



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA

BÁRBARA ARAÚJO SAMPAIO

**ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM MUDANÇA DE FASE PARA A
CONSTRUÇÃO DE UM DESTILADOR DE ÁGUA**

João Pessoa, PB

2017

BÁRBARA ARAÚJO SAMPAIO

**ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM MUDANÇA DE FASE PARA A
CONSTRUÇÃO DE UM DESTILADOR DE ÁGUA**

Trabalho de final de curso
apresentado à Universidade Federal
da Paraíba como requisito necessário
para a obtenção do grau de Bacharel
em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. o Genaro
Zenaide Clericuzi.

Coorientador: Prof. Dr. Luciano Farias
de Almeida

João Pessoa, PB

2017

S192e Sampaio, Bárbara Araújo

Estudo da transferência de calor com mudança de fase para a construção de um destilador de água./ Bárbara Araújo Sampaio. – João Pessoa, 2017.

44f. il.:

Orientador: Prof. Dr. Genaro Zenaide Clericuzi.

Monografia (Curso de Graduação em Engenharia Química) Campus I - UFPB / Universidade Federal da Paraíba.

BÁRBARA ARAÚJO SAMPAIO

**ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM MUDANÇA DE FASE PARA A
CONSTRUÇÃO DE UM DESTILADOR DE ÁGUA**

Trabalho aprovado em 29/11/2017

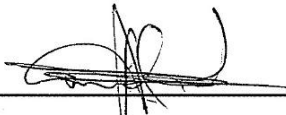
BANCA EXAMINADORA



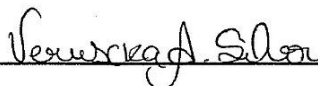
Prof. Dr. Genaro Zenaide Clericuzi (DEQ/CT/UFPB)
Orientador



Prof. Dr. Luciano Farias de Almeida (DQ/CCEN/UFPB)
Coorientador



Profª. Dra. Josilene de Assis Cavalcante (DEQ/CT/UFPB)
(Examinadora)



Profª. Dra. Veruscka Araujo Silva (DEQ/CT/UFPB)
(Examinadora)

*Se te parece que sabes e entendes bem muitas coisas,
lembra-te que é muito mais o que ignoras.*

—

Tomás de Kempis

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, pela força para que eu chegasse até aqui.

Aos meus pais, que sempre incentivaram meus estudos e acreditaram no meu potencial.

Aos meus irmãos, Diogo e Zé Paulo, e minha cunhada Danielle por todo apoio e incentivo e a minha sobrinha Isabella por todas as alegrias proporcionadas.

Aos amigos que torceram por mim e tornaram os anos do curso mais leves.

Ao professor e coorientador Luciano Farias de Almeida pela confiança depositada para realização desse projeto.

Ao professor e orientador Genaro Zenaide Clericuzi por aceitar a orientação desse projeto.

RESUMO

O mau uso dos corpos hídricos superficiais já vem limitando a disponibilidade de água em algumas partes do mundo, desta forma a utilização mais racional da água em todos os âmbitos se torna cada vez mais necessário. Em laboratórios químicos, o destilador de água ainda é um dos equipamentos que mais desperdiçam água e energia, o que pode contribuir para o agravamento da crise hídrica no planeta. Embora já existam destiladores portáteis para uso residencial que trabalham com arrefecimento em circuito fechado, estes não produzem água destilada com pureza requerida para uso nas mais diversas aplicações em laboratório. Os destiladores mais modernos e eficientes projetados para uso em laboratório ainda são pouco acessíveis devido a seu elevado custo. Assim, o trabalho tem como objetivo o desenvolvimento um destilador de água de baixo gasto de água e consumo energético, a partir de estudos de transferência de calor em ebulição e condensação. Neste contexto, foi construído um protótipo de um destilador de água que faz uso de um sistema de refrigeração com circuito fechado; um ebulidor de aço de 500 W e um sistema de troca de calor com latas de alumínio. O protótipo foi submetido a vários testes que comprovaram sua boa eficiência e alta capacidade de produção de água destilada, entretanto, ainda necessita de alguns ajustes e até mesmo de troca ou substituição de um componente do sistema de arrefecimento. Uma vez concluída a etapa de ajustes, o destilador será capaz de produzir água destilada com pureza adequada, sem desperdício de água e com baixo consumo elétrico.

Palavras-chave: destilador de água; condensação; ebulição

ABSTRACT

The misuse of surface water bodies has already been limiting the availability of water in some parts of the world, so a more rational use of water in all areas becomes more and more necessary. In chemical laboratories, water distillation is still one of the most wasteful of water and energy, which may contribute to the worsening of the water crisis on the planet. Although there are already residential portable distillers that work with closed circuit cooling, they do not produce distilled water with purity required for use in a variety of laboratory applications. The most modern and efficient distillers designed for use in the laboratory are still not very accessible due to their high cost. Thus, the objective of the work is to develop a low energy water and energy consumption distiller, from heat transfer studies in boiling and condensation. In this context, a prototype of a water distiller was constructed that makes use of a closed circuit cooling system; A steel boiler with 500W and a heat-exchange system with aluminum cans. The prototype has undergone several tests that proved its good and high capacity of distilled water production, however, still needs some adjustments and even the replacement or replacement of a component of the cooling system. Once an adjustment stage is completed, the distiller is able to produce distilled water with purity, without wasting water and with low electrical consumption.

Keywords: water distiller; condensation; boiling

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Curva de Ebulição típica para a água a 1 atm	16
Figura 2 - Efeitos de camada-limite relacionados à condensação em filme sobre uma superfície vertical. a) sem aproximação b) com hipóteses associadas à análise de Nusselt, para uma placa vertical com largura b	22
Figura 3 - Condensação na superfície interna do cilindro	28
Figura 4 – Condensação sobre uma placa vertical	29
Figura 5- Mini aquecedor portátil modelo HJ-123 da marca HEJ	33
Figura 6 - Módulo de Ebulição: (a) esquema interno do módulo de ebulição com todos os detalhes e (b) módulo de ebulição	34
Figura 7 - Tanque de nível do protótipo	34
Figura 8- Condensador: (a) diagrama esquemático de funcionamento do condensador e (b) acoplamento entre o condensador e a unidade de condução do vapor condensador acoplado.	35
Figura 9- Módulo de refrigeração: (a) mini geladeira USB; (b) bomba submersa e (c) disposição do reservatório de água, e dos tubos de plástico dentro da mini geladeira	36
Figura 10 – Protótipo do destilador de água desenvolvido.....	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - valores dos coeficientes C_{sf} e n para diferentes combinações superfície-fluido.....	19
Tabela 2 - Dados do aquecedor portátil modelo HJ-123 da marca HEJ	38
Tabela 3 - Propriedades Termofísicas da água saturada.....	38
Tabela 4 - Dados reológicos e termodinâmicos do vapor e do líquido saturados.....	39
Tabela 5 - Dados fornecidos pelo fabricante da bomba de aquário utilizado no protótipo	41
Tabela 6 - Dados fornecidos pelo fabricante da mini geladeira USB utilizada no protótipo.....	41

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
2. OBJETIVOS	14
2.1 OBJETIVO GERAL	14
2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
3.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM EBULIÇÃO	15
3.1.1 EBULIÇÃO EM PISCINA	15
3.1.2 EBULIÇÃO NUCLEADA EM PISCINAS	17
3.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM CONDENSAÇÃO	21
3.2.1 CONDENSAÇÃO EM FILMES LAMINAR SOBRE UMA PLACA VERTICAL	22
3.2.2 FILME TURBULENTO SOBRE UMA SUPERFÍCIE VERTICAL	29
3.3 ENERGIA	30
3.3.1 TENSÃO ELÉTRICA	30
3.3.2 POTÊNCIA	31
3.3.3 CORRENTE ELÉTRICA	31
3.3.4 FREQUÊNCIA	32
3.3.5 CONSUMO DE ENERGIA	32
4. MATERIAIS E MÉTODOS	33
4.1 SUPERFÍCIE AQUECIDA E MÓDULO DE EBULIÇÃO	33
4.2 TANQUE DE NÍVEL	34
4.3 CONDENSADOR	35
4.4 MÓDULO DE REFRIGERAÇÃO	36
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	37
5.1 EBULIÇÃO	37
5.2 CONDENSAÇÃO	39
5.3 CONSUMO ENERGÉTICO	41
6. CONCLUSÃO	43
7. REFERÊNCIAS	44

1. INTRODUÇÃO

A lei 9.433/97, chamada de Lei de Recursos Hídricos ou Leis das Águas, no Art. 1º define a água como um bem de domínio público e um recurso natural limitado, dotado de valor econômico. Desta forma, sua utilização deve ser feita de maneira a não comprometer a disponibilidade para as gerações futuras.

No entanto, o mal uso dos corpos hídricos superficiais já vem limitando a disponibilidade de água em algumas partes do mundo. A crise hídrica no Brasil tomou notoriedade depois dos baixos níveis de água nos reservatórios na região sudeste em 2014, quando deveriam estar em níveis habituais para atender a população.

A poluição, somada as condições climáticas e a má gestão dos recursos hídricos, faz do Nordeste Brasileiro a região mais afetada do país com relação à crise hídrica, que na região já ocorre há vários anos.

