

INSTITUTOS SUPERIORES DE ENSINO DO CENSA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CIÊNCIAS SOCIAIS APLICADAS E DA SAÚDE
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO
CAPILAR PARA UM REFRIGERADOR PORTÁTIL

Por

Júlio César dos Santos Silva

Campos dos Goytacazes – RJ

Junho/2021

INSTITUTOS SUPERIORES DE ENSINO DO CENSA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CIÊNCIAS SOCIAIS APLICADAS E DA SAÚDE
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO
CAPILAR PARA UM REFRIGERADOR PORTÁTIL

Por

Júlio César dos Santos Silva

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado em cumprimento às exigências
para a obtenção do grau no Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica nos
Institutos Superiores de Ensino do CENSA.

Orientador: Silvio Eduardo Teixeira Pinto da Silva, MSc

Campos dos Goytacazes – RJ

Junho /2021

Silva, Júlio César dos Santos

Projeto e Dimensionamento de uma Válvula de Expansão
Capilar para um refrigerador portátil / Júlio César dos Santos Silva. -
Campos dos Goytacazes (RJ), 2021.

70 f.: il.

Orientador: Prof. Silvio Eduardo Teixeira Pinto da Silva
Graduação em (Engenharia de Mecânica) - Institutos Superiores de
Ensino do CENSA, 2021.

1. Refrigeração. 2. Válvula de Expansão. 3. Capilar. I. Título.

CDD 621.84

Bibliotecária responsável Glauce Virgínia M. Régis CRB7 - 5799.
Biblioteca Dom Bosco.

PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO
CAPILAR PARA UM REFRIGERADOR PORTÁTIL

Por

Júlio César dos Santos Silva

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado em cumprimento às exigências
para a obtenção do grau no Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica nos
Institutos Superiores de Ensino do CENSA.

Aprovado em 21 de Junho de 2021

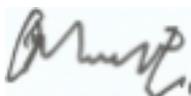
BANCA EXAMINADORA



Silvio Eduardo Teixeira Pinto da Silva, MSc – ISECENSA



Silas das Dores de Alvarenga, Esp. – ISECENSA



Etevaldo Marques Pessanha, MSc – ISECENSA

DEDICATÓRIA

À minha família, por tudo que representam para mim.

AGRADECIMENTOS

A Deus por ter me dado resiliência para chegar até aqui. A esta instituição de ensino superior, seu corpo docente, direção, administração e a todos que direta ou indiretamente propiciaram a mim realização um sonho, minha formação.

Gratidão.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Diagrama temperatura entropia e curvas características.....	17
Figura 2: Fluxo de Energia no Funcionamento das Máquinas Térmicas.....	18
Figura 3: Ciclo de Carnot.	20
Figura 4: Ciclo de Carnot reverso.....	21
Figura 5: Representação esquemática do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor no diagrama de Mollier.....	22
Figura 6: Ciclo de Refrigeração por compressão de vapor ideal no diagrama de Mollier.....	23
Figura 7: Ciclo de Refrigeração por compressão de vapor real no diagrama de Mollier.....	25
Figura 8: Processo de compressão ideal.	29
Figura 9: Processo de condensador ideal.	30
Figura 10: Processo no dispositivo de expansão.	31
Figura 11: Processo de vaporização	33
Figura 12: Modelo de Tubo capilar comercial.....	36
Figura 13: Variação da vazão mássica do refrigerante através do tubo compressor e capilar com as temperaturas do condensador e evaporador.	37
Figura 14: Efeito da variação de carga no capilar do tubo baseado em sistemas de refrigeração. A: ponto de projeto, B: baixa carga; C: carga elevada.	38
Figura 15: Redução do efeito refrigerante quando o vapor entra no tubo capilar	40
Figura 16: Variação das propriedades termodinamicas do fluido-refrigerante para um segmento do Capilar.	47
Figura 17: Variação da Entalpia em função da perda de pressão.....	48
Figura 18: Pequena seção do tubo capilar considerado pela análise	52
Figura 19: Variação no fluxo de massa e da pressão de sucção (P_e) para a pressão do condensador fixa;	56

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Dados utilizados para os cálculos de transferência de calor.	46
Tabela 2: Redução da temperatura ao longo do comprimento do capilar.	57
Tabela 3: Variação das propriedades termodinâmicas ao longo da tubulação	59
Tabela 4: Queda de pressão e fator de atrito ao longo do tubo.	61
Tabela 5: Queda de pressão e fator de atrito ao longo do tubo.	63

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1: Princípio de conservação de Energia.....	15
Equação 2: Trabalho realizado por uma Máquina Térmica.....	19
Equação 3: Rendimento Térmico.....	19
Equação 4: Modificação da Equação de Rendimento.....	19
Equação 5: Equação do Ciclo de Carnot	20
Equação 6: Determinação da Entalpia com eficiência menor que 100%	25
Equação 7: Coeficiente de performance.	26
Equação 8: Variação da energia no processo.....	27
Equação 9: Variação da Energia fórmula resumida	28
Equação 10: Fluxo de trabalho no sistema.	29
Equação 11: Taxa de calor cedido pelo condensador.....	30
Equação 12: Condição Isentálpica da Válvula de Expansão	32
Equação 13: Balanço Energético na Válvula de Expansão.....	32
Equação 14: Fluxo de calor.....	33
Equação 15: Transferência de calor no Condensador	39
Equação 16: Titulação.....	49
Equação 17: Volume Específico.....	49
Equação 18: Velocidade do Fluido antes de passar pelo Capilar	50
Equação 19: Velocidade do Fluido após passar pelo Capilar	50
Equação 20: Vazão mássica por unidade de área	50
Equação 21: Entalpia na saída do Tubo	50
Equação 22: Variação de pressão a partir da aceleração do fluido	51
Equação 23: Equação modificada da variação de pressão.....	51
Equação 24: Perda de Pressão total.....	51
Equação 25: Equação de conservação de massa modificada	52
Equação 26: Derivação parcial da pressão ao longo de um pequeno trecho do tubo	52
Equação 27: Conservação do Momento	52
Equação 28: Modificação da Conservação do Momento	52
Equação 29: Equação modificada da conservação de massa para determinação de tensão cisalhante do fluido	53

Equação 30: Determinação da tensão cisalhante através da pressão	53
Equação 31 Perda de pressão por fricção	53
Equação 32: Perda de pressão por fricção modificada	54
Equação 33: Coeficiente de vazão mássica.....	54
Equação 34: Número de Reynolds.....	54
Equação 35: Coeficiente de Reynolds	54
Equação 36: Fator de Atrito de Darcy	55

SUMÁRIO

CAPÍTULO I: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	12
1 HISTÓRICO DO REFRIGERAÇÃO	13
2 ENERGIA E TERMODINÂMICA	14
2.1 Primeira Lei da Termodinâmica.....	15
2.2 Segunda Lei da Termodinâmica.....	15
2.3 Propriedades do Fluido e Titulação.....	17
3 MÁQUINAS TÉRMICAS.....	18
3.1 Ciclo de Carnot.....	19
3.1.1 Ciclo de Carnot Reverso	21
4 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR	22
4.1 Diferença entre o Ciclo de Refrigeração Ideal e Real	24
4.2. Coeficiente de Performance	26
5 BALANÇO DE ENERGIA	27
5.1 Processo de Compressão	28
5.2 Processo de Condensação	30
5.3 Processo de Expansão	31
5.4 Processos de Vaporização.....	33
6 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO	34
6.1 Tubo Capilar.....	35
6.1.1 Ponto de balanço entre o compressor e o tubo capilar	36
6.1.2 Efeito da Variação de Carga	37
CAPÍTULO II: ARTIGO CIENTÍFICO	41
RESUMO.....	42
ABSTRACT	43
1. INTRODUÇÃO	44
1.1 Objetivo geral	44
1.1.1 Objetivos específicos	44
1.2 Justificativa.....	45
2. METODOLOGIA.....	45
2.1 Dimensionamento por corte e tentativa.....	46

2.2 Condição de Choke	55
3. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	56
4. CONCLUSÕES	64
5. REFERÊNCIAS.....	65
CAPÍTULO III: REFERÊNCIAS	66
ANEXO 1.....	67

CAPÍTULO I: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1 HISTÓRICO DO REFRIGERAÇÃO

Desde a pré-história, o homem tem a necessidade de conservar alimentos ou manter a temperatura de determinados objetos para que estas alcancem temperaturas inferiores à do ambiente. Os métodos mais antigos para resfriamento consistiam no uso do gelo ou de misturas de sal e neve. Posteriormente verificou-se que dissolvendo o gelo em determinados sais como o nitrato de sódio reduzia-se a temperatura de solidificação permitindo resfriar objetos de forma mais homogênea e a temperaturas ainda mais baixas (COSTA, 2011).

A civilização egípcia não contava com o gelo natural para o resfriamento da água, para isto utilizavam o processo de evaporação, usando vasos de barro que por serem porosos, permitiam a passagem de um pouco de água contida no seu interior, à medida que uma parcela da água evaporava para o ambiente ocorria a redução da temperatura do sistema.

A refrigeração ganhou popularidade a partir de estudos que comprovaram que a contínua reprodução ou proliferação das bactérias podia ser impedida e em muitos casos limitada pelo resfriamento, entretanto a obtenção de gelo era dependente as condições climáticas. Por este motivo, pesquisadores e engenheiros buscaram meios que permitissem a obtenção artificial de gelo (COSTA, 2011).

Um dos primeiros sistemas de refrigeração a ser obtidos com sucesso foi o sistema de refrigeração por absorção inventado por Ferdinand Carré em 1823, baseados nos estudos teóricos em refrigeração por absorção por Nairne em 1777. No entanto, esta máquina térmica perdeu rapidamente sua popularidade quando em 1880, nos Estados Unidos da América (EUA), Carl V. Linde começou a substituir as máquinas de absorção por sistemas de refrigeração à compressão mecânica.

Até o final do século, os sistemas de refrigeração por absorção perderam sua importância devido a redução do uso das máquinas a vapor na indústria como fonte energética, uma vez que parte do vapor rejeitado por estas máquinas eram um elemento importante no sistema de refrigeração por absorção, enquanto o processo de refrigeração por compressão a vapor veio em uma crescente devido a

melhorias dos motores elétricos que compunham os compressores deste sistema (STHEPAN,1983).

Os sistemas de refrigeração por absorção voltaram a ser utilizados em larga escala na indústria, principalmente pós primeira guerra devido a possibilidade de reaproveitamento da energia térmica rejeitada nos condensadores de outras máquinas térmicas no sistema gerador de refrigeração por absorção (MIRANDA, 2008).

2 ENERGIA E TERMODINÂMICA

A energia é uma palavra recorrente na vida cotidiana e pode ser entendida como a capacidade de alterar ou modificar o estado de um determinado objeto. Embora exista várias transformações energéticas que não compreenda realização de trabalho, para maioria das aplicações o seu maior interesse está em sua capacidade de gerar ou realizar trabalho. Seu campo de estudo possui uma enorme amplitude de aplicações, que pode ir desde uma simples realização de um deslocamento de um pistão alternativo como modelagem dos sistemas de resfriamento, projetos de motores e turbinas (MIRANDA, 2008).

A termodinâmica é o estudo dos processos de transferência de energia em corpos macroscópicos que envolvem a temperatura. De acordo com a primeira lei da termodinâmica a energia é conservada, não podendo ser criada e nem destruída. Podendo ser transformada em outros tipos energia. A energia pode se manifestar de diversas formas: calorífica, cinética, elétrica, eletromagnética, mecânica, potencial, química, radiante, transformáveis umas nas outras, e sendo cada uma capaz de provocar fenômenos bem determinados e característicos nos sistemas físicos (MIRANDA, 2008).

2.1 Primeira Lei da Termodinâmica

A primeira lei aborda o princípio de conservação de energia relacionando as três formas de energia térmicas existentes, trabalho mecânico (W), calor (Q) e energia interna (ΔU) conforme descreve a Equação 1.

$$Q = \Delta U + W \quad (1)$$

A matéria é constituída de átomos e moléculas e estas são partículas que possuem movimento vibracional na forma de energia cinética e energia potencial. Portanto, a energia interna (U) pode ser definida como a soma das energias cinéticas de todas as suas partículas constituintes acrescidas da soma de todas as energias potenciais das interações entre as partículas do sistema. Uma vez que o movimento vibracional destas partículas está diretamente relacionado com a temperatura, processos isotérmicos não possuem variação de energia interna (ÇENGEL E BOLES, 2013).

2.2 Segunda Lei da Termodinâmica

A segunda Lei da Termodinâmica refere-se, portanto, à “qualidade” da energia, levando em consideração também a energia que se torna mais difusa e acaba se degenerando em dissipação. A partir desta lei é que se chega ao conceito de entropia, que está associada a uma medida de desordem de um sistema (GOUVÊA et al.,2004).

Historicamente a segunda lei da termodinâmica e o conceito de entropia foram desenvolvidos primeiramente a partir do estudo do estabelecimento do equilíbrio térmico e da eficiência das máquinas térmicas. A segunda lei da termodinâmica indica a direção em que acontecem espontaneamente os fenômenos na natureza. Ela é resultado da generalização de fatos experimentais. Assim, no processo de estabelecimento de equilíbrio térmico entre dois corpos a diferentes temperaturas o fluxo de calor se dá do corpo mais quente para o mais frio (GOUVÊA et al.,2004).

A Entropia é uma função de estado assim como a pressão (p), a temperatura (T) e a energia interna (U). No caso desta expansão isotérmica reversível a variação

a entropia (S) é a entidade física que rege a segunda lei da termodinâmica, a qual estabelece que a ela deve aumentar para processos espontâneos e em sistemas isolados. Para sistemas abertos, deve-se estabelecer que a entropia do universo (sistema e suas vizinhanças) deve aumentar até atingir um valor máximo no estado de equilíbrio. A segunda lei da termodinâmica foi primeiramente relacionada historicamente com processos cíclicos que convertiam calor em trabalho (ÇENGEL E BOLES, 2013).

A segunda lei amplia a discussão da conservação de energia, acrescentando a ideia de que a energia acaba “depreciando” em formas menos úteis. Esses efeitos dissipativos estão presentes no escoamento de fluidos no interior das máquinas de fluxo. No caso de uma máquina operatriz, à medida que a energia proveniente do acionador é transferida preferencialmente ao fluido na forma de energia mecânica, parte é degradada em energia interna, acarretando aumento da demanda energética na pressurização e expansão do fluido (GOUVÊA et al.,2004).

Já com uma máquina motriz, ocorre efeito análogo, porém, em sentido inverso, com a degradação da energia mecânica do escoamento ocorrendo a conversão irreversível de parte de sua energia mecânica em energia interna devido a efeitos dissipativos (atrito do fluido, turbulência, etc.) estas perdas de energia reduzem a quantidade de energia que pode ser entregue pelo sistema, a partir de determinadas condições de serviço (GOUVÊA et al.,2004).

Apesar de não ser muito comum, também existem processos reversíveis onde não ocorre perda de energia durante o processo, sendo considerado um processo ideal. Os processos reversíveis são aqueles em que os processos podem espontaneamente durante um processo termodinâmico permitindo que ele retorne ao estado original e sem fornecimento de energia. Para que um processo seja reversível ele deve obedecer às seguintes condições:

- Não deve haver presença de forças dissipativas como as realizadas pelo atrito, por forças viscosas ou por outras forças dissipativas que produzem calor;
- Não deve haver condução de calor devida a diferenças de temperatura;

- O processo deve ser quase estático, de modo que o sistema esteja sempre num estado infinitamente próximo do estado de equilíbrio.

2.3 Propriedades do Fluido e Titulação

Para determinação das propriedades termodinâmicas por meio de tabelas são muito uteis os conceitos de titulação, que indica o quanto um fluido está perto de superaquecer durante um processo de mudança de fase (ÇENGEL E BOLES, 2013).

A Figura 1 mostra o diagrama Temperatura-Entropia Específica de um determinado líquido;



Figura 1: Diagrama temperatura entropia e curvas características.

Fonte: Çengel e Boles, 2013.

Região de líquido – a região à esquerda da linha do líquido saturado ($x=0$);

Região líquido-vapor – a região compreendida entre a linha de líquido saturado ($x=0$) e a linha de vapor saturado ($x=1$). Nesta região os diagramas apresentam linhas de título constante;

Região de vapor sobreaquecido – a região à direita da linha do vapor saturado ($x=1$).

