3.
Simulação de Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor

No presente capítulo, a título de introdução, descreve-se o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, e menciona-se a importância dos modelos de simulação para o desenvolvimento de novos sistemas. Seguidamente mostra-se uma revisão bibliográfica sobre o estado da arte referente às metodologias disponíveis para a simulação destes sistemas. Finalmente, descreve-se o pacote de simulação para sistemas de refrigeração Genesym (Yana Motta, 2001), que foi utilizado para avaliar a função objetivo dentro do pacote de otimização GAFIS desenvolvido no presente trabalho.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

3.1.
Introdução

Sistemas de refrigeração por compressão de vapor tem sido a tecnologia de refrigeração mais utilizada na prática. Termodinamicamente, o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor é composto por quatro processos: (1) um processo de compressão adiabática e reversível (compressor), desde o estado de vapor saturado até vapor superaquecido; (2) um processo de rejeição de calor a pressão constante (condensador), reduzindo inicialmente a temperatura do refrigerante e condensando-o até um estado de líquido saturado; (3) um processo de expansão irreversível, a entalpia constante (num dispositivo de expansão com redução de pressão) até atingir a pressão de evaporação; e finalmente, (4) um processo de ganho de calor a pressão constante, resultando na evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado (Van Wylen et al. 2003).

Na realidade, existem irreversibilidades nos diferentes componentes que compõem o sistema. O ciclo ideal, porém, na fig.7 em linha pontilhada, é uma boa referência à qual podem se adicionar os efeitos das irreversibilidades (em linha cheia). As irreversibilidades para o sistema e seus componentes podem ser determinadas por meio do uso da seguda lei da termodinâmica (Van Wylen et al. 2003).

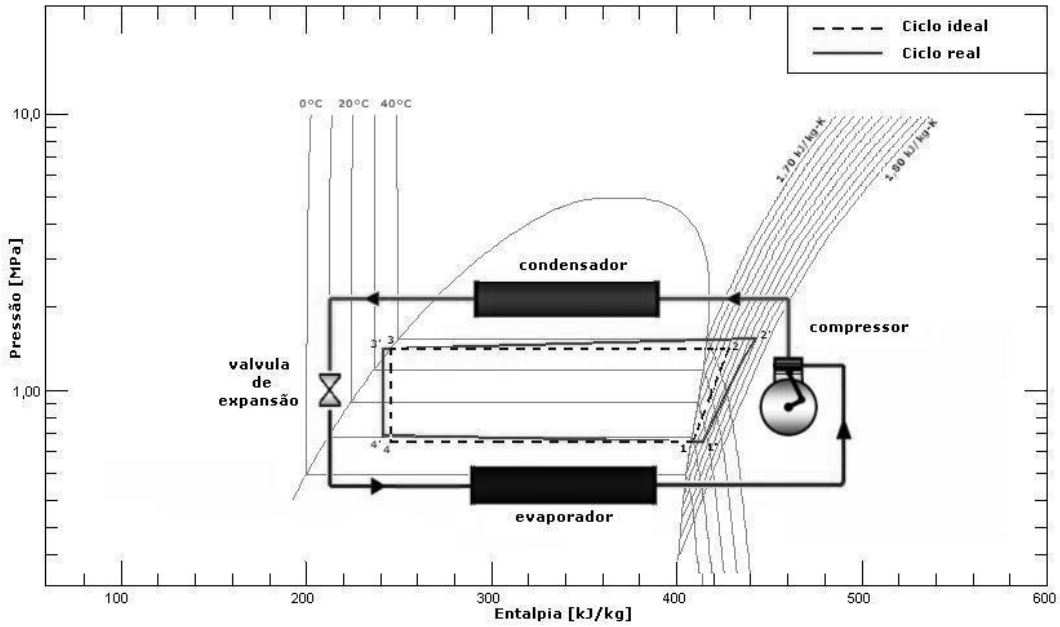

Figura 7. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor no diagrama P-h.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

Uma análise exergética para o ciclo de refrigeração e seus componentes pode ser visto ao final do presente texto, no Apêndice A. Uma análise exergética pode ajudar a detetar que componentes dentro de um sistema debem, ou apresentam margem, para serem otimizados. Estudos termo-económicos muitas vezes fazem uso deste tipo de análise.

Dentre os tipos de trocadores de calor que são utilizados nos sistemas de refrigeração (condensadores resfriados a ar, evaporadores a ar de expansão direta, condensadores evaporativos, trocadores de calor do tipo casco-tubo, condensadores a água na carcaça, trocadores de calor do tipo tubo-aletado, trocadores de tubos com aletas internas, trocadores de calor de microcanais, entre outros), o TCTA constitui o tipo predominante de trocador de calor a ar utilizado em sistemas de refrigeração para condicionamento de ar, motivo pelo qual foi um dos focos de estudo do presente trabalho.

Igualmente, compressores de diversas tecnologias (compressores alternativos, rotativo, centrífugos, orbitais scroll) são utilizados em estes sistemas, podendo ser abertos, herméticos ou semi-herméticos.

Muitos são os fatores que afetam o desempenho de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Por exemplo, pode-se mencionar: a eficiência isentrópica do compressor, a efetividade dos trocadores de calor (afetada por uma série de fatores tais como a área de transferência de calor, o dimensionamento do trocador de calor, o tipo de tubos e de aletas, o projeto do circuito de refrigerante, entre outros), as vazões de ar nos ventiladores, a potência consumida pelos componentes elétricos e eletrônicos, entre outros.

Ensaios em laboratório nem sempre são capazes de isolar um ou mais destes fatores de forma a se ter uma idéia clara de seu efeito sobre o desempenho global do ciclo, pois os efeitos combinados destes fatores são muito difíceis de prever. Ademais, ensaios experimentais são custosos e demandam tempo. Por esta razão, chega-se à importância dos simuladores, que podem ser utilizados conjuntamente com o desenvolvimento experimental, permitindo projetar, de maneira adequada, novos componentes ou sistemas.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

3.2. Revisão bibliográfica

Nesta seção apresenta-se uma breve revisão bibliográfica sobre simulação do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Em um modelo de simulação do ciclo de refrigeração, cada um dos quatro principais componentes pode ser tratado como um módulo.

O entendimento das metodologias disponíveis, para a simulação dos componentes do sistema de refrigeração é, sem dúvida, um tema de interesse para quem pretende desenvolver modelos de simulação, tanto de componentes como de sistemas, e em menor grau, também para quem vai seleccionar um modelo de simulação para utilizá-lo como ferrramenta de otimização.

No que diz respeito à simulação de compressores, existem diversos modelos matemáticos. Mecanismos de transferência de energia, assim como a cinemática dos movimentos mecânicos, variam de um tipo de compressor a outro, devido à variedade de compressores existentes. Por isso, o modelo matemático a ser utilizado deverá de ser selecionado de acordo com o tipo de compressor e com o objetivo estabelecido para a utilização do modelo (Tian et al. 2004; Shao, 2004).

Modelos de simulação para o compressor podem ser classificados sob diversos critérios. No que diz respeito à variação no tempo, podem ser classificados como: (1) modelos dinâmicos; (2) modelos em regime permanente; e (3) modelos mistos.

Modelos dinâmicos são utilizados quando se quer refletir todas as características de todas as partes dinâmicas de um compressor (Chi e Didion, 1982), quando se está interessado, por exemplo, em prever a dinâmica do compressor no momento da partida. As características de operação de um compressor são sempre dinâmicas, mesmo que este esteja trabalhando em regime permanente. Geralmente estes modelos são complexos e demandam grande esforço de desenvolvimento.