Desta forma, o monitoramento dos impactos da poluição e disciplinar os diferentes usos da água torna-se cada vez mais relevante no país, assim como a utilização mais racional da água em todos os âmbitos.

Os desperdícios de água em organizações institucionais, industriais e comerciais de grande porte são normalmente elevados, principalmente em edifícios públicos (NUNES et al., 2004). Nesse sentido, os equipamentos de uso específico de água, aqueles onde esse insumo é utilizado para outras atividades que não as de higiene pessoal, apresentam, normalmente, um grande desperdício de água (NUNES et al., 2006).

Em laboratórios químicos, a água é o solvente mais empregado, uma vez que a utilização de água deionizada de alta pureza é de fundamental importância nos trabalhos de pesquisa, principalmente no preparo de padrões analíticos e carregadores para análise em fluxo. Dentre os sistemas para tratamento de água para essa finalidade, destacam-se os processos de destilação, osmose reversa e troca-iônica. O processo convencional de destilação é o mais empregado, consumindo, porém, grande quantidade de água de refrigeração e energia elétrica, além de cuidados constantes durante a produção. (TAVARES et al., 2004).

O destilador de água funciona a partir do vapor produzido pela ebulição da água que é posteriormente condensado quando este entra em contato com uma superfície fria, geralmente resfriada com água, e retorna a fase líquida com uma grande redução dos seus contaminantes que ficam retidos na câmara de ebulição (RIBATSKI, 2002).

O desenvolvimento de destiladores de água com baixo desperdício de água e energético torna-se cada vez mais necessário na nossa sociedade e o entendimento do fenômeno da ebulição tem elevada importância para o projeto de equipamentos de refrigeração, reatores nucleares resfriados a água, geradores de vapor, refervedores de fluxo livre ou forçado, processamento metalúrgico e sistemas petroquímicos (SOUZA, 1994).

Esses equipamentos são projetados para operação com um fluxo térmico que assegure o regime de mudança de fase em ebulição nucleada e ebulição convectiva. Procura-se evitar o regime de ebulição em película, pois a camada de vapor junto à parede atua como um isolante provocando um superaquecimento do tubo. Isto nem sempre é possível dadas às condições operacionais industriais (INCROPERA et al., 2006).

No entanto, o grande número de variáveis envolvidas no processo de transferência de calor por ebulição faz com que não haja equações gerais que descrevam o processo de ebulição, nem correlações gerais dos dados de transferência de calor. O entendimento do mecanismo de ebulição teve progresso considerável nos últimos anos com o emprego da fotografia de alta velocidade; descobriu-se que existem vários regimes distintos de ebulição nos quais o mecanismo de transferência de calor difere radicalmente (KREITH, 2014).

O desenvolvimento de alternativas mais viáveis para a água de refrigeração utilizadas nos destiladores é um ponto crucial para o desenvolvimento de um novo destilador de baixo consumo de água, desta forma o entendimento da transferência de calor em condensação torna-se essencial. Porém, a quantidade de energia necessária para resfriar uma água em reciclo aumentaria consideravelmente o consumo energético do destilador.

No Brasil, a formação de energia predominante é através das usinas hidrelétricas, que no final da década de 1990, representava 90% da energia elétrica produzida no país. Desta forma, um sistema de refrigeração de água deve consumir baixa energia para que ocorra uma real melhoria do destilador de água.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Desenvolver um destilador de água de baixo gasto de água e consumo energético, a partir de estudos de transferência de calor em ebulição e condensação.

2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Realizar o cálculo de transferência de calor em ebulição: fluxo térmico na ebulição, a temperatura da superfície aquecedora, a taxa de evaporação da água devido a ebulição e o fluxo térmico crítico.

- Realizar o cálculo de transferência de calor em condensação: coeficiente médio de calor e transferência de calor na superfície.
- Determinar o consumo energético do protótipo.
- Desenvolver, construir, testar e avaliar um destilador de água com circuito fechado de arrefecimento e baixo consumo de energia.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM EBULIÇÃO

A ebulição é um processo de mudança de fase líquido-vapor e ocorre na interface sólido-líquido, quando um líquido é posto em contato com uma superfície a uma temperatura da superfície T_s superior à temperatura de saturação T_{sat} do líquido. O calor é transferido da superfície sólida para o líquido, sendo a forma apropriada da lei do resfriamento de Newton:

$$q_s'' = h \cdot (T_s - T_{sat}) = h \cdot \Delta T_e \quad (1)$$

Onde $\Delta T_e \equiv T_s - T_{sat}$ é chamado de excesso de temperatura.

O crescimento e a dinâmica da bolha de vapor, dependem, de forma complicada, do excesso de temperatura, da natureza da superfície e de propriedades reológicas do fluido, como, por exemplo, a sua tensão superficial. Por sua vez, a dinâmica da formação da bolha de vapor afeta o movimento do líquido próximo a superfície e, portanto, influencia fortemente o coeficiente de transferência de calor (INCROPERA et al., 2006).

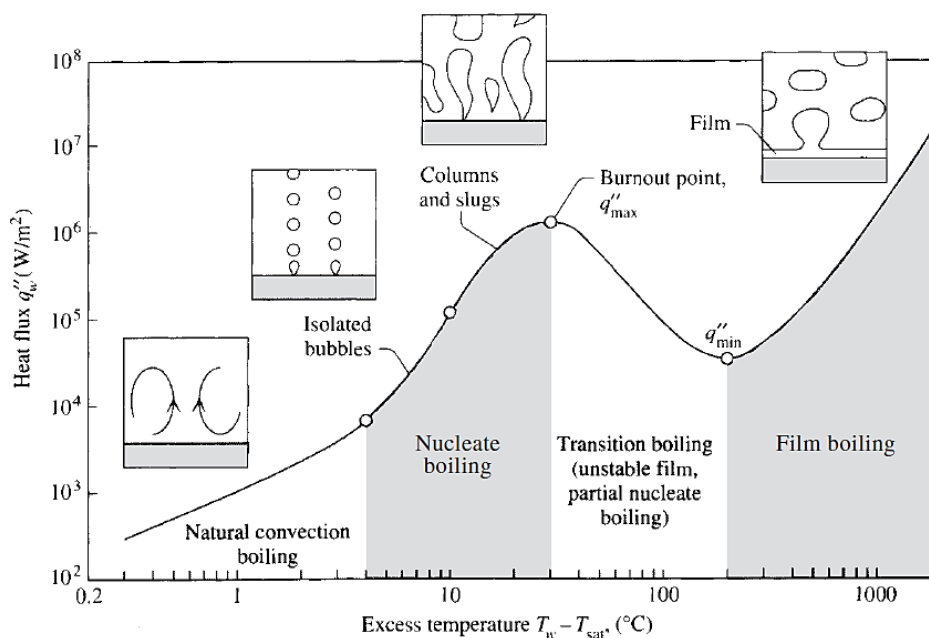
Ainda de acordo com Incropera et al. (2006), a ebulição é classificada como:

- Ebulição em piscina - o líquido encontra-se quiescente e o seu movimento próximo a superfície é devido à convecção natural e à mistura induzida pelo crescimento e o desprendimento das bolhas.
- Ebulição com convecção forçada - o movimento do fluido é induzido por meios externos, bem como pela convecção natural e pela mistura induzidas pelas bolhas.
- Ebulição sub-resfriada - a temperatura do líquido encontra-se abaixo da temperatura de saturação e as bolhas formadas na superfície podem ser condensar no líquido.
- Ebulição saturada - a temperatura do líquido excede ligeiramente a temperatura de saturação. As bolhas formadas na superfície são, então, impelidas através do líquido pelas forças de empuxo, terminando por aflorar na superfície livre.

3.1.1 Ebulição em piscina

O primeiro pesquisador que estudou experimentalmente as características da ebulição em piscina foi Nukiyama (1934) que, através do aquecimento elétrico de um fio metálico (níquel-cromo) imerso em água, publicou pela primeira vez uma curva envolvendo a relação entre o fluxo de calor e o superaquecimento, que se convencionou chamar de “curva de ebulição”. Na Figura 1 é apresentado um esboço da curva de ebulição, onde o fluxo de calor cedido ao fluido está em função do excesso de temperatura do líquido (ΔT_e), em contato com a superfície aquecida (HEITICH, 2012).

Figura 1 - Curva de Ebulição típica para a água a 1 atm



Fonte: BENJAN (2013)

Analisando a curva de ebulição, verifica-se a existência de vários tipos de ebulição, a saber:

Ebulição com convecção natural: A temperatura da superfície excede o ponto de ebulição em alguns poucos graus ($\Delta T_e \approx 5^\circ\text{C}$), e o calor é transmitido para o líquido próximo à superfície por convecção natural. Esse líquido sobe até a superfície livre do fluido, onde ocorre a evaporação (SOUZA, 1994).

Ebulição nucleada (bolhas individuais): À medida que a temperatura da superfície aumenta, surgem bolhas em diversos sítios sobre a superfície aquecida. Mas essas bolhas são dissipadas no líquido logo depois de se separar da superfície. O espaço deixado pela subida das bolhas é preenchido com o líquido na vizinhança da superfície de aquecimento e o processo é repetido. Esse desprendimento induz uma

considerável mistura no fluido próximo à superfície, aumentando substancialmente o coeficiente de transferência de calor e o fluxo de calor (ÇENGEL, 2012).