Também se observam as linhas de entalpia e pressão constante, assim como o título na região bifásica como referido anteriormente. O ponto crítico

corresponde à temperatura máxima a que o líquido e o gás, de uma substância pura, podem coexistir, sendo diferente para cada substância.

3 MÁQUINAS TÉRMICAS

A termodinâmica foi concebida através da observação da eficiência no funcionamento de máquinas que dependiam da troca de temperatura e calor com o meio. As máquinas térmicas são equipamentos que conseguem converter parte da energia térmica em trabalho mecânico. Estas máquinas operam em ciclos, retirando uma quantidade de calor (Q_H) de uma fonte quente, convertendo parte desse calor em trabalho mecânico (W) e rejeitando outra quantidade de calor para uma fonte fria (Q_L), conforme ilustra a Figura 2 (ÇENGEL E BOLES, 2013).



Figura 2: Fluxo de Energia no Funcionamento das Máquinas Térmicas

Fonte: Çengel e Boles, 2013.

O princípio de funcionamento básicos de todas as máquinas térmicas pode ser explicada a partir das duas leis principais da Termodinâmica. Segundo o princípio de conservação da energia, o trabalho (W) realizado por uma máquina térmica é definida a partir da Equação 2, Comumente se adota como positivo o calor adquirido pelo sistema (Q_H) e negativo quando cedido por este (Q_L). A função destas máquinas é transformar a maior quantidade possível do calor absorvido (Q_H) em trabalho (W) (LIMA, 2003).

$$W = Qh - Q_L \quad (2)$$

O rendimento termodinâmico quantifica o grau de não-idealidade do processo que ocorre no interior de uma máquina. Para isso, considera-se como padrão de referência um modelo de máquina ideal (isenta de degradação de energia) sujeita às mesmas condições de serviço que a máquina real (LIMA, 2003).

A partir do ciclo em que opera a máquina térmica, podemos definir o seu rendimento (η), que é a grandeza que define a quantidade de calor fornecida pela fonte quente convertida em trabalho pela máquina. Assim, seu rendimento (η) é definido com base na Equação 3 ou na Equação 4 que é uma expressão da concatenação da Equação 2 com a 3:

$$\eta = \frac{W}{Q_H} \quad (3)$$

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (4)$$

3.1 Ciclo de Carnot

Para um melhor entendimento do processo de refrigeração é importante o entendimento do ciclo de Carnot. Este ciclo é formado por processos reversíveis, e portanto, denominado ideal, alcançando desta forma uma eficiência máxima maior que qualquer ciclo.

Por este motivo, este ciclo é usado como referência para os demais ciclos reais de potência, pois estima-se o limite máximo de eficiência da operação para temperaturas da fonte (T_H) quente e fria (T_L). A Equação 5 estima-se a máxima eficiência que uma máquina térmica é capaz de operar considerando que os reservatórios térmicos de fornecimento e remoção de calor trabalham de forma isotérmica. O ciclo de Carnot representa o limite máximo de eficiência da operação. E sua eficiência pode ser estimada a partir das temperaturas de operação na fonte quente (T_H) e fria (T_L) conforme descrito na Equação 5 (ÇENGEL E BOLES, 2013).

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (5)$$

Onde:

η - Eficiência (%);

T_H - Temperatura do corpo em alta temperatura [°K];

T_L - Temperatura do corpo em baixa temperatura [°K]

De acordo com o diagrama temperatura-entropia do ciclo de refrigeração Figura 3 (b) os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos (ÇENGEL E BOLES, 2013).

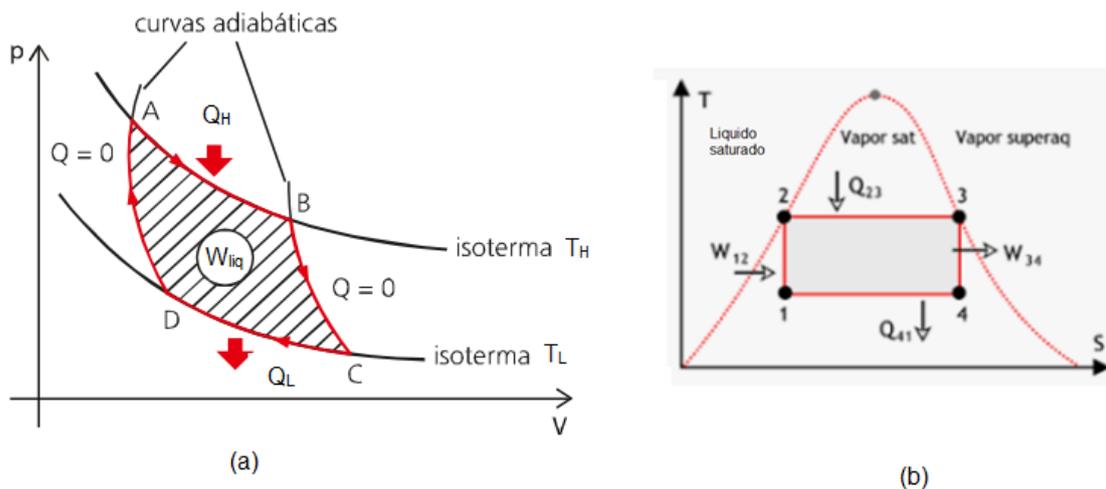


Figura 3: Ciclo de Carnot.
Fonte: Çengel e Boles, 2013.

Os processos que ocorrem no ciclo de Carnot são descritos a seguir:

- 1-2 Compressão adiabática.
- 2-3 Rejeição isotérmica de Calor.
- 3-4 Expansão adiabática.
- 4-1 Remoção isotérmica de calor de um ambiente a baixa temperatura.

3.1.1 Ciclo de Carnot Reverso

É o ciclo termodinâmico comumente aplicado a fim de promover a refrigeração de forma contínua. Enquanto no ciclo de Carnot a energia é extraída na forma de calor da fonte quente, uma parcela desta energia é transformada em trabalho mecânico enquanto a parcela restante é rejeitada na fonte fria.

O fluido refrigerante irá passar por processos mudando seu estado, mas voltando ao seu estado original. O ciclo de refrigeração opera no sentido reverso, o refrigerante absorve calor isotermicamente da fonte quente (evaporador) de baixa temperatura (T_L) de uma quantidade Q_L (processo 1-2); é comprimido isoentropicamente até o estado 3 (atingindo a temperatura T_H); rejeita uma quantidade calor Q_H isotermicamente a um reservatório de alta temperatura (T_H) (condensador); (processo 3-4); e expande isoentropicamente até o estado 1. O Ciclo de Carnot reverso é visualizado na Figura 4 (ÇENGEL E BOLES, 2011).

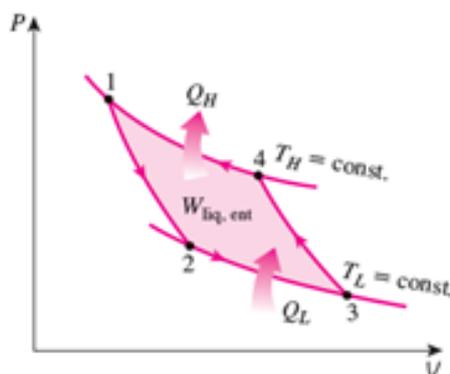


Figura 4: Ciclo de Carnot reverso.

Fonte: Çengel e Boles, 2011.

O ciclo de Carnot reverso é o mais eficiente entre todos os ciclos de refrigeradores. Porém na prática há diversos fatores que impedem a sua utilização. Mantendo a pressão constante, automaticamente a temperatura se manterá constante durante o processo de mudança de fase (líquido + vapor) na condição de saturação. Conseqüentemente, os processos 1-2 e 3-4 do ciclo de Carnot podem ser adotados em evaporadores e condensadores (STOECKER E JABARDO, 2002).

Entretanto, os processos 3-4 e 1-2 não podem ser obtidos na prática. Isso porque o processo 3-4 envolve a compressão de uma mistura (líquido + vapor) que requer um compressor que trabalhe em duas fases, e o processo 1-2 envolve a expansão do fluido em condições de elevada umidade. Estes problemas são eliminados através da execução do ciclo reverso fora da região de saturação, no entanto, ao utilizar o sistema refrigerante nessas configurações cria-se uma dificuldade em manter as condições isotérmicas durante o processo de absorção e rejeição de calor (ÇENGEL E BOLES, 2011).

4 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

Os sistemas de refrigeração por compressão a vapor têm em sua constituição básica quatro componentes: Um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador conforme mostra a Figura 5.

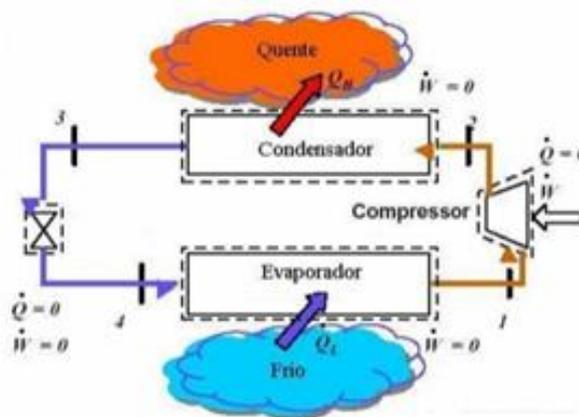


Figura 5: Representação esquemática do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor no diagrama de Mollier.
Fonte: Dossat e Horan, 2001.

Na condição Ideal o fluido refrigerante ingressa no evaporador onde o líquido evapora a pressão praticamente constante, absorvendo calor a uma temperatura baixa, até que o fluido refrigerante se evapore completamente se tornando vapor saturado, e então o vapor produzido é comprimido até uma pressão mais alta de forma isentrópica, superaquecendo o fluido refrigerante, o fluido entra no condensador onde rejeita calor para o ambiente até atingir a fase líquida. O líquido que sai do condensador é retornado a sua pressão de trabalho no evaporador

através de um elemento que promove a expansão do gás até que o fluido se transforme em mistura saturada (DOSSAT E HORAN, 2001).

Durante um ciclo ideal de refrigeração é considerado que todas as etapas do processo ocorrem de forma reversível, desta forma a eficiência máxima é alcançada sendo esta maior que qualquer ciclo real. O ciclo ideal é utilizado para o cálculo de referência em que estima-se as temperaturas que podem ser alcançadas na eficiência máxima (DOSSAT E HORAN, 2001).

O ciclo de refrigeração também pode ser representado por um diagrama P-H (pressão-entalpia) ou Diagrama de Mollier, conforme a Figura 6. Neste caso, as perdas de pressão no evaporador e no condensador são desprezadas e o processo de compressão ocorre de forma adiabática e reversível (COSTA,1982).

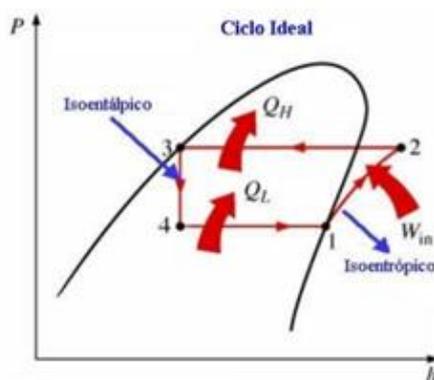


Figura 6: Ciclo de Refrigeração por compressão de vapor ideal no Diagrama de Mollier
Fonte: Costa, 1982.

O ciclo de refrigeração por compressão se baseia no processo inverso ao ciclo de Carnot um esquema mostrando o diagrama temperatura-entropia do ciclo de refrigeração é mostrado na Figura 6, em que há a transferência de energia de um meio de menor para maior temperatura, necessitando para isto, de fornecimento de energia ao sistema na forma de trabalho mecânico (GOUVÊA et al., 2004).

Este ciclo também pode ser chamado de ciclo de Carnot e ocorrem os seguintes processos:

- Compressão adiabática (Compressor): Em que ocorre a compressão hipoteticamente isentrópica o vapor saturado ou superaquecido passa da

pressão P_1 , para a pressão P_2 , consumindo um trabalho mecânico (SILVA, 2009).

- Rejeição isotérmica de Calor (Condensador): neste processo o vapor superaquecido vindo da compressão, é resfriado isobaricamente até a temperatura de saturação, sendo condensado de forma isobárica-isotermicamente, distribuindo a energia (calor) para o meio (TORREIRA, 1994).
- Expansão adiabática (Dispositivo de Expansão): nesta etapa o vapor condensado é expandido isentalpicamente, passando novamente da pressão P_2 para a pressão P_1 (OLIVEIRA, 2012).
- Remoção isotérmica de calor no ambiente com baixa temperatura (Evaporador), nesta etapa há a passagem pelo evaporador, no qual o líquido refrigerante é parcialmente vaporizado após passar pela válvula de expansão sofre sua vaporização final, retirando o calor do ambiente ou local que se deseja refrigerar (GOUVEA *et al.*, 2004).

Estes processos são reversíveis, sendo os processos 1-2 e 3-4 isentrópicos, além disso, a extração de calor da fonte de baixa temperatura realizada através do processo 4-1 fase chamada de efeito útil (DOSSAT, 1980).

4.1 Diferença entre o Ciclo de Refrigeração Ideal e Real

Há diversas diferenças entre o ciclo de refrigeração real e teórico como a queda de pressão nas linhas de descarga, condensador e evaporador, o sub-resfriamento na saída do condensador ou o superaquecimento na sucção, que tem como finalidade evitar a entrada de líquido no compressor. A Figura 7 descreve bem estas perdas (MIRANDA, 2008).

Outras diferenças observadas no ciclo real estão na compressão do fluido refrigerante, que no ciclo real é um processo de compressão politrópico em vez de isoentrópico como preconizado no ciclo ideal, pois ocorre uma diferença da temperatura de descarga do compressor mais elevada do que havia sido esperada, além destes problemas podem ocorrer problemas como a perda de fluido

refrigerante, mau funcionamento do compressor por falhas mecânicas (COSTA, 2011).

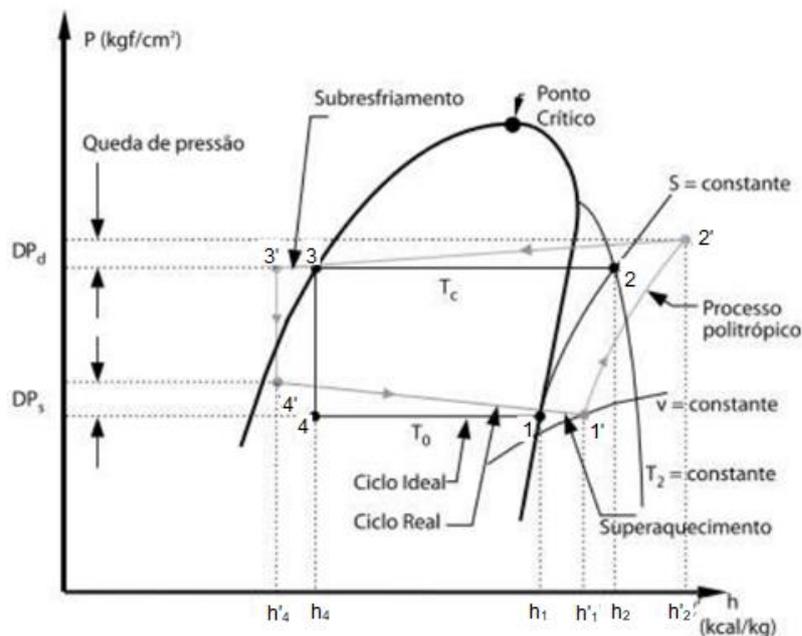


Figura 7: Ciclo de Refrigeração por compressão de vapor real no diagrama de Mollier

Fonte: Costa, 2011.

Outra importante diferença é que no ciclo ideal não é considerado a produção de atrito nos processos de compressão ou expansão, entretanto no ciclo real ocorre este atrito, embora processos isotérmicos possam ser reproduzidos na prática. Uma maneira de obter estes últimos é a mudança de fase (evaporação ou condensação) do refrigerante a pressão constante (STOECKER E JABARDO, 2011).