Modelos em regime permanente baseiam-se em abordagens semi-empíricas que permitem determinar uma série de parâmetros (por exemplo: expoente politrópico, coeficiente para a fluxo mássico do refrigerante, eficiência elétrica do motor) que são requeridos para prever o desempenho do compressor (Ding e Zhang, 2001). Este tipo de modelo seria indicado para a simulação de sistemas de refrigeração operando em regime permanente. Seria indicado, inclusive, para estudos sobre a dinâmica de um sistema de refrigeração ao se realizarem pequenas variações nas condições de operação.

Modelos mistos podem ser considerados como um modelo composto de duas partes. A primeira parte é tratada como modelo em regime permanente, para o cálculo da vazão mássica, e a segunda parte, trata o problema com um modelo dinâmico para o cálculo do processo de transferência de calor (MacArthur e Grald, 1989; Ding e Zhang, 2001). Este modelo sería recomendado para simulações dinâmicas de sistemas de refrigeração, e se justifica para as diferentes “janelas” de tempo, características das variações da vazão mássica do refrigerante e das temperaturas do sistema.

No que diz respeito ao dispositivo de expansão, pode-se utilizar uma válvula de expansão, um tubo capilar ou um orifício calibrado. Tubos capilares são amplamente utilizados em aplicações de refrigeração e condicionamento de ar de pequena capacidade. Estudos experimentais e teóricos sobre tubos capilares datam desde os anos 40 (Bolstad e Jordan, 1948; Schulz, 1985).

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

Para a simulação deste dispositivo, podem ser encontrados na literatura modelos teóricos e correlações desenvolvidas a partir de pesquisas experimentais, por exemplo: para o R22 (Kuehl e Goldschmidt, 1991; Sami et al. 1998), para os CFCs alternativos, para o R134a (Melo et al. 1999a; Melo et al. 2000), para o R410A, para o R407C (Fiorelli et al. 1999; Wei et al. 1999).

A maioria de estudos sobre tubos capilares os considera como adiabáticos. Isto é devido ao fato de estes dispositivos possuírem uma reduzida área superficial externa para transferência de calor (Bittle e Pate, 1996; Melo et al. 1999b; Chen et al. 2000; Wongwises e Pirompak, 2001). Porém, quando o tubo capilar é combinado com a linha de sucção, para compor um regenerador interno, a transferência de calor pode influir na vazão mássica do refrigerante, sendo que o tubo capilar não mais poderá ser considerado como adiabático (Pate e Tree, 1984; Bittle et al. 1995a e 1995b; Hermes et al. 2000).

Modelos na forma de correlações empíricas podem ser mais simples, porém muitas vezes seu uso é limitado à faixa específica de operação relativa às condições nas quais foram ajustadas as correlações (Bansal e Rupasinghe, 1996; Bittle et al. 1998).

Modelos analíticos aproximados, que seriam uma combinação entre os modelos teóricos e as correlações empíricas, buscam encontrar soluções generalizadas de aplicação prática (Yilmaz e Unal, 1996; Zhang e Ding, 2001 e 2004).

No caso dos principais trocadores de calor do ciclo, o evaporador e o condensador, os modelos de simulação podem ser classificados de acordo com os seguintes critérios: (1) segundo o grau de detalhamento do trocador de calor, podendo ser classificados em: modelos de um único volume de controle (ou modelo de parâmetros concentrados), de multi-zonas, e em modelos de parâmetros distribuídos; e (2) pela variação no tempo, para o qual os modelos podem ser classificados em modelos para regime permanente e em modelos dinâmicos. Assim, pode-se simular um trocador de calor com o método de multi-zonas, aplicado para regime permanente, por exemplo.

Segundo o grau de detalhamento, os modelos de um único volume de controle (ou de parâmetros concentrados), consideram todo o trocador de calor

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

como uma entidade única. Nesta categoria, o método da diferença média logarítmica da temperatura ($LMTD$) e o da efetividade ($NUT-\varepsilon$) são os modelos mais utilizados para prever o desempenho de trocadores de calor sem mudança de fase (Kays e London, 1984).

No modelo de multi-zonas, considera-se a simulação do condensador dividindo-o em três zonas (dessuperaquecimento, zona bifásica e zona de sub-resfriamento). O mesmo modelo pode ser aplicado ao evaporador, neste caso com duas zonas (zona bifásica e zona de superaquecimento). Parâmetros concentrados são aplicados para cada zona (Martins-Costa e Parise, 1993; Ge e Cropper, 2005). Este método pode ser utilizado para simulações de sistemas de refrigeração quando o requerimento de precisão não é muito elevado.

No modelo de parâmetros distribuídos, divide-se o trocador de calor em vários volumes de controle. Cada volume de controle é considerado como se fosse um trocador de calor (por exemplo: Rhodes e Else, 1996; Bensafi et al. 1997). Este tipo de modelo tem uma alta precisão. Porém, o tempo de cálculo requerido é maior.

Quaisquer dos modelos descritos nos parágrafos anteriores podem ser utilizados para modelagem em regime permanente ou dinâmica (modelos de um só volume de controle: Dhar e Soedel, 1979; Chi e Didion, 1982; MacArthur, 1984; Murphy e Goldschmidt, 1985; de multi-zonas: Ding et al. 1998; Shah et al. 2004; de parâmetros distribuídos: Wang e Touber, 1991; Ataer et al. 1995; Jia et al. 1995; Jia et al. 1999). Modelos em regime permanente são utilizados quando é suficiente descrever características permanentes dos trocadores de calor. Os modelos dinâmicos podem ser por sua vez classificados em dois grupos: (a) modelos transientes; e (b) modelos dinâmicos de tempo longo (Ding, 2007).

O modelo transiente é utilizado, principalmente, para representar a resposta dinâmica no sistema devido a variações nas condições de operação. São comumente utilizados para controlar parâmetros de estado como o grau de superaquecimento (Ataer et al. 1995; He et al. 1995; Jia et al. 1995; Willatzen et al. 1998; Jia et al. 1999), ou para o desenvolvimento de controladores (Shah et al. 2004).

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

Os modelos dinâmicos de tempo-longo são utilizados para descrever o desempenho dinâmico do trocador de calor durante o processo de partida (*start-up*) ou desligamento (*shut-down*) de sistemas de refrigeração (Ding et al. 1998). Variações nos parâmetros dos trocadores de calor durante os processos de partida e de desligamento são consideráveis, pelo que todos os termos não lineares deverão de ser considerados na modelagem. Estes estudos são importantes no apoio a ensaios experimentais de capacidade de resfriamento de sistemas de refrigeração, conhecidos como testes de "*pull-down*".

Modelos de simulação para os trocadores de calor que levem em conta sua arquitetura, certamente se encontram numa melhor posição quanto à previsão de seu desempenho (Parise e Cartwright, 1983; Domanski, 1991; Lee e Domanski, 1997; Corberan e Melon, 1998; Domanski, 1999 e 2001; entre outros). Isto porque o traçado percorrido pelo refrigerante ao longo do trocador de calor (serpentina) pode ter um efeito significativo sobre seu desempenho. A maioria dos atuais modelos de simulação para TCTA's consegue levar em conta distribuições de ar não uniforme, definição de circuitos arbitrários, e usar um enfoque de múltiplos volumes de controle, utilizando a representação tubo-a-tubo proposta por Chi (1979), que considera cada tubo como um volume de controle independente. Este método de análise quase-local, proposto por Chi (1979), continua sendo a abordagem mais utilizada na atualidade para este tipo de trocador de calor. Alguns modelos (Parise e Cartwright, 1983) utilizam trechos do tubo como volume de controle elemental, aumentando a precisão e, igualmente, o tempo de computação.