Ebulição nucleada (coluna contínua de bolhas): Os sítios de nucleação se tornam mais numerosos e ativos, e a frequência de formação de bolhas é tão alta que parecem colunas contínuas de vapor. O ponto P, na Figura 1, corresponde a uma inflexão na curva de ebulição, na qual o coeficiente de transferência de calor assume um valor máximo. Neste ponto o coeficiente de transferência de calor começa a diminuir com o aumento do excesso de temperatura (ΔT_e) embora o fluxo de calor continue aumentando (SOUZA, 1994).

Ebulição de Transição: Também conhecida como ebulição em filme instável, onde ocorre a transição da ebulição para a ebulição em película, nesta a região a formação das bolhas é tão rápida que um filme ou uma manta de vapor começa a se formar sobre a superfície. A película de vapor aumenta a resistência à transferência de calor, devido à baixa condutividade térmica do vapor em relação ao líquido.

Ebulição em filme (em película): tem-se o regime estável de ebulição em película, o ponto q''_{\min} é chamado de ponto de Leidenfrost, o fluxo térmico atinge um mínimo, e a superfície encontra-se completamente coberta por uma manta de vapor (INCROPERA et al., 2006).

A análise da curva de ebulição prediz um regime eficiente do ponto de vista de transferência de energia: o regime de ebulição nucleada. Este regime de ebulição é caracterizado pela dissipação de elevados fluxos de calor para baixos valores de superaquecimento da superfície. O coeficiente de transferência de calor (h) é elevado e não pode ser explicado somente pela transferência de calor latente devido à mudança de fase (HEITICH, 2012).

3.1.2 Ebulição nucleada em piscinas

No regime de ebulição nucleada, a taxa de transferência de calor depende fortemente da natureza de nucleação (o número de pontos ativos de nucleação na superfície e a taxa de formação de bolhas em cada local), que é difícil de prever. O tipo e a condição da superfície aquecida também afetam a transferência de calor. Estas complicações tornam difícil desenvolver relações teóricas para a transferência de calor no regime de ebulição nucleada e temos que confiar em relações baseadas em dados experimentais (ÇENGEL, 2012). A correlação mais utilizada para a taxa de transferência de calor no regime de ebulição nucleada foi proposta em 1952 por Rohsenow e é expressa por:

$$q = \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{c_{pl}(T_s - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3 \quad (2)$$

Onde:

q – fluxo de calor em ebulição nucleada, unidade W/m²

μ_l – viscosidade do líquido, kg/m.s;

h_{fg} – entalpia de vaporização, J/kg;

g – aceleração gravitacional, m/s²;

ρ_l – densidade do líquido, Kg/m³;

ρ_v – densidade do vapor, Kg/m³;

σ – tensão superficial na interface líquido-vapor, N/m;

c_{pl} – calor específico do líquido, J/Kg.°C;

T_s – temperatura na superfície do aquecedor, °C;

T_{sat} – temperatura de saturação do fluido, °C;

C_{sf} – constante experimental que depende da combinação superfície-fluido;

Pr_l – número de Prandtl do líquido;

n – constante experimental que depende do fluido.

C_{sf} é uma constante empírica, dependente da natureza da combinação entre o fluido e a superfície de aquecimento e, cujo valor numérico varia de sistema para sistema. As variáveis mais importantes que afetam C_{sf} são a aspereza da superfície do aquecedor, a qual determina o número de localizações nucleares a uma determinada temperatura, e o ângulo de contato entre as bolhas e a superfície de aquecimento, que é uma medida da umidade de uma superfície com um fluido determinado. Uma superfície totalmente molhada tem a menor área coberta por vapor, a um determinado excesso de temperatura e, conseqüentemente, representa a condição mais favorável para uma eficiente transferência de calor. Com a ausência de informações quantitativas do efeito da umidade e das condições da superfície, na constante C_{sf} , determina-se empiricamente seu valor para cada combinação de fluido da superfície (INCROPERA et al., 2006).

Sempre que possível, recomenda-se que um experimento de ebulição da piscina seja realizado para determinar o valor de C_{sf} (Tabela 1) aplicável às condições particulares de interesse. Na ausência de tais informações, um valor de C_{sf} de 0,013 pode ser usado como uma primeira aproximação (COLLIER, 1996).

Tabela 1 - valores dos coeficientes C_{sf} e n para diferentes combinações superfície-fluido

Combinação superfície-fluido	C_{sf}	n
Água-cobre		
Riscada	0,0068	1,0
Polida	0,0128	1,0
Água-aço inoxidável		
Atacada quimicamente	0,133	1,0
Polida mecanicamente	0,0132	1,0
Esmerilhada e polida	0,0080	1,0
Água-latão	0,0060	1,0
Água-níquel	0,006	1,0
Água-platina	0,0130	1,0
n-Pentano-cobre		
Polida	0,0154	1,7
Esmerilhada	0,0049	1,7
Benzeno-cromo	0,0101	1,7
Álcool etílico-cromo	0,0027	1,7

Fonte: Incropera et al. (2006)

A forma geométrica da superfície de aquecimento não tem efeito apreciável no mecanismo de ebulição nuclear. Isto não é inesperado uma vez que a influência do movimento da bolha nas condições do fluido é limitada a uma região muito próxima da superfície (KREITH, 1965).

A condição da superfície do aquecedor afeta fortemente a transferência de calor e a equação de Rohsenow (Equação 2) é aplicável às superfícies limpas e relativamente lisas. Os resultados obtidos utilizando a equação de Rohsenow podem ter um erro de $\pm 100\%$ na taxa de transferência de calor para um determinado excesso de temperatura e de $\pm 30\%$ no excesso de temperatura para uma dada taxa de transferência de calor. Por isso, a interpretação dos resultados exige certa cautela (ÇENGEL, 2012).

Da termodinâmica, sabe-se que a entalpia de vaporização h_{fg} de uma substância pura diminui com o aumento da pressão (ou temperatura) e chega a zero

no ponto crítico. Desta forma, como h_{fg} aparece no denominador da equação de Rohsenow, devemos observar um aumento significativo da taxa de transferência de calor durante a ebulição nucleada em altas pressões (ÇENGEL, 2012).

3.1.3 Fluxo térmico crítico na ebulição nucleada em piscina

Um ponto essencial nos projetos dos equipamentos de alto-fluxo de calor é a crise de hidrodinâmica, ocorre na transição da ebulição nucleada para a ebulição em película, quando a velocidade do líquido, relativa à do vapor, é tão grande que um aumento posterior causaria o arrastamento do líquido para fora da superfície de aquecimento, provocando uma coluna de vapor, ou o arrastamento do vapor de volta para a superfície de aquecimento, causado pela corrente líquida (KREITH, 1965). Neste ponto o fluxo de calor é máximo, chamado de fluxo de calor crítico.

A partir de uma análise dimensional das equações de conservação da quantidade de movimento, em regime permanente e das equações de contorno, na interface entre duas fases, Kutateladze (1961) propôs uma correlação em que considerou que a transição, entre os regimes de ebulição nucleada e de ebulição em película, ocorre devido à perda de estabilidade da estrutura da camada limite bifásica existente antes da crise de ebulição (HEITICH, 2012).

Zuber (1961), apoiado em dados experimentais e observações visuais, propôs uma análise de estabilidade hidrodinâmica, no qual afirma que as condições hidrodinâmicas determina a paralisação do processo de ebulição nuclear a um fluxo de calor crucial. Desta forma, o fluxo máximo de calor, o qual pode ser removido de uma superfície no regime de ebulição nuclear é insensível as condições da superfície (KREITH, 1965).

Kutateladze (1961) através da análise dimensional e Zuber (1961) através de uma análise de estabilidade hidrodinâmica, obtiveram uma expressão que pode ser mostrada na Equação 3, de acordo com (INCROPERA et al., 2006)

$$q_{max}'' = C h_{fg} \rho_v \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{1/4} \quad (3)$$

A Equação 3 é independente do material da superfície e depende fracamente da geometria da superfície aquecida através da primeira constante C. Para cilindros horizontais, para esferas e grandes superfícies aquecidas, o uso da primeira constante com um valor de $C = (\pi/24) = 0,131$ (constante de Zuber) concorda com dados

experimentais com precisão média de 16%. Para placas horizontais grandes, um valor de $C = 0,149$ fornece uma melhor concordância com os dados experimentais. A equação 3 se aplica quando o comprimento característico da superfície aquecida é grande em relação ao diâmetro das bolhas (INCROPERA et al., 2006).

É importante observar que o fluxo térmico crítico depende fortemente da pressão, sobretudo através da dependência em relação a pressão da tensão superficial e do calor de vaporização. Cichelli e Bonilla demonstraram experimentalmente que o fluxo térmico máximo aumenta com a pressão até atingir o valor zero na pressão crítica (INCROPERA et al., 2006).

3.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM CONDENSAÇÃO

A condensação é definida como a remoção de calor de um sistema de tal modo que o vapor é convertido em líquido. Isto pode acontecer quando o vapor é arrefecido suficientemente abaixo da temperatura de saturação para induzir a nucleação de gotículas (COLLIER e THOME, 1996).

