

5 Resultados

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos com o modelo proposto, tanto para a geometria simplificada quanto para a geometria real. Para a BCP, comparam-se os resultados do modelo com os dados experimentais de Gamboa *et al* [3] e Olivet *et al* [2] e com os resultados da simulação realizada por Paladino *et al* [4] com o software CFX®. Para gerar os resultados foi utilizado um computador com processador de 2,66 GHz e 8,00 GB de memória RAM. Dado o baixo custo computacional da solução numérica implementada, serão avaliados os principais parâmetros que influenciam o escoamento, tais como as pressões de entrada e saída e as características do fluido (viscosidade e densidade), para diversas geometrias.

5.1 Resultados da geometria simplificada

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos com o modelo desenhado para a geometria simplificada, caracterizada por ser axisimétrica, tanto para o regime permanente quanto para o transiente. Neste caso, o deslocamento do fluido é decorrente do movimento axial do tubo externo ou do tubo interno, simulando uma ação de bombeamento.

5.1.1 Convergência de Malha

Para testar a convergência da solução com o número de pontos da malha, foram gerados resultados com número crescente de pontos, nas direções z (NZ) e θ ($N\theta$). Estes resultados correspondem à geometria axisimétrica com as seguintes dimensões:

- Raio do tubo externo: $R_o = 4\text{cm}$
- Raio do tubo interno:
 - Raio da crista: $3,95\text{cm} \leq R_r \leq 3,99\text{cm}$
 - Raio do vale: $R_r = 3,4\text{cm}$
- Comprimento da bomba: $L_b = 100\text{cm}$

O teste da convergência da solução numérica foi feita comparando-se os resultados da vazão média calculada pela equação 4-6, obtidos com número crescente de pontos da malha. Foi calculado o erro relativo, tomando como referência a vazão obtida com a maior malha.

Na figura 5.1 apresenta-se um gráfico da vazão média, para diferentes malhas, para um fluido de densidade e viscosidade equivalentes à água. Neste teste de convergência fixou-se o número de pontos na direção θ em 41, e variou-se o número de pontos no eixo z até $NZ = 400$. Observa-se que a diferença relativa da vazão torna-se menor que 1% a partir de $NZ = 250$, o que corresponde a uma malha contendo 10250 pontos.

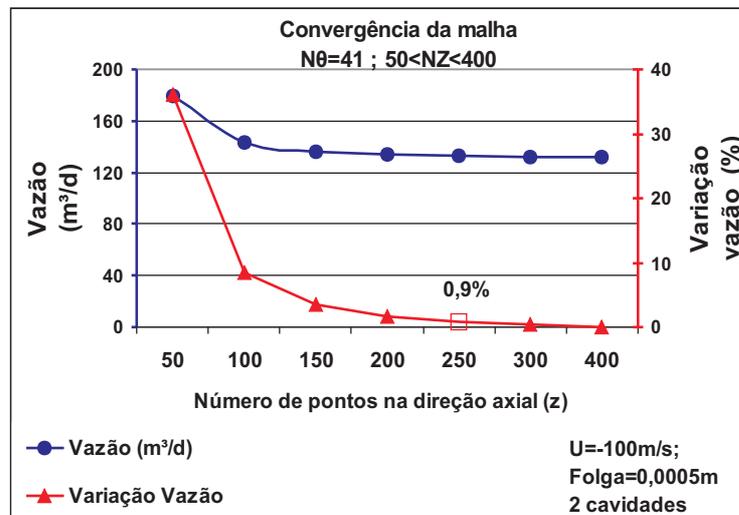


Figura 5.1: Convergência da malha no cálculo da vazão, variando NZ

Na figura 5.2, observa-se que a variação da vazão em função do número de pontos na direção tangencial, $N\theta$, implica em diferença relativa inferior a 1% para $NZ = 251$. A partir daí foi adotada a malha de 10.250 pontos ($N\theta = 41$ e $NZ = 251$) para gerar os resultados da geometria simplificada, com influência da malha desprezível e tempo de processamento da ordem de 90 segundos.

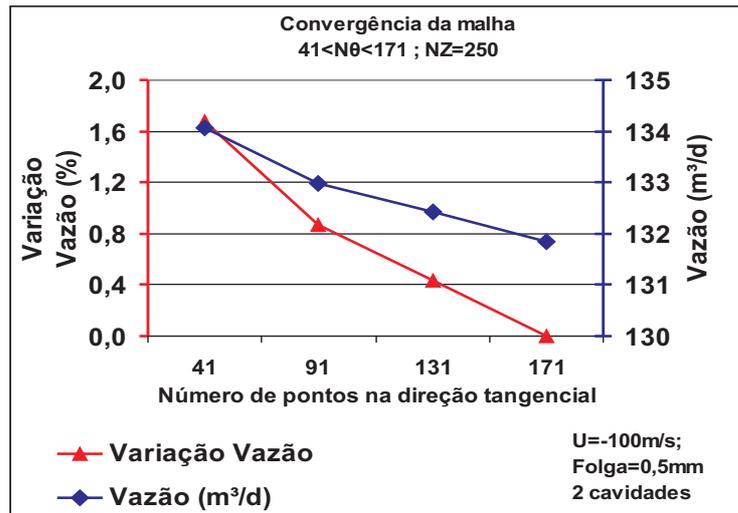


Figura 5.2: Convergência da malha no cálculo da vazão, variando $N\theta$

5.1.2

Comparação com a solução analítica de geometria anular

Como forma de verificação da validade do modelo, fez-se uma comparação de resultados com a solução analítica de escoamento em geometria anular, demonstrada por Bird e Lightfoot [15]. A solução analítica adotada como referência é representada pela equação 5-1.

$$Q = \frac{\pi(\Delta P)R_o^4}{8\mu L_b} \left[(1 - k^4) - \frac{(1 - k^2)^2}{\log(1/k)} \right] \quad (5-1)$$

onde $k = R_s/R_o$.

Para este teste, modificou-se a geometria axisimétrica transformando-se o rotor num tubo de seção reta, fazendo $R_s = R_r$ (ver figura 3.2), de forma que o espaço anular entre o estator o rotor tem seção transversal constante, com raio variando de R_o a R_r .

Nas tabelas 5.1 e 5.2 apresentam-se os valores de vazão gerados pelo presente modelo e aqueles obtidos da expressão proposta por Bird e Lightfoot [15], variando-se a largura do canal. Observa-se que os valores divergem apenas na décima casa decimal, comprovando a validade do modelo.

Além dos resultados de vazão, apresenta-se na figura 5.3 o gradiente de pressão gerado pelo presente modelo. Neste gráfico, gerado para um canal de raios interno e externo, respectivamente, 3,4 mm e 3,9 mm, observa-se o perfil linear esperado para o escoamento em geometria anular.

Tabela 5.1: Validação do modelo para canal de raio 6 mm

Largura do canal = 6 mm		
Pres.Entrada (Pa)	Vazão Bird [15] (m ³ /d)	Vazão Modelo (m ³ /d)
392266	1,190540309999914	1,190540310005818
196133	0,369440926703320	0,364409267077516
98066	-0,041110858165855	-0,041110858162519

Tabela 5.2: Validação do modelo para canal de raio 1 mm

Largura do canal = 1 mm		
Pres.Entrada (Pa)	Vazão Bird [15] (m ³ /d)	Vazão Modelo (m ³ /d)
392266	0,005881653115364	0,005881653115100
196133	0,001825157333393	0,001825157333315
98066	-2,031008987797869E-4	-2,031008987632057E-4

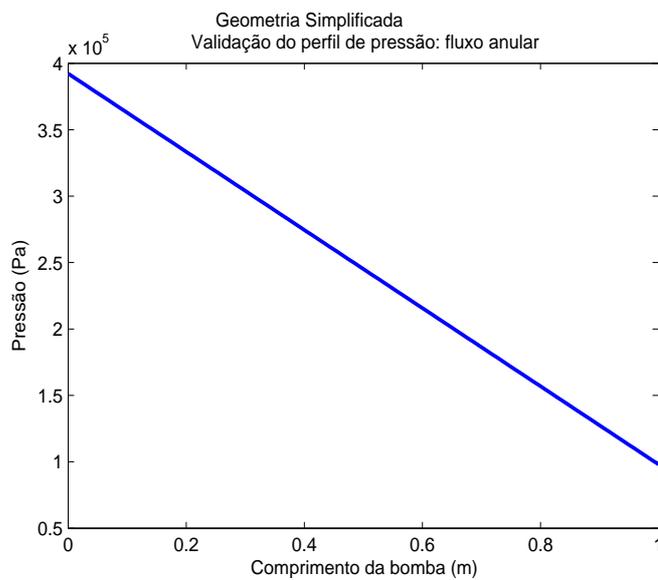


Figura 5.3: Gradiente de pressão em anular de tubos concêntricos

5.1.3 Regime Permanente

Antes de analisar os resultados propriamente ditos, verificou-se a consistência do modelo quanto à não influência da velocidade tangencial, uma vez que, para esta geometria, a rotação do tubo senoidal interno não deve influenciar no campo de pressão nem na vazão. Na tabela 5.3, onde são apresentadas três simulações com distintos valores de velocidade axial, observa-se que a vazão (equação 4-6) não varia com a rotação, dentro da precisão matemática que a solução numérica permite.

Tabela 5.3: Verificação da influência da rotação
Geometria Simplificada

Velocidade (m/s)	Vazão SEM Rotação (m ³ /d)	Vazao COM Rotação (m ³ /d)
392266	1,190540309999914	1,190540310005818
196133	0,369440926703320	0,364409267077516
98066	-0,041110858165855	-0,041110858162519

Para a geometria axisimétrica em regime permanente, a queda de pressão apresenta o perfil observado nos dois gráficos da figura 5.4, que representa uma bomba com rotor de dois passos (duas cavidades). Nesta figura, o eixo horizontal corresponde ao comprimento da bomba e os eixos verticais apresentam a pressão (eixo esquerdo) e o raio do rotor (eixo direito). Observa-se que no interior das cavidades a pressão decresce suavemente, elevando-se abruptamente entre cavidades adjacentes, representando a passagem de fluido forçada na folga rotor-estator. Os dois gráficos permitem fazer uma comparação entre canais com perfis diferentes: com entrada larga (esquerda) e entrada estreita (direita). No gráfico da esquerda, a curva em cor verde senoidal representa a variação do diâmetro do rotor (tubo interno) cujo valor inicial mínimo de 3,4 cm cria um canal com entrada larga. De maneira oposta, o gráfico da direita apresenta o raio interno inicial com valor máximo de 3,95 cm, representando um canal com estrada estreita. O volume deslocado pelo dispositivo de geometria axisimétrica depende da configuração da entrada do canal, implicando em vazões máxima para o primeiro (estreito) e mínima para o segundo (largo).

Na solução do modelo para a geometria axisimétrica a pressão não varia em θ . Uma evidência disto pode ser visto na figura 5.5. Neste gráfico estão plotadas dois perfis de pressão, lida no eixo horizontal, para $\theta = 1rad$ e $\theta = 20rad$, mostrando-se que as curvas são coincidentes, como esperado.

