

# **Dimensionamento e Simulação de Condensador Tipo Casco e Tubo Aletado Operando com Nanofluidos**

## **Design and Simulation of Finned Shell and Tube Condenser Operating with Nanofluids**

**Área de Concentração**

Engenharia Mecânica, Projeto de Sistemas  
Térmicos, Trocadores de Calor

**Aluno**

Marcos Alexandre Izidoro da Fonseca

**Orientador**

José Alberto dos Reis Parise

**Rio de Janeiro, Junho de 2016**

**Marcos Alexandre Izidoro da Fonseca**

**Dimensionamento e Simulação de  
Condensador Tipo Casco e Tubo Aletado  
Operando com Nanofluidos**

**PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Programa de Graduação em Engenharia Mecânica

**Rio de Janeiro, Junho de 2016**

**Marcos Alexandre Izidoro da Fonseca**

**Dimensionamento e Simulação de Condensador tipo Casco e  
Tubo Aletado Operando com Nanofluidos**

**PROJETO DE GRADUAÇÃO**

Projeto apresentado como requisito para obtenção do grau de Bacharel  
pelo Programa de Graduação em Engenharia Mecânica  
do Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

**Orientador**

José Alberto dos Reis Parise

**Rio de Janeiro, Junho de 2016**

## **Agradecimentos**

Agradeço primeiramente, e acima de tudo, a Deus. Agradeço pelo dom de sua infinita graça, sabendo que dela não sou digno.

Agradeço a minha família, pelo apoio incondicional e incentivo durante essa jornada. Em especial a minha mãe Alvira pelo esforço incansável durante toda minha vida, e irmã Marcia por estar sempre presente. Ao meu falecido pai, agradeço pelos breves momentos de sua companhia.

Ao meu orientador Prof. José Alberto dos Reis Parise, agradeço por poder receber um pouco do seu imenso conhecimento, além de agradecer pela costumeira disponibilidade e imensa boa vontade durante o meu curso de graduação e na orientação deste projeto.

À minha namorada Ana, agradeço pela companhia, apoio e motivação para o cumprimento dos meus objetivos.

Finalmente, agradeço aos meus verdadeiros amigos, com os quais pude cultivar a amizade durante esse tempo na PUC-Rio.

Marcos Alexandre Izidoro da Fonseca

## **Resumo**

No presente trabalho, avaliou-se o comportamento e principais propriedades de um sistema trocador de calor quando operado com diferentes fluidos de trabalho. Inicialmente foi considerado a água, que posteriormente foi substituída por nanofluidos. Neste intuito, foi necessário aprimorar e simular através do software EES, um modelo matemático preexistente, que avalia as características térmicas e hidráulicas de um trocador de calor e também uma sub-rotina para a modelagem das características termofísicas dos nanofluidos. Os dados de entrada do modelo, referentes ao ponto de entrada do condensador, são: vazão mássica e temperatura do fluido de trabalho, pressão de condensação, temperatura e vazão mássica do refrigerante. Para avaliação de outros fluidos de trabalho, foi necessário aprimorar o modelo para o trocador de calor e utilizar uma sub-rotina que forneça as propriedades termofísicas dos nanofluidos para as simulações. Para os casos simulados, alterou-se os tipos de nanopartículas utilizadas para a composição do nanofluido, bem como a concentração volumétrica das mesmas. As nanopartículas consideradas foram compostas por óxido de alumínio, dióxido de titânio e cobre, com diâmetro de 10 nm. A variação da concentração volumétrica das nanopartículas foi entre 0 e 1%, incrementando-se 0,1% a cada novo caso avaliado. Considerando-se essa variação da concentração das nanopartículas para composição dos nanofluidos, nos resultados foram avaliadas as principais propriedades termofísicas dos nanofluidos utilizados. Sobre o condensador foram analisadas a taxa total de transferência de calor e a queda de pressão total no lado da água e nanofluidos.

## **Palavras-Chave**

Nanofluidos; Dimensionamento; Simulação; Trocador de Calor; Condensador; Casco e Tubo;

## **Abstract**

In this study, the behavior and main properties of a heat exchanger was evaluated when operated with different working fluids. It was first considered as the water, which was later replaced by nanofluids. For this it was necessary to improve and simulate through the ESS software, a pre-existing mathematical model that evaluates the thermal and hydraulic characteristics of a heat exchanger and also a subroutine for the modeling of thermo-physical characteristics of nanofluids. The model input data relating to the condenser inlet point, are mass flow and temperature of the working fluid, condensing pressure, temperature and mass flow of the coolant. For evaluation of other working fluids, it was necessary to improve the model for the heat exchanger and use a subroutine to provide the thermo-physical properties of nanofluids for the simulations. For the simulated cases changed the types of nanoparticles used for nanofluid composition and the volume concentration. The nanoparticles were considered to consist of aluminum oxide, titanium dioxide and copper, with a diameter of 10 nm. The variation of the volume concentration of the nanoparticles is between 0 and 1%, increasing by 0.1% for each new case evaluated. Considering the variation of the concentration of the nanoparticles in the composition of nanofluids, the results were evaluated the main thermo-physical properties of nanofluids used. About condenser analyzed the total rate of heat transfer and the total pressure drop across the water side and nanofluids.

## **Keywords**

Nanofluids; Design; Simulation; Heat Exchanger; Condenser; Shell and Tube

## Sumário

1. Introdução .....	9
1.1 Objetivo .....	10
1.2 Justificativa .....	10
1.3 Contribuição do trabalho .....	12
1.4 Conteúdo e Organização .....	12
2. Nanofluidos .....	13
2.1 Descrição .....	13
2.2 Propriedades dos Nanofluidos .....	15
3. O Condensador .....	16
4. Modelagem Matemática .....	19
4.1 Modelagem do Condensador .....	20
4.2 Zona de Dessuperaquecimento mais Bifásica .....	21
4.2.1 Cálculo das Áreas e Eficiência da Aleta .....	21
4.2.2 Cálculo do Coeficiente Convectivo do Refrigerante .....	25
4.2.3 Cálculo do Coeficiente Convectivo da Água .....	27
4.2.4 Cálculo da Temperatura Média da Parede Externa do Tubo .....	28
4.2.5 Cálculo do Coeficiente Global de Troca de Calor e da Efetividade .....	29
4.2.6 Cálculo do Calor Total trocado .....	29
4.3 Zona de subresfriamento .....	30
4.3.1 Cálculo do Coeficiente Convectivo do Refrigerante .....	30
4.3.2 Cálculo do Coeficiente Global de Troca de Calor da Zona Subresfriada .....	32
4.3.3 Cálculo do Calor Total trocado .....	33
4.4 Calor Total Trocado pelo Condensador .....	34
4.5 Queda de Pressão no Condensador .....	34
4.6 Modelagem do Nanofluido .....	35
4.6.1 Cálculo da Densidade dos Nanofluidos .....	35
4.6.2 Cálculo da Viscosidade dos Nanofluidos .....	35
4.6.3 Cálculo do Calor Específico dos Nanofluidos .....	36
4.6.4 Cálculo da Condutividade Térmica dos Nanofluidos .....	36
4.6.5 Cálculo do Número de Prandtl dos Nanofluidos .....	37
5. Código Computacional e Solução Numérica .....	37

5.1	O Programa Utilizado (EES)	37
5.2	Dados de Entrada	37
5.3	Código Computacional	38
6.	Resultados	47
6.1	Validação Modelo x Experimental	47
6.2	Análise Paramétrica Nanofluidos	48
6.2.1	Propriedades Termofísicas dos Nanofluidos	48
6.2.2	Taxa de transferência de calor no Condensador	50
6.2.3	Queda de Pressão no Condensador	51
7.	Conclusão	53
	Bibliografia	54

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	- Condução térmica elementos x condução térmica da água (Campos et al, 2009)	12
Figura 2.2	- Nanopartículas de 79% Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> – 21% H <sub>2</sub> O (Hosokawa et al., 2007)	14
Figura 3.1	- Pontos termodinâmicos do condensador	16
Figura 3.2	- Condensador fechado	17
Figura 3.3	- Condensador aberto	17
Figura 3.4	- Passes dos tubos no condensador	16
Figura 3.5	- Escoamento dos fluidos no condensador	16
Figura 3.6	- Tubo aletado	17
Figura 3.7	- Evolução das temperaturas dos fluidos ao longo do processo	18
Figura 4.1	- Divisão de zonas do condensador	20
Figura 4.2	- Modelo da área unitária no lado do refrigerante	20
Figura 4.3	- Esquema da geometria da área entre os tubos	21
Figura 4.4	- Parâmetros geométricos de uma aleta circular	22
Figura 5.1	- Gráfico comparativo da taxa de calor trocada no condensador	46
Figura 6.1	- Gráfico de Resultado: Densidade dos Nanofluidos	47
Figura 6.2	- Gráfico de Resultado: Viscosidade dos Nanofluidos	47
Figura 6.3	- Gráfico de Resultado: Calor Específico dos Nanofluidos	48
Figura 6.4	- Gráfico de Resultado: Condutividade Térmica dos Nanofluido	48
Figura 6.5	- Gráfico de Resultado: Taxa de Transferência de Calor, vazão mássica constante	49
Figura 6.6	- Gráfico de Resultado: Taxa de Transferência de Calor, velocidade constante	49
Figura 6.7	- Gráfico de Resultado: Taxa de Transferência de Calor, Reynolds contante	50
Figura 6.8	- Gráfico de Resultado: Queda de Pressão, vazão mássica constante	50
Figura 6.9	- Gráfico de Resultado: Queda de Pressão, velocidade constante	51
Figura 7.0	- Gráfico de Resultado: Queda de Pressão, Reynolds constante	51



## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Propriedades termofísicas de nanopartículas e fluidos base .....	14
Tabela 3.1 - Características nominais do condensador .....	16
Tabela 3.2 - Dados geométricos do condensador .....	17
Tabela 4.1 - Correlações para fluxo cruzado sobre tubos, para $N > 16$ e $0,7 < Pr < 500$ . ( $P_p$ é avaliado em $T_p$ ) .....	31
Tabela 4.2 - Fator de correção proposto por Zukauskas (1987).....	31
Tabela 5.1 - Tabela Paramétrica com dados de entrada e saída .....	476

## **1. Introdução**

Considerando nosso modelo de vida contemporâneo, é possível notar que é elevada e crescente a demanda por bens de consumo que cumpram a finalidade de suprir nossas necessidades básicas e contribuir para o aumento da comodidade e conforto em nosso cotidiano. Partindo deste princípio, é notório que obrigatoriamente nossos meios de produção são rotineiramente impactados por essa demanda. O aumento da eficiência energética, e a redução dos custos dos processos compreendidos nos mais diversos meios de produção, é de vital importância para a manutenção da produção em números que atendam a demanda atual. Além de fatores econômicos envolvidos, este aumento de eficiência tão necessário, pode ser considerado como um dos principais gargalos na produção de um determinado bem.

São inúmeros os processos industriais onde estão presentes os sistemas de troca térmica. Desde a complexa indústria do petróleo, até simples trocadores de calor para sistemas de refrigeração residencial, percebemos a importância destes sistemas. Como introduzido, é pujante a necessidade do desenvolvimento de novas alternativas que possam contribuir para o aumento de sua eficiência, contribuindo assim para o aumento da eficiência global do processo como um todo.

É neste contexto que o presente trabalho se desenvolve: avaliar o desempenho de uma alternativa para o aumento da eficiência de um sistema de refrigeração. A utilização de nanofluidos em sistemas de refrigeração é sem dúvida uma destas novas alternativas. Estes são constituídos pela combinação entre um fluido base convencionalmente utilizado em sistemas de trocadores de calor e partículas de tamanho nanométrico. A esperada superioridade da capacidade de troca de calor que esta combinação de fluidos com nanopartículas possui frente a capacidade de troca de calor de fluidos convencionais, gera grande interesse e motiva a busca pelo entendimento dos fenômenos decorrentes da utilização destes fluidos, bem como a validação da melhora de desempenho esperado. Em busca destes resultados, neste trabalho serão avaliadas as principais

características comportamentais de um sistema de refrigeração do tipo casco e tubo aletado, substituindo a água por nanofluidos como fluido de refrigeração. Posteriormente variou-se a fração volumétrica das nanopartículas presentes nestes fluidos.

## **1.1 Objetivo**

Este trabalho cumpre o objetivo de avaliar através de utilização dos recursos computacionais, com a simulação numérica, utilizando um modelo matemático preexistente, as principais características comportamentais e o desempenho de um sistema de refrigeração do tipo casco e tubo substituindo a água por nanofluidos como fluido de refrigeração.

Para tal, foram necessários os seguintes passos:

1. Aprimoramento e utilização de um modelo matemático para o trocador de calor considerado. Neste caso, um condensador do tipo casco e tudo;
2. Utilização de um modelo matemático que represente o comportamento dos nanofluidos utilizados e suas respectivas propriedades termofísicas;
3. Modelagem de processos físicos que regem o comportamento dos fluidos em um trocador de calor do tipo casco e tudo;
4. Análise e comparação dos resultados obtidos quando ocorre a troca entre os fluidos refrigerantes;

## **1.2 Justificativa**

Considerando os principais fluidos utilizados em sistemas trocadores de calor, observamos que a principal limitação para o aumento da eficiência na troca de calor, por parte do fluido, reside na condutividade térmica dos mesmos (Choi et al., 1995). Naturalmente um fluido com maior capacidade de realizar troca térmica é altamente atrativo para qualquer das aplicações nas quais

venha a ser utilizado. O ganho de eficiência do sistema, de um modo geral deve ser sempre buscado e será sempre bem-vindo.

Com a utilização dos nanofluidos, como fluido de trabalho em trocadores de calor é possível aumentar a eficiência global do sistema. Em teoria, o ganho de eficiência é obtido pelo incremento na condutividade térmica do fluido base após a adição das nanopartículas. Nas mais diversas aplicações podemos obter ganhos como por exemplo: redução da área total de troca do trocador de calor, redução da vazão de fluido de trabalho necessário para a mesma quantidade de calor trocado, entre outras (Choi et al., 2002).

Segundo Diamond (1995), as principais propriedades dos nanofluidos que o fazem ser considerados como possíveis candidatos como a próxima geração de fluidos de trabalho em sistemas trocadores de calor são:

1. Elevadas condutividades térmicas com respeito às tradicionais suspensões sólido/líquido atualmente disponíveis.
2. Não há uma relação linear entre a concentração e a condutividade térmica.
3. Há um incremento da condutividade térmica com a temperatura, na maioria dos casos.
4. Há incrementos significativos do fluxo de calor crítico (CHF).

Considerando que ainda existem diversos fatores a serem analisados, simulados e avaliados em experimentos sobre a utilização dos nanofluidos como fluido de trabalho nos mais diversos tipos de trocadores de calor, e também obter o mínimo de predição sobre o seu comportamento quando submetidos a simulação e avaliação em sistemas reais, o presente trabalho encontra sua principal justificativa.

### **1.3 Contribuição do trabalho**

O presente trabalho pretende contribuir com o fornecimento de dados referente a simulação numérica e avaliação de resultados sobre o comportamento de nanofluidos diversos, quando utilizados como fluidos de trabalho em um trocador de calor do tipo caso e tubo sob determinada condição de operação.

