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h_t$$

d = diâmetro do recipiente de coleta da amostra

h_q = altura de querosene

h_t = altura da mistura total.

$$G_q = \frac{4\pi d^2}{4\pi d^2} \cdot \frac{h_q}{h_t}$$

$$G_q = \frac{h_q}{h_t} \cdot 100 \quad [\%] \qquad (45)$$

Após retirada a amostra, era medida a altura da mistura e do querosene para se obter o valor da concentração. Fig.4.10.

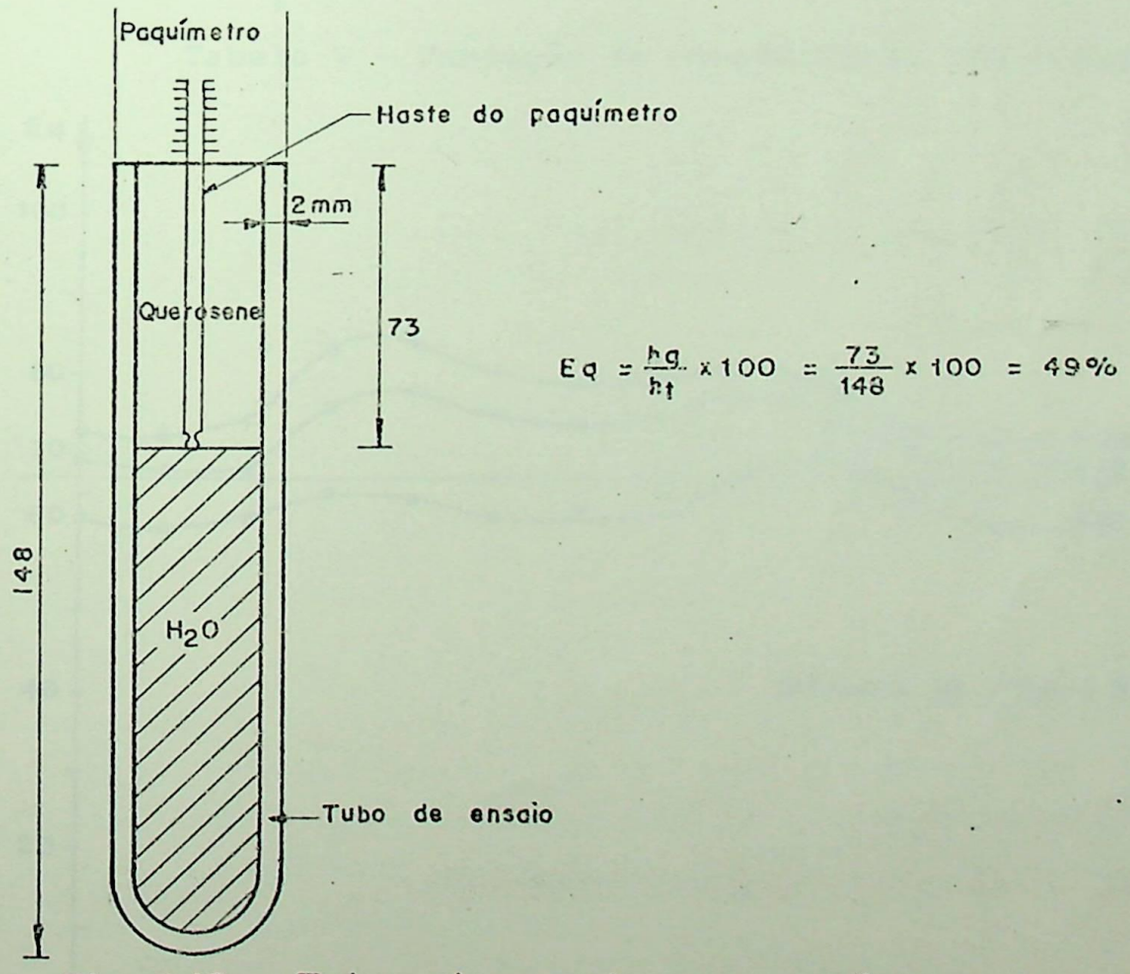


Fig. 4.10 — Tubos de ensaio para medir concentração de amostras.

A densidade medida do querosene e da água utilizada na

$$d_{querosene} = 0,784$$

$$d_{água} = 0,998$$

Foi considerado como ângulo zero, o orifício do pitot paralelo ao rotor e voltado contra o sentido de rotação deste. O raio da linha de corrente é definido como a distância entre o centro do toroide e o centro do orifício do pitot. Tab. V.

	CONCENTRAÇÃO DE QUEROSENE												
âng.de Rot. / raio mm	0º	30º	60º	90º	120º	150º	180º	210º	240º	270º	300º	330º	ALM
85	62	61	62	65	64	62	63	65	67	70	64	61	67
75	69	68	68	76	78	75	74	75	77	80	70	69	67
70	73	73	74	83	84	80	69	80	81	79	73	72	67
65	73	72	74	83	80	78	76	77	81	74	70	71	67

Tabela V - Variação da concentração com rotação do Pitot

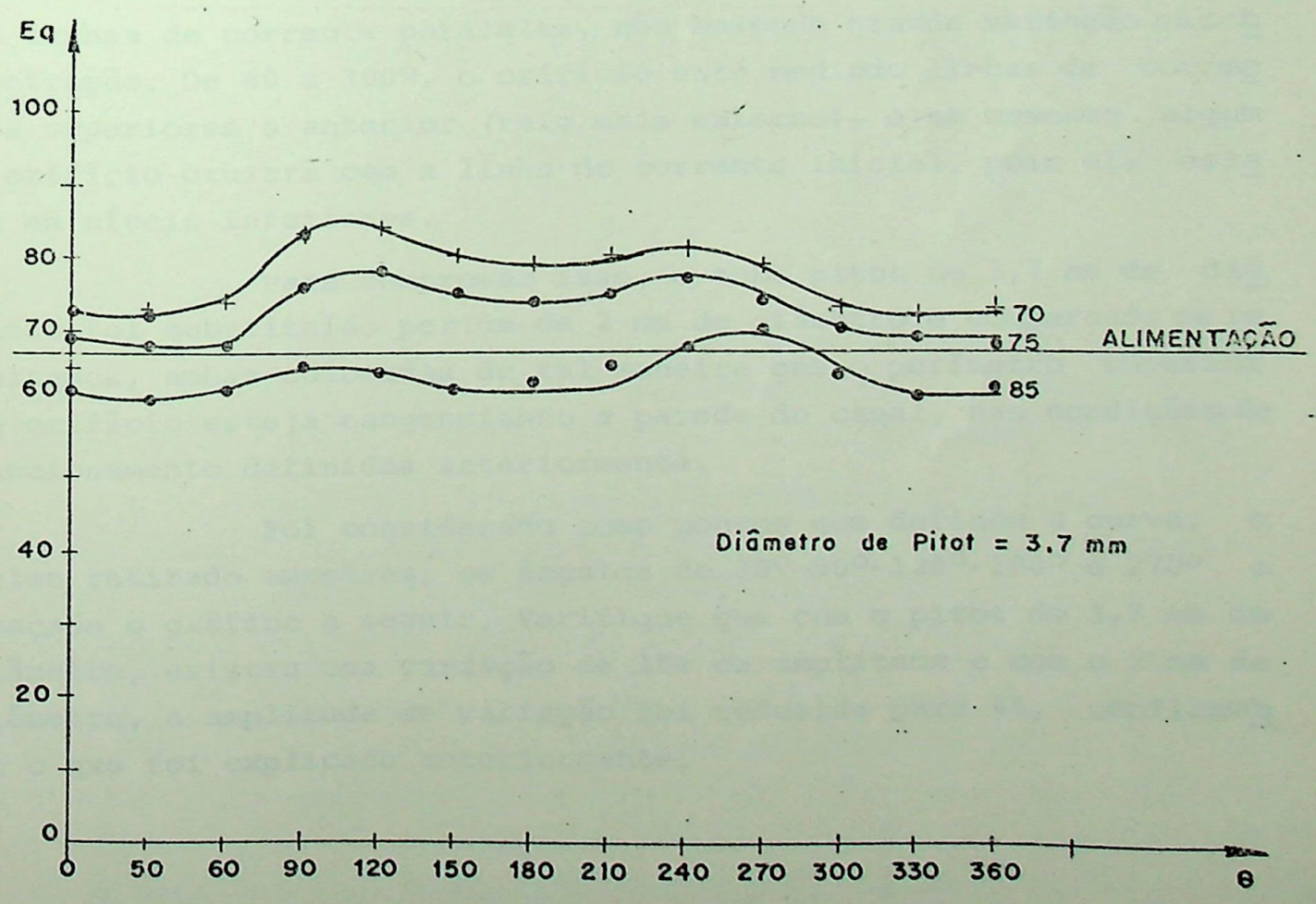


Fig. 4.11 - Variação da concentração com a rotação do Pitot.

Note que a medida que o orifício da sonda de pitot se aproxima do centro do vórtice a concentração de querosene aumenta, mostrando o potencial de separação da bomba regenerativa. Porém como o objetivo é analisar o efeito da rotação do orifício do pitot. Note que de -30° a +30° a concentração de querosene permanece constante com alguns casos indo a -60° e +60°, após isto, a concentração de querosene varia com o ângulo da tomada de amostra.

Para explicar o fenômeno, é preciso analisar o escoamento da bomba. Uma linha de corrente localizada em um determinado raio do canal de trabalho, sai do rotor com determinado ângulo com a velocidade tangencial do rotor, e esse ângulo varia com o raio da linha de corrente sendo maior nas proximidades da periferia, diminuindo com o raio até um mínimo, o centro do vórtice. Além desse ângulo, a linha de corrente também possui um ângulo com a vertical pois o canal lateral é de seção transversal aproximadamente circular, fazendo com que a linha de corrente esteja bem próxima da vertical. Como o pitot de orifício lateral tem por diâmetro 3,2 mm, ao girar o pitot, esta provocando um deslocamento no orifício de 1,6 mm. Então de -60° a 60° (caso geral), o orifício está recebendo linhas de corrente paralelas, não havendo grande variação na concentração. De 60 a 300°, o orifício está medindo linhas de correntes superiores a anterior (raio mais externo), e em momento algum o orifício cruzará com a linha de corrente inicial, pois ela estará em níveis inferiores.

Para comprovar isso, o tubo pitot de 3,7 mm de diâmetro foi substituido por um de 2 mm de diâmetro e comparando os resultados, ambas colocadas de tal maneira que o perímetro superior do orifício esteja tangenciando a parede do canal, nas condições de funcionamento definidas anteriormente.

Foi considerado como pontos que definem a curva, e neles retirado amostras, os ângulos de 30°-90°-120°-180° e 270° e traçado o gráfico a seguir. Verifique que com o pitot de 3,7 mm de diâmetro, existiu uma variação de 10% de amplitude e com o 2 mm de diâmetro, a amplitude de variação foi reduzida para 4%, confirmando o que foi explicado anteriormente.

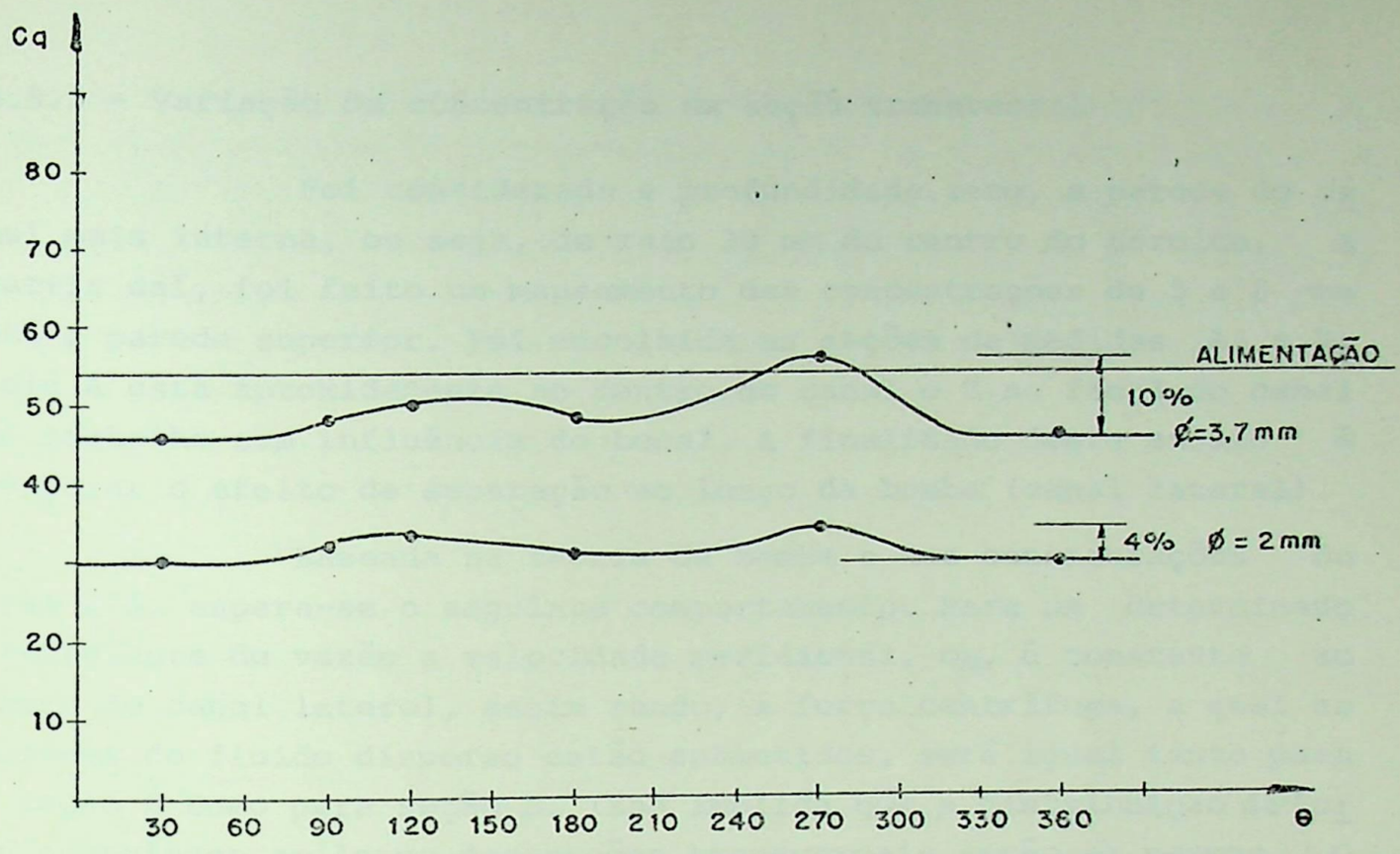


Fig. 4.12 - Comparação da variação de concentração com a rotação para Pitot de diametros diferentes.

