4 Avaliação de Modelos Interfaciais

Um dos objetivos do presente trabalho foi identificar o melhor modelo para previsão do escoamento no interior do misturador, isto é, determinação do campo de velocidade, pressão e frações volumétricas de gás e líquido. Neste sentido foram investigados diversos parâmetros, aumentando-se gradativamente o grau de complexidade da modelagem. Diferentes modelos para tratar do acoplamento entre as fases foram analisados.

A investigação para determinação do melhor modelo foi dividida em 4 casos. No caso 1 o escoamento consistiu em água e ar na forma de bolhas monodispersas, ou seja, com somente um único diâmetro, além de somente considerar somente a força de arraste, como força interfacial. No caso 2, adicionalmente ao caso 1, a força de sustentação foi adicionada às forças interfaciais. Estes dois casos foram simulados considerando regime permanente.

No caso 3 manteve-se as forças interfaciais de arraste e de sustentação e considerou-se uma distribuição polidispersa (vários diâmetros diferentes) de bolhas de ar, divididas em cinco grupos, com diâmetros variando de 0 a 2 mm. Uma vez que as bolhas poderiam coalescer ou se quebrar, foi necessário simular o escoamento considerando regime transiente.

Já no último caso, caso 4, manteve-se a mesma configuração do caso 3, porém aumentando a quantidade de grupos de bolhas e a aumentando a variação de diâmetros. Sendo 10 grupos de bolhas com diâmetros variando de 0 a 20 mm.

O critério de comparação para a determinação do modelo foi a sua aderência aos resultados experimentais fornecidos pela PETROBRAS.

4.1

Resultados Experimentais

Os dados experimentais utilizados neste trabalho foram levantados pela PETROBRAS, com o protótipo em escala reduzida, para as quatro configurações geométricas do tubo interno descritas na Figura 1.5. Para cada configuração foram testados 3 pares de velocidades superficiais da água (U_{sl}) e do ar (U_{sg}) e medido o diferencial de pressão (ΔP) entre a entrada e a saída do misturador, conforme indicado na Tabela 4.1. As velocidades de mistura $(U_m = U_{sg} + U_{sl})$ e as correspondentes frações de ar (r_g) também são indicadas na Tabela 4.1, bem como os diferenciais de pressão medidos.

Tabela 4.1 - Resultados experimentais

	Condição na entrada				ΔP (bar)					
	U_{sl}	U_{sg}	Um	ra	Config. 1	Config. 2	Config. 3	Config. 4		
	(m/s)	(m/s)	(m/s)	• 8	comig. I	comig. 2	comig. c			
Exp.1	1,0	0,2	1,2	0,17	1,12	0,29	0,76	0,21		
Exp.2	1,0	0,4	1,4	0,29	1,23	0,38	0,78	0,22		
Exp.3	1,0	1,0	2,0	0,50	1,68	0,45	1,02	0,25		

As quatro configurações do misturador, com diferentes distribuições dos orifícios no duto interno, foram estudadas variando-se o par de velocidades superficiais na entrada, resultando em 12 testes para cada caso numérico. Para facilitar a apresentação as quatro configurações são reapresentadas aqui na Fig. 4.1.



- Configurações com mesmo diâmetro de furos: 1 com 2 e 3 com 4
- Configurações com mesma área aberta ao fluxo: 1 com 3 e 2 com 4

Figura 4.1 – Comparação entre as configurações analisadas do cilindro interno.

4.2

Caso 1, Bolhas Monodispersas, com Somente Força de Arraste

Neste caso considerou-se que o ar escoa na forma de bolhas monodispersas, ou seja, todas as bolhas têm o mesmo diâmetro, sem efeitos de coalescência ou quebra. Adotou-se o diâmetro de 1 mm, por este ser o diâmetro do menor orifício de passagem das bolhas pelas geometrias estudadas. Como este foi o primeiro caso estudado, buscou-se uma modelagem mais simples que pudesse representar o escoamento no interior do misturador, considerando apenas a força de arraste atuando nas bolhas, i.e., a força de sustentação não foi considerada. Uma vez que manteve-se as condições de contorno constantes e as bolhas permanecem com tamanho constante, considerou-se escoamento em regime permanente.

Na Figura 4.2 é possível fazer uma comparação entre os valores de diferenciais de pressão obtidos experimentalmente (símbolos preenchidos com cores) e os valores obtidos numericamente (símbolos sem preenchimento), em função da velocidade da mistura, onde cada símbolo representa uma configuração diferente.

Analisando a Fig. 4.2 observa-se que apesar das configurações 1 e 2 possuírem furos com mesmo diâmetro, a queda de pressão medida experimentalmente é muito maior para a configuração 1, devido a menor área livre de escoamento.



