

DESPRENDIMENTO DE REFRIGERANTE EM ESCOAMENTO DE ÓLEO EM TUBO RETO HORIZONTAL DE DIÂMETRO CONSTANTE

Vítor T. Lacerda – vitor@nrva.ufsc.br

Álvaro T. Prata – prata@nrva.ufsc.br

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica
88040-900 – Florianópolis, SC, Brasil

Fabian Fagotti

Empresa Brasileira de Compressores – EMBRACO
89219-901 – Joinville, SC, Brasil

***Resumo.** No presente estudo o escoamento de óleo lubrificante para refrigeração com desprendimento de refrigerante é explorado experimentalmente. Uma mistura de óleo saturado com refrigerante é forçada a escoar em dois tubos retos horizontais de diâmetro constante. Um tubo é usado para visualização do escoamento e o outro é instrumentado para medição de pressão e temperatura. Na entrada dos tubos o estado líquido prevalece e com o prosseguimento do escoamento a queda de pressão reduz a solubilidade do gás no óleo e o desprendimento de refrigerante ocorre. Inicialmente pequenas bolhas são observadas e eventualmente a população de bolhas alcança um estágio no qual escoamento em espuma é observado. A visualização do escoamento permite a identificação dos regimes de escoamento bifásico experimentados pela mistura. As distribuições de pressão e temperatura são medidas ao longo do escoamento e a partir delas a fração de vazio é estimada. Aspectos gerais do escoamento da mistura são levantados no contexto de modelos de lubrificação para serem usados em análise e simulação dos processos de lubrificação que ocorrem no compressor.*

***Palavras-chave:** Lubrificação, Iteração óleo-refrigerante, Desprendimento de refrigerante do óleo*

1. INTRODUÇÃO

Com a substituição dos refrigerantes CFCs e HCFCs devido a problemas ambientais (ASHRAE, 1997; Groll, 1996) a solubilidade e a miscibilidade entre fluidos refrigerantes e óleos lubrificantes se tornaram um ponto de discussão de crucial importância na indústria. Isto ocorreu porque a maioria das aplicações destes refrigerantes era projetada com base em sua miscibilidade com os óleos minerais utilizados e os seus principais substitutos, os refrigerantes HFCs, são imiscíveis com estes óleos (Thomas *et al.*, 1992; Short *et al.*, 1992). Assim, os lubrificantes utilizados até então estão sendo substituídos por lubrificantes a base de éster polioliol (POE) ou de glicol polialquilênico (PAG) (Lilje *et al.*, 1995; Sundaresan *et al.*, 1992), motivando a realização de muitos trabalhos sobre as propriedades termofísicas das

misturas óleo lubrificante e fluido refrigerante e sobre as propriedades de absorção e liberação do refrigerante pelo óleo (Leung *et al.*, 1998). Aspectos associados à formação de espuma também se tornaram de grande interesse (Goswami *et al.*, 1997).

A miscibilidade entre refrigerante e lubrificante apresenta vantagens e desvantagens. A mistura formada por ambos possui propriedades intermediárias em relação às do refrigerante e do óleo puros. A viscosidade do óleo geralmente é reduzida devido à presença do refrigerante e a lubrificação fica prejudicada. O desempenho global do sistema de refrigeração diminui por causa do lubrificante que é arrastado para o sistema (Grebner *et al.*, 1993). A presença de óleo no refrigerante também afeta as trocas de calor e a queda de pressão no evaporador e no condensador (Eckels *et al.*, 1991; Schlager *et al.*, 1987; Hambraeus, 1995).

Quando o compressor está parado, a solubilidade do refrigerante no óleo provoca uma redução da pressão de equalização, em aplicações que utilizam tubo capilar como dispositivo de expansão. Isto reduz a densidade do gás, tornando o fluxo de massa na partida menor para compressores com vazão volumétrica constante. Conseqüentemente, ocorre uma redução do torque e da potência neste momento crítico do funcionamento do compressor. Assim, a quantidade de cobre presente no motor elétrico, que é uma das partes mais caras, pode ser reduzida, diminuindo o custo e tornando o compressor mais competitivo.

Embora a diminuição da viscosidade do óleo devido à presença de refrigerante dissolvido seja um aspecto negativo para a lubrificação, existe também seu lado benéfico. A circulação do óleo nos trocadores de calor fica facilitada, ajudando o retorno do mesmo ao compressor e evitando a retenção do óleo principalmente no evaporador, onde a baixa temperatura levaria o óleo a uma viscosidade máxima (ASHRAE, 1998). A retenção de óleo no evaporador reduz a capacidade de resfriamento e aumenta a perda de carga do refrigerante.