O perímetro superior dos orifícios estão tangentes a parede do canal, mas o orifício do pitot de ϕ = 3,7 mm é de 1,5mm de diâmetro, enquanto o pitot de ϕ = 2 mm, possui seu orifício de 1 mm de diâmetro, consequentemente, o pitot menor está 0,25 mm mais externo a sua linha de corrente teria 0,5 mm de diâmetro a menos pois a diferença dos diâmetros dos orifícios é isso.

Conclui-se então que, na parte mais externa do canal, pequenas diferenças no diâmetro e posicionamento da linha de corrente provocam grandes diferenças no valor da concentração da mistura.

Retornando ao aspecto da influência do ângulo do orifício no valor da concentração, a conclusão é que, para determinada linha de corrente, a concentração de mistura dela será a obtida com o orifício em ângulo coincidente com o do escoamento.

Finalmente, para simplificar a obtenção de amostras do escoamento, foi utilizado o tubo com extremidade livre, para retirar amostras e chegou-se a conclusão que a concentração obtida pelo tubo era a mesma da concentração obtida pelo cilindro de pitot quando o orifício está orientado contra o escoamento.

4.5.2 - Variação da concentração na seção transversal

Foi considerada a profundidade zero, a parede do canal mais interna, ou seja, de raio 30 mm do centro do toroide. A partir daí, foi feito um mapeamento das concentrações de 5 e 5 mm até a parede superior. Foi escolhida as seções de medidas A e B, pois A está aproxidamente no centro do canal e B no final do canal de trabalho sem influência do bocal. A finalidade deste ensaio é comparar o efeito de separação ao longo da bomba (canal lateral).

Baseada na teoria da bomba e nas considerações do item 4.4, espera-se o seguinte comportamento. Para um determinado coeficiente de vazão a velocidade meridional, c_m, é constante ao longo do canal lateral, assim sendo, a força centrífuga, a qual as esferas do fluido disperso estão submetidos, será igual tanto para a seção A como para Seção B. Isso implica que a distribuição da força centrífuga ao longo das seções transversais serão as mesmas. O que difere é o tempo de residência.

Inicialmente suponha que as esferas do fluido difundido estejam uniformemente distribuidas ao longo da seção transversal do bocal de entrada e ao longo do duto de alimentação.

As esferas próximas à periferia, são as primeiras a responder devido a intensidade do campo centrífugo ser maior nesta região.

Observando o princípio de conservação de massa, as esferas de querosene (fluido menos denso), deslocam-se para o centro como consequência da migração da água (fluido mais denso) para as camadas mais externas de forma que as concentrações da periferia das seções A e B sejam iguais.

Na região central do canal existirá uma elevação da concentração de querosene em relação a alimentação, em compensação, na periferia haverá uma, elevação da concentração de água em relação a alimentação, existindo para algum raio intermédio uma concentração igual a de alimentação.

Tudo o afirmado acima, seria para o caso no qual todo o canal de trabalho fosse utilizado para provocar o efeito da separação, mas o que ocorre é uma redução do ângulo de trabalho para o efeito de separação devido a redução do diâmetro das esferas dis

persas como consequência da elevação da pressão do escoamento.. Então, se a elevação da pressão for grande, o diâmetro da esfera é diminuido, fazendo com que a velocidade de sedimentação, que é proporcional ao quadrado desse diâmetro, seja menor que a velocidade mínima necessária para uma esfera situada na periferia chegar a região central, no seu percurso ao longo da bomba. O que ocorre então é que as esferas tem a diminuição da velocidade de sedimentação ao longo do canal de trabalho. Se utilizar a bomba com um gradiente de pressão alta, será efetivamente utilizada um ângulo do canal de trabalho menor que com baixo gradiente.

Conclui-se que além da influência de c_m na separação existe a influência do gradiente de pressão e do tempo de permanência da esfera no interior da bomba.

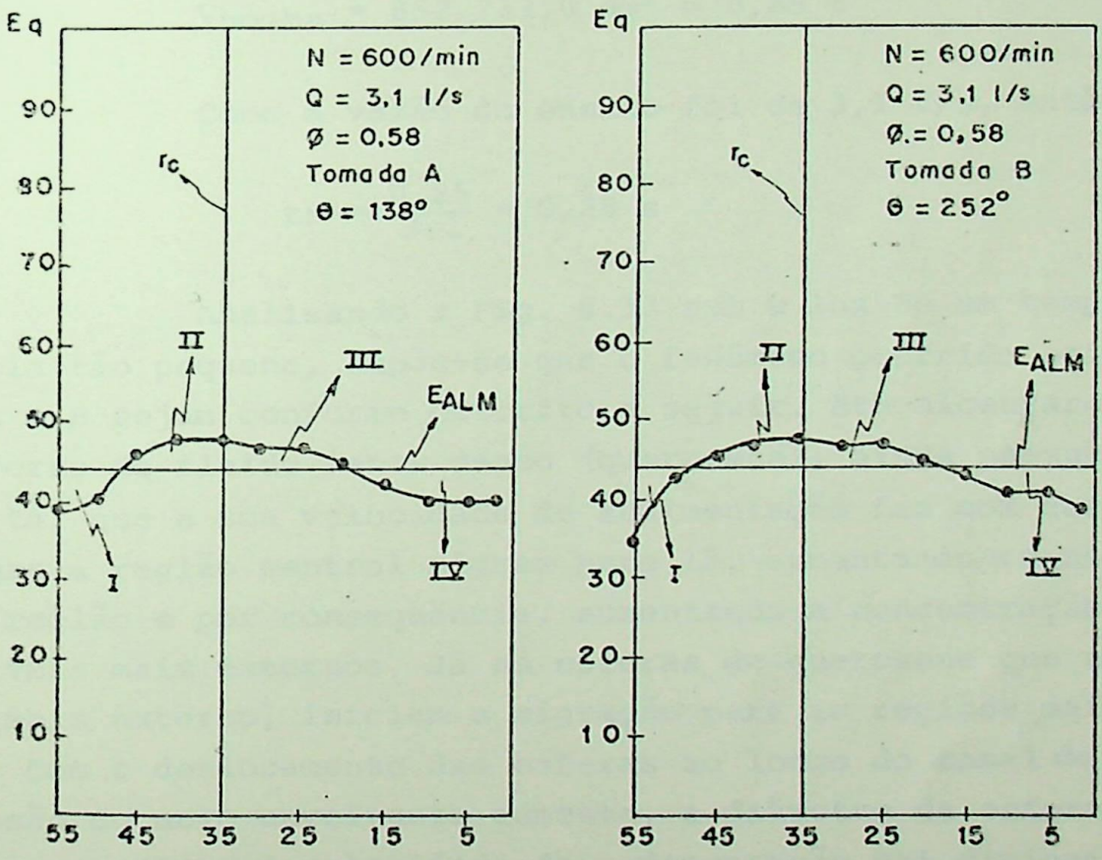


Fig. 4.13 - Variação da concentração entre seção A e B

Algumas análises podem ser feita a partir dos resultados acima. A área I é aproximadamente igual a área II, e a área III é aproximadamente igual a área IV. O motivo disso é que a quantidade de querosene que saiu da área I migrou para a área II. A linha vertical define o centro do vórtice e a linha horizontal, a concentração de alimentação.

Note que o aspecto da curva na seção de medida A é bastante semelhante a da seção medida B. A diferença é que a seção de medida A possui uma concentração máxima de água menor que a da seção B, e a concentração máxima de querosene é igual.

O tempo de residência do fluido no interior da bomba é

$$V_{bomba} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \pi D - \text{Nº de pás} \cdot \frac{\pi d^2}{8} \cdot \text{espessura}$$

$$V_{bomba} = \frac{\pi^2 d^2}{4} \cdot (D - \frac{z_e}{2})$$

$$V_{bomba} = \frac{\pi^2 \cdot 60^2}{4} \cdot \left(120 - \frac{24 \cdot 2}{2}\right)$$

$$V_{bomba} = 852.733{,}0 \text{ mm}^3 = 0{,}85 \ \ell$$

Como a vazão do ensaio foi de 3,1 ℓ/s, então

$$tr = \frac{0{,}85}{3{,}1} = 0{,}28 \text{ s}$$

Analisando a Fig. 4.13 sob a luz de um tempo de residência tão pequeno, supõe-se que o fenômeno ocorrido entre as seções A e B sejam conforme descrito a seguir. Até alcançar a seção A, as esferas do fluido menos denso (querosene), ainda possuem um diâmetro tal que a sua velocidade de sedimentação faz com que as mais próximas a região central migrem para lá, aumentando a concentração nessa região e por consequência, aumentando a concentração de água nos níveis mais externos. Já as esferas de querosene que estavam no nível mais externo, iniciam a migração para as regiões mais centrais. Com o deslocamento das esferas ao longo do canal de trabalho, a pressão do meio envolvente aumenta, a diâmetro da esfera diminui e por conseguinte a velocidade de sedimentação vai diminuindo. Ao chegar na seção B, praticamente nas regiões mais centrais não existe mais movimento de migração pois as velocidades de sedimentação estão muito pequenas, ocorrendo migração somente nas regiões mais externas. Por isso a concentração máxima de querosene permanece a mesma, tanto em A quanto em B mas a elevação na concentração de água existe entre A e B.

Note que a distribuição de concentração na saída do canal lateral, existe uma tendência de se manter constante, ficando o efeito da separação somente no rotor. Isso não é afirmativo pois é muito difícil determinar o número de espiras que o escoamento faz no canal, e pode acontecer que tanto na seção A como na seção B, o fluxo estivesse completando a sua primeira espiral. Deve ser lembrado que os dados medidos na saída do rotor e os dados lidos na entrada dele, não pertencem a mesma linha de corrente.

Um fato que apoia o raciocínio acima descrito, é o comportamento da distribuição de concentração, variando o coeficiente de vazão. Os gráficos estão na Fig. 4.13 . Varella [1] expõe que com a redução do coeficiente de vazão, o número de espiras aumenta, então observando os tais gráficos, constata-se que, ao aumentar o número de espiras do escoamento a diferença entre as concentrações máximas de água entre 1 e 2 vai diminuindo.

4.5.3 - Influência da rotação da bomba no efeito de separação

Os testes foram realizados mantendo o valor do coeficiente da vazão em 0,56 para as rotações em 800, 600 e 400 rpm.

Como dito, e confirmado nos ítens anteriores, três parâmetros controlam a separação na bomba regenerativa. A velocidade meridinal, o gradiente de pressão e o tempo de permanência.

Conforme demonstrado no item 4.2 e 4.3, mantendo o coeficiente de vazão constante, ao se aumentar a rotação da bomba, a velocidade meridional (c_m) aumentará, aumentando o gradiente de pressão e diminuindo o tempo de permanência do fluido no interior dela.

O aumento de c_m é favorável a separação, enquanto que o aumento de Δp e diminuição de t_r são desfavoráveis.

Observando a equação (41) que é

$$V_S = \left(\frac{8}{9} \cdot \frac{\Delta\rho}{\mu}\, \sigma^2\right) \cdot \frac{1}{r} \left(\frac{c_m}{p}\right)^2$$

conforme o descrito no item 4.2.2, ao aumentar a rotação, a pressão em uma determinada seção, tem um aumento superior ao aumento da velocidade meridional, e que a vazão aumenta linearmente com a rota

ção, fazendo com que o tempo de permanência seja inversamente proporcional a rotação, eq. (42).

$$tr = \frac{2}{\phi \cdot N}$$

Baseado nesses comentários, a velocidade de sedimentação, irá diminuir com o aumento da rotação, pois a relação c_m/p diminui com esse aumento. Para manter a mesma eficiência na separação, seria necessário um aumento do tempo de residência, mas o que ocorre é justamente o inverso.

Pode-se então concluir que a eficiência da separação diminuiu com o aumento da rotação.

O descrito anteriormente pode ser constatado pela análise dos resultados experimentais (Fig. 4.14), que aumentando a rotação, a separação é menos eficiente. Nas Figs. 4.14.a, b e c, são os valores absolutos da concentração nos diversos raios da seção transversal B do canal de trabalho. As Figs. 4.14.d,e,f, são as concentrações absolutas relacionadas com a concentração de alimentação e dadas em porcentagem, e será chamada de elevação de concentração relativa.

