

**CENTRO UNIVERITÁRIO ASSIS GURGACZ
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
RENAN WILLIAN ZANOTELLI**

**EFICIÊNCIA DE UMA BANCADA COM SISTEMA DE TRANFERÊNCIA DE
CALOR DE UM FLUÍDO PARA O AMBIENTE**

CASCADEL - PR

2017

RENAN WILLIAN ZANOTELLI

**EFICIÊNCIA DE UMA BANCADA COM SISTEMA DE TRANFERÊNCIA DE
CALOR DE UM FLUÍDO PARA O AMBIENTE**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz – CFAG, como requisito parcial para obtenção de título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Professor orientador: Prof. Me.
Eng. Eliseu Avelino Zanella Junior.

**CASCADEL – PR
2017**

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ - FAG
RENAN WILLIAN ZANOTELLI

**EFICIÊNCIA DE UMA BANCADA COM SISTEMA DE TRANSFERÊNCIA
DE CALOR DE UM FLUIDO PARA O AMBIENTE**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, da FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Eliseu Avelino Zanella Junior


BANCA EXAMINADORA
Orientador Prof. Msc. Eliseu Avelino Zanella Junior
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico


Professor Msc. Roberson Roberto Panzotto
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico


Professor Msc. Sérgio Henrique Rodrigues Mota
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico

DEDICATÓRIA

Dedico aos meus pais e esposa que me auxiliaram com apoio moral nas
horas de dificuldades e incertezas

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus que me deu saúde e força divina para chegar até o presente momento.

Agradeço a minha esposa Fabiola por ter compreendido a minha ausência neste espaço de tempo.

Aos meus pais e irmão que me deram a base para conseguir chegar até o final do curso.

A Idivair Juliao Vaz e Carlos Joel Dai Prá, que tornaram este trabalho possível.

Ao professor Eliseu Avelino Zanella Junior, que aceito ser orientador deste trabalho.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Trocador de calor com leito compactado	14
Figura 2: Regenerador Rotativo.....	16
Figura 3: Tubo com aletas.	17
Figura 4: Torre de Resfriamento.....	17
Figura 5: Trocador de calor tipo casco Tubo.	18
Figura 6: Trocador Tubular de Tubo Duplo.....	19
Figura 7: Trocador de calor Tipo placa	20
Figura 8: Torre de resfriamento de fluxo contra corrente.....	22
Figura 9: Torre de resfriamento de fluxo cruzado.	22
Figura 10: Demonstração da Transferência de calor por convecção.....	26
Figura: 11 Tabela de valores representativos do coeficiente global de calor em trocadores de calor.	29
Figura 12 relação de efetividade para trocadores de calor	38
Figura 13: Efetividade de trocadores de calor.	39
Figura 14: Efetividade de trocadores de calor	40
Figura 15: Efetividade de trocadores de calor.	40
Figura 16: Demonstração de tensão superficial.	42
Figura 17: Exemplo de pressão de vapor.	42
Figura 18: controlador de temperatura Full Gauge.....	43
Figura 19 Bomba centrífuga.	44
Figura 20: Placa de dados da bomba centrífuga.	46
Figura 21: Dados do motor de ventilação do sistema.....	46
Figura 22: Condensador.	47
Figura 23: banco de tubos de forma escalonada.....	62
Figura 24: Equipamento Acoplado na bancada de refrigeração	71
Figura 25: Sistema de Refrigeração	72

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1: Primeira Lei da Termodinâmica.....	23
Equação 2: Primeira Lei da Termodinâmica.....	23
Equação 3: Taxa de variação	23
Equação 4: Primeira Lei da termodinâmica com Energia	24
Equação 5: Lei de newton do Resfriamento	25
Equação 6: Lei de Newton do Resfriamento com Área Sup.....	25
Equação 7: Equação Geral da Condutividade Térmica	27
Equação 8: Equação da condução de Calor	27
Equação 9: Coeficiente Global da Transferência de Calor	28
Equação 10: Transferência de Calor em Trocadores	29
Equação 11: Equação do Número de Reynolds	30
Equação 12: Equação do Número de Nusselt.....	32
Equação 13: Equação do Rendimento Térmico.....	35
Equação 14: Equação do Fluido.....	35
Equação 15: Vazão Mássica	36
Equação 16: Diferença de Temperatura Média Logarítmica	37
Equação 17: Efetividade.....	37
Equação 18: Transferência de Calor	37
Equação 19: Número de Unidades de Transferência	38
Equação 20: Massa Específica	41
Equação 21: Coeficiente da Transferência de Calor.....	50
Equação 22: Tempo de Aquecimento.....	50
Equação 23: Primeira Lei da Termodinâmica	51
Equação 24: Transferência de Calor com Vazão Mássica Constante	51
Equação 25: Equação da vazão Volumétrica	52
Equação 26: Equação do Peso Específico	53
Equação 27: Equação da Vazão Volumétrica	55
Equação 28: Equação da Área Total da Superfície dos Tubos	56
Equação 29: Equação da Taxa de Transferência de Calor.....	56
Equação 30 : Equação da Razão da temperatura de P.....	57
Equação 31 : Equação da Razão da temperatura de R	57

Equação 32: Taxa de Capacidade de Calor do Fluido	58
Equação 33: Divisão da Taxa de Capacidade de Calor do Fluido.....	58
Equação 34: Taxa de Transferência de Calor Máxima.....	59
Equação 35: Equação de Efetividade.....	59
Equação 36: Correção da Taxa de Transferência Máxima.....	59
Equação 37: Número de Grashov	60
Equação 38: Número de Rayling	61
Equação 39: Número de Nusselt.....	61
Equação 40: Velocidade Máxima do Ar no Condensador	62
Equação 41: Número de Reynolds	62
Equação 42: Equação de Reynolds para Tubos Escalonados	63
Equação 43: Equação de Nusselt Combinado	63
Equação 44: Rugosidade Relativa.....	65
Equação 45: Fator de Atrito	66
Equação 46: Queda de Pressão da Bomba	66
Equação 47: Rendimento do Sistema	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Dados iniciais retirados com o sistema ligado.....	48
Tabela 2: Segunda leitura feita.	49
Tabela 3: Dados do ar termodinâmicos do ar	52
Tabela 4: Dados do ar e da água a 49,25°C.....	55
Tabela 5: Dados do ar a 34,42 °C.....	60
Tabela 6: Valores das taxas de transferência de calor	67
Tabela 7: Demonstração dos Rendimentos	67

Resumo

Este trabalho tem por objetivo fazer uma bancada de estudo nas áreas de termodinâmica e transferência de calor, para auxiliar os acadêmicos nas pesquisas de laboratório, ajudando-os correlacionar de maneira eficiente, teoria e prática, já que o sistema da bancada é constituído por condensador, controladores de temperatura, resistência elétrica e bomba d'água. O trabalho possui citações de autores dos livros de termodinâmica e transferência de calor, no seu desenvolvimento teórico e para a análise dos dados foram feitos testes com a bancada, obtendo os valores propostos, e admitindo o ar como gás perfeito. Através dos dados recolhidos, das temperaturas ambiente, do reservatório, de entrada e saída da água no condensador, temperatura de saída do ar do condensador, velocidade de entrada do ar, vazão volumétrica da bomba assim como a potência, foi possível localizar a entalpia do sistema e ver qual seria a quantidade máxima de energia que poderia ser fornecida para o meio. Através dos cálculos, demonstrou-se a quantidade de energia transferida da resistência para o líquido do reservatório, e a porcentagem de calor transferido para o meio através do condensador, e assim provar o quanto este sistema pode ser eficiente para a troca térmica. O sistema proposto pode ser integrado a outras bancadas, como a de refrigeração e através desta torna o sistema mais eficiente.

Palavras chave: **Condensador; eficiência energética; bancada.**

ABSTRACT

The objective of this work is to make a studybench in thermodynamics and heat transference areas to help academic students on lab searches, helping them to correlate efficiently, theory and practice, since the studybench is made of a condenser, temperature checkers, electric resistance and a water pump. This has quotes of thermodynamic and heat transference book authors in its theoretical development and for the datas analysis were made tests with the studybench, acquiring the proposed values, and admitting the air as the perfect gas. Through the collected datas, the room temperature, the tank, the water entrance and exit in the condenser, air entrance speed, the pump volume flow as well as the power, it was possible to identify the system enthalpy and check which one would be the maximum quantity of energy that could be provided to the middle. Through calculations it was demonstrated the amount of energy transferred from the resistance to the tank liquid, and the heat percentage transferred to the middle through the condenser, and in this way prove how this system can be eficiente to the thermal exchange. The proposed system can be integrated in other studybenches, such as refrigeration and through this makes the system more efficient.

Keywords: studybench, condenser, energy efficiency

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
1.1 OBJETIVOS	11
1.1.1 Objetivo geral	11
1.1.2 Objetivos específicos	11
1.2 JUSTIFICATIVA	11
1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	12
1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA	12
1.5 METODOLOGIA	12
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1 TROCADOREPS DE CALOR.....	13
2.2 REGENERADORERS	14
2.3 RECUPERADORES	16
2.4 TROCADORES DE CALOR DE CONTATO DIRETO	17
2.5 TIPO DE CONSTRUÇÃO DE TROCADORES DE CALOR	18
2.5.1 Trocadores de Calor Por Dutos ou Tubos	18
2.5.2 Trocador de Tubo Duplo.....	19
2.5.3 Trocador tubular em serpentina.....	19
2.5.4 Trocador de calor tipo placa	20
2.6 TROCADORES DE CALOR POR CONTATO DIRETO	21
2.6.1 Torre de resfriamento	21
2.7 BALANÇO DE ENERGIA PARA SISTEMAS DE FLUXO PERMANENTE	23
2.8 EQUAÇÃO DA PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA.....	23
2.9 CONVECÇÃO	24
2.10 CONDUÇÃO.....	26
2.11 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	28
2.12 NÚMERO DE REYNOLDS	30

2.13 ESCOAMENTO LAMINAR	30
2.14 ESCOAMENTO TURBULENTO	31
2.15 NÚMERO DE NUSSELT	32
2.16 RELAÇÃO COM A TERMODINÂMICA	32
2.17 CONSERVAÇÃO DE ENERGIA.....	34
2.18 RENDIMENTO TÉRMICO	35
2.19 VAZÃO, MASSA E VELOCIDADE.....	35
2.20 MÉTODO DA EFETIVIDADE – NTU	36
2.21 PROPRIEDADE DOS FLUIDOS E MATERIAIS.....	41
2.22 CONTROLADORES DE TEMPERATURA	42
2.23 BOMBAS	44
3 METODOLOGIA DE PESQUISA	45
4 ANÁLISE E CÁLCULOS DO TROCADOR DE CALOR	45
4.1 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES DA BANCADA	45
4.2 DESENVOLVIMENTO DOS CÁLCULOS	48
4.3 DEMONSTRAÇÃO DOS CÁLCULOS UTILIZADOS	49
4.3.1 Dados do Ar.....	52
4.3.2 Cálculos de Transferência de Calor.....	54
4.4 CONVECÇÃO NATURAL X CONVECÇÃO FORÇADA.....	60
4.5 PERDA DE PRESSÃO NA BOMBA	64
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	68
6 CONCLUSÃO	70
7 TRABALHOS FUTUROS.....	71
8 REFERÊNCIAS.....	73

1 INTRODUÇÃO

Ao iniciar os estudos em termodinâmica e transferência de calor, o acadêmico tem dificuldade em interpretar a matéria, há conceitos a serem formados. Sendo um exemplo, o que é energia? Como a transferência de calor ocorre? Qual o comportamento do fluido quando absorve o calor ou transfere para outro meio ou corpo. Para auxiliar no aprendizado será montado uma bancada de transferência de calor, com sistema regenerativo.

Pode-se observar diversas formas de trocas de calor no cotidiano, a maioria das pessoas não imagina ou tem ideia de como ocorre o funcionamento de algo que parece ser “simples”, na engenharia Mecânica tem-se a oportunidade de se aprofundar um pouco em tais conhecimentos. No ensino médio se aprende que o ar quente é menos denso do que o ar frio, e que o frio nada mais é que a ausência de calor, ou seja, o calor é retirado de um ambiente ou transferido, pra o meio ou corpo onde tenha diferença de temperatura. Segundo Çengel e Ghajar (p.2, 2012) “a exigência básica para que ocorra transferência de calor é a presença da diferença de temperatura”, pois na natureza a tendência energética é encontrar em igualdade com o meio.

Uma forma de aprender sobre troca de calor na engenharia é aliar a teoria com a prática, através da bancada deste estudo. Logo, o estudo da mesma, gera a compreensão dos fenômenos ocorridos no sistema, e o funcionamento dos componentes como a bomba, o condensador, os controladores de temperatura. Analisando o sistema termodinamicamente e com transferência de calor, testando sua eficiência energética.

O condensador, junto ao sistema de reservatório de água, pode ser colocado como sistema secundário para aquecer um ambiente como forma de “rejeito” de calor de outro sistema.

No desenvolvimento do trabalho, tem descrito alguns conhecimentos e citações de autores da área de transferência de calor e termodinâmica, sendo também desenvolvido cálculos de eficiência teórica e real do condensador.

Após o término do trabalho a bancada permanece no laboratório da instituição, proporcionando aos alunos estudarem a mesma, e melhorar o processo de aprendizagem.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Ao utilizar a bancada como meio de estudo prático, pode-se demonstrar e explicar, o funcionamento do fenômeno de aquecimento através da condução, onde a resistência (energizada) em contato com a água, transforma energia elétrica em energia térmica e desta maneira aumentando o grau de temperatura da água.

Outra explicação é a da convecção forçada, onde a água aquecida ao ser bombeada até o condensador, começa a aquecer os tubos por meio da condução. Os tubos transmitem este calor para o ar em forma de convecção natural ou forçada, resfriando o tubo. A água ao chegar no final do percurso ou saída do condensador terá perdido alguns graus na escala de temperatura e consequentemente energia.

1.1.2 Objetivos específicos

1. Demonstrar os dados que o sistema fornece;
2. Fazer cálculos termodinâmicos e de transferência de calor;
3. Calcular a eficiência energética do sistema;
4. Sugerir melhorias para trabalhos futuros.

1.2 JUSTIFICATIVA

Quando se inicia a disciplina de Termodinâmica a maioria dos alunos sentem muita dificuldade de entender certos processos como entalpia, entropia, energia interna, trabalho.

Quando se associa prática com a teoria ocorre a construção do conhecimento pois ao chegar em determinado assunto o acadêmico interligará com o que viu em laboratório. Com isto, o conhecimento moldar-se-á em seu raciocínio. Ao resolver exemplos ou exercícios dos livros, embora sejam bem explicados pelo autor, o discente faz associações com a realidade e, como muitos desconhecem como funciona na prática, interpreta equivocadamente o problema, errando a questão.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

1. Quanto de energia pode ser transferida da água na serpentina para o ambiente?
2. Quanto tempo levará para equilibrar a temperatura da sala?
3. Quanto de energia será necessário transferir para aquecer a o líquido do recipiente?
4. O processo é realmente funcional, para ser colocado em alguma aplicabilidade prática?