Além da influência nas propriedades termodinâmicas e termodinâmicas, a presença de gás também altera a configuração do escoamento do óleo. A solubilidade do refrigerante no óleo é diretamente proporcional à pressão e inversamente à temperatura, como apresentado na Fig. 1, para uma mistura de refrigerante R12 com óleo mineral SUNISO 1GS. Logo, o refrigerante se separa da mistura em escoamentos onde existe queda de pressão ou aumento de temperatura. Esta liberação de gás pode causar a formação de bolhas, que pode ser tão intensa a ponto de gerar escoamento em espuma. Isto pode ocorrer em vários pontos em um sistema de refrigeração, em particular dentro do compressor. Exemplos incluem mancais, a folga pistão-cilindro em compressores alternativos e a folga radial em compressores rotativos.

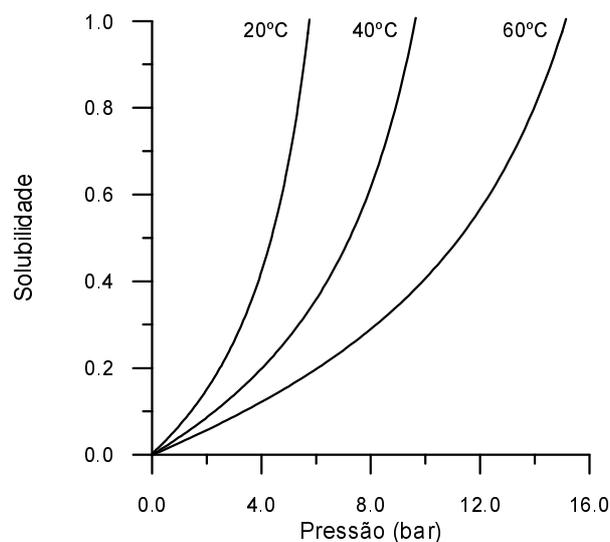


Figura 1- Solubilidade do R12 em óleo mineral SUNISO 1GS.

Grande parte dos trabalhos existentes na literatura relacionados à mistura óleo e refrigerante trata de condições de equilíbrio. No escoamento da mistura as alterações se processam rapidamente, restringindo o uso da hipótese de equilíbrio. Dentre as poucas exceções, Drost (1994) mediu taxas de absorção e liberação de refrigerante em misturas óleo e refrigerante, e Leung *et al.* (1998) e Fukuta *et al.* (1995) mediram a taxa de absorção. Nestes trabalhos a mistura líquida estava em repouso.

A maioria das publicações investiga a contaminação do refrigerante com a concentração de óleo normalmente não excedendo 5 %. Isto porque geralmente o seu objetivo é o efeito de pequenas quantidades de óleo nas trocas de calor e queda de pressão no evaporador e condensador. O presente trabalho trata da contaminação do óleo pelo refrigerante, tendo como enfoque a investigação experimental do escoamento de uma mistura óleo e refrigerante, com desprendimento de gás devido à redução da solubilidade. Uma bancada foi projetada e construída para promover o escoamento da mistura em dois tubos horizontais de diâmetro constante. Um dos tubos é transparente e é utilizado para a visualização do escoamento, e o outro é instrumentado para medições de pressão e temperatura. A seguir o aparato experimental e o procedimento adotado são descritos e alguns resultados são explorados. A principal motivação deste trabalho é a compreensão deste complexo escoamento para se construir modelos físicos e matemáticos para explorar a mecânica de fluidos no interior de componentes do compressor.

2. BANCADA EXPERIMENTAL

Uma bancada experimental foi construída para gerar um escoamento em regime permanente de mistura óleo e refrigerante onde a queda de pressão seja suficiente para reduzir a solubilidade do refrigerante no óleo, resultando em diversos padrões de escoamento bifásico. A bancada é apresentada na Fig. 2 e consiste de quatro componentes principais: reservatórios, seção de testes, equipamentos auxiliares e instrumentação.

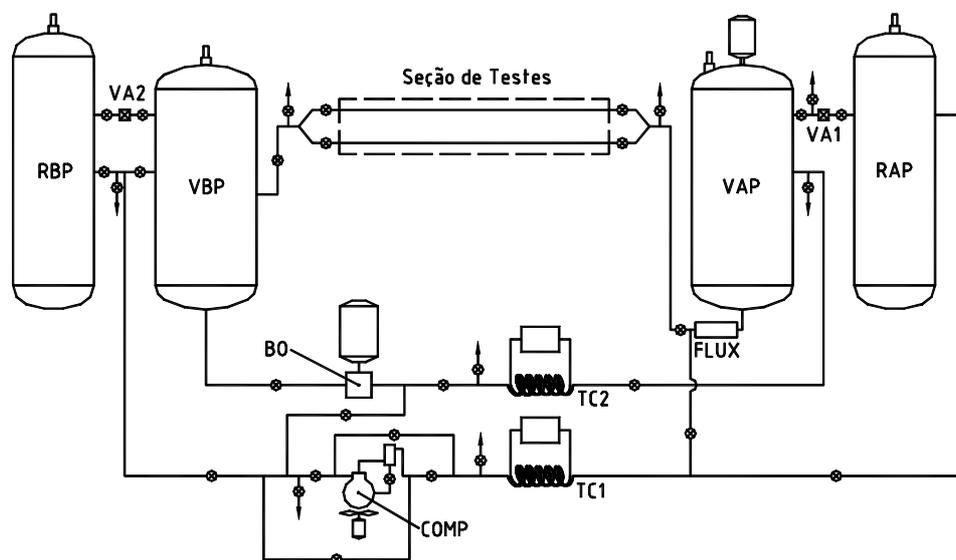


Figura 2- Desenho esquemático da bancada experimental.