Para a montagem do modelo completo de simulação de um sistema de refrigeração deverão ser levadas em conta as interações de certos parâmetros entre os componentes que conformam o sistema de refrigeração.

Uma vez definido o sistema completo de equações para o modelo de simulação do sistema de refrigeração, pode-se utilizar um método numérico para encontrar a solução do sistema em questão. Existem dois métodos, bem conhecidos na literatura para este fim: (1) o método de resolução simultânea; e (2) o método de módulos seqüenciais.

O método de resolução simultânea combina todas as equações mais uma condição inicial dentro de um grupo ordenado de equações. Este sistema

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

de equações é, então, resolvido de maneira simultânea utilizando métodos numéricos (método de Euler, método de Newton-Rahpson, método de Runge-Kutta, entre outros), dependendo do tipo de sistema de equações, por exemplo: algébricas não lineares ou diferenciais ordinárias.

O método de resolução simultânea tem sido amplamente utilizado, porém não possui um princípio físico em apoio a seu processo de cálculo, o que pode trazer dificuldades para se detectar causas de problemas de divergência ou de inestabilidade do método durante o desenvolvimento do programa.

O segundo método, de módulos seqüenciais (Ding et al. 2004; Lu et al. 2004), resolve separadamente os módulos, um de cada vez, de maneira seqüencial, até conseguir a convergência desejada. Aplicam-se as condições de balanço, geralmente de energia, como critérios de convergência para definir o erro tolerável na solução do sistema.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

Uma maneira diferente de abordar a resolução do modelo de simulação de sistemas de refrigeração é aplicando a teoria de grafos. Neste método visualiza-se o problema como se fosse um circuito elétrico, definindo assim uma série de nós. Consegue-se, então, representar matematicamente o sistema de refrigeração em estudo por uma expressão geral matricial (Liang et al. 2003).

Nesta última década, metodologias de inteligência artificial têm sido implementadas para a previsão do desempenho de sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar (Diaz et al. 1999; Bechtler et al. 2001; Pacheco-Vega, 2001; Swider et al. 2001). Estas metodologias, muitas vezes, dispensam os modelos matemáticos, aproveitando o fato de serem técnicas altamente adaptáveis aos problemas.

Diversos estudos e modelos de simulação para o ciclo completo de refrigeração por compressão de vapor existem na atualidade (Montes et al. 2000; Yana Motta, 2001; Domanski, et al., 2003; entre outros). A maioria deles prevê o desempenho com diferentes fluidos de trabalho segundo as condições de operação, em regime permanente, baseando-se numa modelagem detalhada de subsistemas integrados (linha de descarga, compressor, condensador, dispositivo de expansão, evaporador, linha de sucção). Modelos de simulação do ciclo de compressão de vapor com modelos detalhados dos trocadores de calor

também podem ser encontrados na literatura (Domanski e Didion, 1983; Parise, 1983; entre outros). Modelos de simulação para ciclos de refrigeração utilizando modelos dinâmicos também podem ser encontrados na literatura (Chi e Didion, 1982; Huang, 1998; Bechtler et al. 2001; Browne e Bansal, 2002; Fu et al. 2003; Shah et al. 2004, entre outros).

3.3. Simulador Genesym

Em virtude de o principal foco de pesquisa do presente trabalho ser o desenvolvimento de um método de otimização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor, optou-se pelo uso de um pacote de simulação de sistemas de refrigeração já pronto, no presente caso, o *Genesym v1.0* (Yana Motta, 2001) para o auxilio na avaliação da parte física do problema.

O desenvolvimento de um pacote próprio de simulação para o sistema de refrigeração não se justifica, haja vista que, no presente trabalho, fez-se necessário um modelo de simulação que consiga simular detalhadamente um sistema de refrigeração por compressão de vapor. O desenvolvimento de tal modelo de simulação detalhado demandaria muito tempo e esforço, ficando além do escopo da presente tese.

O *Genesym v1.0* (*Genetron Systems Modeling*) é uma ferramenta computacional de apoio à simulação de bombas de calor, sistema de condicionamento de ar e chillers enfriados a ar desenvolvido pela Honeywell Inc, EUA (Yana Motta, 2001). Simula o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, operando em condições de regime permanente.

O Genesym v1.0 baseia-se na modelagem de subsistemas integrados. O modelo global é composto por submodelos para cada componente do sistema. Os principais modelos dos componentes incluem: (1) compressor, o qual é baseado em mapas de funcionamento e em modelos analíticos; (2) evaporador e (3) condensador, modelados em detalhe tubo a tubo; (4) dispositivo de expansão, com modelos analíticos (tubos capilares) e correlações empíricas (orifício calibrado, válvulas de expansão). Cálculos das propriedades termodinâmicas para o fluido refrigerante são baseados nas bases de dados do REFPROP v7.0 do NIST (Lemmon et al. 2002).

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

O Genesym v1.0 tem sido utilizado como ferramenta de apoio em diversos estudos de investigação, como por exemplo: Estudos para avaliar a substituição do R22 em sistemas de refrigeração de temperatura média (Spatz e Yana Motta, 2004; Chen, 2008), onde mostraram uma análise comparativa destes sistemas otimizados para seu uso com outros refrigerantes. Os resultados de predição obtidos com o Genesym, no estudo mencionado, a título de validação, foram comparados com dados experimentais para R22 e R410A de um estudo realizado no NIST (Domanski e Payne, 2002) e de outro estudo com R22 e R290 realizado na University of Maryland (Hwang et al. 2002). O Genesym também tem sido utilizado como ferramenta de apoio na avaliação do R290, R404A e o R410A, num estudo para o ARI (*Air Conditioning and Refrigeration Institute, USA*), em sistemas de refrigeração de temperatura média (Hwang et al. 2004).

Com respeito à modelagem do subsistema compressor, o *Genesym* utiliza um ajuste de curvas de desempenho, baseando-se nos mapas de funcionamento que os fabricantes disponibilizam para o compressor. Dados para certos modelos de compressores comerciais, hermético e do tipo scroll, podem ser encontrados nas bases de dados do simulador.

No caso dos trocadores de calor, o Genesym consegue simular TCTA's especificamente. TCTA's ar-refrigerante constituem o tipo predominante de trocadores de calor utilizados em sistemas de refrigeração comuns.

O simulador emprega uma modelagem tubo-a-tubo e uma série de correlações, desenvolvidas por diferentes pesquisadores. Para o coeficiente convectivo no lado do ar o simulador utiliza uma série de correlações (Wang, et al., 1999a, 1999b, 2000a, 2000b e 2001) segundo o tipo de aletado que pode ser plano (*flat*), ondulado (*wavy*), recortado (*lanced*) ou de aletas com persianas (*fin louvered*). Para o coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante, para condensação e evaporação, utiliza as correlações desenvolvidas por Cavallini et al. (1999). Modelos para a queda de pressão bifásica foram tomados dos estudos de Choi et al. (1999). Maior informação sobre os modelos ver Apêndice B.