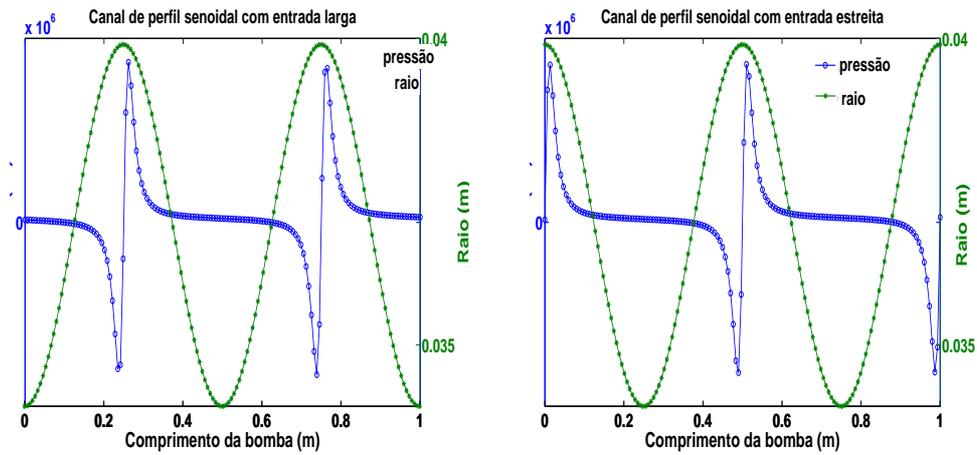


Figura 5.4: Gradiente de pressão em escoamento anular de tubos concêntricos com interno senoidal (canal com entrada larga - esquerda- e entrada estreita - direita)

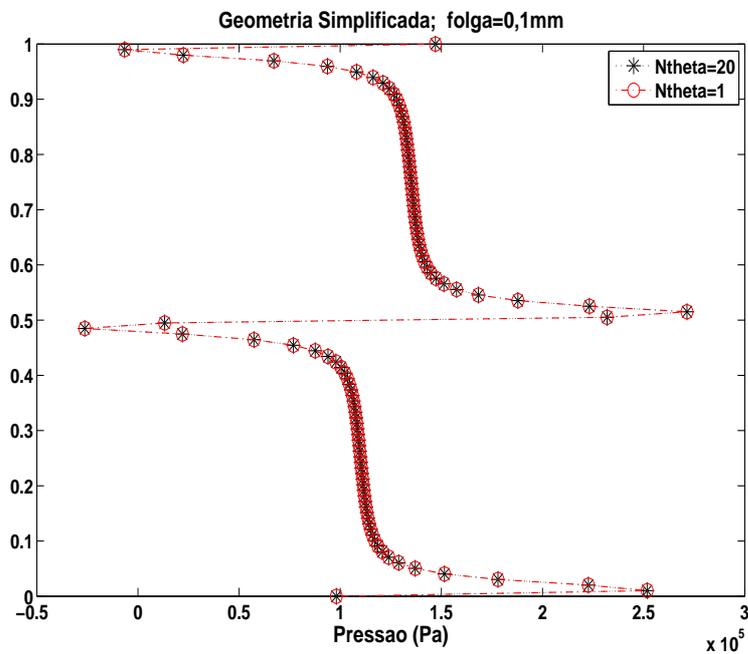


Figura 5.5: Gradiente de pressão em ângulos opostos (geometria axisimétrica)

As curvas de vazão obtidas no presente caso são apresentadas a seguir. Inicialmente define-se uma vazão adimensional, como sendo a razão entre a vazão real e a nominal, conforme mostra a expressão 5-2:

$$Q_{adim} = \frac{Q_m}{V_b|U|/L_b} \quad (5-2)$$

Na figura 5.6 apresentam-se curvas de vazão em função da velocidade. Como esperado para um dispositivo de bombeamento do tipo deslocamento positivo, existe uma relação diretamente proporcional entre a vazão e a velocidade. Para a vazão adimensional definida pela equação 5-2, observa-se um perfil assintótico, indicando o limite desta variável adimensional. Observa-se também que existe vazão negativa, ou seja, o movimento relativo entre rotor e estator tem um valor limite de vazão, abaixo do qual não desloca o fluido contra o diferencial de pressão estabelecido. Esta figura também permite avaliar a influência do diferencial de pressão, representado pelas duas curvas plotadas. Nota-se que, quanto maior o ΔP , menor é a vazão, para uma dada velocidade, evidenciando a coerência dos resultados obtidos com a geometria simplificada em comparação com uma bomba real.

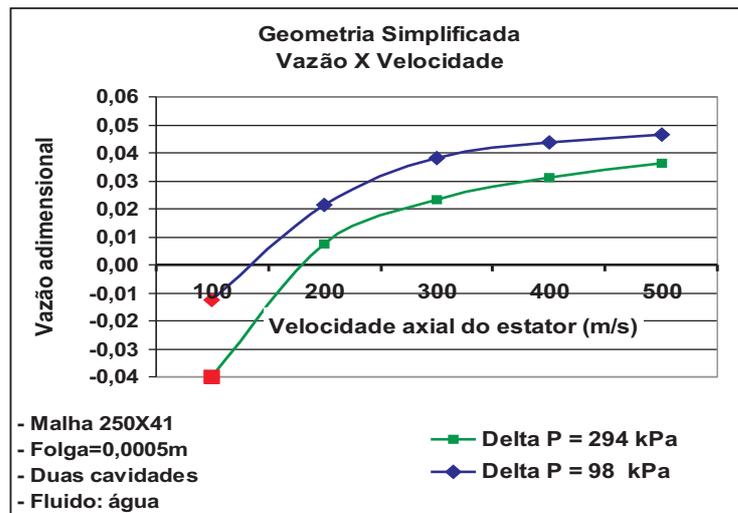


Figura 5.6: Vazão adimensional versus velocidade do estator

Para avaliar a influência dos parâmetros geométricos sobre os parâmetros operacionais, adotou-se dois grupos adimensionais que permitem avaliar o limite entre as situações de vazão positiva e vazão negativa. No gráfico da figura 5.7 encontra-se a curva que determina a fronteira de vazão positiva, em função do parâmetro geométrico adimensional $\delta = \text{Folga}/R_o$, onde a Folga é definida pela diferença de raios entre o tubo externo e a crista do tubo senoidal interno (Folga = $R_o - R_s$). O grupo adimensional $(\mu * U)/(\text{Folga} * \Delta P)$, que engloba todos os parâmetros operacionais considerados neste modelo, estabelece a curva acima da qual estão as condições onde a bomba opera com vazão positiva.

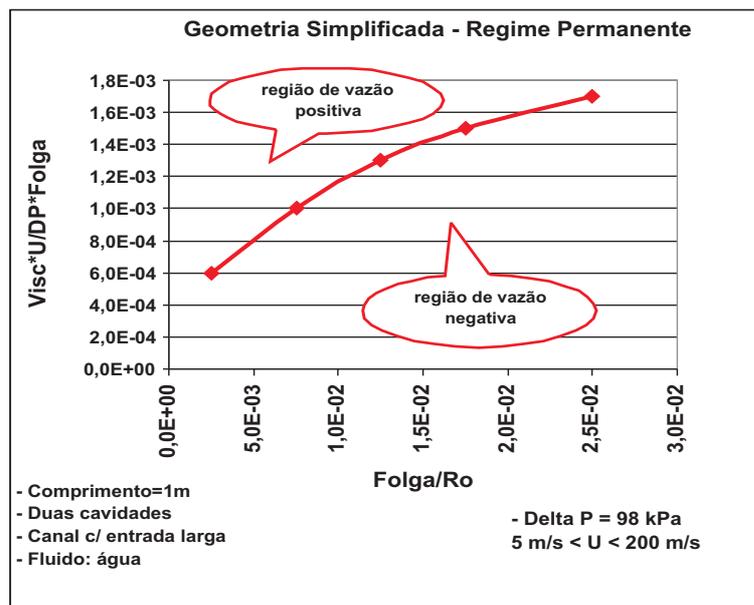


Figura 5.7: Relação entre parâmetros operacionais e geométricos

Para analisar a relação entre forças viscosas e forças de pressão, criou-se outro grupo adimensional, definido pela equação 5-3, que é equivalente a um diferencial de pressão adimensional.

$$\Delta P_{adim} = \frac{(P_s - P_e)}{\mu|U|/(R_o - R_s)} \quad (5-3)$$

A vazão adimensional (definida pela equação 5-2) em função deste gradiente de pressão adimensional resulta numa função linear, conforme mostrado na figura 5.8. Conclui-se que quanto maior o diferencial de pressão imposto ao dispositivo de bombeamento, menor é a vazão obtida, como esperado. Este resultado é válido para qualquer relação de raios dos tubos, representado pelo parâmetro $\delta = \text{Folga}/R_o$, que deu origem às três curvas do gráfico. Estes resultados foram gerados para um fluido equivalente à água.

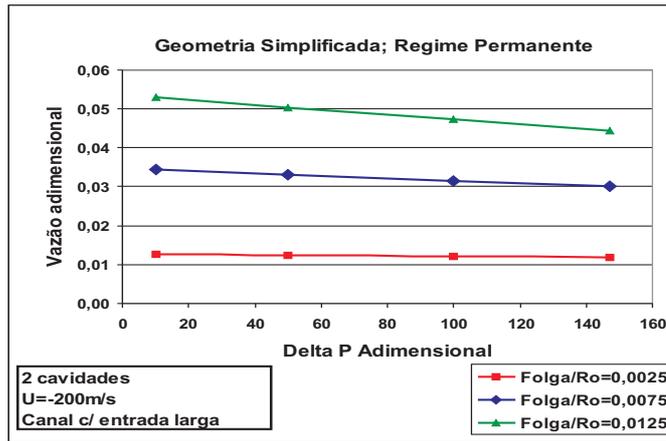


Figura 5.8: Vazão adimensional versus ΔP adimensional, em função do parâmetro geométrico δ

Analisando-se a influência da viscosidade, observa-se que, mantendo-se constante a geometria e os parâmetros operacionais, a vazão aumenta com o aumento da viscosidade, como indica o gráfico da figura 5.9. No primeiro gráfico desta figura comparam-se fluidos com viscosidades equivalentes à água e a um óleo, obtendo-se significativa variação de vazão. Para viscosidades muito altas, a variação da vazão é desprezível, como pode ser visto no segundo gráfico da figura 5.9, que compara diferentes líquidos com 42 cP e 433 cP. Ou seja, quanto maior a viscosidade, menor o escorregamento da bomba em função do ΔP .

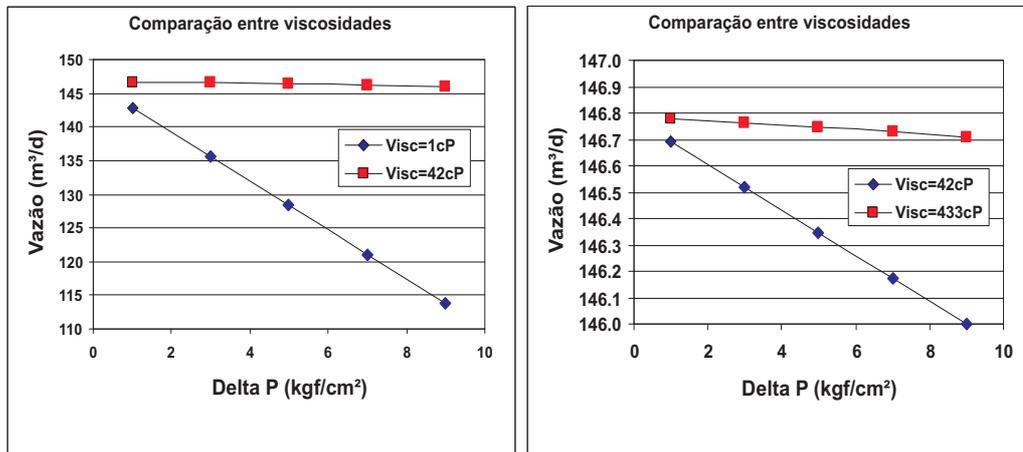


Figura 5.9: Vazão X ΔP , em função da viscosidade

5.1.4 Regime Transiente

Quando se impõe o movimento axial ao rotor, configura-se uma situação de regime transiente, caracterizado pela mudança da geometria com a passagem de tempo.