No processo de compressão ocorrem perdas de energia no compressor e o mesmo perde uma pequena quantidade de calor ao meio ambiente. O processo real deixa de ser isentrópico. A nova entalpia (h_2) é calculada com base na Equação 6.

$$n = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

Portanto o ciclo real consiste dos seguintes processos:

- 1-2 Compressão ocorre de forma não isentrópica com superaquecimento do fluido até a pressão de condensação;
- 2-3 Resfriamento e condensação do vapor até líquido sub resfriado com perda de pressão no condensador;
- 3-4 Expansão isoentálpica até a pressão de evaporação.
- 4-5 Evaporação do fluido refrigerante até o estado de vapor superaquecido enquanto ocorre pequena perda de carga no evaporador.

4.2. Coeficiente de Performance

Para medir a eficiência de um ciclo de refrigeração a vapor é usado o coeficiente de performance, descrito na Equação 7, que é um parâmetro fundamental na análise de sistemas de arrefecimento, pois relaciona o efeito desejado de remoção de calor com a energia consumida na forma de trabalho (ÇENGEL E BOLES, 2013).

$$COP_r = \frac{Q_L}{W} \quad (7)$$

Onde:

COP_r - Coeficiente de performance;

Q_L - Calor latente (kJ);

W - Trabalho realizado no sistema (kJ).

Vários parâmetros influenciam o desempenho do sistema de refrigeração. Esses parâmetros são, na verdade, modificadores do ciclo a fim de aumentar a sua eficiência. Os principais fatores são:

- Temperatura de evaporação: Sua redução resulta no decréscimo do COP;

- Temperatura de condensação: quando maior for o seu valor menor será o COP;
- Sub-resfriamento: garante que tenha somente líquido no dispositivo de expansão e aumenta a troca térmica no evaporador a entrada do fluido no estado gasoso;
- Superaquecimento: usado para garantir a entrada do fluido no estado gasoso no compressor. Dependendo do gás instalado, pode aumentar ou diminuir o COP.

5 BALANÇO DE ENERGIA

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é um dispositivo de escoamento permanente e, portanto, pode-se admitir que as propriedades do sistema não sofrem alteração com o tempo. Com base no princípio de conservação de energia e na primeira equação da termodinâmica, a variação de energia em qualquer parte do processo pode ser descrita com base na Equação 8 (ÇENGEL E BOLES, 2013).

$$\Sigma \dot{Q} + \Sigma \dot{m} \left(\frac{\vec{V}_1^2}{2} + gZ_1 + h \right) = \Sigma \dot{W} + \Sigma \dot{m} \left(\frac{\vec{V}_2^2}{2} + gZ_2 + h \right) \quad (8)$$

Onde:

\dot{Q} : fluxo de calor (J ou Nm);

\dot{m} : fluxo de massa (kg/s);

\dot{W} : fluxo de trabalho (W);

Z: cota com relação a um referencial adotado (m);

h: entalpia específicas (kJ/kg);

\vec{V} : velocidade média (m/s);

g: aceleração da gravidade (m/s²).

Para os dispositivos de refrigeração as variações de energia cinética e potencial do refrigerante são desprezadas. O condensador e o evaporador não envolvem nenhum tipo de trabalho e o compressor pode ser considerado como adiabático, com base nisso a Equação 9.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} (h_{saída} - h_{entrada}) \quad (9)$$

Onde:

\dot{Q} : fluxo de Calor [J ou N.m];

\dot{W} : fluxo de Trabalho [J ou N.m];

\dot{m} : fluxo de massa [kg/s];

h: entalpias específicas [kJ/kg].

5.1 Processo de Compressão

O processo no ciclo ideal é internamente reversível e adiabático e, portanto, se dá de forma isentrópica. Entretanto, o processo real de compressão envolve efeitos de atrito, o que aumenta a entropia e a transferência de calor, que pode aumentar ou diminuir a entropia, dependendo da direção. É desejável que o processo de compressão ocorra de forma isentrópica, uma vez que a vazão mássica do refrigerante e, portanto, o requisito de entrada de trabalho é menor nesse caso. Assim, o refrigerante deveria ser resfriado durante o processo de compressão sempre que isso for prático e econômico (ÇENGEL E BOLES, 2013).

Os parâmetros importantes de um processo de compressão a vapor podem ser determinados pela pressão e entalpia. Esses parâmetros são o trabalho de compressão, a taxa de calor, o efeito de refrigeração, o coeficiente de eficácia, a vazão de volume de refrigerante por quilowatt de refrigeração e a potência por quilowatt de refrigeração (STOECKER E JABARDO, 2002).

Com o objetivo de alcançar o aumento da pressão necessária ao ciclo teórico gera-se uma quantidade de energia por unidade de tempo ao refrigerante no compressor. Observa-se na **Erro! Fonte de referência não encontrada.8**, o diagrama pressão versus entalpia para o ciclo de refrigeração ideal de compressão por vapor. No sistema real da refrigeração, o compressor desperdiça calor para o ambiente, entretanto esta perda é pequena quando se compara a energia necessária para realizar a compressão. Portanto, pode-se considerar esse processo como adiabático reversível (isentrópico) (VENTURINI; PIRANI, 2005).

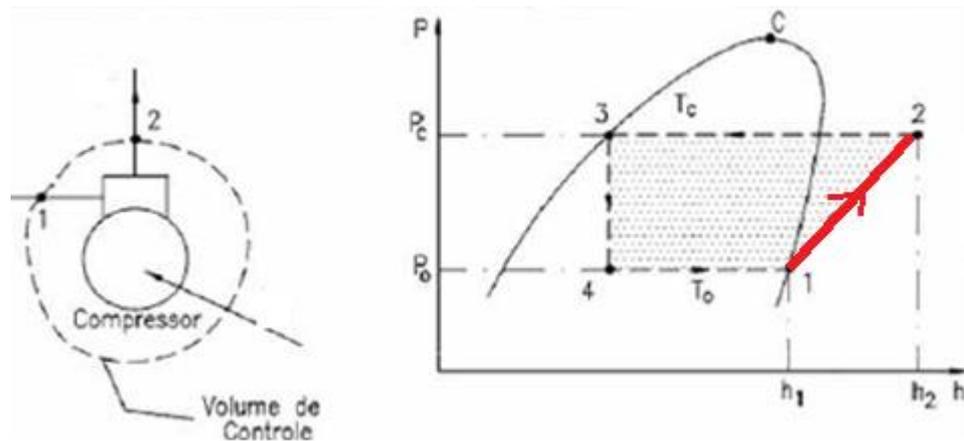


Figura 8: Processo de compressão ideal.

Fonte: Çengel e Boles, 2013.

Considerando desprezível a alteração de energia potencial e cinética, e empregando a Primeira lei da Termodinâmica no volume de controle de regime permanente, representa-se o trabalho realizado pelo compressor conforme a Equação 10 (MIRANDA, 2008).

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (10)$$

Onde:

W : fluxo de trabalho entrando no sistema (J/s ou W);

\dot{m} : fluxo de massa (kg/s);

h_1 e h_2 : entalpia específica no compressor (J/kg).

5.2 Processo de Condensação

Neste processo onde o vapor ou gás atinge uma temperatura inferior ao do seu ponto de ebulição, o calor do fluido é transferido para o ambiente e isso ocorre pelo fato do ambiente estar em temperatura mais baixa que a do fluido refrigerante. Para auxílio na dispersão desse calor para o meio utiliza-se equipamentos que acelerem essa transferência, entre o mais comum o ventilador. Através de um balanço de energia determina-se o fluxo de calor (MIRANDA, 2008).

A temperatura do fluido refrigerante aumenta durante o processo de compressão isentrópica até bem acima da temperatura da vizinhança. Portanto, o refrigerante entra no condensador como vapor superaquecido e sai como líquido saturado como resultado da rejeição de calor para a vizinhança conforme a Figura 9 (ÇENGEL E BOLES, 2013).

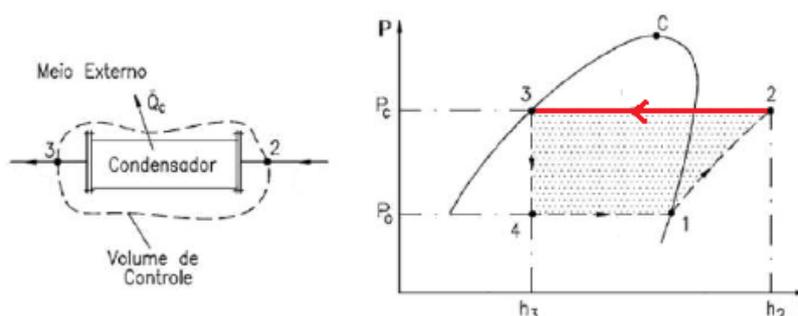


Figura 9: Processo de condensador ideal.

Fonte: Çengel e Boles, 2013.

A taxa de calor que o condensador cede, depende da carga térmica do sistema e da potência de acionamento do compressor. E é determinada pela Equação 11.

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{cd} = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (11)$$

Onde:

\dot{Q}_{cd} : Fluxo de calor saindo do sistema (J/s ou W);

\dot{m} : Fluxo de massa (kg/s);

h_2 e h_3 : Entalpia específicas (J/kg).

5.3 Processo de Expansão

Sabe-se que o dispositivo é adiabático e não há interação de trabalho. Desprezando-se as variações de energia cinética e potencial tem-se que o processo de expansão adiabática ocorre de forma isentálpica e não há interação de trabalho conforme ilustrado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.2** (Lima, 2003).

O refrigerante líquido saturado é estrangulado até a pressão do evaporador ao passar através de uma válvula de expansão ou tubo capilar. Durante esse processo, a temperatura do refrigerante reduz até uma temperatura inferior ao espaço refrigerado (ÇENGEL E BOLES, 2013).

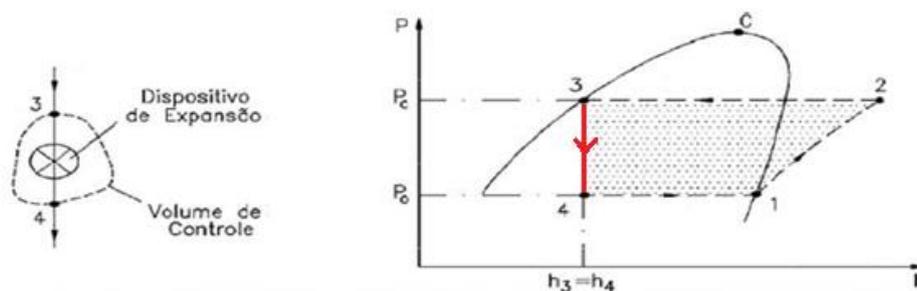


Figura 10: Processo no dispositivo de expansão.

Fonte: Çengel e Boles, 2013.

Os dispositivos de expansão habitualmente são dispositivos de tamanho reduzido, e o escoamento através deles são praticamente adiabáticos, uma vez que não há tempo nem área suficientemente grande para que ocorra uma transferência de calor eficaz. Da mesma forma, não há realização de trabalho e a variação de energia potência é irrelevante. Embora a velocidade na saída seja, em geral, mais alta que na entrada, em muitos casos o aumento da energia cinética é insignificante. Deste modo a energia permanece constante conforme mostra a Equação 12. Deste modo o dispositivo pode ser considerado isentálpico.

$$h_3 = h_4 \quad (12)$$

Onde:

h_3 :

h_4 :

A entalpia pode ser decomposta em dois tipos de energia, a energia interna e a de escoamento.

$$u_1 + P_1 v_1 = u_2 + P_2 v_2 \quad (13)$$

Assim, se a energia do escoamento aumenta, isto ocorre em prejuízo da energia interna. Como resultado, a energia interna diminui, o que em geral é acompanhado por uma redução da temperatura.

Nem todos os gases ao passar pelo processo de expansão serão resfriados, a determinação se o gás irá ter sua temperatura aumentada ou reduzida é governada pelo princípio de Joule Thomson, durante o processo de expansão do gás a distância média entre as moléculas aumenta. Devido às forças atrativas intermoleculares relacionadas a forças de Van der Waals, a expansão produz um aumento na energia potencial do gás. Caso nenhum trabalho externo seja realizado no processo e nenhum calor seja transferido, a energia total do gás mantém-se a mesma devido a conservação da energia. Logo, o acréscimo da energia potencial implica numa diminuição da energia cinética e, portanto, uma diminuição de temperatura (ÇENGEL E BOLES,2013).

No entanto, pode ocorrer o efeito oposto. Ao longo do processo de expansão as colisões com as moléculas do gás diminuem uma vez que há um aumento da distância intermolecular, neste caso a energia cinética é temporariamente convertida em energia potencial, o que promove uma diminuição da energia potencial média. Mais uma vez, a energia total é conservada, então isto leva a um aumento na energia cinética (temperatura).

5.4 Processos de Vaporização

O calor removido do ambiente pelo evaporador é recebido pelo fluido refrigerante modificando seu estado físico, passando de líquido para vapor. Essa quantia de calor que chega ao fluido refrigerante é chamada de capacidade frigorífica (MIRANDA, 2008).

O fluido refrigerante entra no evaporador como mistura saturada com baixo título de vapor e evapora completamente pelo calor que é absorvido do espaço refrigerado. O refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e entra novamente no compressor, conforme a F1, completando o ciclo (ÇENGEL E BOLES, 2013).

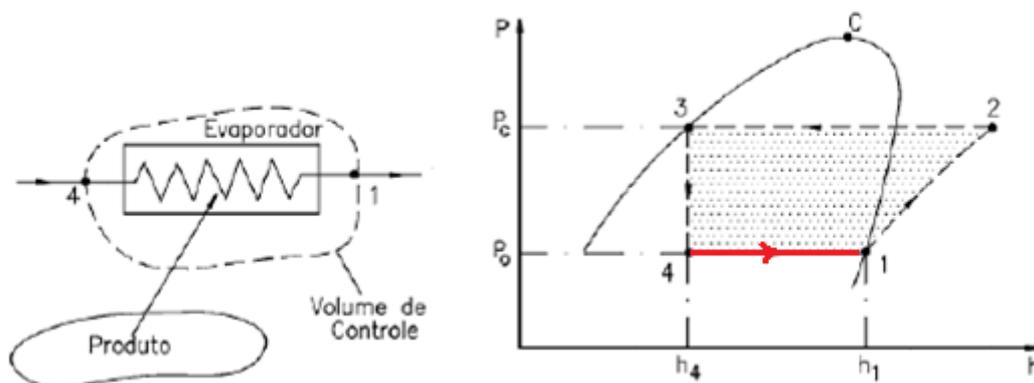


Figura 11: Processo de vaporização

Fonte: Çengel e Boles, 2013.

O efeito frigorífico (QL) é a quantidade de calor por unidade de massa de refrigerante removida no evaporador, conforme descrito na Equação 14. Com o sistema funcionando em regime permanente, a capacidade frigorífica é igual à carga térmica e é possível definir o tipo de fluido refrigerante que pode ser usado em uma instalação de sistemas de condicionadores de ar.

$$\dot{Q}_L = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (14)$$

Onde:

\dot{Q}_L : fluxo de calor (W ou J/s);

\dot{m} : fluxo de massa (kg/s);

h_1 e h_4 : entalpias específicas (J/kg).

6 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

O dispositivo de expansão no circuito de refrigeração tem duas finalidades, uma é a redução da pressão do refrigerante líquido até a pressão de operação do evaporador e a outra é regular a vazão do refrigerante da linha líquida para o evaporador de modo a satisfazer a carga térmica aplicada do mesmo, uma vez que a massa de refrigerante no estado líquido passará mais facilmente através do dispositivo de expansão que a mesma massa de refrigerante no estado gasoso (STOECKER E JABARDO, 2002).

Para que este fenômeno ocorra é realizado a restrição de volume do refrigerante que entra no evaporador a uma taxa abaixo da taxa de fluxo de volume (capacidade) do compressor. Sem este diferencial de pressão, o refrigerante não poderia vaporizar a temperatura desejada no evaporador (SILVA, 2009). Assim sendo, o vapor do refrigerante não condensado entra no dispositivo de expansão, o fluxo de massa será reduzido, o que permite ao refrigerante mais tempo de arrefecimento no condensador. Por outro lado, se o refrigerante líquido for acumulado no condensador, haverá uma elevação na temperatura e pressão, resultando em um aumento de fluxo de massa de refrigerante (STOECKER E JABARDO, 2002).

Com isso, a pressão do refrigerante diminui à medida que flui pelos evaporadores. Por isso o compressor precisa bombear de uma pressão de sucção reduzida, resultando num aumento de potência requisitada. Por outro lado, uma maior velocidade de refrigerante pode ser atingida se uma maior queda de pressão

for permitida, o que melhora o coeficiente de transferência de calor (STOCKER E JABARDO, 2002).