O Genesym pode simular o dispositivo de expansão utilizando modelos para uma válvula de expansão termostática, um tubo capilar, um orifício calibrado, ou um dispositivo de expansão isentálpica. Correlações empíricas e

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

modelos analíticos são consideradas para a simulação de tubos capilares (Yana Motta, 1999), e correlações empíricas para simular um orifício calibrado (Payne, 1997), ou uma válvula de expansão, conforme comentado por Hwang et al. (2004) e por Chen (2008). Maior informação sobre os modelos ver Apêndice B.

3.3.1. Dados de entrada

O pacote de simulação *Genesym* possui uma interface gráfica de trabalho, como pode ser observado na fig.8. Nesta interface, têm-se pré-programados três modos de simulação: modo de bomba de calor, modo de condicionamento de ar e modo de chiller resfriado a ar. Além da seleção do tipo de fluido refrigerante que será utilizado (R12, R134a, R22, R404a, R407C, R410A, R502, entre outros), é necessário prover, como dado de entrada, informação detalhada para cada componente que compõe o sistema.

Tomou-se como base o modo de simulação para um sistema de condicionamento de ar, o qual será o modo utilizado nos estudos de casos nos capítulos seguintes. Este sistema é basicamente composto por dois trocadores de calor resfriados a ar (um evaporador e um condensador), sendo ambos do tipo tubo-aletado. Completa o sistema um compressor e um dispositivo de expansão. A interface gráfica do ambiente de simulação, mostrando os principais componentes para o sistema, pode ser observada na fig.8.

Para definir o evaporador e o condensador, no que diz respeito à geometria, são necessários os seguintes dados (conforme fig.9): o número de tubos e fileiras que o compõem, o número de tubos por fileira, o comprimento do trocador de calor, a altura do trocador de calor, a distância (passos) entre os tubos, a densidade da área aletada (aletas por metro), a espessura das aletas, o tipo de aleta, a condutividade térmica do material das aletas, a condutividade térmica do material dos tubos, o tipo de superfície no interior dos tubos (liso ou aletado), os diâmetros externo e interno dos tubos, a altura das persianas (lado do ar), o ângulo de inclinação das persianas, o número de aletas, a definição de seu circuito, entre outros, como observado na fig.10.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

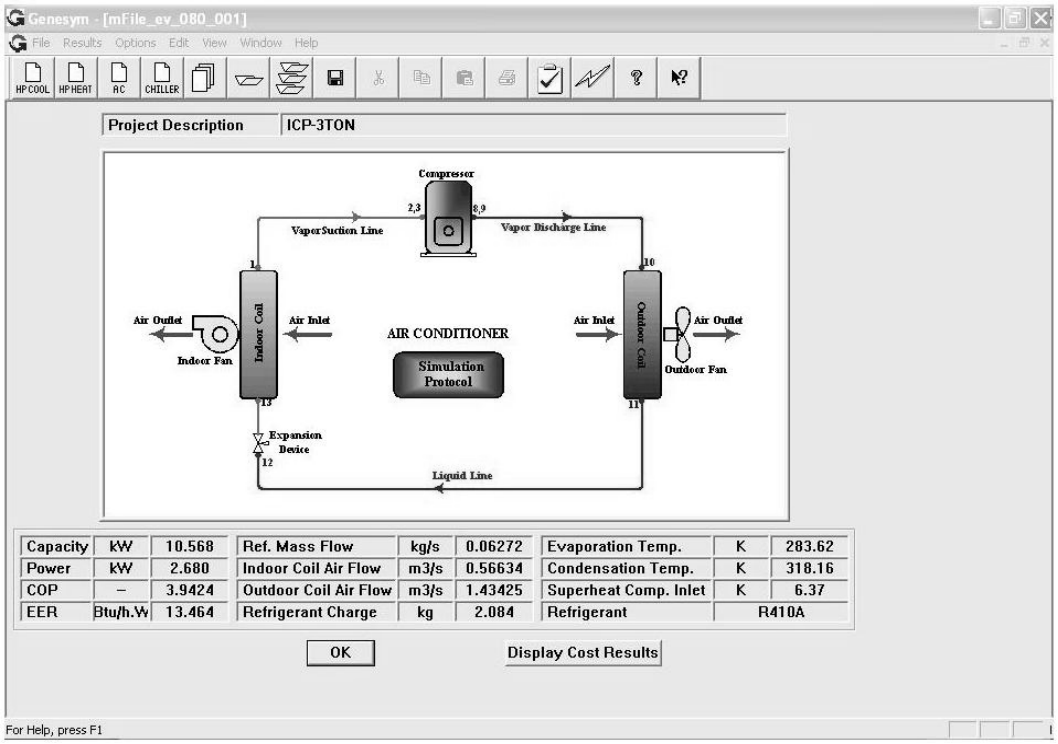

Figura 8. Interface gráfica do Simulador Genesym v1.0.

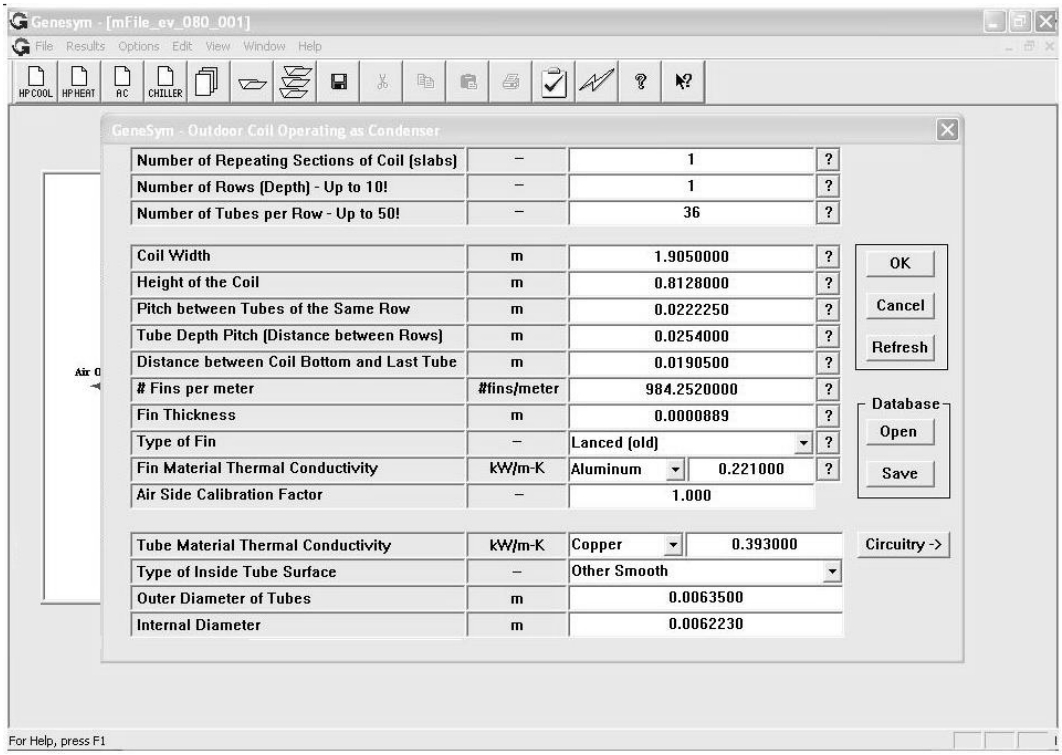

Figura 9. Dados geométricos necessários para definir um trocador de calor.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

