



FACULDADE HORIZONTINA

DIEGO ROBERTO MAYER

**DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO DO FLUIDO FRIO DE UM
CONDENSADOR DE VAPOR UTILIZADO EM TECNOLOGIA
HELIOTÉRMICA**

HORIZONTINA

2016

FACULDADE HORIZONTINA
Curso de Engenharia Mecânica

DIEGO ROBERTO MAYER

**DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO DO FLUIDO FRIO DE UM
CONDENSADOR DE VAPOR UTILIZADO EM TECNOLOGIA
HELIOTÉRMICA**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Ademar Michels, Dr.

HORIZONTINA-RS

2016



**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“Dimensionamento da tubulação do fluido frio de um condensador de vapor utilizado
em tecnologia heliotérmica”**

Elaborada por:

Diego Roberto Mayer

**Aprovado em: 25/11/2016
Pela Comissão Examinadora**

**Prof. Dr. Ademar Michels
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Prof. Me. Adalberto Lovato
FAHOR – Faculdade Horizontina - Coorientador**

**Prof. Me. Luís Carlos Wachholz
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**HORIZONTINA- RS
2016**

DEDICATÓRIA

Exclusivamente aos meus pais Ari Mayer e Lori Mayer, em que, apoiaram, acreditaram e suportaram a realização desta conquista.

AGRADECIMENTO

Aos meus pais Ari Mayer e Lori Mayer e minha companheira Carine Kufeld, pelo apoio incondicional.

Aos professores Anderson Dal Molin, Rainer Lengert (em memória) e Richard Thomas Lermen, por todo incentivo para realização do intercâmbio na Alemanha.

Aos professores orientadores Ademar Michels e Adalberto Lovato, que souberam orientar e compartilhar os seus conhecimentos de forma única.

E aos outros professores presentes no período da graduação em Engenharia Mecânica.

Aos meus colegas, de forma especial Cristhian Cansi, Marcos Lenz e Thiarles Coracini.

Aos amigos e familiares, pelo apoio dado.

A FAHOR, por todas oportunidades concebidas durante a minha graduação.

E a todos que contribuíram para esta conquista, o meu muito obrigado.

“O ignorante afirma, o sábio duvida, o sensato reflete.”

Aristóteles

RESUMO

A energia heliotérmica é uma tecnologia promissora para o Brasil devido aos altos níveis de irradiação solar principalmente na região nordeste, bem como as regiões sul, sudeste e centro-oeste. Sistemas heliotérmicos utilizam turbinas a vapor ou algum outro tipo de motor de combustão externa e, desta maneira, buscou-se o dimensionamento da tubulação do fluido frio de um condensador de vapor de água apropriado para os parâmetros de trabalho pré-estabelecidos. Dentre os métodos referenciados na bibliografia, o método da DTML (diferença de temperatura média logarítmica) foi adotado, pois pode-se facilmente definir as temperaturas de entrada e saída dos fluidos frio e quente, além de ser o mais indicado para definir o tamanho do trocador de calor. O tipo de condensador de vapor escolhido foi carcaça e serpentina resfriado a água, com tubo de cobre posicionado na horizontal e regime de escoamento interno turbulento completamente desenvolvido, visando a maximização do coeficiente de transferência de calor. Nas análises dos resultados, houveram variações de diversos diâmetros de tubos de cobre rígidos e flexíveis, entre 4,76 mm (3/16") a 54 mm (2"). As análises tiveram quatro fatores relevantes: velocidade média do fluido frio; comprimento; quantidade de material do tubo em massa; valores representativos do coeficiente global de transferência de calor para condensador de vapor. Portanto, chegou-se à conclusão que, o tubo flexível 3/4" foi adequado perante os parâmetros de trabalho deste projeto. Os tubos rígidos 3/4" e 1" também poderiam ser utilizados, porém, tubos flexíveis são comercializados em rolos e tubos rígidos em barras de 2,5 e 5,0 m de comprimento, embora os tubos flexíveis são de fácil de manusear, tem pouca tendência à incrustação e tem boa resistência mecânica.

Palavras-chave: Condensador de vapor. Dimensionamento. Método da DTML.

ABSTRACT

Heliothermic energy is a promising technology for Brazil due to the high levels of solar irradiation mainly in the northeast region, as well as the south, southeast and center-west regions. Heliothermic systems use steam turbines or some other type of external combustion engine and in this way, it has been sought an appropriate design of the cold fluid piping of a steam condenser according to pre-established working parameters. Among the methods referenced in the literature, the LMTD (logarithmic mean temperature difference) method has been adopted, since it is possible to easily define the cold and hot inlet and outlet fluid temperatures, besides being the most indicated to define the size of a heat exchanger. A type of steam condenser has been chosen, a water-cooled casing and coil, with horizontally positioned copper tube and fully developed turbulent internal flow regime, in order to maximizing the heat transfer coefficient. In the analysis of the results, there were variations of several diameters of rigid and flexible copper tubes, from 4,76 mm (3/16") to 54 mm (2"). The analyses had four relevant factors: average velocity of the cold fluid; length; quantity of mass tube material; representative values of the overall heat transfer coefficient for steam condenser. Therefore, it was concluded that the flexible tube 3/4" was suitable for the working parameters of this project. The rigid tubes 3/4" and 1" could also be used, however, flexible tubes are marketed in rolls and rigid tubes in bars of length 2,5 and 5,0 m, although flexible tubes are easy to handle, has less tendency to incrustation and a good mechanical resistance.

Key words: Steam condenser. Dimensioning. LMTD method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - As três fases de transmissão de calor num condensador	4
Figura 2 - Tipos de condensadores	5
Figura 3 - Tipos de tubos aletados.....	7
Figura 4 - Ciclo de refrigeração a ar.....	7
Figura 5 - Condensadores montados em telhados e ao nível do solo.....	8
Figura 6 - Condensador do tipo casco e serpentina.....	9
Figura 7 - Condensador evaporativo	10
Figura 8 - Presença de gás não condensável no vapor	11
Figura 9 - Modos de condensação	12
Figura 10 - Condensação sobre uma superfície vertical. (a) em gotas. (b) em filme.....	13
Figura 11 - Condensação de uma película sobre uma fileira vertical de tubos horizontais	20

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor.....	16
Tabela 2 - Parâmetros de trabalho	25
Tabela 3 - Propriedades termodinâmicas do vapor a 140 °C	26
Tabela 4 - Propriedades físicas da água a 55 °C	26
Tabela 5 - Propriedades termodinâmicas da água a 77,5 °C	26
Tabela 6 - Propriedades termodinâmicas da água a temperatura de saturação de 100 °C	26
Tabela 7 - Catálogo de tubos de cobre	27
Tabela 8 - Velocidade média	29
Tabela 9 - Número de Reynolds	30
Tabela 10 - Número de Nusselt	31
Tabela 11 - Coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície interna do tubo	32
Tabela 12 - Coeficiente médio de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo horizontal	33
Tabela 13 - Coeficiente global de transferência de calor	34
Tabela 14 - Comprimento de tubo	35
Tabela 15 - Quantidade de material do tubo em massa	36
Tabela 16 – Análise geral da tubulação	37

LISTA DE SIGLAS

ΔT_{lm} : Diferença de temperatura média logarítmica ($^{\circ}\text{C}$);

$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s}$ ($^{\circ}\text{C}$);

$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$ ($^{\circ}\text{C}$);

μ_l : Viscosidade dinâmica do líquido (kg/m.s);

ν : Viscosidade cinemática (m^2/s);

ρ : Densidade (kg/m^3);

ρ_l : Densidade do líquido (kg/m^3);

ρ_v : Densidade do vapor (kg/m^3);

A_s : Área superficial (m^2);

c_{pl} : Calor específico do líquido (J/kg.K);

c_{pf} : Calor específico a pressão constante do fluido frio (J/kg.K);

D_e : Diâmetro externo do tubo (m);

D_i : Diâmetro interno do tubo (m);

g : Aceleração gravitacional (m/s^2);

h_i : Coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície interna do tubo ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$);

h_o : Coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície externa do tubo ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$);

$h_{o,\text{horiz}}$: Coeficiente médio de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo horizontal ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$);

$h_{o,\text{vert}}$: Coeficiente médio de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo vertical ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$);

h_{fg}^* : Calor latente de vaporização modificado (J/kg);

h_{fg} : Calor latente de vaporização (J/kg);

k : Condutividade térmica ($\text{W}/\text{m}.\text{K}$);

k_l : Condutividade térmica do líquido ($\text{W}/\text{m}.\text{K}$);

L : Comprimento do tubo (m);

m : Massa (kg);

\dot{m}_f : Vazão mássica da água de resfriamento (kg/s);

\dot{m}_q : Taxa de condensação de vapor (kg/s);

$n = 0,4$ para aquecimento e $0,3$ para resfriamento do fluido;

Nu : Número de Nusselt;

Pr : Número de Prandtl;

Q' : Taxa de transferência de calor (W);

Re : Número de Reynolds;

T_{sat} : Temperatura de saturação ($^{\circ}C$);

T_{sup} : Temperatura superficial ($^{\circ}C$);

$T_{f,s}$: Temperatura de saída do fluido frio ($^{\circ}C$);

$T_{f,e}$: Temperatura de entrada do fluido frio ($^{\circ}C$);

$T_{q,e}$: Temperatura de entrada do fluido quente ($^{\circ}C$);

$T_{q,s}$: Temperatura de saída do fluido quente ($^{\circ}C$);

U : Coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2.K$);

V_m : Velocidade média (m/s).

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1: $\dot{Q} = U A_s \Delta T_{lm}$

Equação 2: $U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$

Equação 3: $\dot{Q} = [\dot{m}'_f c_{pf} (T_{f,s} - T_{f,e})]_{\text{água de resfriamento}} = [\dot{m}'_q h_{fg}]_{\text{vapor}}$

Equação 4: $\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$

Equação 5: $Nu = \frac{h_i D_i}{k} = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$

Equação 6: $Re = \frac{V_m D_i}{\nu}$

Equação 7: $V_m = \frac{4 \dot{m}'_f}{\rho \pi D_i^2}$

Equação 8: $h_{o,horiz.} = 0,729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{fg}^*}{\mu_l (T_{sat} - T_{sup}) D_e} \right]^{1/4}$

Equação 9: $\frac{h_{o,vert.}}{h_{o,horiz.}} = 1,29 \left(\frac{D_e}{L} \right)^{1/4}$

Equação 10: $h_{fg}^* = h_{fg} + 0,68 c_{pl} (T_{sat} - T_{sup})$

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO.....	1
1.1 TEMA.....	1
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA.....	1
1.3 PROBLEMA DE PESQUISA.....	1
1.4 JUSTIFICATIVA.....	2
1.5 OBJETIVO GERAL.....	3
1.6 OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	3
2 REVISÃO DA LITERATURA.....	4
2.1 CONDENSADORES.....	5
2.1.1 Condensadores resfriados a ar.....	6
2.1.2 Condensadores resfriados a água.....	8
2.1.3 Condensadores evaporativos.....	9
2.2 MISTURAS DE VAPORES E GASES INCONDENSÁVEIS.....	10
2.3 MECANISMOS FÍSICOS.....	12
3 MODELAGEM MATEMÁTICA.....	15
3.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	15
3.2 MÉTODO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA.....	17
3.3 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NA SUPERFÍCIE INTERNA DO TUBO.....	18
3.4 ESCOAMENTO LAMINAR E TURBULENTO INTERNO EM TUBOS.....	18
3.5 COEFICIENTE MÉDIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDENSAÇÃO EM PELÍCULA NA SUPERFÍCIE EXTERNA DO TUBO HORIZONTAL.....	19
3.6 CALOR LATENTE DE VAPORIZAÇÃO MODIFICADO.....	21
4 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	23
5 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	25
5.1 DADOS ESPECÍFICOS.....	25
5.2 DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA.....	27
5.3 TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	28
5.4 VAZÃO MÁSSICA DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO.....	28
5.5 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NA SUPERFÍCIE INTERNA DO TUBO.....	28