A bancada possui quatro reservatórios, dois para alta pressão e dois para baixa pressão. O vaso de alta pressão, VAP, é responsável pela produção da mistura líquida de óleo e refrigerante em equilíbrio e por forçar a mistura pela seção de testes. Para tanto, o VAP é preenchido com óleo e refrigerante, e no equilíbrio a parte inferior do vaso será ocupada pela

mistura líquida e o restante será preenchido pelo refrigerante na fase vapor. Durante a operação a mistura líquida é retirada da parte inferior do VAP e conduzida à seção de testes, conforme mostrado na Fig. 2. Depois da mistura ter escoado pela seção de testes o vaso de baixa pressão, VBP, recebe e armazena a mistura. A bancada não pode funcionar de forma contínua, pois o retorno da mistura líquida ao VAP alteraria a condição de equilíbrio neste vaso. Ambos os vasos VAP e VBP têm capacidade para aproximadamente 400 litros e foram projetados para uma pressão de trabalho de 10,2 bar.

Durante toda a duração dos ensaios a diferença de pressão entre o VAP e o VBP é mantida constante. Como óleo e refrigerante são continuamente retirados do VAP e recebidos pelo VBP, dois reservatórios secundários são utilizados para manter a pressão em valores constantes, o reservatório de alta pressão, RAP, e o reservatório de baixa pressão, RBP. O RAP sempre é mantido em uma pressão maior que a do VAP e o RBP em uma pressão menor que a do VBP. Os reservatórios são ligados aos vasos por meio de válvulas automáticas com abertura por solenóide (VA1 e VA2). No VAP, à medida que o volume de líquido diminui, a pressão diminui, abrindo VA1 e permitindo que o refrigerante escoe do RAP ao VAP, elevando sua pressão até que a válvula VA1 se feche. Analogamente a pressão do VBP aumenta devido à mistura líquida e ao gás que chegam até ele, causando a abertura de VA2 e permitindo que o refrigerante escoe para o RBP, diminuindo sua pressão até que a válvula VA2 seja fechada. O RAP e o RBP têm capacidade de 185 litros.

No VAP e no VBP estão instalados transdutores de pressão e sondas com termopar tipo “T” para monitorar o estado termodinâmico das fases líquida e gasosa. O VAP possui um transdutor de nível, utilizado para indicar a vazão durante os ensaios. A vazão mássica também é medida pelo transdutor de fluxo de massa tipo coriolis, FLUX, instalado entre o VAP e a seção de testes. Além da vazão mássica este transdutor mede também a densidade e a temperatura e foi usado para validar os resultados do transdutor de nível.

Dois tubos retos horizontais montados em paralelo com aproximadamente 5,30 m de comprimento são as partes principais da seção de testes. Um dos tubos é de vidro borossilicato temperado, com 3,03 mm de diâmetro interno, utilizado para visualização do escoamento. O outro foi fabricado pelo processo Bundy[®] com diâmetro interno de 2,86 mm, e possui doze tomadas de pressão intercaladas com doze termopares tipo “T” de 0,127 mm de diâmetro. Tanto as tomadas de pressão quanto os termopares foram adequadamente instalados na parede do tubo de forma que eles fossem não-intrusivos ao escoamento bifásico.

Os equipamentos auxiliares presentes na bancada consistem em um compressor, COMP, uma bomba de óleo, BO, e dois trocadores de calor, TC1 e TC2. O compressor é utilizado para estabelecer as pressões necessárias para cada ensaio nos vasos e reservatórios e para acelerar o processo de saturação da mistura no VAP. Durante os ensaios o compressor também é utilizado para manter a pressão do reservatório RBP sempre menor que a do VBP e a pressão do reservatório RAP sempre maior que a do VAP. Para tanto o compressor succiona continuamente o gás do RBP e o descarrega no RAP. A bomba de óleo é utilizada para retornar a mistura líquida do vaso VBP ao VAP após a realização dos testes. Os trocadores de calor são utilizados para resfriar o gás (TC1), e a mistura líquida (TC2). Outro importante papel dos trocadores de calor é resfriar o fluido refrigerante durante o processo de saturação.