1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

Optou-se pelo estudo de caso baseado numa bancada didática utilizando o Ciclo Regenerativo, para calcular a eficiência de iteração deste ciclo com o ambiente proposto.

Determinar o aquecimento do ambiente fechado, através do controle da temperatura; calcular o tempo de aquecimento da água no recipiente, quantificando a energia aplicada no sistema e calculando a real eficiência do condensador; analisar a eficiência teórica e em seguida, pelos dados obtidos, fazer a eficiência real do sistema. Logo após a análise busca-se uma aplicabilidade didática e prática.

1.5 METODOLOGIA

Realizou-se um estudo de caso da bancada com sistema regenerativo, com dados reais, pelos testes feitos no laboratório de termodinâmica, e através dos dados obtidos, efetuando-se cálculos para se determinar qual a eficiência do sistema proposto, e ver a compatibilidade do sistema de reaproveitamento junto ao sistema de refrigeração. Os cálculos são apresentados junto a teoria dos mesmos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor segundo Ghizze (p. 167, 2010) “é um equipamento que efetua a transferência de calor de um fluido para outro o tipo mais simples de trocador de calor consta de um recipiente em que um fluido quente e outro fio são misturados diretamente.”

Trocadores de calor de acordo com Frank Kreith (2003, p. 435). “O trocador de calor é um dispositivo no qual o calor é transferido entre uma substância mais fria, geralmente fluidos.” Dos quais existem vários tipos dentre estes podemos citar:”

“Trocadores de calor de contato direto: os fluidos quente e frio entram em contato direto, um exemplo é uma torre de refrigeração, na qual um jorro de água cai do topo da torre e entra com um fluxo de ar ascendente, que resfria, (Frank Kreith, 2003, p. 435)”.

A troca térmica com o meio será efetuada de duas maneiras por convecção e condução.

Condução segundo Kreith e Bohn (p.61, 2003) “é o processo em que o calor flui através de um sólido. No modo de condução, o calor é transferido por um mecanismo submicroscópico complexo, no qual átomos interagem em colisões elásticas e inelásticas, a fim de propagar a energia das regiões de temperatura mais alta para as de temperatura mais baixa.”

Convecção segundo Kreith e Bohn (p.14, 2003) “consiste de dois mecanismos operando simultaneamente. O primeiro é a transferência de calor de energia atribuída ao movimento molecular, ou seja modo condutivo. Sobreposta a ele está a transferência de energia através do movimento macroscópico de parcelas do fluido. O movimento de fluido resulta do movimento de suas parcelas cada qual constituindo de um grande número de moléculas, que se movem em razão da força externa. Essa força pode ser provocada por uma um gradiente de densidade, como a convecção natural, ou por uma diferença de pressão gerada por uma bomba ou ventoinha, ou possivelmente uma combinação dos dois.”

O método NUT da efetividade pode-se determinar Çengel e Ghajar (p. 651, 2012) “a taxa de transferência de calor e das temperaturas de saída dos fluidos quente e frio para vazões mássicas dos fluidos e temperaturas de entrada prescrita, quando o tipo e o tamanho do trocador de calor são prescritas.”

2.2 REGENERADORES

“Regeneradores: os fluidos quente e frio ocupam o mesmo espaço no núcleo do trocador. O núcleo do trocador ou “matriz” serve como dispositivo de armazenagem de calor que, periodicamente aquecido pelo fluído mais quente, transfere calor pra o fluído mais frio. (Frank Kreith, 2003, p. 435).”

No ciclo o regenerador pode ser modificado para atender requisitos maiores assim como aumentar seu coeficiente β . “essa configuração pode ser utilizada quando a temperatura em dois estágios do compressor é muito baixa para permitir o uso de um compressor de dois estágios com resfriamento intermediário.”

Leito compacto: nos regeneradores segundo Kreith e Bohn (p. 439,2003) “cita que em um arranjo é utilizado para estes tipos é o leito compacto, onde o sistema pode ser configurado de uma tubulação, um recipiente ou algum outro tipo de sistema onde tenha a contenção para o “leito de partículas” através das quais o gás ou líquido escoam.

Como exemplo pode-se citar a figura 1 demonstra um leito compactado, onde há necessidade de saber a quantidade de calor que será transferido entre o ar e as partículas.

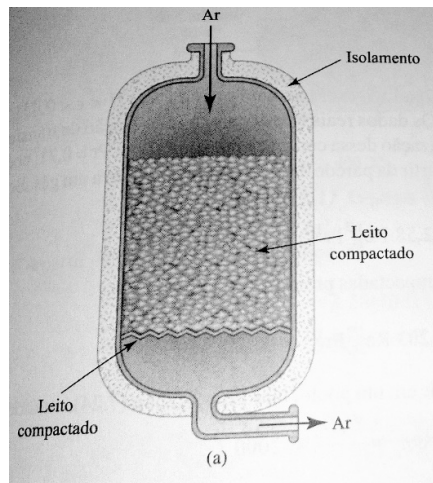


Figura 1: Trocador de calor com leito compactado

(Fonte: Kreith e Bohn, p. 435, 2012)

Regenerador rotativo: segundo trabalho de mestrado de Diana Nogueira (p.9, 2009), “regenerador rotativo consiste em uma matriz rotativa, através da qual as correntes de fluido quente e frio escoam continuamente”. O regenerador rotativo possui também o nome de trocador de calor de escoamento periódico, visto que uma parte da matriz, pelo fato da rotação continua ser sempre exposta ao escoamento regular e continuo das correntes de fluido quente e frio.

Este princípio pode ser feito de duas maneiras, onde o escoamento na matriz é revertido periodicamente por sua própria rotação, ou a matriz é mantida parada enquanto os dutos giram ao seu redor, como exemplo demonstrado na figura 2.

Regenerador de matriz fixa: é um sistema de transferência de calor onde o escoamento é periódico. A matriz possui uma capacidade térmica alta, as correntes de fluido quente e de corrente fria circulam de maneira alternada no qual o objetivo é conseguir um escoamento continuo.

Regenerador rotativo: é constituído de uma matriz rotativa, onde os fluidos quente e frio escoam continuamente, este pode ser também chamado de “trocador de calor de escoamento periódico. Nogueira (p.9, 2009) “o escoamento através de uma matriz é revertido periodicamente pela rotação da mesma, ou a matriz é mantida estacionaria enquanto os dutos giram continuamente.”

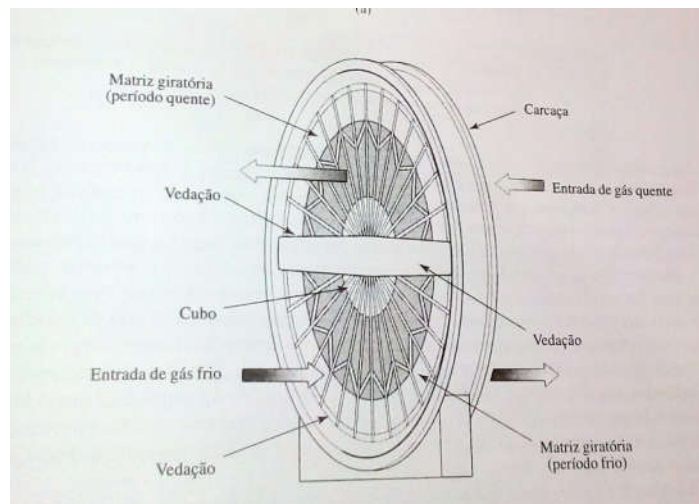


Figura 2: Regenerador Rotativo.

(Fonte: Kreit e Bohn, p. 437)

2.3 RECUPERADORES

Nos recuperadores os fluidos são separados por uma parede onde o calor é transferido através da combinação de convecção e condução. Este ao contrário dos trocadores de calor regenerativos rotativos, suas partes são fixas. Alguns exemplos de recuperadores são tubulares feitos de placas finas, e trocadores de superfície estendida. “O fluido quente e frio são separados por uma parede, o calor é transferido por meio de uma combinação de convecção para e a partir da parede e de condução através da parede. (Frank Kreith, 2003, p. 435).”

Para melhorar a eficiência dos recuperadores de superfície estendida pode ser utilizado aletas ao qual o objetivo é aumentar a área de troca térmica com o meio utilizando como princípio a convecção natural, sendo assim Kreith (p. 85, 2003) “As aletas são largamente utilizadas para aumentar a taxa de transferência de calor a partir de uma parede”. Para aumentar a troca térmica pode se utilizar aletas, que se estendam da parte interna e externa dos tubos, conforme demonstrado na figura 3



Figura 3: Tubo com aletas.

(Fonte: Tubal, 2017)

2.4 TROCADORES DE CALOR DE CONTATO DIRETO

Neste tipo os dois fluidos se misturam um exemplo de utilização são as torres de resfriamento, conforme mostrado na figura 4. Podendo ter como exemplo os regeneradores citados anteriormente.

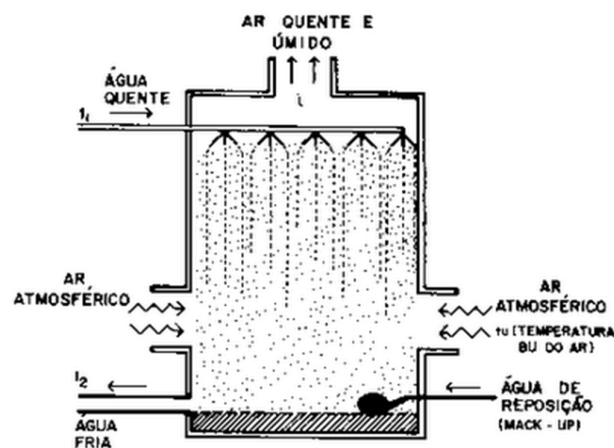


Figura 4: Torre de Resfriamento

(Fonte: Alpina Equipamentos, 2017)

2.5 TIPO DE CONSTRUÇÃO DE TROCADORES DE CALOR

2.5.1 Trocadores de Calor Por Dutos ou Tubos

Constituído por tubos e uma carcaça, conforme demonstrado na figura 5 Um fluido irá passar no interior dos tubos, e o outro no lado externo da estrutura entre as carcaças e os tubos.

Estes se classificam de acordo com a sua construção, dividindo-se em três grupos carcaça e tubo, tubo duplo, serpentina.

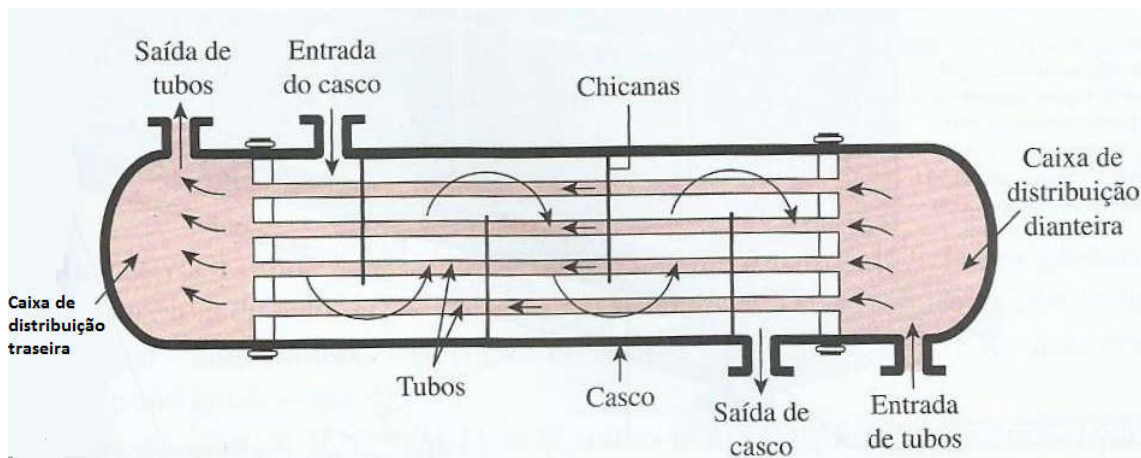


Figura 5: Trocador de calor tipo casco Tubo.

(Fonte: Çengel e Ghajar p. 631, 2012)

Ribeiro (p. 20, 2007) “no trocador de calor tipo tubo duplo e carcaça, um certo número de tubos está envolto por uma carcaça. Os tubos são redondos sendo montados dentro de um novo cilindro”.

Para Kreith e Bohn (p. 436, 2003) “o trocador de calor de tubos fixos em cada extremidade, e os tubos soldados expandidos”. Estes trocadores tem uma vantagem de menor custo inicial de montagem porem há desvantagens pois só pode ser utilizado em pequenas diferenças de temperaturas, e outro desvantagem é que dificulta higienização pois os tubos não podem ser removidos.

2.5.2 Trocador de Tubo Duplo

Este consiste na montagem de dois tubos concêntricos onde um fluido escoar na parte interna do tubo e o outro em contato anelar, porém em sentidos opostos, conforme figura 6. Sendo este tipo mais simples dos tipos de trocadores de calor de fácil manutenção, sendo utilizados em aplicações de pequenas capacidades.

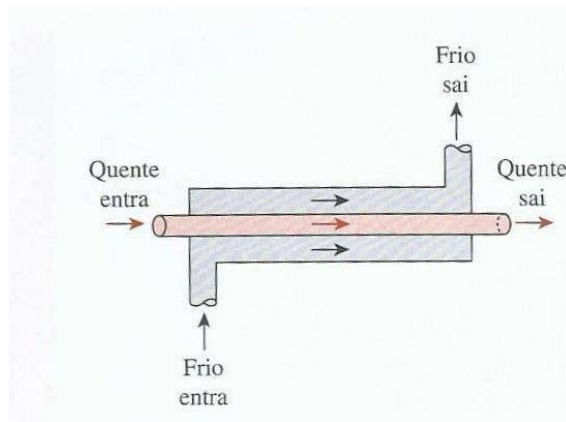


Figura 6: Trocador Tubular de Tubo Duplo

(Fonte: Ghajar e Çengel p.630, 2012)

2.5.3 Trocador tubular em serpentina

Consiste de serpentinas em forma circular ordenadas por uma carcaça. A transferência térmica feita por este é mais eficiente do que a do tubo duplo.

A sua utilização é a que tem maior abrangência entre a utilização dos trocadores de calor. De acordo com o site da fabricante Maze (2017) “o trocador de calor serpentina funciona. Por meio da troca de temperatura entre dois fluidos que ficam no exterior do dispositivo”.

O site do fabricante Realum diz “O trocador de calor ou serpentina é um dispositivo usado para realizar o processo da troca térmica entre dois fluidos em diferentes temperaturas. São muito as suas aplicações em engenharia, como aquecimento ou resfriamento de ambientes, de condicionamento de ar, na produção de energia, na recuperação de calor e em processos químicos.”