### **1.4 Conteúdo e Organização**

No segundo capítulo é apresentada uma introdução teórica sobre os nanofluidos, considerando suas principais características. No terceiro capítulo são explicitadas as características gerais do condensador a ser modelado, assim como seu funcionamento, dados geométricos e condições de operação. No quarto capítulo, é apresentado o modelo matemático utilizado, com todas as operações realizadas e relações termodinâmicas.

Logo em seguida, no quinto capítulo é descrita a solução numérica e seu código computacional, os quais permitirão a análise comparativa com os dados medidos em laboratório e a respectiva validação do modelo desenvolvido.

No sexto capítulo segue a análise paramétrica contendo os resultados retornados pelo modelo simulado e suas respectivas variações. No sétimo capítulo, segue a conclusão do trabalho. Após a conclusão é apresentada as referências bibliográficas utilizadas para a construção do presente trabalho.

## 2. Nanofluidos

### 2.1 Descrição

Nanofluidos são misturas compostas por um fluido base e partículas de dimensões nanométricas. Podem também ser definidos como suspensões de partículas de diâmetros entre 1 e 100 nm quando dispersadas em fluidos de trabalho convencionais, como por exemplo: água, óleo, entre outros (Das et al., 2008). O interesse pelo estudo da utilização destes fluidos como fluidos de trabalho em sistema de refrigeração por exemplo, surge devido a elevada capacidade de troca de calor que estes fluidos apresentam frente aos fluidos de trabalho convencionalmente utilizados. Esse incremento na troca térmica é devido, entre outros fatores, a elevada condutividade térmica dos elementos que dão origem as nanopartículas utilizadas nas suspensões.

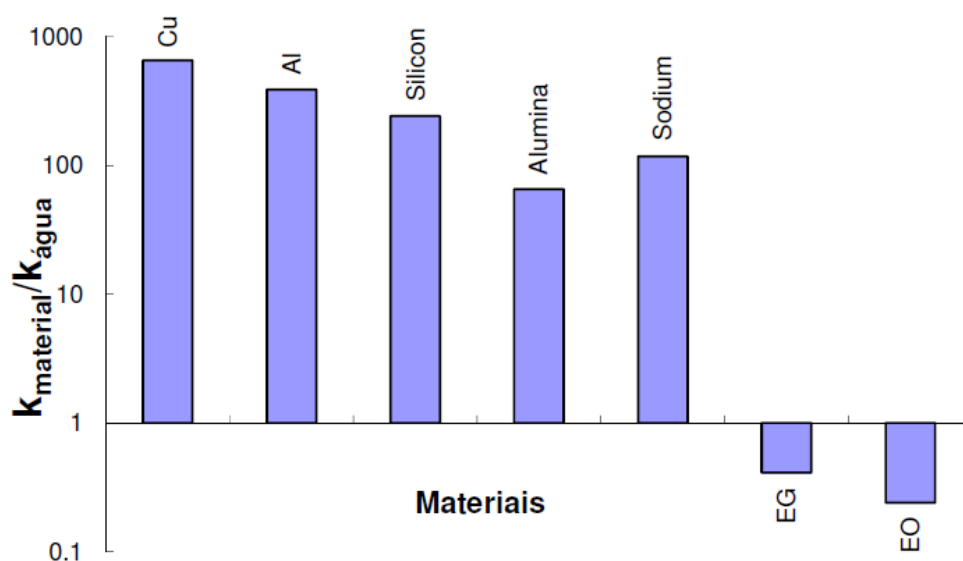


Figura 2.1 – Condutividade térmica elementos x condutividade térmica da água (Campos et al, 2009)

A relevância da sobre o uso destes fluidos, e o fato de que a suspensão de partículas sólidas em líquidos é capaz de provocar um incremento, muitas vezes significativo, na condutividade térmica da solução em relação ao fluido base, é conhecida e estudada a um tempo considerável (Witharana, 2003).

Considerando os aspectos citados, atualmente estes fluidos são fortes candidatos a se tornarem a próxima geração de fluidos refrigerantes para as mais diversas aplicações devido as características favoráveis de transferência de calor que são obtidas através da deposição das partículas de tamanho nanométrico em fluidos convencionais.

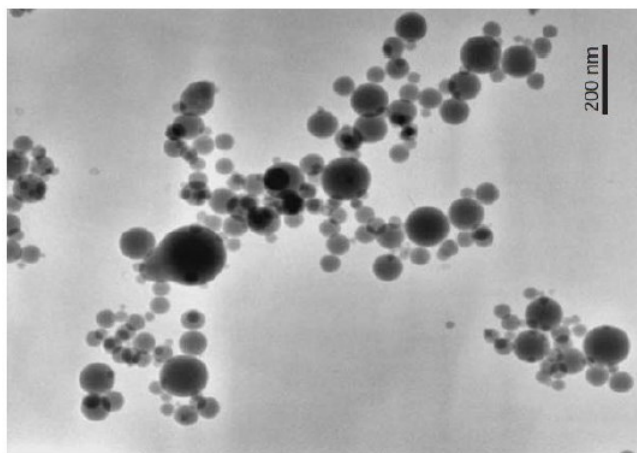
De acordo com Bandarra Filho et al. (2008) e Campos (2009), os aspectos de maior interesse na temática dos nanofluidos podem ser resumidos em:

1. Elevada condutividade térmica da suspensão, quando comparada aos fluidos convencionais;
2. Possibilidade do aumento ou diminuição do coeficiente de troca de calor da solução, com o aumento da fração volumétrica de nanopartículas, considerando escoamento com uma única fase;
3. Inexistência de uma tendência bem definida, incremento ou diminuição do coeficiente de troca de calor, quando existe ebulição no escoamento;

Segundo Das et al., (2008) é possível utilizar as seguintes nanopartículas para composição dos nanofluidos:

1. Óxidos cerâmicos ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{CuO}$ ).
2. Nítridos cerâmicos ( $\text{AlN}$ ,  $\text{SiN}$ ).
3. Cerâmicos a base de carbeto ( $\text{SiC}$ ,  $\text{TiC}$ ).
4. Metais ( $\text{Cu}$ ,  $\text{Ag}$ ,  $\text{Au}$ ).
5. Semicondutores ( $\text{TiO}_2$ ,  $\text{SiC}$ ).
6. Nanotubos de carbono.

A nomenclatura é do nanofluido é derivado diretamente de sua composição, ou seja, do fluido base e do elemento utilizado para as nanopartículas. No caso do óxido de alumínio, de fórmula química  $\text{Al}_2\text{O}_3$  suspenso em água ( $\text{H}_2\text{O}$ ), temos o nanofluido Óxido de Alumínio-Água ou então  $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{H}_2\text{O}$ . Como ilustração segue uma micrografia de nanopartículas de Óxido de Alumínio-Água.



**Figura 2.2 – Nanopartículas de 79%  $\text{Al}_2\text{O}_3$  – 21%  $\text{H}_2\text{O}$  (Hosokawa et al., 2007)**

## 2.2 Propriedades dos Nanofluidos

A determinação das principais propriedades dos nanofluidos utilizados no presente trabalho foram obtidas através da utilização de correlações encontradas obtidas na literatura. Tais correlações levam em consideração principalmente as propriedades termofísicas do fluido base e também das do elemento utilizado para geração das nanopartículas. Em Velagapudi et al., (2008) são encontradas tais propriedades. As equações foram listadas no item 4.5.

Property	Water	Ethylene glycol	Cu	$\text{Al}_2\text{O}_3$	CuO	Ti O <sub>2</sub>
$C$ [J/kgK]	4179	2415	385	765	535.6	686.2
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	997.1	1111	8933	3970	6500	4250
$k$ [W/mK]	0.605	0.252	400	40	20	8.9538
$\alpha$ [m <sup>2</sup> /s]	1.47	93	1163	1317	57.45	30.7

**Tabela 2.1 – Propriedades termofísicas de nanopartículas e fluidos base**

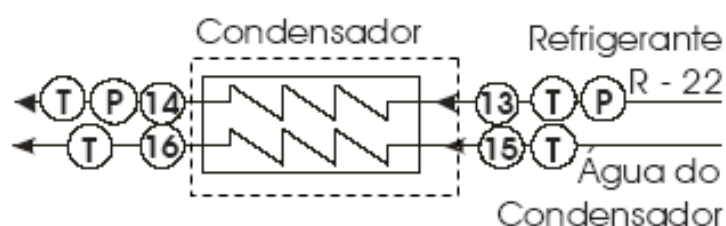


### 3. O Condensador

O contexto considerado é o de um sistema de refrigeração o qual trabalha a altos níveis de temperatura e pressão no condensador. Na prática, os principais desafios técnicos são a alta temperatura na saída do compressor e o espaço reduzido de área transversal disponível para a condensação. Os modelos mais simplistas consideram as três zonas do condensador como um único grupo bifásico, onde apenas um coeficiente global de transferência de calor é calculado. Um modelo mais detalhado, determinístico, é utilizado no presente estudo, distingue duas diferentes zonas, uma representada pelo estado superaquecido e bifásico, e outra pelo subresfriado, identificando seus respectivos coeficientes de troca de calor.

Adiante seguem as características gerais do condensador a ser modelado, assim como seu funcionamento, dados geométricos e condições de operação. O condensador será simulado de modo a prever seu comportamento a partir dos dados empíricos obtidos por Pruzaesky (2005).

A Figura 3.1 abaixo, apresenta o esquema de pontos termodinâmicos experimentais para os dois fluidos envolvidos na troca de calor que ocorre no condensador. Na figura, a linha pontilhada delimita o volume de controle analisado nessa parte do trabalho.



**Figura 3.1 - Pontos termodinâmicos do condensador**

O condensador é um trocador de calor do tipo casco e tubo aletado, da marca *EVACON*<sup>®</sup>, modelo *CFA-2*, com 5 fileiras de tubos escalonadas (desalinhadas). O condensador em questão é mostrado na Figura 3.2. Abaixo, Tabela 3.1 com as características nominais do condensador, fornecidas pelo fabricante.

Capacidade de refrigeração	8,4 kW
Superfície de troca de calor	1,44 m <sup>2</sup>
P <sub>casco</sub>	24 kg/cm <sup>2</sup>
P <sub>tubo</sub>	6 kg/cm <sup>2</sup>

**Tabela 3.1 - Características nominais do condensador**



**Figura 3.2 - Condensador fechado**

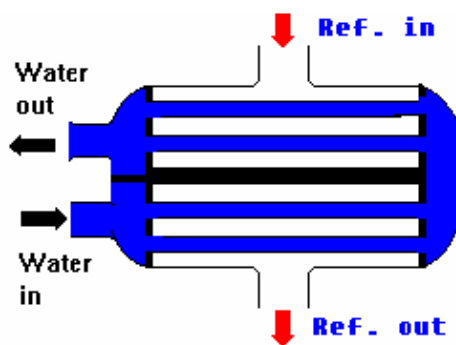
O condensador possui um escoamento cruzado e contra-corrente, seu funcionamento consiste em seis passes de água no tubo e um passe de refrigerante no casco, como mostrado na Figura 3.3, Figura 3.4 e no esquema elucidado pela Figura 3.5.



**Figura 3.3 - Condensador aberto**



**Figura 3.4 - Passes dos tubos no condensador**



**Figura 3.5 - Escoamento dos fluidos no condensador**

Para a utilização do modelo determinístico, se faz necessário conhecer os parâmetros geométricos do condensador em estudo, estes foram medidos e constam na seguinte tabela:

<b>Detalhes geométricos do condensador</b>	
Número de tubos	18
Número de fileiras de tubo	5
Comprimento do tubo	0,445m
Comprimento do condensador	0,530m
Diâmetro externo da carcaça	0,150m
Diâmetro interno da carcaça	0,144m
Espaçamento entre tubos (transv., diag. e long)	0,028m
<b>Detalhes geométricos do tubo</b>	
Diâmetro externo	0,0189m
Diâmetro interno	0,0167m
Diâmetro do tubo na raiz da aleta	0,0176m
Passo das aletas	0,000816m
Comprimento da parte sem aletas do tubo	0,090m
Comprimento do tubo que não troca calor	0,020m

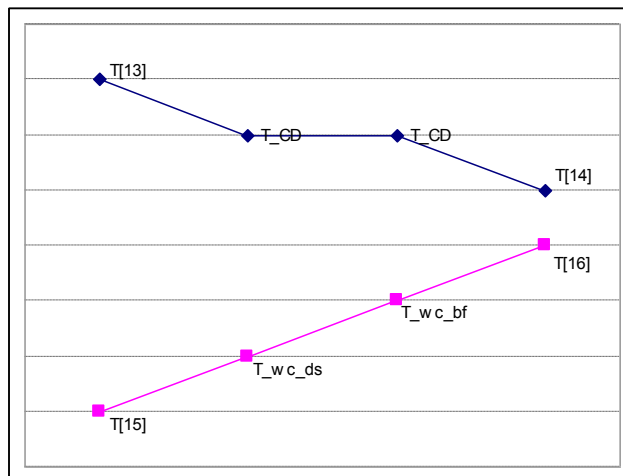
**Tabela 3.2 - Dados geométricos do condensador**

Vale ressaltar que uma grande área superficial do tubo é composta por microaletas de cobre rosqueadas (roscas de perfil quadrado) neste, enquanto que nos extremos não há presença de aletas, sendo os tubos totalmente lisos. Para a medição da maioria dos parâmetros referentes aos tubos foi utilizado um projetor de perfil localizado no Laboratório de Metrologia da PUC-Rio.



**Figura 3.6 - Tubo aletado**

Para fins de análise, o condensador pode ser dividido em três zonas de transferência de calor (dessuperaquecimento, bifásica e subresfriamento), a mudança de temperatura para os dois fluidos ocorre da forma como está mostrado na Figura 3.7, onde a linha superior representa a temperatura do refrigerante e a linha inferior representa a temperatura da água.



**Figura 3.7 - Evolução das temperaturas dos fluidos ao longo do processo**

Analisando o comportamento térmico do refrigerante, ficam claras as três zonas de troca de calor existentes no condensador. O dessuperaquecimento ocorre no primeiro trecho, no qual o fluido refrigerante passa da temperatura de entrada do condensador,  $T_{13}$ , para a temperatura de condensação,  $T_{CD}$ . A zona bifásica é observada no trecho de temperatura constante e igual à temperatura de condensação. A zona de sub-resfriamento é caracterizada pelo resfriamento do fluido da temperatura de condensação até a temperatura de saída do condensador,  $T_{14}$ .

#### 4. Modelagem Matemática

A seguir, apresentaremos o modelo matemático utilizado, com todas as operações realizadas e relações termodinâmicas. A solução numérica e seu código computacional permitirão a análise comparativa com os dados medidos em laboratório e a respectiva validação do modelo desenvolvido.