Para se obter os resultados apresentados a seguir, utilizou-se a mesma geometria da seção 5.1.3. Para que se possa observar a variação da geometria, acompanhando o perfil de pressão, apresenta-se uma sequência de quadros, contemplando o deslocamento completo de um estágio, que é equivalente a dois passos do rotor. Da figura 5.10 até a 5.15 vê-se a fronteira da parede interna movendo-se ao longo do comprimento. Na figura 5.16 foram agrupados os perfis longitudinais da pressão nos seis instantes.

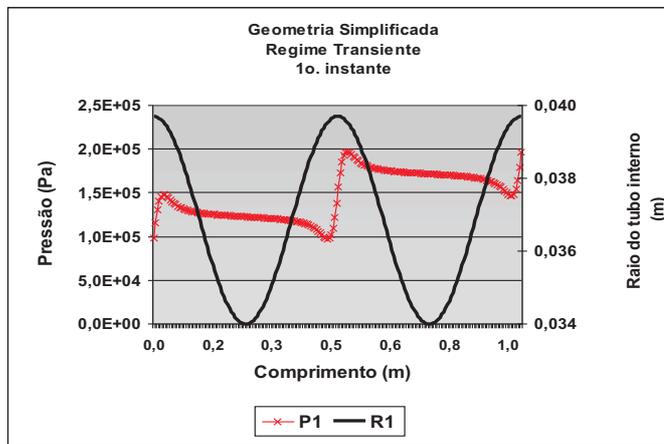


Figura 5.10: Perfil de pressão e movimento do rotor - 1º tempo

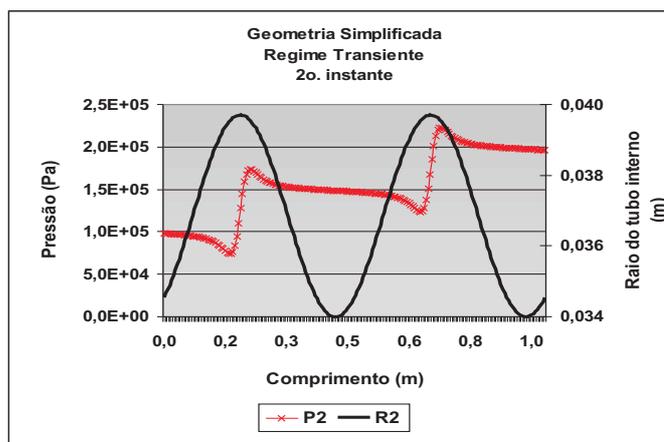


Figura 5.11: Perfil de pressão e movimento do rotor - 2º tempo

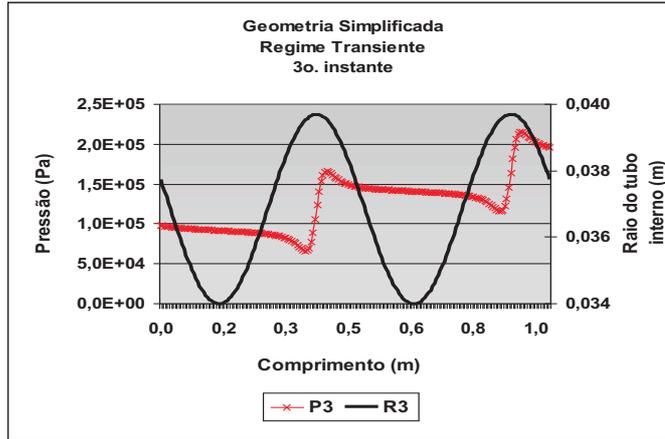


Figura 5.12: Perfil de pressão e movimento do rotor - 3º tempo

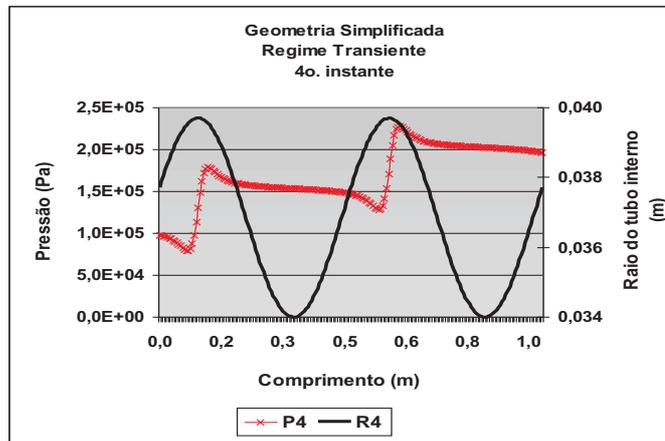


Figura 5.13: Perfil de pressão e movimento do rotor - 4º tempo

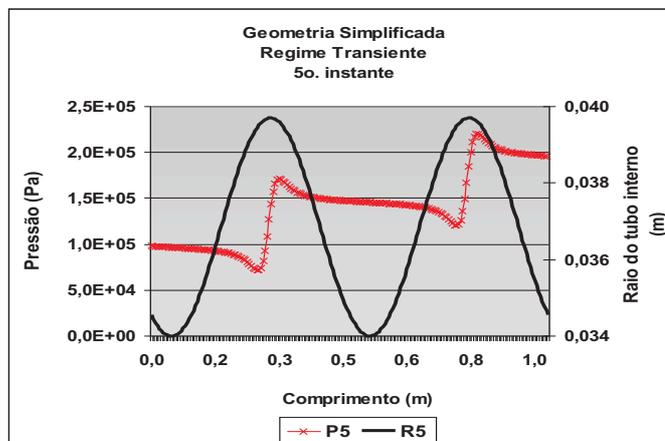


Figura 5.14: Perfil de pressão e movimento do rotor - 5º tempo

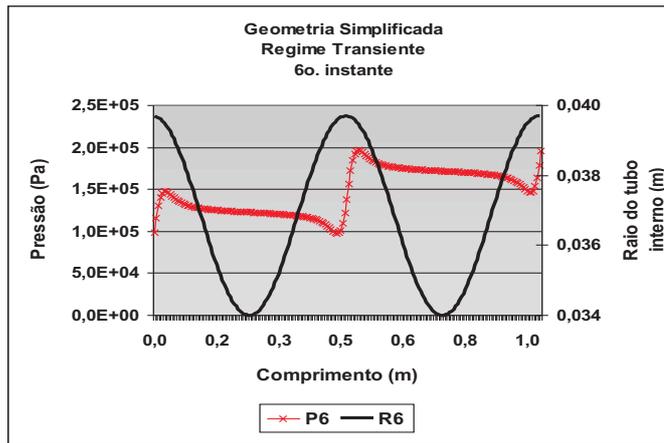


Figura 5.15: Perfil de pressão e movimento do rotor - 6º tempo

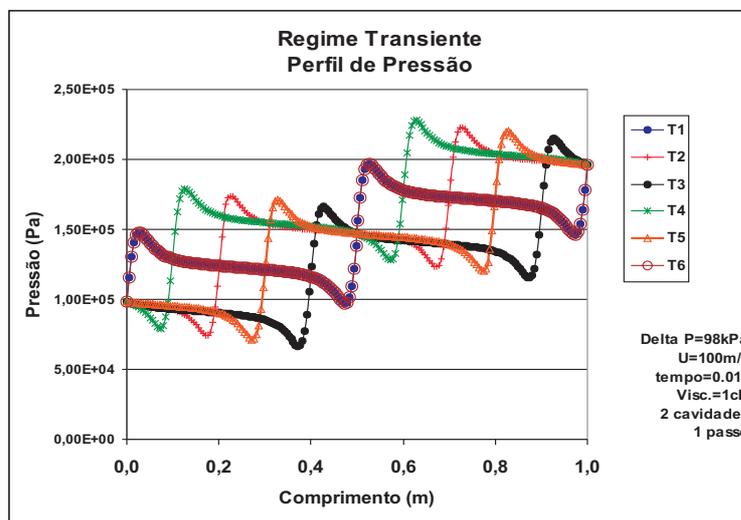


Figura 5.16: Perfil de pressão em regime transiente

Em regime transiente a vazão varia com o tempo, como mostra a figura 5.17. Nesta figura observa-se a vazão é maior para folgas menores porque quanto menor é a folga, menor é o escorregamento e maior é o deslocamento volumétrico.

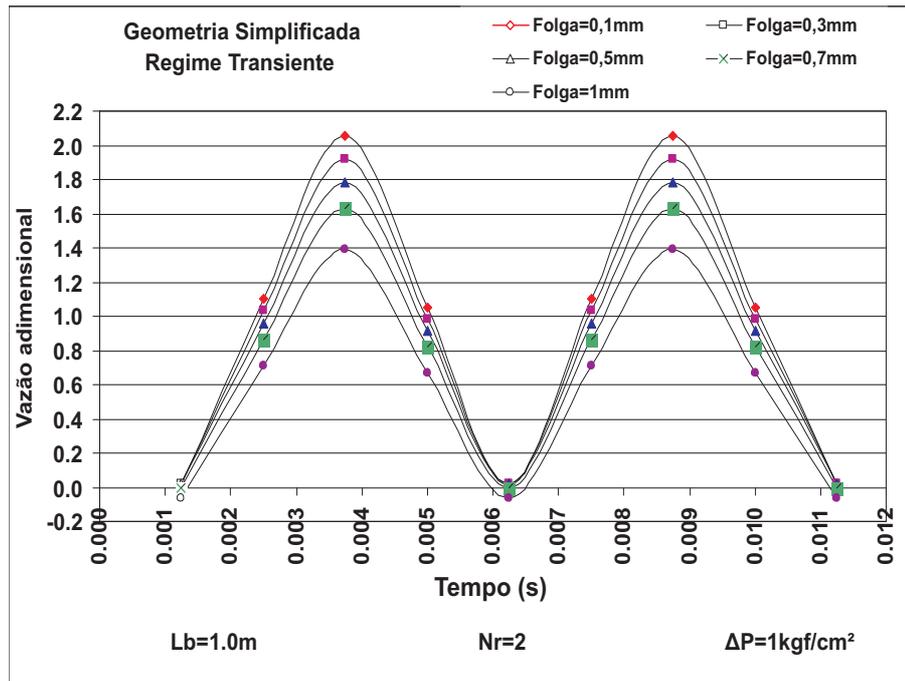


Figura 5.17: Vazão adimensional \times tempo, variando a folga de 0,1mm a 1mm

5.2 Resultados da BCP Metálica

Os resultados obtidos para a geometria real de uma BCP *singlelobe* com estator rígido, foram comparados principalmente aos dados publicados por Olivet *et al* [2], Gamboa *et al* [3]. Estes dados, gerados em estudos experimentais realizados na PDVSA-Intevep, também foram utilizados por Paladino *et al* [4] para testar seu programa de simulação.

As dimensões da bomba utilizada por Olivet *et al* [2], reproduzidas nestes testes, são as seguintes:

- Comprimento da bomba = 0,36 m
- Passo do rotor = 0,06 m
- Número de passos do rotor = 6 m
- Raio da seção do rotor = 0,02 m (20mm)
- Raio do estator = 0,020185 m (20,185mm)
- Excentricidade = 0,004039 m (4,039mm)

Os ensaios foram realizados com água e dois óleos lubrificantes, cujos valores de densidade e viscosidade são apresentados na tabela 5.4.

Tabela 5.4: Características dos óleos utilizados por Gamboa [1]

Propriedades dos Óleos		
Óleo	Purolub 46	Purolub 150
API°	30	28
Densidade	0,878	0,885
Viscosidade dinâmica (cP)@ 20°C	134	481

5.2.1 Convergência de Malha

Para testar a convergência da malha foram gerados resultados com número crescente de pontos, nas direções z (NZ) e θ ($N\theta$). Com os dados da BCP descrita na Seção 5.2, testou-se a convergência da solução numérica na vazão, mostrada na figura 5.18 cujo eixo vertical da esquerda apresenta um erro relativo, calculado em função da maior malha testada. No caso da BCP real é necessário uma malha com muito mais pontos do que a aplicada à geometria simplificada, porque existe a influência da componente tangencial nas equações da pressão. Observou-se que quanto maior o diferencial de pressão, mais densa deve ser a malha, para manter o erro na mesma ordem de grandeza.