5.5.1 Velocidade média	28
5.5.2 Número de Reynolds	29
5.5.3 Número de Nusselt	30
5.5.4 Coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície interna do tubo...	31
5.6 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE MÉDIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDENSAÇÃO EM PELÍCULA NA SUPERFÍCIE EXTERNA DO TUBO HORIZONTAL	32
5.6.1 Calor latente de vaporização modificado	32
5.6.2 Coeficiente médio de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo horizontal	33
5.7 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	34
5.8 COMPRIMENTO DE TUBO	35
5.9 QUANTIDADE DE MATERIAL DO TUBO EM MASSA.....	35
5.10 ANÁLISE GERAL DA TUBULAÇÃO	36
CONSIDERAÇÕES FINAIS	39
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	40

1 INTRODUÇÃO

A energia heliotérmica corresponde ao processo de uso e acúmulo de calor originados dos raios solares. Para que isso aconteça, espelhos são utilizados para refletir e concentrar os raios solares. Desta forma, o calor é acumulado para usos em processos industriais ou para gerar eletricidade. Para gerar eletricidade o calor do sol é captado e depois transformado em energia mecânica e, assim, finalmente em energia elétrica. Todo calor captado aquece um fluido térmico que serve para gerar vapor, de maneira direta ou indireta por meio de trocadores de calor. A tecnologia heliotérmica diferente dos sistemas fotovoltaicos não aproveita a radiação difusa, que é aquela radiação que alcança a superfície da terra de diferentes direções após ter sido dispersada por partículas e moléculas na atmosfera, que são as nuvens, fumaça ou neblina (IBICT 2016).

1.1 TEMA

Condensador de vapor de um sistema heliotérmico.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Este trabalho foi realizado no período de maio de 2016 a outubro de 2016. No desenvolvimento deste estudo foi utilizado o método da diferença de temperatura média logarítmica (DTML), para assim, dimensionar a tubulação horizontal sem aletas do fluido frio de um condensador de vapor de água tipo carcaça e serpentina resfriado a água. Foram testados diferentes diâmetros de tubos, entre 4,76 mm (3/16") a 54 mm (2"). O vapor de água teve taxa de condensação de vapor de 0,117 kg/s e temperatura de entrada de 140 °C. O vapor é despejado no condensador pelo motor de combustão externa de tecnologia heliotérmica e, após isso, precisa retornar para o sistema a uma temperatura de saída de 94 °C. O fluido frio que escoar através da tubulação no processo de retirada de calor do vapor, entra a 30 °C e sai a 80 °C.

1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

Quais são as dimensões apropriadas para a tubulação do fluido frio de um condensador de vapor de água para o motor de combustão externa de um sistema heliotérmico?

1.4 JUSTIFICATIVA

A tecnologia heliotérmica é um sistema que tem como fonte de energia o sol, que é uma energia gratuita, inesgotável e limpa. O benefício que os consumidores obtêm é a redução do custo de energia elétrica ao valor mínimo, além de poderem ter a sua própria fonte de eletricidade. De acordo com o relatório apresentado pela EPE (2015), em 2014 o Brasil gerou 624,3 TWh representando um crescimento de 2,1% em relação a 2013. Neste mesmo período o PIB nacional teve um crescimento de apenas 0,1% permanecendo estagnado. Isso indica um aumento da demanda oriundo não apenas do crescimento populacional, mas que as pessoas e empresas estão consumindo mais energia elétrica.

O ideal é que o país tenha uma diversificação de fontes de geração de eletricidade, para que quando, uma se apresentar vulnerável, as outras possam suprir ou complementar. No caso da energia solar e energia heliotérmica, estes sistemas podem gerar energia elétrica durante o dia e, assim, fazer um melhor gerenciamento dos níveis das barragens das usinas hidrelétricas. Ainda, a EPE (2015) referência que, a principal fonte geradora brasileira é a hidráulica representando 65,2% do total (considerando importações), porém, 5,4% a menos que no ano anterior. Essa redução se deve às condições hidrológicas desfavoráveis que vem ocorrendo nos últimos anos. O déficit deixado pelas usinas hidrelétricas foi suprido pela reativação ou expansão da geração térmica (carvão mineral, gás natural, biomassa), e derivados do petróleo, os quais são mais caros e causam poluição ambiental. O Brasil, assim como a maioria dos países desenvolvidos tem buscado alternativas para geração de energia elétrica limpa e renovável e acima de tudo, que tenha maior eficiência energética.

As placas fotovoltaicas bem como os sistemas heliotérmicos também podem ser instaladas em comunidades e regiões isoladas à rede de distribuição de energia elétrica. Porém, a vantagem da tecnologia heliotérmica é que através de um acumulador térmico, a energia térmica pode ser guardada à noite e continuar gerando energia elétrica, diferente do problema de descarte e vida útil das baterias enfrentado pelos sistemas de placas fotovoltaicas.

A tecnologia heliotérmica que utiliza coletores para concentração solar, o fluido térmico pode ser óleo térmico a 400 °C ou com a utilização de sais fundidos a 450 °C. Também há possibilidade da geração direta de vapor de água no coletor chegando a temperatura de 300 °C (IBICT, 2016).

Com isso, não há necessidade de criação de materiais específicos ou de alta tecnologia, pois estão disponíveis no mercado, como ligas de aço, cobre e alumínio. Desta

maneira, busca-se o dimensionamento adequado para a tubulação do fluido frio do condensador de vapor de água de um sistema heliotérmico através de testes de um dos métodos da diferença de temperatura média logarítmica ou método da efetividade-NTU.

1.5 OBJETIVO GERAL

Dimensionar a tubulação do fluido frio de um condensador de vapor de água com a melhor relação entre velocidade média do fluido frio, comprimento, quantidade de material em massa, e faixa de valores do coeficiente global de transferência de calor para condensador de vapor.

1.6 OBJETIVOS ESPECIFICOS

Para suceder com êxito o objetivo geral, referenciam-se os objetivos específicos:

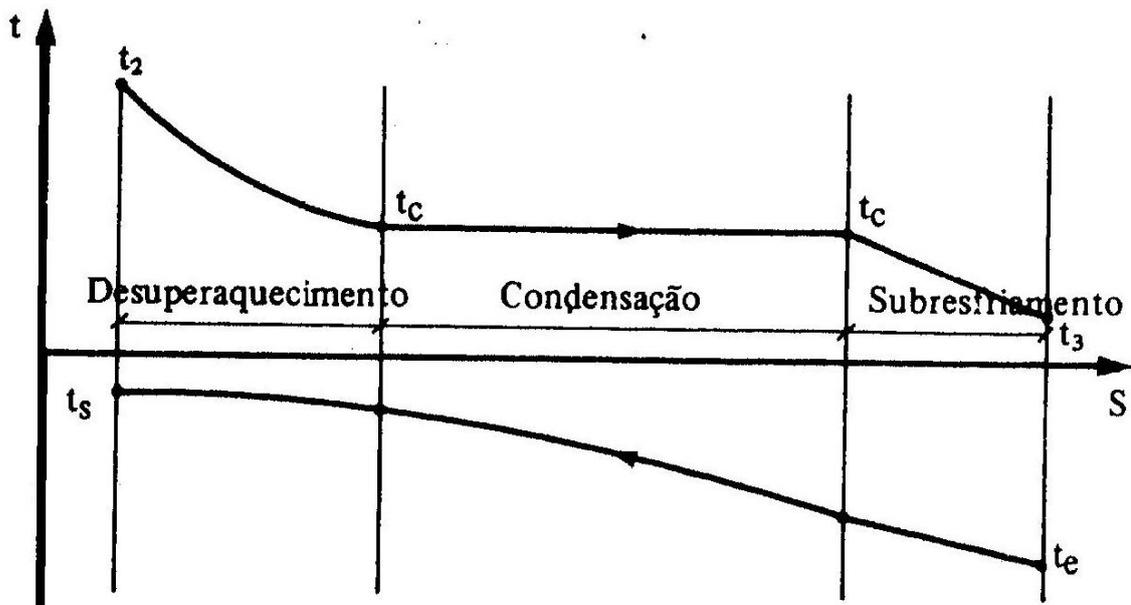
- Elaborar o embasamento teórico;
- Evidenciar as equações necessárias para dimensionamento;
- Definir os parâmetros de trabalho;
- Selecionar um tipo de condensador de vapor;
- Dimensionar as tubulações do fluido frio;
- Identificar a (s) tubulação (es) adequada (s) para o projeto proposto.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Em instalações de resfriamento através de vapores, o condensador tem a função de esfriar e condensar o vapor superaquecido ou saturado. Para que isto aconteça, o calor do fluido aquecido é transferido para o meio, utilizando-se água, ar ou ar e água em contato. Sendo assim, a transferência de calor em um condensador pode ser verificada na Figura 1 em três fases distintas (COSTA 1982):

- Dessuperaquecimento;
- Condensação;
- Sub-resfriamento.

Figura 1 - As três fases de transmissão de calor num condensador



Fonte: Costa, 1982, p. 89.

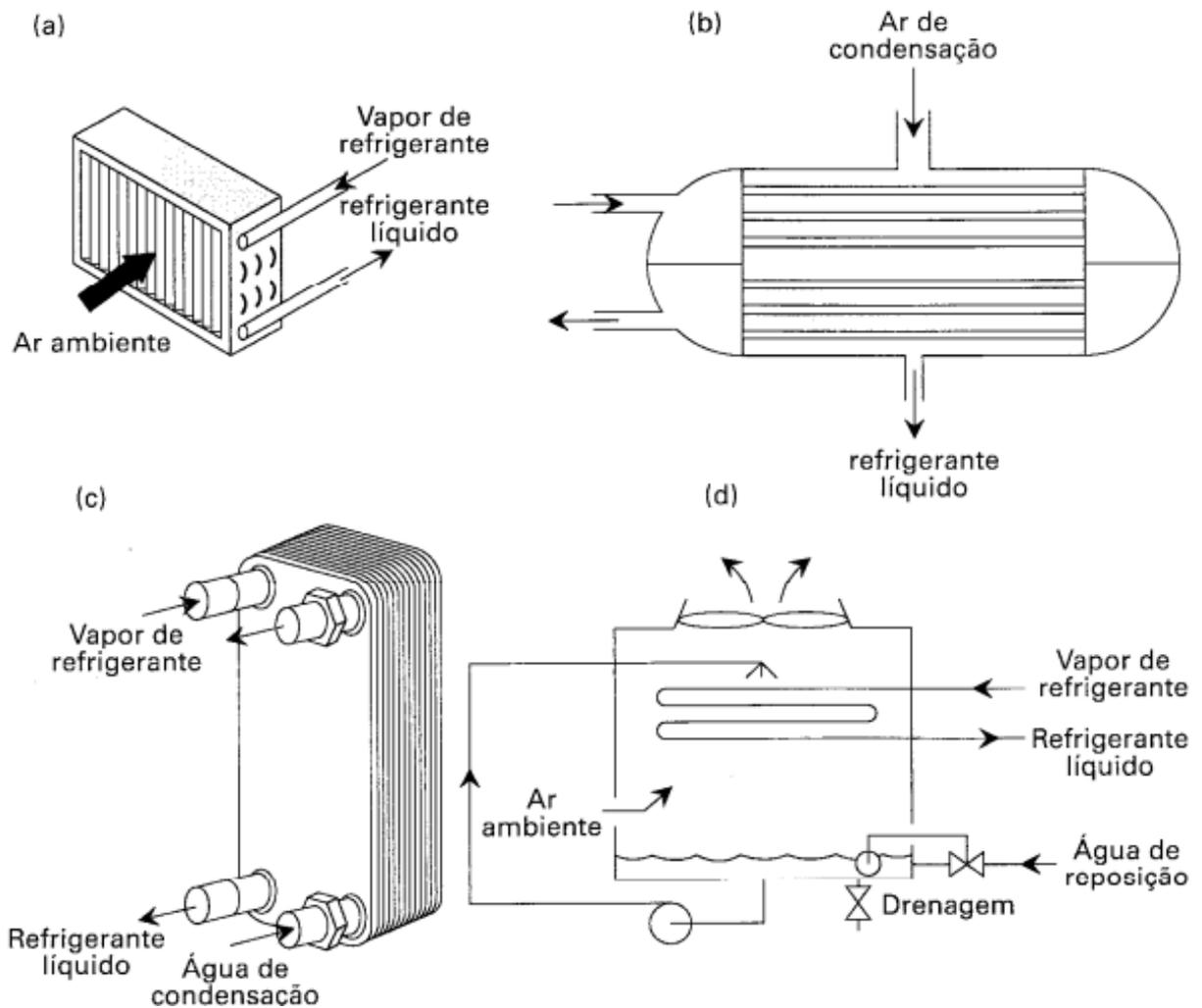
O mesmo autor ainda afirma que, a transferência de calor depende essencialmente dos coeficientes de calor específico a volume constante (C_v) e calor específico a pressão constante (C_p) do fluido de trabalho, além da relação de compressão, variando entre 7,5% a 12,5% no dessuperaquecimento, durante a condensação de 80% a 90% e 2,5% a 7,5% no sub-resfriamento.

