

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Thiago E. Fernandes
Vitor C. P. Borges
Washington E. R. Melgaço

**AVALIAÇÃO DE TROCADORES CASCA E TUBO APLICADOS NA
RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL DE UM MOTOR A DIESEL**

Juiz de Fora

2021

Thiago E. Fernandes
Vitor C. P. Borges
Washington E. R. Melgaço

**AVALIAÇÃO DE TROCADORES CASCA E TUBO APLICADOS NA
RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL DE UM MOTOR A DIESEL**

Trabalho sobre a modelagem térmica de um trocador de casca e tubo aplicado à recuperação de calor residual de um motor à diesel. Levando em consideração os parâmetros de operação e geométricos, como também o modelo matemático correspondente ao tipo de trocador.

Orientadora: Yipsy Roque Benito

Juiz de Fora

2021

Inteligência é a habilidade de se adaptar às mudanças.

Stephen Hawking

RESUMO

O calor de exaustão dos motores a diesel pode ser uma importante fonte de calor para fornecer energia adicional usando um Ciclo Rankine. Portanto, este trabalho se baseia no artigo “Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger”, que apresenta o desempenho de trocadores casca e tubo aplicados na recuperação de calor residual de um motor a diesel. Para tal serão utilizados dois trocadores de casca e tubo em série.

Palavras-chave: Trocador casca e tubo; Recuperação de calor; motor a diesel;

ABSTRACT

Abstract.

Exhaust heat from diesel engines can be an important heat source to provide additional energy using a Rankine Cycle. Therefore, this work is based on the article “Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger”, which presents the performance of shell and tube exchangers applied in the waste heat recovery of a diesel engine. For this, two shell and tube exchangers will be used in series.

Key-words: Shell and tube exchanger; Heat recovery; diesel engine;

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Trocadores de calor em série	12
Figura 2 – Vista frontal interna da organização dos tubos.	13
Figura 3 – Vista lateral do trocador.	14
Figura 4 – Volumes de controle do trocador	16
Figura 5 – Arranjo de tubos com geometria triangular	18
Figura 6 – Taxa de transferência de calor em função de \dot{m}_f	29
Figura 7 – Efetividade em função de \dot{m}_f	30
Figura 8 – Temperatura de saída do fluido frio em função de \dot{m}_f	30
Figura 9 – Temperatura de saída do fluido quente em função de \dot{m}_f	31
Figura 10 – Número de Reynolds em função de \dot{m}_f	31
Figura 11 – Coeficiente de transferência convectiva em função de \dot{m}_f	32
Figura 12 – Queda de Pressão em função de \dot{m}_f	32
Figura 13 – Comprimento da zona em função de \dot{m}_f	33

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tabela Dados do motor	12
Tabela 2 – Dados do trocador Casco e tubo contra corrente, fluido quente no tubo e fluido frio no casco	13

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CAD	Projeto assistido por computador (computer aided design)

LISTA DE SÍMBOLOS

SUMÁRIO

1	Introdução	11
1.1	Ânálise do sistema	12
1.1.1	Design do trocador de calor	12
1.2	Condições de contorno	12
1.3	Geometria do trocador	13
2	Memorial de cálculos	15
2.1	Volumes de controles	15
2.1.1	Volume de Controle II	16
2.1.1.1	Taxas de transferência	16
2.1.1.2	Desempenho do trocador	17
2.1.1.3	Balanco de massas e energias	17
2.1.1.4	Estudo do escoamento	18
2.1.1.5	Coefficientes de troca de calor convectiva	19
2.1.1.6	Coefficientes global de troca de calor	19
2.1.1.7	Queda de pressão	20
2.1.2	Volume de Controle IV	20
2.1.2.1	Taxas de transferência	20
2.1.2.2	Desempenho do trocador	20
2.1.2.3	Balanco de massas e energias	21
2.1.2.4	Estudo do escoamento	21
2.1.2.5	Coefficientes de troca de calor convectiva	22
2.1.2.6	Coefficientes global de troca de calor	22
2.1.2.7	Queda de pressão	22
2.1.3	Volume de Controle V	22
2.1.3.1	Taxas de transferência	22
2.1.3.2	Desempenho do trocador	23
2.1.3.3	Balanco de massas e energias	23
2.1.3.4	Estudo do escoamento	23
2.1.3.5	Coefficientes de troca de calor convectiva	24
2.1.3.6	Coefficientes global de troca de calor	25
2.1.3.7	Queda de pressão	25
2.1.4	Volume de Controle VI	25
2.1.4.1	Taxas de transferência	25
2.1.4.2	Desempenho do trocador	25
2.1.4.3	Balanco de massas e energias	26