2.5.4 Trocador de calor tipo placa

Este trocador conforme figura 7 tem sua utilização em indústrias químicas e alimentícias tendo como principal vantagem a facilidade para limpeza, pois suas placas podem ser facilmente desmontadas.

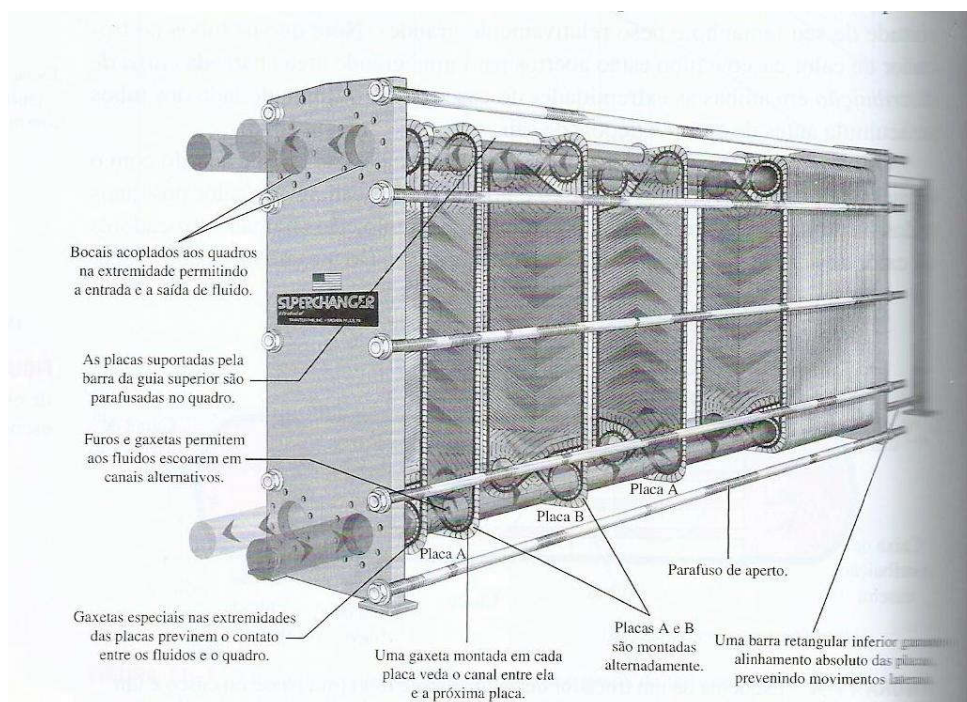


Figura 7: Trocador de calor Tipo placa

(Fonte: Ghajar em Çengel. P. 632, 2012)

Bohorques (p.14, 2014) diz que “Este tipo de trocador normalmente é construído com placas planas lisas ou com alguma forma de ondulações. Geralmente, este trocador não pode suportar pressões muito altas, comparado ao trocador tubular equivalente.”

O site Metálica Construção Civil diz que (março, 2017) “consiste de um suporte, onde placas independentes de metal, sustentadas por barras, são presas por compressão, entre uma extremidade móvel e outra fixa. Entre placas adjacentes formam-se canais por onde os fluidos escoam.” O site ainda nos traz algumas vantagens dos trocadores de calor tipo placa tais como:

1. Facilidade de acesso a superfície de troca, substituição de placas e facilidade de limpeza;
2. Flexibilidade de alteração da área de troca térmica;
3. Fornece grandes áreas de troca ocupando pouco espaço;
4. Pode operar com mais de dois fluidos;
5. Apresenta elevados coeficientes de transferência de calor;
6. Incrustação reduzida em função da turbulência, ocasionando menos paradas para limpeza;
7. Baixo custo inicial;
8. Não é necessário isolamento;
9. Mesmo que a vedação falhe não ocorre a mistura das correntes;
10. Possibilidade de respostas rápidas em função do pequeno volume de fluido retido no trocador.

2.6 TROCADORES DE CALOR POR CONTATO DIRETO

2.6.1 Torre de resfriamento

Grande parte de sua utilização é em sistemas de condicionamento de ar industrial. A água circula em um circuito fechado é resfriada através da transferência de calor sensível e da evaporação, tendo dois tipos de formas construtivas, sendo elas fluxo de contra corrente e fluxo cruzado.

Fluxo de contra corrente: conforme demonstrado na figura 8 água cai de na posição vertical após passar pelo enchimento, enquanto que o ar escoar verticalmente para cima, ocasionando assim a troca de energia.

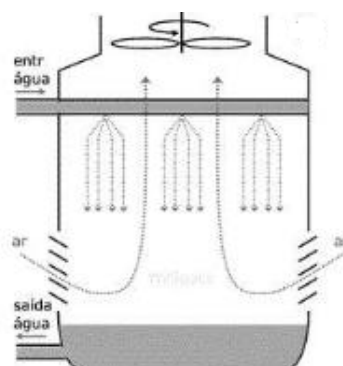


Figura 8: Torre de resfriamento de fluxo contra corrente.

(Fonte: Site Ebah, pesquisa: umidificação e desumidificação, março 2017)

Fluxo cruzado: A água cai verticalmente após passar pela seção de enchimento, o fluxo de ar escoa horizontalmente, ou seja, perpendicular ao fluxo de água fazendo a transferência de energia.

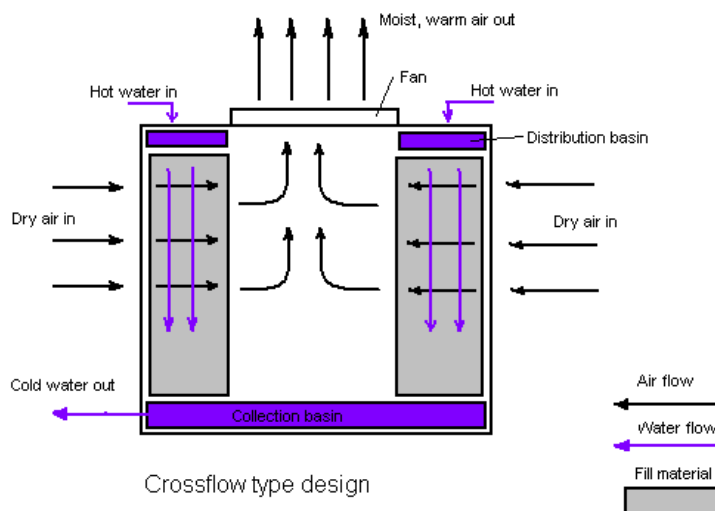


Figura 9: Torre de resfriamento de fluxo cruzado.

(Fonte: Site Cheresources, pesquisa Torre de resfriamento)

Dentre as duas a que possui maior eficiência é a de fluxo contra corrente pois há menor possibilidade de recirculação de ar. As de fluxo cruzado o acesso para manutenção se torna mais fácil pois sua construção pode ser com torres mais baixas.

2.7 BALANÇO DE ENERGIA PARA SISTEMAS DE FLUXO PERMANENTE

Satisfazendo a primeira lei da termodinâmica que segundo Sonntag e Bornokke (p. 61, 2003) “A primeira lei da termodinâmica estabelece que, durante qualquer ciclo percorrido por um sistema (massa controle), a integral cíclica do calor é proporcional a integral cíclica do trabalho.”

Equação 1 representa a primeira Lei da Termodinâmica

$$\int \delta Q = \int \delta W \quad (1)$$

(Fonte: Wylen, p.98, 2009)

Comparando a análise termodinâmica com a de transferência de calor pode-se colocar da seguinte forma,

“ A taxa com que as energias térmicas e mecânicas entram no volume de controle, mais a taxa com que a energia térmica é gerada no interior do volume de controle, menos a taxa com que as energias térmicas e mecânicas deixam o volume de controle, devem ser iguais a taxa do aumento da energia armazenada no interior do volume de controle”. (Incopera, DeWitt p.8, 1998)

2.8 EQUAÇÃO DA PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

$$\dot{E}_e + \dot{E}_g - \dot{E}_s = \frac{DE_{ac}}{dt} = E_{ac} \quad (2)$$

Segundo Wylen (p. 134, 2009) “ A taxa de variação da massa no volume de controle pode ser diferente de zero se a vazão mássica que entra no volume de controle for maior que a vazão mássica que sai do volume de controle”.

$$\text{Taxa de variação} = + \text{entrada} - \text{Saída} \quad (3)$$

Após ser aplicada a primeira lei observa-se que além da massa pode-se acrescentar a quantidade de energia utilizando a segunda lei da Termodinâmica,

porém “quando um processo em regime permanente envolve uma única entrada e uma única saída do volume de controle, a primeira lei pode ser escrita da seguinte maneira: “

$$q + h_e + \frac{v_e^2}{2} + g \cdot Z_e = h_s + \frac{v_s^2}{2} + g \cdot Z_s + W \quad (4)$$

Equação da Primeira Lei da Termodinâmica.

(Fonte: Wylen, p.138, equação 6.13)

2.9 CONVECÇÃO

Para Çengel e Ghajar (p.24, 2012), “é o modo de transferência entre a superfície sólida e líquida ou gás adjacente, que está em movimento e que envolve efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido”.

Na convecção pode ocorrer de duas maneiras, por convecção forçada ou convecção natural.

Convecção forçada: “o fluido é forçado a fluir sobre a superfície por meios externos, como ventilador, bomba ou vento”.

Convecção natural: o movimento do fluido é causado por forças de flutuação induzidas por diferenças de densidade, decorrentes da variação de temperatura no fluido (Çengel e Ghajar, p.26,2012)

Na área de transferência de calor a convecção possui grande complexidade por envolver vários fatores como descreve Çengel e Ghajar (p. 374, 2012) “viscosidade dinâmica (μ), condutividade térmica (k), densidade, (ρ) e calor específico (C_p). Também pode depender da geometria e da rugosidade da superfície sólida além do tipo de escoamento do fluido.

Apesar da complexidade pode-se observar que a transferência de calor por ser descrita pela lei de resfriamento de Newton, demonstrada na equação 5:

$$\dot{q}_{\text{conv}} = H.(T_s - T_{\infty}) \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad (5)$$

Lei de newton do resfriamento

(Fonte: Equação retirada do livro de Çengel e Ghajar, p.374, 2012)

Ou também pode ser descrito conforme equação 6.

$$Q_{\text{conv}} = H.A_s(T_s - T_{\infty}) (W) \quad (6)$$

Lei de newton do resfriamento com área superficial

(Fonte: Equação retirada do livro de Çengel e Ghajar, p.375, 2012)

Além destas equações deve-se determinar qual o tipo de fluxo de escoamento do fluido pois, há o escoamento interno na região interna do duto fica delimitado por superfícies sólidas. O escoamento externo ocorre quando há escoamento do fluido escoando sobre superfície de placas, fios ou tubos.

Tem-se outros dados a serem analisados junto ao tipo de escoamento como exemplo o número de Reynolds, que será descrito mais a frente.

Segundo Incropera e De Witt (p.4, 1998) “do modo de transferência de calor por convecção abrange dois mecanismos. Além do mecanismo molecular aleatório (difusão), a energia também é transferida através do movimento, global ou macroscópico, do fluido.”

Para Kreith e Bohn (p.15, 2003) “O modo de transferência de calor por convecção, na realidade consiste de dois mecanismos operando simultaneamente. O primeiro de fluidos molecular, ou seja, o modo condutivo. O movimento dos fluidos resulta do movimento de suas parcelas, cada qual consistindo de um grande número de moléculas, que se movem em razão de uma força externa.”

Conforme citações dos autores acima relatam que a transmissão de energia na forma de calor ocorre em movimentos moleculares e macroscópicos, este fenômeno ocorre através da diferença de temperatura, entre os meios, ou fator externo como diferença de pressão que pode ser provocada por uma bomba ou helicoides antes do ventilador, este fenômeno está sendo demonstrado na figura 10.

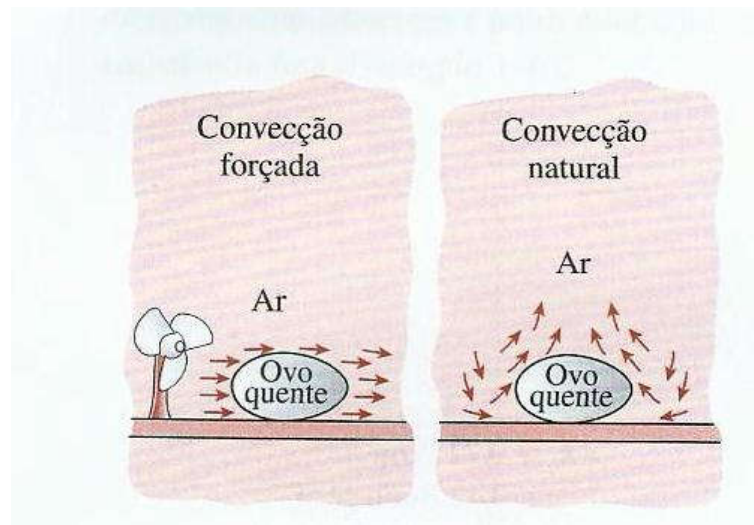


Figura 10: Demonstração da Transferência de calor por convecção.

(Fonte: Ghajar e Çengel p.26, 2012)

2.10 CONDUÇÃO

Condução segundo Kreith e Bohn (p.61, 2003) “é o processo em que o calor flui através de um sólido. No modo de condução, o calor é transferido por um mecanismo sub-microscópico complexo, no qual átomos interagem em colisões elásticas e inelásticas, a fim de propagar a energia das regiões de temperatura mais alta para as de temperatura mais baixa.

Equacionando a condução conforme a equação 8 “A equação por condução é a expressão matemática da conservação da energia em uma substância sólida. (Kreith e Bohn p. 62, 2003)

Equação geral De Condutividade Térmica

$$\dot{Q} = k.A.\frac{(T_1 - T_2)}{L} \quad (7)$$

(Fonte: Çengel e Gajar, exemplo -5 p.19, 2012)

“A condução de calor através de um meio pode envolver conversão de energia mecânica, elétrica, nuclear ou química em calor ou (energia térmica).” (Çengel e Ghajar p.68,2012)

Para Incropera (p.36, 1998) condução” está relacionada ao transporte de energia em um meio devido ao gradiente de temperatura, e o mecanismo físico envolvido é a movimentação aleatória dos átomos ou atividade molecular.”

Equação da condução de calor

$$q''_x = \frac{q_x}{A} = -k.\frac{dT}{dx} \quad (8)$$

(Fonte: Incropera p. 37, 1998)

A qualidade da transferência de calor por condução dependera do estado do físico do fluido pois o espaço entre moléculas num fluido é maior do que em outro. Podendo citar como exemplo um fluido que esteja no estado sólido pelo fato das moléculas estarem mais unidas a troca térmica, dependendo do material acaba sendo mais eficiente do que no estado gasoso.