Supondo que o bocal de saída (do fluído mais denso) esteja posicionado no canal de tal maneira que o escoamento mais externo, limitado pelo raio onde a concentração de água iguala-se a concentração de alimentação, seja retirado, a concentração do escoamento será uma média e supondo que a região $OAE_{H_2O}max$ seja um triângulo, a elevação de concentração relativa desse escoamento será dado por

$$E_{H_2O}\ \text{médio} = \frac{E_{H_2O\,máx}}{2} \cdot (2 - \sqrt{2}) \qquad (46)$$

Para 400 rpm, exsitiria uma elevação da concentração relativa de água de 7,1%, para 600 rpm, 5,6% e para 800 rpm, 3,5%.

A primeira vista, esses valores parecem pequenos, mas deve ser lembrado que a bomba regenerativa utilizada para essa pesquisa foi projetada sem levar em consideração os parâmetros de importância feito de separação, uma vez que os mesmos foram avaliados ao longo do desenvolvimento do trabalho.

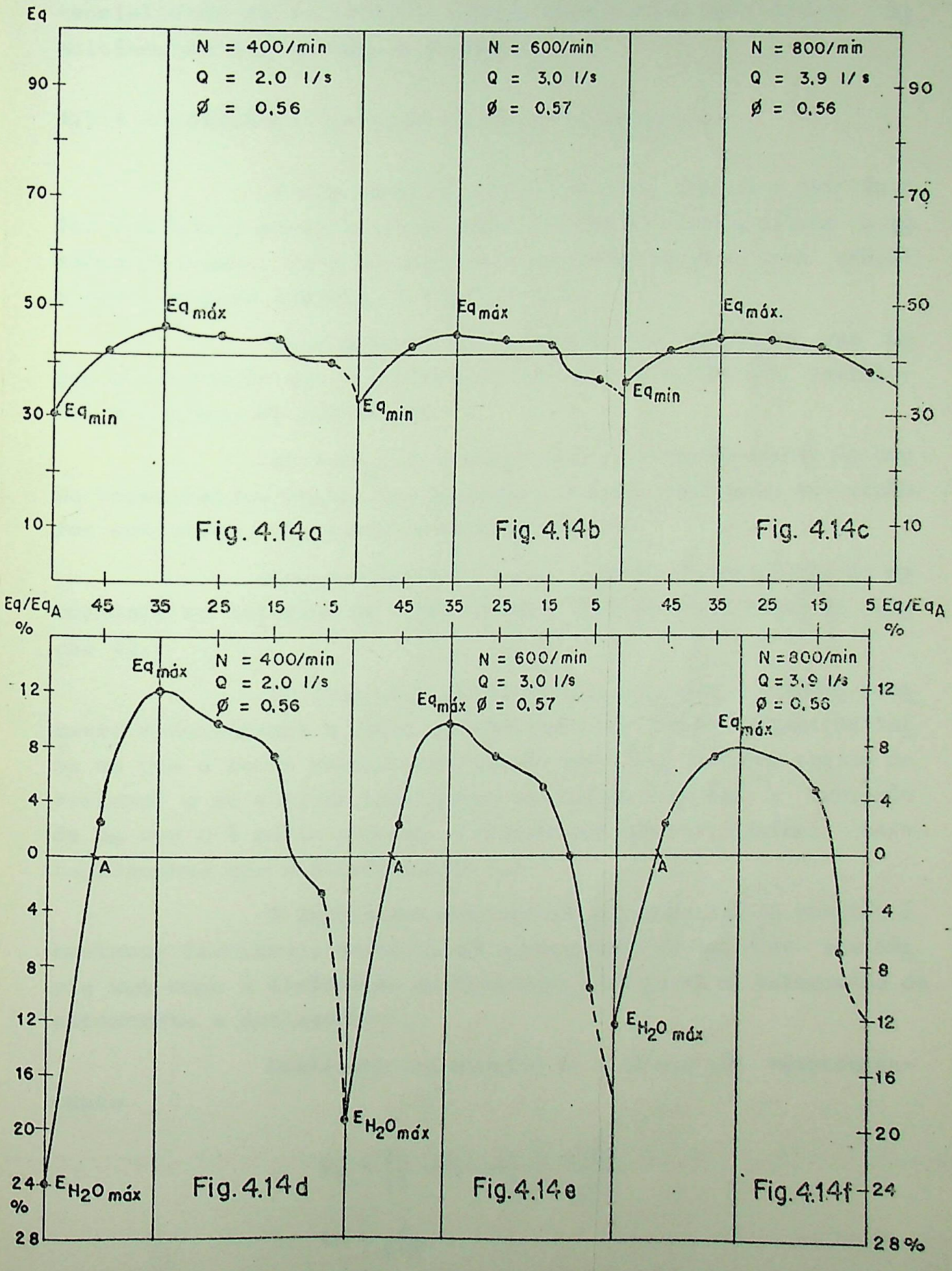


Fig. 4.14 – Influência da rotação no efeito de separação.

O importante sobre esses resultados é a confirmação da existência do efeito de separação e que por si só indica a potencialidade de se utilizar a bomba regenerativa como sistema simultâneo de bombeamento e separação.

4.5.4 - Influência da vazão no efeito de separação

Foram escolhidas duas rotações, 600/min e 400/min e foi variado o coeficiente de vazão atuando no válvula gaveta a jusante da bomba. Para 600/min foram retiradas amostras para ϕ=0,57 e 0,45, e para 400/min, ϕ = 0,56 e 0,36.

Como descrito anteriormente, os parâmetros que regem a separação são o gradiente de pressão, a velocidade meridional e o tempo de residência.

No item 3.3, o campo básico de funcionamento da bomba regenerativa mostra que mantendo a rotação constante, se vazão for aumentada, a pressão de recalque diminui.

Com o aumento da vazão, o tempo de residência do escoamento no interior da bomba diminui, como pode ser visto na equação 42.

No item 4.2.2, foi visto que, mantendo a rotação constante e aumentando a vazão, a velocidade meridional diminui.Na faixa em que a bomba regenerativa deverá trabalhar (fora da região de refluxo) e se estiver trabalhando com baixas rotações, a variação de c_m com Q é muito pequena. A pressão por sua vez, diminui mais rapidamente que o decréscimo de c_m.

É importante observar que a diminuição da pressão é bastante favorável, enquanto que a diminuição do tempo de residência bem como a diminuição da componente meridional da velocidade de escoamento e desfavorável.

Analisando as equações 41 e 42 que são respectivamente

$$V_s = \left[\frac{8}{9} \cdot \frac{\Delta\rho}{} \cdot \sigma^2\right] \cdot \frac{1}{r} \cdot \left[\frac{c_m^2}{p^2}\right]$$

$$tr = \frac{2}{\phi \cdot N}$$

Observa-se que a velocidade de sedimentação irá aumentar pois a relação c_m/p aumenta. Mas o tempo de residência diminui.o

As condições do ensaio foram

Rotação rpm	ϕ	Vazão $x10^{-3}$ m^3/s	Pressão* kPa	tr s
400	0,56	2,00	19,6	0,54
	0,36	1,36	34,3	0,83
600	0,56	3,0	49,1	0,36
	0,45	2,4	63,8	0,44

Tab. VI

Note que com a diminuição do coeficiente de vazão, o tempo de residência teve um incremento menor que o da pressão. Isso implica em dizer que as esferas vão diminuir de diâmetro, mas o tempo de residência não aumenta o suficiente para permitir o mesmo deslocamento das esferas da condição anterior. Assim sendo, com a diminuição do coeficiente de vazão, a eficiência da separação deve diminuir.

Isto é comprovado pelos resultados experimentais constantes nas figs. 4.15, onde para

rotação rpm	ϕ	Elevação de concentração média relativa
400	0,57	5,9%
	0,45	5,6%
600	0,57	7,0%
	0,36	2,3%

Tab. VII

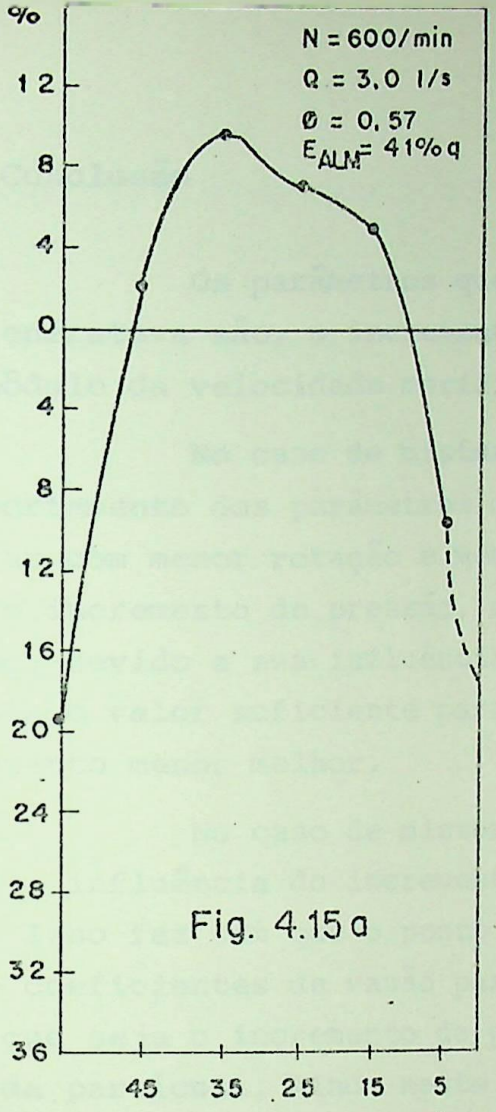


Fig. 4.15 a

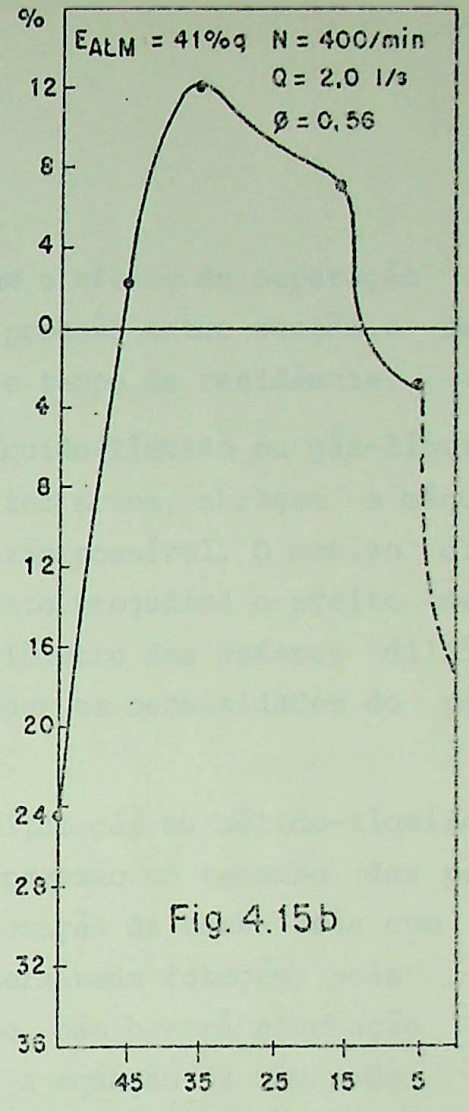


Fig. 4.15 b

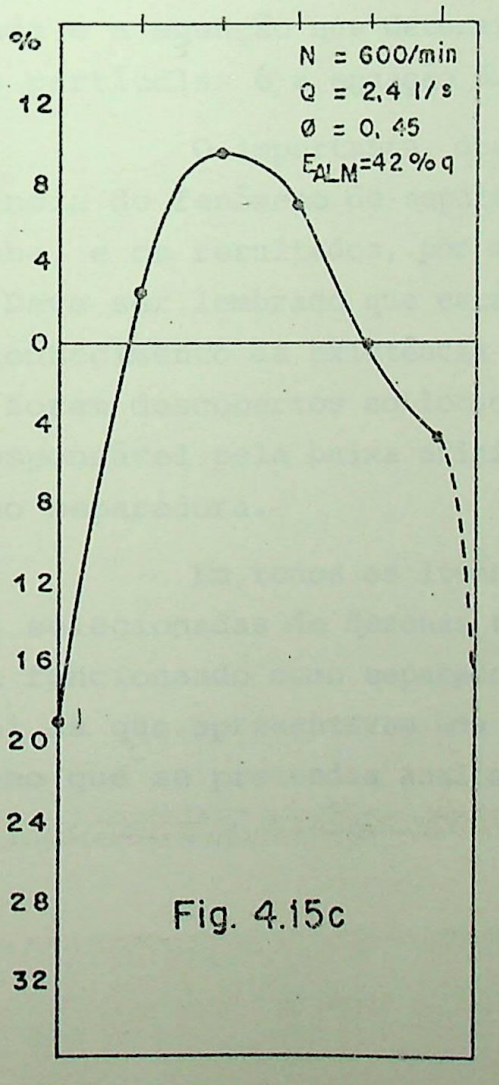


Fig. 4.15 c

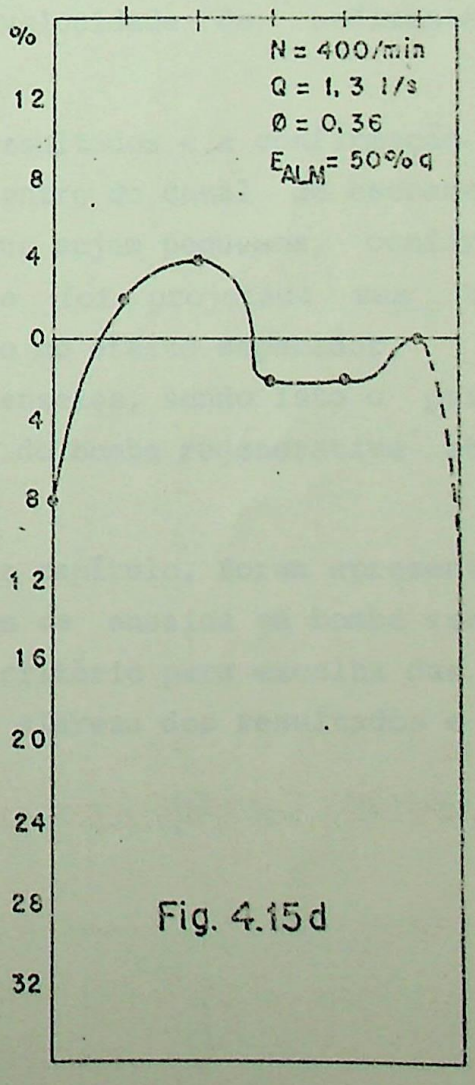


Fig. 4.15 d

Fig. 4.15 - Influência da variação de vazão no efeit

4.6 - Conclusão

Os parâmetros que regem o efeito de separação bomba regenerativa são, o incremento de pressão entre sucção.e recalque, módulo da velocidade meridional e tempo de residência.