2.1.4.4	Estudo do escoamento	26
2.1.4.5	Coeficientes de troca de calor convectiva	26
2.1.4.6	Coeficientes global de troca de calor	26
2.1.4.7	Queda de pressão	27
3	Código do programa	28
4	Resultados da simulação	29
5	Conclusão da Equipe	34
	REFERÊNCIAS	35

1 Introdução

A vida moderna de hoje depende fortemente de motores de combustão interna. Apesar do fato de que algumas novas tecnologias foram introduzidas nos últimos anos, a maioria dos veículos ainda é movida por motores de ignição por centelha ou ignição por compressão. Os motores a compressão, também conhecidos como motores a diesel, possuem um amplo campo de aplicações como conversores de energia devido à sua maior eficiência. Governos e fabricantes de motores a diesel estão motivados a mitigar as emissões e melhorar a eficiência dos motores a diesel devido ao aumento das emissões de gases de efeito estufa, esgotamento de combustíveis fósseis e aumento dos custos de combustível. Consequentemente, vários esforços têm sido feitos nos últimos anos para melhorar ainda mais a eficiência do motor diesel. Tecnologia de injeção direta, Tecnologia de carga homogênea de ignição por compressão [1, 2], combinação de tempo de injeção avançado, alta pressão de injeção e alto impulso pressão [3] foram desenvolvidos para melhorar o desempenho de motores. Uma maior eficiência do motor diesel também pode ser alcançada melhorando a eficiência termodinâmica do ciclo operacional ou reduzindo as perdas mecânicas. [4] Independentemente das melhorias na eficiência, motores a diesel continuarão a despejar uma parte significativa da energia do combustível em forma de energia térmica para o meio ambiente através dos gases no escapamento, de óleos refrigerantes, de óleos lubrificantes e de fricção. Geralmente, na potência máxima, um típico motor a diesel pode converter cerca de 38% [5] de sua energia de entrada em trabalho enquanto 30% é desperdiçado com os gases de escape do motor, 25% através do óleo refrigerante e óleo lubrificante e os 7% restantes para perdas por fricção. [6, 7, 8, 9] Devido à presença de 30% de calor residual no gás de exaustão, uma temperatura típica de exaustão de motor diesel de serviço pesado varia de 500°C a 750°C [10], que varia com o tamanho, velocidade e carga do motor. O gás de exaustão tem maior potencial de recuperação do que o óleo refrigerante por causa da alta temperatura e exergia. [11] Esta alta temperatura de exaustão oferece uma oportunidade significativa para recuperar calor usando a tecnologia de recuperação de calor de exaustão para várias aplicações. Isso pode contribuir para uma melhoria substancial na eficiência geral de um motor diesel. [12]

Turbocompressão, aquecimento do ar da cabine [13], dessalinização [14] e redução do tempo de aquecimento do motor [15] são tecnologias convencionais para utilizar a recuperação de calor de exaustão, mas com uma baixa taxa de recuperação. Relativamente às principais tecnologias de recuperação de calor de exaustão atuais, incluindo o sistema de turbo-composição e recuperação de calor de exaustão térmica são baseados no Ciclo de Rankine (CR) e em regenerações termoelétricas (TE). Na recuperação de calor de exaustão baseado em CR, um gerador de vapor é empregado para gerar vapor a partir do calor de exaustão, que é expandido em uma turbina para produzir energia adicional. Em um sistema de turbo-composição, uma turbina de energia adicional é utilizada a jusante do

turbocompressor. Aqui está mecanicamente acoplado ao motor eixo da manivela por um sistema de engrenagens a fim de aumentar a potência do motor. [16]

1.1 Análise do sistema

O motor usado neste estudo foi um motor 4 tempos, 4 cilindros, refrigerado à água, à diesel Toyota 13B. A especificação do motor é apresentada na Tabela 1.

Modelo do Motor	Toyota 13B
Tipo de Motor	Motor à diesel com 4 cilindros refrigerado à água
Diâmetro do Cilindro	102 mm
Altura do Cilindro	105 mm
Taxa de compressão	17,6:1
Torque	217 N m à 2200 rpm
Injeção e Modo de entrada	Injeção direta, Aspiração natural

Tabela 1 – Tabela Dados do motor

1.1.1 Design do trocador de calor

Dois trocadores de calor de casco e tubo idênticos com um casco diâmetro de 76 mm, 7 tubos com diâmetros de 20 mm e comprimentos de 1 m foram ajustados no escapamento do motor e experimentos foram conduzidos para estimar a energia adicional disponível com esta configuração. Como estes trocadores de calor não são otimizados para esta aplicação em particular, tentativas foram feitas para projetar trocadores de calor que alcançariam potência adicional máxima. Ferramentas de simulação foram usadas para simular os trocadores de calor atuais usando as dimensões dos trocadores de calor comprados e os dados experimentais.