A não ser que a velocidade do vapor condensado seja muito alta ou que o filme de líquido seja muito espesso, o movimento do condensado é laminar e o calor é transferido da interface vapor-líquido para a superfície, simplesmente por condução (KREITH, 2014).

A condensação pode ser dividida entre homogênea, quando o vapor condensa em gotículas suspensas no interior de uma corrente de vapor formando uma névoa, contato direto, quando o vapor é colocado em contato com um líquido frio, e heterogênea, quando a condensação ocorre na parede do sistema, a condensação heterogênea pode ser dividida em condensação em gotas e condensação em filme, na condensação em gotas, as gotas se formam em cavidades da superfície que podem crescer e coalescer através da condensação continuada, e a condensação em filme é quando um filme de líquido cobre toda a superfície de condensação e, sob a ação da gravidade o filme escoia continuamente deixando a superfície, ocorre sob superfícies lisas. Em equipamentos industriais, o processo resulta usualmente do contato entre o vapor e uma superfície fria.

A condensação em gotas é a modalidade preferida de condensação pois a taxa de transferência de calor é 10 vezes maior do que a associada a condensação em filme, porém quando existe uma grande dificuldade em manter uma condensação em gotas (ÇENGEL, 2012). Uma prática usual utilizar revestimentos superficiais (Silicones, teflon e uma variedade de ceras e ácidos graxos) que induzam baixas molhabilidades e, dessa forma, estimulam a condensação em gotas. Contudo, tais

revestimentos perdem gradualmente a sua eficácia devido à oxidação, deposição ou simplesmente remoção, e a condensação em filme acaba ocorrendo (INCROPERA et al., 2006).

Independentemente do fato de estar na forma de um filme ou de gotas, o condensado representa uma resistência à transferência de calor entre o vapor e a superfície. Com essa resistência com a espessura do condensado, que por sua vez aumenta na direção do escoamento, por isso é desejável utilizar superfícies verticais com pequena altura ou cilindros horizontais em situações envolvendo condensação em filme (INCROPERA et al., 2006).

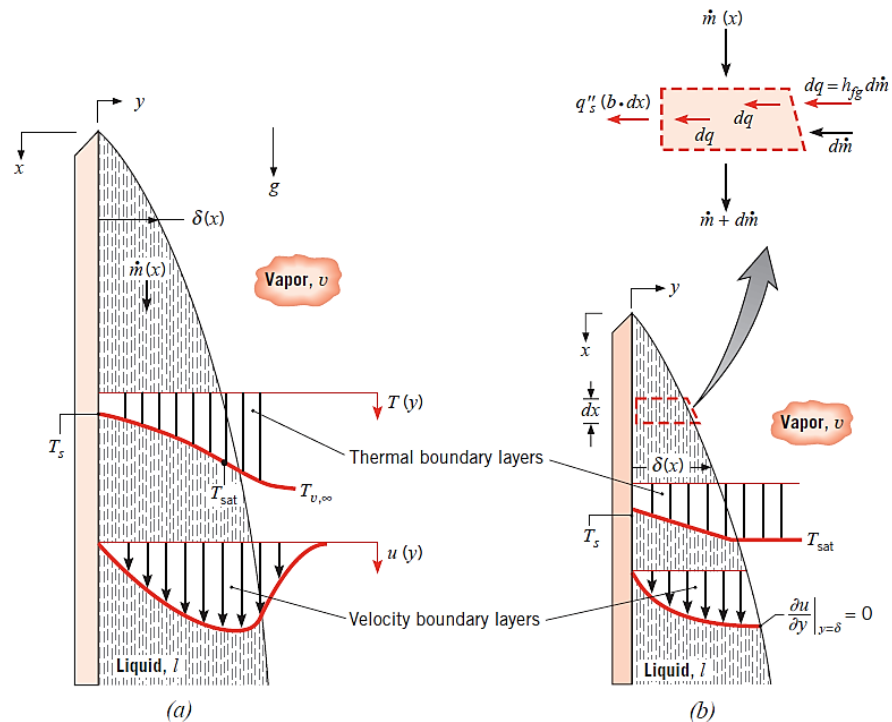
3.2.1 Condensação em filmes laminar sobre uma placa vertical

O filme inicia a sua formação no topo de placa e escoar na direção descendente sob a influência da gravidade (Figura 2). A espessura (δ) e a vazão mássica de condensado (\dot{m}) aumentam com o aumento de x , em função da condensação contínua na interface líquido-vapor, que se encontra a T_{sat} . Há, então, transferência de calor dessa interface, através do filme, para a superfície, que é mantida a $T_s < T_{sat}$. No caso mais geral, o vapor pode estar superaquecido ($T_{v,\infty} > T_{sat}$) e pode ser parte de uma mistura que contém um ou mais gases não-condensáveis. Além disso, há uma tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor não nula, que contribui para um gradiente de velocidade no vapor, bem como no filme (INCROPERA et al., 2006).

Através da tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor, o jato caindo de vapor ajuda o fluxo de queda do filme líquido. O vapor no jato de queda é mais frio do que o reservatório de vapor e o líquido mais quente do que no filme fixado à parede (BEJAN, 2013).

Apesar da complexidade associada à condensação em filme, inúmeras correlações são encontradas na literatura para a determinação dos coeficientes de transferência de calor no condensador. A maioria destas correlações para o condensador baseiam-se na teoria de Nusselt, desenvolvida para a condensação de um filme laminar numa placa vertical (KUPKA et al., 2000).

Figura 2 - Efeitos de camada-limite relacionados à condensação em filme sobre uma superfície vertical. a) sem aproximação b) com hipóteses associadas à análise de Nusselt, para uma placa vertical com largura b



Fonte: Incropera et al. (2006)

De acordo com Incropera et al. (2006), as suposições adotadas por Nusselt são:

1. Escoamento laminar e propriedades constantes são supostas no filme líquido.
2. Considera-se que o gás é um vapor puro a uma temperatura uniforme igual à T_{sat} . Com a ausência de gradiente de temperatura no vapor, a transferência de calor para a interface líquido-vapor pode ocorrer somente pela condensação na interface e não por condução vinda do vapor.
3. Supõe-se que a tensão cisalhante na interface líquido-vapor seja desprezível, ou seja, $\partial u / \partial y|_{y=\delta} = 0$ com essa suposição e a anterior de temperatura uniforme no vapor, não há necessidade de se considerar as camadas-limite de velocidade e térmica no vapor.
4. As transferências de momento e de energia por advecção no filme de condensado são consideradas desprezíveis. Essa hipótese é razoável em virtude das baixas velocidades associadas ao filme. Tem-se então que a transferência de calor através do filme ocorre apenas por condução, situação na qual a distribuição de temperatura no líquido é linear.

Então a segunda Lei de Newton do movimento para o elemento de volume, como apresentado na Figura 2, no sentido vertical x , pode ser escrita como

$$\sum F_x = ma_x = 0 \quad (4)$$

Uma vez que a aceleração do fluido é zero. Observando que a única força agindo para baixo é o peso do elemento líquido e que as forças agindo para cima são a força de cisalhamento viscoso (atrito do fluido) na esquerda e a força de empuxo, o balanço de força sobre o elemento de volume torna-se a Equação 5.

$$F_{baixo} = F_{alto} \quad (5)$$

Sabendo que Peso = Força de cisalhamento viscoso + Força de empuxo, tem-se a Equação 6:

$$\rho_l g(\delta - y)(bdx) = \mu_l \frac{du}{dy}(bdx) + \rho_v g(\delta - y)(bdx) \quad (6)$$

Tomando a largura da placa (b) como insignificante e resolvendo para du/dy, tem-se a Equação 7

$$\frac{du}{dy} = \frac{g(\rho_l - \rho_v)g(\delta - y)}{\mu_l} \quad (7)$$

Aplicando as condições de contorno,

$$y = 0 \rightarrow u = 0$$

$$y = y \rightarrow u = u(t)$$

Temos:

$$u(y) = \frac{g(\rho_l - \rho_v)g}{\mu_l} \left(y\delta - \frac{y^2}{2} \right) \quad (8)$$

A vazão mássica do condensado em um local x , onde a espessura da camada limite é δ , é determinada de:

$$\dot{m}(x) = \int_A \rho_l u(y) dA = \int_{y=0}^{\delta} \rho_l u(y) b dy \quad (9)$$

Substituindo a relação de $u(y)$ na equação 8 na equação 9, temos:

$$\dot{m}(x) = \frac{gb\rho_l(\rho_l-\rho_v)g\delta^3}{3\mu_l} \quad (10)$$

cuja derivada em relação a x é:

$$\frac{d\dot{m}}{dx} = \frac{gb\rho_l(\rho_l-\rho_v)g\delta^2}{\mu_l} \frac{d\delta}{dx} \quad (11)$$

Esta derivada representa a taxa de condensação de vapor sobre uma distância vertical dx . A taxa de transferência de calor do vapor para a placa através da película de líquido é simplesmente igual ao calor liberado quando o vapor é condensado, e é expressa como:

$$d\dot{Q} = h_{fg} d\dot{m} = k_l(bdx) \frac{T_{sat}-T_s}{\delta} \rightarrow \frac{d\dot{m}}{dx} = \frac{k_l b}{h_{fg}} \frac{T_{sat}-T_s}{\delta} \quad (12)$$