No caso de misturas líquido-líquido ou gás-líquido, o comportamento dos parâmetros descritos acima, obrigam a máquina a operar com menor rotação e menor vazão possível. O motivo disso é que o incremento de pressão, que tanto prejudica o efeito de separação, devido a sua influência no diâmetro das esferas diluídas deve ter o valor suficiente para atender as necessidades do projeto e quanto menor melhor.

No caso de misturas sólido gás ou sólido-líquido existe a influência do incremento de pressão no tamanho das partículas. Isso faz com que o ponto de operação da bomba seja com pequenos coeficientes de vazão para determinada rotação, pois por maior que seja o incremento da pressão, não haverá alteração diâmetro da partícula. Ainda neste caso, a equação 42 não pode ser aplicada e a equação que determina a velocidade de sedimentação dessas partículas é a equação 5.

O importante destes resultados é a confirmação da existência do fenômeno de separação dentro do canal de escoamento da bomba, e os resultados, por mais que sejam pequenos, confirmam isto. Deve ser lembrado que está bomba foi projetada sem nenhum conhecimento da existência ou não do efeito separador, os quais foram descobertos ao longo dos ensaios, sendo isto o principal responsável pela baixa eficiência do bomba regenerativa atuando como separadora.

Em todos os itens deste capítulo, foram apresentadas curvas selecionadas de dezenas tiradas de ensaios na bomba renegerativa funcionando como separador. O critério para escolha das curvas foi as que apresentavam uma maior clareza dos resultados e do fenômeno que se pretendia analisar.

5 - COMPARAÇÃO ENTRE TEORIA E PRÁTICA

5.1 - Cálculo da Velocidade de Sedimentação

Neste ítem será feito, em paralelo, a análise dos dados reais e teóricos, sendo que os índices r e t, especificam valores reais e teóricos respectivamente.

As substâncias a separar foram água e querosene cujas características são:

A 24°C	água	querosene
Tensão superficial em contato com o ar.	0,0727 N/m	0,0233 a 0,0321 N/m
densidade	0,998	0,784
viscosidade absoluta	$0,894 \times 10^{-3}$ N.s/m^2	0,0016 N·s/m^2

Para esta análise foi considerada a seguinte condição de funcionamento.

Rotação = 600/min
Vazão = $3,0 \times 10^{-3}$ m^3/s ($\phi = 0,57$)
Pressão = 49.050 N/m^2 (5. m.c.a.)

$\left[\frac{c_m}{u_m}\right]_r = 0,130$ medido na bomba para o raio da linha de corrente significativa = 77,8 mm

$\left[\frac{c_m}{u_m}\right]_t = 0,647$ teórico, fornecido pelo programa do apêndice A, para o raio linha de corrente significativa = = 77,8 mm.

Isso significa que

$[c_m]_r = 0,13 \cdot u_m$ como $u_m = \pi \cdot D \cdot N$ $\qquad [c_m]_t = 0,647 \cdot u_m$

$[c_m]_r = 0,13 \cdot \pi \cdot 0,12 \cdot \frac{600}{60}$ $\qquad [c_m]_t = 0,647 \cdot \pi \cdot 0,12 \cdot \frac{600}{60}$

$[c_m]_r = 0,49$ m/s $\qquad [c_m]_t = 2,44$ m/s

A velocidade angular, para

$$r = 77,8 \text{ mm}$$

$$r_c = 64,8 \text{ mm}$$

$$\omega_r = \frac{c_m}{r} = \frac{0,49}{13 \cdot 10^{-3}} = 37,7 \text{ rd/s} \qquad \omega_t = \frac{c_m}{r} = \frac{2,44}{13 \cdot 10^{-3}} = 187,7 \text{ rd/s}$$

A diferença de massa específica será

$$\Delta\rho = \rho_{H_2O} - \rho_k \qquad \rho_{H_2O} = 998 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta\rho = 214 \text{ kg/m}^3 \qquad \rho_k = 784 \text{ kg/m}^3$$

A concentração de alimentação for

41% de querosene

59% de água

isso significa que existirá bolhas de querosene, envolvidos por água, assim a viscosidade absoluta do meio envolvente é a água a 24°C, ou seja

$$\mu = 0,894 \quad 10^{-3} \text{ N s/m}^2$$

Para a especificação do diâmetro das esferas, é preciso verificar o aumento na pressão com o aumento do ângulo de trabalho, e isso foi determinado em primeira aproximação* medindo a pressão na sucção e a pressão no recalque. Como a variação de pressão é linear e o canal de trabalho possui 291°, então em zero graus registra-se a pressão de sucção e em 291° a pressão de recalque. Uni-se esses dois pontos por uma reta e essa será a variação de pressão com o ângulo.

Como o diâmetro da esfera será dado pela equação (40), ou seja

$$d_p = \frac{4\ c_{k\text{-água}}}{p}$$ onde p é a diferença entre as pressões absolutas interna e externa a gota.

* *OBS.: Isto não é inteiramente correto pois a variação de pressão é conforme Fig. 3.11.*

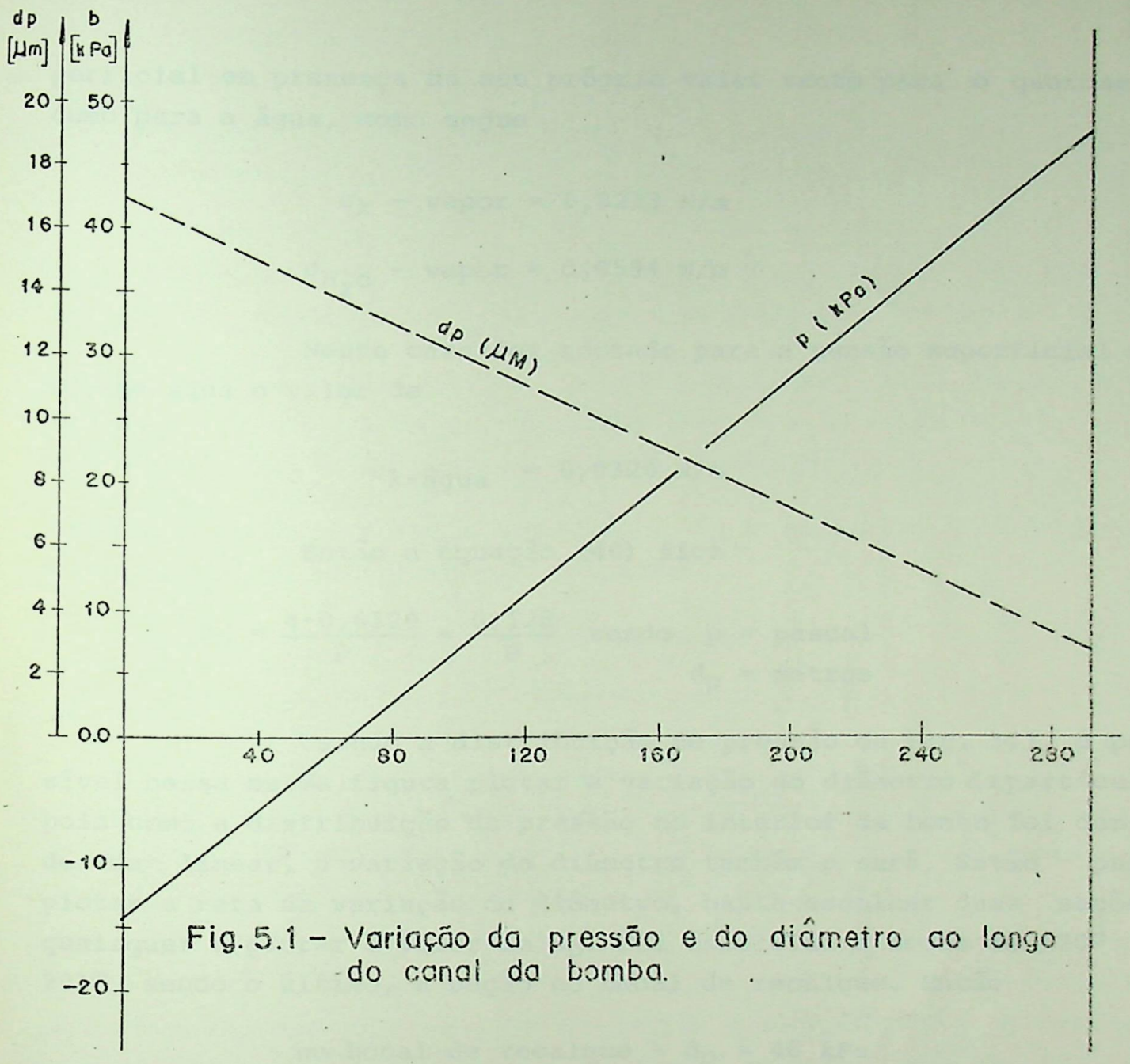


Fig. 5.1 – Variação da pressão e do diâmetro ao longo do canal da bomba.

Considerando que a gota é formada a pressão ambiente, o valor de p será considerada como a pressão da seção transversal, determinada na Fig. 5.1

Necessário se faz o conhecimento do valor de tensão superficial do querosene na presença da água. Ao efetuar uma pesquisa bibliográfica visando a obtenção desse valor, encontrou-se somente o valor dessa tensão para a interface querosene-ar. Daily [18] indica o valor da interface com o ar. O mesmo autor também afirma, na página 28 da mesma referência, "que os valores das tensões que se encontram para as superfícies de contato entre dois líquidos se acham entre os valores das tensões dos ditos líquidos na presença de seus respectivos vapores". Consultando as referências [12], [13], [15], [18], [19] e [20], obteve-se os valores da tensão su

perficial em presença de seu próprio valor tanto para o querosene como para a água, como segue

$$\sigma_k \text{ - vapor} = 0{,}0233 \text{ N/m}$$

$$\sigma_{H_2O} \text{ - vapor} = 0{,}0594 \text{ N/m}$$

Neste caso foi adotado para a tensão superficial querosene água o valor de

$$\sigma_{k\text{-água}} = 0{,}0320 \text{ N/m}$$

Então a equação (40) fica

$$d_p = \frac{4 \cdot 0{,}0320}{p} = \frac{0{,}128}{p} \quad \text{sendo} \quad p = \text{pascal}, \quad d_p = \text{metros}$$

Usando a distribuição de pressão da Fig. 5.1, é possível nessa mesma figura plotar a variação do diâmetro da partícula, pois como a distribuição de pressão no interior da bomba foi considerada linear, a variação do diâmetro também o será. Então para plotar a reta da variação do diâmetro, basta escolher duas seções quaisquer e plotar o valor de d_p. Foi escolhido a seção de 120° e 291°, sendo o último, a seção no bocal de recalque. Então

no bocal de recalque - $d_p = 48$ kPa

na seção de $\theta = 120°$ - $p = 11{,}5$ kPa

então o diâmetro das esferas de querosene ficam

no bocal de recalque - $p = 2{,}7$ µm

na seção de $\theta = 128$ - $p = 11{,}1$ µm

Traçando a reta passando, a reta passando por estes dois pontos, verifica-se que o diâmetro das esferas de querosene no seção transversal do bocal de sucção serão 17 µm.

Com isso a velocidade de sedimentação será

$$V_s = \frac{\Delta\rho}{18\mu} \; d_p^2 \cdot \omega^2 \cdot r$$

REAL

$$V_{s_r} = \frac{214}{18 \cdot 0,894 \cdot 10^{-3}} \cdot d_p^2 \cdot 37,7^2 \cdot r$$

$$\boxed{V_{s_r} = 18.901.073 \cdot d^2 \cdot r} \qquad (47.a)$$

TEÓRICO

$$V_{s_t} = \frac{214}{18 \cdot 0,894 \cdot 10^{-3}} \cdot d_p^2 \cdot 187,7^2 \cdot r$$

$$\boxed{V_{s_t} = 468.524.488 \cdot d^2 \cdot r} \qquad (47.b)$$

Devido a influência da parede, a velocidade meridional máxima estará a 10 mm do centro da parede, como o centro do vórtice é em 64,8 mm, o raio de rotação da velocidade máxima será

(raio de d_m máximo) = (raio externo) = (raio do centro do vórtice) - - (distância da interferência da parede).

$$r = 90-64,8-10.$$

$$r = 15,2 \text{ mm}$$

Em termos de cálculo, isso significa que no canal de escoamento, desde a periferia que é o raio 30 mm, até o raio 15,2 mm, a velocidade da sedimentação será praticamente a mesma e igual a do raio 15,2 mm conforme foi discutido no final ítem 1.2.3, devido ao alto coeficiente de vazão que está se operando, ou seja $\phi = 0,57$.