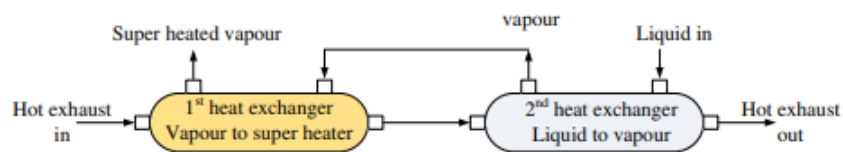


Figura 1 – Trocadores de calor em série .

em arranjos em série, o gás que sai do escapamento do motor entra no superaquecedor primeiro e depois passa no gerador de vapor seguindo esse fluxo.

1.2 Condições de contorno

Para o modelo de trocador de calor, água e vapor foram referidos como fluido frio e os gases de escape do motor foram referidos como fluido quente. O fluido frio foi

considerado na fase líquida à 28°C na pressão selecionada e saiu como vapor do gerador de vapor. O fluido quente foi modelado como ar com uma taxa de fluxo de massa de 0,0016 kg/s e uma temperatura de 665°C que foram encontrados a partir do experimento com o trocador de calor existente na potência nominal do motor de 41,84 kW. A pressão de operação do fluido quente foi ajustada a 101,325 kPa.

Diâmetro interno do casco	76mm
Número de tubos	19
Disposição dos tubos	Em ângulos de 30° a partir do centro
Distância dos tubos	15mm a partir do centro de cada
Diâmetro interno dos tubos	10 mm
Número de chicanas no casco	7
Comprimento do trocador de calor	2m
Material do Tubo	Cobre

Tabela 2 – Dados do trocador Casco e tubo contra corrente, fluido quente no tubo e fluido frio no casco

1.3 Geometria do trocador

Como apresentado na Tabela 2, nossos trocadores seguem a geometria exposta nas Figuras 2 e 3.

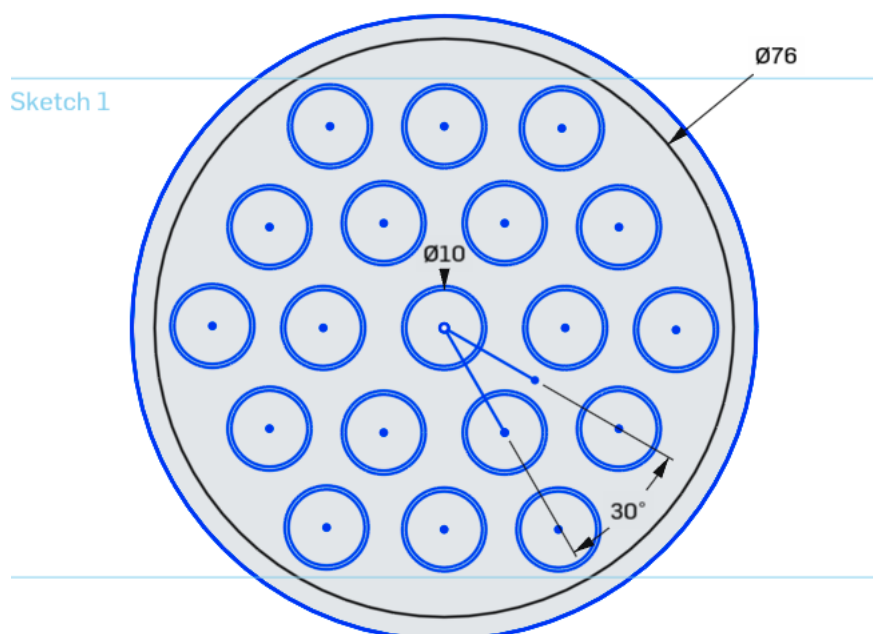


Figura 2 – Vista frontal interna da organização dos tubos.

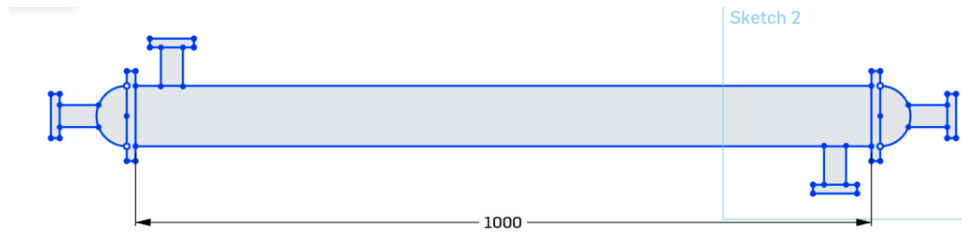


Figura 3 – Vista lateral do trocador.

