

4. Resultados

No presente capítulo serão discutidos os resultados da simulação do ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizando nanofluidos como fluido secundário no evaporador.

4.1. Parâmetros de desempenho

Os parâmetros de desempenho adotados para observar a influência dos nanofluidos no ciclo de refrigeração por compressão de vapor foram:

- Área (comprimento) do evaporador necessária para determinar a capacidade frigorífica;
- Queda de pressão no lado do fluido secundário;
- Queda de pressão no lado do refrigerante (evaporador).

4.2. Variáveis de controle

Consideraram-se as seguintes variáveis de controle.

4.2.1. Tipo de nanopartícula

Foram considerados quatro tipos de nanopartículas, a saber, um tipo metálico (Cobre) e três tipos de óxidos metálicos (óxido de cúprico, óxido de titânio e óxido de alumina). A tabela 8 resume as propriedades termofísicas das nanopartículas consideradas:

Tabela 8: Propriedades termofísicas das nanopartículas, Velagapudi et al. (2008)

Propriedade	Cu	Al ₂ O ₃	CuO	TiO ₂
Densidade (kg/m ³)	4000	3970	6500	4250
Condutividade térmica (kW/m-K)	0,4	0,04	0,02	0,0089
Calor específico (kJ/kg-K)	0,385	0,765	0,535	0,686

4.2.2.**Diâmetros das nanopartículas**

Utilizaram-se como referência os diâmetros das nanopartículas consideradas por Velagapudi et al. (2008). Entretanto, foram avaliados diferentes diâmetros para observar sua influência sobre os parâmetros de desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

4.2.3.**Concentração volumétrica**

Concentrações volumétricas das nanopartículas na faixa entre 1% e 5% foram consideradas neste trabalho, em correspondência com os valores típicos encontrados na literatura.

4.2.4.**Temperatura do nanofluido**

Decidiu-se, também, adotar esta variável de controle por ser a condutividade térmica do nanofluido dependente da temperatura.

4.3.**Resultados da simulação****4.3.1.****Dados de entrada**

Simulou-se um sistema típico de pequena capacidade. A seguir, são apresentados os dados de entrada que foram mantidos inalteráveis ao longo de toda a simulação.

Dados gerais:

- Pressão atmosférica: 100 [kPa];
- Aceleração da gravidade: 9,81[m/s²];
- Fluido refrigerante: R134a;
- Fluido de resfriamento (condensador): H₂O;
- Grau de superaquecimento no evaporador: 5K;
- Grau de subresfriamento no condensador: 5K.
- Número de intervalos para determinação dos coeficientes locais de transferência de calor por convecção no evaporador e condensador: 20.

Dados do Compressor

- Diâmetro do pistão: 0,019 [m];
- Curso do pistão: 0,004 [m];
- Número de cilindros: 2;
- Razão de espaço nocivo: 0,03%;
- Frequência da corrente elétrica: 60 [Hz];
- Número de polos do motor elétrico: 2;
- Eficiência volumétrica devido aos vazamentos internos: 0,795;
- Eficiência combinada do compressor (mecânica) e motor elétrico: 0,6.

Dados do Condensador

- Temperatura de ingresso do fluido de resfriamento no condensador: 35 [°C];
- Diferença de temperaturas entre o fluido de resfriamento (ingresso) e o refrigerante na entrada do condensador: 25 [°C];
- Diâmetro interno do tubo interno do condensador: 0,0141 [m];
- Diâmetro externo do tubo interno do condensador: 0,0159 [m];
- Diâmetro interno do tubo externo do condensador: 0,0199 [m].

Dados do Evaporador

- Temperatura de ingresso do fluido secundário no evaporador: 10 [°C];
- Temperatura de saída do fluido secundário no evaporador: 5 [°C];
- Diâmetro interno do tubo interno do evaporador: 0,0141 [m];
- Diâmetro externo do tubo interno do evaporador: 0,0159 [m];
- Diâmetro interno do tubo externo do evaporador: 0,0199 [m].

Dados da Nanopartícula

- Tipo de nanopartícula: (CuO, TiO₂, Al₂O₃, Cu);
- Esfericidade: 1.

4.3.2. Simulação do Ciclo de Refrigeração

Foram levantados gráficos característicos de cada um dos componentes do ciclo de refrigeração por compressão de vapor e do sistema como um todo, com os objetivos de avaliar o desempenho do programa e verificar a tendência dos resultados, comparando-os a gráficos existentes na literatura. Os resultados da simulação numérica do ciclo de refrigeração seguem a seguinte ordem:

- Compressor;
- Condensador;
- Evaporador;
- Sistema de refrigeração;

4.3.2.1. Compressor

As figuras 32 a 37 mostram o desempenho previsto para um compressor alternativo. Os resultados obtidos se comparam, em sua tendência, dos gráficos mostrados por Stoecker e Jabardo (2002).

Nas figuras 32 e 33, que apresentam a variação da potência e trabalho de compressão do compressor, pode-se observar que a primeira “aumenta” enquanto a segunda “diminui”. Conclui-se que isto é motivado pela variação da vazão mássica. O

comportamento dos gráficos é similar as apresentadas por Stoecker e Jabardo (2002) ou por Stoecker (2004).

Nas figuras 32, 33 e 34 para a potência de compressão, trabalho específico de compressão e vazão mássica são coerentes com a equação (2.26) onde se observa que, para maiores diferenças entre as temperaturas de evaporação e condensação, a potência consumida é maior. Isto porque o processo de compressão necessita de maior vazão mássica. Os três gráficos mostram a tendência esperada, igual aos gráficos mostrados por Stoecker (2004).

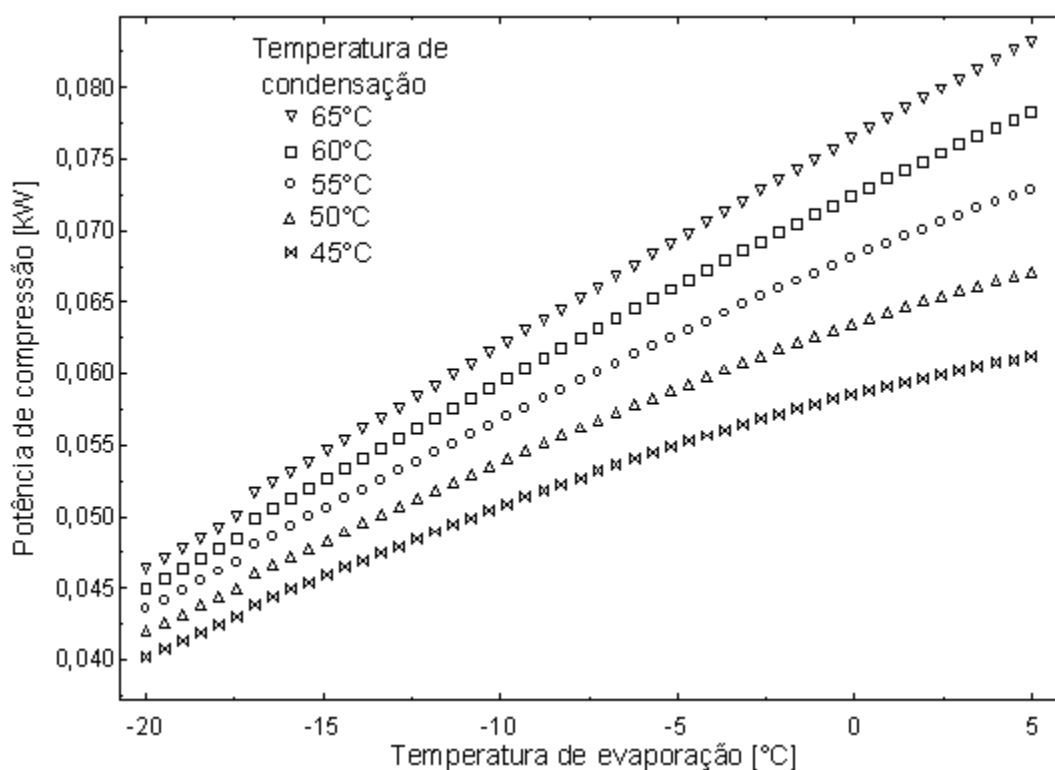


Figura 32 – Variação da potência de compressão com a temperatura de evaporação para várias temperaturas de condensação.

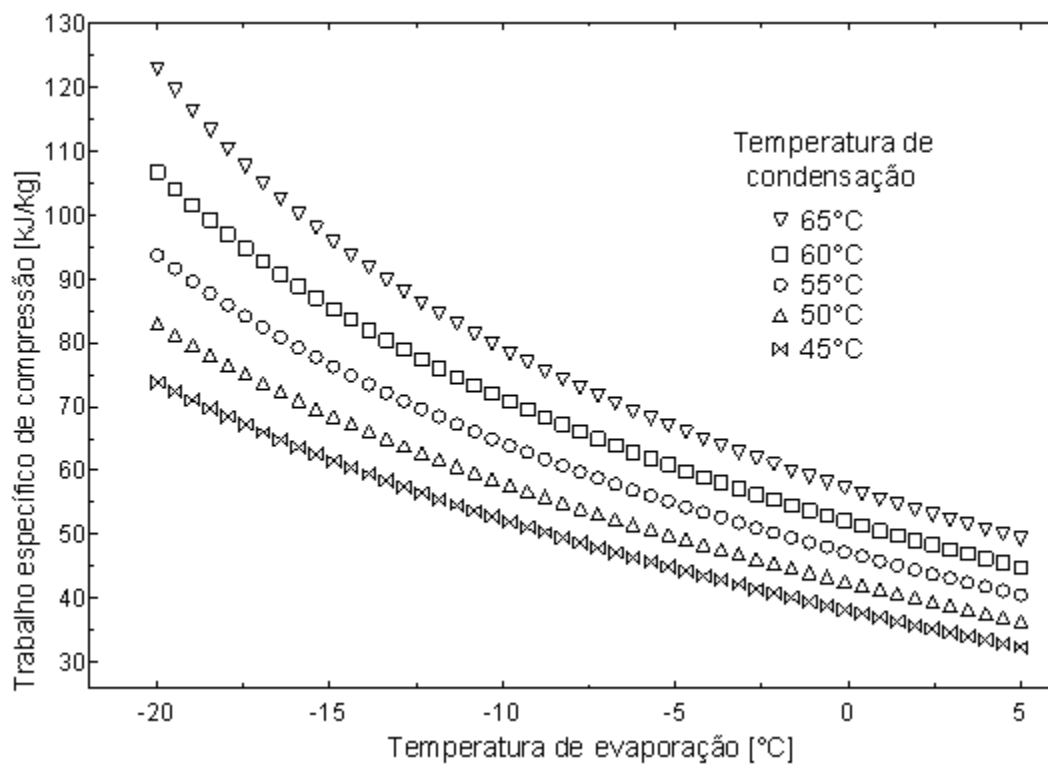


Figura 33 – Variação do trabalho de compressão específico com a temperatura de evaporação para várias temperaturas de condensação.

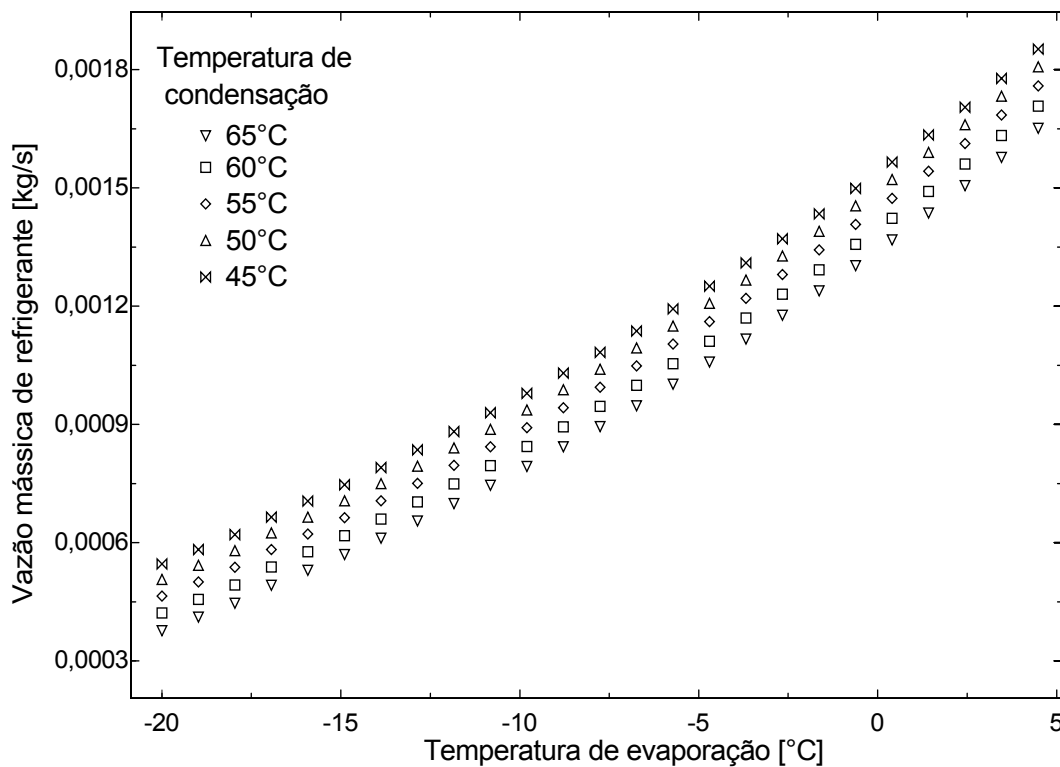


Figura 34 – Variação da vazão mássica de refrigerante com a temperatura de evaporação para várias temperaturas de condensação.