2.1 CONDENSADORES

No que diz respeito aos tipos de condensadores ilustrados na Figura 2, Stoecker e Jabardo (2002) afirmam que, podem ser divididos em três tipos, entretanto, o refrigerado a água pode ser tipo carcaça-tubos ou tipo placas:

- Resfriado a ar;
- Resfriado a água tipo carcaça-tubos;
- Resfriado a água tipo placas;
- Evaporativo.

Figura 2 - Tipos de condensadores



Fonte: Stoecker e Jabardo, 2002, p. 189.

Condensadores evaporativos são amplamente utilizados diferente da refrigeração comercial e condicionamento de ar, que usualmente é refrigerado a ar. Dentre outras

diferenças, no resfriamento instala-se em paralelo os condensadores, sendo que, em outras áreas, a instalação em paralelo é rara (STOECKER; JABARDO, 2002).

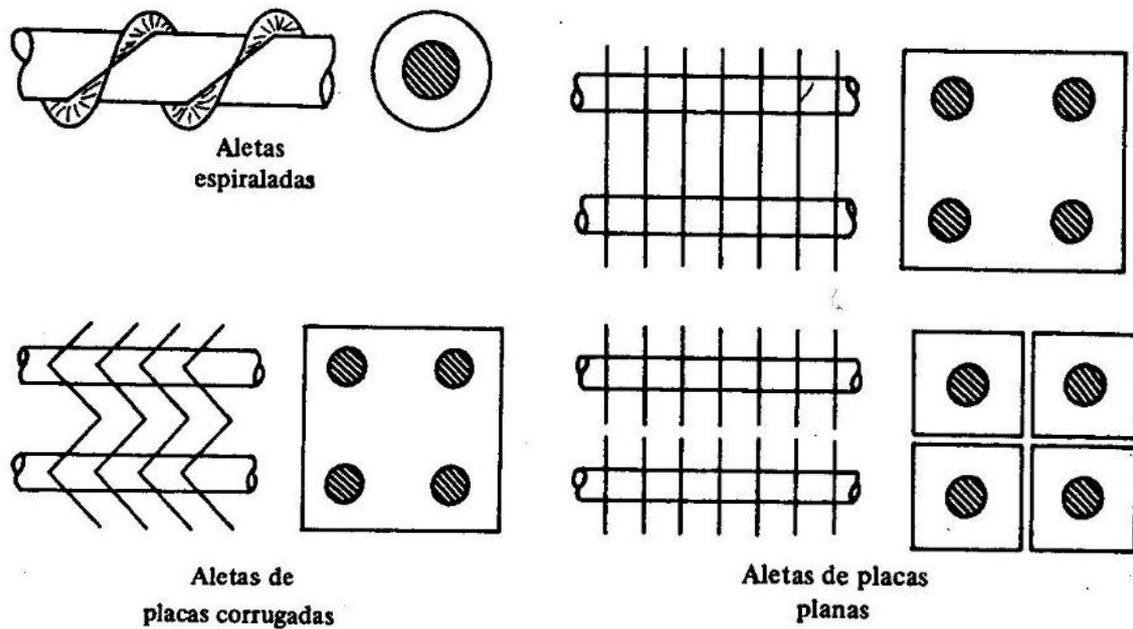
Na Figura 2, o condensador resfriado a ar (a), a rejeição de calor ocorre através da condensação do refrigerante em uma superfície com aletas, que por meio de um ventilador circula ar ambiente. Para o condensador resfriado a água tipo carcaça-tubo (b), a água circula pelos tubos e a condensação do refrigerante acontece na carcaça. O condensador resfriado a água tipo placas (c), a água segue o sentido ascendente e a condensação do refrigerante escoar no sentido descendente. No entanto, por meio de bombas de circulação, a água aquecida pelo refrigerante condensado é transferida a uma torre de resfriamento e, devido ao ciclo, retorna ao condensador. Já o condensador evaporativo (d), as características construtivas são parecidas às da torre de resfriamento. O refrigerante transfere calor para a água e ar ambiente (STOECKER; JABARDO, 2002).

2.1.1 Condensadores resfriados a ar

Miller e Miller (2014) salientam que, neste tipo de condensador, há um ventilador de lâminas grandes que impele o ar por meio das configurações das aletas do condensador. Segundo Costa (1982), as aletas são postas na serpentina ou tubulação por solda ou expansão mecânica dos tubos, para assegurar o contato térmico entre a aleta e o tubo. As aletas são fixadas perpendicularmente ao tubo e podem ter três configurações diferentes (Figura 3): aletas espiraladas; aletas de placas corrugadas; aletas de placas plana. As aletas podem ser do mesmo material ou de alumínio.

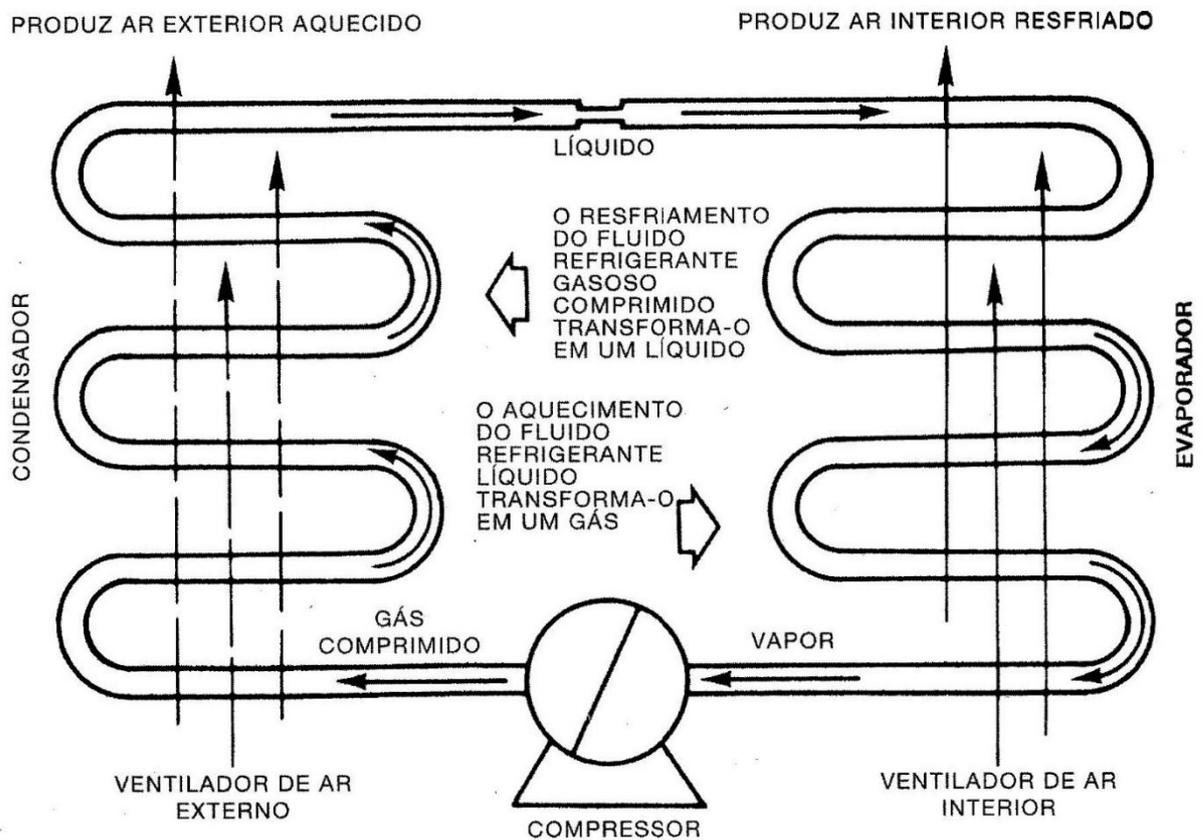
Miller e Miller (2014) ilustram na Figura 4 o ciclo de refrigeração a ar. Os tubos contêm o líquido e gases pertinentes ao processo de refrigeração, que liberam calor quando o fluxo de ar entra em contato com a tubulação aletada. Desta maneira, o calor do gás comprimido nos tubos é transmitido para a aleta de temperatura mais baixa. Logo, entende-se que a carga representa a soma do calor absorvido pelo evaporador e calor de compressão, entretanto, o condensador deve transferir mais calor do que o retirado pelo evaporador.

Figura 3 - Tipos de tubos aletados



Fonte: Costa, 1982, p. 102.