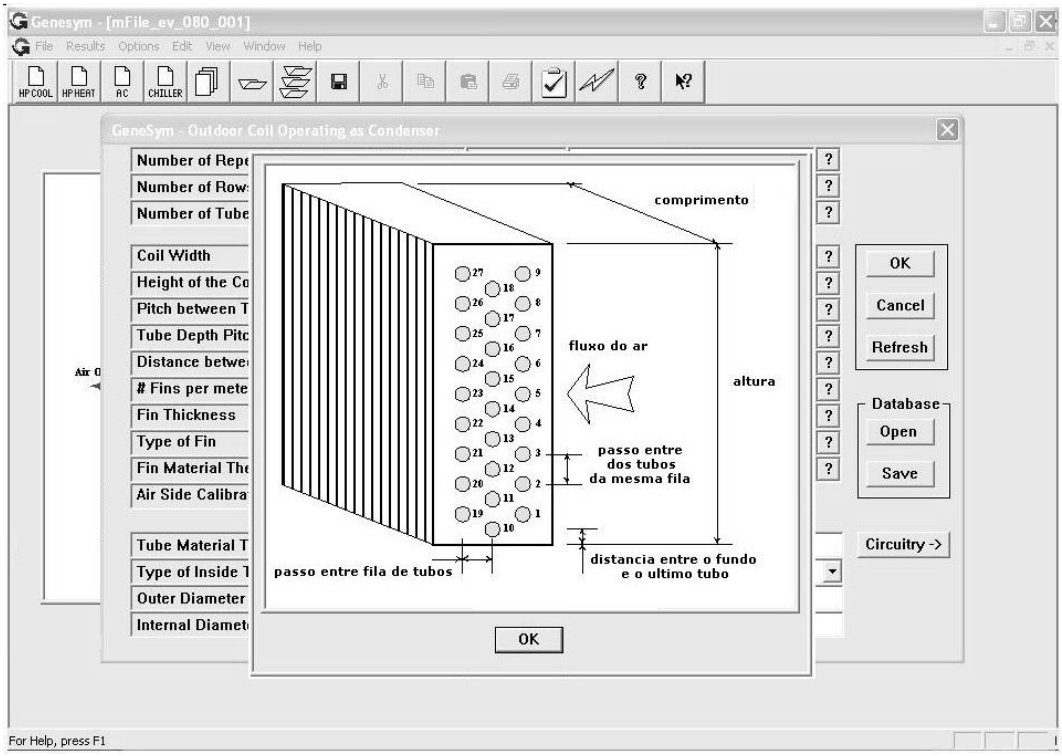

Figura 10. Geometria do Trocador de Calor no Genesym.

O trajeto percorrido pelo fluido refrigerante através do trocador de calor, seja no evaporador ou no condensador, pode ser projetado através da junção dos tubos do trocador de calor, realizada manualmente pelo usuário, por meio da interface gráfica mostrada na fig.11. Por exemplo, na fig.11 pode-se ver parte do circuito do condensador. Neste circuito observam-se dois ramais de tubos, de 12 tubos cada um, por onde escoa o fluido refrigerante. Neste caso estes ramais teriam o ingresso do fluido refrigerante pelos tubos numerados com os índices 34 e 35, conforme mostrado na fig.11. As conexões com linha cheia indicam que o tubo de conexão encontra-se na parte de cima do trocador de calor. As conexões com linha pontilhada indicam que o tubo de conexão encontra-se na parte posterior ao trocador de calor. O Genesym permite definir as junções entre tubos, definir o sentido do escoamento e realizar divisões ou junções da linha do refrigerante.

Também é possível definir um perfil de velocidades para o ar sobre o trocador de calor. Por “default”, a distribuição de ar é uniforme. Pode ser definido, pelo usuário, um perfil diferente da velocidade do ar (não uniforme). Esta é representada de maneira adimensional, com respeito à velocidade máxima do ar sobre o trocador de calor (fig.11).

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

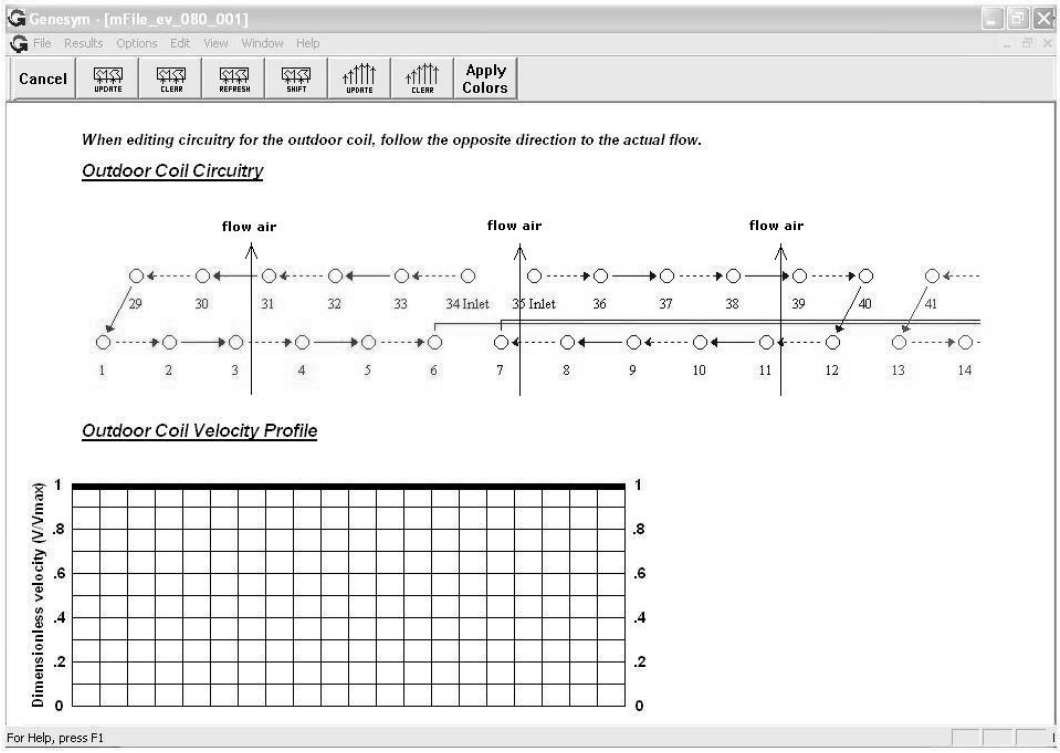

Figura 11. Seleção das junções entre os tubos para definir o circuito e definição do perfil de velocidade para o ar (no caso, uniforme).

No caso do compressor é necessário definir sua curva de performance, Estes dados podem ser obtidos diretamente da seleção de um modelo de compressor que se encontre na base de dados do *Genesym*, ver fig.12.

Para o dispositivo de expansão, tem-se a possibilidade de selecionar entre válvula de expansão termostática, tubo capilar, orifício calibrado, ou dispositivo de expansão isentálpica. A escolha definirá o modelo utilizado pelo *Genesym* na simulação. Detalhes como as dimensões e o tipo de isolamento das linhas de conexão entre os componentes também são levados em conta. São consideradas: linha de sucção de vapor, linha de descarga de vapor e linha de líquido, conforme se pode observar na fig.13. A queda de pressão nestes elementos também é computada. Valores para os fluxos de ar nos ventiladores, no evaporador e condensador, também precisam ser definidos.