Condução em regime estacionário: “O sistema é caracterizado por condições de regime estacionário se a temperatura em cada ponto é independente do tempo”. (Incropera p. 61, 1998). Este processo ocorre quando a troca térmica não está em função do tempo.

Condução em regime permanente: Çengel e Ghajar (p. 137, 2012) “A taxa de condução de calor através da parede plana é proporcional a condutividade térmica média, à área da parede e à diferença de temperatura, mas é inversamente proporcional à espessura da parede.” Descrição da equação 11.

2.11 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Segundo Bohorques (p.21, 2014) “este coeficiente é determinado em função da resistência térmica total a transferência de calor entre dois fluidos”

Kreith e Bohn (p.30, 2003) é a determinação do fluxo de calor entre dois fluidos, gasosos ou líquidos separados por uma parede.” Ou seja:

Equação do coeficiente Global da transferência de calor

$$\dot{Q} = \frac{(T_{\text{quente}} - T_{\text{frio}})}{(1/h)} \quad (9)$$

(Fonte: Kreith e Bohn p.30, 2003)

Na equação 10 onde U é “geralmente usado em cálculos de transferência de calor associada com trocadores de calor. Também é usado nos cálculos de transferência de calor através de janelas” (Çengel e Ghajar p. 140, 2012)

“Um trocador de calor normalmente envolve dois escoamentos de fluidos separados por uma parede sólida. O calor é primeiro transferido do fluido quente para a parede por convecção, através da parede por condução e, a partir da parede para o fluido novamente por convecção.” (Çengel e Ghajar p. 632, 2012)

O coeficiente de calor fazendo junção a análise em trocadores de calor têm-se que “é conveniente combinar todas as resistências térmicas no caminho do fluxo de calor a partir do fluido quente para o frio em uma única resistência R e expressar a taxa de transferência de calor entre dois fluidos como a equação 10:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A_s \Delta T = U_i \cdot A_i \Delta T = U_o \cdot A_o \Delta T \quad (10)$$

Equação de transferência de calor em trocadores.

(Fonte: Çengel e Ghajar p. 633, 2012)

TABELA 11-1
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 [†]

Figura: 11 Tabela de valores representativos do coeficiente global de calor em trocadores de calor.

(Fonte: Çengel e Ghajar p. 634, 2012)

2.12 Número de Reynolds

Çengel e Ghajar (p. 385, 2012) “A transição de escoamento lamina para turbulento depende da geometria da superfície, da rugosidade superficial, da velocidade do escoamento, da temperatura da superfície e do tipo do fluido., entre outros fatores. Após exaustivas experiências feitas na década de 1880, Osborn Reynolds descobriu que o regime de escoamento depende principalmente da razão das forças de inércia para as forças viscosas do fluido.”

$$Re = \frac{(\text{Forças de inércia})}{(\text{Forças viscosas})} = \frac{(\rho V L_c)}{\mu} \quad (11)$$

Número de Reynolds

(Fonte: Çengel e Ghajar p. 385, 2012)

Segundo Potter e Wiggert (p.85, 2004) “ O regime de escoamento depende de três parâmetros físicos que descrevem as condições do escoamento. O primeiro é um parâmetro de comprimento de escala do campo de escoamento, tal como a espessura de uma camada limite ou diâmetro de uma tubulação. Se esse comprimento de escala é suficientemente grande, a perturbação do escoamento pode aumentar e o escoamento pode ser turbulento. O segundo parâmetro é uma velocidade de escala, tal como uma média espacial da velocidade; para uma velocidade suficientemente alta, o escoamento pode ser turbulento. O terceiro parâmetro é a viscosidade cinemática; para viscosidades suficientemente pequenas, o escoamento pode ser turbulento. Os três parâmetros podem ser combinados em um único parâmetro que pode servir como uma ferramenta para prever o regime de escoamento. Essa quantidade é o número de Reynolds.”

2.13 ESCOAMENTO LAMINAR

Escoamento laminar: Potter e Wiggert (p.85, 2004) “o fluido escoar sem nenhuma mistura significativa entre partículas vizinhas do fluido.”

Para se determinar se a vazão será turbulenta ou laminar deve-se calcular que é segundo Çengel e Ghajar (p. 385, 2012) “A transição de escoamento laminar ou turbulento depende da geometria da superfície, da rugosidade superficial, da velocidade do escoamento, da temperatura da superfície e do tipo de fluido.”

Escoamento laminar segundo Brunetti (p. 69, 2009) “escoamento laminar é aquele em que as partículas se deslocam em lâminas individualizadas, sem trocar de massa entre elas.”

“Na camada limite laminar, o movimento do fluido é altamente ordenado e é possível identificar as linhas de corrente ao longo das quais as partículas se movem” (Incropera DeWitt, p.235, 2003)

Segundo Brunetti (p.69, 2008) “escoamento laminar é aquele que as partículas se deslocam em lâminas individualizadas, sem trocas de massa entre elas.”

2.14 ESCOAMENTO TURBULENTO

Escoamento turbulento vem a ser “O escoamento turbulento é aquele em que as partículas apresentam um movimento aleatório macroscópico, isto é, a velocidade apresenta componentes transversais ao movimento geral do conjunto do fluido.” Brunetti (p. 69, 2009).

Os movimentos do fluido variam irregularmente, de tal modo que as quantidades, tais como velocidade e pressão, mostram variação aleatória com as coordenadas de tempo e espaço

“O movimento da camada limite turbulenta é altamente irregular e é caracterizado por flutuações de velocidade. Essas flutuações aumentam a transferência de momento, energia e de espécie e, assim sendo, aumentam o atrito superficial, assim como as taxas de transferência por convecção.” (Incropera DeWitt, p.235, 2003)

Segundo Brunetti (p.69, 2008) “é aquele em que as partículas apresentam um movimento aleatório macroscópico, isto é, a velocidade apresenta componentes transversais ao movimento geral do conjunto d fluido.”

Brunetti (p.69, 2008) “ Reynolds verificou, que no caso de tubos, seriam observados os seguintes valores:”

$Re < 2.000$ escoamento laminar

$2.000 < Re < 2.400$ Escoamento de transição

$Re > 2.400$ Escoamento Turbulento”

2.15 NÚMERO DE NUSSELT

Artigo publicado pela Unicamp diz que “Nusselt foi a primeira pessoa a contribuir de maneira significativa no estudo da transferência de calor por convecção. Formou-se numa época em que surgiram equipamentos mais sofisticados exigindo que os problemas de aquecimento e resfriamento fossem analisados de uma maneira mais detalhada. Durante um século, predominou a teoria matemática da transferência de calor em meios rígidos, que foi criada por Fourier. Est teoria já não era mais suficiente, pois era inadequada para situações em que havia fluxo de calor no interior de um fluido. As soluções analíticas das equações usadas para fluxos em fluidos eram complicadas, mas Nusselt usou a análise dimensional para mostrar a importância que estas soluções teriam.

Çengel Ghajar (p. 376,2012) “ O número de Nusselt representa o aumento da transferência de calor através da camada de fluido como resultado da convecção em relação à condução do mesmo fluido em toda a camada.”

Número de Nusselt

$$Nu = \frac{H.L}{k} \quad (12)$$

(Fonte: Çengel e Ghajar p. 376, 2012)

2.16 RELAÇÃO COM A TERMODINÂMICA

Para se compreender melhor o fenômeno de transferência de calor e termodinâmica tem que associar a teoria com a prática pois com a imagem do sistema formado na cabeça torna-se mais simples compreender os fenômenos de transferência de calor a termodinâmicos

Transferência de calor pode ser estudada de duas maneiras segundo Çengel (2012, p. 4) “Sistemas ou processos de engenharia podem ser estudados de forma experimental (testando e tomando medidas), ou analíticas (por meio de cálculos ou da análise matemática). Com a bancada poderá ser estudar das duas maneiras pois com os dados recolhidos na aula o aluno pode demonstrar seus conhecimentos através de cálculos e demonstrar seu conhecimento.

Segundo Van Wylen (p.11, 2009) “A termodinâmica é a ciência que trata do calor, do trabalho e daquelas propriedades das substâncias relacionadas ao calor e

ao trabalho. A base da termodinâmica, como a de todas as ciências, é a observação experimental.”

Para Çengel (2012, p.4)” a o estudo de transferência de calor pode ser determinada de duas maneiras. “Sistemas ou processos de engenharia podem ser estudados de forma experimental (testando e tomando medidas), ou analíticas (por meio de cálculos ou da análise matemática)”.

Çengel (2012, p. 9) define que a energia “pode ser transferida de ou para massa por meio de dois mecanismos: transferência de energia Q ou trabalho W .”

Fazer a análise termodinâmica do mesmo e logo após comparar com transferência de calor, pois para Incropera, e Witt (p. 8, 2003),

“A termodinâmica possa ser utilizada para determinar a quantidade de energia necessária, na forma de calor, para que um sistema passe de um estado de equilíbrio para outro, ela não leva em consideração que a transferência de calor é inerentemente um processo em desequilíbrio”

Para se fazer o fluido se movimentar será necessário uma bomba que é definida por Van Wylen (2009, p.149) “bomba é um equipamento utilizado para aumentar a pressão no fluido pela adição de trabalho de eixo (potência se estivermos analisando o fenômeno por unidade de tempo).”

O fluido será movimentado pelo trabalho da bomba sendo o trabalho definido por Van Wylen (2009, p.73) “a definição de trabalho envolve o levantamento de um peso, isto é, o produto de uma unidade da força (1 newton) atuando através de uma distância unitária (1 metro). Essa unidade de trabalho no SI é chamada de joule (J) ou seja $1 \text{ J} = 1 \text{ N} \cdot \text{m}$.”

O trabalho na termodinâmica no ponto de vista macroscópico como forma de “energia em trânsito, isto é, energia sendo transferida através da fronteira de um sistema”. (Sonntag e Borgnakke, p. 44, 2003).

“O trabalho realizado por um sistema é considerado positivo e o trabalho realizado sobre um sistema é considerado negativo” (Sonntag e Borgnakke, p. 44, 2003), no caso o trabalho que será realizado pela bomba de água será negativo.

Para se efetuar o cálculo do sistema sem perdas será utilizado as equações termodinâmicas com o sistema em 100% ou ciclo de Carnot, após ser feito alguns testes ao se obter valores necessários, será feito o cálculo do valor real com as equações de transferência de calor.

“O ciclo de Carnot representa um meio relativamente simples de avaliar a influência de temperaturas de operação outra importância é o fato de representar o limite máximo de eficiência de operação de um ciclo entre dois níveis de temperatura. Assim, qualquer ciclo real, operando entre os mesmos níveis, deve apresentar uma eficiência inferior àquela do ciclo de Carnot”. (Stoecker e Jabardo, 2002, p. 19)

2.17 CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

De acordo com a primeira lei da Termodinâmica, que é conhecida como principio da conservação de energia pode-se dizer que “estabelece que a energia não pode ser criada nem destruída durante um processo; pode mudar de forma.” (Çengel e Ghajar p. 11, 2012)

Que também pode ser apresentada da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} &(\text{energia total da entrada do sistema}) - (\text{Energia total de saída do sistema}) \\ &= (\text{mudança de energia do sistema}) \end{aligned}$$

Segundo site Infoescola (Suzana Lorena) “Seguindo mais ou menos o mesmo modelo da conservação de massas, em 1842, Julius Robert Mayer apresentou o modelo da conservação de energia. Dizendo que quando uma energia é perdida em uma reação, ela é transformada em uma energia de outro tipo. Assim como na conservação de massa, em um sistema completamente fechado a energia permanece a mesma, só que no caso da energia, o sistema também precisa ser isolado termicamente para evitar a perda em forma de calor.”

Para o site sofisica (visitado no dia,09/04/2017) “ A energia mecânica de um corpo é igual a soma das energias potenciais e cinética dele.”

A energia pode ser transferida para o meio com dito no trabalho, sendo assim Çengel e Ghajar (p.9, 2012) “ Energia pode ser transferida de ou para uma massa por meio de dois mecanismos: transferência de calor Q e trabalho W”.

2.18 RENDIMENTO TÉRMICO

Wyllen (p. 177, 2009) “Eficiência é a razão entre o que é produzido (energia pretendida) e o que é usado (energia gasta), porém essas quantidades devem ser claramente definidas.”

Sofísica “Podemos chamar de rendimento de uma máquina a relação entre a energia utilizada como forma de trabalho e a energia fornecida.”

Wyllen (p. 261, 2009) “Eficiência de uma máquina em que ocorre um processo envolve uma comparação entre desempenho real da máquina, sob dadas condições, e o desempenho que ela teria num processo real”. Sendo um exemplo a equação 13:

$$\text{Equação de rendimento térmico} \quad (13)$$

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{W_{\text{liq}}}{Q_{\text{H}}}$$

(Fonte: Equação retirada do livro de Fundamentos da Termodinâmica p. 261, 2009)

2.19 VAZÃO, MASSA E VELOCIDADE

Vazão em volume segundo Brunetti (p.73, 2009) “ O volume do fluido que atravessa a seção de área A no intervalo de tempo T e $V = S.A$, logo a vazão será:”

$$\text{Equação do fluido m}^3/\text{s} \quad (14)$$

$$Q = \frac{V}{T} \text{ ou } Q = V.A$$

(Fonte: Brunetti p. 73, 2009)

Segundo Wyllen (p. 114, 2009) “ Um sistema é definido como uma quantidade de matéria com massa e identidade fixa.”

Segundo Wyllen (p. 134, 2009) “A somatória das massas deve ser utilizada quando o volume de controle apresenta regiões de acúmulo de massa que apresentam estados termodinâmicos diferentes.”

Vazão mássica Potter (p.112, 2004) “ A vazão em massa é geralmente usada na especificação da quantidade de escoamento para um escoamento compressível e a vazão, para um fluido incompressível”.

Vazão mássica

$$\dot{m} = \rho, A. \dot{V} \quad (15)$$

(Fonte: Potter p.112,2009)

Onde:

$\dot{m}$ = vazão mássica (Kg/s);

ρ = massa específica do ar (kg/m³);

A_t = área total de entrada do condensador (m²).

$\dot{V}$ = Vazão volumétrica (m³/s)

Potter (p.112, 2004) “em termos de velocidade de média temos que para vazão em massa, supomos um perfil de massa específica uniforme, também supomos que a velocidade seja normal a área.”

Sofisica (cinemática, 2017) “A velocidade de um corpo é dada pela relação entre o deslocamento de um corpo em determinado tempo

2.20 MÉTODO DA EFETIVIDADE – NTU

Segundo Incropera e de Witt 4 ed. (p.327, 1998) “ Para definir a efetividade de um trocador de calor, devemos em primeiro lugar determinar a máxima taxa de transferência de calor possível em um trocador, q_{max} . Essa taxa de transferência de calor poderia, em princípio, ser obtida em um trocador em contracorrente com comprimento infinito.