Igualando as equações 11 e 12 para $d\dot{m}/dx$ e separando as variáveis, obtemos:

$$\delta^3 d\delta = \frac{\mu_l k_l (T_{sat}-T_s)}{g\rho_l(\rho_l-\rho_v)h_{fg}} dx \quad (13)$$

Integrando de $x=0$, onde $\delta = 0$ (topo da placa) até $x=x$, onde $\delta = \delta(x)$, a espessura da película de líquido em qualquer local x é determinada por:

$$d\delta = \left[\frac{4\mu_l k_l (T_{sat}-T_s)x}{g\rho_l(\rho_l-\rho_v)h_{fg}} \right]^{1/4} \quad (14)$$

A taxa de transferência de calor do vapor para a placa em um local x pode ser expressa como:

$$q_s = h_x(T_{sat} - T_s) = k_l \frac{(T_{sat} - T_s)}{\delta} \rightarrow h_x = \frac{k_l}{\delta(x)} \quad (15)$$

Substituindo a expressão de $\delta(x)$ da equação 14, o coeficiente local de transferência de calor h_x é determinado por:

$$h_x = \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)h_{fg}k_l^3}{4\mu_l(T_{sat} - T_s)x} \right]^{1/4} \quad (16)$$

O coeficiente médio de transferência de calor ao longo de toda a placa é determinado da sua definição, substituindo a relação h_x e realizando a integração. Isso resulta em:

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = \frac{4}{3} h_{x=L} = 0,943 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)h_{fg}k_l^3}{4\mu_l(T_{sat} - T_s)L} \right]^{1/4} \quad (17)$$

A equação 17, que é obtida com as suposições simplificadoras estabelecidas anteriormente, fornece uma boa visão sobre a dependência funcional do coeficiente de transferência de calor em condensação. No entanto, observa-se que a transferência de calor é subestimada porque esta equação não leva em conta os efeitos do perfil não linear de temperatura na película de líquido e o resfriamento do líquido abaixo da temperatura de saturação (ÇENGEL, 2012). Ambos os efeitos podem ser contabilizados substituindo h_{fg} por h'_{fg} dado pela equação abaixo:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68 c_{pl}(T_{sat} - T_s) \quad (18)$$

Com esta alteração, o coeficiente médio de transferência de calor para condensação de película laminar ao longo de uma placa plana vertical de altura L pode ser determinado por:

$$\bar{h}_L = 0,943 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l-\rho_v)h'_{fg}k_l^3}{4\mu_l(T_{sat}-T_s)L} \right]^{1/4} \quad (19)$$

E o número de Nusselt médio possui a forma:

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L L}{k_l} = 0,943 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l-\rho_v)h'_{fg}L^3}{\mu_l k_l (T_{sat}-T_s)} \right]^{1/4} \quad (20)$$

Ao usar essa equação, todas as propriedades do líquido devem ser avaliadas na temperatura do filme, $T_f = (T_{sat} + T_s)/2$, e ρ_v e h'_{fg} deve ser estimado a T_{sat} . Uma análise de camada-limite mais detalhada da condensação em filme sobre uma placa vertical foi efetuada por Sparrow e Gregg. Seus resultados, confirmados por Chen, indicam que os erros associados ao uso da equação 20 são inferiores a 3% para o número de Jakob menor ou igual a 0,1 ($Ja \leq 0,1$) e $1 \leq Pr \leq 100$. A expressão pode ser usada para condensação sobre a superfície interna ou externa de um tubo vertical com raio R, se $R \gg \delta$ (INCROPERA et al., 2006).

A transferência de calor total para a superfície é obtida utilizando-se a equação 19 em conjunto com a seguinte forma da lei do resfriamento de Newton:

$$q = \bar{h}_L A (T_{sat} - T_s) \quad (21)$$

A taxa de condensação total pode, então, ser determinada pela relação:

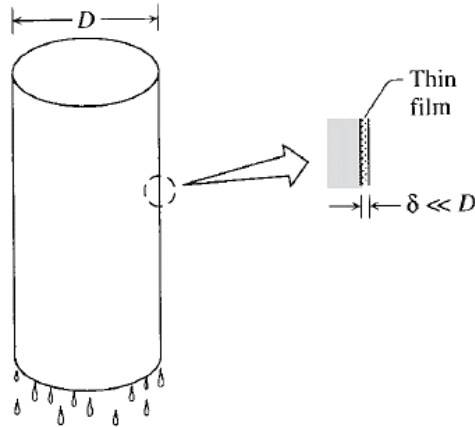
$$\dot{m} = \frac{q}{h'_{fg}} = \frac{\bar{h}_L A (T_{sat} - T_s)}{h'_{fg}} \quad (22)$$

Em geral, as equações 21 e 22 são aplicáveis em qualquer geometria superficial, embora a forma de \bar{h}_L varie de acordo com a geometria e as condições de escoamento.

As equações de placa vertical só podem ser aplicadas em cilindros verticais, se a espessura da camada limite (δ) for muito menor que o diâmetro do cilindro (D) (figura 3), quando a correlação apresentada na equação 23 for satisfatória, um cilindro vertical pode ser tratado como uma placa vertical (PINHO) .

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}} \quad (23)$$

Figura 3 - Condensação na superfície interna do cilindro



Fonte: BEJAN, 2013

Onde,

Gr_L = Número de Grashof, a razão entre forças de empuxo e forças viscosas, dado pela equação 24

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L}{u_0^2} \left(\frac{u_0 L}{\nu}\right)^2 = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} = \frac{\rho^2 g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\mu^2} \quad (24)$$

Onde,

g = aceleração da gravidade (m/s^2)

β = coeficiente de expansão térmica a pressão constante do fluido ($1/K$)

T_s = Temperatura da superfície (K)

T_∞ = Temperatura do filme calculada pela média aritmética entre a temperatura do fluido fora da camada limite térmica (K)

L = comprimento do cilindro (m)

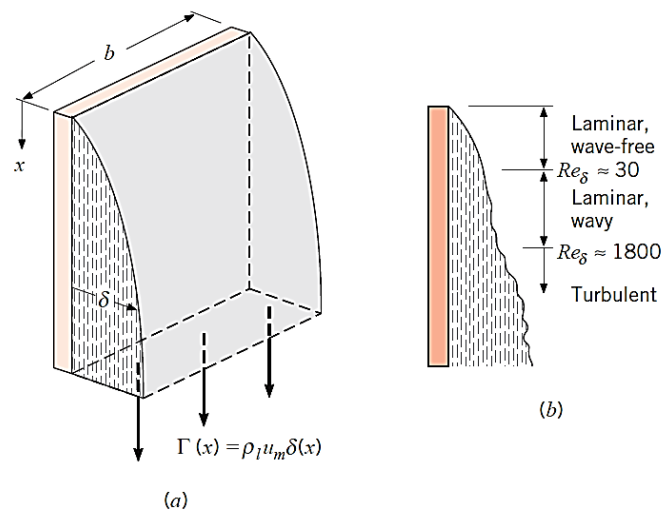
ν = viscosidade cinemática do fluido [m^2/s], temos que $\nu = \mu/\rho$ (ρ -massa volúmica e μ -viscosidade dinâmica);

Quanto maior for o número de Grashof, maior o efeito das forças de impulsão que geram a convecção natural, relativamente às forças de viscosidade que tendem a opor-se ao movimento (OLIVEIRA, 2014).

3.2.2 FILME TURBULENTO SOBRE UMA SUPERFÍCIE VERTICAL

Ao filme de condensado que se forma sobre a superfície pode ter três regiões distintas (figura 4). A seção laminar fica perto do topo, onde o filme é relativamente fina. A espessura filme aumenta no sentido descendente à medida que mais do vapor circundante condensa sobre a superfície exposta do filme. A região então apresenta sinais de transição para um regime turbulento, o filme então apresenta uma sequência de ondulações regulares. Finalmente, se a parede for suficientemente longa, o filme entra e permanece na região turbulenta, onde as ondulações são irregulares no espaço e no tempo (BEJAN, 2013).

Figura 4 – Condensação sobre uma placa vertical



Fonte: Incropera et al. (2006)

O numero de Reynolds está associado à espessura do filme que existe na base da superfície, experimentos mostram que o escoamento laminar cessa quando $Re_\delta \approx 30$, ondulado na faixa $30 \leq Re_\delta \leq 1800$ e turbulento $Re_\delta \geq 1800$.