Os dispositivos mais comuns são: o tubo capilar; a válvula de expansão termostática; a válvula de boia e a válvula de expansão de pressão constante. O tubo capilar e a válvula de expansão termostática são os dispositivos mais usados (STOECKER E JABARDO, 2011).

6.1 Tubo Capilar

O tubo capilar é um tubo de 1 a 6 m de comprimento e diâmetro interno variando de 0,5 a 2 mm que conecta a saída do condensador na entrada do evaporador. O nome não é apropriado, uma vez que os diâmetros são muito grandes para produzir uma ação capilar. O refrigerante líquido que entra no capilar perde pressão à medida que escoar por ele, em virtude do atrito e da aceleração do fluido, resultando na evaporação de parte do refrigerante (COSTA, 2011).

O fluido refrigerante adentra o tubo capilar e à medida que escoar pela restrição, a pressão reduz por causa da fricção e a aceleração do fluido refrigerante. Diversas combinações de diâmetro interno e comprimento de tubo resultam na queda de pressão. Entretanto, para uma dada combinação, não é possível acomodar vazão para variações da carga ou das pressões de descarga e aspiração.

O tubo capilar regula a vazão de fluido refrigerante que chega ao evaporador uma vez que a massa líquida escoará com mais facilidade através de um tubo capilar que a mesma massa no estado gasoso. O vapor não condensado terá um tempo maior de permanência até superaquecer, mas em decorrência disso ocorre uma redução do fluxo mássico, por outro lado o próprio capilar faz a regulação da vazão mássica, pois o acúmulo de fluido líquido no condensador promove um aumento de pressão e temperatura, resultando no aumento de fluxo mássico do refrigerante(COSTA,2011).

A instalação deve ser perfeitamente limpa e isenta de umidade para impedir a obstrução do capilar (DOSSAT, 1980). Na figura 12 está demonstrado um tubo capilar típico.



Figura 12: Modelo de Tubo capilar comercial.

Fonte: Silva, 2009.

O tubo capilar apresenta várias vantagens, tendo destaque a sua simplicidade e baixo custo, o equilíbrio das pressões durante o período em que o equipamento permanece inoperante, ausência da necessidade de um tanque de líquido e redução da quantidade de fluido refrigerante. As desvantagens deste tipo de dispositivo são a impossibilidade de controle e ajuste às variações de carga térmica, possibilidade de obstrução por elementos estranhos e redução da eficiência com variações de carga térmica (SILVA, 2009).

6.1.1 Ponto de balanço entre o compressor e o tubo capilar

O compressor e o capilar, sobre condição de regime permanente devem atingir alguma pressão de sucção e descarga, que permita o mesmo fluxo de massa entre o compressor e o capilar. O estado é chamado de ponto de balanceamento. A Pressão do Condensador e evaporador estão diretamente relacionadas com as temperaturas de saturação uma vez que o fluido refrigerante está mudando de fase. A Figura 13 mostra a variação de vazão mássica através do compressor em função da temperatura e pressão para as temperaturas de 30°C, 40°C e 50°C (os pontos A, A' e A'') são pontos de balanço.

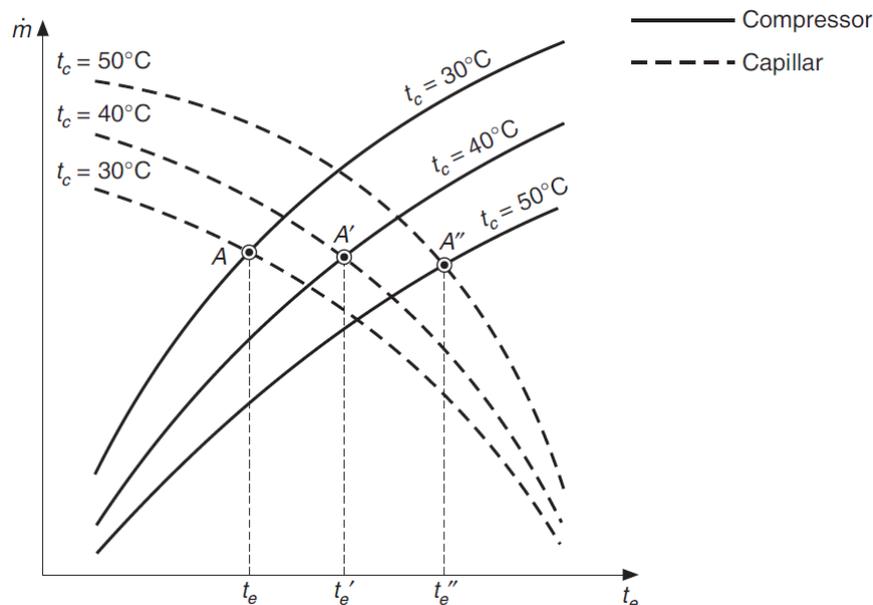


Figura 13: Variação da vazão mássica do refrigerante através do tubo compressor e capilar com as temperaturas do condensador e evaporador.

Fonte: Oliveira, 2012.

A vazão e a eficiência volumétrica mássica através do compressor diminui se a taxa de compressão aumenta. A diferença de pressão através do capilar é a força motriz da vazão mássica que passa através do capilar. Então a vazão mássica através do capilar é maior com um aumento de pressão no condensador ou uma redução de pressão no evaporador. Tendo efeito reverso a vazão mássica no compressor que tem seu trabalho dificuldade com uma maior diferença de pressão entre esses dois componentes, além da perda na eficiência volumétrica (OLIVEIRA, 2012).

Portanto, para uma pressão definida no evaporador e condensador, há uma vazão mássica pré-definida para que o sistema atinja o ponto de balanceamento e funcione em regime permanente. Sendo observado que o ponto de balanço se desloca para a direita com o aumento de pressão e temperatura do condensador.

6.1.2 Efeito da Variação de Carga

A situação descrita na seção anterior é válida para regimes permanentes. Uma variação repetina da carga refrigerante poderia alterar o ponto de balanço entre o tubo compressor eo capilar. O sistema capilar não possui um reservatório

e o evaporador é do tipo alagado em que toda a área de superfície do evaporador está em contato com o líquido refrigerante (OLIVEIRA, 2012).

Se a carga do refrigerante for aumentada, há uma tendência para a temperatura do evaporador aumentar. Então a situação é mostrada na Figura 14 para um condensador na temperatura de 44 °C. O ponto de balanço é mostrado no ponto A. Como a carga aumenta, a temperatura do evaporador aumenta para o ponto C. No ponto C a vazão mássica através do compressor, \dot{m}_{comp} , é maior que a massa através do tubo capilar \dot{m}_{cap} . Em tal situação, o compressor irá receber mais fluido do evaporador que o tubo capilar pode ser alimentado. Isso promoverá uma desalimentação do evaporador, e a pressão do evaporador irá reduzir a medida que o compressor bombear o fluido presente no evaporador. Mas o esvaziamento do evaporador não pode continuar de forma contínua e indefinida uma vez que sistemas de adaptação também ocorrem no condensador.

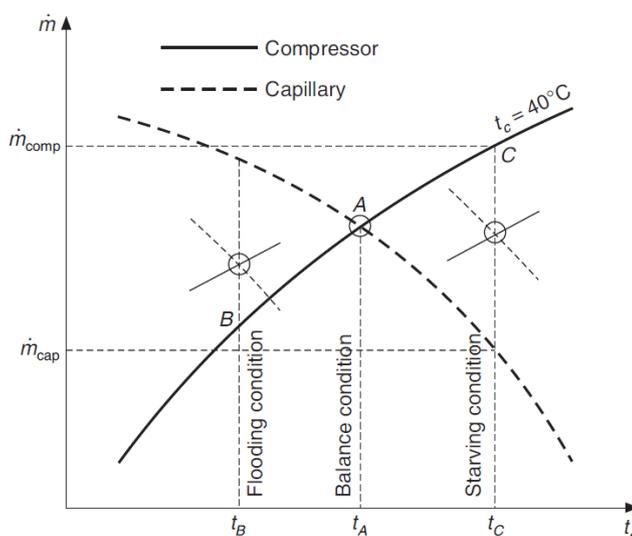


Figura 14: Efeito da variação de carga no capilar do tubo baseado em sistemas de refrigeração. A: ponto de projeto, B: baixa carga; C: carga elevada.

Fonte: Oliveira, 2012.

Visto que a alimentação do tubo capilar é menor que a do evaporador, o fluido refrigerante se acumula no condensador. A transferência do calor é dado pela Equação 15. Esta acumulação do fluido refrigerante reduz a área efetiva do condensador que é disponível para a transferência de calor, uma vez que o coeficiente global (U_c) a temperatura do fluido (t_∞) irá permanecer constante, então

para uma mesma transferência de calor, haverá uma redução da área A_c que irá levar a uma maior temperatura do condensador t_c . Isto pode ser observado na Figura 15 em que um aumento da temperatura do condensador leva a uma redução da vazão mássica do compressor e um aumento da vazão mássica através do capilar, então o sistema irá encontrar um novo ponto de balanço com uma maior temperatura do condensador (OLIVEIRA, 2012).

$$\dot{Q}_c = U_c A_c (t_c - t_\infty) \quad (15)$$

Onde:

U_c : Coeficiente global de transferência de calor;

A_c : Área da superfície do condensador;

t_c : Temperatura do condensador;

t_∞ : Temperatura do ar em volta do condensador.

Se um reservatório estivesse presente o fluido refrigerante extra do condensador seria armazenado e a temperatura do condensador não seria aumentada em resposta a alteração do carregamento. Uma segunda possibilidade é que uma menor vazão mássica de fluido refrigerante no evaporador, o Número de Reynolds caia e como resultado a o coeficiente global U_c diminuía.

Em um evaporador inundado, a redução da vazão reduz a área de superfície molhada e o coeficiente de transferência de calor. Logo uma maior diferença de temperatura é requerida no evaporador para a mesma quantidade de transferência de calor. A redução da temperatura do evaporador com a consequente redução de pressão para valores iniciais (OLIVEIRA, 2012).

Se a carga do refrigerante diminui, há uma tendência para que a temperatura do evaporador diminua para o estado B como mostrado na Figura 15. Na condição que o tubo capilar que alimenta mais refrigerante para o evaporador que o compressor pode bombear. Isto leva a acumulação de fluido no evaporador causando o inundamento do evaporador. Isto pode levar a sérias consequências se o fluido refrigerante, ainda no estado líquido, ingressar no compressor. Por isso,

o capilar é baseado em uma carga crítica como medida de segurança, na qual a carga crítica é definida como a quantidade de refrigerante que quando colocada no sistema irá se acumular no evaporador, preenchendo apenas o evaporador sem que esse fluido transborde para o compressor (OLIVEIRA, 2012).

Uma vez que este sistema é transiente o próprio sistema se ajusta desde que a capilaridade do tubo é alimentada com mais refrigerante no condensador, o líquido irá selar toda a saída do condensador interrompendo o fluxo enquanto uma parte do vapor entra no tubo. O vapor tem uma pequena densidade quando comparado ao líquido, como resultado a vazão mássica através do tubo capilar diminui drasticamente; Isto não é um efeito desejado, pois reduz a refrigeração e conseqüentemente o COP.

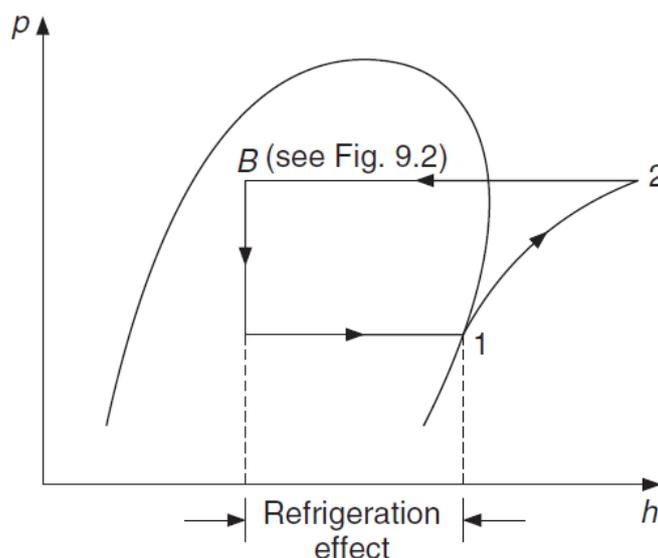


Figura 15: Redução do efeito refrigerante quando o vapor entra no tubo capilar

Fonte: Oliveira, 2012.

CAPÍTULO II: ARTIGO CIENTÍFICO

PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO CAPILAR PARA UM REFRIGERADOR PORTÁTIL

Júlio César dos Santos Silva^{1}, Sílvio Eduardo Teixeira Pinto da Silva^{2*}.*

RESUMO

O dispositivo de expansão é um dispositivo fundamental para que o sistema de refrigeração por compressão a vapor opere corretamente, pois tem como função reduzir a pressão de condensação até a pressão de evaporação e controlar a vazão do fluido refrigerante que chega ao evaporador. Para este trabalho foi dimensionado uma válvula de expansão capaz de reduzir a temperatura do fluido refrigerante de 40°C para -10°C utilizando o fluido refrigerante R-134. Inicialmente foi determinada as propriedades termodinâmicas deste fluido no decorrer das quedas de temperaturas no intervalo de 10°C por seção do tubo capilar pelo método de corte e tentativa, onde foi calculado o comprimento de cada trecho do dispositivo de expansão com base em uma queda de entalpia prevista que deverá se converter em energia cinética e da parcela de pressão perdida devido a fricção, onde determinou-se que serão necessário 1,368 metros de comprimento de capilar, com 2,5mm de diâmetro para que esta redução de temperatura seja atingida.

Palavras-chave: Refrigeração; Válvula de Expansão; Capilar.

¹Institutos Superiores de Ensino do CENSA - ISECENSA - Laboratório de Análise e Projeto de Sistemas Mecânicos– LAPSIM - Rua Salvador Correa, 139, Centro, Campos dos Goytacazes, RJ, CEP: 28035-310, Brasil;

²Universidade Estadual do Norte Fluminense Darcy Ribeiro - UENF - Laboratório de Entomologia e Fitopatologia - LEF/CCTA - Av. Alberto Lamego, 2000, Parque Califórnia, Campos dos Goytacazes, RJ, CEP: 28013-602, Brasil

(*) e-mail: jcsantos3julio@gmail.com

DESIGN AND SIZING OF A CAPILLARY EXPANSION VALVE FOR A PORTABLE REFRIGERATOR

Júlio César dos Santos Silva^{1}, Sílvio Eduardo Teixeira Pinto da Silva^{2*}.*

ABSTRACT

The expansion device is a fundamental device for the vapor compression refrigeration system to operate correctly, as its function is to reduce the condensing pressure to the evaporation pressure and to control the flow of the refrigerant fluid that reaches the evaporator. For this work, an expansion valve capable of reducing the temperature of the refrigerant fluid from 40 °C to -10 °C using R-134 refrigerant fluid was designed. Initially, it was provided as thermodynamic properties of this fluid during temperature drops in the range of 10 °C per capillary tube section by the cut and try method, where the length of each stretch of the expansion device was obtained based on a drop of predicted enthalpy that must be converted into kinetic energy and the portion of pressure lost due to friction, where it was determined that 1,368 meters of capillary length, with 2.5 mm in diameter will be necessary for this temperature reduction to be achieved.

Keywords: Cooling; Expansion Valve; Capillary.

^{1*} ISECENSA Superior Education Institutes – LAPSIM - Rua Salvador Correa, 139, Centro, Campos dos Goytacazes, RJ, CEP: 28035-310, Brasil;

^{2*} Northern Rio de Janeiro State University Darcy Ribeiro - UENF – Entomology and Phytopathology Laboratory - LEF/CCTA - Av. Alberto Lamego, 2000, Parque Califórnia, Campos dos Goytacazes, RJ, CEP: 28013-602, Brasil.

(*) e-mail: jcsantos3julio@gmail.com

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, a indústria da refrigeração apresentou um grande progresso e se tornou uma indústria de grande valor movimentando bilhões de dólares anualmente ao redor do mundo. Essa rápida expansão pode ser explicada por diversos fatores, entre eles, o desenvolvimento de métodos mais precisos, processos de fabricação mais sofisticados e o surgimento de compressores com motores elétricos de baixa potência.