Método da diferença de temperatura média logarítmica segundo Çengel e Ghajar (p. 641, 2012) “ Considere o escoamento em paralelo no trocador de calor de tubo duplo. Note que a diferença de temperatura ΔT entre os fluidos quente e frio é grande na entrada do trocador de calor, mas diminui exponencialmente em direção a saída. Como esperado, a temperatura do fluido quente e frio diminui, e a temperatura do fluido frio aumenta ao longo do trocador de calor, mas a temperatura do fluido nunca poderá exceder a do fluido quente, não importa o comprimento do trocador de calor.”

Diferença de temperatura média logarítmica

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \frac{(\Delta T_1)}{(\Delta T_2)}} \quad (16)$$

(Fonte: Çengel e Ghajar, p. 643 2012)

Onde:

$\Delta T_{\ln,cf}$ = temperatura média logarítmica (°C);

ΔT_1 = temperatura inicial (°C);

ΔT_2 = temperatura final (°C).

Çengel e Ghajar (p. 652, 2012) “Kays e London sugeriram, em 1955, o método chamado Método da efetividade- NTU, que simplificou muito a análise de trocadores de calor.”

De acordo com Çengel o método é um parâmetro adimensional chamado de efetividade da transferência de calor ε demonstrada na equação 17 :

Efetividade do Calor

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{\max}} = \frac{\text{(Taxa de transferência de calor real)}}{\text{Taxa de transferência de calor máximo possível}} \quad (17)$$

Foi desenvolvido relações para um certo número de trocadores de calor, que são apresentados na figura 12.

Segundo Incropera e de Witt 4 ed. (p.327, 1998), “ Por definição, a efetividade é um parâmetro adimensional, deve estar no intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$, Ela é útil, uma vez que, se os valores de ε , $T_{q,e}$ (temperatura externa) e $T_{f,e}$ (temperatura interna) forem conhecidos, a taxa real de transferência de calor pode ser determinada de imediato pela expressão.”

$$q = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (18)$$

Onde:

$C_{\min}$ é a taxa que apresentar menos valor entre C_f ou C_q

Segundo Incropera e de Witt 4 ed. (p.327, 1998), “o número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor.” Que pode ser definida pela equação 19:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (19)$$

TABELA 11-4	
Relações de efetividade para trocadores de calor: $NTU = UA_s / C_{\min}$ e $c = C_{\min} / C_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min} / (\dot{m}c_p)_{\max}$	
Tipo de trocador de calor	Relação de efetividade
1 Tubo duplo:	
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 Casco e tubo:	
Um passe no casco 2, 4,... passes nos tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 Escoamento cruzado (Um único passe)	
Ambos os fluidos sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0,22}}{c} [\exp(-c NTU^{0,78}) - 1] \right\}$
$C_{\max}$ com mistura	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp[-c(1 - \exp(-NTU))])$
$C_{\min}$ sem mistura	
$C_{\min}$ com mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
$C_{\max}$ sem mistura	
4 Todos os trocadores de calor com $c = 0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

De W. M. Kays e A. L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3. ed. McGraw-Hill, 1984. Reimpressa com permissão de William M. Kays.

Figura 12 relação de efetividade para trocadores de calor

(Fonte: Çengel e Ghajar, p. 656 2012)

Para se fazer leitura nos gráficos abaixo tem-se que fazer algumas observações:

Çengel e Ghajar (p. 656, 2012) "O valor da efetividade de 0 a 1. Ela aumenta rapidamente com o NTU para valores pequenos (até cerca de $NTU=1,5$) mas muito devagar para valores maiores, sendo que a utilização de um trocador de calor com grande NUT (geralmente maior que 3) e, portanto uma grande dimensão pode não ser justificada economicamente, uma vez que um grande aumento do NUT, neste caso, corresponde a um pequeno aumento de efetividade. Assim, um trocador de calor com elevada efetividade pode ser desejável do ponto de vista da transferência de calor, mas indesejável do ponto de vista econômico."

Çengel e Ghajar (p. 656, 2012) "Para um dado NUT e uma razão de capacidade $c = C_{min}/C_{max}$, o trocador de calor contracorrente tem maior efetividade, seguido de perto pelo trocador de calor de escoamento cruzado com ambos os fluidos sem mistura. Como você esperava, os menores valores de efetividade são encontrados em trocadores de calor de escoamento paralelo."

Çengel e Ghajar (p. 656, 2012) "A efetividade de trocador de calor é independente da razão de capacidade c para valores de NUT inferiores a cerca de 0,3."

Çengel e Ghajar (p. 656, 2012) "O valor da razão de capacidade c varia entre 0 e 1. Para um dado NUT a efetividade torna-se máxima para $c=0$ e mínima para $c=1$. Caso $c = C_{min}/C_{max} \rightarrow \infty$ corresponde ao $C_{máx} \rightarrow \infty$, que é obtido durante o processo de mudança de fase de condensador ou evaporador."

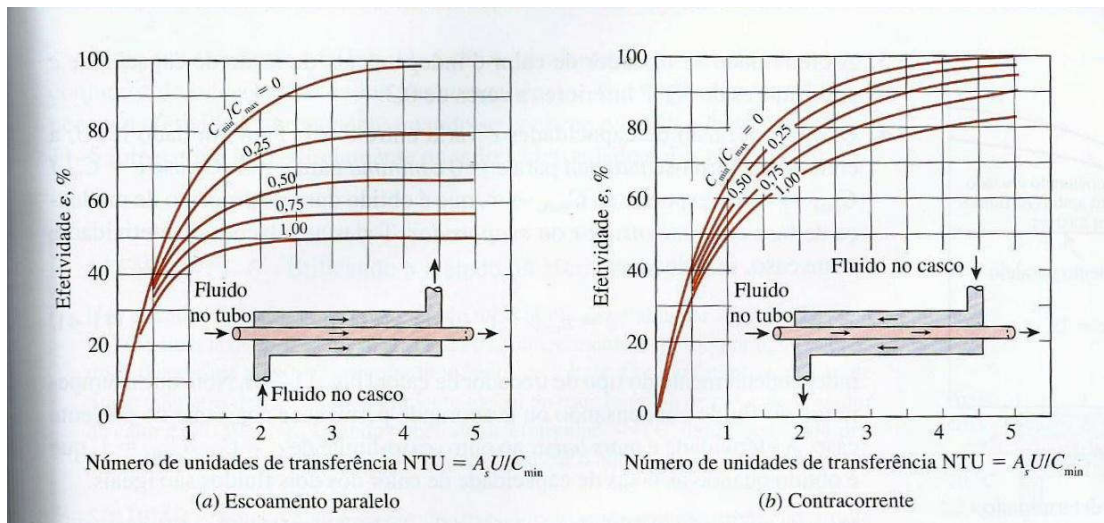


Figura 13: Efetividade de trocadores de calor.

Fonte: (Ghajar e Çengel p. 657, 2012)

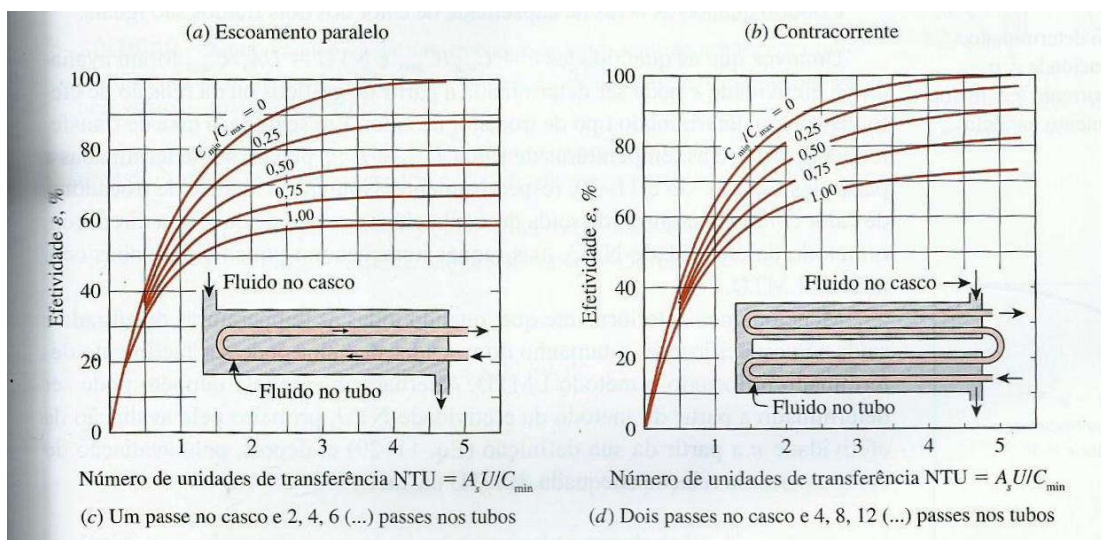


Figura 14: Efetividade de trocadores de calor

Fonte: (Ghajar e Çengel p. 657, 2012)

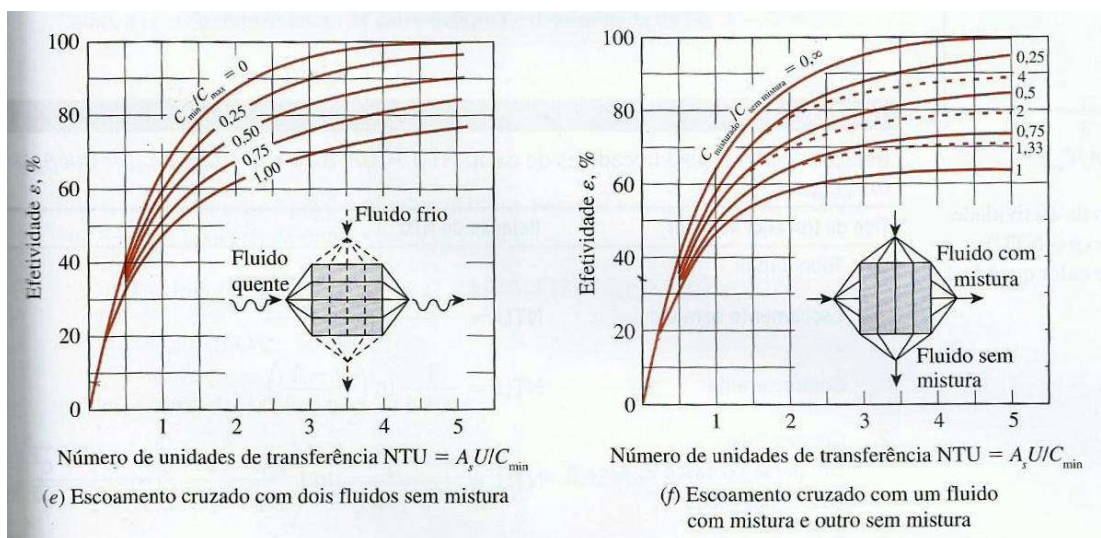


Figura 15: Efetividade de trocadores de calor.

Fonte: (Ghajar e Çengel p. 657, 2012)

2.21 PROPRIEDADE DOS FLUIDOS E MATERIAIS

Segundo Potter e Wiggert (p.10, 2002) diz que a massa específica definida da equação 24 como massa por unidade de volume.

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (20)$$

Equação da Massa Específica

(Fonte: Potter e Wiggert p.10, 2002)

Viscosidade: Potter e Wiggert (p.11, 2002) “pode ser imaginada sendo a aderência interna de um fluido. É responsável pelas perdas de energia associada ao transporte de fluidos em dutos, canais e tubulações.”

Potter e Wiggert (p.11, 2002) “Logo a taxa de deformação do fluido é diretamente ligada a viscosidade do fluido.”

Compressibilidade: Potter e Wiggert (p.14, 2002) “é definido como a razão da variação de pressão, pela mudança relativa da massa específica, enquanto a temperatura permanece constante.”

Tensão Superficial: Potter e Wiggert (p.15, 2002) “ é uma propriedade que resulta de forças atrativas entre moléculas. Sendo assim ela se manifesta apenas em líquidos, na sua interface, geralmente na interface líquido-gás. As forças entre moléculas no interior do líquido são iguais em todas as direções, e como, resultado, nenhuma força é resultante é exercida entre as moléculas. Porém, numa interface, as moléculas exercem uma força que tem uma resultante na camada interfacial. Essa força segura uma gota pendurada em uma barra e limita o tamanho da gota que ali pode ser segurada.”

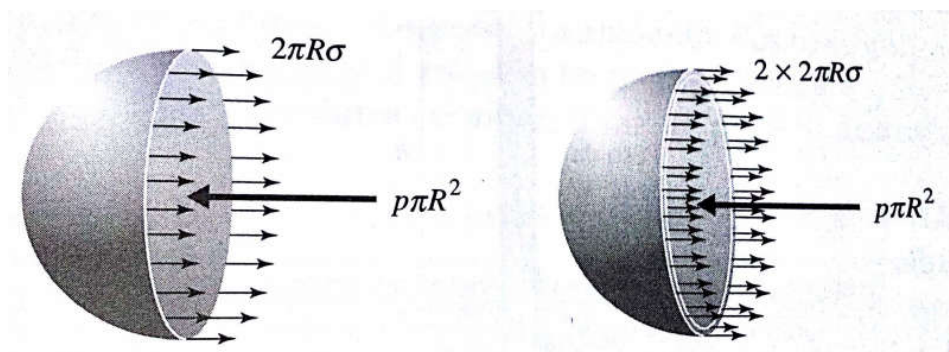


Figura 16: Demonstração de tensão superficial.

(Fonte: Potter e Wiggert p.17, 2002)

Pressão e vapor: Potter e Wiggert (p.17, 2002) “ quando uma pequena quantidade de líquido é colocado em um recipiente fechado, uma certa fração do líquido vaporizara. A vaporização quando é atingido o equilíbrio entre os estados de líquido e gasoso da substancia no recipiente- em outras palavras, quando o número de moléculas escapando da superfície da água é igual ao número de moléculas entrando.”

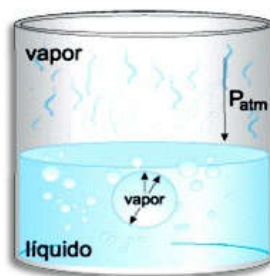


Figura 17: Exemplo de pressão de vapor.

(Fonte: Site Química Prof. João Neto)

2.22 CONTROLADORES DE TEMPERATURA

Controladores de temperatura conforme figura 18, informam a temperatura do local, tendo na prática os que apenas demonstram a temperatura ambiente, e outros que fazem controle do ambiente, em casos industriais.