Todos os equipamentos e instrumentos são controlados por um microcomputador. O software comercial LabView é utilizado para aquisição de dados, controle e monitoramento. Todos os instrumentos foram calibrados no local utilizando o sistema de aquisição de dados.

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Antes do fluido refrigerante e do óleo lubrificante serem introduzidos na bancada, toda ela foi limpa com fluido refrigerante R11 para remover toda e qualquer impureza. Após a

limpeza, 180 l de óleo SUNISO 1GS foram introduzidos no vaso VAP com toda a bancada em vácuo de 0,03 mbar. A temperatura do óleo foi elevada até aproximadamente 60 °C para ajudar a remover a umidade e as impurezas dissolvidas no óleo, enquanto o vaso era novamente evacuado. Em seguida 60 kg de refrigerante R12 foram acrescentados à bancada.

Um ensaio típico se inicia pela saturação da mistura líquida no VAP na temperatura programada para o teste e 100 mbar acima da pressão na qual o teste será realizado. A saturação é facilitada promovendo-se a circulação de refrigerante no VAP. Isto é feito utilizando o compressor para succionar o gás da parte superior do vaso e descarregar na parte inferior para que ocorra contato direto com a mistura líquida. O gás injetado na parte inferior do VAP também promove uma movimentação na mistura líquida, facilitando sua homogeneização. Durante este processo o refrigerante passa pelos dois trocadores de calor para retirar a energia recebida no compressor e durante a absorção. Conforme a mistura líquida absorve o gás, a pressão do VAP tende a cair ativando a válvula automática VA1, fornecendo gás do RAP para o VAP. Este processo é continuado até que a saturação seja atingida. Dependendo da diferença do estado inicial para o desejado na saturação, o processo pode levar de uma a seis horas. Como a absorção é mais lenta que a liberação de gás pelo líquido, depois que a saturação é atingida a pressão é rapidamente reduzida em 100 mbar, promovendo o desprendimento de gás e garantindo que a saturação foi realmente estabelecida. Este novo estado de saturação é observado quando a pressão para de se elevar devido ao desprendimento de gás, o que geralmente leva de 30 a 45 minutos, mas a bancada é deixada em repouso sempre de uma a duas horas para garantir equilíbrio completo. A temperatura da sala é mantida constante em valores sempre próximos à temperatura desejada para o ensaio, o que sempre foi em torno de 20 °C .

Uma vez que a mistura esteja em equilíbrio, as válvulas da seção de testes são arranjadas para permitir que a mistura escoe pelo tubo Bundy ou pelo tubo de vidro. O compressor fica ligado succionando do reservatório RBP e descarregando no RAP. A aquisição de dados é iniciada cinco minutos depois da abertura das válvulas, tempo suficiente para que as pressões e temperaturas da seção de teste se estabilizem.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foram realizados mais de cem ensaios com pressão de saturação variando de 2,0 a 4,5 bar e temperatura sempre em torno de 20 °C. Para todos os ensaios utilizou-se óleo mineral SUNISO 1GS e refrigerante R12.

Distribuições típicas de pressão e de temperatura são mostradas na Fig. 3 para três ensaios diferentes. Nestes ensaios a diferença de pressão entre o VAP e o VBP foi mantida constante em 2,505 bar enquanto a pressão no VAP foi variada para que escoamentos com misturas com diferentes frações mássicas fossem obtidas de forma a analisar a sua influência no escoamento. As frações mássicas de refrigerante na mistura líquida no VAP para estes ensaios foram de 0,300, 0,346 e 0,467 (massa de refrigerante/massa de mistura), resultando em vazões através do tubo de 17,68, 21,91 e 38,72 kg/h, o que correspondem a números de Reynolds de 544, 849 e 2562, respectivamente. A duração destes ensaios foi de 20 minutos e os dados apresentados nas figuras são uma média no tempo de todos os dados coletados. As barras horizontais em cada ponto indicam os valores máximos e mínimos medidos.

Como pode ser observado na Fig. 3a, as distribuições de pressão apresentam uma parte aproximadamente linear até o terceiro ponto de medição indicando que o escoamento monofásico prevalece para este trecho inicial e que a queda de pressão é resultado apenas do atrito. A presença de uma pequena quantidade de refrigerante na fase gasosa não é suficiente para distanciar o escoamento do modelo monofásico neste trecho. Do terceiro ponto de medição em diante, o gradiente de pressão não permanece constante e começa a crescer. Isto

ocorre porque a liberação de gás da fase líquida diminui consideravelmente a densidade em cada seção transversal, o que por sua vez acelera o escoamento para manter a vazão mássica constante. Assim, a queda de pressão passa a ser provocada não só pelo atrito como também pela aceleração do fluido. Verifica-se que a distribuição de pressão apresenta perfis bastante semelhantes para as três frações mássicas apresentadas. As diferenças nas vazões mássicas se devem principalmente a grande influência da fração mássica de refrigerante na viscosidade da mistura líquida.