Como na região do bocal de entrada o diâmetro da esfera de querosene será de 17,0 μm, então a distribuição da velocidade de sedimentação na seção transversal do bocal de entrada de estudo será

REAL

$$V_{s_{max}} = 5.462 \cdot 15,2 \cdot 10^{-3}$$

$$V_{s_{max}} = 83 \text{ μm/s}$$

TEÓRICO

$$V_{s_{max}} = 135.404 \cdot 15,2 \cdot 10^{-3}$$

$$V_{s_{max}} = 2052 \text{ μm/s}$$

5.2 - Análise do Tempo de Residência

A distribuição da velocidade será aproximadamente como mostra a Fig. 5.2. Deve-se observar que os 10 mm externos não é de V_s constante, pois c_m varia conforme mostra a Fig. 2.5, porém esta foi considerada como uma primeira aproximação da distribuição.

É necessário então calcular a velocidade média com que uma partícula terá para se deslocar da periferia até alcançar a fronteira da região que ficaria somente querosene se a separação fosse ideal (região central).

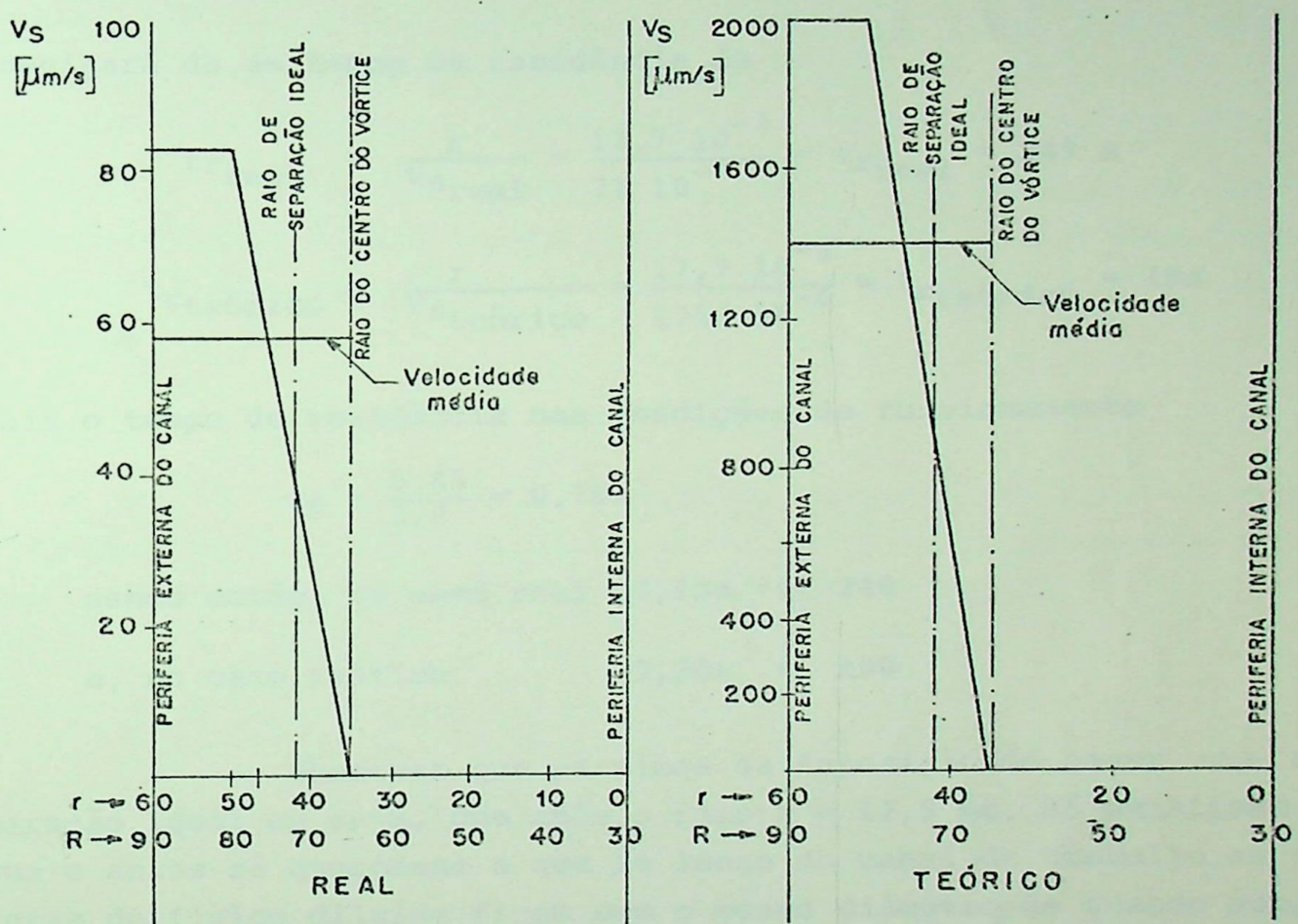


Fig. 5.2 – Distribuição da velocidade de sedimentação.

Achando a velocidade média de sedimentação, através da integração da distribuição da velocidade de sedimentação desde a periferia até a fronteira da região de separação ideal.

REAL

$V_{s_{média}} = 71 \cdot 10^{-6}$ m/s

TEORIA

$V_{s_{média}} = 1756 \cdot 10^{-6}$ m/s

Então para a esfera localizada na periferia, migrar para a região central onde supostamente estaria somente querosene no caso de separação ideal, deverá percorrer uma

raio da região de querosene $= \frac{d}{2} \cdot E_{ALM}$

$= 30 \cdot 0,41 = 12,3$ mm

distância a percorrer $r = 30-12,3 = 17,7$ mm

precisará de um tempo de residência de

$$t_{r_{real}} = \frac{r}{Vs_{real}} = \frac{17,7\ 10^{-3}}{71\ 10^{-6}} = t_{r_{real}} = 249\ s$$

$$t_{r_{teórico}} = \frac{r}{Vs_{teórico}} = \frac{17,7\ 10^{-3}}{1756\ 10^{-6}} = t_{r_{teórico}} = 10s$$

Mais o tempo de residência nas condições de funcionamento

$$t_r = \frac{0,85}{3,0} = 0,283$$

sendo então, no caso real $0,28s <<< 248$

e, no caso teórico $0,28s < 100$

Observar que partimos da suposição de haver uma separação ideal ou seja, que após o raio r = 12,3 mm. Só existisse água e antes só querosene e que ao longo do canal de trabalho as esferas do fluído diluído ficam com o mesmo diâmetro de quando submetido a pressão do bocal de sucção, o que não é verdade como visto nos ítens 4.3.1 e 4.3.2.

Observando os resultados acima, chega-se a conclusão que se a bomba tivesse o módulo da velocidade meridional, próxima a da prevista teoricamente, o que segundo Varella [1] ocorreu nas outras bombas e sopradores ensaiados, e que no caso da bomba ensaiada deu resultados bastantes diferentes conforme ítem 4.2.4, seria possível obter valores de elevação da concentração bem melhor que os obtidos. Mesmo assim, o efeito de separação pode ser percebido, apesar do tempo de residência real ser bem menor que o necessário para os valôres obtidos do módulo da velocidade meridional. Pode-se então afirmar que quanto mais próximo o tempo de sedimentação estiver do tempo de residência do escoamento, melhor será a separação e que o seu afastamento influenciaria somente no grau de separação, mas mesmo assim, o efeito de separação ainda ocorrerá.

5.3 - Influência de "d" e "D" na separação

É fundamental a escolha dos diâmetros menor e maior do torõide visando principalmente a obtenção do maior módulo de velocidade meridional possível.

Uma vez definidos os parâmetros vazão, e incremento de pressão necessários para satisfazer o projeto, pode então ser escolhido os respectivos diâmetros observando a seguinte análise.

Como foi exposto no capítulo 3, o módulo da velocidade meridional é diretamente proporcional a velocidade tangencial do rotor e última análise, proporcional a rotação e diâmetromaior do rotor

$$c_m \alpha \quad N \times D$$

Definido o incremento de pressão, que deve ser o menor possível caso esteja trabalhando com mistura líquido-líquidoou gás-líquido, observa-se que a relação (26), fica sob o seguinte aspecto.

$$(D \cdot N) = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho \cdot \psi}} \qquad (47)$$

ou seja, para um determinado incremento de pressão que a bomba forneça para uma necessidade específica, a relação N · D se comportará conforme Fig. 5.3, Note que a condição mais propícia para essa bomba trabalhar como separadora será para baixos coeficientes de pressão, pois a relação N · D se maximiza. Porém esses valores para o mesmo não são compatíveis com esse tipo de bomba, pois sendo um máquina de baixa rotação específica, ela possui como característica fornecer altos coeficientes de pressão.

Por outro lado se for imposto como limite mínimo do $\psi = 6$, pode ser observado na Fig. 5.3 que com o aumento de ψ, a relação N·D decai muito pouco.

Relacionando as equações (25) e (26), chega-se e seguinte expressão

$$d^4 = \frac{32}{\pi^2} \cdot \frac{\rho Q^2}{\Delta p} \cdot \frac{\psi}{\phi^2} \qquad (48)$$

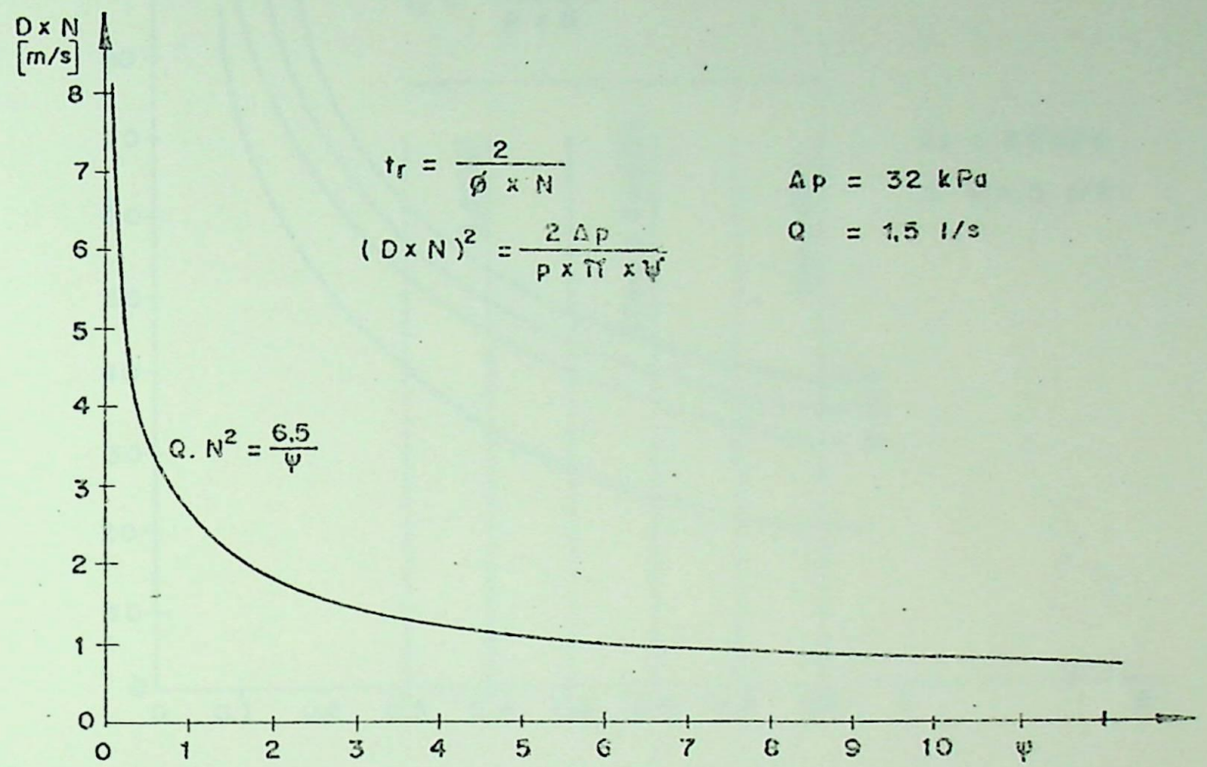


Fig. 5.3 - Variação de N x D com o aumento da pressão

Definido o incremento de pressão e a vazão desejada e que deverão ser os mínimos possíveis no caso de operar com mistura líquido-líquido ou gás-líquido, é possível traçar uma curva de $d \cdot \phi$ para ψ constante, Fig. 5.4.

Note que o interesse é ter o maior "d" possível, pois isso fará com que o volume interno da bomba aumente, afastando as paredes do centro do vórtice, permitindo c_m máximos maiores

Escolhendo para ponto de projeto um coeficiente de vazão baixo, estará sendo maximizado o diâmetro do canal, mas existe o limite inferior determinado pela região onde o fenômeno do refluxo se torna relevante, criando turbulência no escoamento interno da bomba propiciando a homogenização da mistura ao inves da separação dela. Varella [1] especifica que esse fenômeno torna-se importante para $\phi < 0,3$.