Finalmente, as condições ambientais ao redor do evaporador e do condensador precisam ser definidas mediante uma combinação das temperaturas de bulbo seco, bulbo úmido (que pode ser substituída pela umidade relativa ou umidade absoluta), e a pressão atmosférica, conforme se observa na fig.14.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

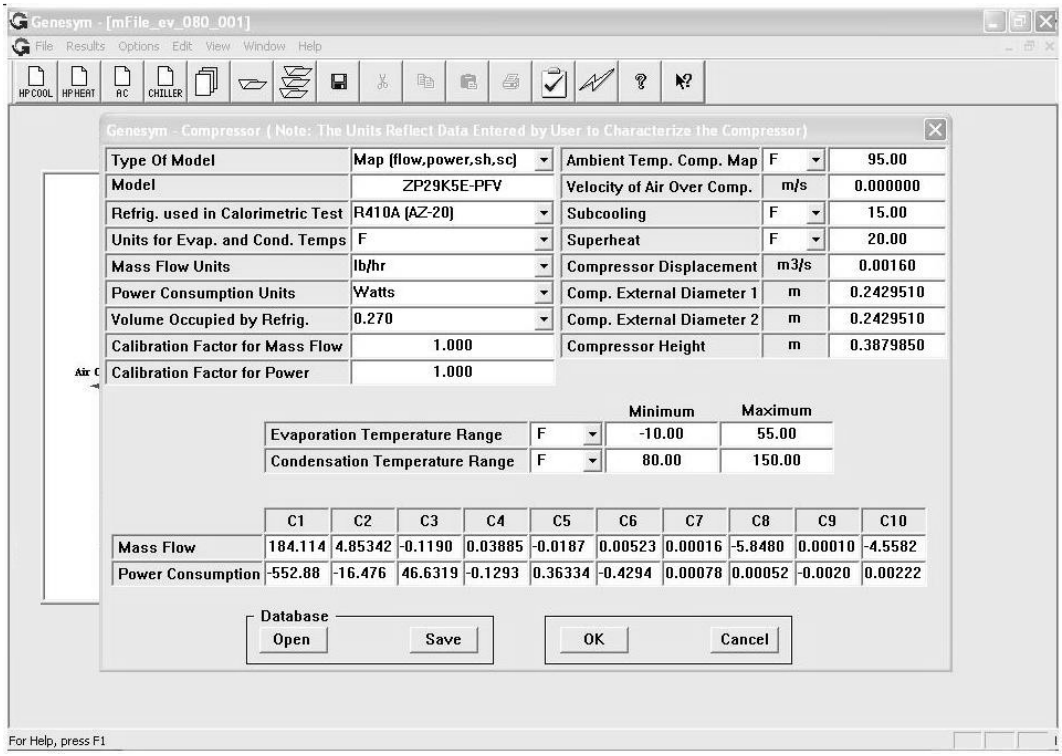

Figura 12. Dados necessários para definir o compressor.

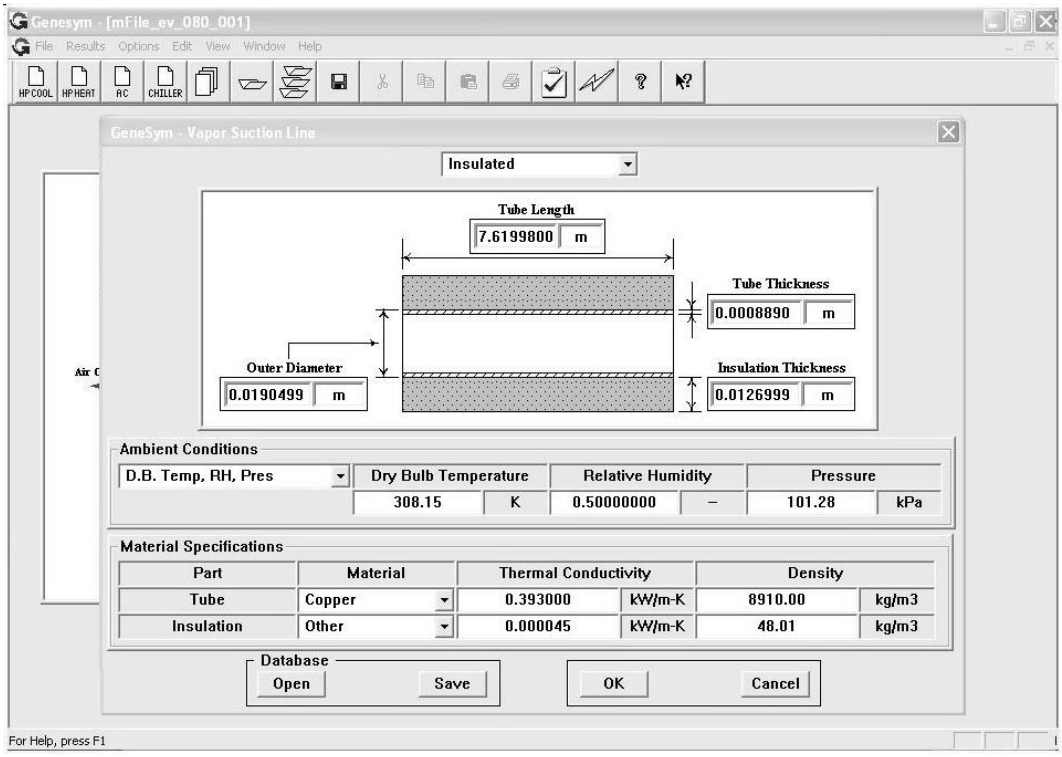

Figura 13. Detalhes para definir a conexão da linha de sucção.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

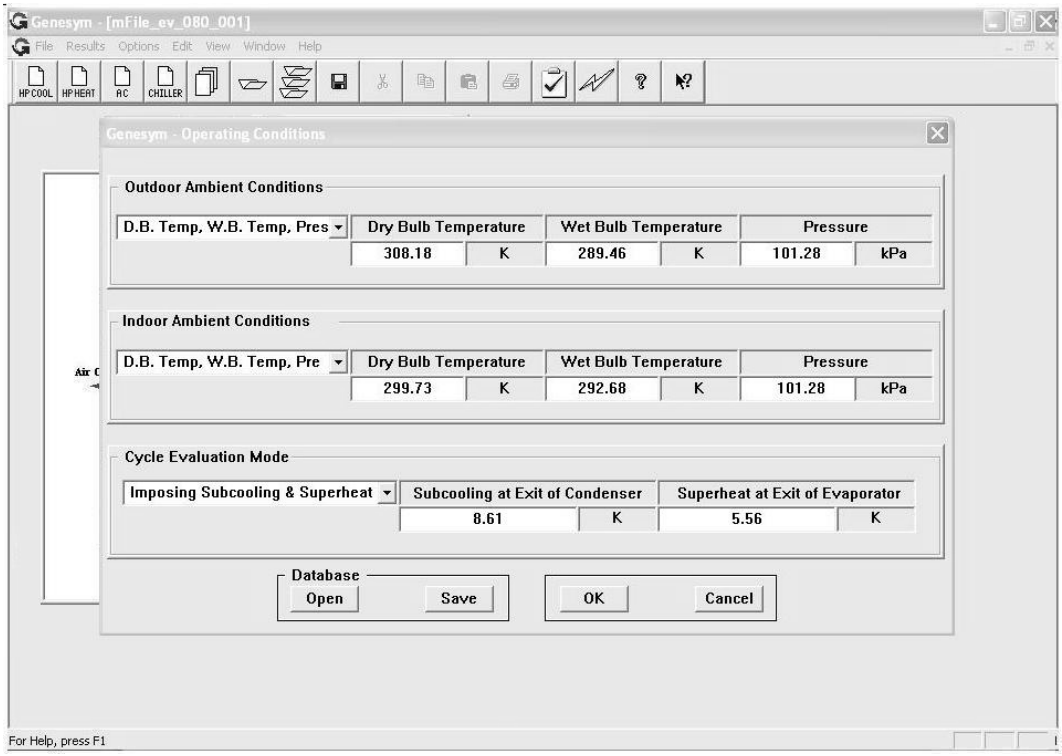

Figura 14. Condições de operação e modo de avaliação do ciclo.