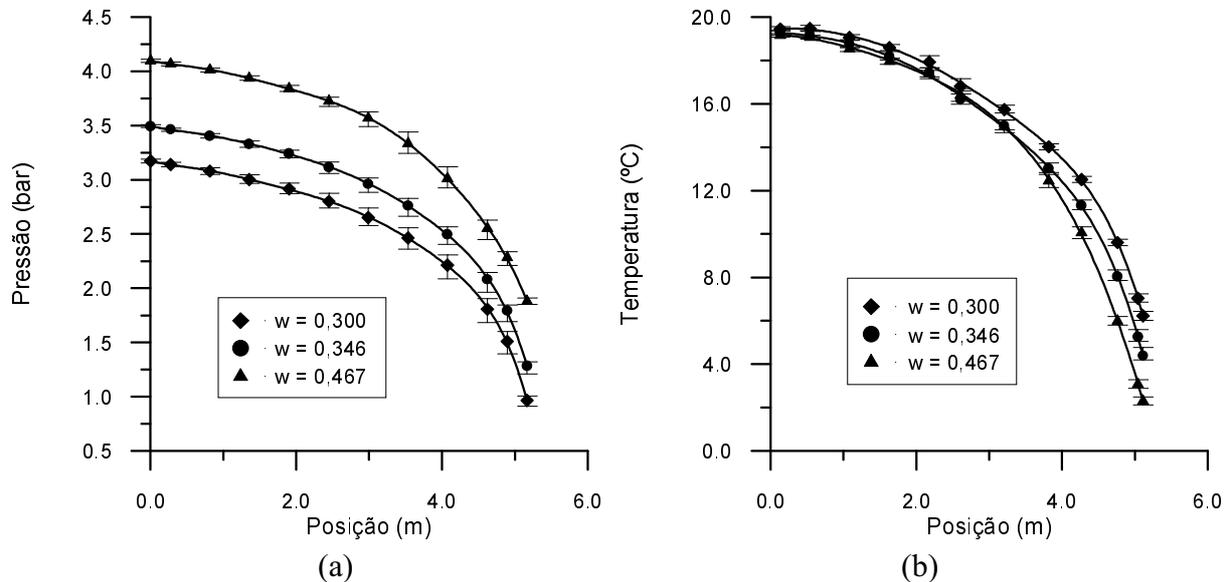


Figura 3- Distribuição de pressão (a) e temperatura (b) ao longo do tubo.

Conforme a pressão diminui e o gás é liberado da mistura líquida a temperatura também decresce, como mostrado na Fig. 3b, para prover o calor latente necessário para evaporação. A seção de testes não é isolada, mas o calor recebido do ambiente por convecção natural é desprezível quando comparado ao calor retirado do gás e da mistura líquida para a evaporação do refrigerante. Quanto maior a fração mássica de refrigerante na entrada maior o gradiente de temperatura, resultando em menor temperatura na saída, conforme se vê na figura.

A mistura líquida foi considerada saturada para todos os pontos ao longo do escoamento, e a partir dos valores de pressão e temperatura a fração mássica de refrigerante na fase líquida pôde ser determinada. As distribuições da fração mássica ao longo do tubo para as curvas de pressão e temperatura da Fig. 3 são apresentadas na Fig. 4. A hipótese de equilíbrio para a mistura líquida é muito razoável porque a liberação de gás ocorre quase instantaneamente uma vez que existam sítios de nucleação e energia de ativação disponíveis.

A redução não uniforme da fração mássica ao longo do escoamento mostrado na Fig. 4 está associada ao aumento das quedas de pressão e temperatura observadas na Fig. 3. Quando o gás é liberado pelo líquido o fluido é acelerado para manter a vazão mássica constante, resultando em um aumento do gradiente de pressão. Por sua vez, a solubilidade é reduzida em taxas crescentes e uma quantidade cada vez maior de gás é liberada da mistura líquida.

O título x , relação entre a massa de gás e a massa total em uma seção, pode ser determinado a partir dos valores conhecidos da fração mássica local, w , e da fração mássica na saída do vaso VAP, w_0 , pela seguinte equação,

$$x = \frac{w_0 - w}{1 - w} \quad (1)$$

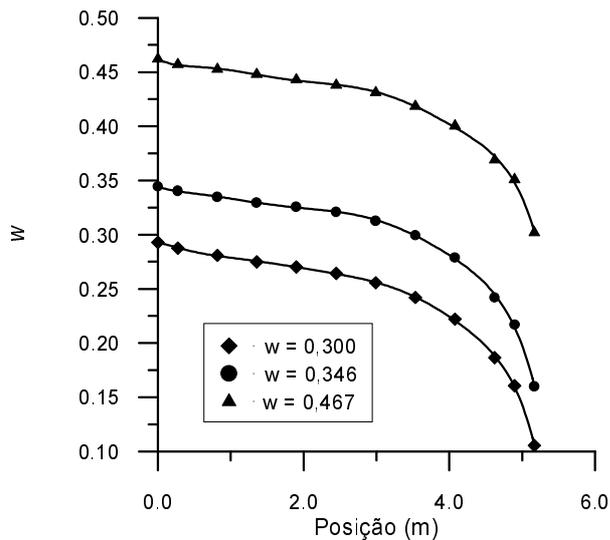


Figura 4- Distribuição da fração mássica ao longo do tubo.