2 Memorial de cálculos

Neste capítulo apresentaremos o desenvolvimento teórico utilizado para determinar a taxa de transferência de calor entre os fluidos, o balanço de energias e massas, o coeficiente global de troca de calor a queda de pressão e a efetividade do trocador. Os parâmetros conhecidos dos fluidos estão expostos a seguir.

Fluido frio

- $T_{f,ent} = 28^{\circ}C$
- $P_f = 101,325 \text{ kPa}$
- $L_f = 2260 \text{ kJ/kg}$ [17]

Fluido quente

- $T_{q,ent} = 665^{\circ}C$
- $T_{q,sai} = 50^{\circ}C$
- $\dot{m}_q = 0.0016 \text{ kg/s}$
- $P_q = 101,325 \text{ kPa}$

Vale ressaltar que as propriedades termo-físicas de ambos os fluidos serão determinadas por bibliotecas nativas do software EES [18] na temperatura de filme.

2.1 Volumes de controles

Agora vamos começar a analisar os volumes de controles do nosso trocador que estão apresentados em 4. Ele vai ter vários volumes de controle, uma vez que possuímos o fluido quente e o fluido frio, sendo que este último ainda possui três zonas diferentes para serem analisadas, cada uma esta contabilizando um volume de controle. O esquema da figura exemplifica os volumes de controles que estaremos trabalhando.

Avaliando os volumes de controles, especificaremos para cada um deles as taxas de transferência, o balanço de massas e energias, o desempenho do trocador, os coeficientes de troca de calor e a queda de pressão. Começando pelo volume de controle II, vamos desenvolver estes tópicos.

2.1.1.2 Desempenho do trocador

O desempenho do trocador depende da zona que estamos analisando. Cada zona do fluido frio possui um desempenho diferente pelo jeito que ela se comporta, afinal, existe diferença nos coeficientes de troca de calor. Porém, de forma geral, a efetividade de um trocador de calor é dado pela equação 2.3

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (2.3)$$

Onde ε é a efetividade do trocador em estudo. Já q_{max} é o calor máximo que pode ser trocado. Ele é obtido pensando em um trocador de calor infinito que opera com escoamento contracorrente. Esse calor máximo não pode ser obtido, logo $0 \leq \varepsilon < 1$. É possível obter q_{max} através da seguinte fórmula:

$$q_{max} = C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (2.4)$$

Onde C_{min} é a capacidade térmica mínima entre os fluidos. Lembrando que $C = \dot{m} \cdot c$, no qual c é o calor específico do fluido. Vale ressaltar também que a capacidade térmica é totalmente dependente da temperatura, por isso é necessário avaliar com cuidado qual capacidade térmica deve ser usada - a do fluido quente ou a do fluido frio, a que for menor. Além disso, temos que a razão de capacidades caloríficas é dada por:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.5)$$

Agora, já em relação ao coeficiente global, usaremos a relação para qualquer trocador com $C_r = 0$. Isso se dá pois, como foi dito $C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ e como há mudança de fase na água, a capacidade térmica dela tende a infinito, como exemplificado na equação 2.6

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \Rightarrow \lim_{C_{max} \rightarrow \infty} C_r = 0 \quad (2.6)$$

Desta forma, a relação que utilizaremos será a da equação 2.7

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (2.7)$$

2.1.1.3 Balanço de massas e energias

Considerando regime estacionário, temos que todo calor perdido pelo fluido quente será transmitido para o fluido frio, neste caso temos que o balanço de massas e energia é

dado pela Equação 2.35.

$$\dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) = \dot{m}_f (I_{f,sai} - I_{f,ent}) \quad (2.8)$$

2.1.1.4 Estudo do escoamento

Para analisarmos o fluido quente, que é o fluido que escoar no casco, usaremos o Método de Kern. É um método muito comumente utilizado na avaliação de trocadores de calor casco e tubo, apesar de não ser o mais preciso.

Para chegarmos ao número do Reynolds, a fim de determinarmos o coeficiente convectivo do fluido, precisamos definir algumas coisas antes.

Primeiro, utilizaremos um diâmetro equivalente para o casco, esse diâmetro é equivalente à 4 vezes a área de escoamento livre dividida pelo perímetro molhado. Esse cálculo se dá baseado na geometria dos tubos. No nosso caso, como é uma geometria triangular, usaremos a seguinte relação:

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi \frac{d_o}{2}} \quad (2.9)$$

Na qual P_T é a distância entre os centros dos tubos e d_o é o diâmetro externo dos tubos.

Ainda precisamos definir a área de escoamento do fluido. Para isso utilizaremos a seguinte equação:

$$A_c = \frac{D_c}{P_T} \cdot C \cdot B \quad (2.10)$$

Na qual D_c é o diâmetro interno nominal do casco, C é a menor distância entre os tubos e B é a distância entre as chicanas. Na figura 5 mostra como se obtém os valores tanto para P_T e para C .