Figura 4.2 – Caso 1 - comparação entre os dados experimentais e numéricos. Somente força de arraste

Pode-se observar ainda que para os pares de configurações 1 e 3, que tem a mesma área aberta ao fluxo, os valores numéricos são bem similares, o que está em descordo com os valores experimentais. Ou seja, o modelo numérico não conseguiu capturar a diferença entre as configurações 1 e 3. O orifício maior facilita a passagem das bolhas, reduzindo a queda de pressão através do misturador. Para as configurações com maior área aberta ao fluxo (2 e 4) a predição dos diferenciais de pressão foi um pouco melhor, mostrando melhor concordância com os dados experimentais, porém sem mostrar grande influência do diâmetro dos furos. O erro médio absoluto no diferencial de pressão entre entrada e saída do misturador ($\sum |\varepsilon|/N$) de todos os testes apresentados na Fig. 4.2 foi de 29,0%. Este erro na queda de pressão é muito elevado indicando que o modelo precisa ser aprimorado.

As Figuras 4.3 a 4.5 mostram a fração volumétrica de ar, para a configuração 1 (36 furos de 1mm), no plano de simetria (a), na entrada (b) e na saída (c) do misturador para os diferentes valores de velocidade de mistura na entrada. O mesmo tipo de resultado é apresentado nas Figuras 4.6 a 4.8 para a configuração 2 (72 furos de 1mm). Já os resultados da configuração 3 encontram-se ilustrados nas Figuras 4.9 a 4.11. As Figuras 4.12 a 4.14 apresentam a distribuição de fração volumétrica do ar, para a configuração 4 (18 furos de 2mm).

Analisando a Fig. 4.3b observa-se uma única cor no plano de entrada, pois a fração de ar na entrada é imposta como uniforme. Porém, como a Tabela 4.1 apresenta, à medida que a velocidade de mistura cresce, a fração de ar também cresce, como pode ser observado nas Figs. 4.4b e 4.5b que correspondem a mesma configuração com velocidade de mistura maior na entrada.

Analisando a distribuição da fração de ar no plano de simetria para a configuração 1, Fig. 4.3a, 4.4a e 4.5a, para as três vazões, observa-se que as bolhas de ar que entram no domínio, sobem devido ao empuxo e se concentram na parte superior do misturador. A água acumula na parte inferior do misturador e observa-se jatos de água entrando no duto interno pelos diversos orifícios localizados em sua periferia. O ar entra no duto interno somente através dos orifícios superiores. Notase no entanto que, à medida que a fração de ar cresce, a região intermediária do misturador começa a apresentar uma quantidade razoável de ar, resultando na entrada de ar por orifícios em coordenadas axiais mais baixas. Como consequência, a fração de ar no plano de saída também cresce.

Analisando a fração de ar no plano de saída, observa-se que apesar do valor médio ser igual ao imposto na entrada do misturador, a distribuição do ar não é uniforme. Na Fig. 4.3c observa-se duas zonas com concentração maior de ar, com o líquido escoando pelo centro e periferia do duto interno. Com o aumento da vazão e fração de ar, Figs. 4.4c e 4.5c, observa-se uma maior mistura dos fluidos, pois apesar da concentração ser mais elevada, sua distribuição é mais uniforme. Uma película de líquido é observada na periferia do duto para os três casos.



Figura 4.3 – Caso 1, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2$ m/s



Figura 4.4 – Caso 1, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.5 – Caso 1, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0$ m/s



Figura 4.6 – Caso 1, Configuração 2 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2$ m/s



Figura 4.7 – Caso 1, Configuração 2 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.8 – Caso 1, Configuração 2 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0$ m/s



Figura 4.9 – Caso 1, Configuração 3 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2$ m/s



Figura 4.10 – Caso 1, Configuração 3 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.11 – Caso 1, Configuração 3 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0$ m/s



Figura 4.12 – Caso 1, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2$ m/s



Figura 4.13 – Caso 1, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.14 – Caso 1, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0$ m/s

A distribuição da fração de ar para a configuração 2, que possui maior área aberta ao fluxo, devido ao maior número de orifícios, os quais possuem o mesmo diâmetro que os orifícios da configuração 1, encontram-se ilustrados nas Figs. 4.6 a 4.8. Observa-se que a distribuição da fração de ar no plano de simetria é praticamente a mesma observada com a configuração 1. A maior diferença observada entre os dois casos encontra-se no plano de saída, onde notam-se quatro zonas com maior quantidade de ar, e a perda do filme de líquido na periferia com o aumento da velocidade de mistura.

As configurações 3 e 4 possuem maior diâmetro dos orifícios. O campo da fração de ar encontra-se nas Figuras 4.9 a 4.11 e Figuras 4.12 a 4.14, respectivamente. Pode-se verificar que em todos os casos o ar tende a permanecer na parte superior do misturador e o líquido na parte inferior. Com o aumento do tamanho dos furos, e o deslocamento destes para a parte inferior do duto interno, obtém-se um aumento da quantidade de ar no espaço anular, pois ambos os fluidos precisam descer para conseguir entrar no duto interno. Observa-se também que com as configurações com maiores diâmetros de orifício apresentaram a fração de ar na saída mais homogênea. Os resultados obtidos mostram que o diâmetro dos furos possui um papel importante no misturador, dificultando a passagem do ar para o duto interno.