Os sistemas atuais de refrigeração são projetados, para atuar com capacidade máxima independente das variações das cargas térmicas. O dispositivo de expansão é um componente essencial num sistema de refrigeração por compressão de vapor, pois é responsável por promover a queda de pressão de condensação até a pressão de evaporação e controlar a vazão de fluido refrigerante que chega ao evaporador (WHITMAN et al.,2004).

Diversos estudos tem sido desenvolvidos visando melhores desempenhos em sistemas de refrigeração. Questões energéticas também contribuem fortemente para o avanço dos estudos nessa área, uma vez que a economia e o racionamento energético importância cada vez maior. Através deste trabalho, busca-se dimensionar uma válvula de expansão de um sistema de refrigeração e dar uma parcela de contribuição para este tema bastante relevante para os dias atuais.

1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é dimensionar a válvula de expansão capilar para um Refrigerador Portátil.

1.1.1 Objetivos específicos

- Determinar a queda de pressão e variações das propriedades termodinâmicas ao longo da passagem do fluido refrigerante R-134;
- Calcular o comprimento da válvula de expansão capilar.

1.2 Justificativa

A regulagem da válvula da expansão é primordial para que o sistema de refrigeração opere de modo adequado. Geralmente deve-se realizar um superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador de modo a garantir que o fluido refrigerante evapore antes de ingressar no compressor, pois a presença de líquido pode incorrer em sua quebra. Porém quando o grau de superaquecimento muito elevado o desempenho do compressor é reduzido drasticamente devido a maior energia consumida pelo compressor para promover a compressão.

Portanto, o dispositivo de expansão e o compressor devem funcionar em equilíbrio, de forma que permita ao compressor bombear do evaporador o mesmo fluido refrigerante que o dispositivo de expansão. O desequilíbrio no bombeamento do fluido refrigerante pode ocasionar excesso ou falta do fluido no evaporador (STOECKER E JABARDO, 2002).

Diante desse cenário, importância de um sistema de refrigeração dimensionado corretamente auxilia em seu correto funcionamento e longevidade

2. METODOLOGIA

A capilaridade do tubo é um dispositivo de restrição fixa, sendo um tubo longo e com diâmetro restringido que conecta diretamente o condensador ao evaporador. A perda de pressão através do capilar ocorre devido a dois fatores:

- Fricção, devido a viscosidade do fluido, resultando em perda de pressão por atrito.
- Aceleração, devido a redução da pressão para valores menores que a pressão de vaporização do fluido refrigerante, resultando em uma queda momentânea de pressão.

Para o dimensionamento do capilar será adotado algumas premissas, a primeira que a perda de pressão acumulada deve ser igual a diferença de pressão nas duas extremidades do tubo. A massa que flui através do capilar irá se ajustar

a queda de pressão ao longo do tubo. Para um dado estado do refrigerante, a queda de pressão é diretamente proporcional ao comprimento e inversamente proporcional ao seu diâmetro.

O memorial de cálculo foi elaborado levando em consideração algumas dimensões arbitradas para o capilar e a temperatura de operação da região de alta e baixa do sistema de refrigeração. Estas características estão presentes na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, o fluido refrigerante que será utilizado é o R134a cujas propriedades termodinâmicas foram retiradas do anexo 1.

Tabela 1: Dados utilizados para os cálculos de transferência de calor.

Descrição	Valor
Vazão mássica do refrigerante	0,025 kg/s
Diâmetro do capilar	2,5 mm
Temperatura do condensador	40°
Temperatura do evaporador	-10°C

Fonte: Autor, 2021.

Um número de combinações do comprimento e diâmetro do capilar são possíveis para se obter a vazão e a perda de pressão. Entretanto, uma vez que um tubo capilar tenha sido selecionado não poderá ser controlado a perda de pressão e de fluxo ao longo do tubo. Além disso, não se pode satisfazer outros requisitos como mudanças nas pressões do condensador e evaporador (STOECKER E JABARDO,2002).

2.1 Dimensionamento por corte e tentativa

O tubo capilar é comumente utilizado para dispositivos de expansão em pequenas unidades de refrigeração tais como refrigeradores domésticos, condicionadores de ar de parede do tipo split etc. A vantagem do capilar está em sua simplicidade, baixo custo e ausência de partes móveis, também não sendo necessário nenhum controle de “liga-desliga” para o descarregamento. Desse modo, quando o compressor para, é permitida que as pressões de alta e baixa se equilibrem, permitindo que o motor do compressor reinicie sem nenhuma carga

adicional, deste modo, menores torques para a partida do motor podem ser utilizadas.

O dimensionamento do tubo capilar implica na seleção do diâmetro do tubo e o comprimento necessário para fornecer o fluxo desejado para o projeto das pressões atuantes no evaporador e condensador. O método empregado pelos fabricantes é usualmente de “corte e tentativa”. O princípio deste método foi proposto por Stoecker, Hopkins, este método consiste em avaliar as propriedades termodinâmicas dividindo o tubo capilar em vários trechos conforme mostra a Figura 16.

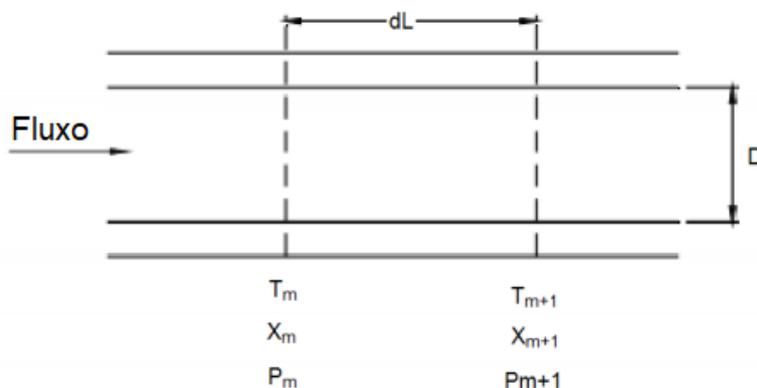


Figura 16: Variação das propriedades termodinâmicas do fluido-refrigerante para um segmento do Capilar.

Fonte: Arora, 2017.

O fluido que passa através do capilar do tubo é realmente compressível, atuando em três dimensões e duas fases fluido com a transferência de calor entre elas e termodinamicamente metaestável entre a entrada e saída do tubo. Entretanto, para simplificar a análise do fluido é assumido estar em estado permanente, em uma única direção em uma mistura homogênea. Uma única direção faz com que a velocidade seja independente do raio do tubo. Homogêneo significa que o fluido que passa pelo anular do tubo não será considerado como duas fases quando for analisado seu escoamento (STOECKER E JABARDO,2002).

Inicialmente um diâmetro interno particular (D) do capilar é selecionado, e conseqüentemente uma seção transversal que flui através de uma área (A) é assumida. A cada etapa um decréscimo de pressão é assumido correspondendo

ao comprimento incrementado do tubo. Estes trechos adicionados para o comprimento do tubo são somados ao comprimento anterior assim como a pressão perdida é totalizada com a queda de pressão precedente em cada etapa (COSTA, 2011).

Considerando que o estado do refrigerante na entrada do capilar é líquido saturado. A vazão mássica é conhecida. As temperaturas do condensador (T_c) e evaporador (T_e), que correspondem as pressões do condensador (P_c) e evaporador (P_e) respectivamente. Dividindo a queda de temperaturas em n partes, tem-se as correspondentes perdas de pressão em cada intervalo $\Delta p_1, \Delta p_2 \dots \Delta p_n$. A Figura 17 mostra um diagrama (ARORA, 2017).

- Expansão isentálpica, como mostrado na linha k-a;
- Expansão adiabática ou linha-Fanno, como mostrada pela linha k-b.

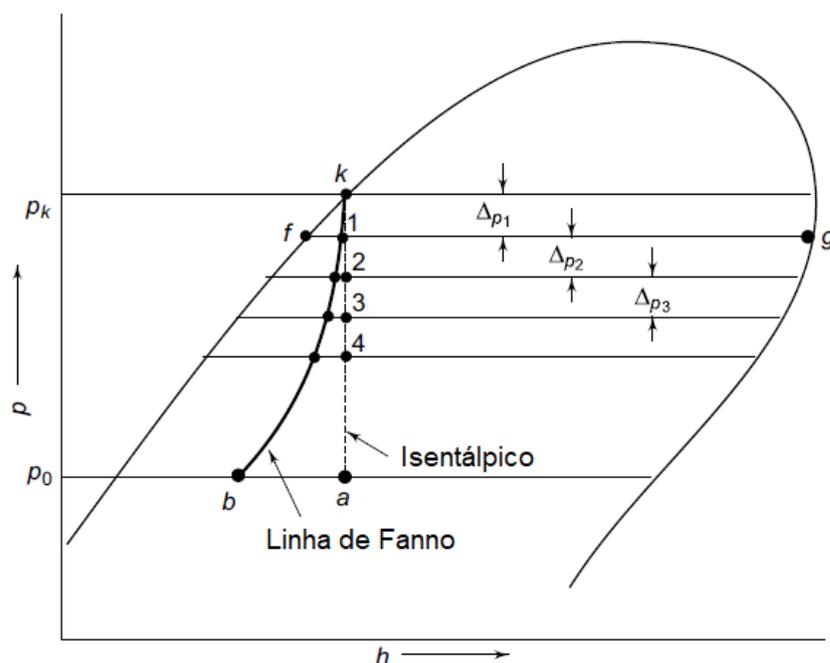


Figura 17: Variação da Entalpia em função da perda de pressão.

Fonte: Arora, 2017.

A Expansão Isentálpica é comumente assumida em projetos termodinâmicos. Na prática, entretanto, expansões acontecem adiabaticamente, de acordo com o linha de Fanno. Desse modo a entalpia não permanece constante, com perdas de pressão, e o volume específico aumenta, ocorrendo um acréscimo

de energia cinética da redução da entalpia. No entanto, pode ser notado na Figura 17, que na primeira etapa de queda de pressão, não há muita diferença entre a linha isentalpica e a de Fanno (DOSSAT,1980).

Um fator de segurança é aplicado ao considerar o tubo mais longo do que o valor calculado pois espera-se que a temperatura de evaporação seja menor do que o esperado. O tubo também pode ser encurtado até que o ponto de equilíbrio seja alcançado, pois deste modo a temperatura do fluido será mais alta que o valor de projeto na saída do dispositivo de estrangulação de modo a garantir que o fluido refrigerante entre no compressor como vapor superaquecido.

As etapas dos cálculos seguintes para ambos os casos são os mesmos que na primeira interação. É Determinado a qualidade no fim de um decremento assumindo o fluxo isentálpico. Então o ponto 1 e a pressão p_1 , são dadas conforme a Equação 16.

$$x_1 = \frac{h_k - h_{f1}}{h_{lv}} \quad (16)$$

Onde:

x : titulação;

h_k : entalpia do fluido no estado líquido na temperatura do condensador;

h_{f1} : entalpia para um determinado trecho do capilar após um decrescimo de temperatura.

Estimar o volume específico (v) com base na Equação 17:

$$v_1 = v_{f1} + x_1(v_{g1} - v_{f1}) \quad (17)$$

Onde

v_{f1} : volume específico do fluido refrigerante na fase líquida;

v_{g1} : volume específico do fluido refrigerante na fase gasosa;

x_1 : titulação do fluido

Calcular a velocidade através da equação da continuidade em ambas as extremidades da partição, de acordo com a Equação 18 e 19.

$$V_c = \frac{\dot{m}v_k}{A} \quad (18)$$

$$V_1 = \frac{\dot{m}v_1}{A} \quad (19)$$

Onde:

m: Vazão Mássica;

V_1 : Velocidade;

A: Área da seção transversal;

v_1 : Volume específico.

A velocidade por unidade de área (G) pode ser obtida dividindo-se a velocidade pelo volume específico conforme a Equação 20.

$$\frac{V_1}{v} = \frac{\dot{m}}{A} = G \quad (20)$$

Na Figura 17 é observado que a energia cinética se altera significativamente na última parte do tubo capilar. Para a linha de Fannom um procedimento de interação é necessária, uma vez que a entalpia não permanece constante ($h_1 \neq h_c$), então a soma da entalpia e energia cinética permanece constante. Isto é feito aplicando a correção de entalpia, conforme mostra a Equação 21.

$$h_1 = h_c - \frac{V_1^2}{2} \quad (21)$$

Onde:

h_1 : Entalpia na saída do primeiro trecho do tubo capilar;

h_c : Entalpia do condensador;

V_1 : Velocidade na saída do primeiro trecho do tubo capilar.

O cálculo para qualidade e convergência das propriedades físicas e termodinâmicas devem ser repetida até o valor da entalpia de saída h_1 for próxima aos valores da interação precedente (ARORA, 2017).

Em seguida, deve-se estimar a queda de pressão devido a aceleração do fluido, ΔP_A , uma boa aproximação pode ser obtida a partir da equação da quantidade de momento linear descrito na Equação 22.

$$A dP = -\dot{m} dV \quad (22)$$

Onde:

\dot{m} : Vazão mássica do fluido refrigerante;

V : velocidade do fluido;

A : Área da seção transversal do capilar;

P : Pressão do fluido refrigerante;

Reorganizando a Equação 22, tem a parcela de pressão perdida devido ao aumento de velocidade conforme a Equação 23.

$$p_A = \frac{\dot{m}}{A} (V_c - V_1) = G(V_c - V_1) \quad (23)$$

A queda de pressão por fricção Δp_F é determinado com base na Equação 24:

$$\Delta p = \Delta p_F + \Delta p_A \quad (24)$$

A perda total de pressão pelo comprimento (Δp) é a soma da pressão requerida para acelerar o fluido (Δp_A) enquanto (Δp_F) é a pressão necessária para superar a resistência friccional. O fluido acelera ao longo do tubo devido a formação de vapor, como resultado o número de Reynolds aumenta. A velocidade e o Reynolds variam de um modo complexo (ARORA, 2017).

A Figura 18 mostra uma pequena parte da seção vertical do tubo capilar com momento linear e pressão nas duas extremidades de um volume de controle elementar. Considerando a conservação de massa e de momento para um volume de controle mostrado na Figura 18.

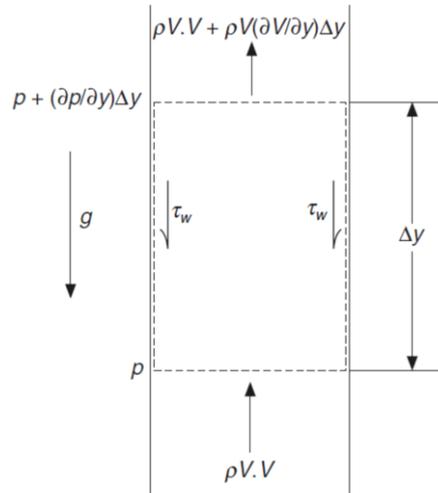


Figura 18: Pequena seção do tubo capilar considerado pela análise

Fonte: Arora, 2017.