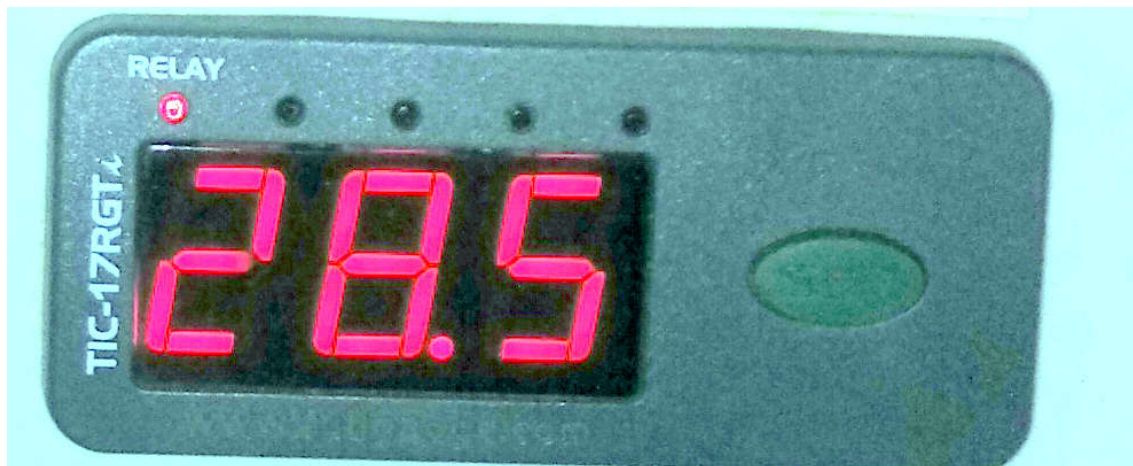


Figura 18: controlador de temperatura Full Gauge

(Fonte: Autor)

Segundo site Pakari (visitado dia 24/04/2017) “O controlador de temperatura industrial é um aparelho que deve alterar a temperatura ambiente para a temperatura desejada através do aquecimento ou do arrefecimento. Um controlador de temperatura industrial deve ter em sua estrutura uma entrada, um valor de processo, o set point e a saída.”

Para o site manutenção e suprimentos (visitado no dia 24/04/2017) nos diz que “O controle de temperatura é essencial na formação de um produto adequado. Se a temperatura desliza acima ou abaixo da faixa ideal necessária para uma determinada fase de um processo de fabricação, os resultados podem ser a má aderência de um revestimento, um material com base enfraquecida, ou um componente global comprometido, de modo que se torna cada vez mais importante o fabricante não apenas determinar a temperatura adequada para cada fase, mas também monitorar a temperatura no interior da máquina para receber um resultado apropriado.”

Os controladores de temperatura funcionam segundo catálogo da Digimec:

“O sinal proveniente de um sensor de temperatura localizado no local onde tal variável vai ser controlada, é comparado com outro gerado internamente quando se ajusta o valor desejado na escala do aparelho. A diferença entre esses dois sinais é amplificada e atua no circuito do controlador ligando ou desligando o circuito de aquecimento (ou de resfriamento) do equipamento para zerar esse valor.”

2.23 BOMBAS

Segundo Fox e MacDonald (p. 323, 2001) “Nas máquinas de deslocamento positivo, a transferência de energia é feita por variações de volume que ocorrem devido ao movimento da fronteira na qual o fluido está confinado”

Turbo bombas segundo Potter e Wiggert (p.478, 2009) “Uma turbo bomba consiste em duas partes principais: um impelidor, que impõe um movimento giratório ao líquido, um tubo coletor, ou carcaça que direciona o líquido para a região do impelidor e transporta-o para fora sob pressão mais alta.”

As bombas demonstrada conforme figura 19 tem-se vários tipos e a mais utilizada atualmente é a fluxo radial ou bomba centrífuga, o seu funcionamento da seguinte maneira Potter e Wiggert (p.479, 2009) “as pás do impelidor são geralmente curvadas pás trás e impelidor é relativamente estreito. A medida que o impelidor se torna mais largo as pás tem curvatura dupla, entornando-se na extremidade de sucção. Tais bombas transportam líquidos gerando aumento de pressão.”

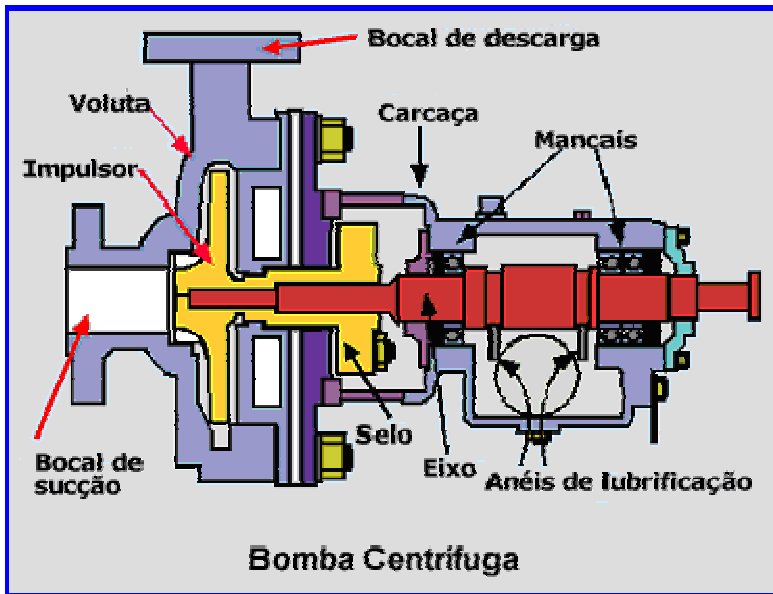


Figura 19 Bomba centrífuga.

(Fonte: Apostila de Elton Lima, site Ebah.)

3 METODOLOGIA DE PESQUISA

Foi feito testes no laboratório, recolhido os dados, com base nas informações adquiridas, será apresentado os cálculos de eficiência do sistema conforme equações das literaturas estudadas e apresentar aplicabilidade do sistema proposto. A pesquisa documental foi feita em livros, periódicos, artigos, disponíveis na internet. Sendo esta quantitativa e qualitativa com a utilização de cálculos comparativos para uma determinada finalidade, e ver qual a quantidade real de energia que o equipamento transmite para o ambiente.

4 ANÁLISE E CÁLCULOS DO TROCADOR DE CALOR

4.1 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES DA BANCADA

Para elaboração dos cálculos foram feitos 2 testes de laboratório com o sistema ligado por um período de 10 minutos, com isto recolhido alguns dados como temperatura inicial ambiente, umidade do ar, temperatura de saída de ar do condensador, velocidade do ar na entrada com condensador, temperatura de saída de água do sistema e temperatura do reservatório.

Os dados dos componentes do sistema serão apresentados logo abaixo:

- Bomba centrífuga da marca Rotoplast, conforme indicada na figura 20 com tensão de trabalho de 220 volts, potência 370 w, altura manométrica máxima de 6,7 m, vazão máxima de 40 L/min, rotação de 3450 rpm e conexão de saída de 3/4" ;

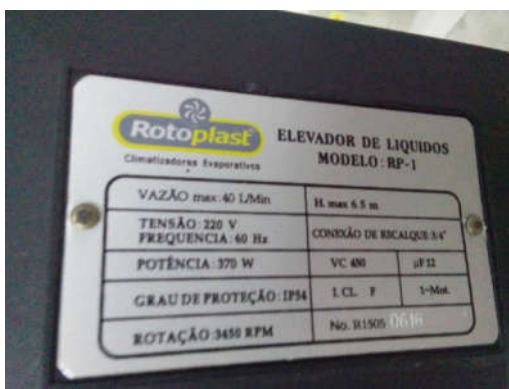


Figura 20: Placa de dados da bomba centrífuga.

(Fonte: autor)

- O motor de ventilação da marca Elgin conforme figura 21, utilizando como alimentação 220 v com frequência de 60 hz e 1550 rpm, as hélices possuem diâmetro de 24 cm e a velocidade do vento fornecida é cerca de 8 m/s;



Figura 21: Dados do motor de ventilação do sistema.

Fonte: autor

- Resistência para aquecimento de boiler de 3000 w com alimentação de 220 v e 13 A de corrente elétrica.

- Reservatório de água possui 30 cm de altura e diâmetro de 35,6 cm.
- Condensador tem a estrutura e tubos são de aço inox conforme a figura 22, possui 24 tubos de 3/4" ou cerca de 19,05 mm colocados de maneira escalonada, a entrada de ar do condensador possui 40 cm de largura por 24 cm de altura, a saída tem forma circular de acordo com a hélice do motor elétrico com diâmetro de 26 cm, possui cerca de 92 aletas de aço inox



Figura 22: Condensador.

(Fonte: Autor)

- Dois controladores da marca Full Gauge modelo Tc 900 R distribuídos na figura 22 utilizado para determinar a temperatura da entrada de água (controlador da esquerda) do sistema, e a temperatura de saída do ar do exaustor (controlador da direita).
- Um indicador de temperatura ambiente da marca externo para Incoterm, utilizado para determinar, a temperatura ambiente, dos reservatório e a umidade relativa do ar

- Um termostato para que a temperatura do sistema não ultrapasse a temperatura desejada.

4.2 DESENVOLVIMENTO DOS CÁLCULOS

A tabela 1 indica os dados retirados do sistema inicial e após dez minutos ligado.

Tabela 1: Dados iniciais retirados com o sistema ligado

Temperatura ambiente	24 °C
Temperatura superficial de entrada de água	49,7 °C
Temperatura do reservatório	58,5 °C
Temperatura de saída do ar no condensador	44 °C
Temperatura de saída da água do sistema	40 °C
Umidade relativa do ar	69%

(Fonte: Autor)

Após 10 minutos ligados foram obtidos os dados da tabela 2:

Tabela 2: Segunda leitura feita.

Temperatura ambiente	30,8 °C
Temperatura superficial de entrada de água	51,8°C
Temperatura do reservatório	59,5 °C
Temperatura de saída do ar no condensador	45,6 °C
Temperatura de saída da água do sistema	44 °C
Umidade relativa do ar	68%

(Fonte: Autor)

4.3 DEMONSTRAÇÃO DOS CÁLCULOS UTILIZADOS

Inicialmente foi feito a análise termodinâmica do sistema utilizando como referência o sistema de Carnot, que demonstra a maior transferência de energia sem percas no sistema.

Estado 1 Dados da água

Tabela 3: Dados iniciais da água

T_1	24 °C
H	100,684 Kj/kg
ν	0,0010028 m ³ /kg
U	100,67 kj/\kg
Cp	4180,4 J/kg.K

Fonte: Autor

Tabela 4: Dados do reservatório de água após aquecido

T_2	58,5 °C
H	244,83 KJ/kg
ν	0,0010164 m ³ /kg
U	244,82 kJ/kg

(Fonte: Autor)

Onde:

T= temperatura (°C);

h= entalpia (kJ/kg)

ν = Volume específico (m³/kg)

Para determinar a energia total utilizada para aquecer a água será utilizada a equação 25:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (21)$$

Onde:

Q= transferência de calor em KJ.

m= massa de água em kg.

ΔT = Variação de temperatura do sistema, $T_1 - T_2$, em °C.

Logo:

$$Q = 29,76 \text{ (kg)} \cdot (4,18 \text{ (kJ/kg.k)}) \cdot (59,5 - 24) \text{ (°C)}$$

$$\mathbf{Q = 4416,51 \text{ kJ}}$$

Tempo para aquecimento pode ser calculado na seguinte equação 22:

$$t = \frac{Q}{Q_1} \quad (22)$$

Onde:

t= tempo em segundos.

Q = energia total utilizada para aquecer os reservatório em KJ.

Q_1 = energia fornecida pela resistência elétrica em KJ/s

Logo:

$$t = \frac{4416,51}{3}$$

$t = 1472$ s ou 24,53 minutos

De acordo com o sistema de Carnot pode-se calcular a energia retirada da água e transmitida para o ambiente através da primeira Lei da Termodinâmica descrita na equação 23.

$$Q + m_1 \cdot h_1 = m_2 \cdot h_2 + W \quad (23)$$

Onde :

Q = transferência de calor em KJ.

m_1 e m_2 = vazão mássica do sistema em kg/s

h_1 e h_2 = Entalpia inicial e final do ciclo dada em KJ/kg

W = trabalho realizado em KJ.

Como o modelo estudado a pressão e o volume é constante então pode-se dizer que não há trabalho realizado logo, $W = 0$, a equação 24 pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$Q = m \cdot (h_1 - h_2) \quad (24)$$

Como se tem apenas a vazão volumétrica indicada na placa de identificação da bomba que é cerca de 40 l/min deve transformar em vazão mássica logo :

$1 \text{ m}^3 = 1000 \text{ l}$ então 40l / min torna-se 0,04 m^3/min .

E 1 minuto possui 60 segundos logo:

$$V = \frac{0,04 \text{ m}^3/\text{min}}{60 \text{ (s)}} = 6,66 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Utilizando a equação do volume:

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot v \quad (25)$$

Onde:

V = Vazão volumétrica (m^3/s).

m = vazão mássica (Kg/s).

v = volume específico da água (m^3/kg).

Logo:

$$6,66 \cdot 10^{-4} = m \cdot 0,661064$$

$$m = 0,6259 \text{ kg/s}$$

Utilizando o valor da vazão mássica na equação 28 tem-se:

$$Q = 0,6259 (kg/s) \cdot (244,83 - 100,64) (KJ/kg)$$

Logo:

$$Q = 90,24 \text{ KJ/s ou } 90 \text{ KW}$$

De acordo com o resultado obtido de 90,24 kJ/s será o valor máximo retirado da água e transmitido para o ar em forma de transferência de calor.

4.3.1 Dados do Ar

Tabela 3: Dados do ar termodinâmicos do ar

Estado 1		Estado 2	
T_1	24 °C	T_2	40 °C
H	297,46 KJ/kg	H	313,54 KJ/kg

(Fonte: Autor)

Para se determinar a vazão de massa de ar que passa através do condensador utiliza-se a equação 18:

$$m = \rho \cdot v \cdot A_t$$

Logo:

$$m = 1,188.(\text{kg/m}^3) \cdot 8 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \cdot \left(\frac{0,26^2 \cdot \pi}{4}\right)(\text{m}^2)$$

$$\mathbf{m = 0,5045 \text{ kg/s}}$$

Utilizando a equação 18:

$$Q_{ar} = 0,5045 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right) \cdot (313,54 + 297,46) \left(\frac{\text{Kj}}{\text{kg}}\right)$$

$$\mathbf{Q_{ar} = 8,1 \text{ kj/s}}$$

A carga máxima que o ar poderá retirar do condensador será de 8 Kj/s.

O ambiente de teste tem 5 metros de comprimento, 3,6 de largura e 2,7 de altura. Fazendo cálculo do volume de ar que o ambiente tem chegou-se a 48,6 m³.