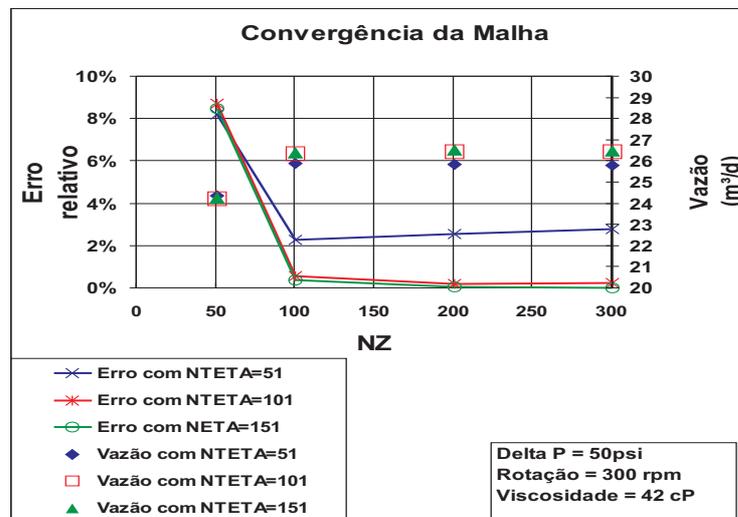


Figura 5.18: Teste de convergência de malha

As pressões utilizadas para testar o modelo e gerar demais resultados variaram de 0 a 900 kPa. Nesta faixa de pressão, adotou-se as malhas apresentadas na tabela 5.5, mantendo-se o erro inferior a 1%. O tempo de processamento para as malhas apresentadas na tabela 5.5 variou de 1 a 3 horas.

Tabela 5.5: Números de pontos da malha para a BCP real

Malha adotada em função do ΔP		
ΔP (kPa)	NZ	$N\theta$
0 - 300	101	221
300 - 800	151	271

5.2.2

Validação do Modelo

A validação do modelo é feita comparando-se os resultados obtidos com os dados experimentais apresentados por Gamboa *et al* [3], e com os resultados da simulação feita por Paladino *et al* [4].

Da figura 5.19 até a 5.24 apresenta-se gráficos de Vazão $\times \Delta P$, para os três fluidos testados e simulados. Observa-se a boa concordância dos resultados do modelo, particularmente para os fluidos mais viscosos e para os menores diferenciais de pressão.

Nas figuras 5.19 e 5.20 encontram-se as curvas obtidas para o fluido de menor viscosidade (1 cP), em duas rotações. Atribui-se o distanciamento destes resultados, em relação aos dados experimentais, à ocorrência de turbulência, agravada para a rotação de 400 rpm que acentua o efeito da inércia. A simulação feita por Paladino *et al* [4] também apresenta erro relevante, o que poderia ser atribuído à não convergência da solução, cuja melhora dependeria de maior esforço computacional.

Aumentando-se a viscosidade para 42 cP, os resultados do modelo reproduzem os dados de Gamboa *et al* [3] com elevado grau de concordância. Neste caso o erro variou de 4 %, para baixo diferencial de pressão, até 50 % para o maior diferencial de pressão adotado nos experimentos, como mostram as figuras 5.21, 5.22 e 5.23.

Na figura 5.24 encontram-se os resultados para o fluido de maior viscosidade. Associando-se a elevada viscosidade à ocorrência de escoamento laminar justifica-se a obtenção de resultados altamente satisfatórios, que é coerente com a teoria da lubrificação, na qual o modelo está baseado.

Como o objetivo de completar análise sobre a validade do modelo, avaliou-se a coerência do mesmo com a teoria da lubrificação, através de dois grupos adimensionais que relacionam forças inerciais com forças viscosas, denominados respectivamente de *Número de Reynolds global* e *Número de Reynolds da folga*. Estes números adimensionais, dados pelas equações 5-4 e 5-5, foram calculados para todos os pontos simulados, de forma evidenciar a correlação existente entre as premissas que suportam o modelo e os resultados alcançados. Os resultados encontram-se na tabela 5.2.2.

$$Re_{global} = \frac{4\rho Q}{\mu PM} \quad (5-4)$$

$$Re_{folga} = \frac{\rho\Omega\delta R_r}{\mu} \quad (5-5)$$

Na equação 5-4, utilizou-se a dimensão *perímetro molhado* (PM) que corresponde à soma dos perímetros do rotor e do estator e é dado pela equação 5-6:

$$PM = 2\pi R_r + 2\pi R_s + 8E \quad (5-6)$$

Tabela 5.6: Número de Reynolds

(cP)	(kg/m ³)	(RPM)	(kPa)	(m ³ /d)	Re global	Re da folga
433	885	300	0	3,85E-04	11	0,04
			844	3,66E-04	11	
		400	0	5,14E-04	15	0,05
			750	4,97E-04	14	
42	878	100	1	1,28E-04	38	0,15
			305	5,94E-05	17	
		300	3	3,85E-04	113	0,44
			844	1,94E-04	57	
1	1000	300	6	3,29E-04	4618	18,5
			31	8,66E-05	1216	
		400	12	4,00E-04	5618	24,7
			48	4,63E-05	651	

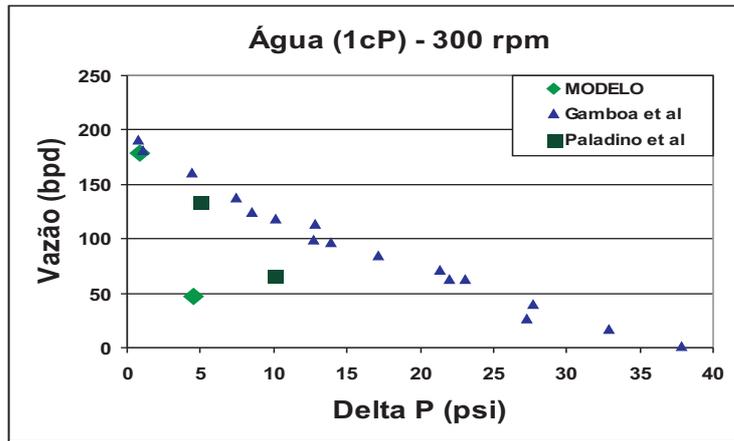


Figura 5.19: Comparação de resultados com fluido de 1cP @ 300rpm

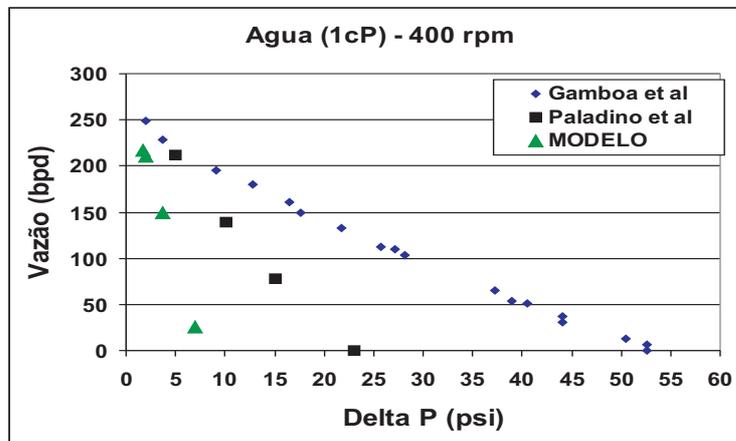


Figura 5.20: Comparação de resultados com fluido de 1cP @ 400rpm

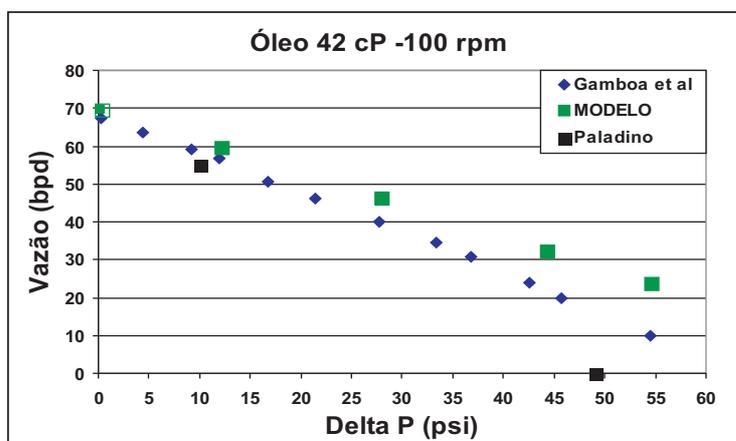


Figura 5.21: Comparação de resultados com fluido de 42cP @ 100rpm

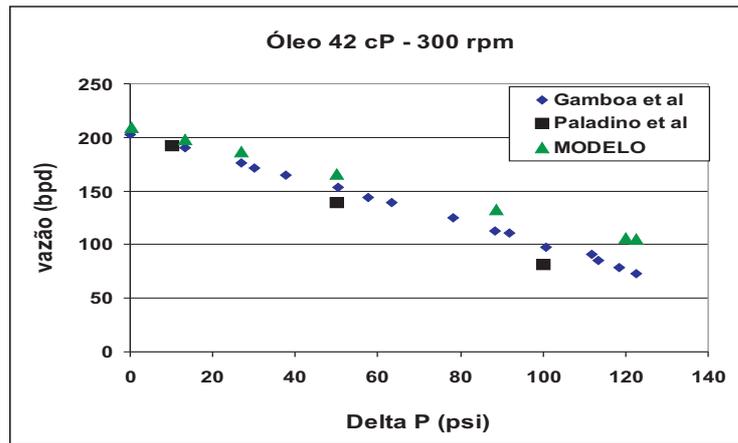


Figura 5.22: Comparação de resultados com fluido de 42cP @ 300rpm

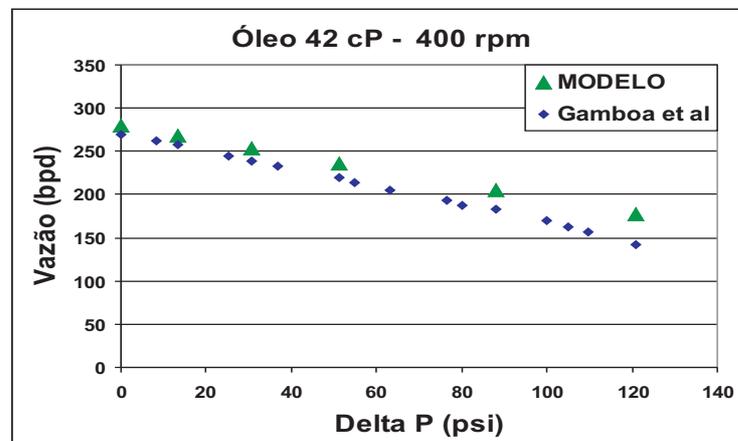


Figura 5.23: Comparação de resultados com fluido de 42cP @ 400rpm

Para comparar os resultados experimentais com os do modelo, relativos ao campo de pressão, utilizou-se o trabalho de Olivet *et al* [2], que apresentou graficamente os valores de pressão obtidos da leitura de cinco sensores posicionados nas cavidades. Dois exemplos dos perfis de pressão obtidos no experimento de Olivet *et al* [2] encontram-se na figura 5.25, que representa a variação de pressão nos sensores com o giro do rotor, bem como na figura 5.26, onde se vê um perfil longitudinal de pressão. Para demonstrar a semelhança dos resultados do presente modelo com os dados experimentais, foram gerados os gráficos 5.27 e 5.28, que são equivalentes às figuras 13 e 23 de Olivet *et al* [2].