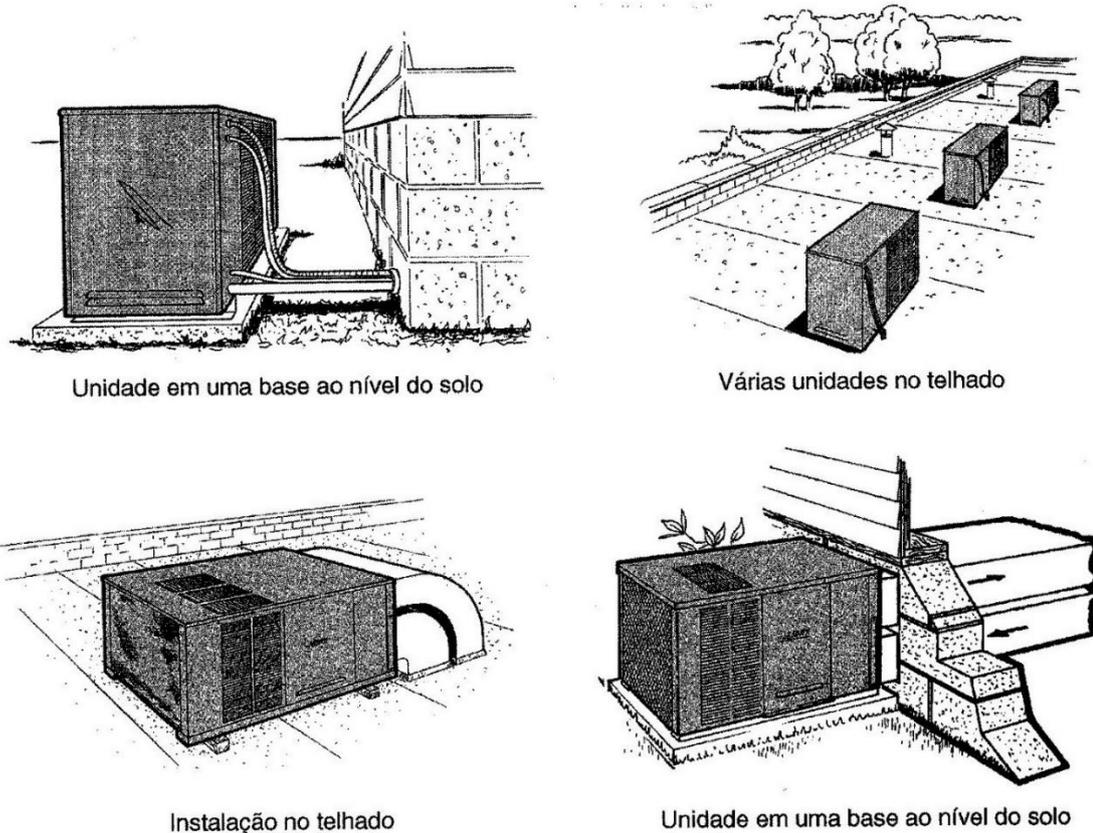
Figura 4 - Ciclo de refrigeração a ar



Fonte: Miller e Miller, 2014, p. 232.

A temperatura do fluido refrigerante é mais baixa ao deixar o condensador, quando a área do condensador exposta ao fluxo de ar for maior. Em refrigeradores domésticos, a maioria dos condensadores são resfriados por fluxo natural de ar. Usualmente instala-se o condensador fora do local a ser condicionado (Figura 5), para evitar o problema de retirar calor do sistema sem que a região resfriada se aqueça novamente (MILLER; MILLER, 2014).

Figura 5 - Condensadores montados em telhados e ao nível do solo



Fonte: Miller e Miller, 2014, p. 234.

Quando o condensador é instalado fora da região de refrigeração, chama-se remoto, e quando o compressor, ventilador e condensador estão montados juntos chama-se montados em chassis (MILLER; MILLER, 2014).

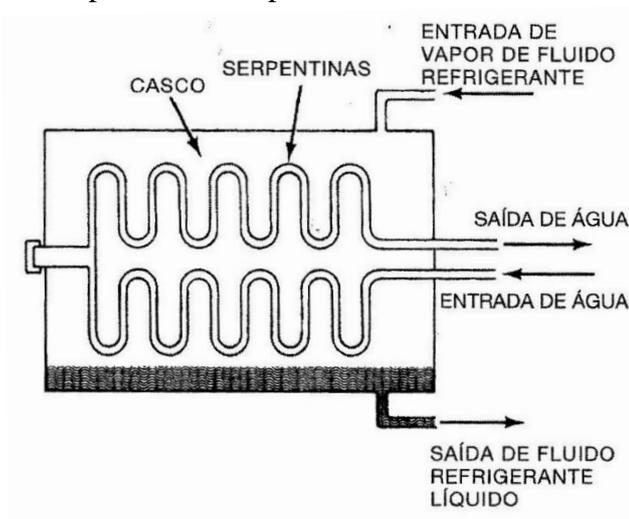
2.1.2 Condensadores resfriados a água

Em concordância com Miller e Miller (2014), uma forma comumente usada é resfriar condensadores com alguma rede hidráulica e depois de resfriar o fluido refrigerante, descartá-la na rede de esgoto. Entretanto, este método normalmente não é permitido por lei, além de

ser caro. Isto se deve ao fato de que, se torna inviável e impraticável em períodos de estiagem ou por limitações das estações de tratamentos de esgoto.

Ainda o mesmo autor, a maneira mais prática neste caso é a recirculação para resfriar a água para reutilização. Porém, neste processo de recirculação, existe o custo adicional ou potência extra para bombeamento da água. Na Figura 6 é possível verificar que a água passa pela serpentina e o vapor entra no casco.

Figura 6 - Condensador do tipo casco e serpentina



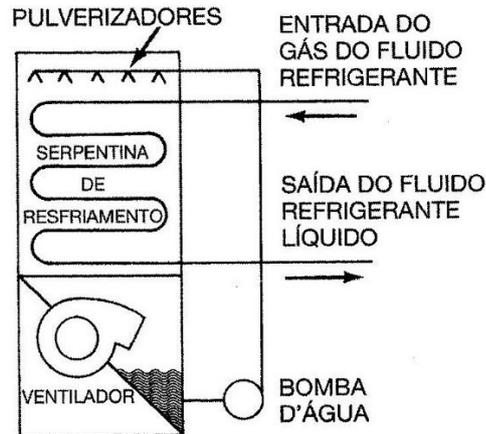
Fonte: Miller e Miller, 2014, p. 236.

Assim, conforme a Figura 6, o vapor entra em contato com a tubulação fria e condensa. O vapor condensado escorre por gravidade no fundo do casco. É comum o uso de produtos químicos para remover as impurezas salientes nas paredes da tubulação (MILLER; MILLER, 2014).

2.1.3 Condensadores evaporativos

De acordo com Miller e Miller (2014), a combinação de um condensador e uma torre de resfriamento formam o condensador evaporativo. Analisando a Figura 7, a serpentina é resfriada através dos bocais pulverizadores, e dentro da serpentina, entra o gás do fluido refrigerante e sai líquido do fluido refrigerante.

Figura 7 - Condensador evaporativo



Fonte: Miller e Miller, 2014, p. 242.

A utilização de torres de resfriamento de circuito fechado livre de contaminação, no futuro será mais popular tornando-se uma tendência, pois diminui os problemas com tratamento e suprimentos de água. Neste equipamento, a unidade pulveriza diretamente sobre a serpentina, diferente de outros tipos que permite que a água caia em enchimentos. Além disso, deve-se ter preocupação com o crescimento de agentes patogênicos principalmente durante períodos de inatividade ou no verão. A poeira é outro problema, pois caso depositada na água, produzirá um meio orgânico para proliferação de bactérias e agentes patogênicos. Diante destes problemas, o projeto deve incluir alguma filtragem e/ou esterilização química da água (MILLER; MILLER, 2014).

Em novos desenvolvimentos, conforme Miller e Miller (2014), os componentes das torres de resfriamento como ventiladores, enchimentos, tubulações, membros estruturais e estrutura, são construídas totalmente em metal, feitos de aço inoxidável ou galvanizado. Um fator favorável é a baixa manutenção das torres de resfriamento totalmente feitas de metal. Com isso, os engenheiros desenvolvedores estão preocupados também com o uso de matérias menos deterioráveis sob condições ambientais.

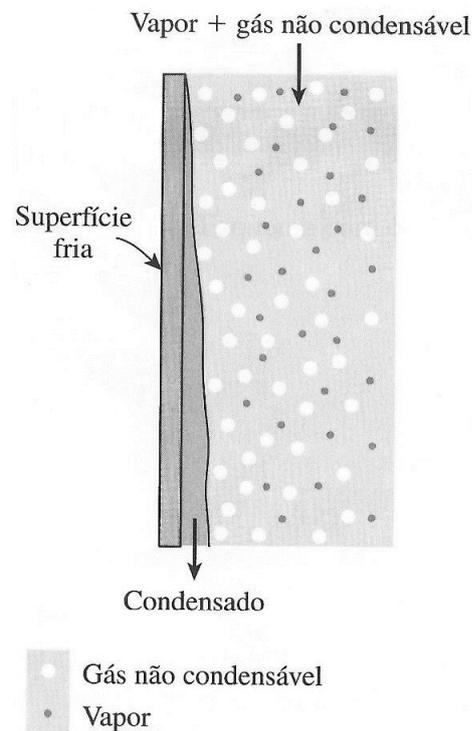
2.2 MISTURAS DE VAPORES E GASES INCONDENSÁVEIS

Kreith e Bohn (2003) abordam que, torna-se mais complexo a análise de mistura de vapores ou gases incondensáveis do que um sistema de vapor puro. Há redução da transferência de calor com a presença significativa de gases não-condensáveis. Para otimizar a transferência de calor, deve-se reduzir a resistência térmica por meio da exaustão destes gases

não-condensáveis. Além de tudo, esse tipo de gás inibe a transferência de massa oferecendo resistência de difusão.

Çengel e Ghajar (2012) através de um exemplo informam que, a presença de 1% de massa de ar reduz o coeficiente de transferência de calor em mais da metade. A prática comum é purgar periodicamente os gases não condensáveis que se acumulam no condensador. A Figura 8 esclarece a forma com que este processo acontece.

Figura 8 - Presença de gás não condensável no vapor



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 607.

Analisando a Figura 8, quando o vapor misturado com o gás não condensável se condensa, somente o gás não condensável estaciona na proximidade da superfície. A camada de gás funciona como uma barreira entre o vapor e a superfície fria, dificultando o contato. Com isso, o vapor deve difundir-se por meio do gás não condensável antes de chegar ao contato com a superfície, reduzindo a eficácia do processo de condensação (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Em usinas termoelétricas, os condensadores operam com vapor a pressões abaixo da pressão atmosférica, geralmente abaixo de 0,1 atm, para maximizar a eficiência térmica do ciclo. Entretanto, ao operar em baixas pressões, há possibilidade de vazamento de ar, gás não condensável para dentro do condensador. Em estudos experimentais, a transferência de calor

na presença de gás não condensáveis depende do tipo de escoamento do vapor e, também, da velocidade do escoamento. A alta velocidade de escoamento ajuda a remover o gás não condensável estagnado na proximidade da superfície fria (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

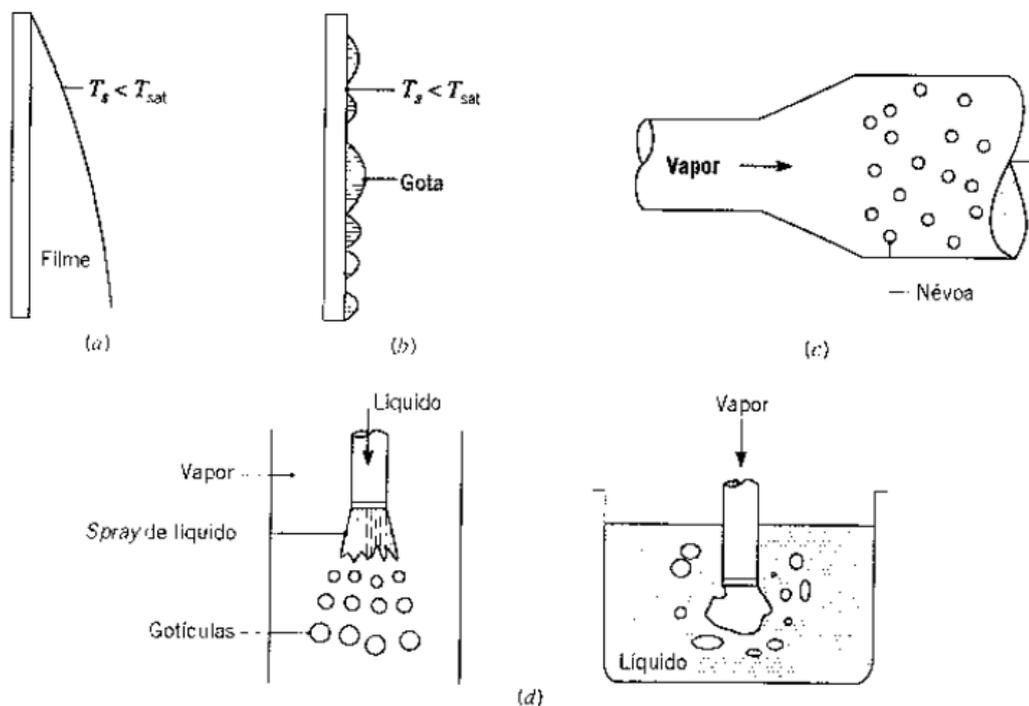
2.3 MECANISMOS FÍSICOS

A forma mais conhecida do tipo de condensação referente à trocadores de calor é sobre uma parede fria de temperatura menor que a temperatura de saturação do vapor. No momento em que as moléculas de vapor entram em contato com a superfície fria, o vapor se condensa em líquido (KAKAÇ; LIU 2002).