4.2.1 Influência do diâmetro das bolhas

Durante a análise experimental, o diâmetro das bolhas e sua distribuição na entrada do misturador não foram controlados nem medidos. Portanto a influência do tamanho das bolhas no campo de escoamento não é conhecida, a priori. Visando representar o escoamento da melhor forma possível, investigou-se a influência do tamanho das bolhas no escoamento.

Partindo-se do caso mais simples, caso 1, variou-se o tamanho das bolhas na entrada do misturador, mantendo-se constante a velocidade da mistura ($U_m = 1,4$ m/s) e a fração de ar ($r_g=29\%$). Foram selecionadas as configurações 1 e 3 para a presente análise, por terem a mesma área aberta ao fluxo, com quantidades e tamanhos de furos diferentes.

A queda de pressão entre entrada e saída do misturador pode ser vista na Figura 4.15 - Influência do tamanho das bolhas. Analisando a figura, é possível perceber que um mínimo no diferencial de pressão é obtido quando as bolhas têm um diâmetro bem próximo do diâmetro dos orifícios do tubo interno. Um pequeno incremento no diferencial de pressão pode ser observado para as bolhas com diâmetro maior que o dos orifícios, o que se deve, provavelmente, pela deformação das bolhas para passagem pelos orifícios. Para as bolhas com diâmetros menores que o dos orifícios, o incremento no diferencial de pressão é observado quando mais de uma bolha é forçada a passar, ao mesmo tempo, por um mesmo orifício.



Figura 4.15 - Influência do tamanho das bolhas

A diferença entre os diferenciais de pressão máximo e mínimo, para uma mesma configuração geométrica, causada pelos diferentes diâmetros das bolhas foi de até 8%. A partir deste teste, pode-se concluir que o diâmetro das bolhas influencia na queda de pressão.

Além disso é de se esperar que coalescência e quebra das bolhas ocorram no interior do distribuidor. Porém, antes de incluir esta flexibilidade ao modelo, visando entender a influência das diversas variáveis que governam o escoamento, investiga-se na próxima seção a influência da força de sustentação atuando nas bolhas, considerando ainda bolhas monodispersas.

4.3

Caso 2, Bolhas Monodispersas, com Força de Sustentação

Neste caso analisou-se a influência da inclusão da força de sustentação atuando nas bolhas. Foram considerados os mesmos parâmetros do caso 1, ou seja, bolhas monodispersas com 1mm de diâmetro.

A Figura 4.16 mostra uma comparação entre os valores de diferenciais de pressão obtidos experimentalmente (símbolos preenchidos com cores) e os valores obtidos numericamente (símbolos sem preenchimento), em função da velocidade da mistura, onde cada símbolo representa uma configuração diferente. Os resultados obtidos para a queda de pressão foram muito similares aos do caso 1, com pequena redução no erro médio absoluto ($\Sigma |\varepsilon|/N$), que caiu para 27,0%. Com o aumento no diâmetro das bolhas o efeito da força de sustentação pode se tornar mais importante. Como o tamanho das bolhas, neste caso, foi pequeno (1 mm), a melhora na predição do diferencial de pressão com o acréscimo da força de sustentação, não foi significativa.



Figura 4.16 – Caso 2 - comparação entre os dados experimentais e numéricos. Presença de força de arraste e sustentação

O mesmo tipo de resultado apresentado para o caso onde a força de sustentação foi desprezada é apresentado aqui, i.e., o campo da fração de ar é apresentado: no plano de simetria (a), na entrada (b) e na saída (c) do misturador para diferentes valores de velocidade de mistura na entrada. Os resultados correspondentes a configuração1 (36 furos de 1mm) são ilustrados nas Figuras 4.17 a 4.19, enquanto que as Figuras 4.20 a 4.22 mostram a fração volumétrica de ar para a configuração 2 (72 furos de 1mm). Os resultados obtidos correspondento as configuração 3 (9 furos de 2mm) e 4 (18 furos de 2mm) são apresentados nas Figuras 4.23 a 4.25 e Figuras 4.26 a 4.28, respectivamente.

Analisando o conjunto de figuras correspondente a este teste, observa-se o mesmo tipo de resultado que o apresentado na secção 4.2, quando a força de sustentação foi desprezada. A segregação gravitacional também fica evidente. Para todos os casos, observa-se que o ar se concentra na parte superior, especialmente para os casos de baixa fração de ar na entrada. Com o aumento da fração de ar, este ocupa a parte central do espaço anular, se aproximando do fundo.