A figura 35 mostra que, se a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação aumenta então, a capacidade de refrigeração também aumenta em concordância com as equações (2.88) e (2.92) as quais levam em conta a influência da vazão mássica de refrigerante. Isto foi confirmado quando comparados aos resultados de Stoecker (2004).

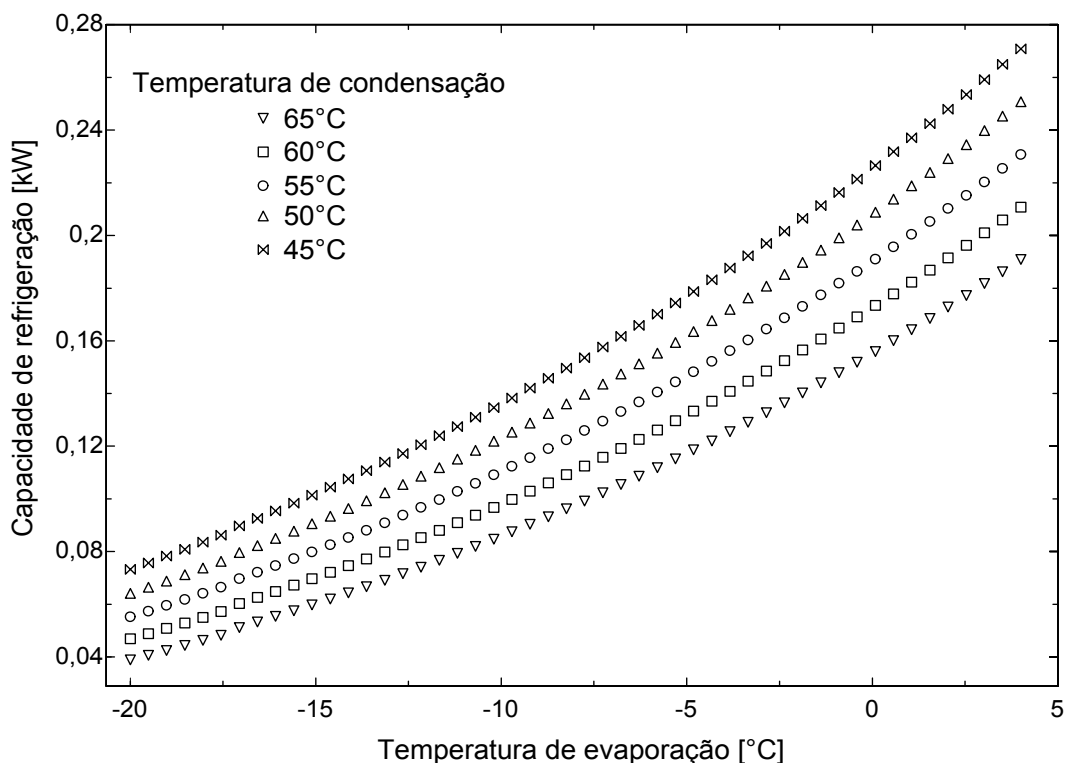


Figura 35 – Variação da capacidade de refrigeração com a temperatura de evaporação para várias temperaturas de condensação.

A figura 36 mostra a influência de outros efeitos sobre a eficiência volumétrica do compressor além da re-expansão do gás residual no espaço nocivo.

Na figura 37 pode-se observar que a eficiência volumétrica, aumenta quando a diferença entre a temperatura de evaporação e de condensação diminui, sendo menor o efeito da razão entre as pressões de evaporação e condensação equação (2.16).

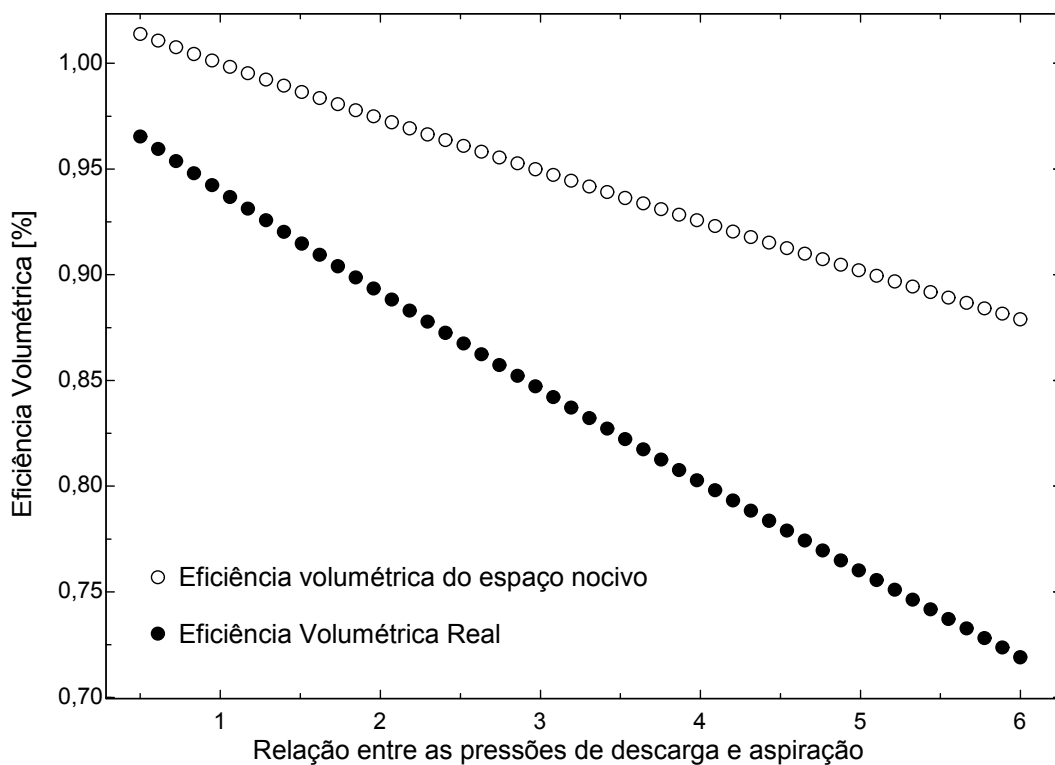


Figura 36 – Variação da eficiência volumétrica real e a eficiência devido ao espaço nocivo em relação entre as pressões de descarga e de aspiração.

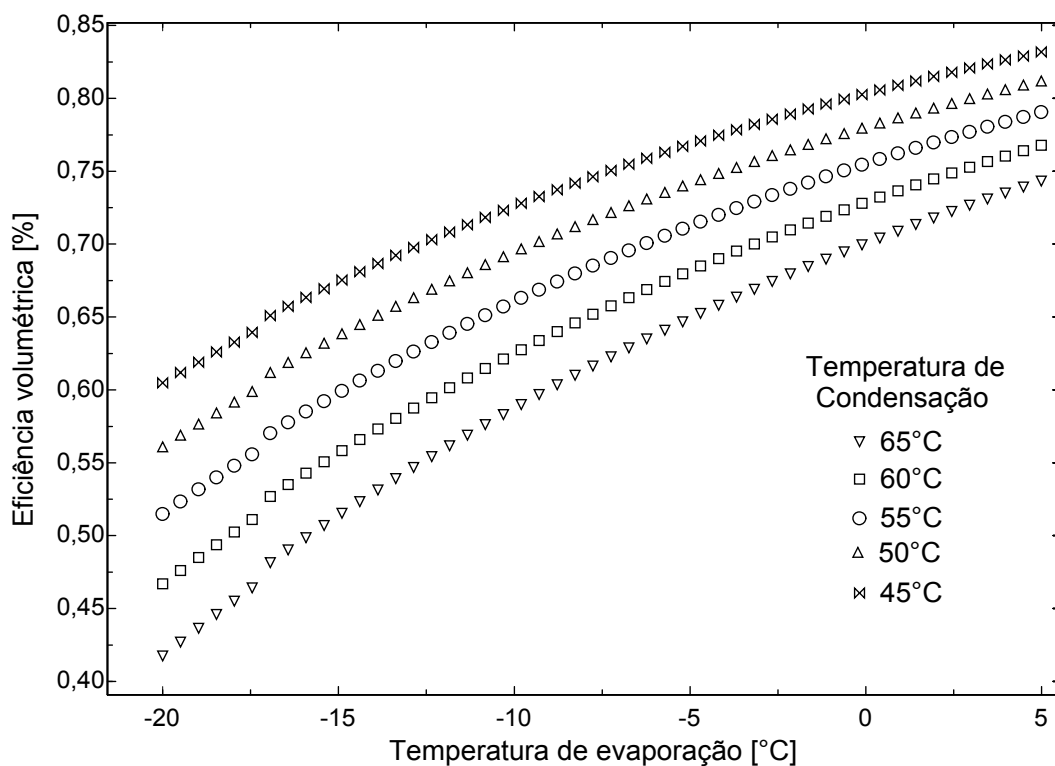


Figura 37 – Variação da eficiência volumétrica com a temperatura de evaporação para várias temperaturas de condensação.

4.3.2.2. Condensador

A figura 38 mostra a variação da fração de vazio com o título de acordo com os modelos homogêneo e de Rouhani-Axelsson (1970), dados pelas equações (2.41) e (2.42). Estes modelos foram utilizados por El Hajal et al. (2003) para determinar a fração de vazio média logarítmica, A fração de vazio serve para determinar o padrão no escoamento bifásico, e, por conseguinte, o coeficiente de transferência de calor na condensação no interior de tubos retos de seção circular (El Hajal et al., 2003). Os resultados previstos pelo programa são muito similares aos mostrados por El Hajal et al. (2003).

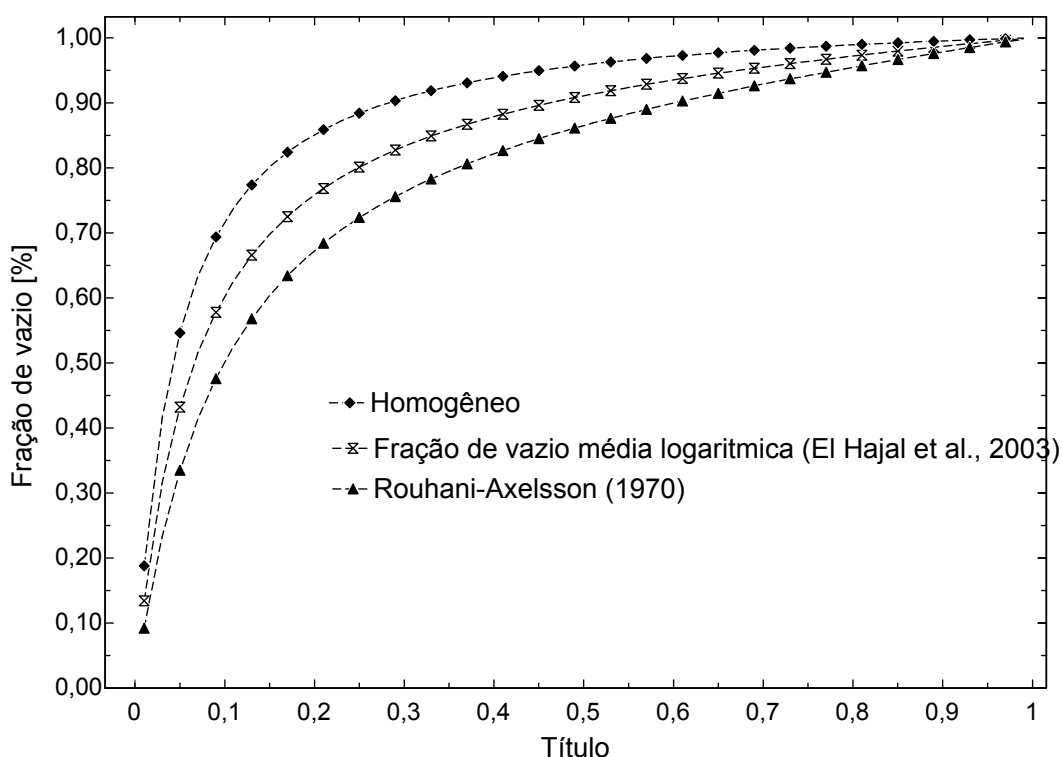


Figura 38 – Variação da fração de vazio com o título no condensador para o refrigerante R134a.