Desta forma, temos as seguintes equações para determinar o número de Reynolds, o valor correto é aquele que se encontrar na faixa de aplicação apresentada em conjunto com a equação:

$$Re_\delta = 3,78 \left[\frac{K_l L (T_{sat} - T_s)}{\mu_l h'_{fg} \left(\frac{v_l^2}{g}\right)^{1/3}} \right]^{3/4} \quad Re_\delta \leq 30 \quad (25)$$

$$Re_{\delta} = \left[\frac{3,70K_l L(T_{sat} - T_s)}{\mu_l h'_{fg} \left(\frac{v_l^2}{g}\right)^{1/3}} + 4,8 \right]^{0,82} \quad 30 \leq Re_{\delta} \leq 1800 \quad (26)$$

$$Re_{\delta} = \left[\frac{0,069K_l L(T_{sat} - T_s)}{\mu_l h'_{fg} \left(\frac{v_l^2}{g}\right)^{1/3}} Pr_l^{0,5} - 151 Pr_l^{0,5} + 253 \right]^{4/3} \quad Re \geq 1800 \quad (27)$$

Temos então que o coeficiente convectivo médio é calculado a partir da equação 28:

$$\bar{h}_l = \frac{Re_{\delta} \mu_l h'_{fg}}{4L(T_{sat} - T_s)} \quad (28)$$

3.3 ENERGIA

Toda vez que um aparelho elétrico entra em funcionamento, ocorre uma transformação de energia elétrica em outras formas de energia como luminosa, sonora, mecânica de rotação, térmica, dentre outras. Sem uma fonte de energia elétrica adequada e em condições de funcionamento, os aparelhos não funcionam de nada servem. As pilhas, as baterias, os acumuladores e as usinas são as fontes de energia elétrica mais utilizadas no nosso dia-a-dia (HOSOUME et al., 1998).

3.3.1 TENSÃO ELETRICA

A tensão elétrica ou diferença de potencial elétrico (ΔV), é a diferença entre os potenciais elétricos de dois pontos ou podemos analisar também como o negativo do trabalho (W) realizado pela força eletrostática para deslocar uma carga unitária (q) de um ponto para o outro. Uma diferença de potencial onde ser positiva, negativa ou nula, dependendo do sinais e dos valores absolutos de q e W (HALLIDAY; RESNICK; WALKER, 2012).

$$\Delta V = V_f - V_i = -\frac{W}{q} \quad (29)$$

Os aparelhos elétricos que são ligados na tomada ou à rede elétrica da residência trazem escrito os valores de 110V ou 220V. No caso de um desses aparelhos ser ligado numa tensão maior que a especificada pelo fabricante, ele queima quase que imediatamente. Se ele for ligado a uma tensão menor que a especificada, ou o aparelho não funciona ou funciona precariamente (HOSOUME et al., 1998).

3.3.2 POTÊNCIA

A potencia elétrica (P) dissipada por um condutor é definida como a quantidade de energia térmica (E) que passa por ele durante uma quantidade de tempo (Δt), ou seja ela indica o consumo de energia elétrica do aparelho em cada unidade de tempo de seu funcionamento, temos então que (HOSOUME et al., 1998):

$$P = E/\Delta t \quad (30)$$

A unidade para energia é o watt ($W = J/s$);

3.3.3 CORRENTE ELÉTRICA

Corrente elétrica é a taxa de variação com o tempo, da carga que passa por um ponto ou região do espaço. A maioria dos aparelhos elétricos não traz essa informação especificada. Ela, entretanto, está presente em todos os aparelhos elétricos quando eles estão em funcionamento. A corrente elétrica é uma grandeza cujo valor depende da potência do aparelho e também da tensão em que ele é colocado para funcionar.

Para calcular a intensidade da corrente elétrica (i) na seção transversal de um condutor se considera o módulo da carga (Q, dado em Coulombs) que passa por ele em um intervalo de tempo (Δt , dado em segundos), ou seja (HALLIDAY; RESNICK; WALKER, 2012):

$$i = \frac{Q}{\Delta t} \quad (31)$$

A unidade de corrente no SI é o coulomb por segundo(C/s), ou Ampere (A). Outras correlações também podem ser utilizada para determinar a corrente elétrica:

$$I = \frac{P}{V} = \frac{V}{R} \quad (32)$$

Onde,

P = Potência

V = tensão

R= Resistência Elétrica

3.3.4 FREQUÊNCIA

A frequência é uma grandeza que indica o número de eventos em determinado período de tempo. A frequência é representada pela letra f , e sua unidade de medida é o hertz (Hz), que equivale à quantidade de ciclos por segundo (HALLIDAY; RESNICK; WALKER, 2012). Quando usada em termos de eletricidade ela se refere a uma característica da corrente elétrica alternada obtida com as usinas geradoras de eletricidade. No Brasil, a frequência da corrente alternada é de 60 hertz, ou seja, 60 ciclos por segundos.

3.3.5 CONSUMO DE ENERGIA

O consumo representa a quantidade de energia consumida ou utilizada por em um ambiente. Ele depende de dois fatores básicos: a potência dos aparelhos e o tempo de funcionamento. Os dois fatores, ao contrário do que se imagina, são igualmente importantes. O consumo de energia é medido em quilo watt-hora (kWh) (HOSOUME et al., 1998) .

$$E = P \cdot \Delta t \quad (33)$$

O valor indicado como consumo da energia elétrica representa a somatória do produto da potência de cada aparelho elétrico pelo tempo de funcionamento entre uma medida e outra.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

O destilador de água foi planejado e elaborado com os componentes descritos a seguir

4.1 SUPERFÍCIE AQUECIDA E MODULO DE EBULIÇÃO

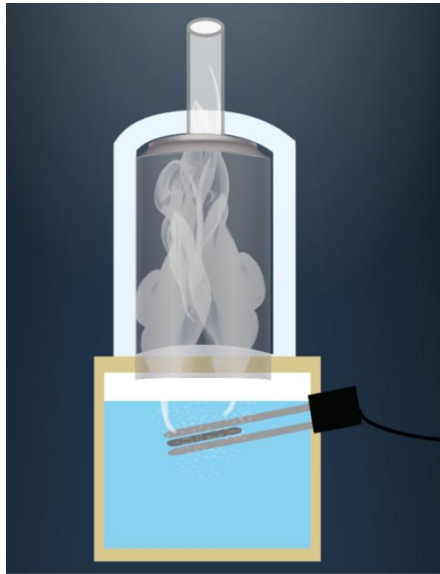
Para superfície aquecedora foi utilizado um mini aquecedor portátil modelo HJ-123 da marca HEJ (Figura 5) feito em aço inoxidável. Este foi acoplado a uma cuba (Figura 6) com dimensões de 9 cm x 8,5 cm x 11 cm feita em chapas de material cerâmico coladas com massa epóxi, a qual apresenta resistência a altas temperaturas (150°C) e depois de curada, torna-se impermeável. Em uma das laterais da cuba foi inserido um tubo de comunicação, o qual conduz a água a ser destilada do tanque de nível (seção 4.2) para o interior da cuba.

Figura 5- Mini aquecedor portátil modelo HJ-123 da marca HEJ



A parte superior (tampa) da cuba foi desenhada utilizando uma ferramenta de desenho 3D online (Tinkercad) e depois prototipada em polímero ABS (Acrilonitrilo-butadieno-estireno) em uma impressora 3D (reprap pro). O desenho da tampa da cuba foi feito de forma que fosse possível acoplar um cilindro de material alumínio (lata de refrigerante), previamente limpo com água destilada. A parte inferior do cilindro foi cortada e encaixada na tampa da cuba (Figura 6a) e sua parte superior foi furada para encaixe do tubo de saída de vapor, feito em material plástico, que leva o vapor para o condensador. Todo o sistema foi isolado com uma camisa de isopor (Figura 6b).

Figura 6 - Módulo de Ebulição: (a) esquema interno do módulo de ebulição com todos os detalhes e (b) módulo de ebulição



(a)



(b)

4.2 TANQUE DE NÍVEL

A cuba foi acoplada a um tanque de nível feito de material plástico (Figura 7) que preenche o recipiente até que uma alavanca presa à boia trave a entrada de água na cuba quando o nível de água chega ao limite especificado para encobrir totalmente o mini aquecedor. Este sistema se faz necessário para manter o aquecedor sempre submerso, evitando desta forma danos ao mini aquecedor.

Figura 7 - Tanque de nível do protótipo

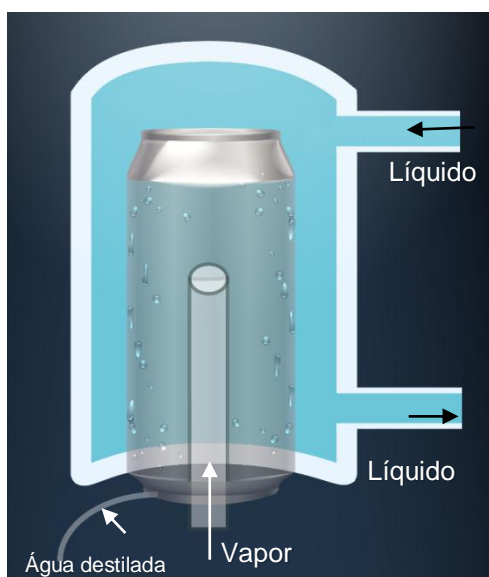


4.3 CONDENSADOR

O condensador foi construído no sentido vertical e apresenta internamente um cilindro um feito de alumínio (Figura 8a) com diâmetro de 18,5cm, e uma furação central por onde entra o tubo plástico que conduz o vapor produzido no estágio anterior (Figura 8b). Todas as furações por onde passa o tubo de condução de vapor são vedadas com cola de silicone.