O simulador Genesym é capaz de introduzir o grau de superaquecimento, o grau de subresfriamento, ou a carga de refrigerante como restrições internas do pacote de simulação. Estas condições impostas são respeitadas pelo programa na solução numérica do sistema simulado. O simulador prevê as seguintes opções para a solução:

- Prescrevendo o grau de superaquecimento, ou
- Prescrevendo a carga do refrigerante, ou
- Prescrevendo a carga do refrigerante e o grau de superaquecimento, ou
- Prescrevendo o grau de subresfriamento e de superaquecimento.

Estes restrições internas influenciaram na determinação da vazão mássica de refrigerante no sistema, assim como a diferença de temperatura adequada, entre os trocadores de calor e o meio ambiente, para garantir o grau de subresfriamento, ou de superaquecimento segundo convenga. Isto é o cálculo adequado das temperaturas de saturação do sistema.

Todos estes detalhes dos dados necessários para a simulação de um ciclo de refrigeração por meio do simulador *Genesym* são resumidos na tabela 1.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

Tabela 1. Resumo dos dados de entrada necessários para o processo de simulação.

CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO		
Modo de avaliação do ciclo	grau superaq. - subresfriam.	[-]
Subresfriamento na saída do condensador	8,61	[K]
Superaquecimento na saída do evaporador	5,56	[K]
Temp.de bulbo seco no condensador	308,18	[K]
Temp.de bulbo úmido no condensador	289,46	[K]
Pressão no condensador	101,28	[-]
Temp.de bulbo seco no evaporador	299,73	[K]
Temp.de bulbo úmido no evaporador	292,68	[K]
Pressão no evaporador	101,28	[kPa]
Vazão volumétrica através do evaporador	0,56634	[m^3/s]
Vazão volumétrica através do condensador	1,43425	[m^3/s]
Energia consumida pelo ventilador do evaporador	0,25	[kW]
Energia consumida pelo ventilador do condensador	0,186	[kW]

COMPRESSOR		
Tipo de modelo	Map (flow,power,sh,sc)	[-]
Modelo	ZP29K5E-PF	[-]
Temp. ambiente para o mapa do compressor	95	[F]
Velocidade do ar sobre o mapa do compressor	0	[m/s]
Sub-resfriamento	15	[K]
Superaquecido	20	[K]
Desplazamento do compressor	0,0016	[m^3/s]
Diâmetro interno 1 no compressor	0,24295	[m]
Diâmetro externo 2 no compressor	0,24295	[m]
Altura do compressor	0,38799	[m]
Unidade paras as temp.de evaporação e condensação		[F]
Unidades para a vazão mássica		[lb/h]
Unidades para a potência de consumo		[Watts]

CONDENSADOR		
Modo de operação	Condensador	[-]
Número de filas	1	[-]
Número de tubos	36	[-]
Diâmetro interno dos tubos	0,00622	[m]
Diâmetro externo dos tubos	0,00635	[m]
Distância entre tubos de uma mesma fila	0,02223	[m]
Distância lateral entre tubos	0,0254	[m]
Anchura do trocador de calor	1,905	[m]
Altura do trocador de calor	0,8128	[m]
Distância entre a base e o último tubo	0,01905	[m]
Distância coberta pelas aletas	0,984	[m]
Espessura das aletas	8,9E-05	[m]
Condutividade térmica do material das aletas	0,221	[kW/m-K]
Condutividade térmica do material do tubo	0,393	[kW/m-K]
Tipo de aleta	Lanced (old)	[-]
Tipo de superfície interna do tubo	Smooth	[-]
Número de seções repetidas do trocador	1	[-]
Número de tubos na primeira fila de cada seção	36	[-]

EVAPORADOR		
Modo de operação	Evaporador	[-]
Número de filas	3	[-]
Número de tubos	18	[-]
Diâmetro interno dos tubos	0,00853	[m]
Diâmetro externo dos tubos	0,00955	[m]
Distância entre tubos de uma mesma fila	0,0254	[m]
Distância lateral entre tubos	0,01905	[m]
Anchura do trocador de calor	0,508	[m]
Altura do trocador de calor	0,4572	[m]
Distância entre a base e o último tubo	0,00508	[m]
Distância coberta pelas aletas	0,57	[m]
Espessura das aletas	0,00013	[m]
Condutividade térmica do material das aletas	0,221	[kW/m-K]
Condutividade térmica do material do tubo	0,393	[kW/m-K]
Tipo de aleta	Lanced (old)	[-]
Tipo de superfície interna do tubo	2	[-]
Número de seções repetidas do trocador	18	[-]
Número de tubos na primeira fila de cada seção		

DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	
Tipo	Isoentálpico

VENTILADORES		
Vazão volumétrica do ar através do evaporador	0,56634	[m^3/s]
Energia consumida pelo ventilador do evaporador	0,25	[kW]
Vazão volumétrica do ar através do condensador	1,43425	[m^3/s]
Energia consumida pelo ventilador do condensador	0,186	[kW]

TUBULAÇÕES	LINHA DE DESCARGA DE VAPOR		LINHA DE SEÇÃO		LINHA DE LIQUIDO	
Isolado?	Não isolado	[-]	Isolado	[-]	Não isolado	[-]
Comprimento de tubo	0,9144	[m]	7,61998	[m]	7,62	[m]
Diâmetro exterior do tubo	0,0127	[m]	0,01905	[m]	0,00953	[m]
Espessura do tubo	0,00114	[m]	0,00089	[m]	0,00081	[m]
Espessura do isolamento	0	[m]	0,0127	[m]	0	[m]
Condições ambientais						
Temp.de bulbo seco	308,15	[K]	308,15	[K]	308,15	[K]
Umidade relativa	0,4	[-]	0,5	[-]	0,5	[-]
Pressão	101,28	[kPa]	101,28	[kPa]	101,35	[kPa]
Tubo						
Material	Cobre	[-]	Cobre	[-]	Cobre	[-]
Condutividade térmica	0,393	[kW/m-K]	0,393	[kW/m-K]	0,393	[kW/m-K]
Peso específico	8910	[m^3/kg]	8910	[m^3/kg]	8910	[m^3/kg]
Isolamento						
Material	Fibra de vidro	[-]	Fibra de vidro	[-]	Fibra de vidro	[-]
Condutividade térmica	0	[kW/m-K]	4,5E-05	[kW/m-K]	0	[kW/m-K]
Peso específico	0	[m^3/kg]	48,01	[m^3/kg]	0	[m^3/kg]

3.3.2. Método de solução

O Genesym resolve o sistema de equações para o ciclo completo de maneira seqüencial, módulo a módulo, tentando definir um valor adequado para a vazão mássica do refrigerante que permita cumprir com as restrições do sistema, como por exemplo, atingir o grau de superaquecimento desejado na saída do evaporador. Os trocadores de calor levam em consideração o trajeto

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

percorrido pelo refrigerante, por meio de análise tubo-a-tubo (Chi, 1979), e seus modelos matemáticos são resolvidos de maneira seqüencial. Ao resolver o sistema completo, o programa define a vazão mássica necessária de refrigerante para o sistema e os níveis de pressão e temperatura em que opera o ciclo de refrigeração. Um cálculo da carga do refrigerante também é realizado e provido ao usuário como resultado. Os graus de superaquecimento e de subresfriamento podem ser utilizados como parâmetros para comprovar a resolução correta do sistema de equações realizada pelo simulador.