A figura 39 mostra-se o mapa de escoamento bifásico reproduzido pelo programa utilizando as equações (2.40) até (2.57) para temperaturas de evaporação de 0°C e de condensação de 60°C. Para a simulação calculou-se a velocidade mássica do refrigerante no condensador considerando a vazão mássica do refrigerante no condensador e o diâmetro interno do tubo interno do condensador, chegando-se a um

valor igual a $9,85 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$. De acordo com este resultado tem-se que o escoamento se encontra na zona estratificado liso, representada pela linha cheia, figura 39.

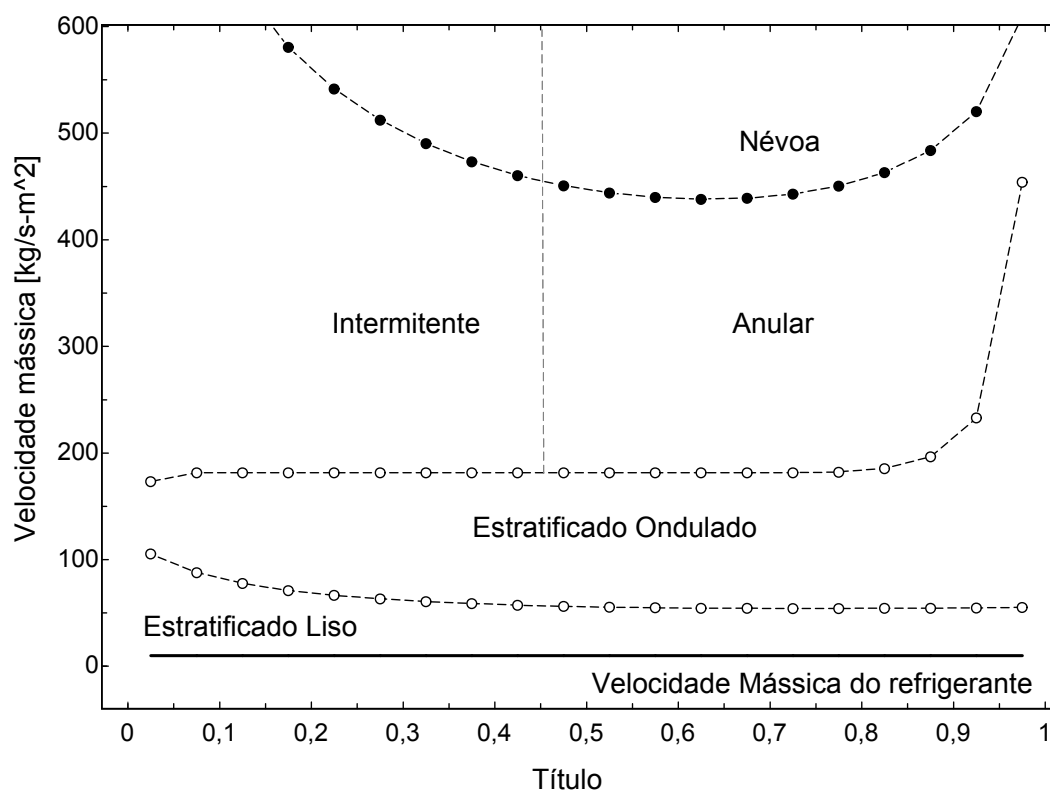


Figura 39 – Mapa de escoamento bifásico em condensadores de tubo reto de seção circular gerado na simulação deste trabalho.

Na figura 40 observa-se a variação do coeficiente convectivo local de transferência de calor no condensador no lado do refrigerante. O valor do coeficiente local aumenta com o título, já que o escoamento praticamente só se desenvolve na zona estratificado liso, como se mostra na figura 39 (linha cheia).

Como resultado da aplicação do método multi-zonas, a figura 41, mostra a variação do coeficiente convectivo local no condensador do lado do fluido de resfriamento. Observa-se que, para uma menor temperatura de condensação aumenta a demanda de vazão mássica do fluido de resfriamento.

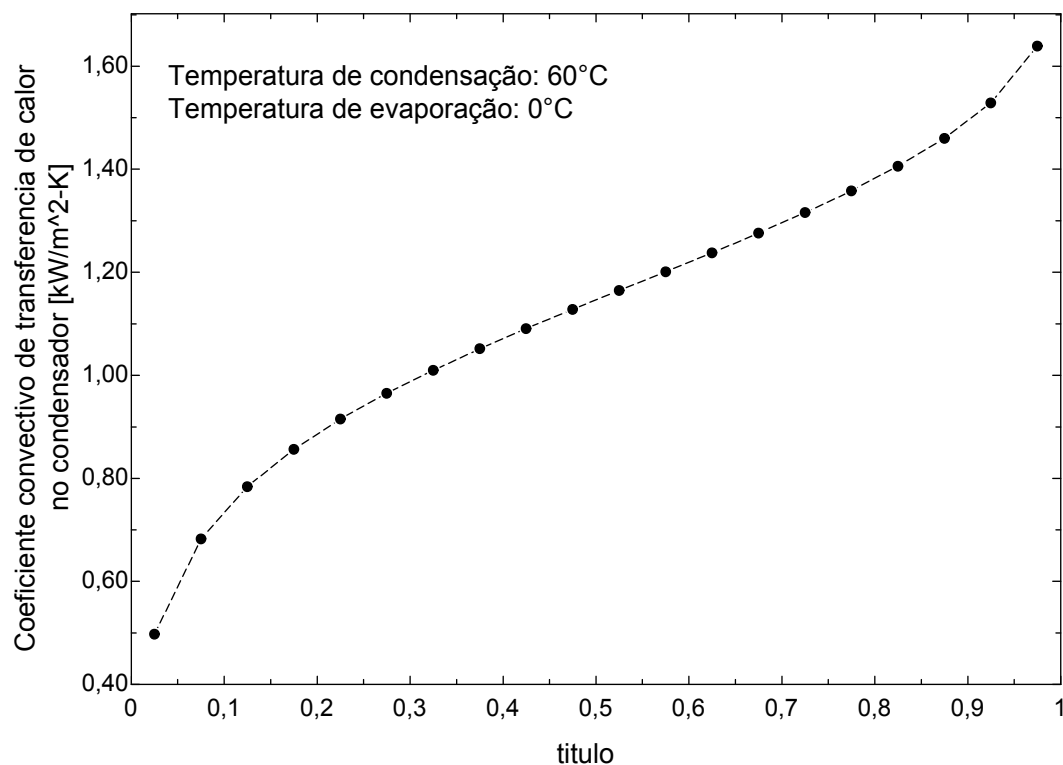


Figura 40 – Variação do coeficiente local de transferência de calor do refrigerante no condensador em função do título.

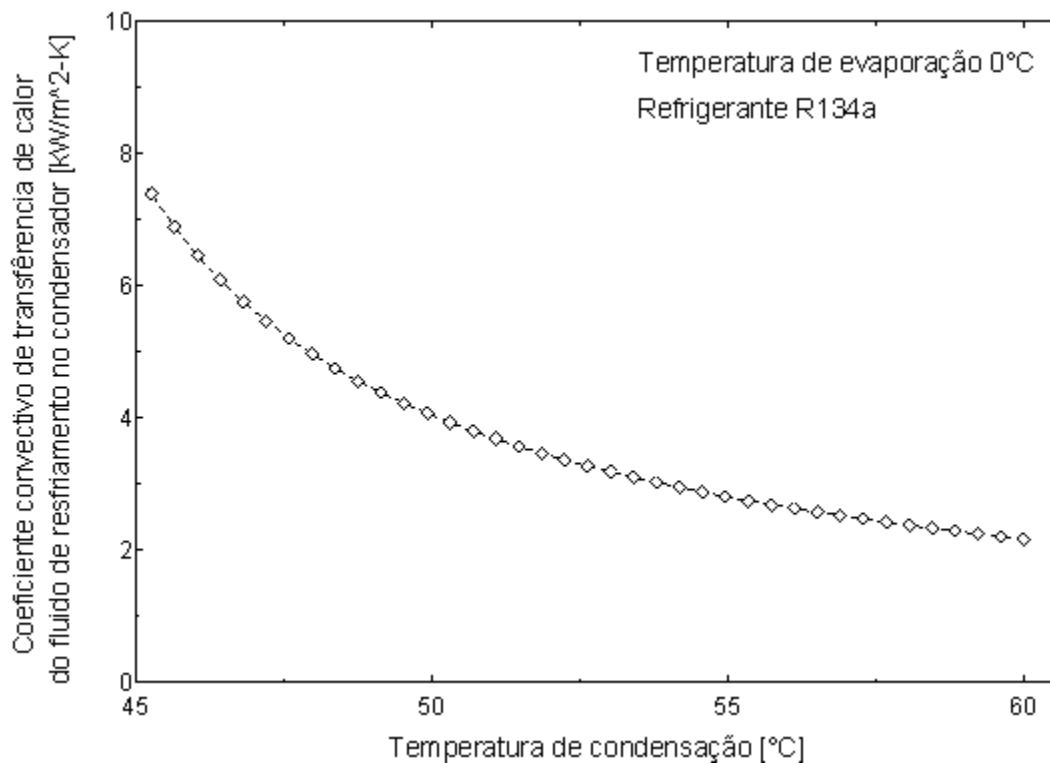


Figura 41 – Variação do coeficiente de transferência de calor do fluido de resfriamento para várias temperaturas de condensação.

A figura 42 mostra a distribuição da área do condensador como resultado da aplicação do método multi-zona no condensador. Observa-se que, para menores temperaturas de condensação, a área na zona bifásica e de subresfriamento aumentam, enquanto a área na zona de dessuperaquecimento diminui. Este fato tem relação com a diferença média logarítmica de temperatura utilizada no método multi-zona, que aumenta nas zonas bifásica e de subresfriamento e diminui na zona de dessuperaquecimento.