Estando trabalhando com mistura sólido-líquido ou sólido-vapor, pode-se considerar como ponto de projeto $\phi = 0,3$, mas para misturas líquido-líquido ou líquido-gás, conforme foi descrito no capítulo 4, e necessário que se trabalhe com coeficientes de vazão maiores, como por exemplo $\phi = 0,55$.

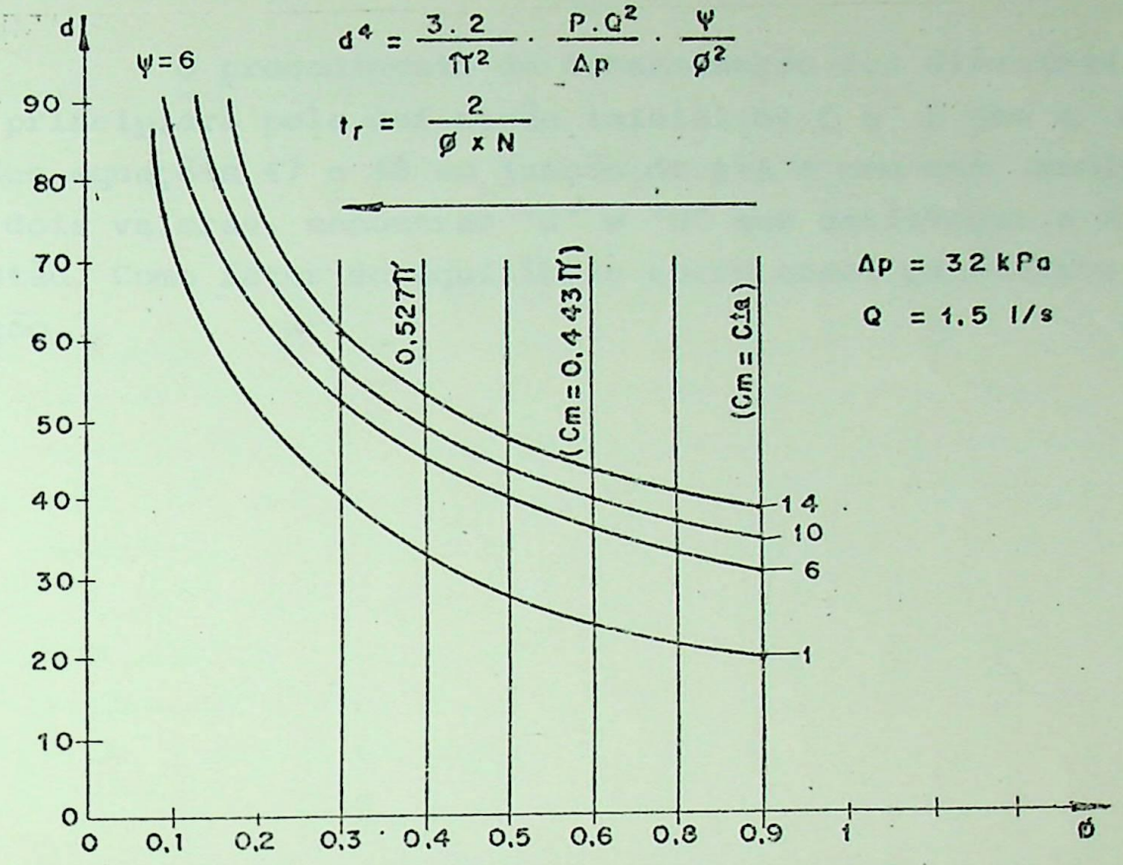


Fig. 5.4 - Variação do diametro do canal com o coeficiente de vazão para vários valores do coeficiente de pressão.

Uma vez definido o coeficiente de vazão, estará sendo definido a velocidade meridional máxima do canal ($c_m = \omega \cdot d/2$ supondo que não houvesse interferência da parede, pois para ϕ = cte, aumentando ψ, a relação c_m/u_m aumenta, mas a relação N·D diminui proporcionalmente, de tal maneira que c_m máximo fique constante. Na realidade, esta não será a velocidade meridional máxima real, no interior do canal, pois as paredes do canal reduzem essa velocidade a partir de um determinado raio, como mostra Fig. 2.5.

Ao se elevar o coeficiente de pressão, a curva $d \cdot \phi$ subirá, fazendo com que para um mesmo coeficiente de vazão, o diâmetro do canal aumente. Apesar disso não provocar um aumento na velocidade meridional máxima, localizada na periferia do canal, nem um aumento no tempo de residência do escoamento, conforme mostra a equação (42) haverá um aumento na velocidade média de sedimentação pois as paredes do canal irão se afastar do centro do vórtice, e consequentemente o truncamento da velocidade meridional acontecerá para diâmetros mais externos, como foi apresentado no ítem 4.2.3, elevando assim o valor da $Vs_{médio}$ do escoamento, acelerando o efeito da separação.

O procedimento de determinação dos diâmetros das bombas principiará pela definição inicial de Q e p com a determinação das equações 47 e 48 em junção de $\psi \cdot \phi$ e com uma manipulação desses dois valores, encontrar "d" e "D" que satisfaçam a situação em questão. Como fator de equilíbrio entre esses parâmetros entra a rotação.

6 - CONCLUSÃO E SUGESTÕES

6.1 - Conclusão

Dentre as conclusões a que mais se destaca é a comprovação da capabilidade que a bomba regenerativa possui de separar substâncias de densidades diferentes. Evidentemente que principalmente devido ao fato da bomba regenerativa, utilizada neste trabalho, não ter sido projetada com a finalidade de separação, uma vez que os parâmetros influentes no processo da separação eram descolhecidos no início desta pesquisa, o processo de separação ficou prejudicado. De qualquer forma, apesar dos baixos resultados de elevação de concentração (efeito de separação) obtidos foi verificado a existência do processo de separação objetivo principal deste trabalho.

Em se tratando de trabalho inédito, era de se esperar estes resultdos uma vez que os parâmetros influentes no efeito separador da bomba só puderam ser avaliados ao longo do desenvolvimento do trabalho. Pela análise dos resultados, concluiu-se que os parâmetros de maior influência no efeito separador da bomba são: a componente meridional da velocidade do escoamento, o tempo de permanência de uma partícula no interior da bomba e para o caso de separação de misturas imiscíveis fluído-fluído, tem-se também o efeito do aumento de pressão ao longo do canal lateral da bomba que influencia diretamente no diâmetro das gotículas do fluído em suspensão. Um pequeno diâmetro destas gotículas em suspensão dificulta de sobre maneira o processo de separação.

A escolha dos diâmetros maior (D) e menor (d) bem como a rotação da bomba são de suma importância no atendimento dos parâmetros de influência no efeito separador e neste caso um dos principais parâmetros a ser atendido é o tempo de residência da partícula que deve ser o mais próximo possível do tempo de sedimentação da mesma.

Embora os testes de separação tenha sido com concentração próxima de 50% pôde-se concluir que este tipo de separador deverá apresentar melhores rendimentos para misturas com uma maior concentração de fluído menos denso.

6.2 - Sugestão

Novos testes com alteração da concentração da mistura deverão ser realizados de forma a possibilitar uma análise mais completa do comportamento da bomba regenerativa operando também como separador.

Uma análise e subsequente projeto, dos bocais de saída, de forma a possibilitar uma coleta eficiente dos fluídos separados, é necessário. Neste caso, como ponto de partida poder-se-ia utilizar as equações (25 e 25.a), visando determinar os diâmetros dos tubos de recalque. Quanto aos bocais propriamente dito devem ser de geometria não circular e montados a partir do centro do vórtice no sentido da periferia. Na posição de interface dos fluídos deverá existir uma lâmina, com mesmo formato desta linha de corrente, presa ao separador e avançar na direção do canal lateral de modo a evitar a influência destes bocais na homogenização do escoamento.

Evidente que para a complementação desta pesquisa, necessário se faz, o projeto e construção de nova bomba onde devem ser considerados os diversos parâmetros influentes no processo de separação. Neste caso segue uma proposta de ítens a serem observados no ante-projeto da bomba regenerativa para operar também como separador. Esse roteiro foi elaborado tomando como base os resultados e observações feitas no decorrer deste trabalho, como segue.

1. Especificação dos fluídos

   a) tensão superficial em contatos entre si
   b) densidade
   c) viscosidade
   d) concentração de alimentação

2. Definição das condições de trabalho

   a) vazão
   b) pressão de recalque
   c) rotação

3. Determinação do diâmetro mínimo da esfera dissiminada, dada pela equação (40)

$$d_e = \frac{4\rho}{\Delta p}$$

4. Definir coeficiente de vazão e coeficiente de pressão para o ponto de projeto. Deve ser levado em consideração que para separar fluídos o ϕ deve ser máximo (0,6) e para separar sólido-líquido, sólido-gás, deve ser mínimo, (0,35). O coeficiente de pressão será variável em função das necessidades do projeto. Maiores detalhes, verificar ítem 5.2.

5. Com ϕ e ψ definidos, calcula-se os diâmetros maiores e menores do toróide, pelas equações (25) e (26)

$$\phi = \frac{8Q}{\pi^2 d^2 DN} \qquad \psi = \frac{2\Delta p}{\rho_{mistura} \cdot \pi^2 \cdot D^2 \cdot N^2}$$

6. Deve ser calculado o tempo de residência, por uma das equações (42), (43) ou (44)

$$t_r = \frac{\text{volume do toróide}}{\text{vazão}}$$

7. Utilizando as equações definidas em [1], e embutidas no programa do apêndice A, calcula-se c_m/u_m e r_c. De posse desses valores é possível calcular a velocidade angular. Ítem 2.4.

8. Acha a aceleração máxima, que para líquido-líquido está a 10 mm da parede, estando constante nesse trecho, e na periferia para sólidos-fluídos. Isso devido aos coeficientes de vazão diferentes para cada caso. Ítem 4.4.

9. Supondo que a velocidade de sedimentação máxima seja constante ao longo de toda a seção transversal, ela é calculada pela equação (5).

$$V_s = \frac{\Delta\rho}{18\eta} \cdot d_p^2 \cdot \omega^2 \cdot r$$

10. Calcula o tempo para a esfera ir da posição mais crítica até cruzar com a fronteira teoricamente determinada, ítem 5.1.

raio da fronteira = concentração de alimentação x raio da seção transversal do canal.

$$t = \frac{r_f}{V_s}$$

onde r_f = raio da fronteira

V_s = velocidade média de sedimentação.

11. Se o tempo de percurso for maior que o tempo de residência, retorne ao ítem 4 e redefina ϕ e ψ, iniciando por ψ, só alterando ϕ em último caso. Se o tempo de residência for maior que o tempo de percurso, está satisfeito as condições e pode prosseguir no projeto, como definição de número de pás, bocais, etc.

7 - BIBLIOGRAFIA

[1] VARELLA, S. A theoretical and experimental analysis of regene rative blower. Dissertation submitted to Southampter Uni versity for degree of Doctor of Philosophy, March 1981.

[2] BRADLEY, D. The hidrociclone. Pergamon Press Ltd. Oxford Ingla terra, 1965.

[3] COULSON, J. M. and RICHARSON J.F. Chemical engineering. Perga mon Press Ltd. Oxford, Inglaterra, 1968.

[4] PERRY, J.H. and PERRY R.H. Manual de ingenieria. Edital Labor. Barcelona, 1968.

[5] PERRY, R.H and CHILTON; C.H. Chemical engineers handbook. - McGraw-Hill Kogakusha, Tokio, 1973.

[6] ENGELS, H. Untersucnungen an ring pumpen (Seitenkanalpumpem) . Von der fakultät für maschinenwesen der technischen nochs- chule Hannover zur erlangung der wïrd eines Doktor- Ingeni- eurs genehmigte dissertation, März 1940.

[7] KELSALL, D.F. Study of motion of solid particles in hydraulic cyclone. Institution of Chemical Engineers. Transaction . 30(2): 87-104, 1952.

[8] ROARK, R.J. Fórmulas for strees and strain. McGraw-Hill Koga kusha Ltd.. Tokio, 1965.

[9] Norma ABNT, P-MB-778, Ensaios de bombas hidráulicas de fluxo.

[10] Norma ISO/TC 30 (Secr. 138) 291E, Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles or venturi tubes inserted in circular cross-section conduite running full.

[11] MENON, K. R.K. The basic principles of centrifugal separator. Chemical age of India, 28(4): 291-302, April 1977.

[12] STREETER, Victor L. Handbook of fluid dynamics. McGraw-Hill Book Comapany Inc., New York, 1961.

[13] GRANET, I. Fluid mechanics for engineering tecnology, Prentice-Hall Inc. Englewood cliffs, N.J. - 1971.

[14] STEPANOFF, A. J. Two-phase flow, John Wiley & Sons, Inc, New York, 1966.

[15] STREETER, V. and WYLIE, B. Mecânica dos fluídos, McGraw-Hill do Brasil Ltda., 1982.

[16] COLLIER, J.G. Convective boiling e condensation, McGraw-Hill London, 1972.

[17] OWER, E. and PANKHURST, R.C. The measurement of alr flow, Pergamon Press Ltd. Oxford, Inglaterra, 1977.

[18] DAILY, James W and HARLEMAN, Donald R.F. Dinamica de los fluidos com aplicaciones en la ingenieria. Editorial F Trillas A. México, 1969.