3.3.3. Dados de saída

Dentre os dados de saída previstos pelo simulador, a vazão mássica de refrigerante e as temperaturas de evaporação e condensação são determinadas. A partir destes resultados são obtidos, também, a capacidade de resfriamento do sistema, o consumo de energia do compressor e o COP do sistema.

Estados termodinâmicos na entrada e saída, para o ar e para o refrigerante, em cada componente também são fornecidos, incluindo as linhas de conexão. Ganhos ou perdas de calor e queda de pressão em cada um deles também são computados. Um resumo dos dados de saída providos pelo simulador *Genesym* pode ser visto de maneira detalhada na tabela 2.

Tabela 2. Resumo dos dados de saída providos pelo Simulador Genesym.

Resultados gerais da Simulação

Nome do projeto	mFile_ev_080_001	[-]	Vazão mássica do refrigerante	0,06272	[kg/s]
Descrição do projeto	ICP-3TON	[-]	Vazão de ar no evaporador	0,56634	[m³/s]
Fluido refrigerante	R410A	[-]	Vazão de ar no condensador	1,43425	[m³/s]
Capacidade de resfriamento	10,568	[kW]	Temperatura de evaporação	283,62	[K]
Potência consumida pelo compressor	2,68	[kW]	Temperatura de condensação	318,16	[K]
COP	3,9424	[-]	Carga de refrigerante	2,084	[kg]
Taxa de eficiência energética	13,4639	[BTU/h.W]	Grau de superaquecimento na entrada.compressor	6,37	[K]

Resultados para cada Componente

	ṁ_ref [kg/s]	dV/t [m³/s]	w_comp [kW]	eff_v [-]	eff_s [-]	Pout/Pin [-]		T [K]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	x [-]	T_sat [K]
Compressor	0,0627	0,0016	2,244	0,975	0,729	2,52	(in)	289,76	1090,66	431,53	1,3184	1,0	283,31
							(out)	347,05	2751,59	467,32	1,4748	1,0	318,54

	ṁ_ref [kg/s]	V̇_air [m³/s]	Δp_ref [kPa]	Q̇_tot [kW]	T_air_in [K]	T_air_out [K]		T [K]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	x [-]	T_sat [K]
Condensador	0,0627	1,4343	34,04	13,073	308,18	316,21	(in)	346,84	2747,74	467,10	1,4742	1,0	318,48
							(out)	309,23	2713,70	258,68	1,3550	0,0	317,84
Evaporador	0,0627	0,5663	11,24	10,816	299,73	289,10	(in)	283,74	1107,85	258,67	1,2955	0,2	283,74
							(out)	289,48	1096,62	431,13	1,3167	1,0	283,50
Dispos. de expansão	0,0627		1591,22	0,000			(in)	309,22	2699,08	258,67	1,3555	0,0	317,61
							(out)	283,74	1107,85	258,67	1,2955	0,2	283,74
Válvula de retorno	0,0627		0,00	0,000			(in)	289,76	1090,66	431,53	1,3184	1,0	283,31
							(out)	347,05	2751,59	467,32	1,4748	1,0	318,54
Linha de líquido	0,0627		14,62	-0,001			(in)	309,23	2713,70	258,68	1,3550	0,0	317,84
							(out)	309,22	2699,08	258,67	1,3555	0,0	317,61
Linha sucção de vap.	0,0627		5,95	0,026			(in)	289,48	1096,62	431,13	1,3167	1,0	283,50
							(out)	289,76	1090,66	431,53	1,3184	1,0	283,31
Linha descarga de vap.	0,0627		3,86	-0,014			(in)	347,05	2751,59	467,32	1,4748	1,0	318,54
							(out)	346,84	2747,74	467,10	1,4742	1,0	318,48

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA

Devido ao fato de a resolução numérica do evaporador e do condensador, ser baseada numa abordagem quase-local, ou seja, tubo-a-tubo, pode-se também obter os estados termodinâmicos do fluido refrigerante na entrada e saída de cada tubo que compõe a serpentina do evaporador ou do condensador. Dados como o título (x), a pressão (P), a temperatura (T), a entalpia (h), e a entropia (s) se encontram disponíveis após o processo de simulação, como observado na fig.15, na entrada e saída de cada tubo. Na fig.15, observam-se os valores da pressão na entrada de cada tubo. por exemplo, a pressão na entrada do tubo 10 teria um valor de 3,42 kPa, e a pressão na entrada do tubo 9 teria um valor de 2,60 kPa.

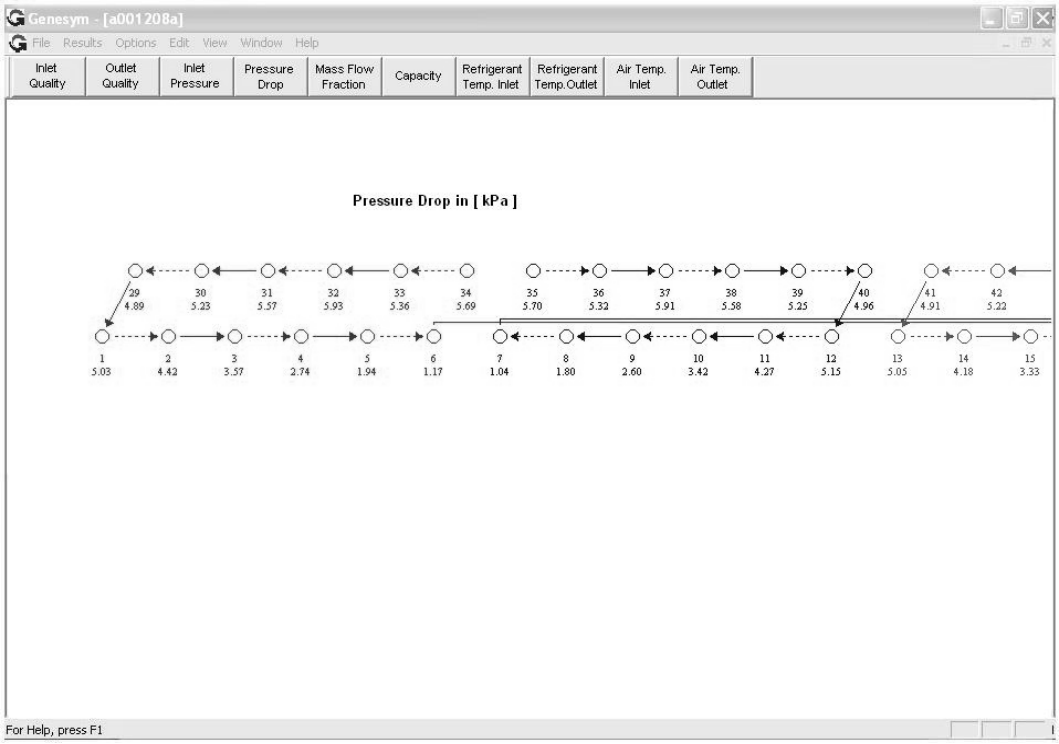

Figura 15. Exemplo de resultados tubo-a-tubo com queda de pressão no lado do refrigerante.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510825/CA