Incropera e Dewitt (2003) salientam que, o vapor libera energia latente, transferindo calor para superfície fria. Na Figura 9, é possível visualizar os quatro modos de condensação.

- a) Em filme;
- b) Condensação em gotas sobre uma superfície;
- c) Condensação homogênea ou formação de névoa que devido à expansão resulta em aumento de pressão;
- d) Condensação por contato direto.

Figura 9 - Modos de condensação

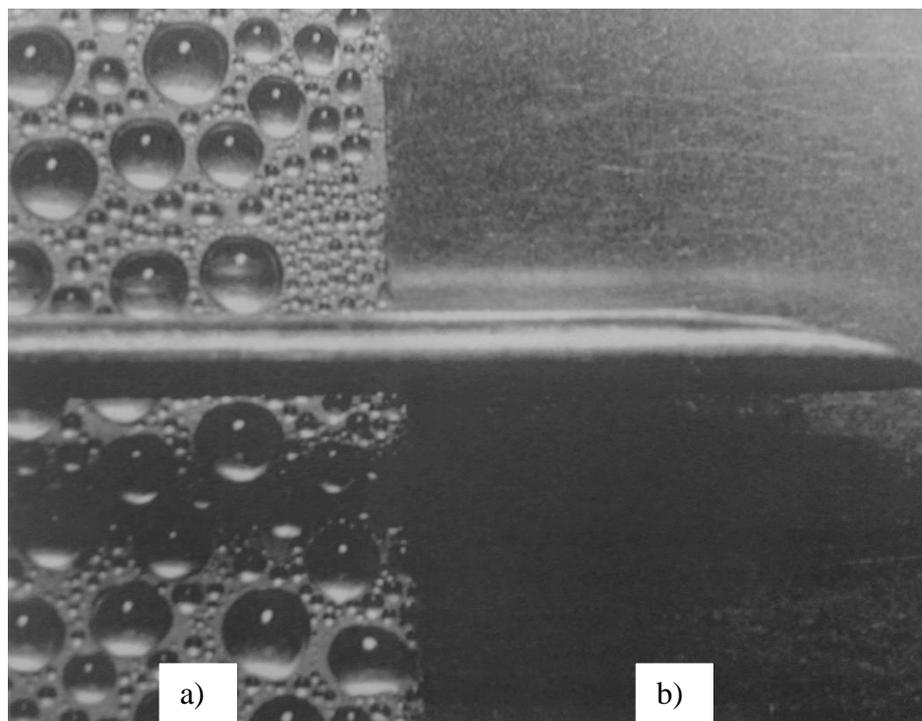


Fonte: Incropera e Dewitt, 2003, p. 405.

Em concordância com a Figura 9, a condensação homogênea (c), o vapor inicialmente condensa em forma de gotículas que ficam suspensas ainda durante a fase gasosa e, deste modo, formando uma espécie de névoa. Já a condensação por contato direto (d) através de um líquido frio, o vapor entra em contato e se condensa (INCROPERA; DEWITT, 2003).

Conforme a Figura 10, Incropera e Dewitt (2003) dizem que, a condensação em filme (a) e em gotas (b), por meio da superfície fria, o vapor se condensa ao exercer contato com a parede. A maneira usual de condensação é um filme de líquido que escoar continuamente sob ação da gravidade. A formação de filme acontece quando a superfície é isenta de contaminações e limpa.

Figura 10 - Condensação sobre uma superfície vertical. (a) em gotas. (b) em filme



Fonte: Incropera e Dewitt, 2003, p. 406.

Para obtenção de gotas, normalmente utiliza-se uma substância de baixa molhabilidade como silicones, teflon, ceras e ácidos graxos que, acaba formando gotas em rachaduras, pequenas depressões e cavidades. O autor afirma que cerca de 90% da superfície é em forma de gotas. Entretanto, o condensado é uma resistência à transferência de calor entre vapor e superfície, logo, a resistência aumenta conforme a espessura do condensado. Devido à alta transferência de calor e manutenção de elevadas taxas de condensação, opta-se pela

formação de gotas. Gotas de diâmetro menores do que 100 μm apresentam a melhor taxa de transferência de calor. Porém, mesmo sendo desejável a condensação em gotas, é difícil de se manter essa condição, devido a esta causa, e como os coeficientes convectivos são maiores em condensação em gotas do que em filme. Usualmente os cálculos de projeto de condensadores são baseados na hipótese da condensação em filme. No experimento da Figura 10 foi aplicado uma fina camada de oleato cúprico na parcela esquerda do corpo de prova, para auxiliar na formação de gotas (INCROPERA E DEWITT, 2003).

3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Este capítulo utiliza como fonte de referência os trabalhos de Çengel e Ghajar (2012). Foram evidenciadas as equações pertinentes ao desenvolvimento do estudo, que toma como base para o embasamento das equações, o método da diferença da temperatura média logarítmica.

3.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Em trocadores de calor há uma parede sólida que divide o fluido frio do fluido quente. A direção da transferência de calor inicia-se por convecção do fluido quente para parede, através da parede por condução, e da parede até o fluido frio por convecção novamente. A condução por radiação é normalmente incluída no coeficiente de transferência de calor por convecção.

No processo de transferência de calor entre o fluido quente, parede e fluido frio, existe resistência térmica. Quanto menor for a resistência térmica, maior será a transferência de calor. A taxa de transferência de calor pode ser representada pela Equação 1 rearranjada com o método da diferença de temperatura média logarítmica.

$$Q' = U A_s \Delta T_{lm} \quad (1)$$

Onde:

Q' : Taxa de transferência de calor (W);

U : Coeficiente global de transferência de calor (W/m².K);

A_s : Área superficial (m²);

ΔT_{lm} : Diferença de temperatura média logarítmica (°C).

Quando a condutividade térmica do material da parede for elevada e a espessura de parede for pequena, a resistência térmica do material é desprezível, reduzindo-se assim para a Equação 2.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (2)$$

Onde:

U : Coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2.K$);

h_i : Coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície interna do tubo ($W/m^2.K$);

h_o : Coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície externa do tubo ($W/m^2.K$).

A Tabela 1 representa valores aproximados do coeficiente global de transferência de calor, sendo possível observar que, varia cerca de $10 W/m^2.K$ para trocadores de calor gás-gás e entre $10.000 W/m^2.K$ para trocadores de calor que tenham mudança de fase.

Tabela 1 - Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor

Tipo de trocador de calor	U, $W/m^2.K$
Água-água	850-1.700
Água-óleo	100-350
Água-gasolina ou querosene	300-1.000
Aquecedores de água de alimentação	1.000-8.500
Vapor-óleo combustível leve	200-400
Vapor-óleo combustível pesado	50-200
Condensador de vapor	1.000-6.000
Condensador de freon (resfriado a água)	300-1.000
Condensador de amônia (resfriado a água)	800-1.400
Condensadores de álcool (resfriado a água)	250-700
Gás-gás	10-40
Água-ar em tubos aletados (água nos tubos)	30-60+
	400-850+
Vapor-ar em tubos aletados (vapor tubos)	30-300+
	400-4.000++

+ com base na superfície do lado do ar.

++ com base na superfície do lado da água ou do vapor.

Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 634.

Os gases têm baixa condutividade térmica e os processos que envolvem a mudança de fase têm elevados coeficientes de transferência de calor.

Há também outras formas de expressar a taxa de transferência de calor envolvendo taxas de escoamento de massa dos fluidos quente e frio, como mostrado na Equação 3. O fluido frio é a água de resfriamento e o fluido quente é o vapor.

$$\dot{Q} = [m'_f c_{pf} (T_{f,s} - T_{f,e})]_{\text{água de resfriamento}} = [m'_q h_{fg}]_{\text{vapor}} \quad (3)$$

Onde:

\dot{Q} : Taxa de transferência de calor (W);

m'_f : Vazão mássica da água de resfriamento (kg/s);

c_{pf} : Calor específico a pressão constante do fluido frio (J/kg.K);

$T_{f,s}$: Temperatura de saída do fluido frio (°C);

$T_{f,e}$: Temperatura de entrada do fluido frio (°C);

m'_q : Taxa de condensação de vapor (kg/s);

h_{fg} : Calor latente de vaporização (J/kg).

3.2 MÉTODO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA

A Equação 4 representa a diferença de temperatura média logarítmica (DTML), que também é conhecida como LMTD, do inglês, *log mean temperature difference*, é a forma mais adequada para o uso na análise de trocadores de calor.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4)$$

Onde:

ΔT_{lm} : Diferença de temperatura média logarítmica (°C);

$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s}$ (°C);

$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$ (°C);

$T_{q,e}$: Temperatura de entrada do fluido quente (°C);

$T_{f,s}$: Temperatura de saída do fluido frio (°C);

$T_{q,s}$: Temperatura de saída do fluido quente (°C);

$T_{f,e}$: Temperatura de entrada do fluido frio (°C).

3.3 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NA SUPERFÍCIE INTERNA DO TUBO

O número de Nusselt definido na Equação 5, é um estudo de convecção que fez contribuições relevantes para a transferência de calor por convecção, considerado como o coeficiente adimensional de transferência de calor por convecção. A segunda parte da Equação 5 é chamada de Equação de Dittus-Boelter.

$$\text{Nu} = \frac{h_i D_i}{k} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^n \quad (5)$$

Onde:

Nu : Número de Nusselt;

h_i : Coeficiente de transferência de calor por convecção interna em tubo ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$);

D_i : Diâmetro interno do tubo (m);

k : Condutividade térmica ($\text{W}/\text{m}.\text{K}$);

Re : Número de Reynolds;

Pr : Número de Prandtl;

$n = 0,4$ para aquecimento e $0,3$ para resfriamento do fluido.

A Equação de Dittus-Boelter utiliza relações simples para determinação do número de Nusselt, embora resultem em erros de mais ou menos 25%.

3.4 ESCOAMENTO LAMINAR E TURBULENTO INTERNO EM TUBOS

Existem dois tipos de escoamento, o interno e o externo. É dito escoamento interno quando é forçado a escoar confinado em um tubo ou duto. Escoamento externo quando escoar sobre uma superfície de uma placa, tubo ou duto. Além disso, quando o escoamento é liso e ordenado, considera-se laminar e, quando, o escoamento é desordenado e caótico, é chamado de turbulento.