Pela conservação de massa da Equação 25 tem-se:

$$\rho VA + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} \Delta y A - \rho VA = 0 \quad (25)$$

Considerando que o produto ρV é constante deste modo a derivada parcial desta parcela é igual a zero, conforme a Equação 26:

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial y} = 0 \quad (26)$$

A conservação do momento é uma teoria aplicada ao volume de controle pode ser escrita conforme a Equação 27:

$$[Momento]_{saida} - [Momento]_{entrada} = Força\ tot.\ volume\ controle \quad (27)$$

Rearranjando a Equação 26, tem-se a Equação 28:

$$\pi R^2 \left(\rho V(V) + \rho V \frac{\partial V}{\partial Y} \Delta y \right) - \pi R^2 (\rho V(V)) = \pi R^2 \frac{\partial p}{\partial y} \Delta y - \rho_{media} \pi R^2 \Delta y - 2\pi R \Delta y \tau_w \quad (28)$$

No lado $y+\Delta t$; A expansão da série de Taylor pode ser usado para determinar a pressão e momento e somente os termos de primeira da Equação 27 serão mantidos. Termos de segunda ordem com segundas derivadas e termos de maiores ordens são negligenciados. Se a Equação 27 for dividida por $\pi R^2 \Delta y$ e o limite Δy tender a zero, então todos os termos de maiores ordens tenderão a zero. Também, a ρ_{media} tenderá a se tornar a ρ desde que o volume de controle seja reduzido, negligenciando a gravidade, tem-se a Equação 29 (MACINTYRE, 1990).

$$\rho V \frac{\partial V}{\partial Y} = \frac{\partial p}{\partial y} - 2 \frac{\tau_w}{R} \quad (29)$$

A parte está submetida a uma tensão cisalhante que pode ser escrita em função do fator de fricção. O fluido flui através de paredes tem sua pressão reduzida devido a tensão cisalhante. A queda de pressão devido a fricção é representada pelo subscrito f , também conhecido como coeficiente de Darcy; O fluido é completamente desenvolvido e a velocidade não se altera com a direção do fluxo. No entanto para o caso em estudo ele é aumentado. Ainda sendo uma boa aproximação para o coeficiente e fricção. Para o fluido completamente desenvolvido o lado esquerdo da Equação 29 é igual a zero, então a perda de pressão por fricção ΔP_f pode ser obtida pela Equação 30.

$$\tau_w = \frac{R \Delta P_f}{2 \Delta y} \quad (30)$$

A perda por de pressão causada por fricção é definida como a perda energética que o sistema produz ao longo do escoamento, dado pela Equação 31. Tais perdas são função das propriedades viscosas do fluido como também função da geometria e dimensões do meio em que o fluido escoar. No caso um tubo seria função do diâmetro (D), comprimento (L), rugosidade (f) e configuração do poço para tubos não retilíneos.

$$\Delta p_F = \frac{\rho(f)(\Delta L)(V^2)}{2D} \quad (31)$$

Onde:

ρ : densidade (kg/m^3);

ΔL : comprimento do elemento (m);

Considerando que (G) é a vazão mássica por unidade de área a Equação 31 pode ser reescrita na Equação 32 :

$$\Delta p_F = \frac{G}{2D} (f)(\Delta L) = Y(f)(V)\Delta L \quad (32)$$

Assim tem-se a Equação 33.

$$Y = \frac{G}{2D} \quad (33)$$

No qual a variação de comprimento pode ser calculado. Para este proposito, o significado dos valores de (V) e (f) para as fases de líquido e vapor presentes para a seção. O fator de fricção é uma função dos números de Reynolds que poderiam ser expressa como as Equações 34 e 35.

$$\text{Re} = \frac{DV\rho}{\mu} = \frac{DG}{\mu} = \frac{Z}{\mu} \quad (34)$$

Onde:

μ : Viscosidade dinâmica;

Re: Número de Reynolds;

$V\rho$: Velocidade do fluido;

G: vazão mássica por unidade de área;

Z: Constante de simplificação;

Enquanto o Coeficiente de Reynolds é dado pela Equação 35.

$$Z = DG \quad (35)$$

O fator de fricção para um fluxo turbulento é um fator que aumenta com o acréscimo de rugosidade, a variação do fator de Moody's é fator do número de Reynolds sendo que para um tubo liso este fator é calculado pela Equação 36:

$$f = \frac{0,324}{Re^{0,25}} \quad (36)$$

Como mostrado, o cálculo da perda de pressão só é válida para pequenos comprimentos de tubo. Então para uma interação mais precisa, deve ser utilizado pequenos decrescimentos de temperatura Δt_i . Podendo utilizar de 5 °C a 1°C, dependendo da precisão desejada. A temperatura base é utilizada para o cálculo ao invés da pressão (INCROPERA E DEWITT,1998).

2.2 Condição de Choke

A queda de pressão é acompanhada de uma aceleração. Isto pode acontecer sobre algumas condições como a queda total de pressão requerida para um segmento pode se tornar menor que a aceleração ($\Delta P < \Delta Pa$). O comprimento adicionado na interação ΔL pode tornar-se negativo o que não tem significado. Esta condição ocorre quando a velocidade do refrigerante atinge a velocidade do som, e é chamada de condição de choke de fluxo de contínuo. A velocidade do fluido não pode exceder a velocidade do som em tubo com diâmetro constante.

Para um tubo capilar e diâmetro constante a condição de choque ocorre com uma sucção mínima de pressão. Se esta condição ocorrer frequentemente, principalmente em tubos de elevados comprimentos, um tubo com diâmetro superior deve ser escolhido (INCROPERA E DEWITT,1998).

A Figura 19 mostra a vazão mássica com a pressão de sucção (P_e) para uma pressão fixa do condensador. A vazão mássica através do tubo capilar aumenta e a pressão do evaporador diminui. Entretanto, uma queda de pressão P_e no fluido é estrangulado. Se o choking ocorre em um ponto no interior do tubo, deste ponto até a saída do tubo o comprimento irá oferecer uma resistência friccional e a pressão deve diminuir para contornar isto. A pressão, entretanto, não pode reduzir devido ao fluxo estrangulado. Aqui, um ajuste nas condições de entrada ocorre e a vazão mássica é reduzida para que o fluido que é estrangulado

na saída do tubo com conseqüente redução da vazão mássica. Este é o tipo de compressão sônica onde a influência da pressão a montante e a jusante é determinante para vazão mássica.

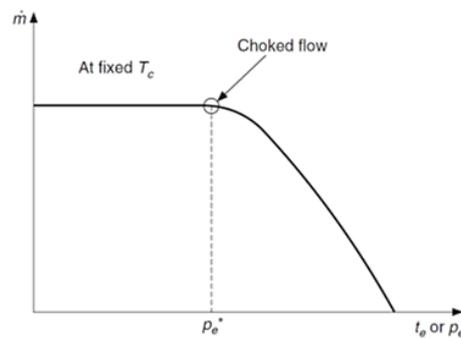


Figura 19: Variação no fluxo de massa e da pressão de sucção (P_e) para a pressão do condensador fixa;

Fonte: Arora, 2017.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O fluido refrigerante utilizado foi o R-134 cujas propriedades foram apresentadas no Anexo 1 deste trabalho, o tubo capilar possui 2,5 mm de diâmetro e uma vazão mássica do fluido refrigerante compatível com esse diâmetro, portanto foi utilizado uma vazão mássica de 0,025kg/s. Foi adotado um diâmetro de capilar significativamente grande pois interações com diâmetros menores resultaram em altas velocidades do fluido refrigerante na saída fenômeno indesejado durante a passagem do fluido refrigerante pelo dispositivo de expansão.

A válvula de expansão será projetada para resfriar o fluido refrigerante da temperatura de 40 °C até -10°C. Para isto será feita diversas interações de redução de temperatura onde para cada 10 °C de queda de temperatura será determinado o comprimento do capilar equivalente a esta redução de pressão, até que se atinja a temperatura desejada do evaporador.

A Tabela 2 mostra a queda temperatura para cada interação informando conjuntamente a pressão de saturação do fluido naquela temperatura, conforme dados do Anexo 1.

Tabela 2: Redução da temperatura ao longo da secção do capilar.

Seção	T °C	P(kPa)
0	40	1017,1
1	30	770,64
2	20	572,07
3	10	418,89
4	0	293,01
5	-10	200,74

Fonte: Autor, 2021.

Em função das propriedades físicas do tubo capilar foram determinadas a área da seção transversal e a vazão mássica por unidade de área (G) utilizando a Equação 20.

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(2,5(10)^{-3})^2}{4} = 4,908.10^{-6}m^2$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \frac{0,025}{4,908.10^{-6}} = 5093,72kg/m^2s$$

As constantes γ e Z são constantes auxiliares que são dependentes unicamente da geometria do capilar e da vazão mássica, e, portanto, não serão alteradas no decorrer das interações, simplificando as equações empregadas (ARORA, 2017).

$$\gamma = \frac{G}{2D} = \frac{5093,72}{2(2,5 \cdot 10^{-3})} = 1,018744(10)^6kg/m^3s$$

$$Z = DG = (2,5 \cdot 10^{-3})(5093,72) = 12,734kg/ms$$

- **1° Interação – Redução da temperatura (40 °C para 30 °C)**

O fluido refrigerante na saída do condensador está na condição de líquido saturado na temperatura de 40°C, e, portanto, a entalpia e o volume específico nesta condição são determinados com base nesta temperatura (ARORA, 2017).

$$h_{l(40^{\circ}\text{C})} = 108,26 \text{ KJ/Kg}$$

$$v_{l(40^{\circ}\text{C})} = 0,0008720 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Para determinar a fração de entalpia que se converte em energia cinética quando a temperatura cai de 40 °C para 30°C é empregada a Equação 20. A velocidade do fluido na temperatura de 40°C e 30°C pode ser obtida pelo produto da vazão mássica por unidade de área pelo volume específico conforme rearranjo da Equação 20, e desse modo, tem-se:

$$V_{(40^{\circ}\text{C})} = v(G) = (0,0008720)(5093,72) = 4,44 \text{ m/s}$$

É necessário estimar uma perspectiva de redução da entalpia durante a queda da temperatura, o processo de tentativa e erro foi automatizado em uma planilha no Excel, foi arbitrado que a entalpia irá se reduzir em 108,26 J durante esta redução de temperatura (ARORA, 2017).

Portanto, a entalpia no final deste intervalo de redução de temperatura é:

$$h_{30^{\circ}\text{C}} = h_{40^{\circ}\text{C}} - \Delta h$$

$$h_{30^{\circ}\text{C}} = 108,26 - \frac{105}{1000} = 108,155 \text{ kJ/kg}$$

Para validar o valor arbitrado será recalculado a entalpia a partir da titulação.

$$h_{30^{\circ}\text{C}} = h_l + x(h_{g(30^{\circ}\text{C})} - h_{lv(30^{\circ}\text{C})})$$

$$108,155 = 93,58 + x(173,08)$$

$$x = 0,08421$$

Recalculando o volume específico para esta temperatura.

$$v_{30^{\circ}\text{C}} = v_l + x(v_{g(30^{\circ}\text{C})} - v_{lv(30^{\circ}\text{C})})$$

$$v_1 = 0,0008421 + (0,08421)(0,026622 - 0,0008421)$$

$$v_1 = 3,013 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

A velocidade na saída do trecho estipulado é feita utilizando a Equação 20:

$$V_{30^{\circ}\text{C}} = G \cdot v_1$$

$$V_{30^{\circ}\text{C}} = (5093,72)(3,013 \cdot 10^{-3})$$

$$V_{30^{\circ}\text{C}} = 15,347 \text{ m/s}$$

A variação de entalpia ocorre devido a conversão de uma parcela da sua energia interna em cinética, portanto, tem-se:

$$\Delta h = \left(\frac{V_{30^{\circ}\text{C}}^2 - V_{40^{\circ}\text{C}}^2}{2} \right) = \left(\frac{(15,35)^2 - (4,29)^2}{2} \right) = 108,61 \text{ J/s}$$

O valor está próximo o que valida o valor arbitrado, também pode-se afirmar que o processo ocorreu de forma bem próxima ao isentálpico, com uma pequena queda de entalpia. De forma similar foram determinadas as variações de entalpias para as próximas interações conforme mostra a Tabela 3.

Tabela 3: Variação das propriedades termodinâmicas ao longo da tubulação

Seção	T (°C)	P(kPa)	x	v(m ³ /kg)	V(m/s)	ΔH(kJ/kg)
0	40	1017,1	0	0,00087	4,44	-
1	30	770,64	0,0842	3,013(10 ⁻³)	15,347	0,10791
2	20	572,07	0,156	0,063	32,103	0,5054
3	10	414,89	0,2159	0,01129	57,53	1,644
4	0	293,01	0,2859	0,02035	103,69	5,365
5	-10	200,74	0,2897	0,02896	147,59	10,881

Fonte: Autor, 2021.

Nota-se um aumento da variação da entalpia conforme reduz-se a temperatura. Isto acontece porque para grandes variações de temperatura ocorre um aumento na entropia do processo, além disso o fato da interação ser realizada com um grande intervalo entre as temperaturas gera uma perda de precisão no sistema (ARORA, 2017).

- **Cálculo do comprimento do tubo**

O Comprimento do tubo é determinado em função da queda de pressão que o fluido deve atingir. Para determinar a queda de pressão ao longo do tubo é necessário determinar o fator de Darcy associado a perda de carga ao longo do tubo. A viscosidade da mistura pode ser assumida como a soma das parcelas da viscosidade do líquido e vapor saturado em peso (ARORA, 2017).

Para a temperatura de 40°C o fluido está na forma de líquido, e, portanto, a somente a parcela do líquido irá contribuir:

$$\mu_l = 1,660 \cdot (10)^{-4} \text{Kg/ms}$$

O número de Reynolds para a temperatura de 40 °C é dado pela Equação 34:

$$Re = \frac{z}{\mu_l} = \frac{12,734}{1,660(10)^{-4}} = 76712,65$$

E desta forma o fato de atrito de Darcy é determinado utilizando a Equação 35:

$$f = \frac{0,32}{Re^{0,5}} = \frac{0,32}{(76712,65)^{0,5}} = 1,155 \cdot 10^{-3}$$

Para determinar a viscosidade temperatura a 30°C o processo ocorre de forma similar, porém são utilizados as parcelas da viscosidade do líquido $\mu_l = 1,888(10)^{-4} \text{kg/ms}$ e do vapor $\mu_v = 0,0008720 \text{kg/ms}$.

$$\mu = \mu_l(1 - x) + x \cdot \mu_v$$

$$\mu = 1,888(10)^{-4}(1 - 0,08421) + (0,0008720)$$

$$\mu = 1,7395 \cdot 10^{-4}$$

Deste modo o número de Reynolds e o fator de atrito de Darcy também são determinados pela Equação 34 e 35.

$$Re = \frac{z}{\mu} = \frac{12,734}{1,740(10)^{-4}} = 73205,48$$

$$f = \frac{0,32}{Re^{0,5}} = \frac{0,32}{(73205,48)^{0,5}} = 0,0194$$

A Tabela 4 resume a variação de pressão e o coeficiente de Darcy ao longo do capilar.

Tabela 4: Queda de pressão e fator de atrito ao longo do tubo.

Pressão	T(°C)	X	μ_l	μ_v	μ	Re	f
1017,1	40	0	$1,66(10^{-4})$	$1,41(10^{-5})$	$1,66(10^{-4})$	76710,8	0,0192
770,64	30	0,0842	$1,88(10^{-4})$	$1,24(10^{-5})$	$1,74(10^{-4})$	73205,5	0,0194
572,07	20	0,156	$2,14(10^{-4})$	$1,08(10^{-5})$	$1,82(10^{-4})$	69790,7	0,0197
414,89	10	0,2159	$2,43(10^{-4})$	$9,08(10^{-6})$	$1,92(10^{-4})$	66154,1	0,0199
293,01	0	0,2858	$2,76(10^{-4})$	$7,47(10^{-6})$	$1,99(10^{-4})$	63890,5	0,0201
200,74	-10	0,289	$3,15(10^{-4})$	$5,98(10^{-6})$	$2,25(10^{-4})$	56475,8	0,0207

Fonte: Autor, 2021.

A perda de pressão total é estimada com base na pressão de saturação, desta forma no intervalo de temperatura entre 40 e 30 °C, A queda de pressão, portanto:

$$\Delta P = P_{final} - P_{inicial}$$

$$\Delta P = 1017,1 - 770,64 = 246,46 KPa$$

A Queda de pressão devido a aceleração é dado pela Equação 23:

$$\Delta Pa_{40 \rightarrow 30} = G \Delta U$$

$$\Delta Pa_{40 \rightarrow 30} = 5093,72(15,347 - 4,44)$$

$$\Delta Pa_{40 \rightarrow 30} = 55557,20 N/m^2$$

$$\Delta P_{a_{40 \rightarrow 30}} = 55,557 \text{ KPa}$$

Deste modo a parcela de perda de pressão associado ao atrito é dado pela Equação 24:

$$\Delta P_f = \Delta P - \Delta P_a$$

$$\Delta P_f = 246,46 - 55,557 = 190,903 \text{ KPa}$$

A perda de carga distribuída por fricção é dado pela Equação 31:

$$\Delta p_F = \frac{\rho(f)(\Delta L)(V^2)}{2D}$$

Por conveniência é utilizado fatores de fricção e velocidade médio de modo a simplificar os cálculos.

$$f_m = \frac{f_1 + f_2}{2} = \frac{0,01923 + 0,01945}{2} = 0,01934$$

A velocidade média, portanto:

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{14,347 + 4,44}{2} = 9,8935 \text{ m/s}$$

O comprimento deste intervalo é dado por:

$$\Delta L = \frac{\Delta P}{Y(f)V} = \frac{190,903(10)^3}{1,0187(10)^6(0,01934)(9,8935)} = 0,9794 \text{ m}$$

A Tabela 5 resume as perdas de pressão ao longo do duto para todos os intervalos.