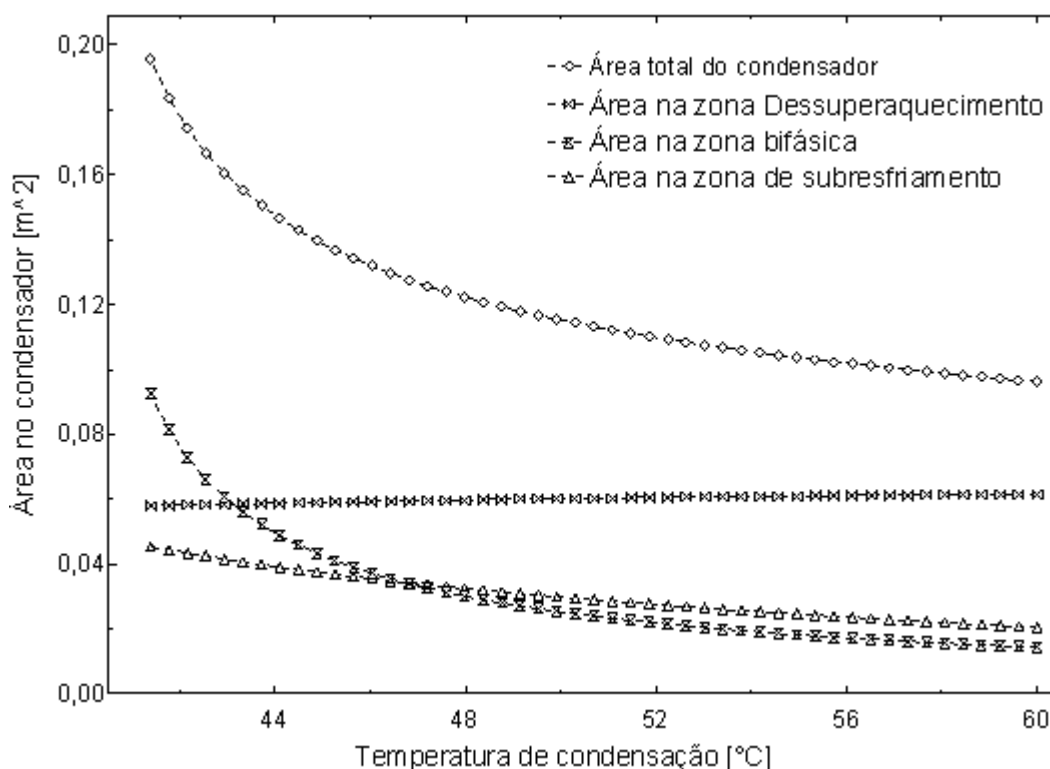


Figura 42 – Variação da área do condensador com a temperatura de condensação ($T_{ev}=0^{\circ}\text{C}$)

4.3.2.3. Evaporador

A figura 43 se apresenta a variação do coeficiente local convectivo de troca de calor no evaporador, equação, (2.107) e que, de forma análoga ao condensador, é implementada no capítulo 3, equação (3.7) para formar parte das sub-rotinas do programa de simulação.

A figura 44 mostra a variação da área do evaporador em função da temperatura de evaporação, de forma análoga ao comportamento no condensador.

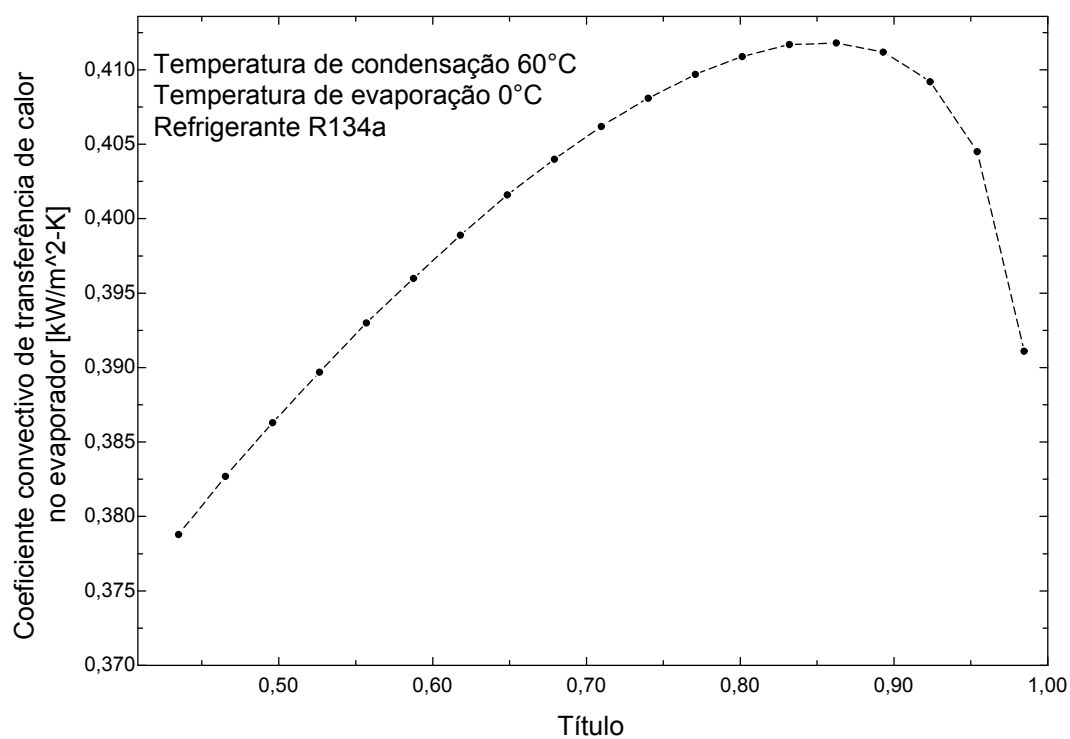


Figura 43 – Variação do coeficiente local de transferência de calor do refrigerante no evaporador em função do título.

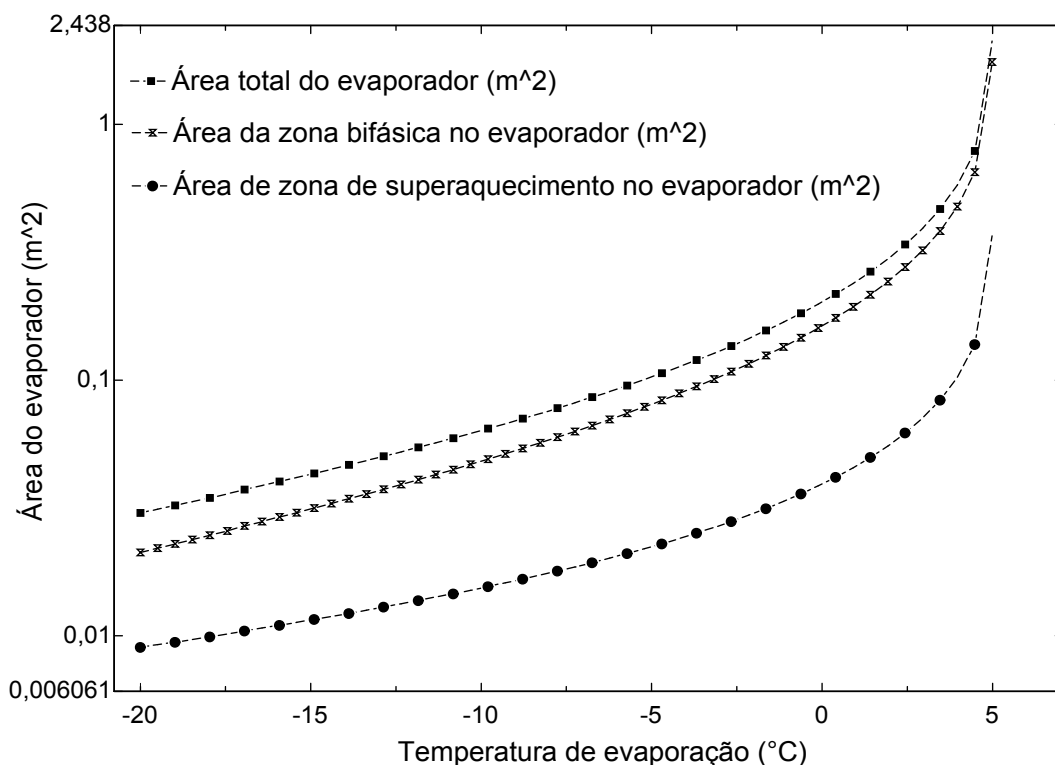


Figura 44 – Variação da área do evaporador com a temperatura de evaporação ($T_{cd}=60^{\circ}\text{C}$).

4.3.3.

Nanofluidos como fluidos secundários de transferência de calor

Mostram-se, nos gráficos seguintes, os resultados obtidos quando considerada a presença de nanopartículas no fluido secundário, para um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Conforme se mencionou anteriormente, o efeito da simulação, foi variada a concentração volumétrica (1% a 5%), o diâmetros das nanopartículas (10nm a 50 nm) e a temperatura média do fluido-base (5°C a 10°C).

Na figura 45 mostra-se a variação da área total do evaporador com o aumento da concentração volumétrica de nanopartículas, mantendo constante o desempenho do ciclo. Pode-se apreciar, também, que são obtidos melhores resultados com nanopartículas metálicas no fluido-base quando comparados aos obtidos com nanofluidos formados a partir de nanopartículas de óxidos metálicos. O nanofluido $\text{H}_2\text{O}-\text{Al}_2\text{O}_3$ apresenta uma zona onde a área permanece inalterada, mesmo com o aumento

da concentração volumétrica. Isto é devido à correlação utilizada para caracterizar a condutividade térmica efetiva do nanofluido, gráfico 48, proposta por Velagapudi et al. (2008), a qual tende a valores menores que a condutividade térmica da água para maiores diâmetros das nanopartículas. Para evitar valores menores da condutividade térmica efetiva do nanofluido, quando comparados aos do fluido-base, impôs-se um valor mínimo igual à condutividade térmica do fluido-base até um valor onde o efeito da concentração volumétrica tenha uma contribuição maior do que o do diâmetro das nanopartículas.

Na figura 46, resultados similares aos apresentados pela concentração volumétrica são obtidos quando diminui o diâmetro das nanopartículas, confirmando os resultados de Jang e Choi (2004). Novamente, são obtidos melhores resultados para partículas metálicas quando comparadas aos das partículas de óxidos metálicos.

Observa-se na figura 47, quando a temperatura média do fluido-base (média aritmética das temperaturas de ingresso e saída do fluido-base no evaporador) aumenta, a área tende a diminuir. Isto pode ser relacionado ao aumento da condutividade térmica do nanofluido com temperatura média do nanofluido, figura 48.

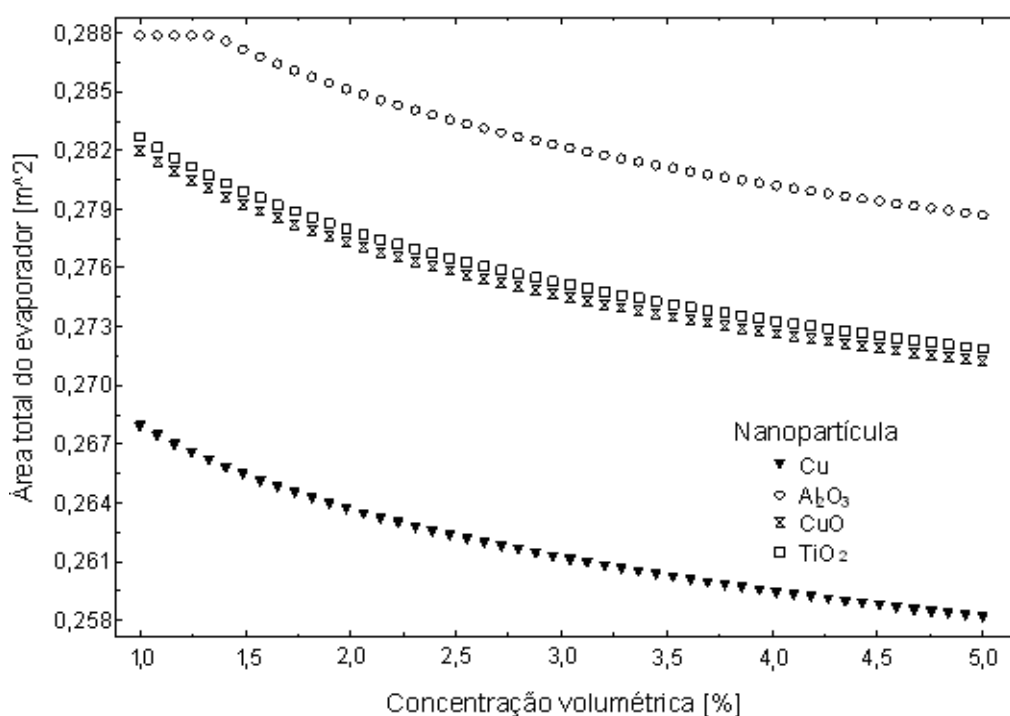


Figura 45 – Variação da área do evaporador com a concentração volumétrica de diferentes nanopartículas no fluido-base.