Uma vez que considerou-se regime permanente incompressível, em todos os casos analisados, a fração média de ar na saída tem o mesmo valor da fração de ar na entrada. Similarmente ao que pode ser verificado no caso 1, mesmo mantendo-se constante a fração e distribuição das bolhas de ar na entrada, na saída podem ocorrer regiões onde a fração de ar pode ser muito maior que a média da seção de saída.

Novamente, ao aumentar o tamanho dos furos, ocorre uma maior uniformização do ar. Analisando o campo de fração volumétrica de ar deste caso e comparando com o caso 1, conclui-se que assim como o efeito da forca de sustentação foi pequeno com relação a queda de pressão, o campo de fração volumétrica do ar também foi pouco afetado. Como mencionado, a influência da força de sustentação é muito pequena, pois as bolhas possuem pequeno diâmetro.

A partir dos resultados obtidos, conclui-se que o diâmetro das bolhas influencia o escoamento, e não sendo uma grandeza conhecida a priori, é necessário utilizar um modelo que permita que as bolhas coalesçam e se quebrem, até atingir o tamanho e distribuição em equilíbrio no interior no misturador. Apesar do teste com relação a forca de sustentação não ter apresentado mudanças significativas no escoamento, acredita-se que é necessário considerar esta forca, a qual forneceu uma pequena melhora da predição da queda de pressão. Nas seções seguintes bolhas polidispersas são consideradas e, para modelar o escoamento tanto força de arraste como de sustentação são incluídas.



Figura 4.17– Caso 2, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2 \text{ m/s}$



Figura 4.18 – Caso 2, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.19 – Caso 2, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0$ m/s



Figura 4.20 – Caso 2, Configuração 2 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2$ m/s



Figura 4.21 – Caso 2, Configuração 2 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.22 - Caso 2, Configuração 2 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0m/s$



Figura 4.23 - Caso 2, Configuração 3 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2m/s$



Figura 4.24 – Caso 2, Configuração 3 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.25 – Caso 2, Configuração 3 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0m/s$



Figura 4.26 – Caso 2, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2m/s$



Figura 4.27– Caso 2, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.28 – Caso 2, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0m/s$

4.4

Caso 3, Bolhas Polidispersas, com Pequena Faixa de Diâmetros

Considerando os resultados anteriores, que mostraram uma influência de até 8% no diferencial de pressão com a variação no diâmetro das bolhas, neste caso buscou-se modelar o influxo de ar como um conjunto de bolhas com diferentes diâmetros. Para tanto, foi adotado o modelo MUSIG considerando-se uma variação de diâmetros de 0 a 2 mm divididos em 5 grupos de igual diâmetro. Como mencionado, neste caso a força de sustentação foi considerada.

Com o modelo de bolhas polidispersas, o problema foi resolvido considerando regime transiente. Para redução no tempo computacional, antes de se

iniciar a simulação transiente, era realizada uma simulação prévia permanente, como as realizadas para os casos 1 e 2, considerando-se os modelos adotados no caso 3. Após a convergência, esta solução permanente era a condição inicial para a simulação transiente.

A Figura 4.29 ilustra a variação com o tempo da fração de ar média na saída do misturador. O valor no tempo zero é o resultado da simulação permanente. Após aproximadamente 2 segundos, observou-se que um regime estatisticamente permanente foi obtido, isto é, um equilíbrio foi alcançado dentro do misturador, como as bolhas se aglomerando ou quebrado aproximadamente nas mesmas posições ao longo do misturador. Os resultados apresentados a seguir correspondem a um instante de tempo, após a obtenção do regime permanente.



Figura 4.29 - Caso 3 – Evolução temporal da fração de ar média no plano de saída do misturador, $U_m = 1,4$ m/s

A variação da queda de pressão através do misturador com a velocidade da mistura é ilustrada na Figura 4.30, a qual compara os dados medidos experimentalmente com os resultados obtidos numericamente com o presente modelo. Como nos gráficos anteriores, os dados experimentais são representados por símbolos preenchidos com cores, enquanto que os resultados numéricos são representados pelos símbolos sem preenchimento, onde cada símbolo representa uma configuração diferente.



Figura 4.30 - Caso 3 - comparação entre os dados experimentais e numéricos

Os resultados obtidos com o presente modelo apresentam uma pequena melhora com relação aos resultados obtidos com os modelos anteriores. O erro médio absoluto da queda de pressão ($\Sigma |\varepsilon|/N$) caiu para 21,3%. A maior melhora na predição da queda de pressão pode ser observada para a configuração 3. Já com relação a configuração 1, a qual apresenta orifícios pequenos, e com a mesma área livre que a configuração 3, não houve grandes alterações na previsão da queda de pressão, ocorrendo inclusive uma piora para o caso de vazão mais alta. Mais uma vez para o par de configurações 2 e 3, que correspondem às maiores áreas abertas ao fluxo, não apresentou diferenças significativas.