Tabela 5: Queda de pressão e fator de atrito ao longo do tubo.

Seções	$\Delta P(\text{kPa})$	$\Delta P_a(\text{kPa})$	$\Delta P_f(\text{kPa})$	$\Delta L(\text{m})$
40→30	246,6	55,557	190,905	0,9794
30→20	198,57	85,35	113,22	0,2394
20→10	157,18	129,518	27,662	0,0306
10→0	121,88	234,617	112,737	0,0685
0→-10	92,77	224,124	131,854	0,0504

Fonte: Autor, 2021.

Somando o trecho de todos os intervalos tem-se que o comprimento do capilar necessário para se atingir a perda de carga:

$$L_{final} = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5$$

$$L_{final} = 0,9794 + 0,23939 + 0,03057 + 0,06854 + 0,05041$$

$$L_{final} = 1,368 \text{ m}$$

4. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma metodologia para o cálculo do comprimento equivalente do capilar, onde constatou-se que:

A variação de entalpia durante o resfriamento não ocorreu de forma isentálpica, porém com variações poucas significativas nos primeiros intervalos, porém ao final do processo a variação de entalpia foi de 10,89 kJ/kg, indicando que boa parte da energia interna foi convertida em energia cinética, uma variação de entalpia significativa indica que deve ser realizado interações com intervalos mais curtos;

A velocidade do fluido atinge cerca de 147,49 m/s que é inferior a velocidade do som, e, portanto, não há riscos de choque durante o processo de estrangulamento;

O comprimento total do tubo foi calculado com base na perda de carga necessária que o estrangulamento deve causar para que seja atingida a queda de pressão, onde constatou-se que para um capilar de 2,5 mm de diâmetro será necessário um comprimento de capilar de 1,368 m.

5. REFERÊNCIAS

ARORA, C. P. **Refrigeration, and air conditioning**. 3 ed., McGraw Hill, 2017. 962p.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7 ed., McGraw Hill, 2013. 1018p.

COSTA, E. C. **Refrigeração**. São Paulo: Edgar Blucher LTDA, 2011.

DOSSAT, R.J. **Princípios da Refrigeração**. Ed. Hermus, São Paulo, SP, 1980.

MACINTYRE, A. J. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**. São Paulo. LTC – Livros Técnicos e Científicos. Editora S.A, 2ª edição, 1990.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Paulo: Blucher, 2002

WHITMAN W.C.; JOHNSON W. M.; TOMCZYK J. **Refrigeration & air conditioning technology**. 5ª Ed. São Paulo: *Cengage Learning*, 2004.

CAPÍTULO III: REFERÊNCIAS

ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M.A **Thermodynamics: an engineering Approach**. 7th. Ed. McGraw-Hill, 2011.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7 ed., McGraw Hill, 2013. 1018p.

COSTA, E C. **Refrigeração**. São Paulo: Edgar Blucher LTDA, 2011.

COSTA, E.C. **Refrigeração**. 3 ed. São Paulo: Blucher, 1982.

DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of Refrigeration**. 2001.

DOSSAT, R.J. **Princípios da Refrigeração**. Ed. Hermus, São Paulo, SP, 1980.

GOUVÊA, P. E. M.; FREITAS, R.; SOUZA, A. C. C.; SILVEIRA, J. L. **Estudo da substituição de fluídos refrigerantes em sistema refrigeração e ar-condicionado por compressão de vapor**. Rev. ciênc. exatas, Taubaté, v. 9/10, n. 1-2, p. 43-46, 2004.

LIMA, E. P. C. **Mecânica das bombas**. 2.ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência: PETROBRAS, 2003.

MIRANDA, C. E. S. **Sistemas de Refrigeração em Plataformas Offshore com o Uso de Água do Mar**. Trabalho de Conclusão em Engenharia Mecânica, UFRJ, Rio de Janeiro. 2008.

OLIVEIRA, J. A. B. **Estudo de Eficiência Energética na Refrigeração de um Supermercado**. Dissertação, Universidade de Aveiro, Aveiro, Portugal, 2012.

SILVA, C. A. S. **Análise da Ocorrência do Atraso de Vaporização no Escoamento do R-410a em Tubos Capilares Adiabáticos**. Dissertação de Mestrado, EPUSP, São Paulo, 2009.

STHEPAN, K. **History of absorption heat pumps and working pair developments in Europe**. Int. Journal of Refrig., v.6, p. 160-166, maio, 1983.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Paulo: Blucher, 2002.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. São Paulo – SP: Editora Edgar Blucher LTDA, 2011.

TORREIRA, R P. **Elementos Básicos de Ar-Condicionado**. RPA Editorial, 1ª edição, 1994.

ANEXO 1

TABELA A-11

Refrigerante-134a, Líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura

Temp., T °C	Press. sat., P _{sat} kPa	Volume específico, m ³ /kg		Energia interna, kJ/kg			Entalpia, kJ/kg			Entropia, kJ/kg-K		
		Liq. sat. v _l	Vapor sat. v _v	Liq. sat. u _l	Evap., u _{lv}	Vapor sat. u _v	Liq. sat. h _l	Evap., h _{lv}	Vapor sat. h _v	Liq. sat. s _l	Evap., s _{lv}	Vapor sat. s _v
-40	51,25	0,0007054	0,36081	-0,036	207,40	207,37	0,000	225,86	225,86	0,00000	0,96866	0,96866
-38	56,86	0,0007083	0,32732	2,475	206,04	208,51	2,515	224,61	227,12	0,01072	0,95511	0,96584
-36	62,95	0,0007112	0,29751	4,992	204,67	209,66	5,037	223,35	228,39	0,02138	0,94176	0,96315
-34	69,56	0,0007142	0,27090	7,517	203,29	210,81	7,566	222,09	229,65	0,03199	0,92859	0,96058
-32	76,71	0,0007172	0,24711	10,05	201,91	211,96	10,10	220,81	230,91	0,04253	0,91560	0,95813
-30	84,43	0,0007203	0,22580	12,59	200,52	213,11	12,65	219,52	232,17	0,05301	0,90278	0,95579
-28	92,76	0,0007234	0,20666	15,13	199,12	214,25	15,20	218,22	233,43	0,06344	0,89012	0,95356
-26	101,73	0,0007265	0,18946	17,69	197,72	215,40	17,76	216,92	234,68	0,07382	0,87762	0,95144
-24	111,37	0,0007297	0,17395	20,25	196,30	216,55	20,33	215,59	235,92	0,08414	0,86527	0,94941
-22	121,72	0,0007329	0,15995	22,82	194,88	217,70	22,91	214,26	237,17	0,09441	0,85307	0,94748
-20	132,82	0,0007362	0,14729	25,39	193,45	218,84	25,49	212,91	238,41	0,10463	0,84101	0,94564
-18	144,69	0,0007396	0,13583	27,98	192,01	219,98	28,09	211,55	239,64	0,11481	0,82908	0,94389
-16	157,38	0,0007430	0,12542	30,57	190,56	221,13	30,69	210,18	240,87	0,12493	0,81729	0,94222
-14	170,93	0,0007464	0,11597	33,17	189,09	222,27	33,30	208,79	242,09	0,13501	0,80561	0,94063
-12	185,37	0,0007499	0,10736	35,78	187,62	223,40	35,92	207,38	243,30	0,14504	0,79406	0,93911
-10	200,74	0,0007535	0,099516	38,40	186,14	224,54	38,55	205,96	244,51	0,15504	0,78263	0,93766
-8	217,08	0,0007571	0,092352	41,03	184,64	225,67	41,19	204,52	245,72	0,16498	0,77130	0,93629
-6	234,44	0,0007608	0,085802	43,66	183,13	226,80	43,84	203,07	246,91	0,17489	0,76008	0,93497
-4	252,85	0,0007646	0,079804	46,31	181,61	227,92	46,50	201,60	248,10	0,18476	0,74896	0,93372
-2	272,36	0,0007684	0,074304	48,96	180,08	229,04	49,17	200,11	249,28	0,19459	0,73794	0,93253
0	293,01	0,0007723	0,069255	51,63	178,53	230,16	51,86	198,60	250,45	0,20439	0,72701	0,93139
2	314,84	0,0007763	0,064612	54,30	176,97	231,27	54,55	197,07	251,61	0,21415	0,71616	0,93031
4	337,90	0,0007804	0,060338	56,99	175,39	232,38	57,25	195,51	252,77	0,22387	0,70540	0,92927
6	362,23	0,0007845	0,056398	59,68	173,80	233,48	59,97	193,94	253,91	0,23356	0,69471	0,92828
8	387,88	0,0007887	0,052762	62,39	172,19	234,58	62,69	192,35	255,04	0,24323	0,68410	0,92733
10	414,89	0,0007930	0,049403	65,10	170,56	235,67	65,43	190,73	256,16	0,25286	0,67356	0,92641
12	443,31	0,0007975	0,046295	67,83	168,92	236,75	68,18	189,09	257,27	0,26246	0,66308	0,92554
14	473,19	0,0008020	0,043417	70,57	167,26	237,83	70,95	187,42	258,37	0,27204	0,65266	0,92470
16	504,58	0,0008066	0,040748	73,32	165,58	238,90	73,73	185,73	259,46	0,28159	0,64230	0,92389
18	537,52	0,0008113	0,038271	76,08	163,88	239,96	76,52	184,01	260,53	0,29112	0,63198	0,92310

Fonte: Çengel e Boles,2013.

TABELA A-11

Refrigerante-134a, Líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de temperatura (conclusão)

Temp., $T^{\circ}\text{C}$	Press. sat., P_{sat} kPa	Volume específico, m^3/kg		Energia interna, kJ/kg			Entalpia, kJ/kg			Entropia, $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$		
		Liq. sat. v_f	Vapor sat. v_g	Liq. sat. u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat. u_g	Liq. sat. h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat. h_g	Liq. sat. s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat. s_g
20	572,07	0,0008161	0,035969	78,86	162,16	241,02	79,32	182,27	261,59	0,30063	0,62172	0,92234
22	608,27	0,0008210	0,033828	81,64	160,42	242,06	82,14	180,49	262,64	0,31011	0,61149	0,92160
24	646,18	0,0008261	0,031834	84,44	158,65	243,10	84,98	178,69	263,67	0,31958	0,60130	0,92088
26	685,84	0,0008313	0,029976	87,26	156,87	244,12	87,83	176,85	264,68	0,32903	0,59115	0,92018
28	727,31	0,0008366	0,028242	90,09	155,05	245,14	90,69	174,99	265,68	0,33846	0,58102	0,91948
30	770,64	0,0008421	0,026622	92,93	153,22	246,14	93,58	173,08	266,66	0,34789	0,57091	0,91879
32	815,89	0,0008478	0,025108	95,79	151,35	247,14	96,48	171,14	267,62	0,35730	0,56082	0,91811
34	863,11	0,0008536	0,023691	98,66	149,46	248,12	99,40	169,17	268,57	0,36670	0,55074	0,91743
36	912,35	0,0008595	0,022364	101,55	147,54	249,08	102,33	167,16	269,49	0,37609	0,54066	0,91675
38	963,68	0,0008657	0,021119	104,45	145,58	250,04	105,29	165,10	270,39	0,38548	0,53058	0,91606
40	1.017,1	0,0008720	0,019952	107,38	143,60	250,97	108,26	163,00	271,27	0,39486	0,52049	0,91536
42	1.072,8	0,0008786	0,018855	110,32	141,58	251,89	111,26	160,86	272,12	0,40425	0,51039	0,91464
44	1.130,7	0,0008854	0,017824	113,28	139,52	252,80	114,28	158,67	272,95	0,41363	0,50027	0,91391
46	1.191,0	0,0008924	0,016853	116,26	137,42	253,68	117,32	156,43	273,75	0,42302	0,49012	0,91315
48	1.253,6	0,0008996	0,015939	119,26	135,29	254,55	120,39	154,14	274,53	0,43242	0,47993	0,91236
52	1.386,2	0,0009150	0,014265	125,33	130,88	256,21	126,59	149,39	275,98	0,45126	0,45941	0,91067
56	1.529,1	0,0009317	0,012771	131,49	126,28	257,77	132,91	144,38	277,30	0,47018	0,43863	0,90880
60	1.682,8	0,0009498	0,011434	137,76	121,46	259,22	139,36	139,10	278,46	0,48920	0,41749	0,90669
65	1.891,0	0,0009750	0,009950	145,77	115,05	260,82	147,62	132,02	279,64	0,51320	0,39039	0,90359
70	2.118,2	0,0010037	0,008642	154,01	108,14	262,15	156,13	124,32	280,46	0,53755	0,36227	0,89982
75	2.365,8	0,0010372	0,007480	162,53	100,60	263,13	164,98	115,85	280,82	0,56241	0,33272	0,89512
80	2.635,3	0,0010772	0,006436	171,40	92,23	263,63	174,24	106,35	280,59	0,58800	0,30111	0,88912
85	2.928,2	0,0011270	0,005486	180,77	82,67	263,44	184,07	95,44	279,51	0,61473	0,26644	0,88117
90	3.246,9	0,0011932	0,004599	190,89	71,29	262,18	194,76	82,35	277,11	0,64336	0,22674	0,87010
95	3.594,1	0,0012933	0,003726	202,40	56,47	258,87	207,05	65,21	272,26	0,67578	0,17711	0,85289
100	3.975,1	0,0015269	0,002630	218,72	29,19	247,91	224,79	33,58	258,37	0,72217	0,08999	0,81215

Fonte: As Tabs. A-11 até A-13 foram geradas usando o programa *Engineering Equation Solver* (EES) desenvolvido por S. A. Klein e F. L. Alvarado. A rotina utilizada nos cálculos é a R134a, que tem por base a equação fundamental do estado desenvolvida por R. Tillner-Roth e H.D. Baehr em "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa", *J. Phys. Chem. Ref. Data*, v. 23, N. 5, 1994. Os valores de entalpia e entropia do líquido saturado são definidos de zero a -40°C (e -40°F).

Fonte: Çengel e Boles,2013.