[19] BAUMEISTER, T. ed., Marks' handbook for Mechanical Engineers, McGraw-Hill Inc. New York, 1978.

[20] DOUGLAS J.F., GASIAREK J.M., SWAFFIELD J.A., Fluid mechanics, Pittman Publshing Limited.

APÊNDICE A

Programa em Basic, desenvolvido por Varella [1], e adaptado ao computador HP-3000 da Escola Federal de Engenharia de Itajubá.

Este programa preve a performance de turbomáquinas regenerativa tipo toróide, levando em consideração vários tipos de perdas.

Os dados de entrada são, o diâmetro maior e menor do toróide, diâmetro do bocal de sucção e espessura das pás em milímetros ângulo de separador e ângulo entre os bocais, em graus e número de pás.

Considerando como ponto de projeto $\phi = 0,6$ ele fornece os resultdos em termos de coeficiente admensionais, onde COEFVAZ é o coeficiente de vazão, VELMER é a relação c_m/u_m, ALTUPATEO e COEF. PRESS são coeficientes de pressão.

Varella [1] escreve que a metodologia para definir o coeficiente de potência (COEF- POT) necessita de maior desenvolvimento para poder fornecer previsões mais apuradas. Consequentemente os valores para a eficiência estão defasados.

```
 10 REM ************************************************************
 20 REM * PROGRAMA VARELLA- METODO PARA PREVER A PERFORMACE DE TURBO-*
 30 REM *                  MAQUINA REGENERATIVA TIPO TOROIDE         *
 40 REM ************************************************************
 50 REM
 60 REM   ESTE PROGRAMA PODE PREVER A PERFORMACE DE SOPRADORES TOROIDE
 70 REM    LEVANDO EM CONSIDERACAO OS SEGUINTES EFEITOS
 80 REM   1) NUMERO DE PAS E PERDAS NA ENTEADA
 90 REM   2) FATOR DE ESCORREGAMENTO EM FUNCAO DO COEFICIENTE DE VAZAO
100 REM   3) COEFICIENTE DE IMPACTO DEPENDENDO DO COEFICIENTE DE VAZAO
110 REM   4) CORRECAO DE CM, DO ROTOR, DEVIDO AO FATOR DE CONTRUCAO
120 REM   5) VELO ANGULAR OU CM CTE, DEPENDENDO DO TIPO DE ESCOAMENTO
130 REM   6) PODE LEVAR EM CONSIDERACAO AS PERDAS POR FUGA
140 REM   7) PODE LEVAR EM CONSIDERACAO O EFEITO DA CAMARA DE EXPANSAO
150 REM   8) PODE LEVAE EM CONSIDERACAO O EFEITO DE REFLUXO
160 REM   9) PODE IMPRIMIR OS COEFICIENTES
170 REM  10) CALCULA A POTENCIA NECESSARIA E O SEU RENDIMENTO
180 REM
190 REM   OBS: TODAS AS DIMENSOES DE ENTRADA SAO MILIMETROS
200 REM
280 DIM N$[20],D$[10],V$[2]
290 DIM A[10,3],B[10,6],C[10,5],D[10,7],E[10,5],F[10,3],G[10,4],R[10,&
    6]
300 PRINT ""
310 PRINT "     ***************************************************"
320 PRINT "     *   PREVISAO DA PERFORMACE DE TURBOMAQUINAS REGE-*"
330 PRINT "     *  NERATIVAS TIPO TOROIDE, LEVANDO EM CONSIDERA- *"
340 PRINT "     *  RACAO VARIOS TIPOS DE PERDAS.                 *"
350 PRINT "     ***************************************************"
360 INPUT "DATA= (ATE 10 DIGITOS) ",D$
380 PRINT ""
390 INPUT " AUTOR DA PESQUISA (ATE 20 DIGITOS) ",N$
392 PRINT""
394 PRINT""
410 PRINT"AUTOR DA PESQUISA EH ";N$;"  - DATA=";D$
420 PRINT ""
430 INPUT "MAIOR E MENOR DIAMETRO TOROIDE? D9,D0- ",D9,D0
440 INPUT "ANGULO DO SEPARADOR(G), E DOS CENTROS DAS ENTRADAS(G3)- ",&
    G,G3
450 INPUT "NUMERO E ESPESSURA DAS PAS?FORNECA Z E T-  ",Z,T
460 INPUT "DIAMETRO DO BOCAL DE ENTRADA? FORNECA D2- ",D2
463 INPUT "QUAL A ROTACAO EM RPM ? N- ",N
465 P=3.14159
470 F0=.08
490 REM VALOR 'PI', COEF. DE ATRITO
500 F9=.9
510 REM PERDAS DEVIDO AO FATOR DE ENTRADA
520 PRINT ""
530 PRINT "       1) DADOS:"
540 PRINT ""
550 PRINT "       MAIOR DIA. D9= ";D9;" MENOR DIA. D0= ";D0
560 PRINT "       FATOR DE ATRITO= ";F0
570 PRINT "       ESPESSURA DAS PAS= ";T
580 PRINT "       DIAMETRO DO BOCAL= ";D2;" COEF. DE ATRITO DO BOCAL= "&
    ;F9
590 PRINT "       NUMERO DE PAS E ROTACAO= ";Z;" ROTACAO= ";N;&
    "(RPM)"
```

HEWLETT-PACKARD 32201A.7.15 EDIT/3000 WED, SEP 12, 1984, 11:14 AM (C) HE

```
 600 PRINT "        ANGULO DO SEPARADOR= ";G
 610 PRINT ""
 620 R9=(D9+D0)/2
 630 R0=(D9-D0)/2
 640 INPUT "QUAL A HIPOTESE CONSIDERADA. CM=CTE, OU WR=CTE? ",V$
 650 IF V$="CM" THEN 740
 660 PRINT "  MODELO DE ESCOAMENTO ADOTADO: VELO. ANGULAR CTE"
 670 R4=(2/3)*((R9**3-R0**3)/(R9**2-R0**2))
 680 R2=(2/3)*((R9**3-R4**3)/(R9**2-R4**2))
 690 R1=(2/3)*((R4**3-R0**3)/(R4**2-R0**2))
 700 INPUT "DESEJA QUE PRGM DEFINA PARAMETROS DO PROJETO? S/N ",V1$
 710 IF V1$="S" THEN 820
 720 PRINT " PARAMETROS DO PROJETO DEFINIDOS PELO METODO WALLACE."
 730 GOTO 900
 740 PRINT " MODELO ADOTADO: VELOCIDADE DE CIRCULACAO UNIFORME"
 750 R4=SQR((R9**2+R0**2)/2)
 760 R2=SQR((R9**2+R4**2)/2)
 770 R1=SQR((R4**2+R0**2)/2)
 780 INPUT "DESEJA QUE O PRGM DEFINA PARAMETROS DO PROJETO? S/N ",V1$
 790 IF V1$="S" THEN 820
 800 PRINT " PARAMETROS DO PROJETO DEFINIDOS PELO METODO GRABOW."
 810 GOTO 900
 820 FOR I=1 TO 10
 830   R[I,1]=(I-1)/10
 840   R[I,2]=(((R[I,1]-.5)**2)/(7*(D9/D0)))+1
 850   R[I,3]=R1/(R[I,2]**.45)
 860   R[I,4]=R2*R[I,2]
 870 NEXT I
 880 PRINT " PARAMETROS DE PROJETO DEFINIDOS PELO METODO VARELLA."
 890 GOTO 940
 900 FOR I=1 TO 10
 910   R[I,3]=R1
 920   R[I,4]=R2
 930 NEXT I
 940 R3=(R9+R0)/2
 950 FOR I=1 TO 10
 960   R[I,5]=R[I,3]/R[I,4]
 970   R[I,6]=R[I,4]/R3
 980 NEXT I
 990 R7=D2/2
1000 K=360/(2*P)
1002 X1=R7/(R0+R7)
1005 X2=R7/(R9-R7)
1010 G0=K*2*ATN(X1/(SQR(1-X1^2)))
1020 G1=K*2*ATN(X2/(SQR(1-X2^2)))
1030 G2=(1-(G/360))
1040 A=P*((D0**2)/8)
1050 S2=P*D2**2/4
1060 P1=(2*P*R1/Z)-T
1070 P2=(2*P*R2/Z)-T
1080 P3=(P*D9/Z)-T
1090 F4=P3/(P3+T)
1100 A1=2*A
1110 A2=P*D0*P3/2
1120 A3=(A1+A2)*Z*G2
1130 A4=P**2*D0*D9*G2/2
1140 A5=(R9-R4)*P2*Z*G2
```

```
1150 E1=1/(1+((P*R2)/(2*(R2-R1)*Z)))
1160 INPUT "EXISTE CAMARA DE EXPANSAO NO LIMITADOR? S/N ",V2$
1170 IF V2$="S" THEN 1210
1190 PRINT " NAO EXISTE CAMARA DE EXPANSAO NO SEPARADOR."
1200 GOTO 1230
1210 G3=.8*G3
1220 PRINT " EXISTE CAMARA DE EXPANSAO NO LIMITADOR."
1230 G4=(1-(G3/360))
1240 G5=360-G3
1250 F5=((F4**2)/(A3+(F4**2)*A4))
1260 F6=A/S2
1270 INPUT "AS BORDAS DAS PAS SAO CHANFRADAS? S/N ",V3$
1280 IF V3$="S" THEN 1320
1290 F3=P1/(P1+T)
1300 PRINT " AS BORDAS DAS PAS SAO QUADRADAS."
1310 GOTO 1340
1320 F3=P1/(P1+.1)
1330 PRINT " AS BORDAS DAS PAS SAO CHANFRADAS."
1340 N1=P*D9**2*N/(60*15)
1350 REM NUMERO DE REYNOLDS DO SOPRADOR
1360 PRINT ""
1370 PRINT "    2) VALORES CALCULADOS"
1380 PRINT ""
1385 PRINT USING 1390;R9,R0,R3
1390 IMAGE 4X,"R0= ",3D.2D,4X,"RI= ",3D.2D,4X,"RM= ",3D.2D
1410 PRINT USING 1420;R2,R1,R4
1420 IMAGE 4X,"R2= ",3D.2D,4X,"R1= ",3D.2D,4X,"RC= ",3D.2D
1430 PRINT "    AREA DO CANAL LATERAL= ",A
1440 PRINT "    FATOR DE ESCOAMENTO= ",E1
1450 PRINT "    COEF. ATRITO SUPERFICIAL= ";F5
1460 PRINT "    COEF. ATRITO NA SUP. BOCAIS= ";F6
1470 PRINT "    ANGULO DA SECAO DO BOCAL DE ENTRADA= ";G0
1480 PRINT "                                DE SAIDA  = ";G1
1490 PRINT "    ANGULO DE TRABALHO DO CANAL= ";G5
1500 PRINT "    NUMERO DE REYNOLDS= ";N1
1510 PRINT ""
1520 IF V1$="S" THEN 1630
1530 FOR I=1 TO 10
1540   C[I,3]=E1
1550   C[I,2]=1
1560   C[I,4]=1
1570   IF V3$="S" THEN 1600
1580   C[I,5]=1.035/(P1/(P1+T))
1590   GOTO 1610
1600   C[I,5]=.9/(P1/(P1+T))
1610 NEXT I
1620 GOTO 1780
1630 FOR I=1 TO 10
1640   C[I,1]=(I-1)/10
1650   C[I,2]=(C[I,1]+.2)**.04
1660   C[I,3]=E1*C[I,2]
1670   C[I,4]=(1/((((C[I,1]-.5)**2)**.8)*(D0/(8*D9))+1)**2)
1680   IF V3$="S" THEN 1710
1690   C[I,5]=((-.035*((C[I,1]/.6))**6+1.123)*(D0/D9)**.2)/F3
1700   GOTO 1720
1710   C[I,5]=((.035*((C[I,1]/.6))**6+1.23)*(D0/D9)**.2)/F3
1720 NEXT I
```