Apesar das bolhas poderem coalescer ou quebrar, o maior tamanho de bolha foi fixado em 2 mm, correspondendo ao diâmetro dos orifícios maiores. No caso da configuração 1, a variação do diâmetro da bolha em torno de torno de 1 não influencia a queda de pressão, conforme ilustrado na Fig. 4.15. Já para o caso da configuração 3, com orifício maior, e igual a 2mm, observa-se na Fig. 4.15, que bolhas maiores que 1 mm induzem a uma queda de pressão menor, o que levou a uma melhora na predição.

Uma comparação de todas as previsões dos diferenciais de pressão, obtidos até aqui, com os modelos de bolhas pequenas (monodisperso, com e sem força de sustentação, e polidisperso com pequenos diâmetros e força de sustentação), e os dados experimentais pode ser vista na Figura 4.31.



Figura 4.31 - Comparação dos casos 1 a 3 com os dados experimentais

Comparando-se cada ponto calculado numericamente com os respectivos pontos experimentais, as diferenças, no melhor dos modelos (polidisperso com força de sustentação), ficaram na faixa de \pm 35%, mesmo o erro médio absoluto ficando pouco acima de 21%. Cabe mencionar ainda que, em geral, os modelos superestimaram o diferencial de pressão.

As Figuras 4.32 a 4.34 mostram a fração volumétrica de ar, para a configuração 1 (36 furos de 1mm), no plano de simetria (a), na entrada (b) e na saída (c) do misturador para diferentes valores de velocidade de mistura na entrada. Os resultados correspondentes para a configuração 2 são ilustrados nas Figuras 4.35 a 4.37. As Figuras 4.38 a 4.40 mostram a fração volumétrica de ar, para a configuração 3 (9 furos de 2mm) e as Figuras 4.41 a 4.43 ilustram os dados para a configuração 4 (18 furos de 2mm).

Como nos casos anteriores, é clara a segregação gravitacional no interior do misturador. Também são verificadas regiões com alta fração de ar na saída, bem acima da média, mesmo com as condições de entrada constantes.

A inclusão do modelo de coalescência de bolhas influenciou de diferentes formas a distribuição da fração de ar no interior do misturador. No caso da configuração 1, com baixas vazões, o modelo de bolhas polidispersas não influencia a distribuição do ar, mas para alta vazão, o escoamento se apresentou mais segregado, o que pode explicar a piora na previsão da queda de pressão através do misturador. Já com a configuração 2, o modelo de bolhas polidispersas praticamente não influenciou na distribuição do ar no interior do misturador. Com as duas configurações com orifícios de maior diâmetro (configurações 3 e 4), observa-se que o modelo de bolhas polidispersas contribuiu para retardar a mistura do ar com a água em função da vazão, i.e., enquanto no modelo monodisperso com a vazão intermediária, encontra-se mistura intensa do ar com a água no meio do misturador, este efeito só é observado para a vazão mais alta no caso de bolhas polidispersas.



Figura 4.32 – Caso 3, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2m/s$



Figura 4.33 – Caso 3, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,4m/s$



Figura 4.34 – Caso 3, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0m/s$



Figura 4.35 – Caso 3, Configuração 2 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2m/s$



Figura 4.36 – Caso 3, Configuração 2 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,4m/s$



Figura 4.37 – Caso 3, Configuração 2 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0m/s$



Figura 4.38 – Caso 3, Configuração 3 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2m/s$



Figura 4.39 – Caso 3, Configuração 3 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,4m/s$







Figura 4.41 – Caso 3, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2m/s$



Figura 4.42 – Caso 3, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,4m/s$



Figura 4.43 – Caso 3, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0m/s$

4.5

Caso 4, Bolhas Polidispersas, com Grande Faixa de Diâmetros

Nos casos anteriores, casos 1 a 3, as bolhas eram pequenas o suficiente para passar pelos orifícios. Para os casos de bolhas monodispersas (casos 1), bolhas maiores que os orifícios do tubo interno foram testadas porém, elas somente se deformavam e não se quebravam em bolhas menores.

Uma das funções esperadas do misturador é quebrar bolhas grandes em casos de golfadas, por exemplo, em bolhas menores, de forma a atenuar e minimizar os efeitos das golfadas para o sistema de bombeamento. Portanto, um modelo mais realista do misturador, em que se pretenda avaliar a eficiência do equipamento, deve permitir que as bolhas maiores se quebrem em bolhas menores, além de permitir que bolhas pequenas coalesçam transformando-se em bolhas muito maiores que as dimensões dos furos (como as que foram apresentadas no item 4.4).

Portanto, com o presente caso, buscou verificar o comportamento do misturador com uma grande variação de diâmetros de bolhas na entrada, além de permitir o coalescimento e quebra das bolhas no seu interior. Para tanto, foi adotado o mesmo modelo MUSIG do caso 3, porém considerando-se uma variação de diâmetros de 0 a 20 mm divididos em 10 grupos de igual diâmetro, com a consideração a força de sustentação. O tamanho das bolhas variou da ordem de grandeza do menor orifício de passagem até bolhas tão grandes quanto a seção de entrada do misturador.