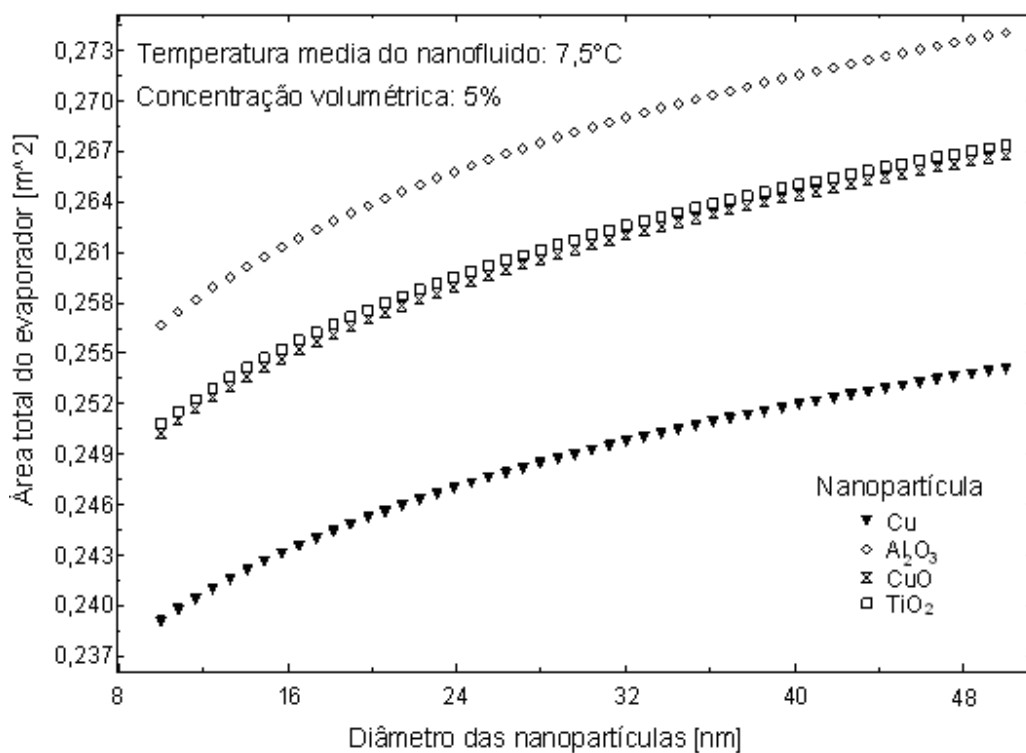


Figura 46 – Variação da área do evaporador com o diâmetro de diferentes nanopartículas no fluido-base.

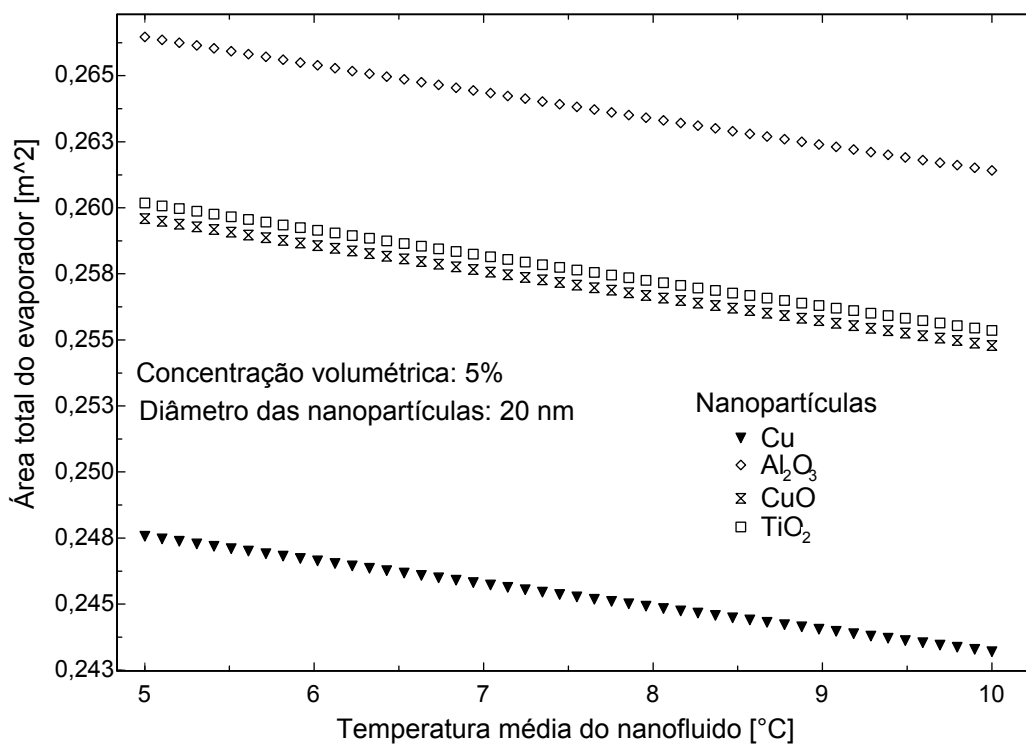


Figura 47 – Variação da área do evaporador com a temperatura do fluido-base para diferentes nanofluidos.

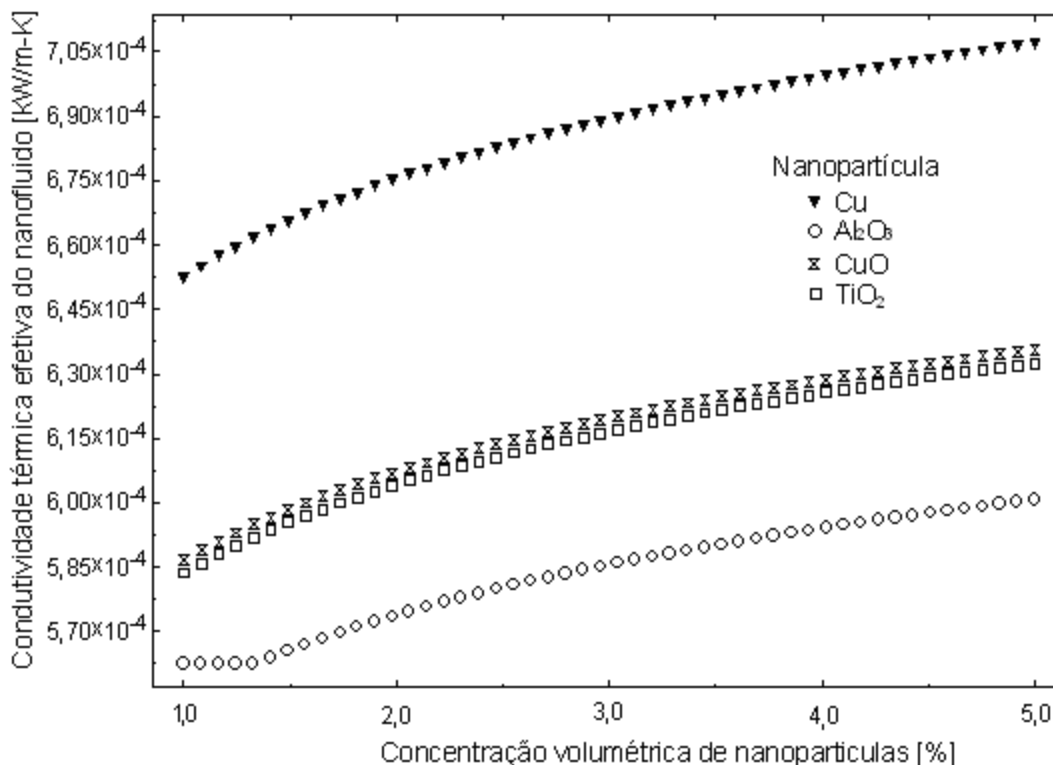


Figura 48 –Condutividade térmica efetiva do nanofluido para diferentes nanopartículas no fluido-base.

A figura 49 mostra a diminuição da área do evaporador para o nanofluido com melhores resultados: H_2O -Cu se manteve constante o diâmetro da nanopartícula, igual a 20nm (menor diâmetro disponível comercialmente), e se variou a temperatura média do fluido-base. Observa-se que a melhora obtida na diminuição da área, pode chegar até 6%, quando se compara a concentração máxima de nanopartículas considerada neste trabalho (5%) com a menor (1%). A temperatura de evaporação foi mantida igual a $0^\circ C$. Uma limitação da expressão que define o Número de Nusselt para os nanofluidos escoando em regime laminar, equação (2.127), impede extrapolar a concentração volumétrica para valores menores que 1%.

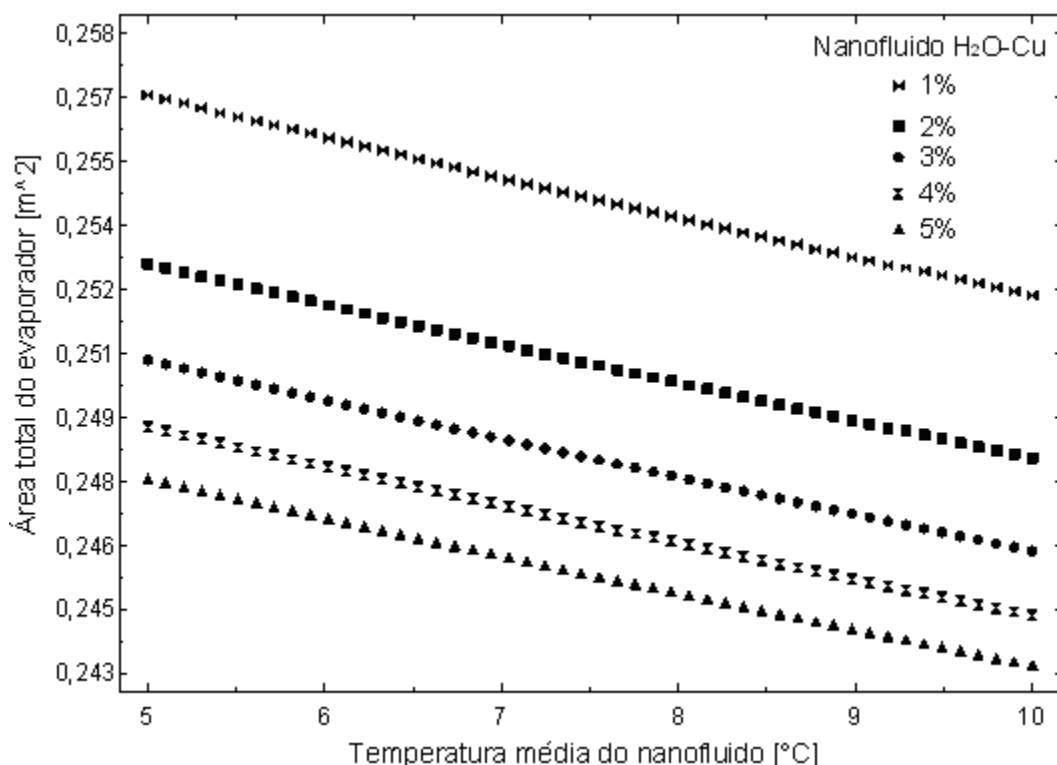


Figura 49 – Variação da área do evaporador com a temperatura do nanofluido $\text{H}_2\text{O-Cu}$ com diferentes concentrações volumétricas.

Do exposto pelas equações (2.140) e (2.143), conclui-se que a queda de pressão no lado do refrigerante é afetada pelo comprimento do evaporador, pelo diâmetro equivalente na seção anular, pela vazão de refrigerante e a área transversal. Nos gráficos 50 a 53 observa-se que a queda de pressão no lado do refrigerante segue a tendência da área, pois esta é definida para diâmetros constantes e pelo comprimento: quando o comprimento diminui a queda de pressão diminui.

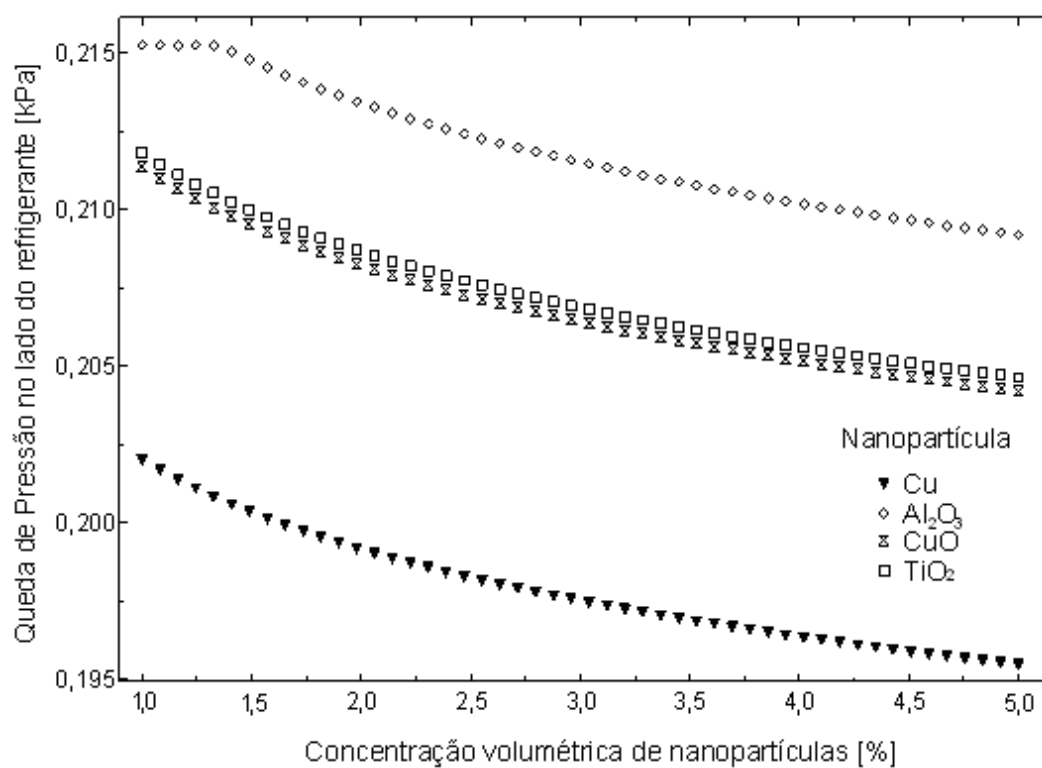


Figura 50 – Queda de pressão do refrigerante no evaporador com a concentração volumétrica de diferentes nanofluidos.