## 4.1 Modelagem do Condensador

Nesta seção serão descritas todas as equações e relações termodinâmicas utilizadas na simulação numérica do condensador apresentado anteriormente. O modelo desenvolvido no presente trabalho, assume que o condensador pode ser dividido em duas zonas distintas de troca de calor no lado do refrigerante: a zona de dessuperaquecimento mais bifásica e a zona de subresfriamento, conforme pode-se observar na Figura 4.1

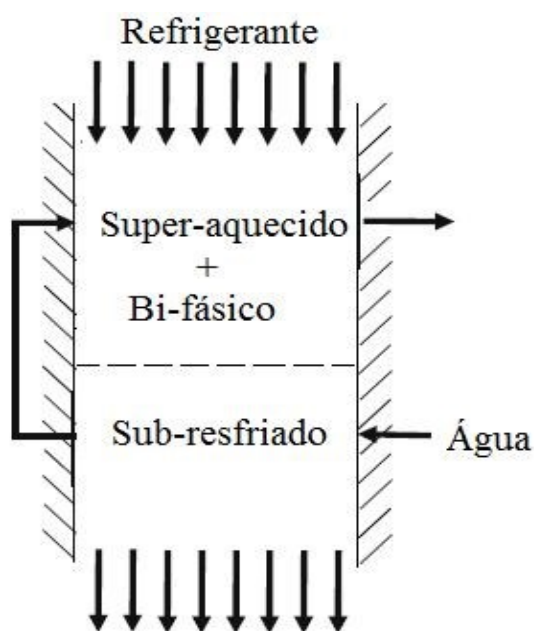


Figura 4.1 - Divisão de zonas do condensador

São adotadas também as hipóteses de regime permanente e volume de controle adiabático, ou seja, não há variações dos parâmetros com o tempo e perdas de calor para o meio externo. Para uma melhor compreensão do modelo matemático, este será subdividido em duas partes, uma para cada zona de troca de calor.

## 4.2 Zona de Dessuperaquecimento mais Bifásica

### 4.2.1 Cálculo das Áreas e Eficiência da Aleta

Nesta seção serão explicitados os cálculos das áreas envolvidas na troca de calor da zona de dessuperaquecimento e bifásica, além do equacionamento detalhado dos parâmetros relacionados à eficiência das aletas. Alguns destes cálculos serão reutilizados na região de subresfriamento

Para algumas situações complexas de troca de calor que veremos mais adiante, foi utilizada uma simplificação das geometrias envolvidas afim de viabilizar uma melhor modelagem física de tais condições. Sendo assim, nesses casos a região geométrica de interesse se concentra nas áreas unitárias do tubo onde há troca de calor, tanto no lado do refrigerante quanto da água. O modelo da área unitária no lado do refrigerante leva em consideração a área superficial de uma única aleta somada a área superficial do tubo entre duas aletas, conforme a Figura 4.2. Seu equacionamento é da seguinte forma:

$$A_{un,r} = A_{un,fin} + A_{un,p} \quad (1)$$

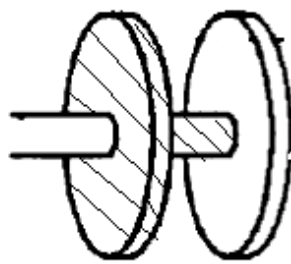


Figura 4.2 - Modelo da área unitária no lado do refrigerante

Onde,  $A_{un,fin}$ , área superficial de uma única aleta e  $A_{un,p}$ , área superficial do tubo entre duas aletas têm as seguintes expressões:

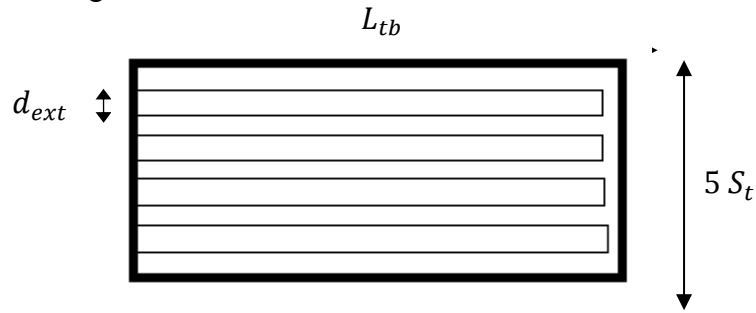
$$A_{un,fin} = 2\pi \left[ \frac{d_{ext}^2 - d_{raiz}^2}{4} \right] + \pi d_{ext} \delta_{fin} \quad (2)$$

$$A_{un,p} = \pi p_{fin} d_{raiz} \quad (3)$$

Já para o lado da água, a área de troca de calor unitária que interessa é relacionada ao interior do tubo e tem a seguinte expressão:

$$A_{un,a} = \pi d_{raiz} (\delta_{fin} + p_{fin}) \quad (4)$$

Para o cálculo da área entre os tubos, por onde o fluido refrigerante escoa, foi adotada a seguinte geometria da Figura 4.3:



**Figura 4.3 - Esquema da geometria da área entre os tubos**

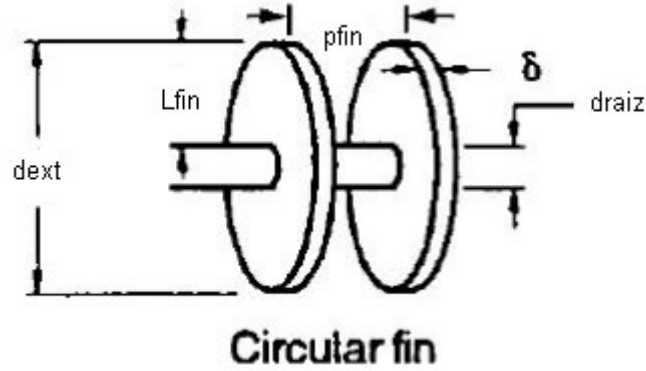
Através desse esquema, chega-se ao equacionamento da área:

$$A_{btw,tb} = L_{tb} (5S_t - 4d_{ext}) \quad (5)$$

A área interna do tubo, por onde a água escoa, é de fácil expressão:

$$A_{int,tb} = \frac{\pi d_{int}^2}{4} \quad (6)$$

Segundo Shah (1985), a eficiência de uma aleta circular depende de seus parâmetros geométricos e das condições de troca de calor ao seu redor, conforme a Figura 4.4 e as equações abaixo:



**Figura 4.4 - Parâmetros geométricos de uma aleta circular**

$$r_d = \frac{d_{ext}}{d_{raiz}} \quad (7)$$

$$a = r_d^{-0,246} \quad (8)$$

$$b = 0,9107 + 0,0893r_d \quad (9)$$

$$L_{eq} = L_{fin} + \frac{\delta_{fin}}{2} \quad (10)$$

$$m = \left[ 2 \frac{\alpha_{r,N.fin}}{\delta_{fin} k_{tb}} \right]^{1/2} \quad (11)$$

$$n = 10^{(0,13mL_{eq}-1,3863)} \quad (12)$$



$$\theta = mL_{eq}r_d^n \quad (13)$$

$$e = 0,6 + 2,257r_d^{-0,445} \quad (14)$$

Se  $\theta > e$ , a eficiência da aleta circular fica da seguinte forma:

$$\phi_{fin} = a(mL_{eq})^{-b} \quad (15)$$

Caso contrário, temos:

$$\phi_{fin} = \frac{\tanh(\theta)}{\theta} \quad (16)$$

Com isso, chega-se ao equacionamento da área efetiva de uma aleta e de sua efetividade

$$A_{ef} = A_{un,fin}\phi_{fin} + A_{un,p} \quad (17)$$

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{un,fin}}{A_{un,p}}(1 - \phi_{fin}) \quad (18)$$

A elaboração do modelo baseou-se na área interna total dos tubos,  $A_{cd}$ , ou seja, a área de troca de calor no lado da água. Foram estabelecidas também três outras correlações entre as áreas e números de fileiras de tubos da região de dessuperaquecimento mais bifásico e da região de subresfriamento. Todas as correlações são mostradas a seguir:

$$A_{cd} = \pi d_{int} L_{tb} n_{tb} \quad (19)$$

$$A_{cd} = A_{sr} + A_{dsbf} \quad (20)$$

$$\frac{n_{fil,tb,tot}}{A_{cd}} = \frac{n_{fil,tb,dsbf}}{A_{dsbf}} \quad (21)$$

$$n_{fil,tb,sr} = n_{fil,tb,tot} - n_{fil,tb,dsbf} \quad (22)$$

## 4.2.2 Cálculo do Coeficiente Convectivo do Refrigerante

Para o cálculo do coeficiente convectivo local do refrigerante, deve-se levar em conta a separação da superfície aletada e lisa dos tubos. O efeito da presença de aletas em aumentar a área superficial de troca de calor faz com que as correlações dessas duas regiões se baseiem em parâmetros termodinâmicos diferentes.

### 4.2.2.1 Região Aletada

Beatty and Katz (1948) propuseram a seguinte correlação para condensação no lado do refrigerante em um tubo horizontal aletado:

$$\alpha_{r,fin} = 0,689 \left[ \frac{\rho_l^2 k_l^3 g h_{lv}}{\mu_l (T_{sat} - T_p) D_e} \right]^{1/4} \quad (23)$$

Onde  $D_e$  é o diâmetro equivalente, calculado pela seguinte expressão:

$$\frac{1}{D_e^{1/4}} = 1,30 \frac{A_{un,fin} \theta}{A_{ef} \left[ \pi (d_{ext}^2 - d_{raiz}^2) / d_{raiz} \right]^{1/4}} + \frac{A_{un,p}}{A_{ef} d_{ext}^{1/4}} \quad (24)$$

A equação (23) é válida somente para condensação ao redor de um único tubo. Na presença de tubos vizinhos, as condições termodinâmicas para condensação são significativamente diferentes, onde é necessário contabilizar a influência do cisalhamento do vapor superaquecido por entre as fileiras de tubos. A correlação para o cálculo do coeficiente convectivo local do refrigerante para  $N$  fileiras escalonadas de tubos aletados [3],  $n_{fil,tb,dsbf}$ , é da seguinte forma:

$$\alpha_{r,N,fin} = \left[ 0,5 \alpha_{cis}^2 + (0,25 \alpha_{cis}^4 + \alpha_r^4)^{1/2} \right]^{1/2} n_{fil,tb,dsbf}^{-1/6} \quad (25)$$

na qual o termo de cisalhamento  $\alpha_{cis}$  é dado pela equação abaixo:

$$\alpha_{cis} = 0,9 \left[ \frac{\rho_l V_v d_{ext}}{\mu_l} \right]^{1/2} \left[ \frac{k_l}{d_{ext}} \right] \quad (26)$$

A velocidade do refrigerante no estado vapor superaquecido  $V_v$  é calculada a partir de sua vazão mássica, conhecida em nossa simulação numérica:

$$V_v = \frac{\dot{m}_r}{\rho_v A_{btw,tb}} \quad (27)$$

#### 4.2.2.2 Região sem Aleta

Na região onde não há aletas, o coeficiente convectivo local do refrigerante para condensação ao redor de um único tubo horizontal pode ser calculado pela correlação de Dhir and Lienhard (1971):

$$\alpha_r = 0,729 \left[ \frac{\rho_l k_l^3 (\rho_l - \rho_v) g h_{lv}}{\mu_l^2 (T_{sat} - T_p) d_{ext}} \right]^{1/4} \quad (28)$$

De forma similar à região aletada, a presença de outros tubos na vizinhança requer um ajuste na equação (28) para  $N$  fileiras escalonadas de tubos, segundo Incropera and DeWitt (2002):

$$\alpha_{r,N} = \alpha_r n_{fil,tb,dsbf}^{-1/4} \quad (29)$$

#### 4.2.3 Cálculo do Coeficiente Convectivo da Água

A correlação de Dittus-Boelter (1930) para o Número de Nusselts em situações de convecção forçada dentro de tubos, é utilizada para o cálculo do coeficiente convectivo da água:

$$Nu_a = 0,023 Re_a^{0,8} Pr_a^{0,4} \quad (30)$$

Onde  $Re_a$  é o Número de Reynolds e  $Pr_a$  o Número de Prandtl do escoamento:

$$Re_a = \frac{\rho_a V_a d_{int}}{\mu_a} \quad (31)$$

$$Pr_a = \frac{c p_a \mu_a}{k_a} \quad (32)$$

A velocidade  $V_a$  da água é calculada de forma similar a do refrigerante, através de sua vazão mássica conhecida:

$$V_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a A_{int,tb}} \quad (33)$$

A correlação de Dittus-Boelter somente é aplicável quando não há mudança de fase do fluido escoando internamente no tubo e para as seguintes faixas de Número de Reynolds e Prandtl:  $10.000 < Re < 120.000$  e  $0,7 < Pr < 120$ . Satisfeitas tais condições, chega-se ao equacionamento final do coeficiente convectivo da água:

$$\alpha_a = \frac{k_a}{d_{int}} Nu_a \quad (34)$$

#### 4.2.4 Cálculo da Temperatura Média da Parede Externa do Tubo

Para o cálculo da temperatura média da parede externa do tubo, o modelo da área unitária (explicitado anteriormente), tanto no lado do refrigerante quanto da água, foi utilizado.

A resistência térmica devido a condução de calor na parede do tubo deve ser considerada nessa modelagem, da seguinte forma:

$$R_k = \frac{d_{raiz} - d_{int}}{k_{tb}} \quad (35)$$

Com isso chega-se ao cálculo do coeficiente global de troca de calor unitário no lado da água:

$$U_{un,a} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + R_k} \quad (36)$$

Através das equações de troca de calor unitária por convecção no lado do refrigerante e da água, cria-se um sistema de duas equações e duas variáveis que nos fornece o valor da temperatura média da parede externa do tubo:

$$\dot{Q}_{un} = \alpha_{r,fin} \eta_0 A_{un,r} (T_{cd} - T_p) \quad (37)$$

$$\dot{Q}_{un} = U_{un,a} A_{un,a} (T_p - T_{e,a_{dsbf}}) \quad (38)$$

#### 4.2.5 Cálculo do Coeficiente Global de Troca de Calor e da Efetividade

Com ambos os coeficientes locais (região lisa e aletada) calculados, através de analogia elétrica, considerando-os como resistências convectivas em paralelo, encontra-se o coeficiente convectivo equivalente da zona de dessuperaquecimento mais bifásica:

$$\frac{1}{\alpha_{r,N,eq}} = \frac{\frac{1}{\eta_0 \alpha_{r,N,fin}} \frac{1}{\alpha_{r,N}}}{\frac{1}{\eta_0 \alpha_{r,N,fin}} + \frac{1}{\alpha_{r,N}}} \quad (39)$$

Com todos os parâmetros necessários calculados, chega-se ao equacionamento do coeficiente global de troca de calor da zona de dessuperaquecimento mais bifásica:

$$U_{dsbf} = \frac{1}{\frac{d_{raiz}}{d_{int} \alpha_{r,N,eq}} + \frac{d_{raiz} \ln\left(\frac{d_{raiz}}{d_{int}}\right)}{2k_{tb}} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (40)$$

A efetividade é obtida a partir da seguinte formulação:

$$\epsilon = 1 - \exp\left(-U_{dsbf} \frac{A_{dsbf}}{\dot{m}_a c p_a}\right) \quad (41)$$

#### 4.2.6 Cálculo do Calor Total trocado

Nesta seção serão apresentados os balanços de energia no fluido refrigerante, na água e a equação de troca de calor entre eles, respectivamente. Estas são:

$$\dot{Q}_{dsbf} = \dot{m}_r(h_{e,r,dsbf} - h_{s,r,dsbf}) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{dsbf} = \dot{m}_a c p_a (T_{s,a,dsbf} - T_{e,a,dsbf}) \quad (43)$$

$$\dot{Q}_{dsbf} = \dot{m}_a c p_a \epsilon (T_{r,cd,dsbf} - T_{e,a,dsbf}) \quad (44)$$

### 4.3 Zona de subresfriamento

O cálculo para a região subresfriada é bastante semelhante a de dessuperquecimento mais bifásica. Desta vez, a principal diferença, é o fato de o fluido refrigerante estar em seu estado líquido, conseqüentemente, um novo coeficiente convectivo de troca de calor deverá ser calculado. Vale ressaltar que o cálculo do coeficiente convectivo da água não será calculado novamente, pois a diferença de temperatura desta não é significativamente grande para modificar suas propriedades termodinâmicas.