HEWLETT-PACKARD 32201A.7.15 EDIT/3000 WED, SEP 12, 1984, 11:14 AM (C) HEW

```
1730 INPUT "DESEJA IMPRESSAO DOS COEFICIENTES? S/N ",V$
1740 IF V$="N" THEN 1780
1750 PRINT "COEF.VAZ  FAT.ESC.DIN  FAT.ESC.REA  DIST.REFLUXO  COEFCHO"
1760 MAT PRINT USING 1770;C
1770 IMAGE 1X,D.2D,3X,4(6X,D.4D)/
1780 PRINT ""
1790 FOR I=1 TO 10
1800   E[I,1]=R[I,6]*SQR(2*(A5*C[I,4])*F5/F0)
1810   E[I,2]=2*P*R[I,4]*G4
1820   A[I,1]=(I-1)/10
1830   E[I,3]=(C[I,3]-(2*A[I,1]*R[I,3]*R3/(R[I,4]**2))+C[I,3]*R[I,5])
1840   E[I,4]=(C[I,5]/2)*(R[I,5]-(2*A[I,1]/R[I,6])+C[I,3])**2
1850   A[I,2]=E[I,1]*SQR((1-A[I,1])*E[I,3])-E[I,4])
1860   E[I,5]=(2*E[I,2]*(R9-(R4/C[I,4]))/A)*((R[I,6]**2)*E[I,3])
1870   A[I,3]=E[I,5]*A[I,2]
1880 NEXT I
1890 INPUT "DESEJA CALCULAR FOLGAS? S/N ",V4$
1900 IF V4$="N" THEN 2500
1910 PRINT "LARGURA DO: SELO EXTERNO EH W1, DO SELO INTERNO EH W2"
1920 LET W1=11.8
1930 LET W2=17.8
1940 INPUT "QUAL O VALOR DA FOLGA DO SELO? C= ",C
1960 K4=2*P*N*C/(60*15)
1970 K5=C*2*P/A
1980 N2=K4*(D9+D0)
1990 N3=K4*(D9-D0)
2000 L=N2/600
2010 L1=N3/250
2020 IF C=0 THEN 2060
2030 C3=1/SQR((.15*(R9+W1)/R9)+(L*W1/(2*C))+(.9*(R9/(R9+W1))))
2040 C4=1/SQR((.1*(R0/(R0-W2)))+(L1*W2/(2*C))+(.9*(R0-W2)/R0))
2050 GOTO 2080
2060 C3=0
2070 C4=0
2080 PRINT ""
2090 PRINT "    FOLGA DO SELO, C= ";C
2100 PRINT "    LARGURA DO SELO, A) EXTERNO= ";W1
2110 PRINT "                     B) INTERNO= ";W2
2120 PRINT "    NUMERO DE REYNOLDS DO SELO, A) EXTERNO= ";N2
2130 PRINT "                                B) INTERNO= ";N3
2140 PRINT "    COEF. DE ATRITO  A) EXTERNO= ";L
2150 PRINT "                     B) INTERNO= ";L1
2160 PRINT "    CALCULO DO COEF. DO SELO,   A) EXTERNO= ";C3
2170 PRINT "                                B) INTERNO= ";C4
2180 PRINT ""
2190 INPUT "DESEJA CALCULAR AS PERDAS NO SEPARADOR? S/N ",V5$
2200 IF V5$="N" THEN 2330
2210 INPUT "QUAL O VALOR DA FOLGA DO SEPARADOR? C5= ",C5
2230 IF V3$="S" THEN 2270
2240 C6=1/((Z*G/360)*(1+(.05*(T/(2*C5)))))
2250 PRINT " BORDAS DAS PAS SAO QUADRADAS"
2260 GOTO 2290
2270 C6=1/((Z*G/360)*(.1/T)**.33*(1+(.05*(T/(2*C5)))))
2280 PRINT " BORDAS DAS PAS SAO CHANFRADAS"
2290 K6=C5*D0/A
2300 PRINT " FOLGA DO SEPARADOR EH ";C5
2310 PRINT " COEF. DE PERDAS NO SEPARADOR (CALC) EH ";C6
```

HEWLETT-PACKARD 32201A.7.15 EDIT/3000 WED, SEP 12, 1984, 11:14 AM (C) HEW

```
2320 GOTO 2350
2330 C6=0
2335 K6=0
2340 PRINT " FOI CONSIDERADO QUE NAO HA PERDAS NO SEPARADOR"
2350 FOR I=1 TO 10
2360   B[I,1]=(I-1)/10
2370   B[I,2]=K5*C3*R9*SQR(A[I,3]/2)
2380   B[I,3]=K5*C4*R0*SQR(A[I,3]/2)
2390   B[I,4]=K6*C6*SQR(A[I,3])
2400   B[I,5]=B[I,2]+B[I,3]+B[I,4]
2410   B[I,6]=B[I,1]-B[I,5]
2420 NEXT I
2430 PRINT ""
2440 INPUT " VOCE QUER IMPRIMIR AS PERDAS POR FUGA? S/N ",V6$
2450 IF V6$="N" THEN 2550
2460 PRINT " COEFVAZ  FOLGAEXT  FOLGAINT  FOLGASEP  FOLGATOT CVAZ.EFE"
2470 MAT PRINT USING 2480;B
2480 IMAGE 4X,D.2D,6X,3(D.3D,4X),D.4D,4X,D.3D/
2490 GOTO 2560
2500 PRINT " NAO FOI CONSIDERADA NENHUMA PERDA POR FUGA"
2510 FOR I=1 TO 10
2520   B[I,5]=0
2530 NEXT I
2540 GOTO 2560
2550 PRINT " PERDAS VOLUMETRICAS SERAO CALCULADAS"
2560 FOR I=1 TO 10
2570   D[I,1]=(I-1)/10
2580   D[I,2]=A[I,2]
2590   D[I,3]=A[I,3]
2660   D[I,4]=B[I,5]
2670   IF B[I,5]=0 THEN 2730
2680   F[I,1]=D[I,1]+B[I,5]
2690   F[I,2]=(C[I,3]-(2*F[I,1]*R[I,3]*R3/(R[I,4]**2))+C[I,3]*R[I,5])
2700   F[I,3]=(2*E[I,2]*(R9-(R4/C[I,4]))/A)*((R[I,6]**2)*F[I,2])
2710   D[I,5]=F[I,3]*A[I,2]
2720   GOTO 2740
2730   D[I,5]=A[I,3]
2740   D[I,6]=F9*F6**2*D[I,1]**2
2750   D[I,7]=D[I,5]-D[I,6]
2760 NEXT I
2765 PRINT""
2770 PRINT &
    " COEFVAZ  VELMER  ALTURATEO  PERFUGA  ALTURA  PERBOC  ALTURAEFE"
2780 MAT PRINT USING 2790;D
2790 IMAGE 2X,D.2D,3(4X,2D.3D),3X,3(2D.3D,2X)/
2800 PRINT ""
2810 INPUT " DESEJA TESTAR ALGUM NOVO VALOR DE FOLGA? S/N ",V7$
2820 IF V7$="N" THEN 2850
2830 INPUT " FORNECA NOVO VALOR PARA A FOLGA DO SELO - C= ",C
2840 GOTO 1960
2850 INPUT " DESEJA CALCULAR A EFICIENCIA? S/N ",V8$
2860 IF V8$="N" THEN 2980
2870 FOR I=1 TO 10
2880   G[I,1]=(I-1)/10
2890   G[I,2]=D[I,7]
2900   L3=2*P*R[I,4]*G4*C[I,4]*(R9-R4)/(A*F4)
2910   L4=(1-(2*D[I,1]*R[I,3]*R3/(R[I,4]**2))+R[I,5])
```

```
HEWLETT-PACKARD 32201A.7.15 EDIT/3000 WED, SEP 12, 1984, 11:14 AM (C) HE

 2920    G[I,3]=L3*A[I,2]*((R[I,6]**2*L4+((F0*A3/(2*A5*(F4**2)))*A[I,2])&
     ))
 2930    G[I,4]=(100*G[I,1]*G[I,2])/(2*G[I,3])
 2940 NEXT I
 2950 PRINT "  COEF.VAZAO    COEF.PRES    COEF.POT    EFICIENCIA"
 2960 MAT PRINT USING 2970;G
 2970 IMAGE 5X,D.2D,2(6X,2D.3D),4X,3D.D/
 2980 PRINT ""
 2990 STOP
 3000 END
RUN, OUT=MANOEL
EXIT
```

APÊNDICE B

Este programa calcula a forma e o conhecimento de linha de corrente do escoamento no interior da bomba regenerativa tipo toroidal, baseado no modelo de vórtice forçado para a circulação na seção transversal do canal.

Os dados de entrada do programa o diâmetro maior e diâmetro menor do toróide e o número de pontos desejados para ser traçada a linha de corrente. Também é solicitado a posição da linha de corrente que se deseja traçar. A posição é definida pelo diâmetro de saída dessa linha de corrente do rotor.

Todos os diâmetros devem ser fornecidos em milímetro.

```
KIAB0305
   10 REM ************************************************************
   20 REM * KIAB0305- CALCULA FORMA, COMPRIMENTO DE LINHA DE CORRENTE  *
   30 REM *           MODELO PARA VORTICE FORCADO- BOMBAS REGENERATIVAS*
   40 REM ************************************************************
   50 REM
   60 REM *** USA SUB-ROTINA (RAIZ), PARA' ENCONTRAR RAIZES ***
   70 REM
   80 REM *** MANOEL FERNANDES -  03,03,83 -  TESE MESTRADO ***
   85 REM
   90 PRINT "        CALCULO DE LINHAS DE CORRENTE"
  100 PRINT "USANDO MODELO DE VORTICE FORCADO EM BOMBAS REGENERATIVAS"
  110 PRINT ""
  130 PRINT " D9=MAIOR DIAMETRO - D0=MENOR DIAMETRO - N=NO. DE PONTOS"
  140 INPUT "FORNECA DIAMETROS MAIOR, MENOR (EM MM), E N (MINIMO=2)",D9
      ,D0,N
  165 PRINT ""
  166 PRINT ""
  170 PRINT " OS VALORES LIDOS EM MM SAO: D9=";D9;"D0=";D0;"N=";N
  172 PRINT ""
  174 PRINT ""
  175 DIM D[3]
  176 DIM A[1000,7]
  180 REDIM A[N,7]
  190 P=3.14159
  200 D=P/N
  210 D1=360/(2*P)
  220 R9=(D9+D0)/2
  230 R0=(D9-D0)/2
  240 R4=(2/3)*(((R9**3)-(R0**3))/((R9**2)-(R0**2)))
  250 R2=(2/3)*(((R9**3)-(R4**3))/((R9**2)-(R4**2)))
  260 R1=(2/3)*(((R4**3)-(R0**3))/((R4**2)-(R0**2)))
  270 B1=R4-R0
  280 B2=R9-R4
  290 INPUT " DESEJA CALCULAR A LINHA DE CORRENTE MEDIA ? S/N ",E$
  300 IF E$="N" THEN 330
  310 R5=R2
  320 GOTO 390
  330 PRINT " QUAL A LINHA DE CORRENTE QUE DESEJA CALCULAR ?"
  340 PRINT &
      " O VALOR DE ENTRADA EH O RAIO DE SAIDA DA CORRENTE, EM MM."
  350 INPUT "ENTRE COM O RAIO DE SAIDA DA LINHA DE CORRENTE.",R5
  360 PRINT ""
  370 PRINT " RAIO DE SAIDA DA LINHA DE CORRENTE A CALCULAR EH =";R5
  380 GOTO 400
  390 PRINT " RAIO DE SAIDA DA LINHA DE CORRENTE MEDIA =";R5
  400 PRINT ""
  410 PRINT ""
  420 F=(R5-R4)/(R9-R4)
  430 F1=B1/B2
  440 B4=B2*F
  450 B3=B4*F1
  455 FOR I=1 TO N
  460   A[I,2]=0
  465 NEXT I
  470 FOR I=1 TO N
  480   A[I,1]=I
  490   A[I,2]=A[I,2]+D1+D*A[I,1]
  500   GOSUB 1000
  510   A[I,3]=X
```

```
520    A[I,4]=R4+(A[I,3]*(COS(A[I,2]/D1)))
530    A[I,5]=A[I,3]*SIN(A[I,2]/D1)
540 NEXT I
550 A[1,6]=(A[1,3]+B4)/2
560 FOR J=2 TO N
570    A[J,6]=(A[J,3]+A[J-1,3])/2
580 NEXT J
590 P1=0
600 FOR M=1 TO N
610    A[M,7]=D*A[M,6]
620    P1=P1+A[M,7]
630 NEXT M
640 INPUT " DESEJA QUE A INTERACAO SEJA IMPRESSA ? S/N ",T$
650 IF T$="N" THEN 810
670 A1=0
680 A2=0
690 A3=B4
700 A4=R5
710 A5=0
720 A6=0
730 A7=0
740 PRINT &
    "POSICAO    ANGULO    DISTAN.    RAIO    DIST X    DIST.MED    COMP-L"
750 PRINT &
    "-------------------------------------------------------------------"
760 PRINT USING 775;A1,A2,A3,A4,A5,A6,A7
770 MAT PRINT USING 780;A
775 IMAGE 1X,2D,6X,3D.1D,1X,2(3X,3D.2D),2X,2D.2D,4X,3D.2D,3X,3D.3D
780 IMAGE 1X,2D,6X,3D.1D,1X,2(3X,3D.2D),2X,2D.2D,4X,3D.2D,3X,3D.3D,/
790 PRINT ""
800 IF R5=R2 THEN 840
810 PRINT USING 820;R5,P1
820 IMAGE "COMPRIMENTO DA LINHA DE CORRENTE ",3D.2D," NA SAIDA EM ",4
"D.3D
830 GOTO 860
840 PRINT USING 850;P1
850 IMAGE 10X," COMPRIMENTO DA LINHA DE CORRENTE MEDIA =",4D.3D
860 PRINT ""
870 PRINT ""
880 PRINT ""
890 GOTO 1270
900 REM
1000 REM *** SUB-ROTINA PARA PROCURAR RAIZES ***
1010 REM
1020 DEF FNC(X)=(((COS(A[I,2]/D1)*X**3)/3)+(X**2*R4/2)-(((R4*B4**2)/2)
     +(B4**3)/3))
1030 S=SGN(FNC(B4))
1040 T=SGN(FNC(B3))
1050 IF S*T=0 THEN 1220
1060 IF S*T<0 THEN 1140
1070 FOR K=1 TO 100
1080    X=B4+(B3-B4)*RND(2)
1090    Y=SGN(FNC(X))
1100    IF Y=0 THEN 1260
1110    IF S*Y<0 THEN 1130
1120 NEXT K
1130 B3=X
1140 D[2+S]=B4
1150 D[2-S]=B3
1160 X=(D[1]+D[3])/2
```

DATA 28/04/1989
PROC
PED. PPG
LIV.
Cz$ DOAÇÃO

EFEI - BIBLIOTECA MAUÁ
8200566
NÃO DANIFIQUE ESTA ETIQUETA