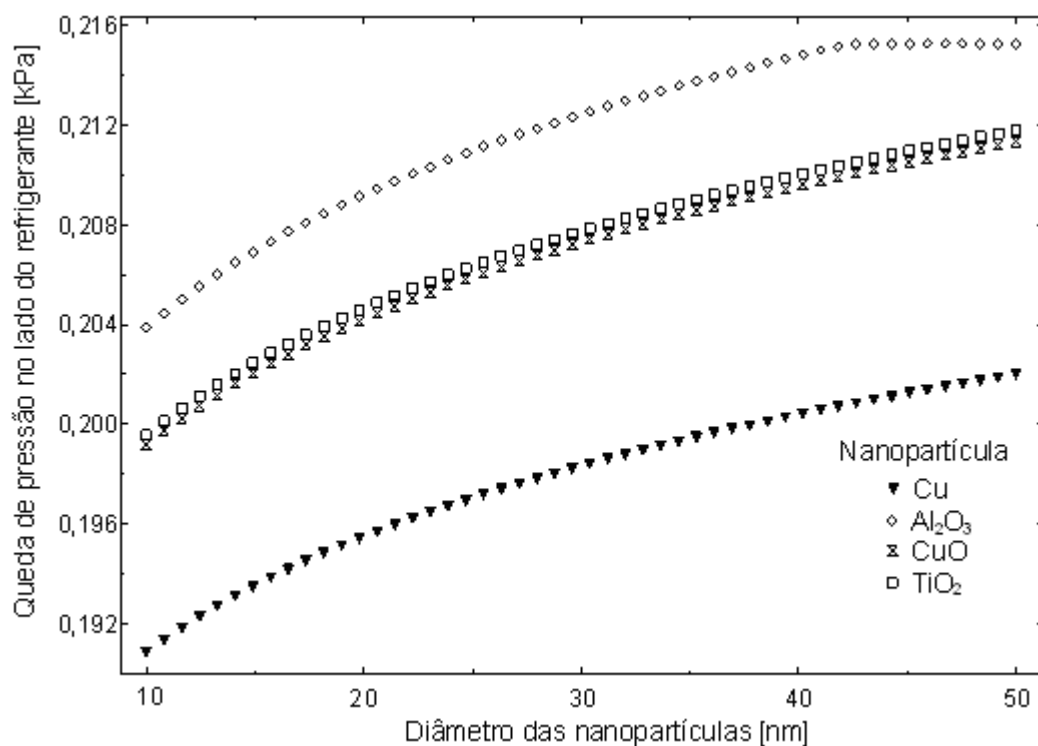


Figura 51 – Queda de pressão do refrigerante no evaporador para vários diâmetros de diferentes nanofluidos.

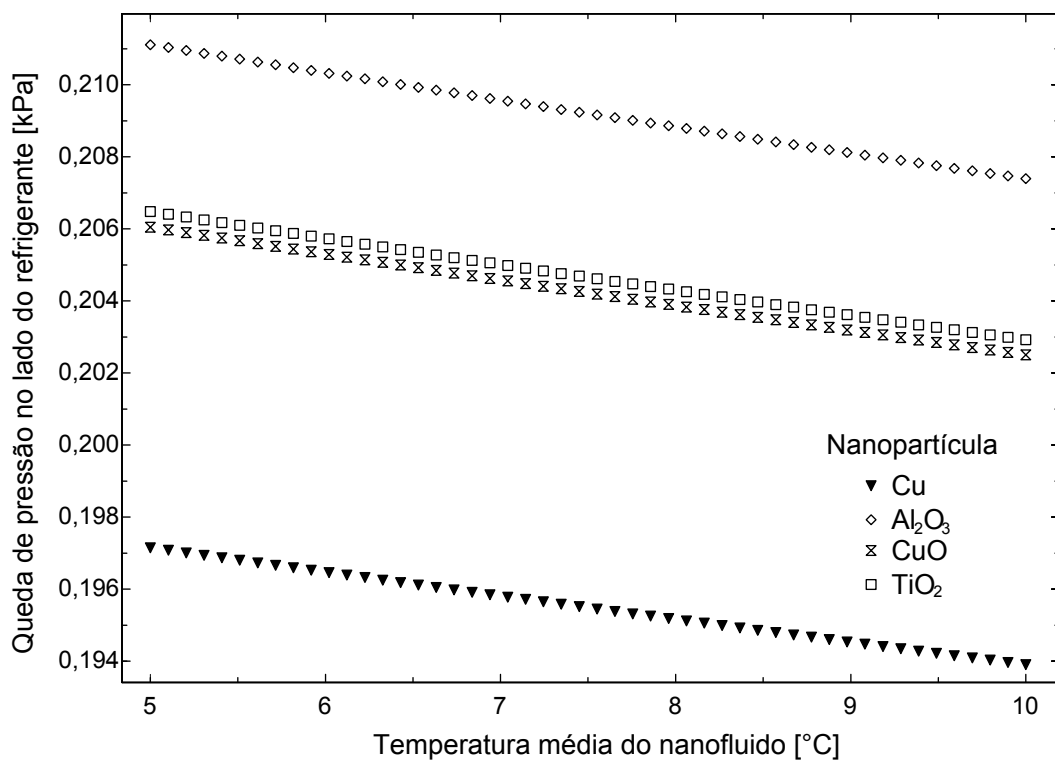


Figura 52 – Queda de pressão do refrigerante no evaporador com a temperatura do nanofluido e diferentes nanopartículas.

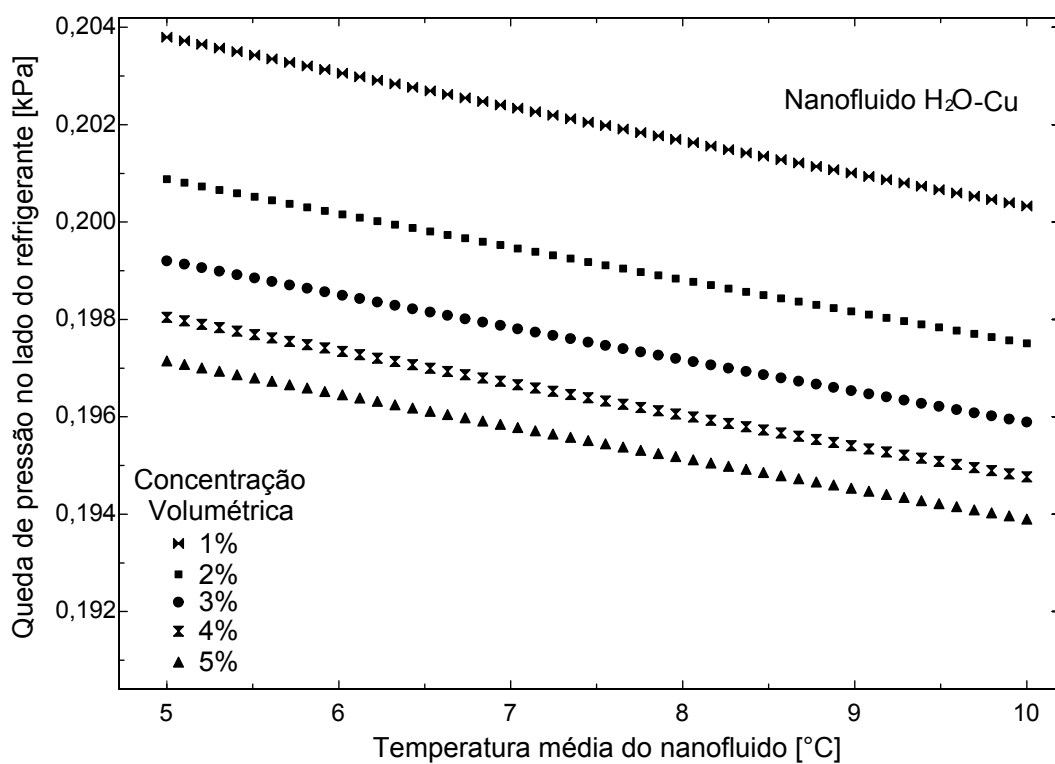


Figura 53 – Queda de pressão do refrigerante no evaporador com a temperatura do nanofluido H_2O-Cu e diferentes concentrações volumétricas.

De acordo com a equação (2.135), a queda de pressão do nanofluido aumenta com a concentração volumétrica e o diâmetro das nanopartículas. Por outro lado o aumento da viscosidade, figura 54, e densidade, figura 55, predominam sobre o comprimento menor do trocador de calor.

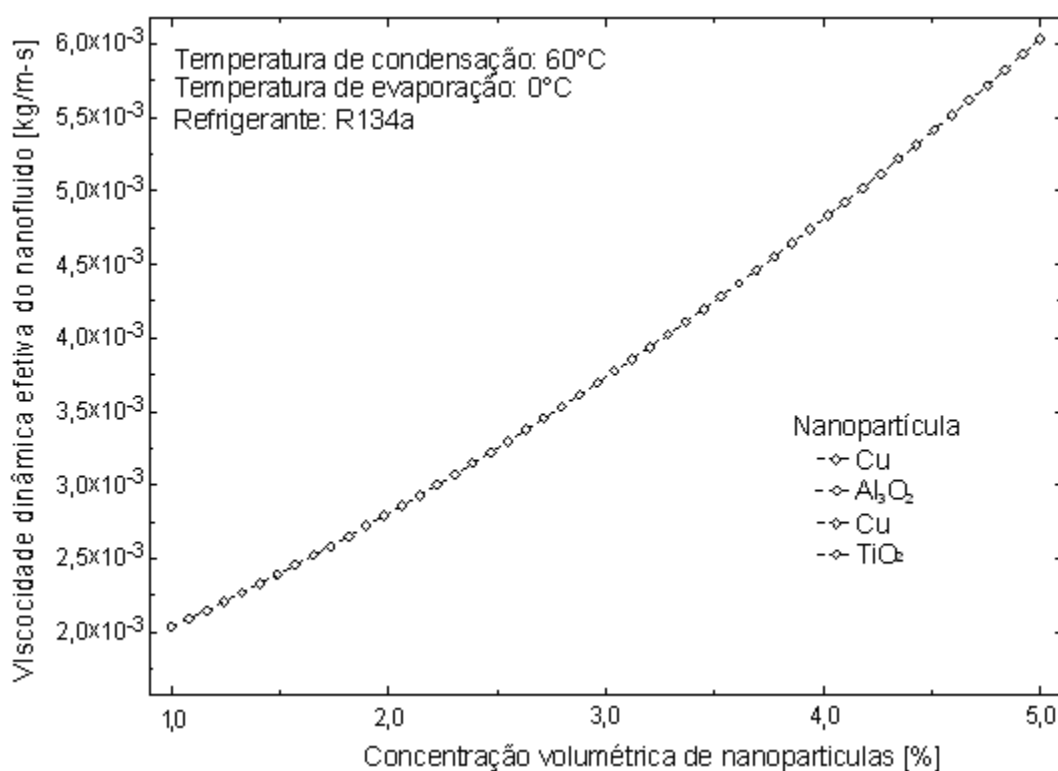


Figura 54 - Viscosidade dinâmica efetiva do nanofluido para diferentes nanopartículas no fluido-base.