Comparando-se inicialmente as figuras 5.25 e 5.27, observa-se que o dado experimental foi gerado para três giros do rotor, provavelmente para demonstrar a repetibilidade das medições, distinguindo-se do gráfico deste modelo que apresenta apenas um giro do rotor ($\theta = 2\pi$). Porém o importante é

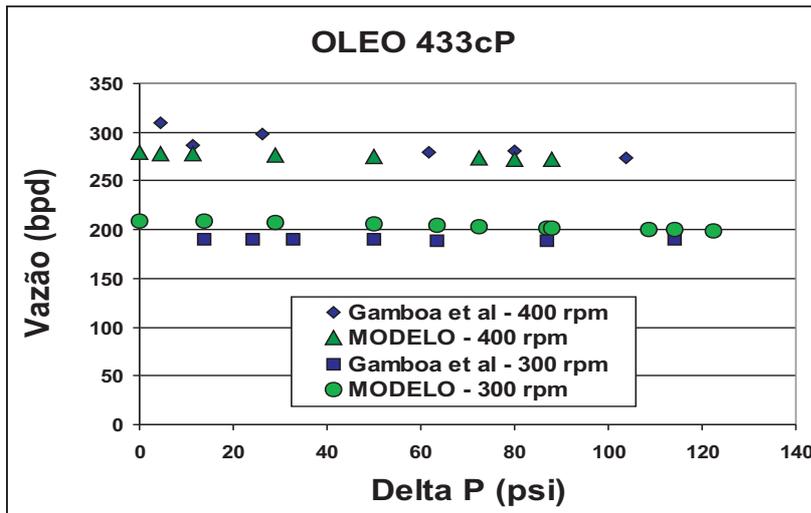


Figura 5.24: Comparação de resultados com fluido de 433cP @ 300rpm e 400rpm

demonstrar que o modelo gerou um perfil de pressão semelhante àquele obtido do experimento.

As figuras 5.26 e 5.28 representam os valores de pressão em pontos pré-definidos do estator. Na figura de Olivet *et al*, as letras do eixo horizontal representam os sensores de pressão, e os resultados deste modelo foram gerados para pontos equivalentes ao longo do comprimento da bomba. Nota-se que

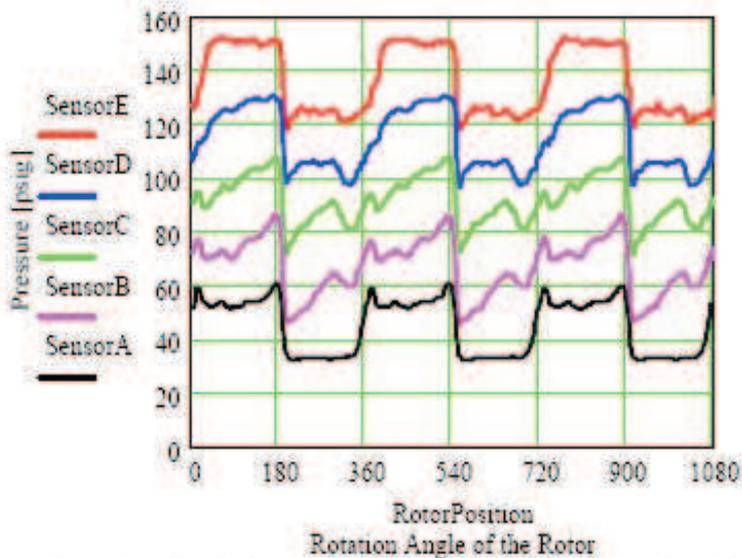


Figure 13 Pressure Profiles: 400 r.p.m., $GVF=0$, $\Delta P=119.82$ psi.

Figura 5.25: Figura 13 de Olivet *et al* [2]

ambas são muito semelhantes, a menos do valor da pressão de entrada, que são respectivamente 30 e 10 psi. Estes resultados evidenciam a validade do modelo para analisar a pressão em qualquer posição da BCP, liberdade esta que é limitada nos experimentos devido às dificuldades de posicionamento dos sensores.

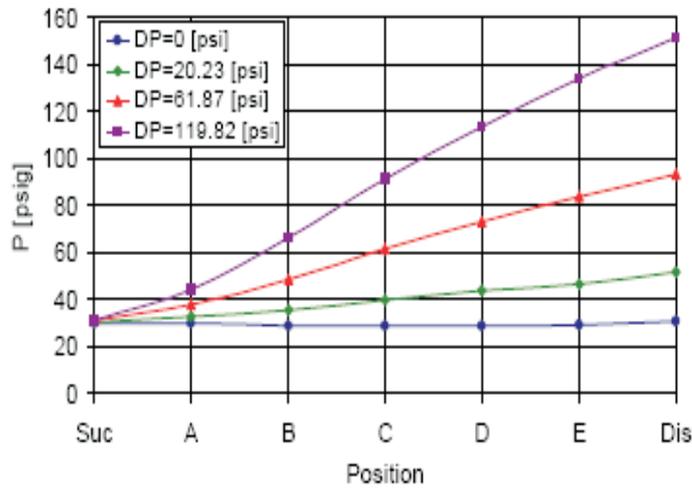


Figure 23 Longitudinal pressure distribution at 400 r.p.m. and $GVF=0$.

Figura 5.26: Figura 13 de Olivet *et al* [2]

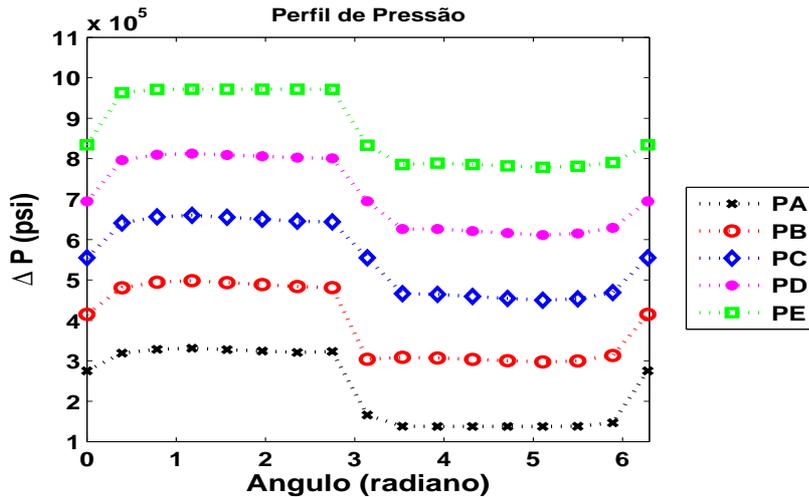


Figura 5.27: Pressão em cinco pontos do estator durante um giro do rotor (Óleo 42cP @ 400rpm, $\Delta P = 119.4$ psi)

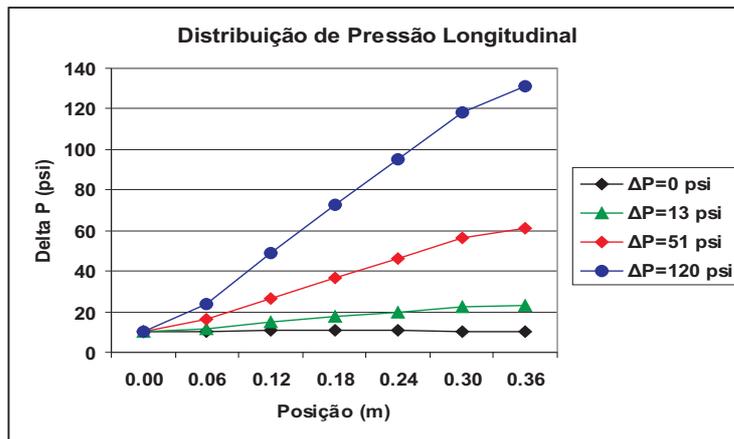


Figura 5.28: Distribuição de pressão (Óleo 42cP @ 400rpm)

5.2.3 Análise dos parâmetros operacionais para a BCP

Os resultados apresentados nos gráficos desta seção foram obtidos para três tipos de fluido com viscosidades de 1, 42 e 433 cP. As rotações impostas variaram de 100 a 700 rpm e o diferencial de pressão variou de 0 a 900 kPa.

Para analisar o escoamento na BCP, ilustrou-se a geometria interna da BCP através de gráficos de contorno da folga entre o estator e o rotor, e paralelamente apresentam-se gráficos de contorno da pressão. Nas figuras 5.29 a 5.34 encontra-se uma sequência destes pares de gráficos, gerados para um intervalo tempo equivalente a um giro completo do rotor.

Para a análise de folga e campo de pressão foi adotado um fluido de

viscosidade 42 cP, com rotação de 300 rpm e diferencial de pressão de 844 kPa. Os pontos selecionados para ilustrar a sequência de posições do rotor estão relacionados na tabela 5.7 apresentada a seguir, na qual se observa que, no último ponto da sequência, o rotor voltou à posição inicial.

Tabela 5.7: Pontos selecionados para os gráficos de contorno de folga e pressão

Indice	Tempo (s)	z (m)	Angulo rotor (rad)
1	0,0125	0	0
4	0,0500	0,09	1,57
8	0,1000	0,18	3,14
12	0,1500	0,27	4,71
16	0,2000	0,36	6,28
17	0,2125	0	0

Nesta sequência de quadros, observa-se que a pressão varia significativamente nas posições onde existe o estreitamento da área de passagem do fluido, permanecendo quase constante nas cavidades, repetindo o perfil encontrado anteriormente na geometria axisimétrica, apresentado na figura 5.4.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0611803/CA

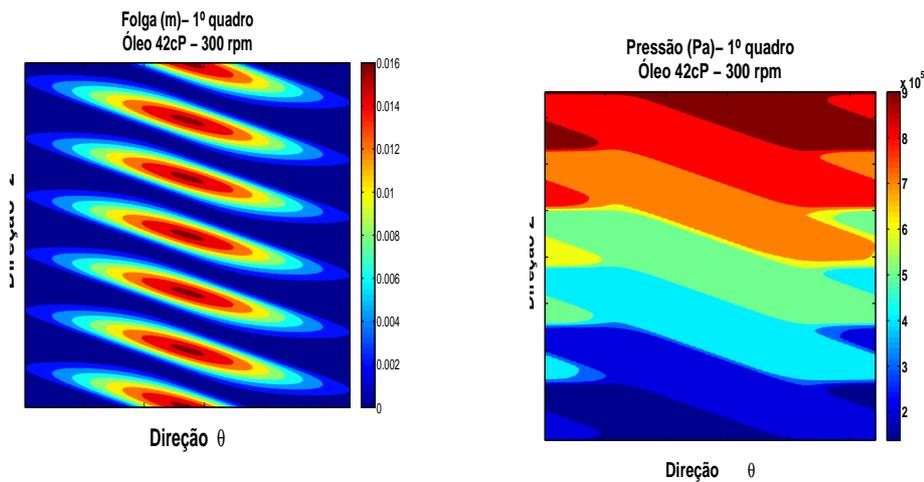


Figura 5.29: Gráficos de contorno de folga e pressão (1º tempo)