#### 4.3.1 Cálculo do Coeficiente Convectivo do Refrigerante

##### 4.3.1.1 Região Aletada

Para o cálculo do coeficiente convectivo do refrigerante no estado líquido fluindo sobre uma superfície circular aletada, faz-se uso da Correlação de Farrel [4] e Briggs & Young [5], que é mostrada abaixo:

$$\alpha_{r,fin,sr} = 0,0232 Re_r^{0,8} Pr_r^{\frac{1}{3}} \frac{k_{r,ls}}{d_{ext}} \quad (45)$$

onde, tanto o valor de Reynolds quanto o de Prandtl será o já calculado para o coeficiente convectivo do fluido sobre uma região não aletada.

#### 4.3.1.2 Região sem Aleta

Para este cálculo, será feito o uso da correlação de Zukauskas (1987), que para  $N$  fileiras escalonadas de tubos é dada por:

$$\alpha_{r,N,sr} = k_{r,ls} \frac{Nu_{r,N}}{d_{ext}} \quad (46)$$

onde, Reynolds será representado por um novo valor, referente à esta região de subresfriamento, pois a velocidade muda bruscamente. Assim sendo:

$$Re_r = \rho_{r,ls} V_{max,r,sr} \frac{d_{ext}}{\mu_{r,ls}} \quad (47)$$

sendo que,  $V_{max,r,sr}$  será:

$$V_{max,r,sr} = S_t \frac{V_{r,sr}}{S_t - d_{ext}} \quad (48)$$

se  $S_d > \frac{S_t + d_{ext}}{2}$ , do caso contrário,

$$V_{max,r,sr} = S_t \frac{V_{r,sr}}{2(S_t - d_{ext})} \quad (49)$$

O número de Prandtl será dado pelo próprio programa através de função padrão para propriedades de fluidos, mediante definição de dois parâmetros físicos, pressão e temperatura. Contudo, para  $N$  fileiras, com arranjo escalonado, segundo Zukauskas, se faz necessário, também, o cálculo de um novo número de Nusselt, que é:

$$Nu_{r,N} = F Nu_r \quad (50)$$



onde,  $Nu_r$  dependerá diretamente de Reynolds, como pode-se ver na tabela abaixo.

Arranjo	Intervalo de $Re_D$	Correlação
<b>Em linha</b>	0 - 100	$Nu_r = 0,9Re_r^{0,4}Pr^{0,36}(Pr/Pr_p)^{0,25}$
	100 – 1000	$Nu_r = 0,52Re_r^{0,5}Pr^{0,36}(Pr/Pr_p)^{0,25}$
	1000 – $2 \times 10^5$	$Nu_r = 0,27Re_r^{0,63}Pr^{0,36}(Pr/Pr_p)^{0,25}$
	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	$Nu_r = 0,033Re_r^{0,8}Pr^{0,4}(Pr/Pr_p)^{0,25}$
<b>Escalonado</b>	0 – 500	$Nu_r = 1,04Re_r^{0,4}Pr^{0,36}(Pr/Pr_p)^{0,25}$
	500 – 1000	$Nu_r = 0,71Re_r^{0,5}Pr^{0,36}(Pr/Pr_p)^{0,25}$
	1000 – $2 \times 10^5$	$Nu_r = 0,35(S_t/S_L)^{0,2}Re_r^{0,6}Pr^{0,36}(Pr/Pr_p)^{0,25}$
	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	$Nu_r = 0,031(S_t/S_L)^{0,2}Re_r^{0,8}Pr^{0,36}(Pr/Pr_p)^{0,25}$

Tabela 4.1 - Correlações para fluxo cruzado sobre tubos, para  $N > 16$  e  $0,7 < Pr < 500$ . ( $P_p$  é avaliado em  $T_p$ )

$F$  é um fator de correção proposto por Zukauskas (1987) a ser multiplicado por  $Nu_r$  quando o número de fileiras de tubos for inferior a 16 e Reynolds superior a 1000. Este intervalo de valores de  $F$  é evidenciado na Tabela 4.2.

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13
<b>Em linha</b>	0,70	0,80	0,86	0,90	0,93	0,96	0,98	0,99
<b>Escalonado</b>	0,64	0,76	0,84	0,89	0,93	0,96	0,98	0,99

Tabela 4.2 - Fator de correção proposto por Zukauskas (1987)

### 4.3.2 Cálculo do Coeficiente Global de Troca de Calor da Zona Subresfriada

Novamente se fará necessária, assim como para a região de dessuperaquecimento mais bifásico, ser feita a analogia elétrica, considerando esses dois coeficientes convectivos como resistências em paralelo. Sendo assim, é obtida a seguinte formulação:

$$\frac{1}{\alpha_{r,N,eq,sr}} = \frac{\frac{1}{\eta_0 \alpha_{r,fin,sr}} \frac{1}{\alpha_{r,N,sr}}}{\frac{1}{\eta_0 \alpha_{r,fin,sr}} + \frac{1}{\alpha_{r,N,sr}}} \quad (51)$$

Para que  $\alpha_{r,N,eq}$  seja obtido, se faz necessário, também, o cálculo de um novo valor para a eficiência da aleta, porém, não são todos os parâmetros deste cálculo que irão mudar, apenas o

valor de  $m$ , e assim, consequentemente,  $n$  e  $\theta$  também irão ter seus valores diferentes dos calculados para a região de dessuperaquecimento mais bifásico. Feito isso, já pode ser calculada o coeficiente global de troca de calor:

$$U_{sr} = \frac{1}{\frac{d_{raiz}}{d_{int}\alpha_{r,N,eq,sr}} + \frac{d_{raiz} \ln\left(\frac{d_{raiz}}{d_{int}}\right)}{2k_{tb}} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (52)$$

### 4.3.3 Cálculo do Calor Total trocado

As mesmas correlações utilizadas no tópico 4.2.6 deste capítulo, serão utilizadas para a ocasião atual, ficando as formulações da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{sr} = \dot{m}_a c p_a (T_{s,a,sr} - T_{s,a,dsbf}) \quad (53)$$

$$\dot{Q}_{sr} = \dot{m}_r (h_{s,r,dsbf} - h_{s,r,sr}) \quad (54)$$

$$\dot{Q}_{sr} = \dot{m}_r c p_r \epsilon_{sr} (T_{r,cd,dsbf} - T_{s,a,dsbf}) \quad (55)$$

onde,

$$\epsilon_{sr} = \frac{2}{1 + C + (1 + C^2)^{0,5} \left[ \frac{1 + \exp(-NTU_{sr}(1 + C^2)^{0,5})}{1 - \exp(-NTU_{sr}(1 + C^2)^{0,5})} \right]} \quad (56)$$

A partir do cálculo da efetividade, obtêm-se o NTU, assim torna-se possível o cálculo da área utilizada para o subresfriamento do refrigerante:

$$NTU = \frac{A_{sr} U_{sr}}{C_{min}} \quad (57)$$

onde,

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (58)$$

e

$$C_{r,sr} = \dot{m}_r c p_r \quad (59)$$

$$C_{a,sr} = \dot{m}_a c p_a \quad (60)$$

#### 4.4 Calor Total Trocado pelo Condensador

Após todos estes cálculos, obtêm-se o calor total trocado no condensador, que consiste na simples soma do calor trocado na zona de dessuperaquecimento mais bifásica com o calor trocado na zona de subresfriamento do fluido, logo:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{sr} + \dot{Q}_{dsbf} \quad (61)$$

#### 4.5 Queda de Pressão no Condensador

Segundo Campos (2009), devido à conclusão de Xuan e Li (2003), as correlações para o fator de atrito considerando fluxo monofásico no escoamento, podem ser estendidas aos modelos para nanofluidos. No trabalho citado acima é possível também concluir que a queda de pressão dos nanofluidos pode ser modelada pela equação de Darcy-Weisbach, como segue abaixo:

$$\Delta P_{nf} = \frac{G_{nf}^2 f_{nf} L_{tubo}}{2 \rho_{nf} D_{h,nf}} \quad (62)$$

O fator  $G_{nf}$  é o proporcional a velocidade na equação Darcy-Weisbach simplificada, e pode ser calculado da seguinte forma:

$$G_{nf} = \frac{\dot{m}_{nf}}{A_{transv}} \quad (63)$$

Para números de Reynolds intermediários, o fator de atrito pode ser determinado pela equação abaixo Haaland, (1983):

$$\frac{1}{\sqrt{f_{nf}}} = -1,8 \log_{10} \left( \left( \frac{6,9}{Re_{nf}} \right) + \left( \frac{r_{tubo}}{3,7} \right)^{1,11} \right) \quad (64)$$

O número de Reynolds é calculado como segue abaixo:

$$Re_{nf} = \frac{\rho_{nf} V_{nf} D_{h,nf}}{\mu_{nf}} \quad (65)$$

## 4.6 Modelagem do Nanofluido

### 4.6.1 Cálculo da Densidade dos Nanofluidos

Segundo Rea et al., (2009), e derivado da regra das misturas, a densidade de um nanofluido pode ser definida por:

$$\rho_{nf} = \phi_{np} \rho_{np} + \rho_{bf} (1 - \phi_{np}) \quad (66)$$

### 4.6.2 Cálculo da Viscosidade dos Nanofluidos

Para a modelagem da viscosidade dos nanofluidos, foram consultados os seguintes trabalhos. No trabalho de Velagapudi et al., (2008), podem ser encontradas correlações apresentadas por Pak e Cho (1998) para a modelagem da viscosidade dinâmica dos nanofluidos Óxidos de Alumínio+Água e Dióxido de Titânio+Água. Para os nanofluidos compostos por Cobre+Água, a correlação pode ser encontrada no trabalho de Chen et al., (2007). As correlações seguem abaixo:

Óxido Alumínio+Água

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (1 + 39,118\phi_{np} + 533,9\phi_{np}^2) \quad (67)$$

Dióxido Titânio+Água

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (1 + 5,45\phi_{np} + 108,2\phi_{np}^2) \quad (68)$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (0,995 + 3,645\phi_{np} + 468,72\phi_{np}^2) \quad (69)$$

#### 4.6.3 Cálculo do Calor Específico dos Nanofluidos

Segundo Rea et al., (2009), o calor específico de um nanofluido é obtido levando em consideração que o fluido base e as nanopartículas estão em equilíbrio térmico. O valor é obtido a partir de um balanço térmico entre o fluido e a partícula, e pode ser definido pela equação que segue.

$$C_{p,nf} = \frac{(\phi_{np} \rho_{np} C_{p,np}) + (\rho_{bf} C_{p,bf} (1 - \phi_{np}))}{\rho_{nf}} \quad (70)$$

#### 4.6.4 Cálculo da Condutividade Térmica dos Nanofluidos

Segundo Boungiomo et al., (2009), Maxwell (1881) desenvolveu um modelo capaz de estimar a condutividade térmica para soluções contendo partículas esféricas e bem distribuídas em meio aquoso. Campos, (2009), cita que Maxwell foi um dos primeiros a estudar a condutividade térmica de soluções com estas características. E que em seu modelo, podem ser observadas duas principais considerações para o cálculo da condutividade térmica. Primeiro é possível considerar um sistema heterogêneo (fluido + partícula) com uma condutividade térmica efetiva  $k_{nf}$ , segundo é possível considerar que a temperatura da mistura é produzida pela condutividade de cada nanopartícula,  $k_{np}$ . De acordo com a abordagem citada, a equação encontrada é a seguinte:

$$k_{nf} = \frac{k_{bf}(k_{np} + 2k_{bf} + 2\phi_{np}(k_{np} - k_{bf}))}{k_{np} + 2k_{bf} - \phi_{np}(k_{np} - k_{bf})} \quad (71)$$

#### 4.6.5 Cálculo do Número de Prandtl dos Nanofluidos

Para o cálculo do número de Prandtl, foi usada a correlação abaixo:

$$Pr_{nf} = \frac{c_{p,nf} \mu_{nf}}{k_{nf}} \quad (72)$$

### 5. Código Computacional e Solução Numérica

#### 5.1 O Programa Utilizado (EES)

Para a solução numérica do projeto, foi utilizado o programa *EES*<sup>®</sup> (Engeneering Equation Solver), desenvolvido pela *F-Chart Software*. O EES é um programa que pode resolver numericamente inúmeras equações algébricas não lineares associadas. Este é capaz, também, de solucionar equações integrais e diferenciais, fazer otimizações, fornecer análises de incerteza, realizar regressões lineares e não lineares, dentre muitas outras características. Um ponto importante do programa é a alta precisão termodinâmica e base de dados de propriedades que é fornecida para centenas de substâncias de uma maneira que permite ser usada na resolução de equações.

#### 5.2 Dados de Entrada

O modelo terá como entrada de dados as seguintes variáveis exibidas na ordem de utilização do programa:

- Fluido refrigerante.
- Especificações do condensador, todas estas já foram explicitadas no capítulo.
- Entalpia de entrada do refrigerante no condensador.
- Temperatura de entrada da água no condensador.
- Vazão mássica da água.

- Vazão mássica do refrigerante.
- Pressão do fluido refrigerante.
- Tipo de nanofluido;
- Fração volumétrica de nanopartículas;

### 5.3 Código Computacional

Todo o modelo foi resolvido em um único programa, porém, este, em seu corpo, encontra-se dividido entre as regiões nas quais separamos nosso problema, ou seja, formulações destinadas à solução da região de dessuperaquecimento mais bifásica e à região de sub-resfriamento. Abaixo, código utilizado.