Para se calcular a massa de que havia no ambiente utilizou-se a equação 30, logo:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (26)$$

Onde :

ρ = peso específico (kg/m³);

m= Massa (Kg);

V= volume (m³)

Logo:

$$m = 48,6 (\text{m}^3) \cdot 1,168(\text{kg/m}^3)$$

$$\mathbf{m = 57,73 \text{ kg}}$$

Utilizando a equação 25:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$Q = 50,73(kg) \cdot 1,007 \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right) \cdot (30,8 - 24) K$$

$$Q_{ar} = 756,05 KJ$$

E utilizando a equação 26 para achar o tempo1:

$$t = \frac{756,06(KJ)}{8,1 \left(\frac{KJ}{s} \right)}$$

$$t = 93,34 s$$

Logo para saber quanto tempo o ambiente levará para chegar a 30,8°C será de 93,34 segundos ou 1,55 minutos.

4.3.2 Cálculos de Transferência de Calor

Após serem feitos os cálculos termodinâmicos pode-se calcular qual quantidade de energia retirada da água taxa de calor transmitida através de cálculos de transferência de calor onde trará uma ideia mais clara do que acontece no ambiente testado. Para calcular a quantidade de calor transmitida utilizou-se a equação 25:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Porem antes de realizar os cálculos deve ser achado a temperatura média para achar o calor específico da água, sendo assim:

$$T_m = \frac{58,5 + 40}{2}$$

$$T_m = 49,25 ^\circ C$$

Tabela 4: Dados do ar e da água a 49,25°C

Ar		Água	
ρ	1,0945 kg/m ³	ρ	988,4 kg/m ³
C_p	1,007 KJ/kg.k	C_p	4180,85 J/kg.k
K	0,02728 w/m.k	K	0,6429 w/m.k
μ	1,9597.10 ⁻⁵ kg/m.s	μ	0,5543.10 ⁻³ kg/m.s
ν	1,7908.10 ⁻⁵ m ² /s	V_l	0,0010117 m ³ /kg
Pr	0,7279	Pr	3,604

(Fonte: Dados retirados da tabela A-9 e A-15 de Çengel e Ghajar p. 878 e 884, 2012).

Utilizando a equação 18:

Para cálculo da velocidade do fluido utiliza-se a equação 29:

$$\dot{V} = v.A_c \quad (27)$$

Onde:

$\dot{V}$ = Vazão volumétrica (m³/s);

v = velocidade do fluido (m/s);

A_c = área da seção circular (m²).

Logo:

$$6,66.10^{-4} = v.2,85.10^{-4}$$

$$v = 2,33 \text{ m/s}$$

$$m = 2,33 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) . 998,4 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) . 2,85.10^{-4} \text{m}^2$$

$$m = 0,6563 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q = m.c_p.\Delta t$$

$$Q_{\text{água}} = 0,6563 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) . 4180,85 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg.K}} \right) . (58,5 - 40) \text{K}$$

$$Q_{\text{água}} = 50761,99 \left(\frac{\text{J}}{\text{s}} \right)$$

Calculando a retirada de calor do ar:

$$Q_{ar} = 0,5045 \left(\frac{kg}{s} \right) \cdot 1,007 \left(\frac{kJ}{kg} \cdot K \right) \cdot (45,6 - 30,8)K$$

$$Q_{ar} = 7,51 \frac{kJ}{s}$$

“A área de transferência de calor no lado dos tubos é a superfície total dos tubos, determinada a partir:”(Çengel e Ghajar, p.650,2012)

$$A_t = n \cdot \pi \cdot D \cdot L \quad (28)$$

Onde:

A_t = Área total superficial dos tubos (m^2);

n = número total de tubos;

D = diâmetro dos tubos (m);

L = comprimento dos tubos(m).

Logo:

$$A_t = 24 \cdot \pi \cdot 0,01905 \cdot 0,6$$

$$A_t = 0,8616 m^2$$

“Conhecendo a área total da superfície e a taxa de transferência de calor, pode-se determinar o coeficiente global de transferência de calor. :”(Çengel e Ghajar, p.650,2012)

Logo:

$$Q = U \cdot A_t \cdot F \cdot \Delta T_{lm,cf} \quad (29)$$

Onde:

Q = Taxa de transferência de calor (Kj/s);

A_t = Área total dos tubos.

F = fator de correção;

$\Delta T_{lm,cf}$ = temperatura média logarítmica ($^{\circ}C$)

Para se determinar a temperatura média logarítmica utiliza-se a equação 20:

$$T_{lm,cf} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

Onde :

$$\Delta T_1 = T_{\text{água}} - T_{\text{ar}}$$

$$\Delta T_1 = (58,5 - 44)$$

$$\Delta T_1 = 14,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{saída de água}} - T_{\text{ar entrada}}$$

$$\Delta T_2 = (40 - 24)$$

$$\Delta T_2 = 16^\circ\text{C}$$

Logo:

$$T_{\text{lm,cf}} = \frac{(14,5 - 16)}{\ln\left(\frac{14,5}{16}\right)}$$

$$T_{\text{lm,cf}} = 15,23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P = \frac{T_{\text{água saída}} - T_{\text{água entr.}}}{(T_{\text{ar entr.}} - T_{\text{água entr.}})} \quad (30)$$

$$P = \frac{40 - 58,5}{24 - 58,5}$$

$$P = 0,5262$$

$$R = \frac{T_{\text{ar entr.}} - T_{\text{ar sai}}}{T_{\text{água sai.}} - T_{\text{água entr}}} \quad (31)$$

$$R = \frac{24 - 44}{40 - 58,5}$$

$$R = 1,08$$

De acordo com os resultados de R e P utiliza-se um gráfico para obter o fator de correção no livro de Çengel p. 645 figura 11-18 c, onde este se encontra o valor de correção onde vem a ser F= 0,9. Isolando coeficiente global de transferência de calor (U), da equação 32 têm-se:

Então:

$$U = \frac{Q}{A_i \cdot F \cdot T_{lm,cf}}$$

$$U = \frac{50,76 \left(\frac{Kj}{kg}\right)}{0,8611 (m^2) \cdot 0,9.15,23 (^\circ C)}$$

$$U = 4,30 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Obtendo estes resultados pode-se calcular a efetividade e o método NTU, para que isto ocorra o primeiro passo é calcular as taxas de capacidade de calor do fluido, e identificar a menos delas. Sendo assim temos a equação 34:

$$C = \dot{m} \cdot C_p \quad (32)$$

Onde:

C = taxas de capacidade de calor do fluido (kw/K);

m= vazão mássica (kg/s);

Cp: específico (J/kg.K)

Logo:

$$C_{\acute{a}gua} = 4,18 \left(\frac{kg}{s}\right) \cdot 0,6563 \left(\frac{KJ}{kg \cdot K}\right)$$

$$C_{\acute{a}gua} = 2,6162 \text{ Kw/K}$$

$$C_{ar} = 1,007 \left(\frac{kg}{s}\right) \cdot 0,5043 \left(\frac{KJ}{kg \cdot K}\right)$$

$$C_{ar} = 0,5078 \text{ Kw/K}$$

Portanto:

$$C_{min} = C_{ar}$$

$$C_{min} = 0,5078 \text{ Kw/K}$$

Então:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x.}} \quad (33)$$

$$C = \frac{0,5078}{2,6162}$$

$$C = 0,1940$$

Logo a taxa de calor máxima transmitida é dada pela equação 36:

$$Q_{\max} = C_{\min} (T_{\text{água entr}} - T_{\text{Ar min}}) \quad (34)$$

$$Q_{\max} = 0,1940 \left(\frac{\text{Kw}}{\text{K}} \right) \cdot (58,5 - 24)(\text{K})$$

$$Q_{\max} = 6,693 \text{ Kw}$$

Então o NTU deste trocador de calor vem a ser de acordo com a equação 15:

$$NTU = \frac{A_s \cdot U}{C_{\min}}$$

$$NTU = \frac{(0,8616(\text{m}^2) \cdot 4,30 \left(\frac{\text{Kw}}{\text{m}^2} \cdot \text{K} \right))}{0,5078 \text{ Kw/K}}$$

$$NTU = 7,29$$

Para calcular a efetividade utiliza-se a equação 35:

$$\varepsilon = \frac{1}{C} \cdot (1 - \exp\{-C \cdot [1 - \exp(-NTU)]\}) \quad (35)$$

Logo:

$$\varepsilon = \frac{1}{0,1940} \cdot (1 - \exp\{0,1940 \cdot [1 - \exp(-7,29)]\})$$

$$\varepsilon = 0,9084$$

Então:

$$Q = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{\max} \quad (36)$$

$$Q = 0,9084 \cdot 6,693$$

$$Q = 6,08 \text{ Kw}$$

4.4 CONVECÇÃO NATURAL X CONVECÇÃO FORÇADA

Neste tipo de condensador também pode-se calcular a convecção natural misturado com a convecção forçada. Considerando o ar como gás ideal, existem condições de operações constantes, as propriedades são constantes. Tendo como dados da tabela 1 fazendo uma média da temperatura superficial de entrada e a temperatura superficial de saída, sendo assim tem-se:

$$T_{sm} = \frac{49,7 + 40}{2}$$

$$T_{s\ m} = \mathbf{44,85\ C^{\circ}}$$

Como a temperatura do ar está a 24°C e a temperatura superficial média do condensador deu 44,85 °C, logo a média de temperatura do ar e superficial será 34,42°C, os dados interpolando obtidos da Tabela A-15 p. 878 do livro de Çengel e Ghajar, tem-se a tabela 5:

Tabela 5: Dados do ar a 34,42 °C

P	1,1472 kg/m ³
Cp	1007 j /kg.k
K	0,02620 w/m. k
A	2,269.10 ⁻⁵ m ² /s ²
μ	1,8923.10 ⁻⁵ kg/m.s
ν	1,6451.10 ⁻⁵ m ² /s
Pr	0,7269

(Fonte: Tabela A-15 p. 878 do livro de Çengel e Ghajar)

$$Gr_l = \frac{(g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{\infty}) \cdot L_c)}{\nu^2} \quad (37)$$

Onde:

Gr_l= número de Grashov;

g= aceleração gravitacional (m/s²);

β = coeficiente de expansão volumétrica $1/k$ ($\beta= 1/T$);

T_s = temperatura superficial ($^{\circ}\text{C}$);

L_c = comprimento característico da geometria (m);

ν = Viscosidade cinemática do fluido (m^2/s);

T_{∞} = Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$).

Logo:

$$Gr_l = \frac{9,81 \cdot 3,2513 \cdot 10^{-5} \cdot (44,85 - 24) \cdot 14,4}{(1,6451 \cdot 10^{-5})^2}$$

$$Gr_l = 3,5384 \cdot 10^{10}$$

$$Ra_l = Gr_l \cdot Pr \quad (38)$$

$$Ra_l = 3,5384 \cdot 10^{10} \cdot 0,7269$$

$$Ra_l = 2,57 \cdot 10^{10}$$

Cálculo de Nusselt conforme na equação 41:

Logo:

$$Nu = \left\{ \frac{0,6 \cdot 38 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (39)$$

Então:

$$Nu = 0,6 + \frac{0,38 \cdot (2,57 \cdot 10^{10})^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{0,7269} \right)^{9/16} \right]^{8/27}}$$

$$Nu = 315,72$$

O passo seguinte é calcular a velocidade máxima com a equação 42 que o ar pode escoar por entre as aletas do sistema, onde na figura 24 há um esboço e as medidas necessárias para calcular.

$$V_{\text{máx}} = \frac{St}{2 \cdot (sd - D)} \quad (40)$$

Logo:

$$V_{\text{máx}} = \frac{0,02905}{2 \cdot (0,02791 - 0,01905)} \cdot 8$$

$$V_{\text{máx}} = 13,11 \text{ m/s}$$

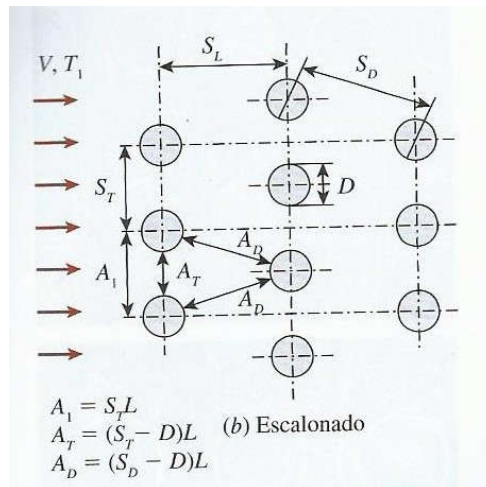


Figura 23: banco de tubos de forma escalonada.

(Fonte: Çengel e Ghajar p.440, 2012)

Para calcular a segunda etapa deve-se calcular o Nusselt da água, há necessidade de calcular Reynolds , descrita na equação 43:

$$Re = \frac{(\rho \cdot V_{\text{máx}} \cdot D)}{\mu} \quad (41)$$

$$Re = \frac{1,1488 \cdot 13,11 \cdot 0,01905}{1,89 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 15177,08$$

Logo :

$$Nu = 0,35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} \cdot Re^{0,8} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (42)$$

$$Nu = 0,35 \cdot \left(\frac{0,01}{0,032} \right)^{0,2} \cdot 15177,08^{0,8} \cdot 0,7269^{0,36} \cdot \left(\frac{0,7269}{3,57} \right)^{0,25}$$

$$\mathbf{Nu = 367,55}$$

Fazendo o calculo do Nusselt combinado tem-se a equação 45:

$$Nu_{combi} = (Nu_{forç.}^3 + Nu_{natural}^3)^{\frac{1}{3}} \quad (43)$$

$$Nu_{comb.} = (315,72^3 + 367,55^3)^{1/3}$$

$$\mathbf{Nu_{combi.} = 432,89}$$

Após descoberto o Nusselt combinado há necessidade de calcular o coeficiente de convecção utilizado a equação 15:

$$432,89 = \frac{0,01905 (m)}{0,026176 \frac{W}{K.m}}$$

$$\mathbf{h = 594,82 \frac{W}{m^2.K}}$$

Para se ter melhor eficiência no resultado obtido nos cálculos será considerado a área aletada dos tubos dispostos no condensador, sendo assim a área da troca de calor se torna maior. As aletas possuem 0,8mm de espessura, 0,3 m de largura e 0,24 m de altura, com um total de 92 aletas. Foi admitido que os tubos estivessem sobrepostos em um tubo apenas em linha reta, com as aletas distribuídas através da área superficial.