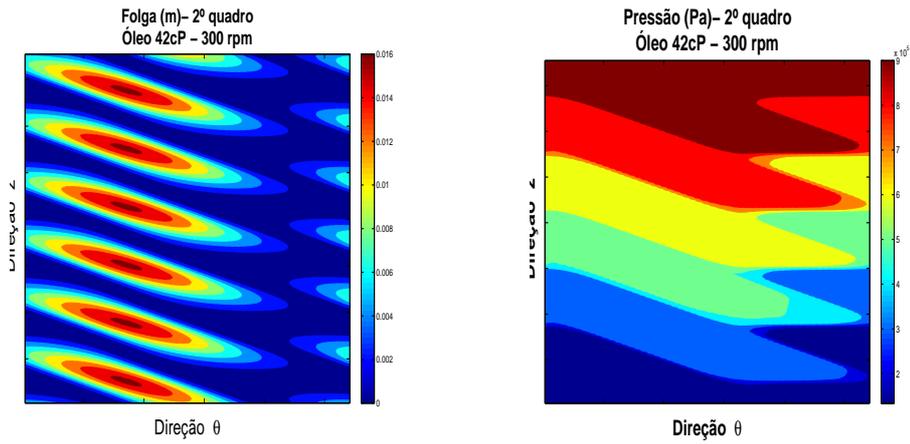


Figura 5.30: Gráficos de contorno de folga e pressão (2º tempo)

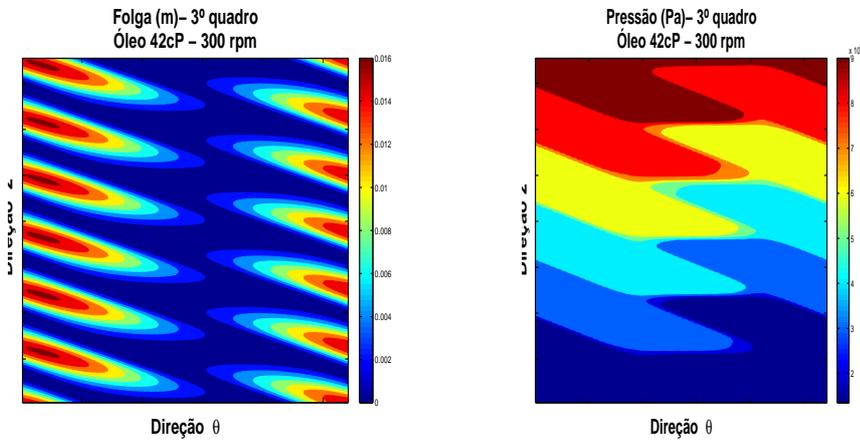


Figura 5.31: Gráficos de contorno de folga e pressão (3º tempo)

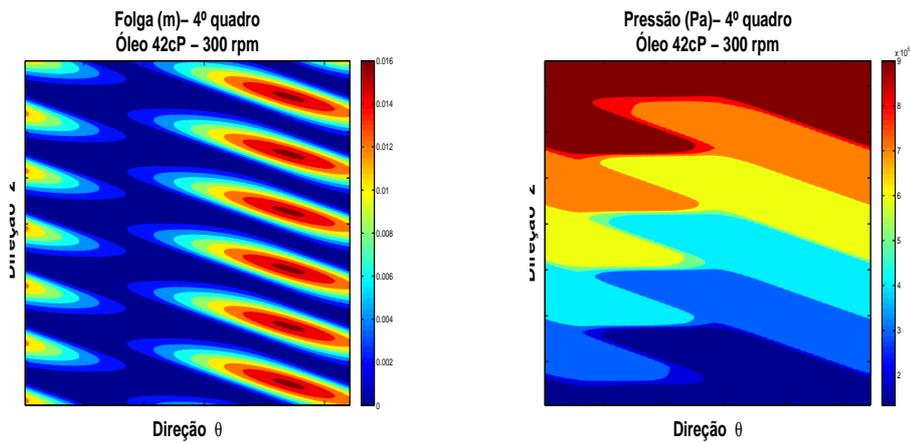


Figura 5.32: Gráficos de contorno de folga e pressão (4º tempo)

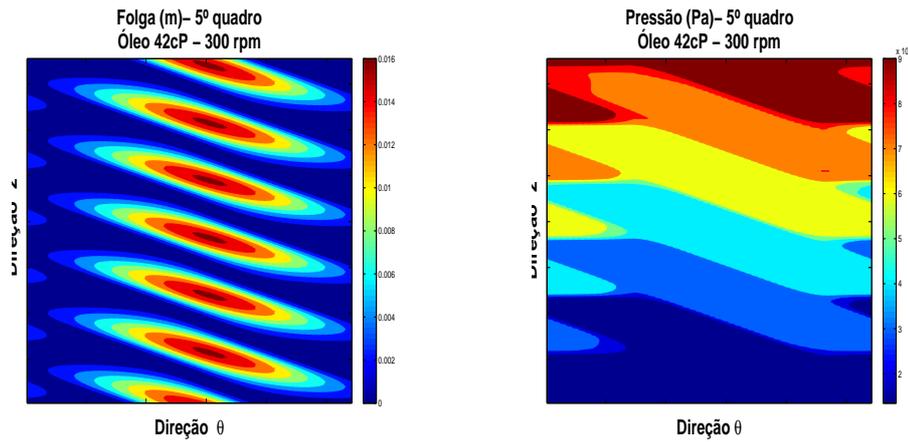


Figura 5.33: Gráficos de contorno de folga e pressão (5º tempo)

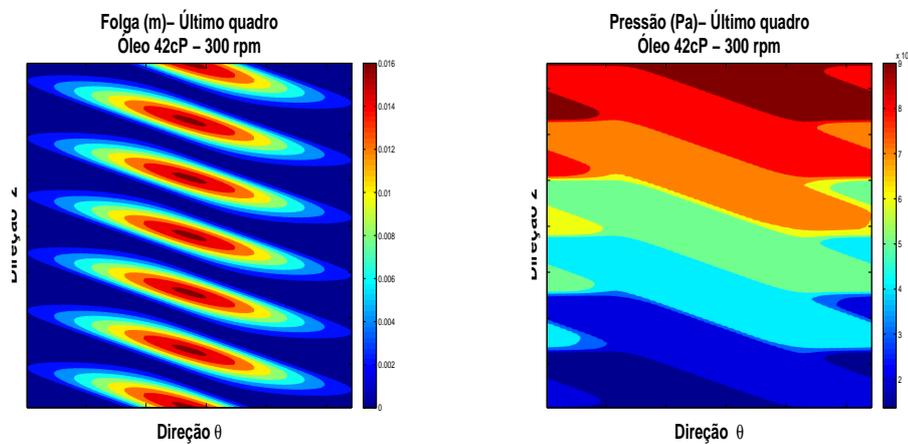


Figura 5.34: Gráficos de contorno de folga e pressão (6º tempo)

Outra forma de observar o escoamento é através de gráficos de contorno de pressão e de velocidade na seção transversal da BCP, operando com 300 rpm e óleo 42 cP, com diferencial de pressão 3,2 kPa. Para apresentar estes gráficos, foram fixados dois instantes e selecionados três seções da bomba, mostrados da figura 5.35 à 5.42. Um aspecto interessante a ser observado nestas figuras, são os vetores que evidenciam a recirculação, detalhados nas figuras 5.39, 5.41 e 5.43.