"Modelo de um Condensador Multi-Zona Operando com Nanofluidos"

"Função Cálculo do fator de correção para o número de Nusselt R22 zona subresfriada - parte lisa do tubo"

```
function Fator(n_fil_sr)
  If (0=n_fil_sr) Then
    Fator:=0,64
  EndIf
  If (0<n_fil_sr) and (n_fil_sr<=1) Then
    Fator:=0,64
  EndIf
  If (1<n_fil_sr) and (n_fil_sr<=2) Then
    Fator:=0,76
  EndIf
  If (2<n_fil_sr) and (n_fil_sr<=3) Then
    Fator:=0,84
  EndIf
  If (3<n_fil_sr) and (n_fil_sr<=4) Then
    Fator:=0,89
  EndIf
  If (4<n_fil_sr) and (n_fil_sr<=5) Then
    Fator:=0,93
  EndIf
  If (5<n_fil_sr) and (n_fil_sr<=7) Then
    Fator:=0,96
  EndIf
  If (7<n_fil_sr) and (n_fil_sr<=10) Then
    Fator:=0,98
  EndIf
  If (10<n_fil_sr) and (n_fil_sr<=13) Then
    Fator:=0,99
  EndIf
  If (13<n_fil_sr) Then
    Fator:=1
  EndIf
End
```

"Função Cálculo do número de Nusselt R22 zona subresfriada - parte lisa do tubo"

```
function NU(Re_r_sr;Pr_r;Pr_r_p;S_t;S_l)
  If (Re_r_sr<500) Then

    NU:=1,04*Re_r_sr^0,4*Pr_r^0,36*(Pr_r/Pr_r_p)^0,25
  EndIf
  If (500<Re_r_sr) and (Re_r_sr<1000) Then

    NU:=1,71*Re_r_sr^0,5*Pr_r^0,36*(Pr_r/Pr_r_p)^0,25
  EndIf
  If (1000<Re_r_sr) and (Re_r_sr<2*10^5) Then

    NU:=0,35*(S_t/S_l)^0,2*Re_r_sr^0,6*Pr_r^0,36*(Pr_r/Pr_r_p)^0,25
  EndIf
  If (2*10^5<Re_r_sr) and (Re_r_sr<2*10^6) Then

    NU:=0,031*(S_t/S_l)^0,2*Re_r_sr^0,8*Pr_r^0,36*(Pr_r/Pr_r_p)^0,25
  EndIf

End
```

"Função cálculo velocidade refrigerante região subrefriada"

```
function VEL(S_t;S_d;v;d_ext_tb)
  If (S_d>(S_t+d_ext_tb)/2) Then

    VEL:=S_t*v/(S_t-d_ext_tb)

  Else

    VEL:=S_t*v/(2*(S_t-d_ext_tb))

  EndIf

End
```

"Função Eficiência da Aleta"

```
function FIN(theta;e;a;m;l_eq;b)
  If (theta>e) Then

    FIN:=a*(m*l_eq)^(-b)

  Else

    FIN:=tanh(theta)/theta

  EndIf

End
```

PROCEDURE NanoFluidProp (phi\_np;D\_np;T\_nf;P\_nf;c\_p\_nf;rho\_nf;mu\_nf;k\_nf;Pr\_nf;k\_np;rho\_np)

"Determines Water-based nanofluid Thermophysical Properties"

F\_k=Convert(W/m-K; kW/m-

K) "converts from W to kW"

"Base fluid: water"

IF (T\_nf < 0) THEN

T\_nf=0,5

"to avoid out of range error messages with intermediate calculations; works for water"

c\_p\_bf=SPECHEAT(Water;T=T\_nf;P=P\_nf)

"base fluid specific heat"

rho\_bf=DENSITY(Water;T=T\_nf;P=P\_nf)

"base fluid density"

mu\_bf=VISCOSITY(Water;T=T\_nf;P=P\_nf)

"base fluid viscosity"

k\_bf=F\_k\*CONDUCTIVITY(Water;T=T\_nf;P=P\_nf)

"base fluid thermal conductivity"

Pr\_bf=PRANDTL(Water;T=T\_nf;P=P\_nf)

"Prandtl number of the base fluid"

"Nanofluid"



```

{ "Alumina - Water nanofluid"
  Nf$='Al2O3-H2O'
  "nanoparticle properties"
  c_p_np=0,880
  "Alumina nanoparticle specific heat - Rea et al., 2009"
  rho_np=3920
  "Alumina nanoparticle bulk density - Rea et al., 2009"
  k_np=0,035
  "Alumina nanoparticle thermal conductivity - Buongiorno et al., 2009"
  "viscosity"
  mu_nf=mu_bf*(1+39,118*phi_np+533,9*phi_np^2)
  "Al2O3-H2O nanofluid viscosity -Buongiorno, 2006"}

{ "Titania - Water nanofluid"
  Nf$='TiO2-H2O'
  "nanoparticle properties"
  c_p_np=0,686
  " Titania nanoparticle specific heat - Velagapudi et al., 2008"
  rho_np=4250
  "Titania nanoparticle bulk density - Velagapudi et al., 2008"
  k_np=0,008938
  "Titania nanoparticle thermal conductivity - Velagapudi et al., 2008"
  "viscosity"
  mu_nf=mu_bf*(1+5,45*phi_np+108,2*(phi_np^2))
  "Titania-H2O nanofluid viscosity -Buongiorno, 2006"}

{ "Copper - Water nanofluid"
  Nf$='Cu-H2O'
  "nanoparticle properties"
  c_p_np=0,385
  " Copper nanoparticle specific heat - Velagapudi et al., 2008"
  rho_np=8933
  "Copper nanoparticle bulk density - Velagapudi et al., 2008"
  k_np=0,400
  "Copper nanoparticle thermal conductivity - Velagapudi et al., 2008"
  "viscosity"
  mu_nf=mu_bf*(0,995+3,645*phi_np+468,72*(phi_np^2))   "Cu-H2O nanofluid viscosity -Velagapudi et al.,
2008"}

"Copper Oxide - Water nanofluid"
Nf$='CuO-H2O'
Tnf_x=T_nf+273,15
"nanoparticle properties"
c_p_np=0,385
" Copper nanoparticle specific heat - Velagapudi et al., 2008"
rho_np=8933
"Copper nanoparticle bulk density - Velagapudi et al., 2008"
k_np=0,400
"Copper nanoparticle thermal conductivity - Velagapudi et al., 2008"
"viscosity"
mu_nf = (1/1000)*exp((((20587*phi_np^2)+(15857*phi_np)+1078,3)*(1/Tnf_x))-((-
107,12*phi_np^2)+(53,548*phi_np)+2,8715))   "Cu-H2O nanofluid viscosity [Pa.s] - Kulkarni et al., 2006"

"nanofluid properties - general correlations - é a media ponderada entrea a densidade dea particula e a
densidade do fluido, considero uma mistura dos dois e tiro a media"

rho_nf=phi_np*rho_np+((1-
phi_np)*rho_bf)
"nanofluid density - Rea et al., 2009"
c_p_nf=((phi_np*rho_np*c_p_np)+((1-phi_np)*rho_bf*c_p_bf))/rho_nf
"é um balanço de energia"   "nanofluid specific heat - Rea et al., 2009"

L_11=1/3
"parameter for nanofluid thermal conductivity - Nan et. al, 1997"

```

```

L_33=1/3
"parameter for nanofluid thermal conductivity - Nan et. al, 1997"
R_db=10^(-
5) "Kaptiza interfacial (particle-fluid) thermal
resistance, Buongiorno et al., 2009"
a_11=D_np
"particle diameter"
gamma=(3*R_db*k_bf)/((a_11/2))
"parameter for nanofluid thermal conductivity - Nan et. al, 1997"
k|c_11=k_np/(1+(gamma*L_11*(k_np/k_bf)))
"parameter for nanofluid thermal conductivity - Nan et. al, 1997"
k|c_33=k_np/(1+(gamma*L_33*(k_np/k_bf)))
"parameter for nanofluid thermal conductivity - Nan et. al, 1997"
beta_11=(k|c_11-k_bf)/(k_bf+L_11*(k|c_11-
k_bf))
"parameter for nanofluid thermal conductivity - Nan et. al, 1997"
beta_33=(k|c_33-k_bf)/(k_bf+L_33*(k|c_11-
k_bf))
"parameter for nanofluid thermal conductivity - Nan et. al, 1997"
k_nf_maxwell=k_bf*(k_np+2*k_bf+2*phi_np*(k_np-k_bf))/(k_np+(2*k_bf)-phi_np*(k_np-
k_bf)) "nanofluid thermal conductivity - Maxwell,
Buongiorno et. al, 2009"
k_nf=k_nf_maxwell
Pr_nf=(c_p_nf*mu_nf)/k_nf
"nanofluid Prandtl number"
END

```

```
CALL NanoFluidProp (0;0,000000001;25;100;c_p_nf;rho_nf;mu_nf;k_nf;Pr_nf;k_np;rho_np)
```

"Queda de Pressão Lado da Água - Tube Side"

```

P_ag=100
rho=rho_nf
mi=mu_nf
rugo=0,0000015
"tubo de
cobre=0,0015mm"

```

```

v1=m_dot_a/(rho*A_tb_int*3)
v2=m_dot_a/(rho*A_tb_int*6)
Re1=(rho * v1 * d_raiz_tb) / mi
Re2=(rho * v2 * d_raiz_tb) / mi

```

"Equação de Colebrook simplificada -> Haaland 1983 - considera Reynolds e rugosidade"

```

fat1=1 / ((-1,8*(LOG10 ((6,9/Re1) + ((rugo/3,7)^1,11) )))^2)
fat2=1 / ((-1,8*(LOG10 ((6,9/Re2) + ((rugo/3,7)^1,11) )))^2)
L=0,445
di=d_raiz_tb/2
Atv=3,14*((d_raiz_tb^2)/4)
G1=m_dot_a/(3*Atv)
G2=m_dot_a/(6*Atv)

```

```

DELTAP1 = fat1 * ((3*L)/di) * ((G1^2)/(2*rho)) *
(1/1000)

```

"Dividindo por mil para sair em kPa"

```

DELTAP2 = fat2 * ((6*L)/di) * ((G2^2)/(2*rho)) *
(1/1000)

```

"Dividindo por mil para sair em kPa"

```
DELTAP_tot=2*DeltaP1+2*DeltaP2
```

"Vazões mássicas constantes"

```

R$ =
'R22'
"Declaração do fluido refrigerante a ser utilizado"
"m_dot_r=0,0233" [kg/s]
"Vazão mássica do refrigerante"
"m_dot_a=18,5/60" [kg/s]
"Vazão mássica da água"
g=g#
"Gravidade"

"Zona de Desuperaquecimento + Bifásico"
"T_r_e_sabf =
100,2" [C]
"Temperatura do R-22 na entrada da zona super aquecida + bifásica"
T_r_cd_sabf =
T_SAT(R22;P=P_r_s_sabf) [C]
"Temperatura de condensação do R-22"
"P_e = 203,34" [Psi]
P_r_s_sabf
=P_e*6,894757 [kPa]
"Pressão de condensação do R-22"
"T_a_e_sr =
26,7 [C]
"Temperatura da água na entrada da zona super aquecida + bifásica"
h_r_e_sabf =
ENTHALPY(R$;T=T_r_e_sabf;P=P_r_s_sabf) "Temperatura do R-22 na entrada da zona super
aquecida + bifásica"

"Dados geométricos do condensador"
S_t =
0,028 [m]
"Passo transversal entre tubos"
S_l =
0,028 [m]
"Passo longitudinal entre tubos"
S_d =
0,028 [m]
"Passo diagonal entre tubos"
n_tb = 18 [-]
] "Número de tubos"
n_fil_tb_tot=5
"Número de fileiras total de tubos"
n_fil_tb_sr = MAX( (n_fil_tb_tot - n_fil_tb_sabf) ; 0)
n_fil_tb_tot/A_cd =
n_fil_tb_sabf/A_sabf
"Relação de fileiras e áreas"
d_ext_tb =
0,0189 [m]
"Díâmetro externo do tubo"
d_int_tb =
0,0167 [m]
"Díâmetro interno do tubo"
d_raiz_tb =
0,0176 [m]
"Díâmetro na raiz do tubo"
L_tb =
0,445 [m]
"Comprimento do tubo"
delta_fin =
0,000408 [m]
"Espessura aleta"
L_fin = d_ext_tb-
d_raiz_tb [m]
"Comprimento da aleta"

```

```

p_fin =
0,000408 "[m]"
"Passo da aleta"
A_tb_int=(pi*d_int_tb^2)/4 "[m^2]"
"Área interna do tubo por onde a água escoar"
A_p_r = L_tb*(5*S_t-
4*d_ext_tb) "[m^2]"
"Área entre tubos para cálculo da velocidade do refrigerante"
A_cd=pi*d_int_tb*L_tb*n_tb "[m^2]"
"Área interna total do Condensador"

A_ef =
A_fin_un*phi_fin+A_p_un "[m^2]"
"Área efetiva"
A_fin_un = (2*pi*(d_ext_tb^2-
d_raiz_tb^2))/(4+pi*d_ext_tb*delta_fin) "[m^2]" "Área de uma aleta"
A_p_un = pi*p_fin*d_raiz_tb "[m^2]"
"Área superficial do tubo entre aletas"
A_un_r = A_fin_un+A_p_un "[m^2]"
"Área unitária lado refrigerante - Área de uma aleta + Área
passo"
A_un_a =
pi*d_raiz_tb*(delta_fin+p_fin) "[m^2]"
"Área unitária lado da água - Interior tubo"
eta_0 = 1 - ((A_fin_un/A_p_un)*(1-phi_fin)) "[-"
]" "Efetividade da área aletada unitária"
eta_0_sr = 1 - ((A_fin_un/A_p_un)*(1-phi_fin_sr)) "[-"
]" "Efetividade da área aletada unitária na zona subresfriada"

"Propriedades - R-22, Água, Cobre"
h_lv = (ENTHALPY(R$;x=1;P=P_r_s_sabf)) -
(ENTHALPY(R$;x=0;P=P_r_s_sabf)) "[kJ/kg]"
"Diferença de entalpia entre vapor e líquido"
h_lv_linha = h_lv + 0,80 * CP(R$;x=1;P=P_r_s_sabf) * (T_r_cd_sabf-
T_p) "[kJ/kg]"
"Diferença de entalpia entre vapor e líquido com calor latente"
h_r_s_sabf =
ENTHALPY(R$;x=0;P=P_r_s_sabf)
"Entalpia do R-22 na saída da zona super
aquecida"
k_r_ls = CONDUCTIVITY(R$;x=0;P=P_r_s_sabf)*0,001 "[kW/m-
K]" "Condutividade térmica do R22 líquido saturado"
rho_r_ls =
DENSITY(R$;x=0;P=P_r_s_sabf)
"Densidade R22 líquido saturado"
mu_r_ls =
VISCOSITY(R$;x=0;P=P_r_s_sabf)
"[kPa*s]" "Viscosidade R22 líquido saturado"
rho_r_sabf =
DENSITY(R$;T=T_r_e_sabf;P=P_r_s_sabf)
"Densidade R22 vapor superaquecido"
rho_r_vs =
DENSITY(R$;x=1;P=P_r_s_sabf)
"Densidade R22 vapor saturado"
v_r_sabf =
m_dot_r/(rho_r_sabf*A_p_r) "[m/s]" "Velocidade do R22 em vapor super aquecido"
cp_r=CP(R$;x=0;P=P_r_s_sabf) "[kJ/kg*K]" "Calor específico do refrigerante"
mu_a=mu_nf
"[kPa*s]" "Viscosidade do Nano Fluido a 24,8 C"