Uma camisa de isopor com diâmetro externo de 27 cm e diâmetro interno de 21cm, teve sua parte inferior furada no diâmetro exato do cilindro de alumínio, onde o mesmo foi encaixado e vedado com cola de silicone. A diferença de diâmetros entre a camisa de isopor e o cilindro de alumínio gera um volume vazio por onde flui a água refrigerada no sentido de cima para baixo, através de dois tubos inseridos em furações na camisa de isopor (Figura 8a). O volume de água refrigerada deve ser suficiente para cobrir completamente a superfície externa do cilindro de alumínio, no qual, o vapor de água formado na cuba condense em suas paredes internas e acumule na parte inferior do cilindro metálico que possui um canal de saída da água destilada. Para dar resistência mecânica à coluna de destilação, um cano de PVC de 250 mm de diâmetro foi cortado e devidamente encaixado de modo a envolver as duas camisas de isopor do sistema.

Figura 8- Condensador: (a) diagrama esquemático de funcionamento do condensador e (b) acoplamento entre o condensador e a unidade de condução do vapor condensador acoplado.



(a)



(b)

4.4 MÓDULO DE REFRIGERAÇÃO

A água refrigerada utilizada para troca de calor no condensador, passa por um processo de reciclo, sendo resfriada (entre 10-15°C) em uma mini geladeira USB da marca Generic (Figura 9a), com dimensões 19,5 x 8,3 x 9,4 cm. Foi inserida na câmara de refrigeração uma lata de alumínio contendo água e uma bomba submersa de aquário marca JAD, modelo SP-500 (Figura 9b). A água refrigerada é bombeada para a entrada superior do condensador, preenche o volume entre camisa e cilindro e retorna por gravidade para a geladeira para ser novamente esfriada e continuar ciclicamente o processo (Figura 9c).

Figura 9- Módulo de refrigeração: (a) mini geladeira USB; (b) bomba submersa e (c) disposição do reservatório de água, e dos tubos de plástico dentro da mini geladeira



(a)



(b)

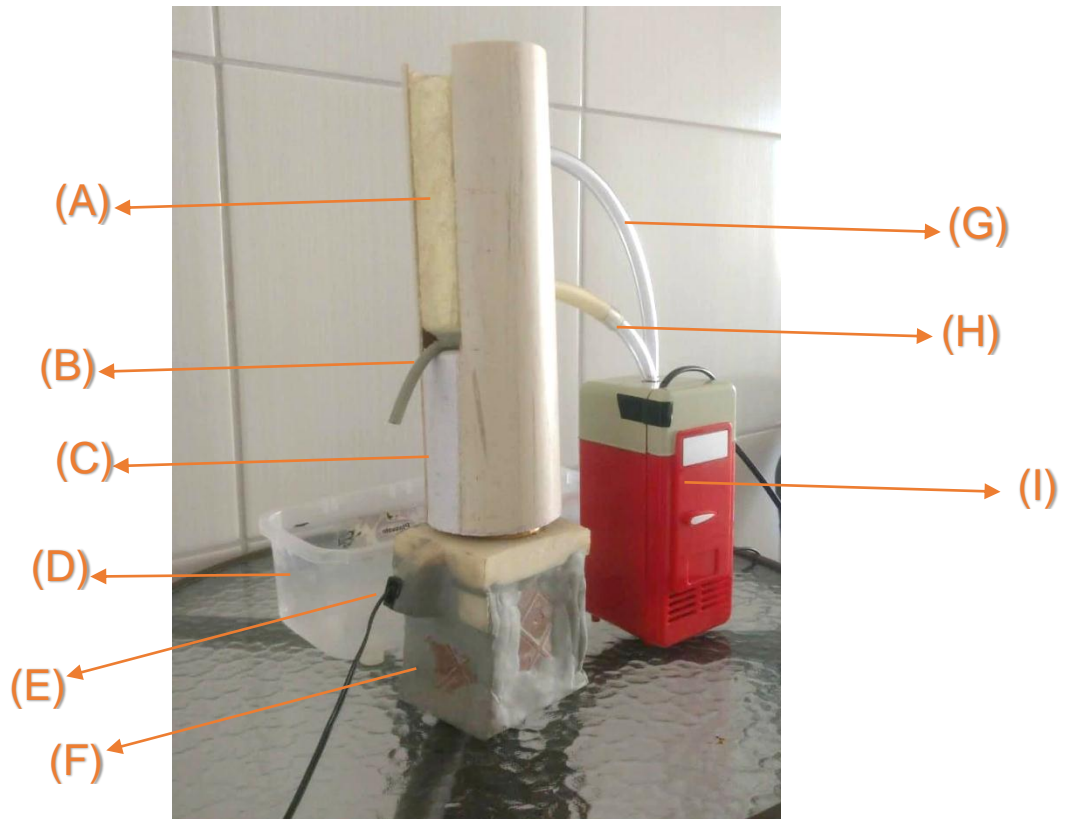


(c)

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O protótipo do destilador de água é mostrado na Figura 10,

Figura 10 – Protótipo do destilador de água desenvolvido



Onde: (A) Condensador; (B) saída da água destilada; (C) armazenamento do vapor; (D) tanque de nível; (E) aquecedor; (F) cuba de ebulição; (G) tubo de entrada e (H) tubo de saída da água refrigerante; (I) módulo de refrigeração

5.1 EBULIÇÃO

Através das equações definidas na revisão bibliográfica foi possível determinar o fluxo térmico na ebulição (q_s''), a temperatura da superfície aquecedora (T_s), a taxa de evaporação da água devido a ebulição (\dot{m}_{eb}) e o fluxo térmico crítico correspondente ao ponto de queima (q_{max}'').

Para isto, é necessário a obtenção de dados fornecidos pelo fabricante do aquecedor (Tabela 2) e das propriedades termofísicas do líquido (Tabela 3) que irá passar pelo processo de ebulição, no caso água saturada (100°C).

Tabela 2 - Dados do aquecedor portátil modelo HJ-123 da marca HEJ

Tensão elétrica	220v
Frequência	60Hz
Potência	500W
Diâmetro do tubo	2cm
Comprimento do tubo	27cm

Tabela 3 - Propriedades Termofísicas da água saturada

ρ_l	957,9 kg/m ³
$c_{p,l}$	4217 J/kg.K
μ_l	279 x 10 ⁻⁶ N.s/m ³
Pr_l	1,76
h_{fg}	2257 x 10 ³ J/kg
σ	0,0589 N/m
ρ_v	0,5955 kg/m ³

Fonte: Incropera et al (2006)

O fluxo término de ebulição pode ser dado pela correlação entre a potência exigida no aquecedor elétrico para causar a ebulição dividido pela área:

$$q_s'' = \frac{q_s}{A} = \frac{q_s}{\pi r L} = \frac{500 \text{ W}}{\pi \frac{0,02}{2} 0,27} = 58,976 \text{ KW/m}^2$$

O fluxo térmico crítico para a ebulição em piscina pode ser determinado pela equação 3:

$$q_{max}'' = 0,131 \times 2257 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 0,5955 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \left[\frac{0,0589 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} (957,9 - 0,5955) \text{ kg/m}^3}{(0,5955 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})^2} \right]^{1/4} = 68,659 \text{ MW/m}^3$$

O fluxo térmico crítico é o valor máximo para a ebulição da água, devendo operar sempre abaixo desse fluxo. Através desses resultados é possível observar que a operação do aquecedor está abaixo da condição crítica.

Para determinar a temperatura da superfície, foi utilizada a correlação da taxa de transferência de calor no regime de ebulição nucleada proposta por Rohsenow (equação 2) para determinar o excesso de temperatura:

$$\Delta T_e = \frac{0,0133 * 2257 * 10^3 \frac{J}{kg} (1,76)^1}{4217 \frac{J}{kg} \cdot K} \left(\frac{58976,17363 \frac{W}{m^2}}{279 * 10^{-6} N \cdot \frac{s}{m^2} * 2257 * 10^3 \frac{J}{kg}} \right)^{\frac{1}{3}} * \left[\frac{58,9 * 10^{-3} N/m}{9,81 m/s^2 (957,9 - 0,5955) Kg/m^3} \right]^{1/6} = 7,726^\circ C$$

É através do cálculo do excesso de temperatura que obtemos a temperatura de superfície (T_s), que é de $107,26^\circ C$.

Considerando-se que todo o processo esteja ocorrendo sob regime estacionário, toda a adição de calor irá resultar na evaporação da água, onde \dot{m}_{eb} é a taxa na qual a mesma evapora na superfície livre.

$$\dot{m}_{eb} = \frac{q_s}{h_{fg}} = \frac{500 W}{2257 * 10^3 J/kg} = 0,0002215 \frac{Kg}{s} = 0,7975 Kg/h$$

5.2 CONDENSAÇÃO

Através das equações apresentadas na seção de revisão bibliográfica referente à condensação é possível definir a taxa de transferência de calor e de condensação.

Para os cálculos relacionados à transferência de calor do condensador, foram utilizados os dados da Tabela 4:

Tabela 4 - Dados reológicos e termodinâmicos do vapor e do líquido saturados.