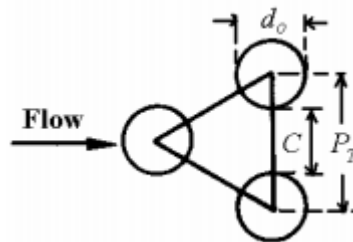


Figura 5 – Arranjo de tubos com geometria triangular

Com esses valores definidos, podemos então partir para o cálculo do número de Reynolds. No método de Kern, Reynolds é obtido através da seguinte relação:

$$Re_c = \frac{\dot{m}}{A_c} \cdot \frac{D_e}{\mu_c} \quad (2.11)$$

\dot{m} é a vazão mássica do fluido externo e μ_c é a viscosidade do fluido externo. A razão $\frac{\dot{m}}{A_c}$ também é conhecida como G_c .

2.1.1.5 Coeficientes de troca de calor convectiva

Agora com Reynolds, podemos calcular o coeficiente de convecção h do fluido externo. Kern estima o coeficiente através da seguinte fórmula, válida para valores de Reynolds entre 2000 e 1 milhão: [19]

$$h = \frac{0,36k_c}{D_e} \cdot Re_c^{0,55} \cdot Pr_c^{1/3} \quad (2.12)$$

Onde Pr é o número de Prandtl.

2.1.1.6 Coeficientes global de troca de calor

Os coeficientes de troca de calor também estão mais relacionados a cada parte do trocador.

Porém, para todos os volumes de controle, utilizaremos a relação entre o Número de Unidade de Transferência (NUT) e a efetividade a fim de obtermos o coeficiente global.

Existem várias relações específicas de cada trocador e com algumas regras (como por exemplo a quantidade de passes no casco). Avaliaremos a fórmula mais adequada de acordo com o volume de controle em questão. Além desta relação, usaremos também a relação de NUT com o coeficiente global de transferência de calor, expresso pela equação 2.13.

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.13)$$

Lembrando também que o coeficiente global pode ser obtido pela relação mostrada na equação 2.14.

$$\frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi k_{aco} L} + \frac{R_{d,e}}{A_e} + \frac{h_e}{A_e} \quad (2.14)$$

2.1.1.7 Queda de pressão

No fluido do volume de controle 2, analisaremos a queda de pressão a partir do método de Kern, assim como fizemos nas considerações térmicas. Com relação à pressão, Kern, através de experimentos, chegou na seguinte relação:

$$\Delta P = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_b + 1) \cdot D_c}{2 \cdot \rho_c \cdot D_e \cdot \phi_c} \quad (2.15)$$

Onde, N_b é o número de chicanas, ρ_c é a massa específica do fluido externo e $\phi_c = (\mu_{centro}/\mu_{parede})^{0,14}$ é a razão das viscosidades na temperatura no centro do casco e na temperatura da parede do casco elevado a 0,14.

O coeficiente de atrito f_c pode ser achado através da seguinte fórmula, válida para $400 < Re_c < 1 \times 10^6$: [19]

$$f_c = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln[Re_s]) \quad (2.16)$$

2.1.2 Volume de Controle IV

2.1.2.1 Taxas de transferência

Levando em consideração o esquema apresentado na Figura 4 e que os fluidos trabalham em contra corrente, temos que as taxas de transferência de calor dos fluidos quente e frio são dadas pelas Equações 2.17 e 2.18 respectivamente.

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (2.17)$$

$$q = \dot{m}_f c_{f,q} (T_{f,ent} - T_{f,sai}) \quad (2.18)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, c_p é a capacidade térmica, T_{ent} e T_{sai} são as temperaturas de entrada e saída do fluido, $T_{ebulição}$ é a temperatura de ebulição e L é o calor latente. Vale ressaltar que os subíndices q e f fazem referência aos fluidos quente e frio respectivamente. Além disso temos que nosso fluido frio muda de estado durante o processo, neste caso foi considerada a parcela de energia para realizar essa transformação segundo [17].

2.1.2.2 Desempenho do trocador

O desempenho do trocador depende da zona que estamos analisando. Cada zona do fluido frio possui um desempenho diferente pelo jeito que ela se comporta, afinal, existe diferença nos coeficientes de troca de calor. Porém, de forma geral, a efetividade de um trocador de calor é dado pela equação 2.3.

Onde ε é a efetividade do trocador em estudo. Já q_{max} é o calor máximo que pode ser trocado. Ele é obtido pensando em um trocador de calor infinito que opera com escoamento contracorrente. Esse calor máximo não pode ser obtido, logo $0 \leq \varepsilon < 1$. É possível obter q_{max} através da equação 2.4.