```

```

rho_a
=rho_nf
"[kg/m^3]"
k_a=k_nf
"[kW/m*K]"
cp_a=c_p_nf
"[kJ/kg*K]"
v_a=m_dot_a/(rho_a*A_tb_int^3)
"[m/s]"
tubo"
Re_a=(rho_a*v_a*d_int_tb)/mu_a
"Número de Reynolds do NF na zona superaquecida+bifásica"
Pr_a=Pr_nf
Nusselt_a=0,023*Re_a^0,8*Pr_a^0,4
superaquecida+bifásica"

k_fin = k_('Copper';
T_p)*0,001
"[kW/m-K]"

"Cálculo da Zona subresfriada"
"Cálculo do coeficiente convectivo do refrigerante na fase subresfriada"
v_r_sr =
m_dot_r/(rho_r_ls*A_p_r)
"[m/s]"
v_max_r_sr =
VEL(S_t;S_d;v_r_sr;d_ext_tb)
"[m/s]"
Re_r_sr = rho_r_ls*v_max_r_sr
*d_ext_tb/mu_r_ls

"Cálculo do coeficiente convectivo refrigerante superfície sem aleta - alpha - Correlação de Zukauskas (1987)
- para um tubo apenas"
Pr_r = PRANDTL(R22;x=0;P=P_r_s_sabf)
Pr_r_p = PRANDTL(R22;T=T_p;P=P_r_s_sabf)
Nusselt_r = NU(Re_r_sr;Pr_r;Pr_r_p;S_t;S_l)

"Cálculo do coeficiente convectivo refrigerante superfície sem aleta - alpha - Correlação de Zukauskas (1987)
- para N fileiras de tubos"
F = Fator(n_fil_tb_sr)
Nusselt_r_N = F*Nusselt_r
alpha_r_N_sr = (k_r_ls*Nusselt_r_N) / d_ext_tb

"Cálculo do coeficiente convectivo refrigerante superfície com aleta - alpha - Correlação de Farrel / Briggs and
Young"
alpha_r_fin_sr = 0,0232 * Re_r_sr^0,8 * Pr_r^(1/3) *
k_r_ls/d_ext_tb
"[kW/m^2*K]"

"Cálculo da eficiencia da aleta circular - phi - na zona subresfriada"
m_sr = ((2*alpha_r_fin_sr/(delta_fin*k_fin)))^0,5
n_sr = 10^(0,13 * m_sr * l_eq-1,3863)
theta_sr = m_sr*l_eq*r_d^n_sr
phi_fin_sr =
FIN(theta_sr;e;a;m_sr;l_eq;b)

"Fazendo analogia elétrica para as resistências - O coeficiente convectivo para os tubos aletados e tubos
lisos, são considerados resistencias em paralelo - SUBRESFRIADO"

```

$$1/\alpha_{r\_eq\_sr} = (1/(\eta_{0\_sr}\alpha_{r\_fin\_sr}) + 1/(\alpha_{r\_N\_sr})) / (1/(\eta_{0\_sr}\alpha_{r\_fin\_sr}) + 1/(\alpha_{r\_N\_sr}))$$

"[kW/m<sup>2</sup>\*K]"

"Cálculo do U - Coeficiente Global - zona subresfriada"

$$U_{sr} = 1 / ((d_{raiz\_tb}/(\alpha_{r\_eq\_sr}d_{int\_tb}) + (d_{raiz\_tb}\ln(d_{raiz\_tb}/d_{int\_tb})) / (2k_{fin}) + 1/(\alpha_a)))$$

"[kW/K]" "Condutância Global"

"Cálculo do calor total trocado na área subresfriada"

$$Q_{dot\_sr} = (m_{dot\_a}cp_a)(T_{a\_e\_sabf} - T_{a\_e\_sr})$$

"[kW]"

$$Q_{dot\_sr} = m_{dot\_r}(h_{r\_s\_sabf} - h_{r\_s\_sr})$$

$$Q_{dot\_sr} = (\min(C_{r\_sr}; C_{a\_sr}))\epsilon_{sr}(T_{r\_cd\_sabf} - T_{a\_e\_sr})$$

$$NTU_{sr} = (A_{sr}U_{sr}) / (\min(C_{r\_sr}; C_{a\_sr}))$$

$$C = \min(C_{r\_sr}; C_{a\_sr}) / \max(C_{r\_sr}; C_{a\_sr})$$

$$C_{r\_sr} = m_{dot\_r}cp_r$$

$$C_{a\_sr} = m_{dot\_a}cp_a$$

$$\epsilon_{sr} = (1 + C + (1 + C^2)^{0,5}) * (1 - \exp(-NTU_{sr}(1 + C^2)^{0,5})) / (2 * (1 - \exp(-NTU_{sr}(1 + C^2)^{0,5})))$$

$$Q_{dot\_cd} = Q_{dot\_sr} + Q_{dot\_sabf}$$

"[kW]"

"Calor total trocado do condensador"

$$h_{r\_s\_sr} = \text{ENTHALPY}(R\$; T = T_{r\_s\_sr}; x = 0)$$

"Zona Superaquecida + Bifásica"

"Cálculo do coeficiente convectivo refrigerante superfície aleta - alpha - Correlação de BEATTY AND KATZ - para um tubo apenas"

$$\alpha_r = 0,689 * (((k_{r\_ls}^3 \rho_{r\_ls}^2 g^* h_{lv\_linha}) / (\mu_{r\_ls} \text{ABS}((T_{r\_cd\_sabf} - T_p))))^{0,25}) * X$$

"[kW/m<sup>2</sup>\*K]"

"Cálculo de (1/diâmetro equivalente)<sup>(1/4)</sup> = X"

$$X = 1,3 * (((A_{fin\_un} \phi_{fin}) / (A_{ef}(\pi(d_{ext\_tb}^2 - d_{raiz\_tb}^2)/d_{ext\_tb}^{0,25})))) + A_{p\_un} / (A_{ef}(d_{ext\_tb}^{0,25}))$$

"[1/m]"

$$X = (1/D_e)^{0,25}$$

"Cálculo do coeficiente convectivo refrigerante alpha superfície aletada- Correlação de BEATTY AND KATZ para N fileiras de tubos"

$$\alpha_{r\_N} = (0,5\alpha_{cis}^2 + (0,25\alpha_{cis}^4 + \alpha_{r\_N}^4)^{0,5})^{0,5} n_{fil\_tb\_sabf}^{1/6}$$

"[kW/m<sup>2</sup>\*K]"

$$\alpha_{cis} = 0,9 * (((\rho_{r\_ls} v_{r\_sabf} d_{ext\_tb}) / (\mu_{r\_ls}^{0,5} (k_{r\_ls} / d_{ext\_tb})))^{0,25})$$

"[kW/m<sup>2</sup>\*K]"

"Cálculo da eficiencia da aleta circular - phi"

$$r_d = d_{ext\_tb} / d_{raiz\_tb}$$

"Razão de diâmetros"

$$l_{eq} = L_{fin} + (\delta_{fin} / 2)$$

"Comprimento equivalente da aleta"

$$m = ((2\alpha_{r\_N} / (\delta_{fin} k_{fin}))^{0,5})$$

$$n = 10^{(0,13 * m * l_{eq} - 1,3863)}$$

$$a = r_d^{(-0,246)}$$

$$b = 0,9107 + (0,0893 * r_d)$$

$$\theta = m * l_{eq} * (r_d^n)$$

$$e = 0,6 + 2,257 * ((r_d)^{(-0,445)})$$

$$\phi_{fin} = \text{FIN}(\theta; e; a; m; l_{eq}; b)$$

"Eficiência da aleta"

"Cálculo do coeficiente convectivo refrigerante alpha superfície lisa do tubo - Correlação de Dhirst and Lienhard (1971) - Para um tubo"

$$\alpha_{r\_l} = (0,729 * (k_{r\_ls}^3 * \rho_{r\_ls} * (\rho_{r\_ls} - \rho_{r\_vs}) * g * h_{lv\_linha}) / ((\mu_{r\_ls}^2) * \text{ABS}((T_{r\_cd\_sabf} - T_p) * (d_{ext\_tb})))^{(0,25)}$$

"[kW/m^2\*K]"

"Cálculo do coeficiente convectivo refrigerante alpha superfície lisa do tubo - Correlação de Dittus-Boelter and De Witt - Para N fileiras de tubo"

$$\alpha_{r\_l\_N} = \alpha_{r\_l} * (n_{fil\_tb\_sabf})^{(-1/4)}$$

"[kW/m^2\*K]"

"Cálculo do coeficiente convectivo alpha da água - Correlação de Dittus-Boelter - Convecção forçada dentro de tubos"

$$\alpha_a = (k_a / d_{int\_tb}) * \text{Nusselt}_a$$

"[kW/m^2\*K]"

"Cálculo da Temperatura média da parede do tubo no lado do refrigerante"

$$R_k = (d_{raiz\_tb} - d_{int\_tb}) / (k_{fin})$$

"[m^2\*K/kW]"

"Resistência térmica devido a condução"

$$U_{un\_a} = 1 / (1 / \alpha_a + R_k)$$

"[kW/m^2\*K]"

"Coeficiente Global médio unitário de transferência de calor Lado da água"

$$Q_{dot\_un} = \alpha_{r\_l} * \eta_0 * A_{un\_r} * (T_{r\_cd\_sabf} - T_p)$$

"[kW]"

"Calor médio trocado unitário"

$$Q_{dot\_un} = U_{un\_a} * A_{un\_a} * (T_p - T_{a\_e\_sabf})$$

"[kW]"

"Calor médio trocado unitário"

"Cálculo do U"

"Fazendo analogia elétrica para as resistências - O coeficiente convectivo para os tubos aletados e tubos lisos, são considerados resistências em paralelo"

$$1 / \alpha_{r\_eq} = (1 / (\eta_0 * \alpha_{r\_N}) + 1 / (\alpha_{r\_l\_N})) / (1 / (\eta_0 * \alpha_{r\_N}) + 1 / (\alpha_{r\_l\_N}))$$

"[kW/m^2\*K]"

"Analogia de resistência equivalente"

$$U_{sabf} = 1 / (d_{raiz\_tb} / (\alpha_{r\_eq} * d_{int\_tb}) + (d_{raiz\_tb} * \ln(d_{raiz\_tb} / d_{int\_tb})) / (2 * k_{fin}) + 1 / (\alpha_a))$$

"[kW/K]"

"Coeficiente Global"

"Cálculo do calor total trocado na área de superaquecimento + bifásico - Método da efetividade"

$$Q_{dot\_sabf} = \dot{m}_{r\_s} * (h_{r\_e\_sabf} - h_{r\_s\_sabf})$$

"[kW]"

"Calor total trocado na zona superaquecida + bifásica"

$$Q_{dot\_sabf} = (\dot{m}_{dot\_a} * c_{p\_a}) * (T_{a\_s\_sabf} - T_{a\_e\_sabf})$$

"[kW]"

"Deste equacionamento sai a Temperatura da água na saída do superaquecido + bifásico"

$$Q_{dot\_sabf} = (\dot{m}_{dot\_a} * c_{p\_a}) * \epsilon * (T_{r\_cd\_sabf} - T_{a\_e\_sabf})$$

"[kW]"

"Deste equacionamento sai a efetividade Epsilon"

$$A_{sr} = \text{MAX}(A_{cd} - A_{sabf\_star}, 0)$$

"[m^2]"

"Área da zona subresfriada"

$$\epsilon = 1 - (\exp(-U_{sabf} * A_{sabf} / (\dot{m}_{dot\_a} * c_{p\_a})))$$

"[-]"

"Deste equacionamento sai a Área de troca superaquecido + bifásico"

$$A_{sabf\_star} = \text{MIN}(A_{cd}, A_{sabf})$$

$$\Delta T_{sr} = T_{r\_cd\_sabf} - T_{r\_s\_sr}$$

"Fim do Programa"