Vapor saturado (p = 1,10133 bar)	
T_{sat}	100°C
$\rho_v = (1/v_g)$	0,596 kg/m ³
h_{fg}	2257 kJ/kg
Líquido saturado (Tf = 75°C)	
$\rho_l = (1/v_f)$	975kg/m ³
μ_l	$375 * 10^{-6} N \cdot s/m^2$
k_l	0,668 W/(m.K)
c_{pl}	4193 J/(kg.k)

$$v_i = \mu_i/\rho_i$$

$$385 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$$

Para verificar se o cilindro vertical utilizado no protótipo se encaixa no modelo uma placa vertical, é necessário confirmar se a correção apresentada na equação 23 é verdadeira, para isso temos que:

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{\frac{1}{4}}} \rightarrow \frac{0,185 \text{ m}}{0,12 \text{ m}} \geq \frac{35}{1736552223^{\frac{1}{4}}} \rightarrow 1,541667 \geq 0,171453$$

O número de Grashof foi determinado a partir da equação 24 é igual a:

$$Gr_L = = \frac{(975 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})^2 * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0,0006242 \text{ K}^{-1} * (373 \text{ K} - 350 \text{ K}) * 0,12^3 \text{ m}^3}{(0,000365 \text{ N.s/m}^2)^2}$$

$$= 1736552223$$

O coeficiente de transferência de calor em condensação e dado pela equação 18:

$$h'_{fg} = 2257000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + 0,68 * 4193 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}} * (373 - 323)\text{K} = 2399562 \text{ J/kg}$$

Para determinar em qual regime se encontrava o condensado, foi calculado o número de Reynolds, a partir das equações 25, 26 e 27, sendo a equação 26, onde o valor de Re_{δ} encontra-se dentro da faixa $30 \leq Re_{\delta} \leq 1800$, a qual apresentou resultados coerentes com a faixa de aplicação, conforme o cálculo:

$$Re_{\delta} = \left[\frac{3,70 \times 0,668 \text{ W(m.K)} \times 0,12 \text{ m} \times (373 - 323)\text{K}}{375 \times 10^{-6} \text{ N} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}^2} \times 2399562 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \times \left(\frac{385 \times 10^{-9} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}{9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right)^{1/3}} + 4,8 \right]^{0,82} = 208,036$$

O coeficiente médio de transferência de calor determinado pela equação 28 é igual a:

$$\bar{h}_l = \frac{208,036 * 375 * 10^{-6} \frac{kg}{s.m} * 2399562 J/kg}{4 * 0,12m * (373 - 323)K} = 7799,923 W/(m^2.K)$$

Através da equação 21, a transferência de calor total para a superfície é de:

$$q = 7799,923 \frac{W}{m^2.K} * \pi * \left(\frac{0,18}{2}\right)m * 0,12m * (373 - 323)K = 13,225kW$$

E a taxa de condensação calculada através da equação 22:

$$\dot{m} = \frac{13225 W}{2399562 J/kg} = 0,005512 \frac{kg}{s} = 19,84195 kg/h$$

Apesar da alta taxa de condensação, a água de refrigeração do destilador projetado ainda não opera a uma temperatura constante, por isso o resultado calculado é feito a partir de deduções da temperatura média, e não do real funcionamento do destilador.

5.3 CONSUMO ENERGÉTICO

Para determinar o consumo energético do destilador, foi calculada a quantidade de energia térmica de cada aparelho, para isso foram utilizados os dados da Tabela 2, 5 e 6.

Tabela 5 - Dados fornecidos pelo fabricante da bomba de aquário utilizado no protótipo

Tensão Elétrica	230/115V
Frequência	50/60Hz
Potencia	6W
QMax	150L/h

Tabela 6 - Dados fornecidos pelo fabricante da mini geladeira USB utilizada no protótipo

Corrente	500mA
Tensão	5v

O tempo de funcionamento do destilador em funcionamento foi de 8min, desta forma a energia térmica do aquecedor e da bomba foi calculada pela equação 33

$$E_{aquecedor} = 0,5kW * 0,13333 h = 0,0667kW.h$$

$$E_{destilador} = 0,006kW * 0,13333 h = 0,0008kW.h$$

O tempo total de funcionamento da mini geladeira foi de 23 min, 15min para a água de refrigeração atingir a temperatura de 10-15°C e 8min do funcionamento do destilador. Assim, para determinar a energia térmica mini geladeira pela equação 33, foi necessário antes determinar a potência, para isso foi utilizada a equação 32:

$$P = 5v * 0,5A = 2,5W = 0,0025kW$$

$$E = 0,0025kW * 0,38333 h = 0,0009kW.h$$

Para determinar a energia térmica total, foram somadas as energias térmicas calculadas anteriormente:

$$E_t = 0,0667kW.h + 0,0008kW.h + 0,0010kW.h = 0,0685kW.h$$

O consumo energético total foi de 0,0685kW.h para produzir 150ml de água destilada, assim o protótipo possui uma produção aproximada de água destilada de 1,125L/h, para produzir 5L, teria um consumo total de 2,26kW. Ao comparar com um destilador comercial tipo Pilsen que produz 5L/h e 3,5kW de potência, da marca Spencer, durante 1h tem um consumo energético de 3,5kW.h, assim é possível perceber uma economia do consumo energético de 35,43%.

6. CONCLUSÃO

O estudo sobre a transferência de calor com mudança de fase foi essencial para a avaliação do destilador de água em circuito fechado, pelos testes realizados no protótipo construído, é possível concluir que:

- os cálculos para definição de alguns parâmetros estão de acordo com a revisão feita.
- o aquecedor utilizado no protótipo possui alta eficiência o que proporciona que o processo não demore para iniciar.
- o processo de resfriamento ainda não foi suficiente para a demanda de aquecimento, o que fez que o processo entrasse em equilíbrio de maneira muito rápida.

Desta forma, o protótipo de destilador foi construído, porém ainda necessita passar por ajuste em sua estrutura e no processo de resfriamento da água reciclada, antes de transformar o protótipo em produto final.

Após essas mudanças serão realizados processos de análise da qualidade da água destilada e comparada com o destilador comercial, assim como sua capacidade de geração de água destilada por hora e a energia elétrica utilizada.

Uma vez concluído, o destilador de água será capaz de produzir água destilada sem desperdício de água e com baixo consumo elétrico.

7. REFERÊNCIAS

BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. Edição: 4 ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2013.

ÇENGEL, Y. A. **Transferência de Calor e Massa. Uma Abordagem Prática**. Edição: 4ª ed. [s.l.] AMGH, 2012.

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective Boiling and Condensation**. Third Edition ed. Oxford, New York: Oxford University Press, 1996.

HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamentos de Física. Eletromagnetismo - Volume 3**. Edição: 9ª, Nova Edição ed. [s.l.] LTC, 2012.

HEITICH, L. V. **Efeito de superfícies nano-estruturadas sobre a ebulição nucleada da água**. Santa Catarina: Universidade Federal de Santa Catarina, 2012. Dissertação/tese/tcc????

HOSOUME, Y. et al. **LEITURAS DA FÍSICA - ELETROMAGNETISMO**, 1998. Disponível em: <<http://www.if.usp.br/gref/eletro/eletro1.pdf>>

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. Edição: 6th Edition ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2006.

KREITH, F. **Princípios da Transmissão de Calor**. 2º ed. [s.l.: s.n.].

KREITH, F. **Princípios de Transferência de Calor**. Edição: 2ª ed. [s.l.] Cengage CTP, 2014.

KUPKA, A.; MANTELLI, M.; PENTEADO, R. Estudo experimental do comportamento de termossifões aplicado a fornos de cocção de pães, 2000. Disponível em: <<http://abcm.org.br/anais/encit/2000/arquivos/s06/s06p21.pdf>>

KUTATELADZE, **Fundamentals of Heat Transfer**, New York: Academic Press, 1963.

NUNES, S. et al. **CONSIDERAÇÕES SOBRE A CONSERVAÇÃO DE ÁGUA EM EQUIPAMENTOS DE USO ESPECÍFICO NA UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**. . In: CONFERÊNCIA LATINO-AMERICANA DE CONSTRUÇÃO SUSTENTÁVEL. São Paulo: 2004

NUNES, S. et al. **Avaliação do potencial de reúso de água em equipamento de análises clínicas**. . In: ENTAC. Florianópolis/SC: ago. 2006 Disponível em: <http://www.infohab.org.br/entac2014/2006/artigos/ENTAC2006_3412_3419.pdf>

Nukiyama, S., The maximum and minimum values of the heat transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure, J. Jpn. Soc. Mech. Engrs, 37, p. 367 (1934).

OLIVEIRA, P. J. **Transmissão de Calor – Convecção Natural**. Departamento Engenharia Electromecânica - UBI: [s.n.]. Disponível em: <<http://webx.ubi.pt/~pjpo/TransCal2.pdf>>.

PINHO, F. **Formulário de transferência de calor**, [s.d.]. Disponível em: <https://paginas.fe.up.pt/~fpinho/pdfs/Formulario_TCalor_v1.pdf>

RIBATSKI, G. Análise teórica e experimental da ebulição nucleada de refrigerantes halogenados. São Carlos - SP: Universidade de São Paulo, 2002. Tese

SOUZA, J. A. Ebulição em película em tubos cilíndricos a elevados números de Reynolds. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 1994. Tese

TAVARES, G. et al. Implantação de uma estação de produção de água desionizada para uso nos laboratórios do CENA/USP empregando resinas de troca-iônica. Periódico, v. 10, p. 36–42, 2004.

ZUBER, "On the stability of Boiling Heat Transfer" – ASME Transactions 80 (1958). Pp.711-720.