Mais uma vez, para avaliar o desempenho do modelo, comparou-se os valores de diferenciais de pressão obtidos experimentalmente com os dados numéricos. A Figura 4.44 apresenta a queda de pressão em função da velocidade de mistura para as quatro configurações (cada uma é representada por um símbolo). Os símbolos cheios correspondem aos dados experimentais e vazios aos dados numéricos.



Exp - Config.3 \Box Num - Config.3 \blacktriangle Exp - Config.4 \triangle Num - Config.4

Figura 4.44 - Caso 4 - comparação entre os dados experimentais e numéricos

O erro médio absoluto da queda de pressão ($\sum |\varepsilon|/N$) foi de 18,3%, sendo o a menor erro dentre os casos analisados. Para as configurações 1 e 3, com menor área aberta e, portanto, com maior resistência ao fluxo, a influência do diâmetro de passagem foi melhor capturada pelo modelo. Mais uma vez para o par de configurações 2 e 3, que correspondem às maiores áreas abertas ao fluxo, o presente modelo não apresentou diferenças significativas.

Como no caso 3, houve uma piora na previsão da queda de pressão para o teste de alta vazão na configuração 1, com melhora na previsão para as outras duas vazões.

Uma comparação de todas as previsões dos diferenciais de pressão, obtidos no caso 4, e os dados experimentais pode ser vista na Figura 4.45.

Como mencionado anteriormente, uma melhor aderência com os dados experimentais foi conseguida neste caso. A comparação de cada ponto obtido numericamente com o seu respectivo ponto experimental mostrou que as diferenças ficaram numa faixa de até 30%, para um erro médio absoluto de pouco mais de 18%. Outro ponto interessante é que neste caso os diferenciais de pressão não foram, em geral, superestimados, ficando mais bem distribuídos quando se compara com os casos anteriores.



Figura 4.45 - Comparação do caso 4 com os dados experimentais

As Figuras 4.46 a 4.57 apresentam a fração volumétrica de ar, para a configurações 1, 2, 3 e 4 no plano de simetria (a), na entrada (b) e na saída (c) do misturador para diferentes valores de velocidade de mistura na entrada.

Similarmente ao observado nos casos anteriores, a segregação gravitacional no interior do misturador é clara. Na saída do misturador também é nítida formação de regiões com alta fração de ar, muito acima da média, mesmo com as condições de contorno na entrada do misturador sendo mantidas constantes.

Da mesma forma que o observado no caso 3, a inclusão dos modelos de quebra e coalescimento de bolhas contribuiu para suavizar as transições entre as regiões preenchidas com somente líquido ou ar. Além disso, neste caso, a porção inferior do espaço anular entre os dois cilindros praticamente não apresentou presença de ar, ou seja, menos bolhas de ar foram arrastadas para esta parte do misturador. Outro ponto que cabe ressaltar é que, aparentemente, as configurações com maiores diâmetros dos furos (configurações 3 e 4) deixaram a fração de ar na saída mais homogênea, ou seja, com menores variações no plano de saída.



Figura 4.46 – Caso 4, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2$ m/s



Figura 4.47 – Caso 4, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.48 – Caso 4, Configuração 1 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0$ m/s







Figura 4.50 – Caso 4, Configuração 2 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.51 – Caso 4, Configuração 2 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0$ m/s



Figura 4.52 – Caso 4, Configuração 3 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2$ m/s



Figura 4.53 – Caso 4, Configuração 3 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.54 – Caso 4, Configuração 3 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0$ m/s



Figura 4.55 – Caso 4, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1,2$ m/s



Figura 4.56 – Caso 4, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.57 – Caso 4, Configuração 4 – Fração volumétrica do ar no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0$ m/s

4.5.1 Distribuição das bolhas

A inclusão dos modelos de coalescência e quebra de bolhas permitiu, além da avalição da perda de carga, a verificação da eficiência do misturador no condicionamento do escoamento para a sucção dos equipamentos de bombeio.

A seguir são apresentados os valores representativos dos diâmetros das bolhas no interior do misturador, somente para o caso 4 (bolhas polidispersas com grande variação no diâmetro), já que não faz sentido ver esta distribuição para os casos monodispersos e nem para o caso polidisperso com pequena variação de diâmetros. O valor apresentado é o diâmetro significativo de Sauter (ANSYS CFX *User Manual*, 2010), apresentado na Equação 4.1. Este cálculo representa uma relação entre o somatório do volume e o somatório da área projetada das bolhas.

$$d_{Sauter} = \frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i d_i^2} \tag{4.1}$$

onde n_i é a quantidade de bolhas de um determinado diâmetro, d_i .