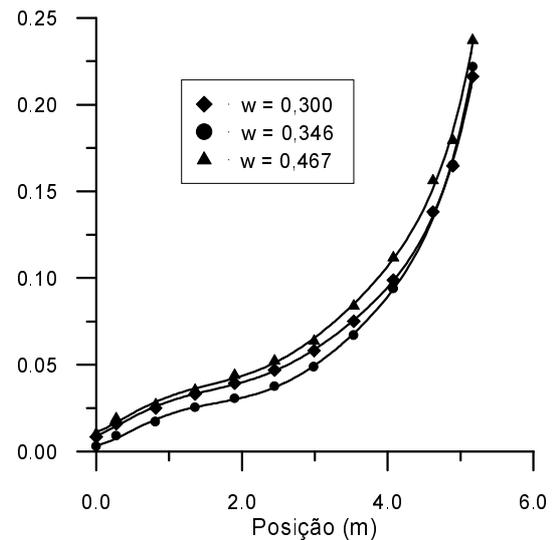


Figura 5- Distribuição do título ao longo do tubo.

O título em função da posição, calculado pela Eq.(1) a partir dos valores da Fig. 4, é apresentado na Fig. 5. Concordando com as curvas da fração mássica da Fig. 4, o título apresenta um comportamento não linear com gradientes crescentes ao longo do escoamento, significando que a quantidade de gás liberada também é crescente. O título na saída apresenta-se ligeiramente maior para maiores frações mássicas de refrigerante. O valor não nulo do título na entrada e sua pequena variação para os três ensaios se devem ao desprendimento de gás devido à queda de pressão entre a saída do VAP, onde a mistura está saturada, e a entrada da seção de testes. Esta queda de pressão depende basicamente da vazão mássica e da viscosidade. Desta forma o título na entrada da mistura com fração mássica de 0,346 é menor do que o da mistura com fração mássica de 0,300 porque o efeito da diminuição da viscosidade devido a maior fração de refrigerante é maior que o efeito do aumento da vazão na queda de pressão.

A fração de vazio α , relação entre volume de gás e volume total em uma seção, também é de interesse para a caracterização do escoamento. Conhecendo-se o título local x , e as densidades da fase gasosa ρ_g e da fase líquida ρ_l a fração de vazio pode ser obtida de,

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (2)$$

A fase gasosa é superaquecida e sua densidade foi determinada a partir dos valores de temperatura e pressão. Devido a não-idealidade, a densidade da fase líquida não pode ser obtida apenas pela média das densidades do refrigerante e do óleo ponderadas pelas frações mássicas, fazendo-se necessário a utilização de um fator de correção obtido de ASHRAE (1998).

A fração de vazio calculada pela Eq. (2) ao longo do escoamento é apresentada na Fig. 6, para os três ensaios apresentados nas outras figuras. Novamente nota-se que na entrada do tubo a fase gasosa já está presente no escoamento. Como era de se esperar, a fração de vazio é crescente e é interessante notar que ela atinge valores extremamente elevados, chegando a superar o limite a partir do qual o escoamento é considerado em espuma, normalmente tomado como 0,7. De fato, como será explorado na seqüência, padrões de escoamento típicos

de escoamentos em espuma são observados em locais próximos à saída do tubo. Embora na entrada a fração de vazio apresente diferenças acentuadas devido ao título na entrada, no final da seção de testes as frações de vazio se mostram bastante elevadas e com pequena diferença entre si, indicando pequena dependência da fração mássica na entrada, sendo mais importante ao longo do escoamento o título na entrada.