Vale ressaltar também que a capacidade térmica é totalmente dependente da temperatura, por isso é necessário avaliar com cuidado qual capacidade térmica deve ser usada - a do fluido quente ou a do fluido frio, a que for menor. Além disso, temos que a razão de capacidades caloríficas é dada pela equação 2.5.

Usaremos a relação da efetividade com o NUT e assim poderemos usar a equação 2.13. Para trocadores de calor casco e tubo com temos a relação expressa na equação 2.19

$$NUT = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln \left(\frac{E - 1}{E + 1} \right) \quad (2.19)$$

Onde

$$E = \frac{2/\varepsilon - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}} \quad (2.20)$$

2.1.2.3 Balanço de massas e energias

Considerando regime estacionário, temos que todo calor perdido pelo fluido quente será transmitido para o fluido frio, neste caso temos que o balanço de massas e energia é dado pela Equação 2.21.

$$\dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) = \dot{m}_f c_{f,q} (T_{f,ent} - T_{f,sai}) \quad (2.21)$$

2.1.2.4 Estudo do escoamento

O número de Reynolds nos permitirá saber o tipo de escoamento e escolher o método adequado a ser utilizado. Reynolds é definido pela equação 2.22

$$Re = \frac{\rho \cdot v_m \cdot D}{\mu} \quad (2.22)$$

Onde ρ é a massa específica da água em estado líquido, v_m é a velocidade média de escoamento da água no tubo, D é o diâmetro do tubo e μ é a viscosidade dinâmica do vapor.

Pela equação 2.23, podemos calcular o coeficiente convectivo da água líquida no tubo uma vez que obtivermos Nusselt. Porém, como nosso escoamento é laminar e o fluxo de calor ao longo do trocador inteiro é constante, temos que $Nu_D = 4,36$. [20]

2.1.2.5 Coeficientes de troca de calor convectiva

Já para a obtenção dos coeficientes convectivos, teremos de analisar, para todos os volumes de controle o tipo de escoamento. Com o isso poderemos aplicar relações específicas para cada volume de controle. Contudo, a base que utilizaremos para calcular o coeficiente convectivo na maioria vai ser:

$$h = \frac{Nu_D \cdot k}{D} \quad (2.23)$$

Onde h é o coeficiente convectivo, Nu_D é o número de Nusselt, k é o coeficiente de condução térmica e D , o diâmetro do local em que o fluido está escoando.

2.1.2.6 Coeficientes global de troca de calor

O coeficiente global de troca de calor pode ser determinado pela equação 2.14.

2.1.2.7 Queda de pressão

A queda de pressão se dá de forma muito diferente ao longo do trocador. Para o casco utilizaremos uma relação, obtida através do método de Kern. Já para os tubos, usaremos uma relação mais comum. A relação está explicitada na equação 2.24

$$\Delta P = f \frac{\rho u_m^2 L}{2D} \quad (2.24)$$

Onde ρ é a massa específica do fluido, u_m é a velocidade média de escoamento, L é o comprimento do tubo e D , o diâmetro do tubo. Se tratando de um regime de escoamento laminar, f é dado por:

$$f = \frac{Re}{64} \quad (2.25)$$

2.1.3 Volume de Controle V

2.1.3.1 Taxas de transferência

Levando em consideração o esquema apresentado na Figura 4 e que os fluidos trabalham em contra corrente, temos que as taxas de transferência de calor dos fluidos quente e frio são dadas pelas Equações 2.26 e 2.27 respectivamente.

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (2.26)$$

$$q = \dot{m}_f (I_{f,sai} - I_{f,ent}) \quad (2.27)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, c_p é a capacidade térmica, T_{ent} e T_{sai} são as temperaturas de entrada e saída do fluido, $T_{ebulição}$ é a temperatura de ebulição e L é o calor latente. Vale ressaltar que os subíndices q e f fazem referência aos fluidos quente e frio respectivamente. Além disso temos que nosso fluido frio muda de estado durante o processo, neste caso foi considerada a parcela de energia para realizar essa transformação segundo [17].

2.1.3.2 Desempenho do trocador

O desempenho do trocador depende da zona que estamos analisando. Cada zona do fluido frio possui um desempenho diferente pelo jeito que ela se comporta, afinal, existe diferença nos coeficientes de troca de calor. Porém, de forma geral, a efetividade de um trocador de calor é dado pela equação 2.3

Onde ε é a efetividade do trocador em estudo. Já q_{max} é o calor máximo que pode ser trocado. Ele é obtido pensando em um trocador de calor infinito que opera com escoamento contracorrente. Esse calor máximo não pode ser obtido, logo $0 \leq \varepsilon < 1$. É possível obter q_{max} através da seguinte fórmula:

Onde C_{min} é a capacidade térmica mínima entre os fluidos. Lembrando que $C = \dot{m} \cdot c$, no qual c é o calor específico do fluido. Vale ressaltar também que a capacidade térmica é totalmente dependente da temperatura, por isso é necessário avaliar com cuidado qual capacidade térmica deve ser usada - a do fluido quente ou a do fluido frio, a que for menor. Além disso, temos que a razão de capacidades caloríficas é dada por 2.5:

Agora, já em relação ao coeficiente global, usaremos a relação para qualquer trocador com $C_r = 0$. Isso se dá pois, como foi dito $C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ e como há mudança de fase na água, a capacidade térmica dela tende a infinito, como exemplificado na equação 2.6

Desta forma, a relação que utilizaremos será a da equação 2.7

2.1.3.3 Balanço de massas e energias

Considerando regime estacionário, temos que todo calor perdido pelo fluido quente será transmitido para o fluido frio, neste caso temos que o balanço de massas e energia é dado pela Equação 2.28.

$$\dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) = \dot{m}_f (I_{f,sai} - I_{f,ent}) \quad (2.28)$$

2.1.3.4 Estudo do escoamento

O número de Reynolds nos permitirá saber o tipo de escoamento e escolher o método adequado a ser utilizado. Reynolds é definido pela equação 2.22

Pela equação 2.23, podemos calcular o coeficiente convectivo da água líquida no tubo uma vez que obtivermos Nusselt. Porém, como nosso escoamento é laminar e o fluxo de calor ao longo do trocador inteiro é constante, temos que $Nu_D = 4,36$. [20]

2.1.3.5 Coeficientes de troca de calor convectiva

Calcular o coeficiente convectivo de um escoamento bifásico forçado é muito complexo. Existem várias etapas no processo de mudança de fases até que um líquido se torne gás.

Isso acarreta em questões muito complexas e difíceis de se trabalhar de forma muito precisa. Logo para começarmos a definir o coeficiente de convecção, precisaremos de usar o conceito fração mássica do vapor no fluido média, que é, basicamente, uma relação da porcentagem de vapor que tem em relação ao líquido. Ela varia de acordo com o comprimento x do tubo. Ela pode ser descrita como:

$$\bar{X} \equiv \frac{\int_{A_{tr}} \rho u(r, x) X dA}{\dot{m}} \quad (2.29)$$

Mas caso a variação da energia cinética e potencial do fluido, assim como o trabalho, sejam desprezíveis, podemos usar a seguinte relação:

$$\bar{X}(x) = \frac{q_s'' \cdot \pi \cdot D \cdot x}{\dot{m} \cdot h_{fg}} \quad (2.30)$$

Onde q_s'' é o fluxo de calor, D é o diâmetro do tubo, x é o comprimento do tubo e h_{fg} é a entalpia de vaporização.

Agora iremos utilizar ela para conseguirmos chegar em uma relação para o coeficiente convectivo bifásico. Essa relação é empírica e pensada para tubos circulares lisos.

$$\frac{h}{h_{mf}} = 0,6683 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,1} \cdot \bar{X}^{0,16} \cdot (1 - \bar{X})^{0,64} \cdot f(Fr) + 1058 \left(\frac{q_s''}{\dot{m}'' h_{fg}} \right)^{0,7} \cdot (1 - \bar{X})^{0,8} \cdot G_{s,f} \quad (2.31)$$

ou, para $0 < \bar{X} \leq 0,8$:

$$\frac{h}{h_{mf}} = 1,136 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,45} \cdot \bar{X}^{0,72} \cdot (1 - \bar{X})^{0,08} \cdot f(Fr) + 667,2 \left(\frac{q_s''}{\dot{m}'' h_{fg}} \right)^{0,7} \cdot (1 - \bar{X})^{0,8} \cdot G_{s,f} \quad (2.32)$$

Onde, $\dot{m}'' = \dot{m}/A_{tr}$, sendo a vazão mássica por unidade de área transversal. ρ_l e ρ_v são as massas específicas do fluido no estado líquido e gasoso respectivamente. O h_{mf} é o coeficiente convectivo da fase líquida calculado na temperatura de saturação, antes de

entrar em ebulição. Fr é o número de Fraude, dado por $Fr = \frac{\dot{m}''/\rho_l}{2gD}$, com g sendo o valor da gravidade. Para $Fr \geq 0,04$, temos $f(Fr) = 1$. Caso contrário, $f(Fr) = 2,63 Fr^{0,3}$. Já $G_{s,f} = 1$, pela Tabela 10.2 do Incropera, levando em conta que os tubos são de cobre [20].

2.1.3.6 Coeficientes global de troca de calor

O coeficiente global de troca de calor pode ser determinado pela equação 2.14.