Nas Figuras 4.58 a 4.69 estão representados os diâmetros representativos das bolhas (d_{Sauter}), para a configurações 1, 2, 3 e 4 no plano de simetria (a), na entrada (b) e na saída (c) do misturador para diferentes valores de velocidade de mistura na entrada. Como a condição de entrada foi a de bolhas dispersas, em todos as figuras o plano de entrada indicou o mesmo diâmetro representativo em torno de 5 mm. É possível perceber em todos os casos a aglomeração de bolhas grandes nas porções superiores do misturador, devido à coalescência e à segregação gravitacional.

Em todos os casos, no plano de saída, houve a indicação que o diâmetro representativo foi próximo a 1 mm, valor menor que o indicado na entrada.

Portanto estas figuras indicam, claramente, que as configurações analisadas foram competentes em quebrar as bolhas grandes em bolhas pequenas na saída. Entretanto, estes resultados mostram somente o valor representativo do diâmetro das bolhas em várias posições do misturador, o que não exclui a possibilidade de se terem bolhas grandes na saída. Uma forma de se confirmar que todas as bolhas na saída são pequenas é visualizar, para cada grupo de bolhas, a sua distribuição ao longo do misturador, que será apresentada no próximo item.







Figura 4.59 – Caso 4, Configuração 1 – Diâmetro representativo das bolhas no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.60 – Caso 4, Configuração 1 – Diâmetro representativo das bolhas no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0m/s$



Figura 4.61 – Caso 4, Configuração 2 – Diâmetro representativo das bolhas no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.2$ m/s



Figura 4.62 – Caso 4, Configuração 2 – Diâmetro representativo das bolhas no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.63 – Caso 4, Configuração 2 – Diâmetro representativo das bolhas no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0m/s$







Figura 4.65 – Caso 4, Configuração 3 – Diâmetro representativo das bolhas no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.66 – Caso 4, Configuração 3 – Diâmetro representativo das bolhas no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0m/s$







Figura 4.68 – Caso 4, Configuração 4 – Diâmetro representativo das bolhas no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 1.4$ m/s



Figura 4.69 – Caso 4, Configuração 4 – Diâmetro representativo das bolhas no plano de simetria (a), entrada (b) e saída (c) do misturador para $U_m = 2,0m/s$

Como comentado, no caso 4 tem-se 10 grupos de diâmetros de bolhas. A distribuição dos diâmetros pelos grupos é apresentada na Tabela 4.2.

Grupo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Diâmetro (mm)	1,0	3,0	5,0	7,0	9,0	11,0	13,0	15,0	17,0	19,0

Tabela 4.2 – Distribuição dos diâmetros das bolhas no caso 4

Na Figura 4.70 são apresentadas as distribuições dos grupos ao longo do misturador para a configuração 1 do cilindro interno (36 furos de 1mm), considerando a condição de entrada do caso 4 ($U_m = 2,0$ m/s), por ser este o caso com maior fração de ar na entrada.

Analisando a Figura 4.70 observa-se alta concentração de bolhas de 1 mm (tamanho do orifício) no cilindro interno, indicando que praticamente somente essas bolhas conseguiram passar pelos furos. O restante das bolhas coalesce na região anular e somente bolhas grandes são encontradas na parte superior do misturador. Observa-se ainda que na saída do misturador encontram-se, praticamente, somente bolhas dos grupos 1 e 2 (1 e 3 mm), indicando que esta configuração do misturador alcançou o objetivo de quebrar as bolhas grandes.



Figura 4.70 – Caso 4, Configuração 1 – Distribuição das bolhas dos 10 grupos no plano de simetria e saída do misturador para $U_m = 2,0m/s$

A Figura 4.71 mostra as distribuições dos grupos de bolhas ao longo do misturador para a configuração 2 do cilindro interno (72 furos de 1mm), considerando-se a condição de maior fração de ar na entrada ($U_m = 2,0$ m/s).



Figura 4.71 - Caso 4, Configuração 2 – Distribuição das bolhas dos 10 grupos no plano de simetria e saída do misturador para $U_m = 2,0m/s$

Observa-se que, da mesma forma que na configuração 1, há uma alta concentração de bolhas de 1 mm (tamanho do orifício) no cilindro interno, indicando que somente essas bolhas conseguiram passar ou foram quebradas para entrar no cilindro interno. O restante das bolhas coalesce em bolhas maiores na região anular formando um grande acúmulo de bolhas grandes na porção superior, como na configuração 1.

Diferentemente do observado na configuração 1, na saída do misturador foi percebida a presença de bolhas dos grupos 3 e 4, com diâmetros de 5 e 7 mm, respectivamente, apesar da maioria ainda ser de bolhas dos grupos 1 e 2 (1 e 3 mm). A indicação é que esta configuração, apesar de também quebrar as bolhas grandes, se mostrou menos eficiente que a configuração 1.