TABELA A-12

Refrigerante-134a, Líquido-vapor saturados – Tabela com entrada de pressão

Press., P kPa	Temp. sat. T_{sat} °C	Volume específico, m^3/kg		Energia interna, kJ/kg			Entalpia, kJ/kg			Entropia, kJ/kg-K		
		Liq. sat. v_f	Vapor sat. v_g	Liq. sat. u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat. u_g	Liq. sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Liq. sat. s_f	Evap. s_{fg}	Vapor sat. s_g
60	-36,95	0,0007098	0,31121	3,798	205,32	209,12	3,841	223,95	227,79	0,01634	0,94807	0,96441
70	-33,87	0,0007144	0,26929	7,680	203,20	210,88	7,730	222,00	229,73	0,03267	0,92775	0,96042
80	-31,13	0,0007185	0,23753	11,15	201,30	212,46	11,21	220,25	231,46	0,04711	0,90999	0,95710
90	-28,65	0,0007223	0,21263	14,31	199,57	213,88	14,37	218,65	233,02	0,06008	0,89419	0,95427
100	-26,37	0,0007259	0,19254	17,21	197,98	215,19	17,28	217,16	234,44	0,07188	0,87995	0,95183
120	-22,32	0,0007324	0,16212	22,40	195,11	217,51	22,49	214,48	236,97	0,09275	0,85503	0,94779
140	-18,77	0,0007383	0,14014	26,98	192,57	219,54	27,08	212,08	239,16	0,11087	0,83368	0,94456
160	-15,60	0,0007437	0,12348	31,09	190,27	221,35	31,21	209,90	241,11	0,12693	0,81496	0,94190
180	-12,73	0,0007487	0,11041	34,83	188,16	222,99	34,97	207,90	242,86	0,14139	0,79826	0,93965
200	-10,09	0,0007533	0,099867	38,28	186,21	224,48	38,43	206,03	244,46	0,15457	0,78316	0,93773
240	-5,38	0,0007620	0,083897	44,48	182,67	227,14	44,66	202,62	247,28	0,17794	0,75664	0,93458
280	-1,25	0,0007699	0,072352	49,97	179,50	229,46	50,18	199,54	249,72	0,19829	0,73381	0,93210
320	2,46	0,0007772	0,063604	54,92	176,61	231,52	55,16	196,71	251,88	0,21637	0,71369	0,93006
360	5,82	0,0007841	0,056738	59,44	173,94	233,38	59,72	194,08	253,81	0,23270	0,69566	0,92836
400	8,91	0,0007907	0,051201	63,62	171,45	235,07	63,94	191,62	255,55	0,24761	0,67929	0,92691
450	12,46	0,0007985	0,045619	68,45	168,54	237,00	68,81	188,71	257,53	0,26465	0,66069	0,92535
500	15,71	0,0008059	0,041118	72,93	165,82	238,75	73,33	185,98	259,30	0,28023	0,64377	0,92400
550	18,73	0,0008130	0,037408	77,10	163,25	240,35	77,54	183,38	260,92	0,29461	0,62821	0,92282
600	21,55	0,0008199	0,034295	81,02	160,81	241,83	81,51	180,90	262,40	0,30799	0,61378	0,92177
650	24,20	0,0008266	0,031646	84,72	158,48	243,20	85,26	178,51	263,77	0,32051	0,60030	0,92081
700	26,69	0,0008331	0,029361	88,24	156,24	244,48	88,82	176,21	265,03	0,33230	0,58763	0,91994
750	29,06	0,0008395	0,027371	91,59	154,08	245,67	92,22	173,98	266,20	0,34345	0,57567	0,91912
800	31,31	0,0008458	0,025621	94,79	152,00	246,79	95,47	171,82	267,29	0,35404	0,56431	0,91835
850	33,45	0,0008520	0,024069	97,87	149,98	247,85	98,60	169,71	268,31	0,36413	0,55349	0,91762
900	35,51	0,0008580	0,022683	100,83	148,01	248,85	101,61	167,66	269,26	0,37377	0,54315	0,91692
950	37,48	0,0008641	0,021438	103,69	146,10	249,79	104,51	165,64	270,15	0,38301	0,53323	0,91624
1.000	39,37	0,0008700	0,020313	106,45	144,23	250,68	107,32	163,67	270,99	0,39189	0,52368	0,91558
1.200	46,29	0,0008934	0,016715	116,70	137,11	253,81	117,77	156,10	273,87	0,42441	0,48863	0,91303
1.400	52,40	0,0009166	0,014107	125,94	130,43	256,37	127,22	148,90	276,12	0,45315	0,45734	0,91050
1.600	57,88	0,0009400	0,012123	134,43	124,04	258,47	135,93	141,93	277,86	0,47911	0,42873	0,90784
1.800	62,87	0,0009639	0,010559	142,33	117,83	260,17	144,07	135,11	279,17	0,50294	0,40204	0,90498
2.000	67,45	0,0009886	0,009288	149,78	111,73	261,51	151,76	128,33	280,09	0,52509	0,37675	0,90184
2.500	77,54	0,0010566	0,006936	166,99	96,47	263,45	169,63	111,16	280,79	0,57531	0,31695	0,89226
3.000	86,16	0,0011406	0,005275	183,04	80,22	263,26	186,46	92,63	279,09	0,62118	0,25776	0,87894

Fonte: Çengel e Boles, 2013.

TABELA A-13

Refrigerante-134a, Vapor superaquecido

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K
$P = 0,06 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -36,95 \text{ °C})$				$P = 0,10 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -26,37 \text{ °C})$				$P = 0,14 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -18,77 \text{ °C})$				
Sat.	0,31121	209,12	227,79	0,9644	0,19254	215,19	234,44	0,9518	0,14014	219,54	239,16	0,9446
-20	0,33608	220,60	240,76	1,0174	0,19841	219,66	239,50	0,9721				
-10	0,35048	227,55	248,58	1,0477	0,20743	226,75	247,49	1,0030	0,14605	225,91	246,36	0,9724
0	0,36476	234,66	256,54	1,0774	0,21630	233,95	255,58	1,0332	0,15263	233,23	254,60	1,0031
10	0,37893	241,92	264,66	1,1066	0,22506	241,30	263,81	1,0628	0,15908	240,66	262,93	1,0331
20	0,39302	249,35	272,94	1,1353	0,23373	248,79	272,17	1,0918	0,16544	248,22	271,38	1,0624
30	0,40705	256,95	281,37	1,1636	0,24233	256,44	280,68	1,1203	0,17172	255,93	279,97	1,0912
40	0,42102	264,71	289,97	1,1915	0,25088	264,25	289,34	1,1484	0,17794	263,79	288,70	1,1195
50	0,43495	272,64	298,74	1,2191	0,25937	272,22	298,16	1,1762	0,18412	271,79	297,57	1,1474
60	0,44883	280,73	307,66	1,2463	0,26783	280,35	307,13	1,2035	0,19025	279,96	306,59	1,1749
70	0,46269	288,99	316,75	1,2732	0,27626	288,64	316,26	1,2305	0,19635	288,28	315,77	1,2020
80	0,47651	297,41	326,00	1,2997	0,28465	297,08	325,55	1,2572	0,20242	296,75	325,09	1,2288
90	0,49032	306,00	335,42	1,3260	0,29303	305,69	334,99	1,2836	0,20847	305,38	334,57	1,2553
100	0,50410	314,74	344,99	1,3520	0,30138	314,46	344,60	1,3096	0,21449	314,17	344,20	1,2814
$P = 0,18 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -12,73 \text{ °C})$				$P = 0,20 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -10,09 \text{ °C})$				$P = 0,24 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -5,38 \text{ °C})$				
Sat.	0,11041	222,99	242,86	0,9397	0,09987	224,48	244,46	0,9377	0,08390	227,14	247,28	0,9346
-10	0,11189	225,02	245,16	0,9484	0,09991	224,55	244,54	0,9380				
0	0,11722	232,48	253,58	0,9798	0,10481	232,09	253,05	0,9698	0,08617	231,29	251,97	0,9519
10	0,12240	240,00	262,04	1,0102	0,10955	239,67	261,58	1,0004	0,09026	238,98	260,65	0,9831
20	0,12748	247,64	270,59	1,0399	0,11418	247,35	270,18	1,0303	0,09423	246,74	269,36	1,0134
30	0,13248	255,41	279,25	1,0690	0,11874	255,14	278,89	1,0595	0,09812	254,61	278,16	1,0429
40	0,13741	263,31	288,05	1,0975	0,12322	263,08	287,72	1,0882	0,10193	262,59	287,06	1,0718
50	0,14230	271,36	296,98	1,1256	0,12766	271,15	296,68	1,1163	0,10570	270,71	296,08	1,1001
60	0,14715	279,56	306,05	1,1532	0,13206	279,37	305,78	1,1441	0,10942	278,97	305,23	1,1280
70	0,15196	287,91	315,27	1,1805	0,13641	287,73	315,01	1,1714	0,11310	287,36	314,51	1,1554
80	0,15673	296,42	324,63	1,2074	0,14074	296,25	324,40	1,1983	0,11675	295,91	323,93	1,1825
90	0,16149	305,07	334,14	1,2339	0,14504	304,92	333,93	1,2249	0,12038	304,60	333,49	1,2092
100	0,16622	313,88	343,80	1,2602	0,14933	313,74	343,60	1,2512	0,12398	313,44	343,20	1,2356
$P = 0,28 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -1,25 \text{ °C})$				$P = 0,32 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 2,46 \text{ °C})$				$P = 0,40 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 8,91 \text{ °C})$				
Sat.	0,07235	229,46	249,72	0,9321	0,06360	231,52	251,88	0,9301	0,051201	235,07	255,55	0,9269
0	0,07282	230,44	250,83	0,9362								
10	0,07646	238,27	259,68	0,9680	0,06609	237,54	258,69	0,9544	0,051506	235,97	256,58	0,9305
20	0,07997	246,13	268,52	0,9987	0,06925	245,50	267,66	0,9856	0,054213	244,18	265,86	0,9628
30	0,08338	254,06	277,41	1,0285	0,07231	253,50	276,65	1,0157	0,056796	252,36	275,07	0,9937
40	0,08672	262,10	286,38	1,0576	0,07530	261,60	285,70	1,0451	0,059292	260,58	284,30	1,0236
50	0,09000	270,27	295,47	1,0862	0,07823	269,82	294,85	1,0739	0,061724	268,90	293,59	1,0528
60	0,09324	278,56	304,67	1,1142	0,08111	278,15	304,11	1,1021	0,064104	277,32	302,96	1,0814
70	0,09644	286,99	314,00	1,1418	0,08395	286,62	313,48	1,1298	0,066443	285,86	312,44	1,1094
80	0,09961	295,57	323,46	1,1690	0,08675	295,22	322,98	1,1571	0,068747	294,53	322,02	1,1369
90	0,10275	304,29	333,06	1,1958	0,08953	303,97	332,62	1,1840	0,071023	303,32	331,73	1,1640
100	0,10587	313,15	342,80	1,2222	0,09229	312,86	342,39	1,2105	0,073274	312,26	341,57	1,1907
110	0,10897	322,16	352,68	1,2483	0,09503	321,89	352,30	1,2367	0,075504	321,33	351,53	1,2171
120	0,11205	331,32	362,70	1,2742	0,09775	331,07	362,35	1,2626	0,077717	330,55	361,63	1,2431
130	0,11512	340,63	372,87	1,2997	0,10045	340,39	372,54	1,2882	0,079913	339,90	371,87	1,2688
140	0,11818	350,09	383,18	1,3250	0,10314	349,86	382,87	1,3135	0,082096	349,41	382,24	1,2942

Fonte: Çengel e Boles, 2013.

TABELA A-13

Refrigerante-134a, Vapor superaquecido (continuação)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg-K
$P = 0,50 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 15,71 \text{ °C})$				$P = 0,60 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 21,55 \text{ °C})$				$P = 0,70 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 26,69 \text{ °C})$				
Sat.	0,041118	238,75	259,30	0,9240	0,034295	241,83	262,40	0,9218	0,029361	244,48	265,03	0,9199
20	0,042115	242,40	263,46	0,9383								
30	0,044338	250,84	273,01	0,9703	0,035984	249,22	270,81	0,9499	0,029966	247,48	268,45	0,9313
40	0,046456	259,26	282,48	1,0011	0,037865	257,86	280,58	0,9816	0,031696	256,39	278,57	0,9641
50	0,048499	267,72	291,96	1,0309	0,039659	266,48	290,28	1,0121	0,033322	265,20	288,53	0,9954
60	0,050485	276,25	301,50	1,0599	0,041389	275,15	299,98	1,0417	0,034875	274,01	298,42	1,0256
70	0,052427	284,89	311,10	1,0883	0,043069	283,89	309,73	1,0705	0,036373	282,87	308,33	1,0549
80	0,054331	293,64	320,80	1,1162	0,044710	292,73	319,55	1,0987	0,037829	291,80	318,28	1,0835
90	0,056205	302,51	330,61	1,1436	0,046318	301,67	329,46	1,1264	0,039250	300,82	328,29	1,1114
100	0,058053	311,50	340,53	1,1705	0,047900	310,73	339,47	1,1536	0,040642	309,95	338,40	1,1389
110	0,059880	320,63	350,57	1,1971	0,049458	319,91	349,59	1,1803	0,042010	319,19	348,60	1,1658
120	0,061687	329,89	360,73	1,2233	0,050997	329,23	359,82	1,2067	0,043358	328,55	358,90	1,1924
130	0,063479	339,29	371,03	1,2491	0,052519	338,67	370,18	1,2327	0,044688	338,04	369,32	1,2186
140	0,065256	348,83	381,46	1,2747	0,054027	348,25	380,66	1,2584	0,046004	347,66	379,86	1,2444
150	0,067021	358,51	392,02	1,2999	0,055522	357,96	391,27	1,2838	0,047306	357,41	390,52	1,2699
160	0,068775	368,33	402,72	1,3249	0,057006	367,81	402,01	1,3088	0,048597	367,29	401,31	1,2951
$P = 0,80 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 31,31 \text{ °C})$				$P = 0,90 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 35,51 \text{ °C})$				$P = 1,00 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 39,37 \text{ °C})$				
Sat.	0,025621	246,79	267,29	0,9183	0,022683	248,85	269,26	0,9169	0,020313	250,68	270,99	0,9156
40	0,027035	254,82	276,45	0,9480	0,023375	253,13	274,17	0,9327	0,020406	251,30	271,71	0,9179
50	0,028547	263,86	286,69	0,9802	0,024809	262,44	284,77	0,9660	0,021796	260,94	282,74	0,9525
60	0,029973	272,83	296,81	1,0110	0,026146	271,60	295,13	0,9976	0,023068	270,32	293,38	0,9850
70	0,031340	281,81	306,88	1,0408	0,027413	280,72	305,39	1,0280	0,024261	279,59	303,85	1,0160
80	0,032659	290,84	316,97	1,0698	0,028630	289,86	315,63	1,0574	0,025398	288,86	314,25	1,0458
90	0,033941	299,95	327,10	1,0981	0,029806	299,06	325,89	1,0860	0,026492	298,15	324,64	1,0748
100	0,035193	309,15	337,30	1,1258	0,030951	308,34	336,19	1,1140	0,027552	307,51	335,06	1,1031
110	0,036420	318,45	347,59	1,1530	0,032068	317,70	346,56	1,1414	0,028584	316,94	345,53	1,1308
120	0,037625	327,87	357,97	1,1798	0,033164	327,18	357,02	1,1684	0,029592	326,47	356,06	1,1580
130	0,038813	337,40	368,45	1,2061	0,034241	336,76	367,58	1,1949	0,030581	336,11	366,69	1,1846
140	0,039985	347,06	379,05	1,2321	0,035302	346,46	378,23	1,2210	0,031554	345,85	377,40	1,2109
150	0,041143	356,85	389,76	1,2577	0,036349	356,28	389,00	1,2467	0,032512	355,71	388,22	1,2368
160	0,042290	366,76	400,59	1,2830	0,037384	366,23	399,88	1,2721	0,033457	365,70	399,15	1,2623
170	0,043427	376,81	411,55	1,3080	0,038408	376,31	410,88	1,2972	0,034392	375,81	410,20	1,2875
180	0,044554	386,99	422,64	1,3327	0,039423	386,52	422,00	1,3221	0,035317	386,04	421,36	1,3124
$P = 1,20 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 46,29 \text{ °C})$				$P = 1,40 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 52,40 \text{ °C})$				$P = 1,60 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 57,88 \text{ °C})$				
Sat.	0,016715	253,81	273,87	0,9130	0,014107	256,37	276,12	0,9105	0,012123	258,47	277,86	0,9078
50	0,017201	257,63	278,27	0,9267								
60	0,018404	267,56	289,64	0,9614	0,015005	264,46	285,47	0,9389	0,012372	260,89	280,69	0,9163
70	0,019502	277,21	300,61	0,9938	0,016060	274,62	297,10	0,9733	0,013430	271,76	293,25	0,9535
80	0,020529	286,75	311,39	1,0248	0,017023	284,51	308,34	1,0056	0,014362	282,09	305,07	0,9875
90	0,021506	296,26	322,07	1,0546	0,017923	294,28	319,37	1,0364	0,015215	292,17	316,52	1,0194
100	0,022442	305,80	332,73	1,0836	0,018778	304,01	330,30	1,0661	0,016014	302,14	327,76	1,0500
110	0,023348	315,38	343,40	1,1118	0,019597	313,76	341,19	1,0949	0,016773	312,07	338,91	1,0795
120	0,024228	325,03	354,11	1,1394	0,020388	323,55	352,09	1,1230	0,017500	322,02	350,02	1,1081
130	0,025086	334,77	364,88	1,1664	0,021155	333,41	363,02	1,1504	0,018201	332,00	361,12	1,1360
140	0,025927	344,61	375,72	1,1930	0,021904	343,34	374,01	1,1773	0,018882	342,05	372,26	1,1632
150	0,026753	354,56	386,66	1,2192	0,022636	353,37	385,07	1,2038	0,019545	352,17	383,44	1,1900
160	0,027566	364,61	397,69	1,2449	0,023355	363,51	396,20	1,2298	0,020194	362,38	394,69	1,2163
170	0,028367	374,78	408,82	1,2703	0,024061	373,75	407,43	1,2554	0,020830	372,69	406,02	1,2421
180	0,029158	385,08	420,07	1,2954	0,024757	384,10	418,76	1,2807	0,021456	383,11	417,44	1,2676

Fonte: Çengel e Boles,2013.