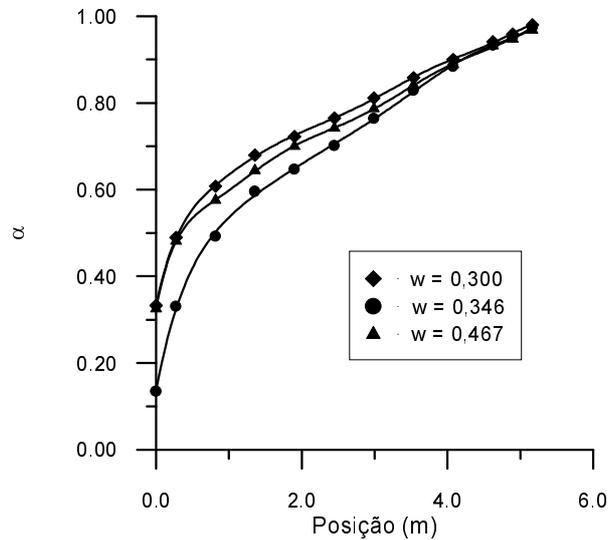
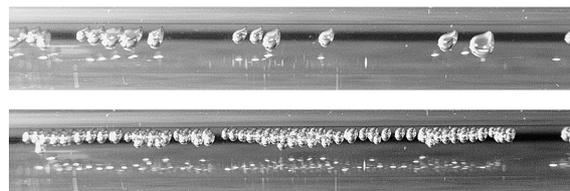
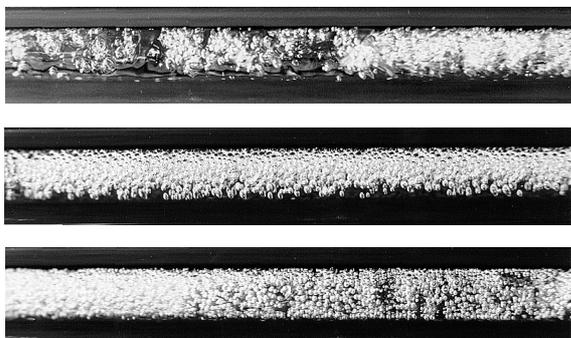


Figura 6- Distribuição da fração de vazio ao longo do tubo.

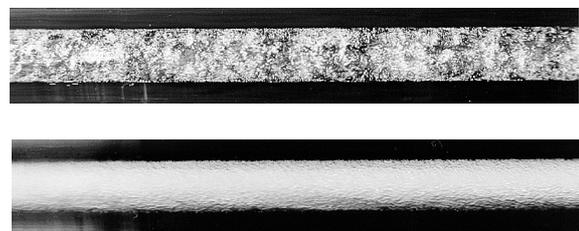
Para se explorar a visualização do escoamento são apresentadas sete fotografias na Fig. 7, tiradas em três posições axiais ao longo do tubo: 70,0, 266,8 e 504,5 cm. Estas fotos foram feitas em um ensaio com pressão no VAP de 3,731 bar, pressão no VBP de 1,020 bar e temperatura da fase líquida no VAP de 25,4 °C, resultando em $Re = 1206$. A fração mássica de refrigerante no VAP foi de 0,295. O sentido do escoamento é da direita para a esquerda.



(a)



(b)



(c)

Figura 7- Fotos do escoamento nas posições: (a) 70,0 cm, (b) 266,8 cm e (c) 504,5 cm.

As primeiras duas fotos, mostradas na Fig. 7a, são da parte inicial do tubo, na posição 70,0 cm. Apenas bolhas isoladas de grande diâmetro ou pequenos agrupamentos de bolhas de menor diâmetro são observados. As bolhas estão concentradas na parte superior do tubo devido à gravidade. Nota-se na primeira figura que as bolhas não são esféricas e possuem um alongamento na parte posterior superior. Isto pode indicar a existência de velocidade relativa entre bolhas e mistura líquida.

A Fig. 7b mostra três fotografias para a posição 266,8 cm. Nelas são identificadas grandes populações de bolhas de pequeno diâmetro, indicando que seu diâmetro diminuiu e em geral não ocorreu coalescimento. O número de bolhas aumentou ao longo do escoamento, o que é relacionado ao aparecimento de novos sítios de nucleação. O efeito da gravidade não é mais identificado e as bolhas se distribuem quase homogeneamente no interior do tubo. As três fotos mostram que um escoamento em regime permanente verdadeiro não é observado, uma vez que existem diferenças nos padrões de bolhas ocorrendo na mesma posição axial.

As duas últimas fotos, apresentadas na Fig. 7c, são da parte final do tubo, na posição 504,5 cm. Nelas as bolhas não são mais identificadas. Uma estrutura contínua e homogênea é observada principalmente na última figura, indicando escoamento em espuma.

Contrário ao que é observado em escoamento de refrigerante com pequena quantidade de óleo, onde vários padrões são encontrados, como estratificado, anular e slug, o escoamento apresentado aqui apresentou somente dois padrões, escoamento em bolhas e em espuma.

6. CONCLUSÃO

Uma bancada experimental foi projetada e construída para investigar o desprendimento de refrigerante do óleo que é forçado a escoar em dois tubos retos horizontais de pequeno diâmetro. A principal motivação deste trabalho é melhorar a compreensão deste tipo de escoamento de mistura para desenvolver modelos físicos para serem usados em análise e simulação de processos de lubrificação que ocorrem dentro do compressor.