## 6. Resultados

### 6.1 Validação Modelo x Experimental

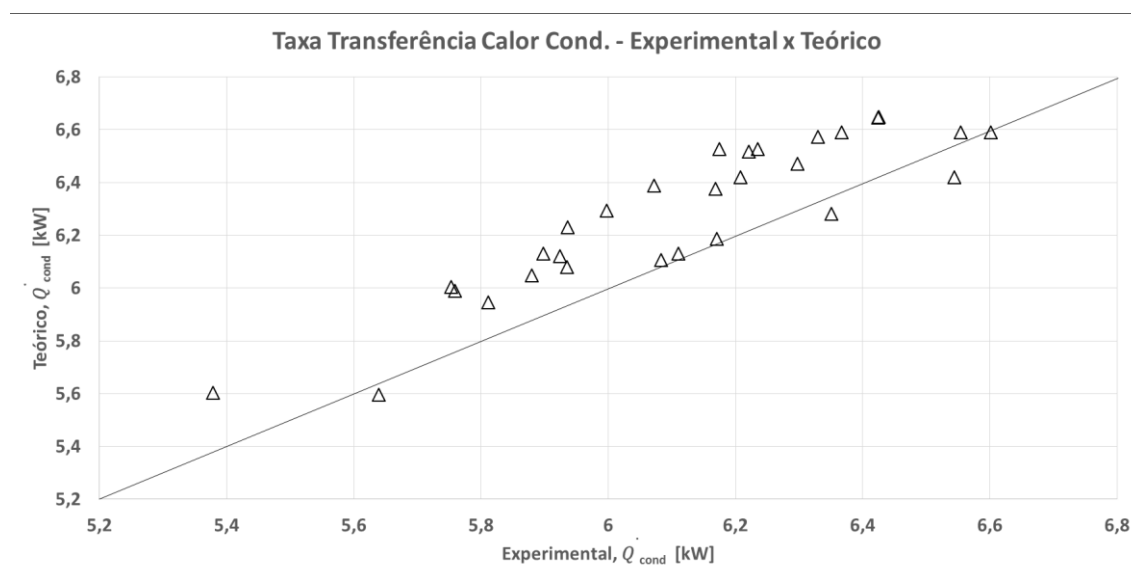
Para a obtenção dos gráficos comparativos, fez-se o uso dos dados experimentais de Pruzaesky (2005). Foram utilizadas 30 corridas para as diferentes variáveis de entrada, ou seja, 30 testes diferentes. A tabela com os dados de entrada inseridos e as variáveis de saída calculadas é mostrada abaixo.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	$\dot{m}_a$ [kg/s]	$\dot{m}_r$ [kg/s]	$P_e$ [psi]	$T_{a,e,sr}$ [C]	$T_{r,e,sabf}$ [C]	$\Delta sr_{exp}$	$\dot{Q}_{cd,exp}$	$\dot{Q}_{cd}$ [kW]	$A_{sabf}$ [m²]	$\Delta P_{tot}$ [kPa]	$\Delta T_{sr}$	$V_{ref}$	$Re_{ref}$
Run 1	0.7508	0.0281	208.4	26.6	107.8	1.4	6.297	6.53	0.2267	7.558	1.82	1.061	9413
Run 2	0.7508	0.028	208.3	26.6	106.4	1.4	6.208	6.476	0.2249	7.558	1.837	1.061	9413
Run 3	0.7508	0.0283	214	27.8	104.4	1.3	6.072	6.446	0.2265	7.558	1.785	1.061	9413
Run 4	0.5366	0.0298	235.8	28	106.8	1.7	6.601	6.67	0.2209	4.264	2.361	0.7587	6728
Run 5	0.5366	0.0298	236.3	28.1	107	1.6	6.554	6.67	0.2211	4.264	2.355	0.7587	6728
Run 6	0.5198	0.0285	236.8	28.1	112.1	1.5	6.544	6.501	0.2189	4.039	2.449	0.7348	6516
Run 7	0.5198	0.028	236.1	28.1	110.6	1.5	6.351	6.359	0.2154	4.039	2.494	0.7348	6516
Run 8	1.234	0.0237	184.1	26.1	105.2	0.8	5.639	5.625	0.2314	17.78	1.176	1.744	15468
Run 9	1.234	0.0243	181.9	26	97.79	0.8	5.379	5.633	0.2479	17.78	1.002	1.744	15468
Run 10	0.6522	0.0266	209.2	26.1	110.9	1.2	6.171	6.248	0.2263	5.942	1.984	0.9221	8177
Run 11	0.6522	0.0258	208.2	26.2	107.8	1.2	5.811	6.003	0.2224	5.942	2.004	0.9221	8177
Run 12	0.7824	0.0278	207.4	26.9	106.2	1.2	6.169	6.43	0.227	8.111	1.747	1.106	9809
Run 13	1.232	0.0272	190.2	26.8	99.2	0.8	5.936	6.266	0.2385	17.72	1.145	1.741	15443
Run 14	1.232	0.0275	190.4	26.9	99.12	0.8	5.998	6.329	0.2437	17.72	1.097	1.741	15443
Run 15	1.234	0.0288	193.6	26.9	102.7	1	6.425	6.687	0.2343	17.78	1.232	1.744	15468
Run 16	1.234	0.0288	193.6	26.9	102.6	1	6.424	6.685	0.2342	17.78	1.233	1.744	15468
Run 17	0.8605	0.0288	204.5	26.7	104.5	1.2	6.367	6.644	0.2273	9.548	1.658	1.217	10788
Run 18	1.339	0.0286	189.6	26.7	97.82	0.8	6.175	6.561	0.237	20.47	1.123	1.892	16781
Run 19	1.343	0.0284	189.9	26.7	99.47	0.9	6.221	6.552	0.2336	20.58	1.158	1.898	16835
Run 20	1.343	0.0284	190.1	26.7	99.92	0.9	6.235	6.561	0.2325	20.58	1.171	1.898	16835
Run 21	1.343	0.0285	190.4	26.7	101.1	0.9	6.33	6.609	0.2322	20.58	1.181	1.898	16835
Run 22	1.339	0.0266	188.2	26.7	100	0.7	5.898	6.163	0.2311	20.47	1.153	1.892	16781
Run 23	1.339	0.0265	188.2	26.7	100.6	0.8	5.924	6.153	0.2306	20.47	1.158	1.892	16781
Run 24	1.339	0.0259	184.2	26.1	99.34	0.6	5.759	6.02	0.2343	20.47	1.112	1.892	16781
Run 25	1.339	0.026	184.2	26.1	99	0.6	5.753	6.036	0.235	20.47	1.105	1.892	16781
Run 26	1.347	0.0263	188.7	26.5	99.25	2.2	5.88	6.078	0.2152	20.69	1.313	1.904	16886

**Tabela 6.1 - Tabela Paramétrica com dados de entrada e saída**

onde,  $\dot{m}_a$ ,  $\dot{m}_r$ ,  $P_e$ ,  $T_{a,e,sr}$ ,  $T_{r,e,sabf}$ ,  $\Delta sr_{exp}$  e  $\dot{Q}_{cd,exp}$  são os dados de entrada.

Com isso, foi possível obter gráfico abaixo:



**Figura 6.1 - Gráfico comparativo da taxa de calor trocada no condensador**



## 6.2 Análise Paramétrica Nanofluidos

### 6.2.1 Propriedades Termofísicas dos Nanofluidos

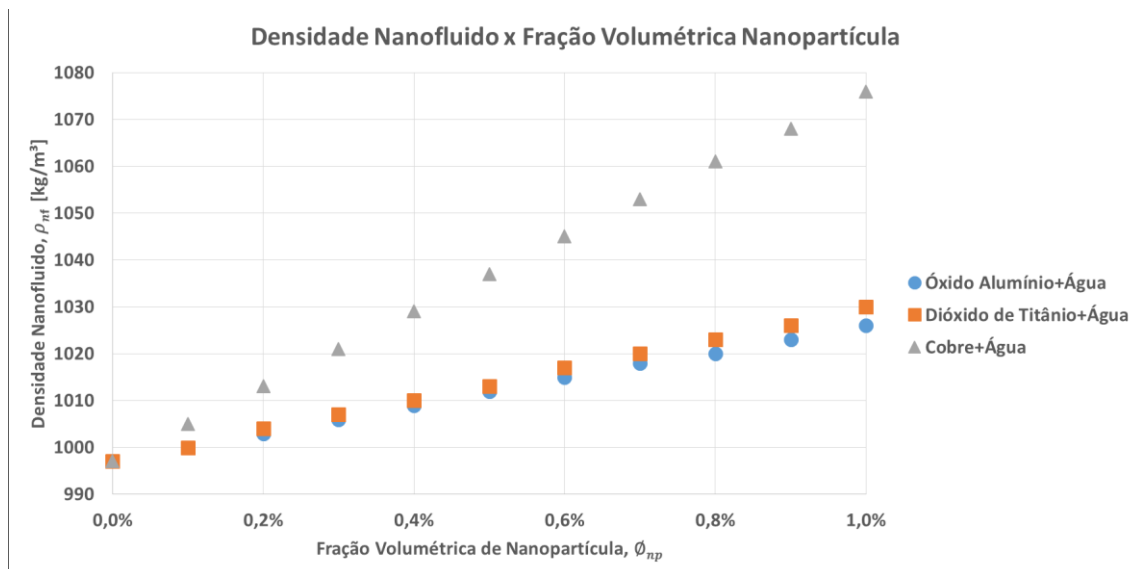


Figura 6.1 – Gráfico de Resultado: Densidade dos Nanofluidos

Como esperado, observa-se leve acréscimo na densidade das misturas com adição das nanopartículas. Mais expressivo no caso do cobre devido a maior densidade do elemento, cerca de 9 vezes a da água.

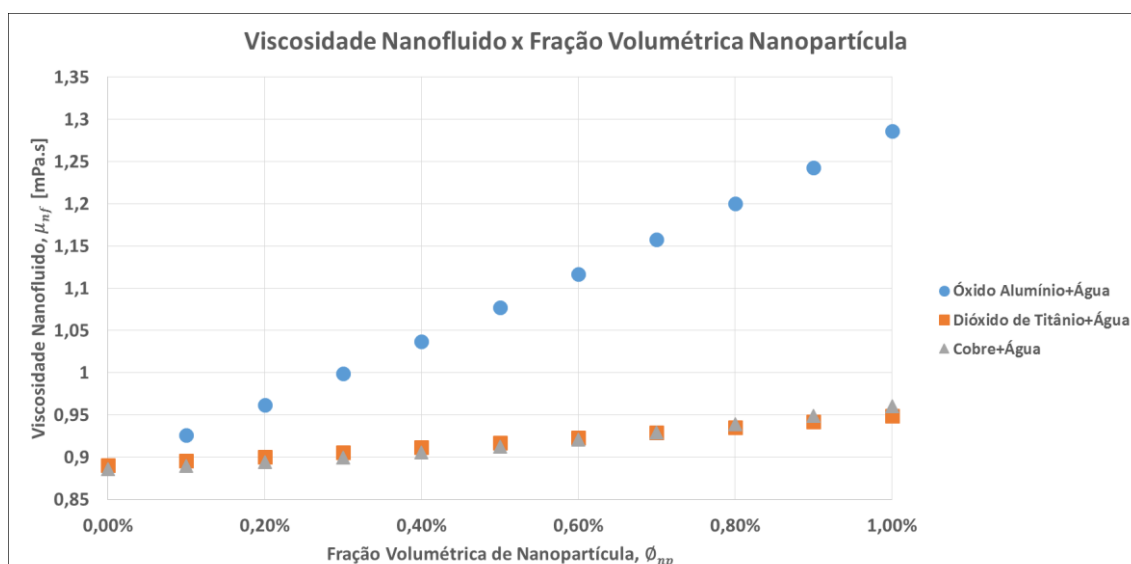
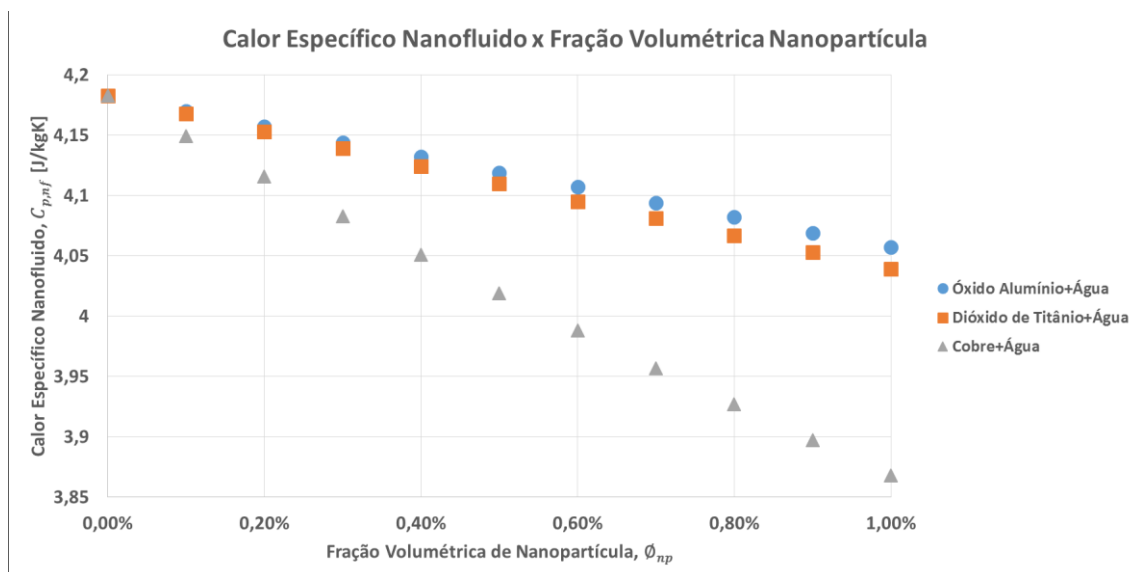


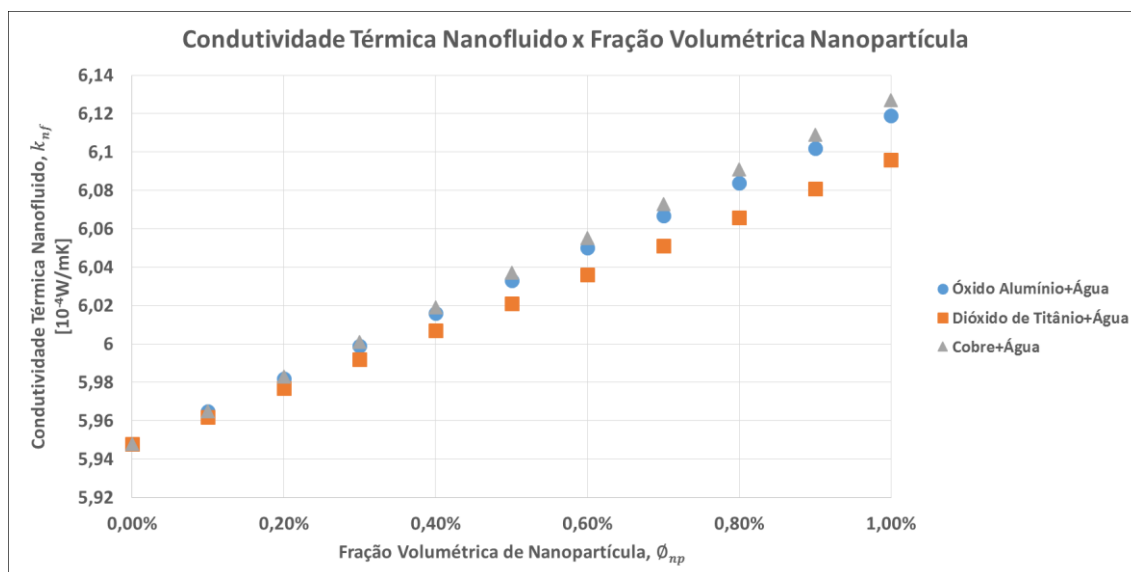
Figura 6.2 – Gráfico de Resultado: Viscosidade dos Nanofluidos

Como esperado, observa-se leve acréscimo na viscosidade das misturas com adição das nanopartículas e aumento de sua concentração volumétrica.



**Figura 6.3 – Gráfico de Resultado: Calor Específico dos Nanofluidos**

Queda no valor do calor específico das misturas, que pode ser explicado pelo aumento da densidade com adição das nanopartículas, de acordo com o modelo matemático adotado.



**Figura 6.4 – Gráfico de Resultado: Condutividade Térmica dos Nanofluidos**

Como esperado, observa-se acréscimo na condutividade térmica das misturas com adição das nanopartículas e aumento de sua concentração volumétrica.

## 6.2.2 Taxa de transferência de calor no Condensador

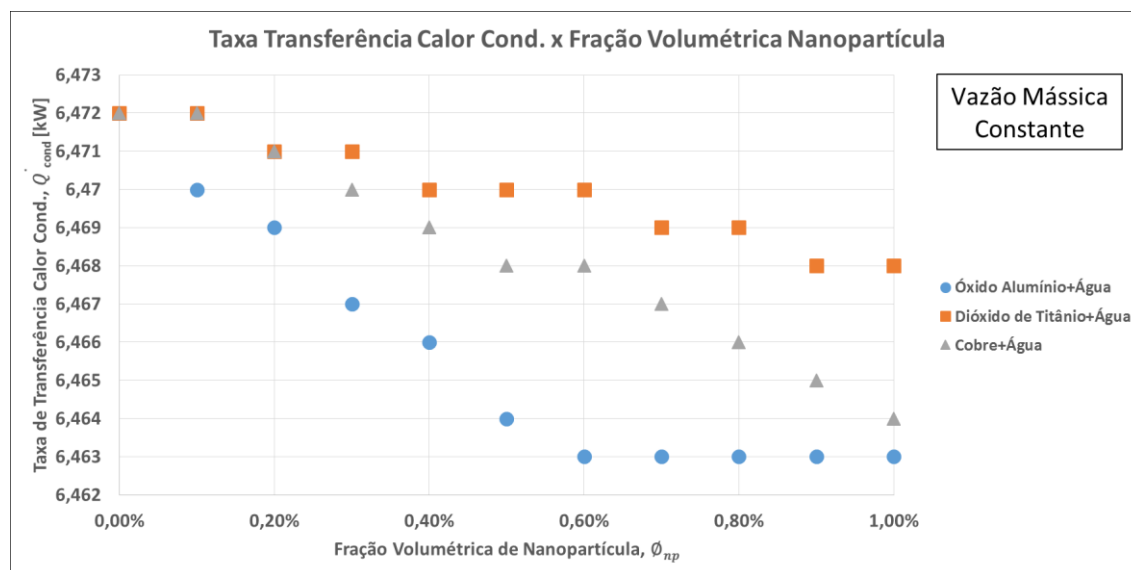


Figura 6.5 – Gráfico de Resultado: Taxa de Transferência de Calor, vazão mássica constante

Neste caso, com aumento da densidade e viscosidade, o número de Reynolds diminui consideravelmente, o que prejudica a troca de calor no condensador.