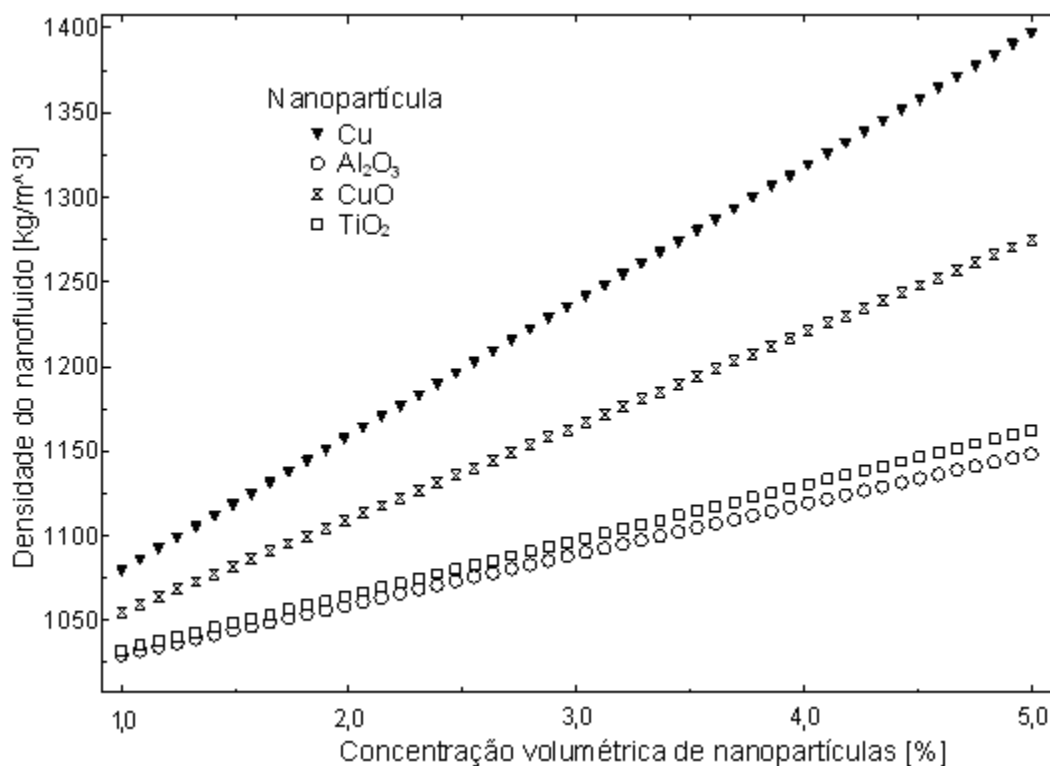


Figura 55 – Variação da densidade do nanofluido para diferentes nanopartículas no fluido-base.

As figuras 56 a 59 mostram a queda de pressão no lado do nanofluido. Nas figuras 56 e 57 a existência de efeitos opostos possivelmente explica a inversão da posição dos efeitos das nanopartículas para concentrações e diâmetros maiores. Entretanto, um maior valor da temperatura média do nanofluido diminui a queda de pressão no lado do nanofluido, figura 58.

A figura 59 mostra que para o mesmo nanofluido H₂O-Cu a variação na queda de pressão é pequena para diferentes concentrações volumétricas e temperaturas médias do nanofluido, mantendo-se constante o diâmetro da nanopartícula (20nm).

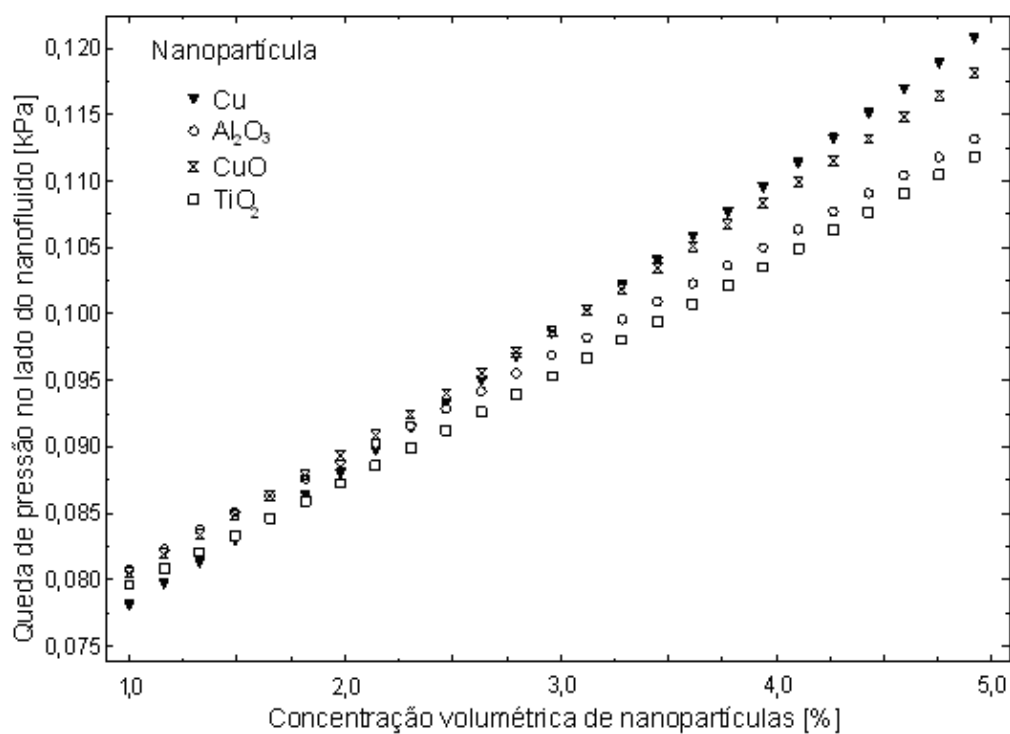


Figura 56 – Queda de pressão do nanofluido no evaporador com a concentração volumétrica de diferentes nanopartículas no fluido-base.

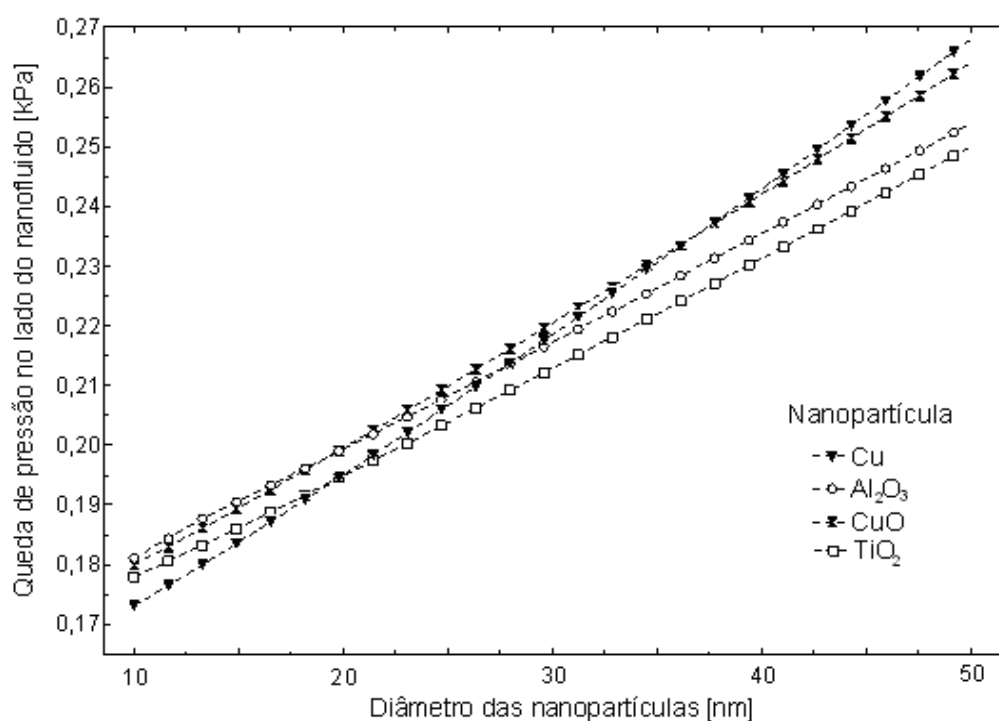


Figura 57 – Queda de pressão do nanofluido no evaporador com o diâmetro e diferentes nanopartículas.

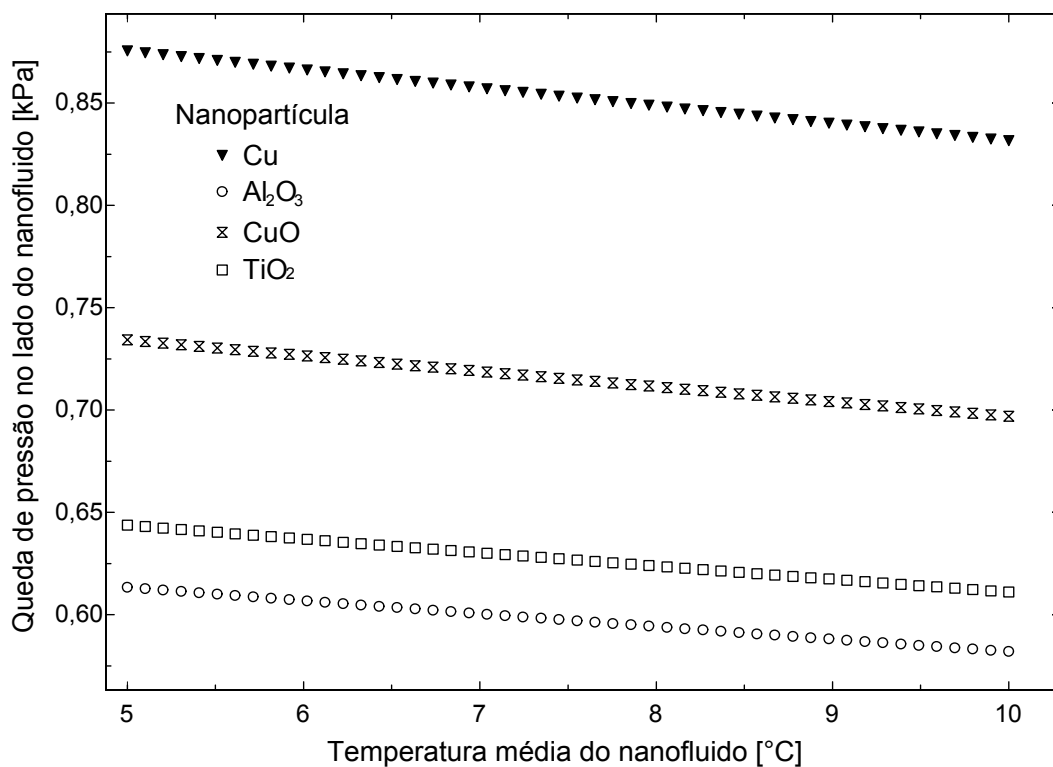


Figura 58 – Queda de pressão do nanofluido com a temperatura média do nanofluido e diferentes nanopartículas.