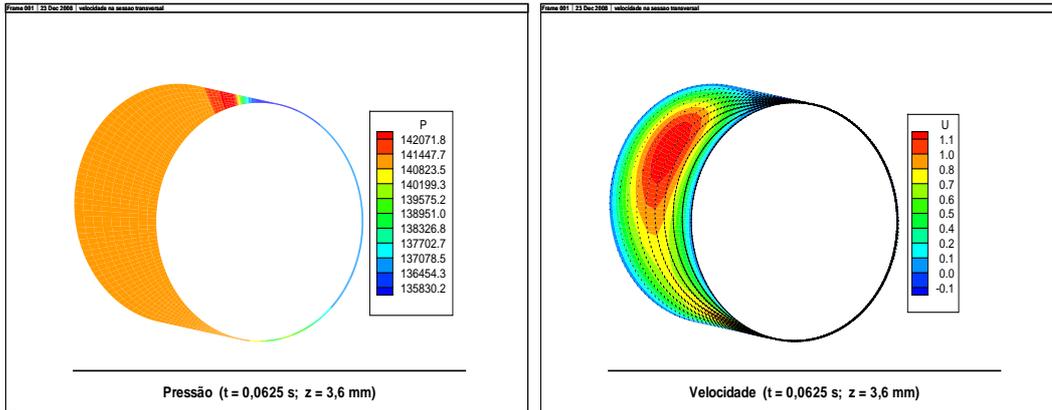


Figura 5.35: Gráficos de contorno de pressão e velocidade

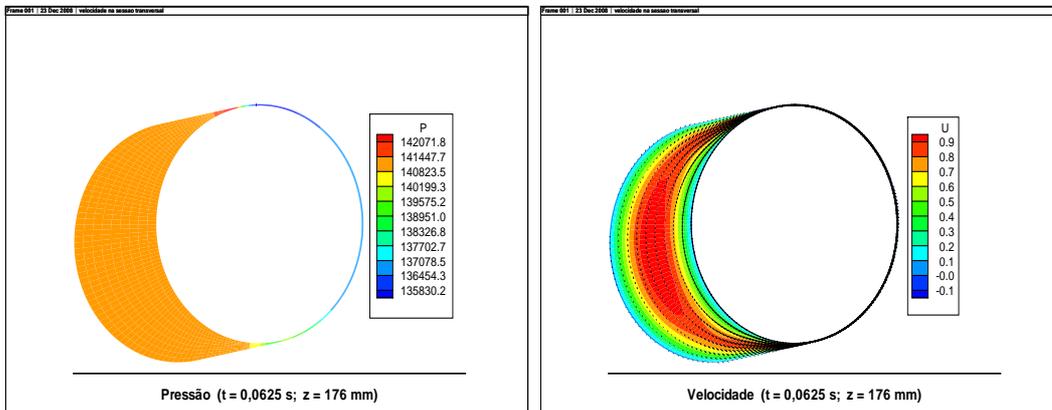


Figura 5.36: Gráficos de contorno de pressão e velocidade

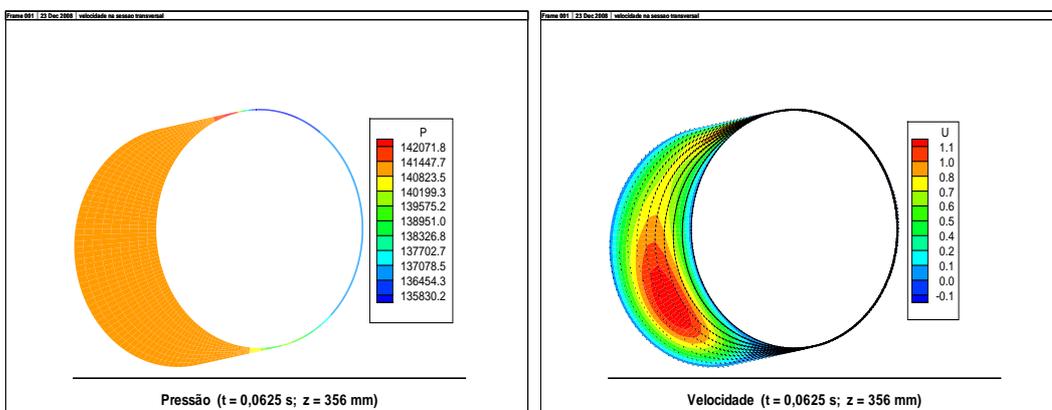


Figura 5.37: Gráficos de contorno de pressão e velocidade

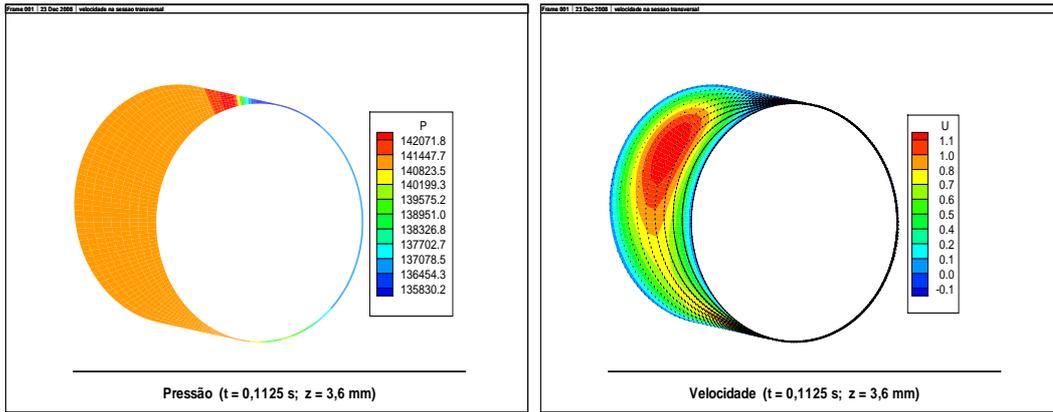


Figura 5.38: Gráficos de contorno de pressão e velocidade

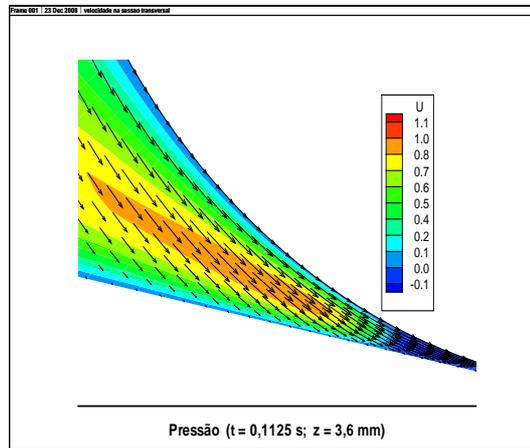


Figura 5.39: Detalhe dos vetores velocidade da figura 5.38

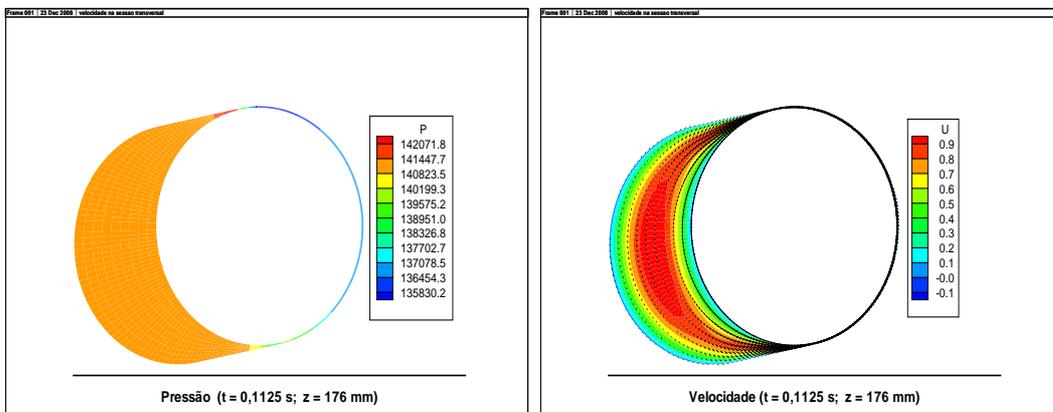


Figura 5.40: Gráficos de contorno de pressão e velocidade

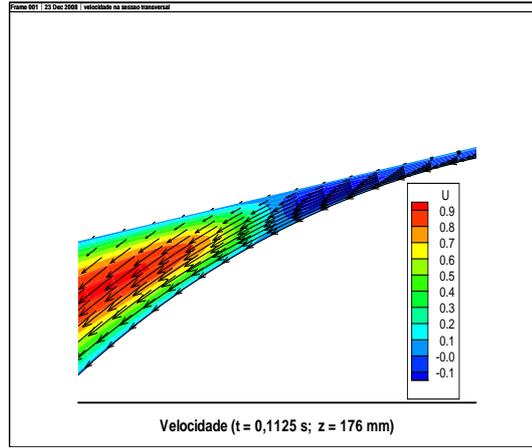


Figura 5.41: Detalhe dos vetores velocidade da figura 5.40

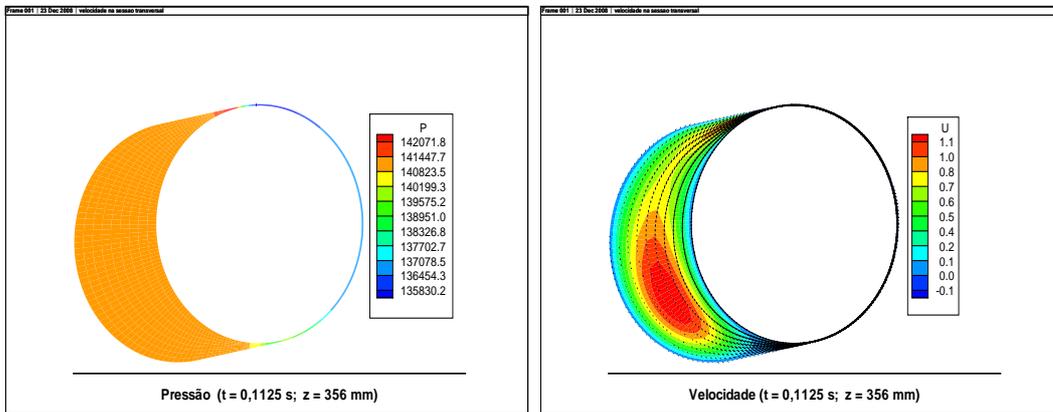


Figura 5.42: Gráficos de contorno de pressão e velocidade

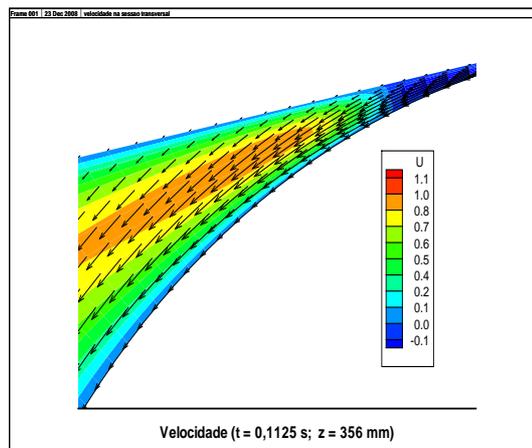


Figura 5.43: Detalhe dos vetores velocidade da figura 5.42

O comportamento da pressão, observado ao longo do comprimento da bomba, para diferentes ângulos, é marcado por picos de pressão seguidos de trechos de valores quase constantes. Para exemplificar este perfil, que é bastante influenciado pelo diferencial de pressão imposto, gerou-se os gráficos das figuras 5.44 e 5.45.

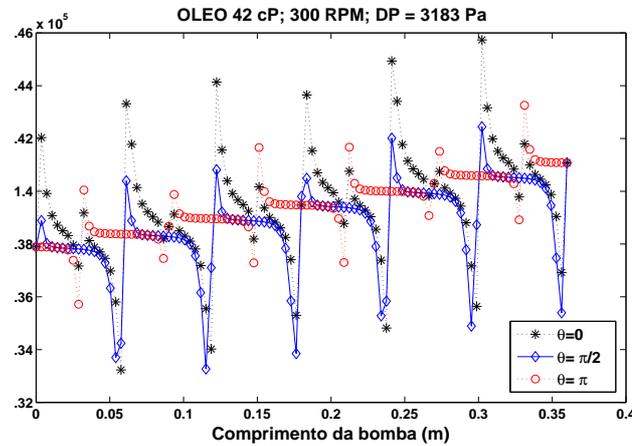


Figura 5.44: Pressão versus comprimento, para $\Delta P = 3kPa$

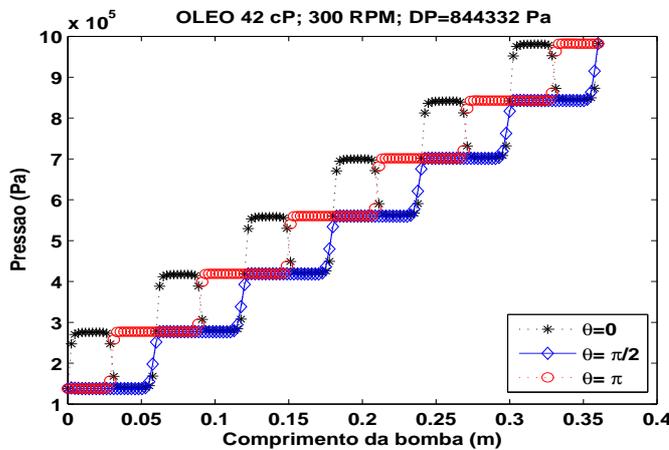


Figura 5.45: Pressão versus comprimento, para $\Delta P = 844kPa$

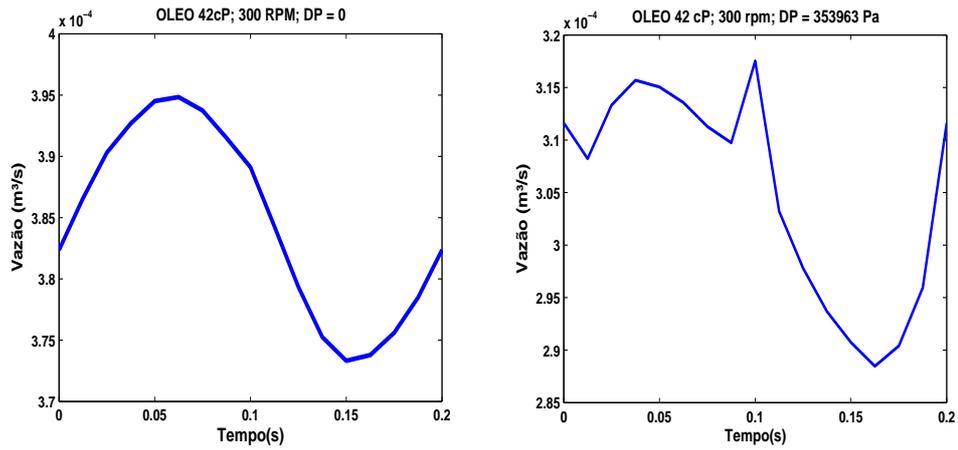


Figura 5.46: Vazão versus tempo

Através dos gráficos da vazão em função do tempo pode-se observar como o escoamento comporta-se de maneira distinta a depender do diferencial de pressão. Os dois gráficos da figura 5.46 representam estas diferenças no comportamento da vazão, para o tempo equivalente a um giro do rotor, para dois valores de ΔP ($\Delta P = 0$ à esquerda e $\Delta P = 354kPa$ à direita).

Nas figuras 5.47 e 5.48 encontram-se as duas curvas mais utilizadas para seleção de bombas, que representam a vazão e a eficiência volumétrica em função do diferencial de pressão. Neste exemplo foram utilizados 4 valores de rotação e observa-se que o perfil é praticamente linear, como esperado. Outra forma bastante comum de analisar a curva da BCP pode ser vista na figura 5.49, que apresenta duas curvas de vazão em função da rotação, para diferentes pressões.