Para saber se é escoamento laminar ou turbulento, a Equação 6 define o número de Reynolds.

$$Re = \frac{V_m D_i}{\nu} \quad (6)$$

Onde:

Re : Número de Reynolds;

V_m : Velocidade média (m/s);

D_i : Diâmetro interno do tubo (m);

ν : Viscosidade cinemática (m²/s);

Para escoamento laminar interno em tubos, Re é menor que 2.300, e para escoamento completamente turbulento interno em tubos, Re é maior que 10.000. Porém, para uma abordagem mais conservadora para o caso de escoamento turbulento usa-se $Re > 4.000$. Entre estes valores é escoamento de transição.

Para determinar a velocidade média na secção transversal, os mesmos autores sugerem a Equação 7.

$$V_m = \frac{4 \dot{m}_f}{\rho \pi D_i^2} \quad (7)$$

Onde:

V_m : Velocidade média (m/s);

\dot{m}_f : Vazão mássica da água de resfriamento (kg/s);

ρ : Densidade (kg/m³).

D_i : Diâmetro interno do tubo (m);

3.5 COEFICIENTE MÉDIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDENSAÇÃO EM PELÍCULA NA SUPERFÍCIE EXTERNA DO TUBO HORIZONTAL

A análise de Nusselt é compreendida por meio da condensação em filme laminar sobre a superfície externa de um tubo de horizontal ou de uma esfera. Os tubos mostrados na Figura 11 são empilhados um em cima do outro.

Figura 11 - Condensação de uma película sobre uma fileira vertical de tubos horizontais



Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 606.

Este tipo de configuração, tubos horizontais empilhados um em cima do outro como mostrado na Figura 11, são normalmente usados em projetos de condensadores. A espessura da película do tubo inferior é maior do que dos tubos superiores, o que acaba aumentando a resistência térmica e reduzindo o coeficiente médio de transferência de calor do tubo inferior. O coeficiente médio de transferência de calor é representado pela Equação 8.

$$h_{o,horiz.} = 0,729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{fg}^*}{\mu_l (T_{sat} - T_{sup}) D_e} \right]^{1/4} \quad (8)$$

Onde:

$h_{o,horiz.}$: Coeficiente médio de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo horizontal (W/m².K);

g : Aceleração gravitacional (m/s²);

ρ_l : Densidade do líquido (kg/m³);

ρ_v : Densidade do vapor (kg/m³);

k_l : Condutividade térmica do líquido (W/m.K);

h_{fg}^* : Calor latente de vaporização modificado (J/kg);

μ_l : Viscosidade dinâmica do líquido (kg/m.s);

T_{sat} : Temperatura de saturação (°C);

T_{sup} : Temperatura superficial (°C);

D_e : Diâmetro externo do tubo (m)

Para Equação 8 se considera que, o condensado dos tubos superiores drena suavemente para os tubos abaixo. O aumento da transferência de calor por causa da ondulação e a formação de turbulência devido a drenagem não estão relacionados no resultado empírico.

É possível fazer uma comparação entre os coeficientes de transferência de calor de um tubo vertical (L) e um tubo horizontal (D) conforme a Equação 9.

$$\frac{h_{o,vert.}}{h_{o,horiz.}} = 1,29 \left(\frac{D_e}{L} \right)^{1/4} \quad (9)$$

Onde:

$h_{o,vert.}$: Coeficiente médio de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo vertical (W/m².K);

$h_{o,horiz.}$: Coeficiente médio de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo horizontal (W/m².K);

D_e : Diâmetro externo do tubo (m);

L : Comprimento do tubo (m).

A Equação 9 pode ser simplificada da seguinte maneira:

Fazendo $h_{o,vert.} = h_{o,horiz.}$ temos $L = 1,29^4 D_e = 2,77 D_e$, implica que, para um tubo cujo comprimento é 2,77 vezes seu diâmetro, o coeficiente médio de transferência de calor em condensação de uma película laminar será o mesmo se o tubo estiver posicionado na horizontal ou na vertical. Para $L > 2,77 D$, o coeficiente de transferência de calor é maior na posição horizontal. Considerando que o comprimento de um tubo em qualquer aplicação pratica é várias vezes o seu diâmetro, é comum coloca-los no condensador horizontalmente para maximizar o coeficiente de transferência de calor em condensação sobre sua superfície externa.

3.6 CALOR LATENTE DE VAPORIZAÇÃO MODIFICADO

Rohsenow (1956) *apud* Çengel e Ghajar (2012) explica que, em um processo real de condensação, resfria-se até a temperatura média entre temperaturas de saturação e temperatura superficial, o que por sua vez, libera mais calor durante o processo. Logo a transferência de calor efetiva será maior. O resfriamento do líquido abaixo da temperatura de saturação é sugerido para ser contabilizado pela substituição de calor latente de vaporização por calor latente de vaporização modificado conforme mostrado na Equação 10.

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0,68 c_{pl} (T_{sat} - T_{sup})$$

(10)

Onde:

h_{fg}^* : Calor latente de vaporização modificado (J/kg);

h_{fg} : Calor latente de vaporização (J/kg);

c_{pl} : Calor específico do líquido (J/kg.K);

T_{sat} : Temperatura de saturação (°C);

T_{sup} : Temperatura superficial (°C).

4 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

Neste capítulo objetiva-se a apresentação dos métodos e técnicas utilizados para a realização do dimensionamento da tubulação do fluido frio de um condensador de vapor de água para o motor de combustão externa de um sistema heliotérmico, evidenciando os procedimentos adotados. Para ter um adequado dimensionamento, primeiramente houve necessidade de pesquisar em bibliográficas consagradas e trabalhos científicos para melhor conhecimento do assunto abordado.

Antes de iniciar os equacionamentos, foram delimitadas algumas suposições que ajudaram à execução da modelagem matemática:

- As propriedades dos fluidos não se alteram, são constantes;
- Não existe nenhuma incrustação;
- A resistência térmica da parede do tubo é desprezível;
- Há condições operacionais permanentes;
- O condensado dos tubos superiores não escorre sobre os tubos inferiores;
- Escoamento do vapor e água são completamente desenvolvidos;
- O trocador de calor se mantém isolado, para desprezar a perda de calor para o meio.

Nos equacionamentos da condensação de vapor de água em um condensador, utilizou-se como referência a bibliografia de Çengel e Ghajar (2012), que trazem os dois métodos para dimensionamento de trocadores de calor: método DTML (Diferença de Temperatura Média Logarítmica); método ϵ -NUT (Efetividade - ϵ e Número de Unidades de Transferência - NUT).

Uma vez conhecida as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos frio e quente, a diferença de temperatura média logarítmica pode ser facilmente determinada e, por isso, o método DTML é o mais indicado para encontrar o tamanho do trocador de calor.

O tipo de condensador escolhido para o estudo foi o de casco e serpentina resfriado a água pela sua simplicidade de desenvolvimento e fabricação. A serpentina tem orientação do tubo na horizontal para otimizar o coeficiente de transferência de calor em condensação na superfície externa do tubo.

Para dimensionar e identificar os tubos do fluido frio foram propostos diversos diâmetros e tipos de tubos e, posteriormente, estudados conforme as equações propostas na modelagem matemática e outras análises referentes aos comprimentos, quantidades de

material do tubo em massa e coeficientes globais de transferência de calor para condensador de vapor.

5 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os parâmetros de trabalho iniciais, as equações detalhadas e outras informações retiradas da bibliografia de Çengel e Ghajar (2012), além de catálogos disponibilizados pela Paranapanema (2015). Através da variação de diferentes diâmetros de tubos de cobre flexíveis e rígidos, de 4,76 mm (3/16”) até 54 mm (2”), definiu-se quais seriam os diâmetros de tubos mais adequados para o projeto conforme a velocidade média do fluido frio no tubo interno, comprimento necessário, quantidade de material do tubo em massa e valores próximos à faixa de coeficientes globais de transferência de calor para condensador de vapor vistos na Tabela 1.

5.1 DADOS ESPECÍFICOS

A Tabela 2 mostra os parâmetros de trabalho de entrada para o início e desenvolvimento das equações enunciadas na modelagem matemática.

Tabela 2 - Parâmetros de trabalho

Dados	Valor
Temperatura de entrada do fluido quente	140 °C
Temperatura de saída do fluido quente	94 °C
Temperatura de entrada do fluido frio	30 °C
Temperatura de saída do fluido frio	80 °C
Temperatura superficial ou média do fluido frio	55 °C
Temperatura de saturação	100 °C
Temperatura do filme	77,5 °C
Taxa de condensação de vapor	0,117 kg/s
Aceleração gravitacional	9,81 m/s ²

Fonte: O Autor, 2016.

As Tabelas 3, 4, 5 e 6 representam as propriedades físicas e termodinâmicas da água ou vapor de água a dada temperatura conforme a Tabela 2 referente aos parâmetros de trabalho.

Tabela 3 - Propriedades termodinâmicas do vapor a 140 °C

Dados	Valor
Pressão	361,3 kPa
Volume específico	0,50885 m ³ /kg
Calor latente de vaporização	2145 kJ/kg

Fonte: Borgnakke e Sonntag, 2013, p. 676.

Tabela 4 - Propriedades físicas da água a 55 °C

Dados	Valor
Calor específico	4183 J/kg.K
Densidade	985,2 kg/m ³
Condutividade térmica	0,649 W/m.K
Número de Prandtl	3,25
Viscosidade dinâmica	5,04 x 10 ⁻⁴ kg/m.s
Viscosidade cinemática	5,1157 x 10 ⁻⁷ m ² /s

Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 878.

Tabela 5 - Propriedades termodinâmicas da água a 77,5 °C

Dados	Valor
Densidade do líquido	973,25 kg/m ³
Densidade do vapor	0,2678 kg/m ³
Viscosidade dinâmica do líquido	3,665 x 10 ⁻⁴ kg/m.s
Calor específico do líquido	4195 J/kg.K
Condutividade térmica do líquido	0,6685 W/m.K

Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 878.

Tabela 6 - Propriedades termodinâmicas da água a temperatura de saturação de 100 °C

Dados	Valor
Calor latente de vaporização	2257 kJ/kg

Fonte: Çengel e Ghajar, 2012, p. 878.

A Paranapanema (2015) comercializa tubos rígidos entre 2,5 a 5,0 m de comprimento e tubos flexíveis em rolos. A Tabela 7 ilustra os diâmetros nominais, espessuras de parede, quantidades por kg, pressões de serviço e tipos.

Tabela 7 - Catálogo de tubos de cobre

	D_e (pol, mm)	Esp. Parede (mm)	Peso (kg/m)	Pressão serviço (kgf/cm²)	Tipo	
	3/16	4,76	0,79	0,088	190	Flexível
	1/4	6,35	0,79	0,123	132	Flexível
	5/16	7,94	0,79	0,158	100	Flexível
	3/8	10,00	0,60	0,149	54,4	Flexível
	1/2	15,00	0,70	0,280	39,7	Flexível
	1/2	15,00	0,50	0,203	41	Rígido
	5/8	15,87	0,79	0,333	50	Flexível
	3/4	19,05	0,79	0,403	40	Flexível
	3/4	22,00	0,60	0,360	34	Rígido
	1	28,00	0,60	0,460	26	Rígido
	1 1/4	35,00	0,70	0,673	25	Rígido
	1 1/2	42,00	0,80	0,923	24	Rígido
	2	54,00	0,90	1,339	21	Rígido

Fonte: Paranapanema, 2015.