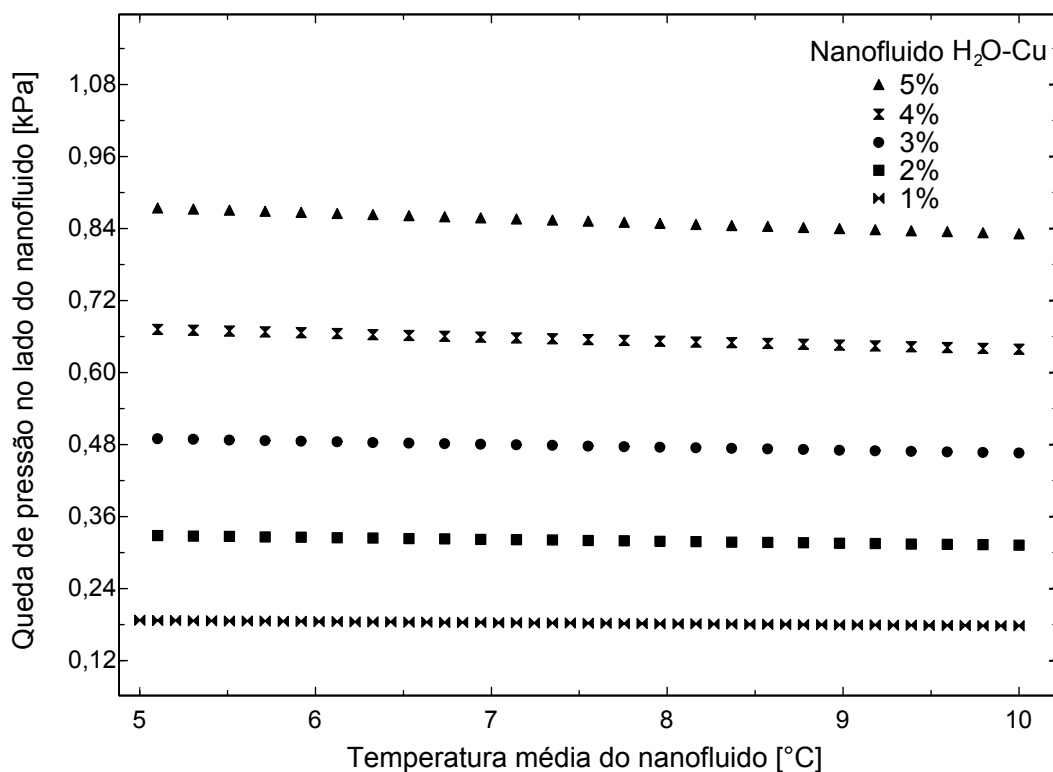


Figura 59 – Queda de pressão do nanofluido $\text{H}_2\text{O-Cu}$ no evaporador com a temperatura média do nanofluido e diferentes concentrações volumétricas.

A variação na potência de bombeamento para o nanofluido, segundo a equação (2.144), está relacionada com a queda de pressão do nanofluido. As mesmas tendências que a queda de pressão são observadas nos gráficos das figuras 60 a 63.

Comparando a potência do compressor com a potência de bombeamento do nanofluido, figuras 62 e 63, observa-se que o valor desta última é muito pequena, comparativamente, não afetando o valor do COP, que se mantém praticamente inalterado.

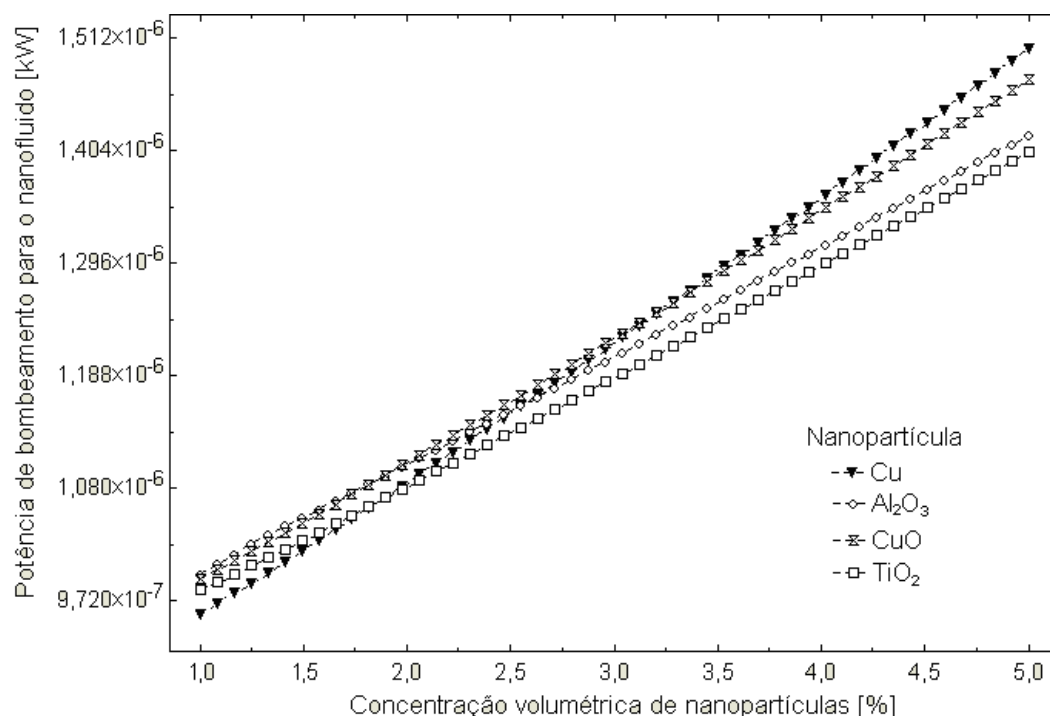


Figura 60 – Potência de bombeamento com a concentração volumétrica de diferentes nanopartículas.

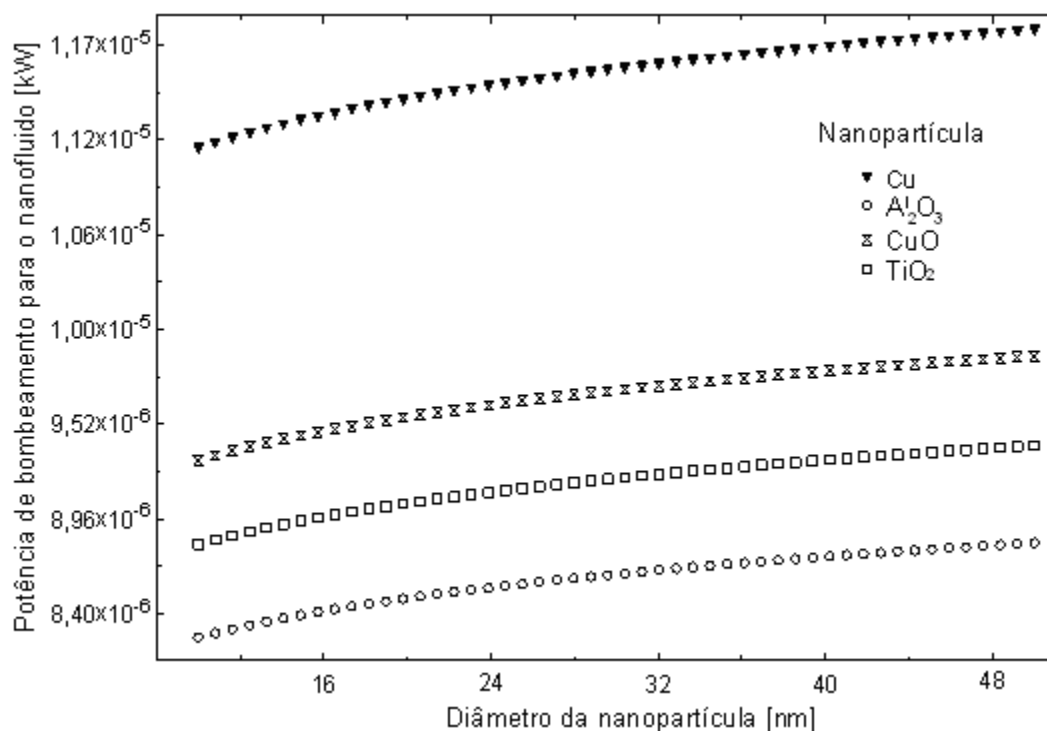


Figura 61 – Potência de bombeamento com o diâmetro para diferentes nanopartículas.

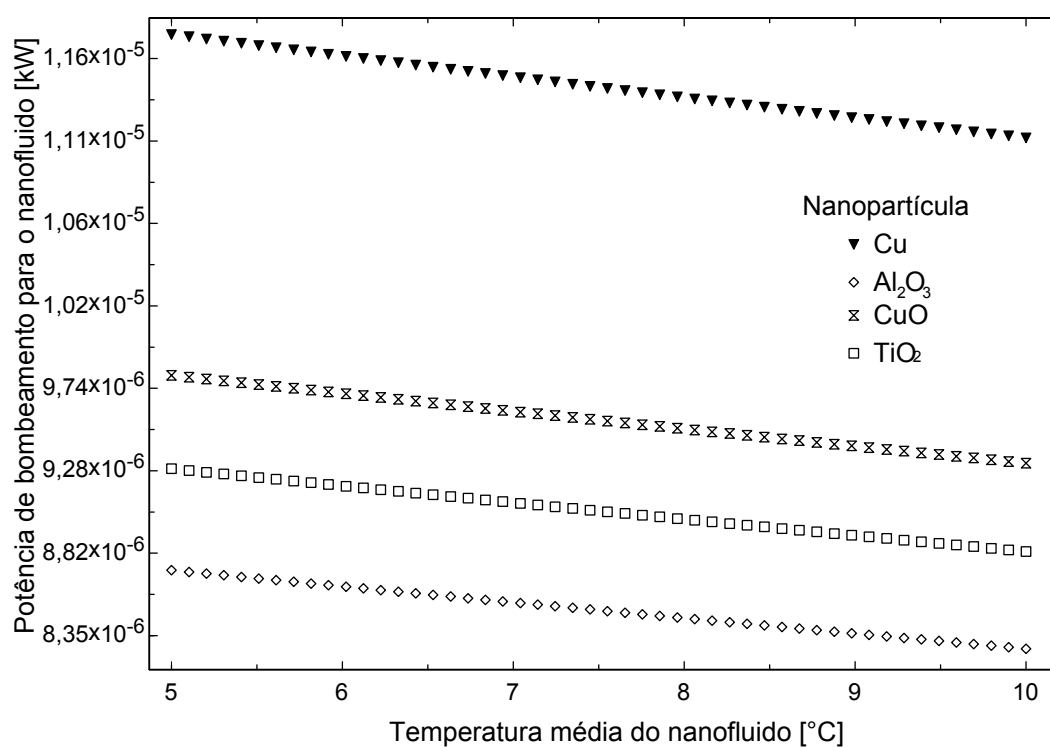


Figura 62– Potência de bombeamento com a temperatura do nanofluido e distintas nanopartículas.

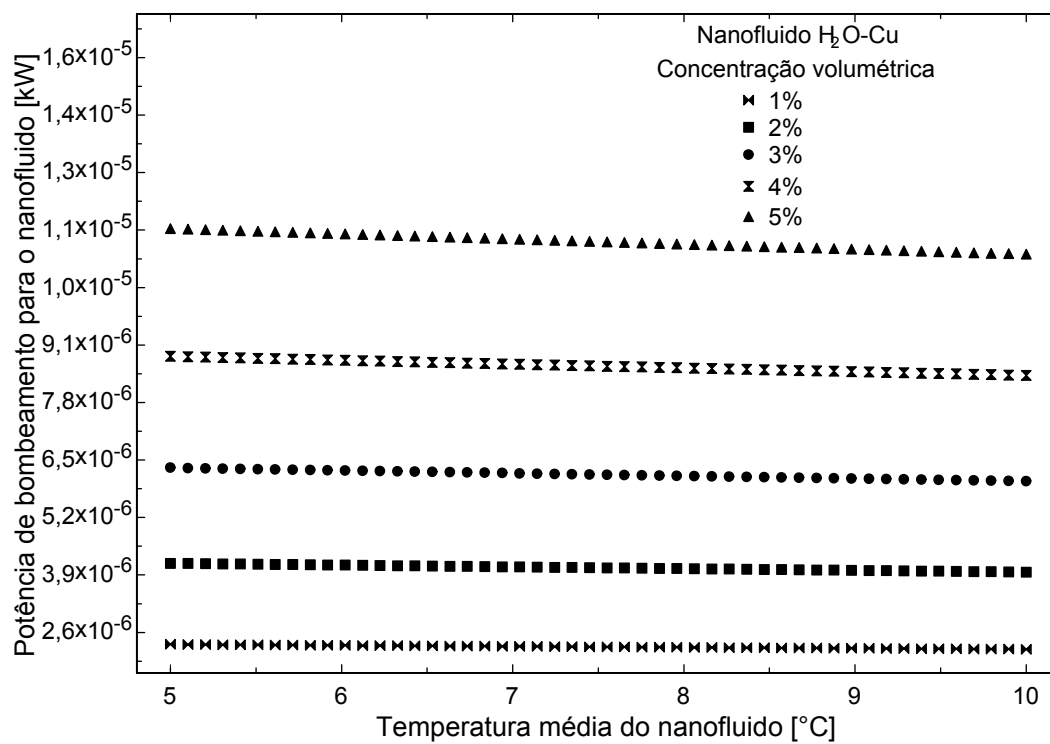


Figura 63 – Potência de bombeamento do nanofluido H_2O-Cu para várias temperaturas do nanofluido e diferentes concentrações volumétricas.