A Figura 4.72 apresenta as distribuições dos grupos de bolhas, ao longo do misturador, para a configuração 3 do cilindro interno (9 furos de 2 mm), para a condição de entrada com maior fração de ar ($U_m = 2,0$ m/s).

Na Figura 4.72 é possível perceber que, da mesma forma que nas configurações 1 e 2, há uma grande concentração de bolhas do grupo 1 (1 mm) no cilindro interno, porém é perceptível que ocorre alguma coalescência destas bolhas na região do cilindro interno entre o furo superior, por onde o ar entra, e os furos inferiores, região por onde entra a água. Nota-se na região próxima aos furos inferiores ocorre nova quebra das bolhas, possivelmente pela ação dos jatos de água que entram através dos furos inferiores.

Neste caso, da mesma forma que nas configurações 1 e 2 o restante das bolhas coalesce em bolhas maiores na região anular formando um grande acúmulo de bolhas grandes na porção superior.

A maioria das bolhas na saída do misturador pertence ao grupo 1, sendo que há uma distribuição destas mais homogênea que nas configurações anteriores. A indicação é que esta configuração se mostrou muito eficiente na quebra das bolhas. Entretanto, seria de se esperar que, no interior do misturador e na saída, houvessem bolhas com diâmetros mais próximos de 2 mm que de 1 mm, como é a indicação da figura, devido ao diâmetro dos furos ser de 2 mm. Isto se deve, provavelmente a uma limitação do modelo utilizado, onde não foram representadas bolhas com 2 mm, sendo somente representadas bolhas com 1 e 3 mm, grupos 1 e 2.



Figura 4.72 - Caso 4, Configuração 3 – Distribuição das bolhas dos 10 grupos no plano de simetria e saída do misturador para $U_m = 2,0m/s$

Na Figura 4.73 é possível verificar as distribuições dos grupos de bolhas, ao longo do misturador, para a configuração 4 do cilindro interno (18 furos de 2 mm), para a condição de entrada com maior fração de ar ($U_m = 2,0$ m/s).

Da mesma forma que ocorreu nas configurações anteriores, percebe-se que há uma grande concentração de bolhas do grupo 1 (1 mm) no cilindro interno, porém, assim como na configuração 3, é perceptível a ocorrência de coalescência

destas bolhas na região do cilindro interno entre os furos superiores, por onde o ar entra, e os furos inferiores, região por onde entra a água. Mas diferente do que ocorreu na configuração 3, a coalescência gera bolhas até o grupo 4 (7 mm) no trecho entre os furos superiores e os inferiores. Todavia, assim como na configuração 3, ao se aproximar dos furos inferiores ocorre nova quebra das bolhas, voltando a maioria para o grupo 1, possivelmente pela ação dos jatos de água que entram através dos furos inferiores. Da mesma forma que nas outras configurações o restante das bolhas coalesce em bolhas maiores na região anular formando um grande acúmulo de bolhas grandes na porção superior, porém é perceptível a maior presença de bolhas de grupos intermediários na porção inferior do espaço anular.

Como nas demais configurações a maioria das bolhas na saída do misturador pertence ao grupo 1, contudo a distribuição destas é mais heterogênea que nas configurações anteriores. Além disso, é verificada a presença de bolhas até o grupo 3 (5 mm) na saída.

A indicação é que esta configuração também conseguiu quebrar as bolhas, porém de forma menos eficiente que a configuração 3. Entretanto, como comentado na configuração 3, seria de se esperar que houvessem bolhas com diâmetros mais próximos de 2 mm que de 1 mm, como é a indicação da figura, devido ao diâmetro dos furos ser de 2 mm. Este efeito também é devido, provavelmente, à limitação do modelo utilizado, onde não foram representadas bolhas com 2 mm.

Em todos os casos foi possível perceber que, mesmo ocorrendo a coalescência das bolhas no espaço anular do misturador, gerando bolhas tão grandes quanto 19 mm, em todas as configurações analisadas no cilindro interno e no plano de saída quase a totalidade das bolhas ficou com diâmetro próximo a 1mm. Em nenhum dos casos foram identificadas bolhas maiores que 7 mm na saída, mesmo nas regiões de alta concentração de ar.

As configurações analisadas se mostraram eficientes na quebra das bolhas, garantindo um pequeno diâmetro das bolhas na saída do misturador, para condições de escoamento próximas ao regime permanente. Porém deve-se ressaltar que, nas configurações com furos de 2 mm, seriam esperadas mais bolhas com diâmetros próximos a 2 mm do que de 1 mm, no interior do cilindro interno e na saída. E, por isso, não é possível garantir que, necessariamente, configurações com diâmetros de furos maiores, notadamente a configuração 3, sejam mais eficientes.



Figura 4.73 - Caso 4, Configuração 4 – Distribuição das bolhas dos 10 grupos no plano de simetria e saída do misturador para $U_m = 2,0m/s$