A Paranapanema (2015) informa que, os tubos de cobre do tipo rígido são de classe E, sem costura, fabricados por meio do processo de extrusão e calibrados pelo processo de trefilação. A Classe E serve para instalações de água fria e quente, gases combustíveis, instalações de combate a incêndio e etc. Os tubos flexíveis Classe 1 são fabricados por processos semelhantes e tem as mesmas aplicações que os tubos de Classe E, no entanto, após ao processo de trefilação, recebem tratamento térmico, tornando-os flexíveis. Tubos de Classe 1 também apresentam menor perda de carga e geram economia reduzindo o uso de conexões.

5.2 DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA

Para o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica (DTML), depende somente das temperaturas de entradas e saídas dos fluidos quente e frio apresentados na Tabela 2. Portanto, a Equação 4 foi utilizada para encontrar a DTML, resultando em $\Delta T_{lm} = 61,98 \text{ }^\circ\text{C}$.

5.3 TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Através da segunda parte da Equação 3 foi determinada a taxa de transferência de calor por meio da taxa de condensação de vapor e calor latente de vaporização (chamado também de entalpia de vaporização do líquido). A taxa de condensação de vapor faz parte do requisito do projeto visto na Tabela 2 e o calor latente de vaporização foi retirado da Tabela 3, chegando ao valor de $Q' = 250,94 \text{ kW}$.

5.4 VAZÃO MÁSSICA DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO

A primeira parte da Equação 3 determinou a vazão mássica da água de resfriamento. Sabendo a taxa de transferência de calor ($Q' = 250,94 \text{ kW}$), o calor específico a pressão constante da Tabela 4 e as temperaturas de entrada e saída do fluido frio da Tabela 2, foi possível encontrar a vazão mássica da água de resfriamento $m'_f = 1,20 \text{ kg/s}$. Portanto, pode-se dizer que, seriam necessários 10,26 kg de água de resfriamento por kg de vapor condensado para eliminar o calor liberado pelo processo.

5.5 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NA SUPERFÍCIE INTERNA DO TUBO

Os resultados apresentados no capítulo 5.5 variam de acordo com os diâmetros internos dos tubos. O diâmetro interno do tubo é o diâmetro externo menos a espessura da parede.

5.5.1 Velocidade média

Foi utilizada a Equação 7 para a definição da velocidade média do fluido frio por meio da vazão mássica da água de resfriamento ($m'_f = 1,20 \text{ kg/s}$) e densidade referente à Tabela 4. Desta maneira, na Tabela 8 foram encontrados os respectivos valores da velocidade média conforme o diâmetro interno especificado.

Tabela 8 - Velocidade média

	D_e (pol, mm)	Esp. Parede (mm)	Tipo	V_m (m/s)
3/16	4,76	0,79	Flexível	153,33
1/4	6,35	0,79	Flexível	68,15
5/16	7,94	0,79	Flexível	38,33
3/8	10,00	0,60	Flexível	20,02
1/2	15,00	0,70	Flexível	8,38
1/2	15,00	0,50	Rígido	7,91
5/8	15,87	0,79	Flexível	7,59
3/4	19,05	0,79	Flexível	5,08
3/4	22,00	0,60	Rígido	3,58
1	28,00	0,60	Rígido	2,16
1 1/4	35,00	0,70	Rígido	1,37
1 1/2	42,00	0,80	Rígido	0,95
2	54,00	0,90	Rígido	0,57

Fonte: O Autor, 2016.

Conforme visto na Tabela 8, a velocidade média aumenta conforme maior for o tamanho da secção transversal do diâmetro interno do tubo.

5.5.2 Número de Reynolds

Através da Equação 6 foi calculado o número de Reynolds, uma vez que, os valores das velocidades médias da Tabela 8 foram identificados, bem como os valores para a viscosidade cinemática da Tabela 4. A Tabela 9 representa os valores adimensionais para o número de Reynolds.

Tabela 9 - Número de Reynolds

	D_e (pol, mm)	Esp. Parede (mm)	Tipo	Re
3/16	4,76	0,79	Flexível	953145,30
1/4	6,35	0,79	Flexível	635430,20
5/16	7,94	0,79	Flexível	476572,65
3/8	10,00	0,60	Flexível	344432,05
1/2	15,00	0,70	Flexível	222867,80
1/2	15,00	0,50	Rígido	216500,15
5/8	15,87	0,79	Flexível	212106,51
3/4	19,05	0,79	Flexível	173497,54
3/4	22,00	0,60	Rígido	145721,25
1	28,00	0,60	Rígido	113097,09
1 1/4	35,00	0,70	Rígido	90208,39
1 1/2	42,00	0,80	Rígido	75024,80
2	54,00	0,90	Rígido	58065,17

Fonte: O Autor, 2016.

O aumento do número de Reynolds está relacionado diretamente com a relação entre velocidade média e diâmetro interno do tubo e, portanto, para todos os diâmetros selecionados o fluido se apresentou no regime de escoamento turbulento, $Re > 10.000$. Na prática, devido aos maiores coeficientes de transferência de calor, opta-se por escoamentos turbulentos.

5.5.3 Número de Nusselt

O número de Nusselt foi encontrado pela segunda parte da Equação 5. Tendo os números de Reynolds de acordo com os diâmetros internos vistos na Tabela 9, além do número de Prandtl da Tabela 4, os valores adimensionais do número de Nusselt foram determinados na Tabela 10.

Tabela 10 - Número de Nusselt

	D_e (pol, mm)	Esp. Parede (mm)	Tipo	Nu
3/16	4,76	0,79	Flexível	2237,73
1/4	6,35	0,79	Flexível	1617,84
5/16	7,94	0,79	Flexível	1285,24
3/8	10,00	0,60	Flexível	991,21
1/2	15,00	0,70	Flexível	699,71
1/2	15,00	0,50	Rígido	683,67
5/8	15,87	0,79	Flexível	672,55
3/4	19,05	0,79	Flexível	572,68
3/4	22,00	0,60	Rígido	498,08
1	28,00	0,60	Rígido	406,67
1 1/4	35,00	0,70	Rígido	339,37
1 1/2	42,00	0,80	Rígido	292,85
2	54,00	0,90	Rígido	238,57

Fonte: O Autor, 2016.

O número de Nusselt foi menor conforme o número de Reynolds também diminuiu. A constante n , neste caso foi de 0,4, que se refere ao aquecimento do fluido que escoava através do tubo.

5.5.4 Coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície interna do tubo

Manipulando a primeira parte da Equação 5, e conhecendo os números de Nusselt da Tabela 10 e a condutividade térmica da Tabela 4, foram definidos na Tabela 11 os coeficientes de transferência de calor por convecção na superfície interna do tubo conforme o diâmetro interno do tubo.

Tabela 11 - Coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície interna do tubo

	D_e (pol, mm)	Esp. Parede (mm)	Tipo	h_i (W/m².K)
3/16	4,76	0,79	Flexível	456694,80
1/4	6,35	0,79	Flexível	220121,15
5/16	7,94	0,79	Flexível	131151,13
3/8	10,00	0,60	Flexível	73101,46
1/2	15,00	0,70	Flexível	33390,65
1/2	15,00	0,50	Rígido	31693,08
5/8	15,87	0,79	Flexível	30544,77
3/4	19,05	0,79	Flexível	21274,91
3/4	22,00	0,60	Rígido	15541,07
1	28,00	0,60	Rígido	9848,09
1 1/4	35,00	0,70	Rígido	6555,17
1 1/2	42,00	0,80	Rígido	4704,44
2	54,00	0,90	Rígido	2966,11

Fonte: O Autor, 2016.

O coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície interna do tubo aumenta conforme maior for o número de Nusselt. Posteriormente, os valores da Tabela 11 foram atribuídos à Equação 2, que é o inverso sobre o inverso do coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície interna do tubo mais o inverso do coeficiente médio de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo horizontal.

5.6 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE MÉDIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDENSAÇÃO EM PELÍCULA NA SUPERFÍCIE EXTERNA DO TUBO HORIZONTAL

Assim como no capítulo 5.5, exceto para a definição do calor latente de vaporização modificado, os resultados também variam em concordância com o diâmetro, porém, neste momento será levado em consideração os diâmetros externos dos tubos.

5.6.1 Calor latente de vaporização modificado

A Equação 10 foi utilizada para o calor latente de vaporização modificado $h_{fg}^* = 2385,37$ kJ/kg. Os valores das temperaturas de saturação e superficial foram retiradas da

Tabela 2. O calor específico é referente à temperatura do filme encontrado na Tabela 5 e o calor latente de vaporização pertence à temperatura superficial da Tabela 6.

5.6.2 Coeficiente médio de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo horizontal

A orientação dos tubos na posição horizontal, na aplicação prática, normalmente usa-se na horizontal para otimizar o coeficiente de transferência de calor por condensação em superfície externa. Para isso, foi sugerido a Equação 8 para determinação dos valores dos coeficientes médios de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo vistos na Tabela 12, de acordo com os diâmetros externos dos tubos. A partir da Tabela 2 foram adquiridos os valores para a aceleração gravitacional e as temperaturas de saturação e superficial. O valor do calor latente de vaporização modificado foi calculado anteriormente $h_{fg}^* = 2385,37$ kJ/kg, que não depende dos diâmetros dos tubos. Os restantes dos valores de entrada foram retirados da Tabela 5.

Tabela 12 - Coeficiente médio de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo horizontal

	D_e (pol, mm)	Esp. Parede (mm)	Tipo	h_{o,horiz.} (W/m².K)	
	3/16	4,76	0,79	Flexível	12422,77
	1/4	6,35	0,79	Flexível	11559,18
	5/16	7,94	0,79	Flexível	10931,13
	3/8	10,00	0,60	Flexível	10318,59
	1/2	15,00	0,70	Flexível	9323,90
	1/2	15,00	0,50	Rígido	9323,90
	5/8	15,87	0,79	Flexível	9193,40
	3/4	19,05	0,79	Flexível	8783,07
	3/4	22,00	0,60	Rígido	8472,56
	1	28,00	0,60	Rígido	7976,84
	1 1/4	35,00	0,70	Rígido	7544,03
	1 1/2	42,00	0,80	Rígido	7207,89
	2	54,00	0,90	Rígido	6768,96

Fonte: O Autor, 2016.

O coeficiente médio de transferência de calor por condensação em película na superfície externa do tubo horizontal aumenta conforme menor for o diâmetro externo do tubo. Os dois tubos flexível e rígido de 15 mm (1/2") têm o mesmo diâmetro externo e, portanto, apresentaram o mesmo resultado.

5.7 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A Tabela 13 ilustra os valores adquiridos através da Equação 2 utilizada para os coeficientes globais de transferência de calor, sendo que, os valores de entrada se originam da Tabela 11 e 12, que são respectivamente os coeficientes de transferência de calor na superfície interna e externa do tubo. É importante frisar que, a Equação 2 não leva em consideração a resistência térmica da parede do tubo, uma vez que, a espessura da parede é fina e o material do tubo tem alta condutividade térmica.

Tabela 13 - Coeficiente global de transferência de calor

	D_e (pol, mm)	Esp. Parede (mm)	Tipo	U (W/m².K)	
	3/16	4,76	0,79	Flexível	12093,80
	1/4	6,35	0,79	Flexível	10982,46
	5/16	7,94	0,79	Flexível	10090,14
	3/8	10,00	0,60	Flexível	9042,24
	1/2	15,00	0,70	Flexível	7288,64
	1/2	15,00	0,50	Rígido	7204,41
	5/8	15,87	0,79	Flexível	7066,51
	3/4	19,05	0,79	Flexível	6216,62
	3/4	22,00	0,60	Rígido	5483,25
	1	28,00	0,60	Rígido	4407,12
	1 1/4	35,00	0,70	Rígido	3507,46
	1 1/2	42,00	0,80	Rígido	2846,55
	2	54,00	0,90	Rígido	2062,39

Fonte: O Autor, 2016.