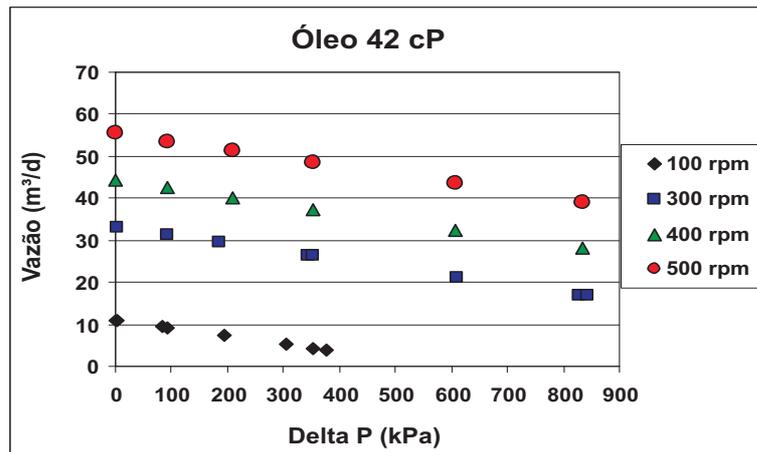


Figura 5.47: Vazão versus diferencial de pressão

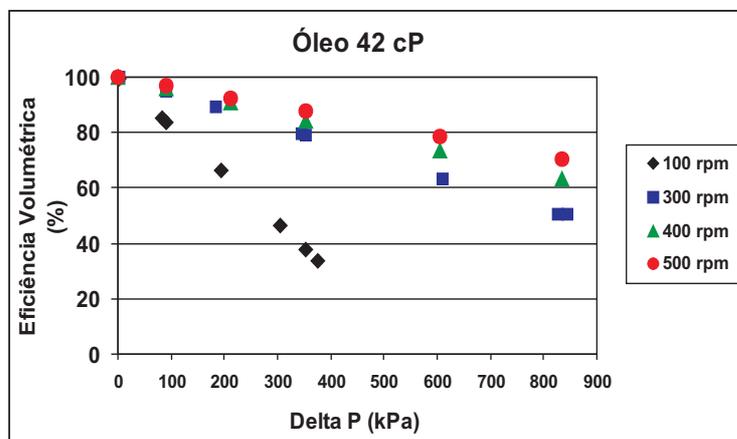


Figura 5.48: Eficiência volumétrica versus diferencial de pressão

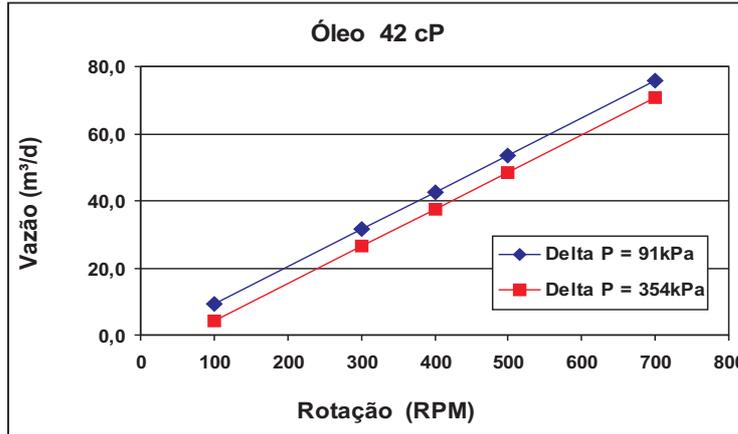


Figura 5.49: Vazão versus rotação

A fim de avaliar a influência dos parâmetros geométricos sobre a vazão da BCP, foi definida uma vazão adimensional para tornar mais abrangente a análise dos resultados. A vazão adimensional dada pela equação 5-7 foi plotada contra o parâmetro geométrico adimensional $\delta = \text{Folga}/R_s$ e apresentada na figura 5.50, que mostra a relevância da folga na eficiência volumétrica da BCP. Um gráfico como este representa uma importante ferramenta de projeto, porque, dada um diferencial de pressão, define-se a melhor relação geométrica para alcançar a vazão desejada.

$$Q_{ad} = \frac{Q_m}{[2 \cdot R_s \cdot E + \pi \cdot (R_s^2 - R_r^2)] \cdot (L/t)} \quad (5-7)$$

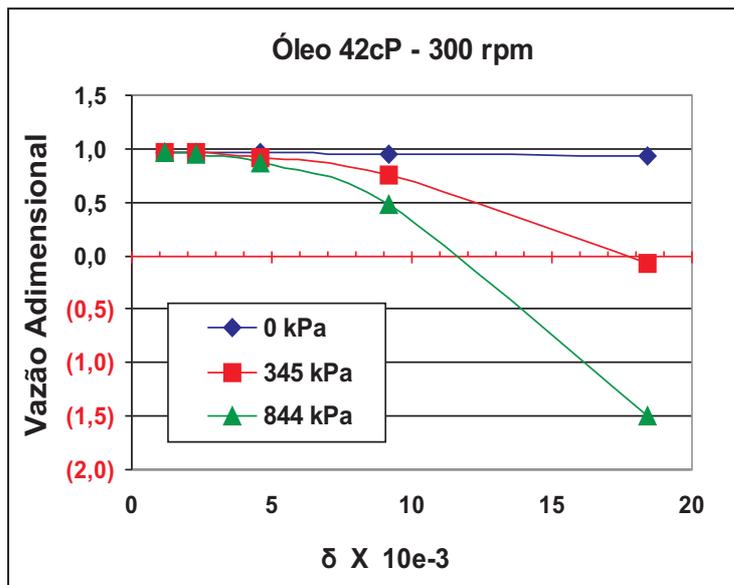


Figura 5.50: Vazão adimensional em função do parâmetro geométrico δ

De forma análoga, pode-se analisar a influência da folga através dos resultados de vazão variando o diferencial de pressão, como mostra a figura 5.51. Nesta figura fica evidente a relação inversamente proporcional entre a vazão a pressão e a folga, como esperado, porém o mais importante é observar os limites desta relação. Ou seja, a mesma redução de 50% na folga tem efeito variável sobre a eficiência volumétrica, a depender do ΔP .

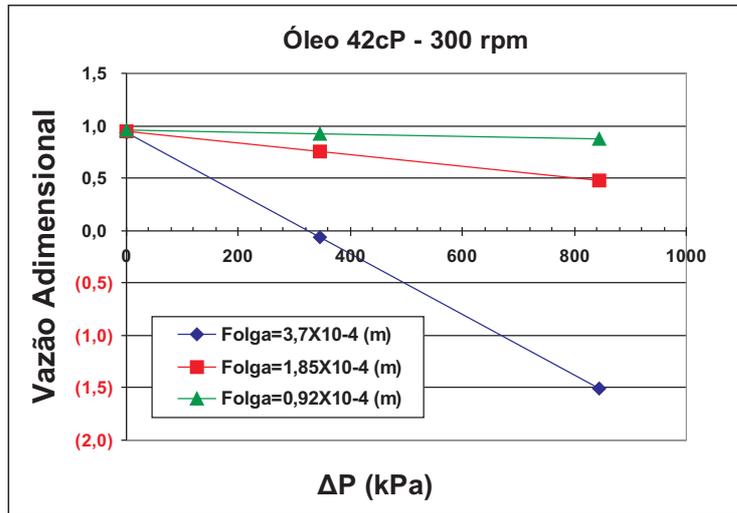


Figura 5.51: Vazão adimensional X ΔP , variando a folga

Avaliando a influência do comprimento do estágio, observa-se na figura 5.52 que o encurtamento do estágio aumenta o escorregamento, diminuindo a eficiência volumétrica da bomba.

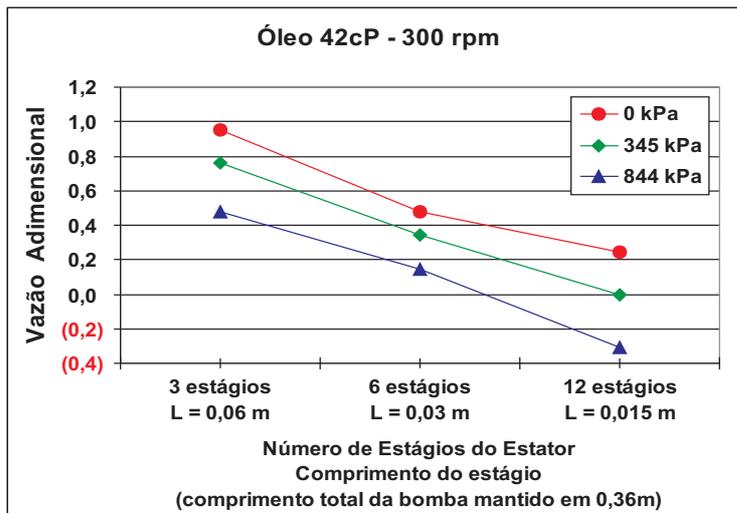


Figura 5.52: Vazão adimensional X comprimento do estágio

Pode-se projetar uma bomba para vazões maiores através do aumento do número de estágios, embora isto implique em bombas mais longas. O aumento da vazão, porém é assintótico, não existindo benefício no aumento contínuo do comprimento da bomba, como pode ser visto na figura 5.53.

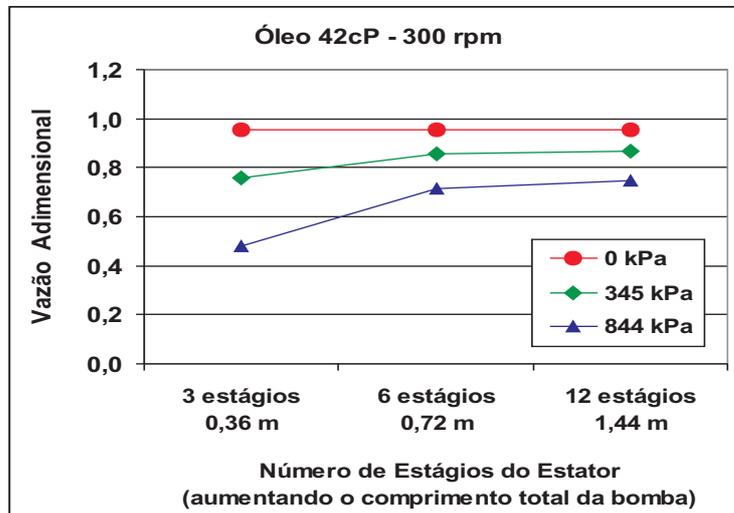


Figura 5.53: Vazão adimensional X comprimento da bomba

Outra forma de analisar a influência da quantidade de estágios é apresentada na figura 5.54, num gráfico de vazão versus diferencial de pressão. Quando o diferencial de pressão entre a admissão e a descarga é elevado, observa-se que quanto menor o ΔP por estágio, ou quanto menor o comprimento do estágio, maior é a vazão.

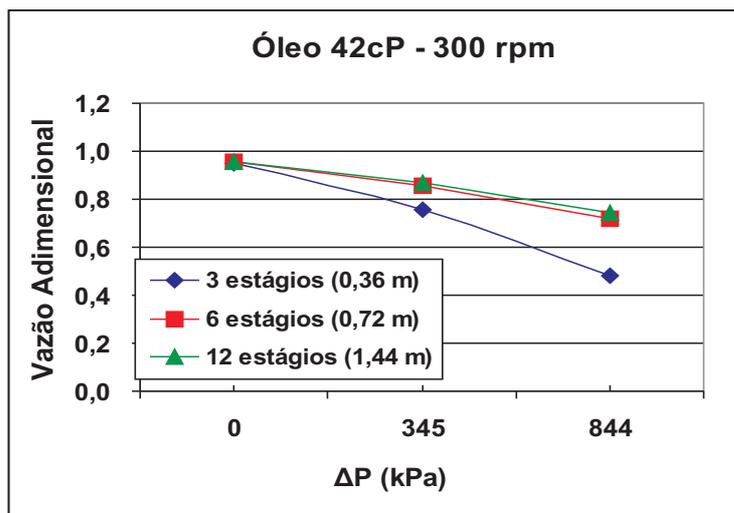


Figura 5.54: Vazão adimensional X comprimento da bomba

Todos estes resultados mostram que é possível fazer uma análise detalhada do funcionamento da BCP, em função dos parâmetros construtivos e operacionais, a um baixo custo computacional.