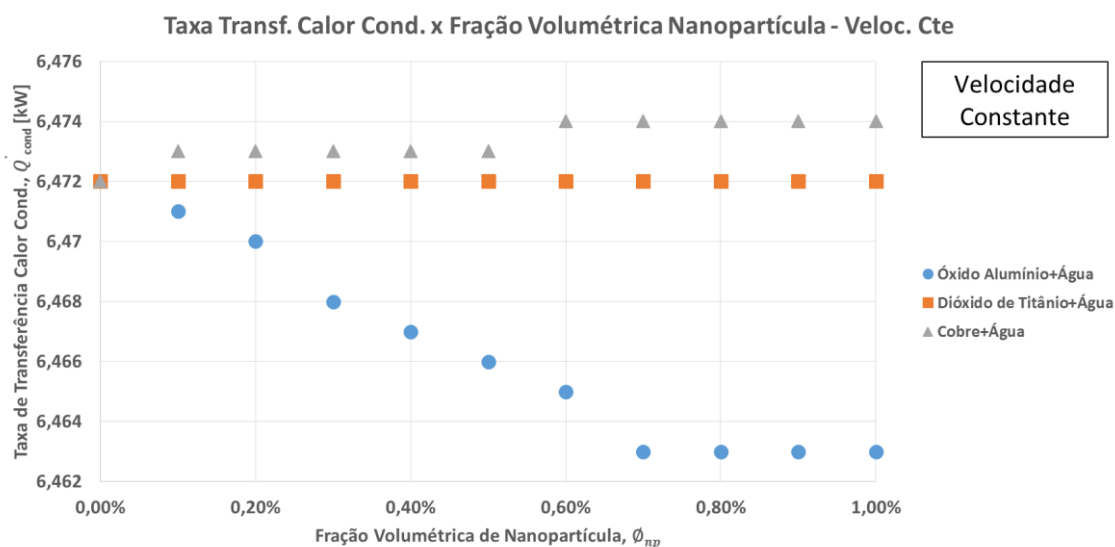
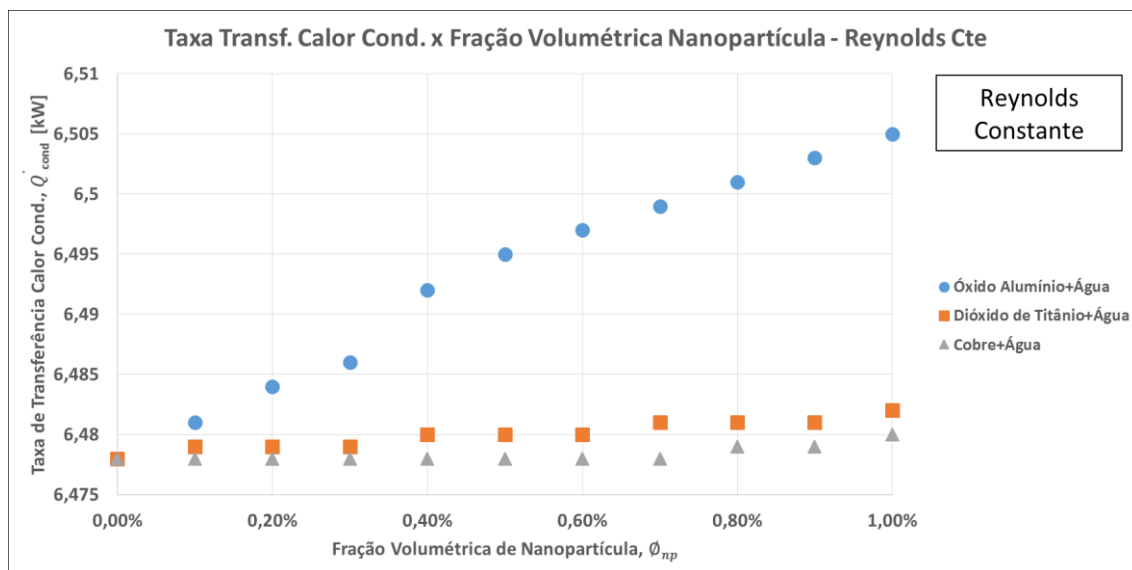


Figura 6.6 – Gráfico de Resultado: Taxa de Transferência de Calor, velocidade constante

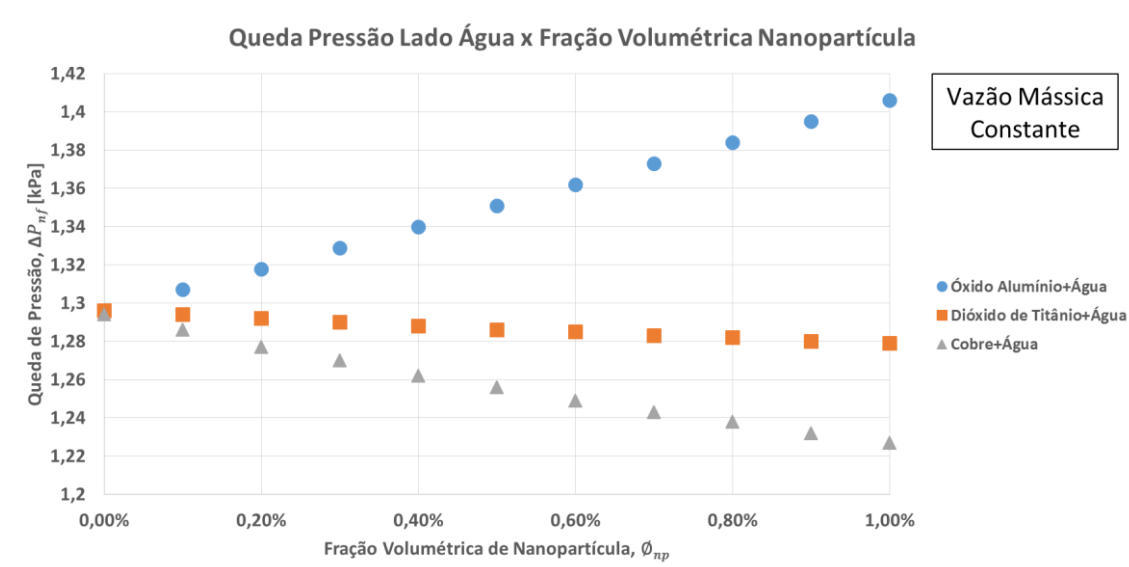
Neste caso, foi calculada nova vazão mássica em busca da manutenção da velocidade do caso anterior. É possível observar sensível melhora em dois dos nanofluidos considerados.



**Figura 6.7 – Gráfico de Resultado: Taxa de Transferência de Calor, Reynolds constante**

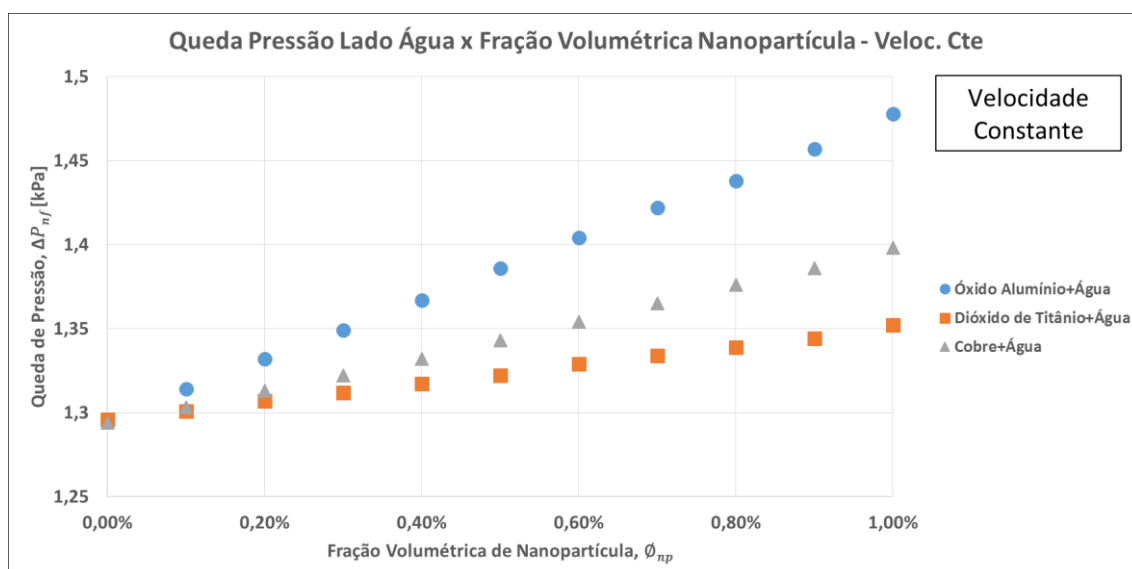
Neste caso, foi calculada nova vazão mássica em busca da manutenção do número de Reynolds do primeiro caso. É possível observar sensível melhora nos três nanofluidos considerados.

### 6.2.3 Queda de Pressão no Condensador

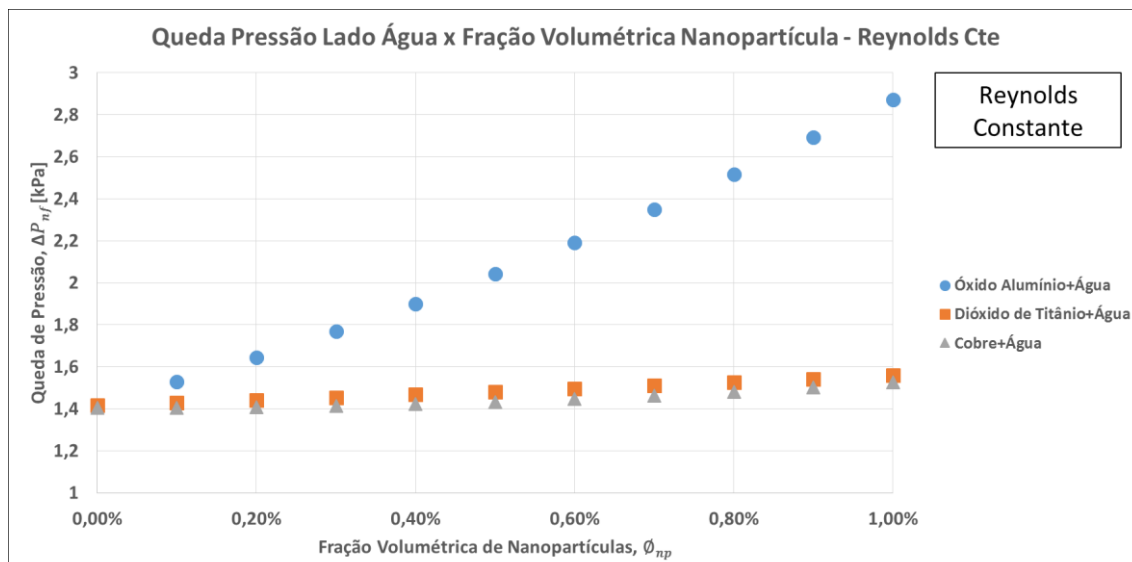


**Figura 6.8 – Gráfico de Resultado: Queda de Pressão, vazão mássica constante**

Neste caso, mesmo com a diminuição do número de Reynolds, o aumento da densidade e viscosidade, fazem variar a queda de pressão.



**Figura 6.9 – Gráfico de Resultado: Queda de Pressão, velocidade constante**



**Figura 7 – Gráfico de Resultado: Queda de Pressão, Reynolds constante**

Nos dois casos anteriores, observa-se que com maior vazão mássica, desenvolvem-se maior velocidade e número de Reynolds, aumentando consideravelmente a queda de pressão, principalmente quando foi considerado o óxido de alumínio.

## 7. Conclusão

Com o presente trabalho foi possível aprimorar e validar um modelo matemático preexistente para um sistema trocador de calor considerando um condensador do tipo casco e tubo aletado. No modelo original foram inseridas novas equação, como por exemplo para o cálculo da perda de carga no lado da água. Foi possível também testar o modelo do condensador atuando em conjunto com uma sub-rotina para a modelagem das propriedades termofísicas de nanofluidos. Os resultados mostram que as variações nas propriedades observadas são relativamente restritas, o que está de acordo com o modelo adotado na sub-rotina, respeitando-se o intervalo de fração volumétrica considerado para este trabalho. O nanofluido composto por óxido de alumínio e água, foi o que mais aumentou a taxa de troca de calor no condensador, em contrapartida foi o que mais aumentou a queda de pressão em seu escoamento. Os resultados obtidos mostram que o uso de simulações numéricas e o modelo proposto para a análise de trocadores de calor se mostra eficaz e necessária, tendo em vista que é possível operar diversos casos, com diversos parâmetros e situações diferenciadas.

## Bibliografia

- 1- BANDARRA FILHO, E. P.; RIBATSKI, G.; PASSOS, J. C.; PARISE, J. A. R. Escoamento monofásico de nanofluidos no interior de tubos. In: Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, 12, 2008. Belo Horizonte. p. 1 - 10.
- 2- Briggs, D.E., - “Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Transfer Correlations for Shell and Tube Heat Exchangers”, Chemical Engineering Progress Symposium Series, 1969, p. 35-45.
- 3- Campos, R.V.C., “Modelagem do Uso de Nanofluidos no Sistema de Arrefecimento de Motores a Combustão Interna”, Outubro 2009
- 4- Cuevas, C., - “Development And Validation Of A Condenser Thress Zones Model”, Applied Thermal Engineering, Junho 2009, p. 3542-3543.
- 5- DAS, S. K.; CHOI, S. U. S.; YU, W.; PRADEEP, T. Nanofluids: Science and technology. Nova Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2008. 397p.
- 6- DIAMOND, S. Annual progress report for heavy vehicle systems optimization . Washington: DOI - FreedomCAR and Vehicle Technologies Program, 2005, 206p.
- 7- Farrel, P., - “Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulator Radiator Tubes”, SAE, 1991, p. 218-230.
- 8- KULKARNI, D. P.; DAS, D. K.; CHUKWU, G. A. Temperature dependent rheological property of copper oxide nanoparticles suspension (nanofluid). Journal of Nanoscience and Nanotechnology, v. 6, n. 4, p. 1150-1154, abr. 2006.
- 9- VELAGAPUDI, V.; KONIJETI, R. K.; ADURU, C. S. K. Empirical correlations to predict thermophysical and heat transfer characteristics of nanofluids.
- 10- WITHARANA, S. Boiling of refrigerants on enhanced surfaces and boiling of nanofluids.