Logo:

$$rea\ total\ dos\ tubos = \frac{24 \cdot \pi \cdot 0,01905^2}{4}$$

$$\mathbf{At = 6,84 \cdot 10^{-3} m^2}$$

$$A_{aletada} = 0,3 \cdot 0,24$$

$$A_{ale.} = 0,072 \text{ m}^2$$

$$At = 6,84 \cdot 10^{-3} \cdot 0,072$$

$$At = 0,06559 \text{ m}^2$$

$$0,06559 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D = 0,26 \text{ m}$$

Portanto a aleta tem diâmetro das aletas de 0,26 m com raio de 13 cm. Calculando a área aletada mais a área do tubo tem-se:

$$A_t = 2 \cdot \pi \cdot 0,13 \cdot 8 \cdot 10^{-4} \cdot 92,24$$

$$A_t = 1,44 \text{ m}^2$$

$$A_s = 2 \cdot \pi \cdot 0,01905 \cdot 14,4$$

$$A_s = 1,72 \text{ m}^2$$

$$A_t = 1,44 + 1,72$$

$$A_t = 3,16 \text{ m}^2$$

$$Tln = \frac{(44,5 - 44)}{\ln\left(\frac{44,85 - 44}{44,85 - 24}\right)}$$

$$\Delta T_{ln} = 6,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calculando o novo valor da taxa de transferência de calor obtendo a taxa de calor total transferida pelo condensador utilizando a equação abaixo:

$$Q = h \cdot A_s \cdot \Delta T_{ln}$$

$$Q = 594,82 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right) \cdot 3,16 \text{ (m}^2\text{)} \cdot 6,25 \text{ (K)}$$

$$Q = 11747,69 \text{ W}$$

4.5 PERDA DE PRESSÃO NA BOMBA

Pode-se calcular a perda de pressão da bomba e trabalho real que ela efetua no sistema. Pode-se iniciar os cálculos utilizando a equação 43 para calcular Reynolds logo:

$$Re = \frac{988,4 \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot 2,33 \left(\frac{m}{s} \right) \cdot 0,01905 (m)}{0,5543 \cdot 10^{-3} \left(\frac{kg}{m \cdot s} \right)}$$

Logo:

$$Re = 79147,78$$

De acordo com Çengel e Ghajar (p.468, 2012) “sob a maior parte do tubo das condições práticas, o escoamento do tubo é laminar se $Re < 2300$ e completamente turbulento para $Re > 10000$.” Como o valor de 79147,78 logo o escoamento é turbulento.

Primeiro tem-se que calcular a rugosidade relativa do tubo, que pode ser encontrada na figura 24, e utilizando a equação 47:

TABELA 8-3
Valores de rugosidade equivalente para tubos comerciais novos*

Material	Rugosidade ε^*	
	pé	mm
Vidro, plástico	0 (liso)	
Concreto	0,003-0,03	0,9-9
Madeira	0,0016	0,5
Borracha alisada	0,000033	0,01
Tubulação de cobre ou latão	0,000005	0,0015
Ferro fundido	0,00085	0,26
Ferro galvanizado	0,0005	0,15
Ferro forjado	0,00015	0,046
Aço inoxidável	0,000007	0,002
Aço comercial	0,00015	0,045

(Fonte: Çengel e Ghajar p. 491, 2012)

$$\frac{\varepsilon}{D}$$

(44)

Logo:

$$\frac{0,002 \text{ cm}}{1,905 \text{ cm}} = 0,001049$$

Após encontrar o valor da rugosidade relativa deve-se calcular o fator de atrito descrita na equação 48:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon / D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (45)$$

Logo:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log \left(\frac{0,001049}{3,7} + \frac{2,51}{79147,78 \cdot \sqrt{f}} \right)$$

$$f = 2,28 \cdot 10^{-2}$$

Para calcular a queda de pressão deve-se utilizar a equação 49:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (46)$$

$$\Delta P = 2,28 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{14,4(m)}{0,01905(m)} \cdot \frac{988,4 \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot 2,33^2 \left(\frac{m}{s} \right)}{2}$$

$$\Delta P = 42239,9 \text{ N/m}^2$$

E o trabalho da bomba é:

$$W = 6,66 \cdot 10^{-4} \cdot 42239,9$$

$$W = 28,13 \text{ W}$$

Com todos os dados já dispostos pode-se fazer o cálculo de eficiência logo:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{carnot}} \quad (47)$$

De acordo com a equação 50 pode-se calcular as eficiências do condensador, primeiramente irá ser calculado as eficiências da perda, de calor da água.

Calculo de eficiência teórico da água e do ar, para os seguinte distribuídos na tabela 6 abaixo:

Tabela 6: Valores das taxas de transferência de calor

Carga teórica Q	Valore (KJ/ s)
Q máximo	90,24
Q água	50,76
Q ar, máximo	8,1
Q ar real	7,51
Q máx calculado	6,693
Q corrigido	6,08
Q Nu combinado	11,74

(Fonte: Autor)

Calculando a eficiência destes valores tem-se a tabela 7:

Tabela 7: Demonstração dos Rendimentos

Indicação do rendimento	Rendimento (%)
η máximo	56,25
η ar	92,7
η real	51,78
Har	75,06

(Fonte: Autor)

Cálculos de eficiência

Eficiência de Carnot com a máxima troca de calor da água

$$\eta_{m\acute{a}x} = \frac{50,76}{90,24}$$

Portando:

$$\eta_{m\acute{a}x} = 0,5625$$

Eficiência máxima que o ar pode absorver calor:

$$\eta_{ar\ m\acute{a}x} = \frac{7,51}{8,1}$$

Portanto:

$$\eta_{ar\ m\acute{a}x} = 0,927$$

Eficiência da real troca de energia do sistema, com o valor máximo da troca de calor com o Nusselt combinado, com a troca de calor calculada com a efetividade:

$$\eta = \frac{6,08}{11,47}$$

Portanto:

$$\eta = 0,5178$$

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Foram feitos dois testes com o equipamento de retirado as leituras das temperaturas de cada componente que havia sensor, e com auxílio de um anemômetro foi possível medir a velocidade do ar no condensador. Após dez minutos foi feito mais uma anotação do sistema. Os dados estão demonstrados nas tabelas 1 e 2.

Para os cálculos, levou-se em consideração apenas os dados da tabela 01. O valor das variáveis termodinâmicas estão dispostas na tabela 03 onde os dados estão para o valor de 24 °C para o ar, e os dados da água estão na tabela 04, na temperatura de 58,5 °C.

Inicialmente, utilizou-se os dados termodinâmicos, pois com estes se obtém os valores máximos que o sistema pode fornecer, pois as perdas devido ao atrito e a perda de pressão da bomba, são desconsiderados.

Com os dados termodinâmicos, calculou-se a maior transferência de calor do sistema, pelo fato de se considerar apenas as variáveis de energia e vazão mássica, resultando na taxa de transferência de 90 KW. O mesmo foi feito com o ar, onde se tem potencial máximo, cedendo cerca de 8 KW.

Com os resultados dos cálculos de transferência de calor, notou-se que a quantidade máxima de energia que a água pode ceder ao meio seria cerca de 50,76 KW, ou seja, 39,4 KW a menos do total, tendo eficiência de 56,25%. Com o cálculo do método NUT e efetividade, cujo real valor aproximado é de 6,08 KW e, comparando-se com o valor cedido pelo ar, tem-se um rendimento de 75%.

A bomba realiza um trabalho de 28,13 KW e uma queda de pressão de 42,23 KPa, ocasionando assim um rendimento de 92%.

O cálculo de convecção com os tubos escalonados, onde se calculou com o Nusselt combinados, demonstrou que ocorre a troca de 11,74 KW, uma de eficiência 13%, comparada com a teórica de 90 KW.

Comprovou-se, pelo desenrolar da problemática na pesquisa, que no geral o sistema é eficiente tanto no rendimento, quanto na troca térmica com ar.

6 CONCLUSÃO

Com a bancada foi possível aplicar os conteúdos teóricos estudados nas matérias de transferência de calor e termodinâmica, na qual o objetivo principal foi testar a bancada num ambiente fechado. Com os dados de temperatura, velocidade da água e velocidade do ar, calculou-se as perdas de energia com as teorias citadas na metodologia e assim, demonstrar a eficiência energética da bancada.

Nos testes feitos foram obtidos resultados satisfatórios pois, a temperatura ambiente era de 24 °C (tabela 1), após funcionando do equipamento por um período de 10 minutos a temperatura ficou em 30,8 °C (tabela 2), ou seja o sistema estava transferindo cerca de 6,69 KW de calor para o ar do ambiente, tendo eficiência de 92%.

A água sedia calor do sistema para o meio, em cerca de 11,75 KW enquanto os cálculos termodinâmicos feitos através do método de Carnot ficou em cerca de 90 KW, com eficiência de 13%.

A bancada irá ficar para a instituição com o objetivo de ser estudada e melhorada através dos acadêmicos que tenham interesse em desenvolver estudos práticos. Conforme indicado no próximo capítulo esta tem a possibilidade de ser colocada em sistemas secundários.

Partindo destes pressupostos entende-se que os objetivos foram atendidos, pois este estudo possibilitou melhor compreensão dos conteúdos estudados, e encontrado uma aplicação didática as teorias vistas até o presente momento, possibilitando que outros acadêmicos usufruem desta bancada para, desenvolver melhor o aprendizado teórico.

7 TRABALHOS FUTUROS

Há possibilidade de melhoria da bancada, cujo acadêmico interessado em desenvolver a pesquisa, utilizar-se-á de cálculos, comprovando eficiência ou ineficiência do sistema.

Para melhorar a vazão, sugere-se a troca das mangueiras por tubos de metal, pois os mesmos mantêm as características físicas independente da temperatura do fluido, melhorando o escoamento interno da água diminuindo as perdas de pressão e energia cinética.

Acrescentar dois manômetros de pressão na entrada e na saída do condensador, para averiguar qual a real perda de pressão do sistema. Em série com a saída do condensador, acrescenta-se um medidor de vazão volumétrica no intuito de obter o valor real, e se este é coerente com que condiz na bomba d'água.

Tal sugestão, pode ser acrescentada como equipamento secundário para auxiliar a bancada de refrigeração, já que acoplada na serpentina de cobre em espiral, conforme figura 25, o fluido pode escoar no interior do tubo, e retirar a energia do fluido refrigerante. Consequentemente, a água escoa através do condensador e transmite calor para o meio, sendo desnecessário o uso da resistência elétrica para aquecimento da água. O calor retirado será utilizado para aquecer outro ambiente, ou retirar o excesso de umidade do ar.



Figura 24: Equipamento Acoplado na bancada de refrigeração

(Fonte: Autor)

A bancada pode ser acrescentada no sistema de refrigeração da figura 26, com uma serpentina de cobre colocada no interior do refrigerador, a água circulara no interior da serpentina, sendo resfriada, e conduzida até o condensador.



Figura 25: Sistema de Refrigeração

(Fonte: Autor)

8 REFERÊNCIAS

- BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos**. 2ª ed São Paulo- SP: Pearson, 2008.
- BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos**. São Paulo- SP: Pearson, 2005.
- ÇENGEL Yunus A., GHAJAR Afshin J. **Transferência de Calor e Massa**. 4ª ed. São Paulo, SP: AMGH Editora LTDA, 2012.
- CHERESOURCES.COM. **Imagem de Torre de Resfriamento de Fluxo Cruzado**. Disponível em: <http://www.cheresources.com/content/articles/heat-transfer/cooling-towers-design-and-operation-considerations>> Acesso em: 03 de abril de 2017.
- FOX, Robert. **Introdução a Mecânica dos Fluidos**. Rio de Janeiro- Rj: LTC, 2001.
- GHIZZE, Antônio. **Manual de Trocadores de Calor, Vasos e Tanques**. São Paulo: IBRASA, 1989.
- GORDON Van Wylen. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7ª ed. São Paulo- SP: Edgar Blücher, 2009.
- INCROPERA Frank P., DE WITT David P. **Transferência de Calor e Massa**. 4ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 1998.
- INCROPERA FRANK P., DE WITT DAVID P. **Transferência de Calor e Massa**. 5ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003.
- KREITH Frank, BOHN Mark S. **Princípios de Transferência de Calor e Massa**. São Paulo- SP: Pioneira Thomson, 2003.
- MACINTYRE Archibald Joseph. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. Rio de Janeiro-RJ: LTC, 2008.
- MAZE. **Trocadores de Calor Especiais**. Disponível em<<http://www.maze.ind.br/trocadores-calor-especiais>> Acesso em: 05 de abril de 2017.
- METALICA CONSTRUÇÃO CIVIL. **Principais Tipos de Trocadores de Calor**. Disponível em< <http://wwwo.metalica.com.br/principais-tipos-de-trocadores-de-calor>> Acesso em : 03 de abril de 2017.
- NOGUEIRA Diana. **Análise de Soluções Por Volumes Finitos Para Convecção Forçada em Canais de Trocadores de Calor**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica- Escola de Engenharia Universidade Federal Fluminense. Niterói- Rj).

PORTAL METALICA. Principais Tipos de Trocadores e Calor. Disponível em< <http://www.metalica.com.br/principais-tipos-de-trocadores-de-calor>> Acesso em: 05 de abril de 2017.

POTTER Merle C., WIGGERT David C. **Mecânica dos Fluidos**. São PAULO: THOMSON, 2004.

QUIMICA PROFESSOR NETO JOÃO. Imagem de Pressão de Vapor. Disponível em< RIBEIRO, I. N. **Otimização de Trocadores de Calor Compactados de Aletas Planas Através da Análise da Camada Limite**. Dissertação (Mestrado de Engenharia Mecânica) - Universidade de Taubaté, Taubaté, 2007.

REALUM. **Trocadores de Calor/ Serpentina**. Disponível em<http://www.realum.com.br/trocadores_calor.php> Acesso em: 03 de abril de 2017.

RIBEIRO LINCOLN NASCIMENTO. **Otimização de Trocadores de Calor Compactos de Aletas Planas Através da Análise da Camada Limite**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)- Universidade de Taubaté. Taubaté- SP

SCIENZA Lisete. Umidificação e Desumidificação. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAjn0AG/umidificacao-desumidificacao>> Acesso em: 31 de março de 2017.

SOFISICA. **Conservação de Energia Mecânica**. Disponível em< <http://www.sofisica.com.br/conteudos/Mecanica/Dinamica/energia3.php>> Acesso em: 09 de abril de 2017. SOFISICA. Definição Sobre Velocidade. Disponível em< <http://www.sofisica.com.br/conteudos/Mecanica/Cinematica/velocidade.php>> Acesso em: 23 de abril de 2017.

SOFISICA. **Rendimento das Máquinas Térmicas**. Disponível em< <http://www.sofisica.com.br/conteudos/Termologia/Termodinamica/2leidertermodinamica2.php>> Acesso em : 09 de abril de 2017.

SONNTAG RICHARD E., BORNAKKE CLAUS. **Introdução à Termodinâmica para Engenheiros**. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2003.

STOECKER, WILBERT F. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo- SP: McGraw-Hill Book Company, 1985.

TUBAL. **Figura de Tubo Aletado**. Disponível em <<https://www.google.com.br/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiL8ZmC7SAhUMEZAKHc4IDGUQjRwIBw&url=http%3A%2F%2Fwww.tubal.com.br%2F&bvm=bv.151426398,d.Y2I&psig=AFQjCNHbApbMLqUtybfG4sPmF5eskCpMBQ&ust=1490988456264350>> Acessado em : 31 de março de 2017.

UNICAMP. **Nusselt, Ernst Kraft Wilhelm**. Disponível em< <http://www.fem.unicamp.br/~em313/paginas/person/nusselt.htm>> Acesso em: 04 de abril de 2017.