A queda de pressão ao longo do escoamento provoca a liberação de refrigerante pela mistura líquida devido à redução da solubilidade do refrigerante no óleo. A energia necessária para manter a evaporação de refrigerante é provida pela mistura líquida que, por sua vez, tem sua temperatura diminuída. O desprendimento de gás eventualmente atinge um estágio no qual escoamento em espuma é observado.

Para a maioria das regiões de escoamento bifásico a mistura óleo e refrigerante apresenta apenas o padrão de escoamento em bolhas, no qual, com o aumento da fração de vazio, a população de bolhas aumenta e o diâmetro das bolhas diminui.

REFERÊNCIAS

- ASHRAE, 1997, Refrigerants, in ASHRAE Handbook – Fundamentals, American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers, Inc., Atlanta, chapter 18, pp. 18.1-18.10.
- ASHRAE, 1998, Lubricants in refrigerant systems, in ASHRAE Handbook – Refrigeration, American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers, Inc., Atlanta, chapter 7, pp. 7.1-7.24.
- Drost, R. T. 1994, Outgassing and absorption rates of oil/refrigerant mixtures, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, vol. 1, pp. 361-367.
- Eckels, S. J., and M. B. Pate, 1991, In-tube evaporation and condensation of refrigerant-lubricant mixtures of HFC-134a and CFC-12, ASHRAE Transactions, vol. 97, part 2, pp. 62-70.

- Fukuta, M., T. Yanagisawa, T. Shimizu, and H. Nishijima, 1995, Transient mixing characteristics of refrigerant with refrigeration oil, Proceedings of the International Congress of Refrigeration, vol. 4, pp. 215-222.
- Goswami, D. Y., D. O. Shah, C. K. Jotshi, S. Bhagwat, M. Leung, and A. S. Gregory, 1997, Foaming characteristics of HFC refrigerants, ASHRAE Journal, June, pp. 39-44.
- Grebner, J. J., and R. R. Crawford, 1993, The effects of lubricant on evaporator capacity for systems using mixtures of R-12/mineral oil and R-134a/synthetic oil, ASHRAE Transactions, vol. 99, part 1, pp. 380-386.
- Groll, E. A., 1996, Update on CFC substitutes in the USA with respect to vapor compression technology, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, vol. 1, pp. 95-101.
- Hambraeus, K. 1995, Heat transfer of oil-contaminated HFC134a in a horizontal evaporator, International Journal of Refrigeration, vol. 18, n. 2, pp. 87-99.
- Leung, M., C. K. Jotshi, and D. Y. Goswami, 1998, Measurements of absorption rates of HFC single and blended refrigerants in POE oils, HVAC&R Research, vol. 4, n. 2, April, pp. 141-151.
- Lilje, K. C., M. Sabahi, and S. Hamid, 1995, Polybasic esters: novel synthetic lubricants designed for use in HFC compressors, ASHRAE Transactions, vol. 101, part 2, pp. 935-939.
- Schlager, L. M., M. B. Pate, and A. E. Bergles, 1987, A survey of refrigerant heat transfer and pressure drop emphasizing oil effects and in-tube augmentation, ASHRAE Transactions, vol. 93, part 1, pp. 392-415.
- Short, G. D., and R. C. Cavestri, 1992, High-viscosity ester lubricants for alternative refrigerants, ASHRAE Transactions, vol. 98, part 1, pp. 789-795.
- Sundaresan, S. G., and W. R. Finkenstadt, 1992, Polyalkylene glycol and polyolester lubricant candidates for use with HFC-134a in refrigeration compressors, ASHRAE Transactions, vol. 98, part 1, pp. 796-803.
- Thomas, R. H. P., and H. T. Pham, 1992, Solubility and miscibility of environmentally safer refrigerant/lubricant mixtures, ASHRAE Transactions, vol. 98, part 1, pp. 783-788.

REFRIGERANT OUTGASSING FROM OIL FLOW IN STRAIGHT HORIZONTAL CONSTANT DIAMETER TUBE

Abstract. *In the present investigation the refrigeration oil flow with refrigerant outgassing is explored experimentally. A mixture of oil saturated with refrigerant is forced to flow in two straight horizontal tubes of constant diameter. One tube is used for flow visualization and the other is instrumented for pressure and temperature measurements. At the tubes inlet liquid state prevails and as flow proceeds the pressure drop reduces the gas solubility in the oil and outgassing occurs. Initially small bubbles are observed and eventually the bubble population reaches a stage where foaming flow is observed. The flow visualization allowed identification of the two-phases flow regimes experimented by the mixture. Pressure and temperature distributions are measured along the flow and from that the mixture void fraction is estimated. General aspects of the mixture flow are addressed in the context of lubrication models to be used in analysis and simulation of lubricating process occurring inside the compressor.*

Keywords: *Lubrication, Oil-refrigerant interaction, Refrigerant outgassing from oil*