Quanto menor o diâmetro do tubo, maior é o coeficiente global de transferência de calor, sendo que, foi encontrado valores acima do recomendado pela Tabela 1, que são valores próximos à 1000 e 6000 W/m².K.

5.8 COMPRIMENTO DE TUBO

Para encontrar o comprimento de tubo necessário para cada tipo tubo mostrado na Tabela 14 foi usada a Equação 1, pois a taxa de transferência de calor ($Q' = 250,94 \text{ kW}$), os coeficientes globais de transferência de calor da Tabela 13, e a diferença de temperatura média logarítmica ($\Delta T_{lm} = 61,98 \text{ }^\circ\text{C}$) já haviam sido encontradas anteriormente. O diâmetro de referência na Equação 1 é o externo.

Tabela 14 - Comprimento de tubo

	D_e (pol, mm)	Esp. Parede (mm)	Tipo	L (m)
3/16	4,76	0,79	Flexível	22,39
1/4	6,35	0,79	Flexível	18,48
5/16	7,94	0,79	Flexível	16,09
3/8	10,00	0,60	Flexível	14,25
1/2	15,00	0,70	Flexível	11,79
1/2	15,00	0,50	Rígido	11,93
5/8	15,87	0,79	Flexível	11,49
3/4	19,05	0,79	Flexível	10,88
3/4	22,00	0,60	Rígido	10,68
1	28,00	0,60	Rígido	10,44
1 1/4	35,00	0,70	Rígido	10,50
1 1/2	42,00	0,80	Rígido	10,78
2	54,00	0,90	Rígido	11,57

Fonte: O Autor, 2016.

Não necessariamente que, quanto maior o diâmetro do tubo, menor o comprimento de tubo, pois os valores dos comprimentos de tubo para cada diâmetro e tipo de tubulação variam de acordo com a relação do coeficiente global de transferência de calor e diâmetro externo. Porém, é preciso salientar que, o diâmetro interno do tubo também influencia o coeficiente global de transferência de calor.

5.9 QUANTIDADE DE MATERIAL DO TUBO EM MASSA

Com valores do peso (kg/m) do catálogo da Paranapanema (2015), e comprimentos da Tabela 14, a Tabela 15 contempla a quantidade de material em massa para cada tipo de tubo.

Tabela 15 - Quantidade de material do tubo em massa

	D_e (pol, mm)	Esp. Parede (mm)	Tipo	Peso (kg/m)	m (kg)	
	3/16	4,76	0,79	Flexível	0,088	1,97
	1/4	6,35	0,79	Flexível	0,123	2,27
	5/16	7,94	0,79	Flexível	0,158	2,54
	3/8	10,00	0,60	Flexível	0,149	2,12
	1/2	15,00	0,70	Flexível	0,280	3,30
	1/2	15,00	0,50	Rígido	0,203	2,42
	5/8	15,87	0,79	Flexível	0,333	3,83
	3/4	19,05	0,79	Flexível	0,403	4,39
	3/4	22,00	0,60	Rígido	0,360	3,85
	1	28,00	0,60	Rígido	0,460	4,80
	1 1/4	35,00	0,70	Rígido	0,673	7,07
	1 1/2	42,00	0,80	Rígido	0,923	9,95
	2	54,00	0,90	Rígido	1,339	15,49

Fonte: O Autor, 2016.

Conforme a Tabela 15, quanto maior o diâmetro e espessura de parede, maior é o kg/m. Este estudo não contempla a relação de preços devido à constante variação do preço do cobre.

5.10 ANÁLISE GERAL DA TUBULAÇÃO

A Tabela 16 ilustra os valores reunificados das Tabelas 13, 14 e 15. Desta forma, para determinar quais são os tubos adequados para este projeto, foram levados em consideração quatro fatores:

- Velocidade média do fluido frio;
- Comprimento necessário conforme o tubo;
- Quantidade de material do tubo em massa;
- Valores próximos à faixa do coeficiente global de transferência de calor para condensador de vapor da Tabela 1.

Tabela 16 – Análise geral da tubulação

	D_e (pol, mm)	Esp. P. (mm)	Peso (kg/m)	Tipo	V_m (m/s)	U (W/m².K)	L (m)	m (kg)
3/16	4,76	0,79	0,088	Flexível	153,33	12093,80	22,39	1,97
1/4	6,35	0,79	0,123	Flexível	68,15	10982,46	18,48	2,27
5/16	7,94	0,79	0,158	Flexível	38,33	10090,14	16,09	2,54
3/8	10,00	0,60	0,149	Flexível	20,02	9042,24	14,25	2,12
1/2	15,00	0,70	0,280	Flexível	8,38	7288,64	11,79	3,30
1/2	15,00	0,50	0,203	Rígido	7,91	7204,41	11,93	2,42
5/8	15,87	0,79	0,333	Flexível	7,59	7066,51	11,49	3,83
3/4	19,05	0,79	0,403	Flexível	5,08	6216,62	10,88	4,39
3/4	22,00	0,60	0,360	Rígido	3,58	5483,25	10,68	3,85
1	28,00	0,60	0,460	Rígido	2,16	4407,12	10,44	4,80
1 1/4	35,00	0,70	0,673	Rígido	1,37	3507,46	10,50	7,07
1 1/2	42,00	0,80	0,923	Rígido	0,95	2846,55	10,78	9,95
2	54,00	0,90	1,339	Rígido	0,57	2062,39	11,57	15,49

Fonte: O Autor, 2016.

De acordo com a Tabela 1, o coeficiente global de transferência de calor (U) em condensador de vapor deve estar próximo à faixa de 1.000 e 6.000 W/m².K. Assim, os tubos de 4,76, 6,35, 7,94 e 10 mm (3/16", 1/4", 5/16" e 3/8") estariam acima do sugerido e, portanto, não recomendados. A partir do tubo flexível de 15 mm até 54,00 mm (1/2" até 2"), estes estariam próximos do recomendado pela Tabela 1.

Neste contexto, também se faz a análise quanto a velocidade média do fluido frio que, impacta diretamente no número de Reynolds, além do diâmetro interno do tubo. Apesar de todos os tubos estarem no regime de escoamento turbulento, o que é algo desejável, os tubos de 4,76 a 10 mm (3/16" a 5/8") resultaram em velocidades médias elevadas, acima de 7,59 m/s e chegando a 153,33 m/s para a tubulação de 4,76 mm (3/16"), mostrando-se impraticável nestas condições de operação. A alta turbulência poderia causar elevada perda de carga e vibrações indesejáveis.

Não o bastante, os tubos de 4,76, 6,35, 7,94 e 10 mm (3/16", 1/4", 5/16" e 3/8") apresentaram os maiores comprimentos de tubo necessários para condensar vapor do que o restante. Não houveram relevantes variações de comprimentos dos diâmetros a partir do tubo flexível de 15 mm até 54 mm (1/2" até 2"), sendo o menor 10,44 m e o maior 11,93 m.

A quantidade de material do tubo em massa varia conforme o diâmetro externo espessura de parede e comprimento de tubo. Os tubos de 35, 42 e 54 mm (1 1/4", 1 1/2" e 2")

resultaram em valores maiores, entre 7,07 e 15,49 kg de tubulação de cobre e, portanto, o tubo de 54 mm (2") tem 7,86 vezes mais massa do que o tubo de 4,76 mm (3/16"), sendo que, o tubo de 54 mm (2") tem um coeficiente de transferência de calor 5,86 menor do que o tubo de 4,76 (3/16").

Por fim, foi visto que a faixa de tubos ideal seriam o tubo flexível 19,05 mm (3/4") e os tubos rígidos 22 mm (3/4") e 28 mm (1"). Porém, os tubos rígidos são comercializados em barras de 2,5 ou 5,0 m de comprimento, em função disso, para os tubos rígidos de 22 mm (3/4") e 28 mm (1") seriam necessários duas barras de 5,0 m e uma barra de 2,5 m, totalizando 12,50 m de comprimento de tubulação mais conexões para construção da serpentina. No entanto, os tubos flexíveis estão disponíveis no mercado em rolos podendo ser comercializados na faixa de comprimentos desejados. Para construção de uma serpentina com tubos de orientação horizontal, segundo a Paranapanema (2015), os tubos flexíveis são de fácil manuseio, tem pouca tendência à incrustação e boa resistência mecânica.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

A necessidade do desenvolvimento deste projeto da tubulação do fluido frio de um condensador de vapor de água, deu-se a partir de dados retirados de um motor de combustão externa de um sistema heliotérmico. Os parâmetros de trabalho foram especificados por valores aproximados e/ou estipulados, porém, alterando qualquer um destes valores de entrada, a sequência lógica de desenvolvimento do equacionamento é a mesma.

Este estudo seguiu o método da diferença de temperatura média logarítmica (DTML), que é o método mais indicado para encontrar o tamanho do trocador de calor, uma vez que as temperaturas de saída e entrada dos fluidos frio e quente são conhecidas.

Foi escolhido o condensador de vapor de água do tipo casco serpentina resfriado a água. Durante o estudo do condensador, foi optado por obter o melhor coeficiente de transferência de calor por meio do posicionamento horizontal do tubo e da escolha por regime de escoamento interno turbulento completamente desenvolvido, tendo o número de Reynolds maior que 10.000.

Por fim, através da análise da velocidade média do fluido frio, comprimento de tubo necessário, quantidade de material do tubo em massa e valores representativos do coeficiente global de transferência de calor para condensador de vapor (Tabela 1), em função da variação de diâmetros dos tubos de 4,76 mm (3/16") a 54 mm (2") foram definidas as tubulações adequadas ao projeto. Sendo assim, o tubo flexível 19,05 mm (3/4") e os tubos rígidos 22 mm (3/4") e 28 mm (1") seriam recomendados para os parâmetros de trabalho abordados. Porém, os tubos flexíveis apresentam vantagens diante dos tubos rígidos, pois são comercializados em rolos, além de fácil manuseio, pouca tendência à incrustação e adequada resistência mecânica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

EPE - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2015 - Ano base 2014**. Rio de Janeiro: EPE, 2015.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 8. ed. São Paulo: Blucher, 2013. ISBN: 9786521207924.

COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Blucher 1982. ISBN: 9788521201045.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa - Uma Abordagem Prática**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012. ISBN: 9788580551273.

IBICT - INSTITUTO BRASILEIRO DE INFORMAÇÃO E TECNOLOGIA. **Energia Heliotérmica**. Disponível em: <<http://energiaheliotermica.gov.br>>. Acesso em: 09 out 2016.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2003. ISBN: 8521613784.

KAKAÇ, S.; LIU H. **Heat Exchangers - Selection, Rating, and Thermal Design**. 2. ed. Florida: CRC Press LLC, 2002. ISBN: 0849309026.

KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios de Transferência de Calor**. 6. ed. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003. ISBN: 8522102848.

MILLER, R.; MILLER, M. R. **Ar-Condicionado e Refrigeração**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2014. ISBN: 9788521625063.

PARANAPANEMA (2015). **Tubos de Cobre**. Disponível em: <<http://www.paranapanema.com.br/show.aspx?idCanal=Y+c3XmHkO1KwIBZ4CCrSCQ==>>. Acesso em: 10 out 2016.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Paulo: Blucher, 2002. ISBN: 9788521203056.