2.1.3.7 Queda de pressão

A queda de pressão se dá de forma muito diferente ao longo do trocador. Para o casco utilizaremos uma relação, obtida através do método de Kern. Já para os tubos, usaremos uma relação mais comum. A relação está explicitada na equação 2.24

Se tratando de um regime de escoamento laminar, f é dado por:

2.1.4 Volume de Controle VI

O volume mais abrangente, analisaremos o trocador como um todo, não só uma parte específica.

2.1.4.1 Taxas de transferência

Levando em consideração o esquema apresentado na Figura 4 e que os fluidos trabalham em contra corrente, temos que as taxas de transferência de calor dos fluidos quente e frio são dadas pelas Equações 2.33 e 2.34 respectivamente.

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (2.33)$$

$$q = q_{f,liquido} + q_{f,bifásico} + q_{f,vapor} = \dot{m}_f (I_{f,sai} - I_{f,ent}) \quad (2.34)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, c_p é a capacidade térmica, T_{ent} e T_{sai} são as temperaturas de entrada e saída do fluido, $T_{ebulição}$ é a temperatura de ebulição e L é o calor latente. Vale ressaltar que os subíndices q e f fazem referência aos fluidos quente e frio respectivamente. Além disso temos que nosso fluido frio muda de estado durante o processo, neste caso foi considerada a parcela de energia para realizar essa transformação segundo [17].

2.1.4.2 Desempenho do trocador

O desempenho do trocador depende da zona que estamos analisando. Cada zona do fluido frio possui um desempenho diferente pelo jeito que ela se comporta, afinal, existe diferença nos coeficientes de troca de calor. Porém, de forma geral, a efetividade de um trocador de calor é dado pela equação 2.3

Onde ε é a efetividade do trocador em estudo. Já q_{max} é o calor máximo que pode ser trocado. Ele é obtido pensando em um trocador de calor infinito que opera com escoamento contracorrente. Esse calor máximo não pode ser obtido, logo $0 \leq \varepsilon < 1$. É possível obter q_{max} através da seguinte fórmula:

Vale ressaltar também que a capacidade térmica é totalmente dependente da temperatura, por isso é necessário avaliar com cuidado qual capacidade térmica deve ser usada - a do fluido quente ou a do fluido frio, a que for menor. Além disso, temos que a razão de capacidades caloríficas é dada pela equação 2.5.

Usaremos a relação da efetividade com o NUT e assim poderemos usar a equação 2.13. Para trocadores de calor casco e tubo com temos a relação expressa na equação 2.19

2.1.4.3 Balanço de massas e energias

Considerando regime estacionário, temos que todo calor perdido pelo fluido quente será transmitido para o fluido frio, neste caso temos que o balanço de massas e energia é dado pela Equação 2.35.

$$\dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) = \dot{m}_f (I_{f,sai} - I_{f,ent}) \quad (2.35)$$

2.1.4.4 Estudo do escoamento

O número de Reynolds nos permitirá saber o tipo de escoamento e escolher o método adequado a ser utilizado. Reynolds é definido pela equação 2.22

Pela equação 2.23, podemos calcular o coeficiente convectivo da água líquida no tubo uma vez que obtivermos Nusselt. Porém, como nosso escoamento é laminar e o fluxo de calor ao longo do trocador inteiro é constante, temos que $Nu_D = 4,36$. [20]

2.1.4.5 Coeficientes de troca de calor convectiva

Já para a obtenção dos coeficientes convectivos, teremos de analisar, para todos os volumes de controle o tipo de escoamento. Com o isso poderemos aplicar relações específicas para cada volume de controle. Contudo, a base que utilizaremos para calcular o coeficiente convectivo sera 2.23

Onde h é o coeficiente convectivo, Nu_D é o número de Nusselt, k é o coeficiente de condução térmica e D , o diâmetro do local em que o fluido está escoando.

2.1.4.6 Coeficientes global de troca de calor

O coeficiente global de troca de calor pode ser determinado pela equação 2.14.

2.1.4.7 Queda de pressão

A queda de pressão se dá de forma muito diferente ao longo do trocador. Para o casco utilizaremos uma relação, obtida através do método de Kern. Já para os tubos, usaremos uma relação mais comum. A relação está explicitada na equação 2.24

Se tratando de um regime de escoamento laminar, f é dado por 2.25

3 Código do programa

Os resultados foram obtidos através de métodos numéricos implementados no Python através da biblioteca CoolProp. O código desenvolvido para esse estudo é pode ser acessado pelo link https://github.com/Esterci/Engenharia_Mecanica_UFJF/blob/master/10_perodo/trans_cal/trocador/trocador.ipynb.

4 Resultados da simulação

Os estudos paramétricos se baseiam no comportamento do trocador em uma faixa de vazão mássica do fluido frio. O primeiro ponto a ser observado é o comportamento da taxa de transferência de calor apresentada na Figura 6.

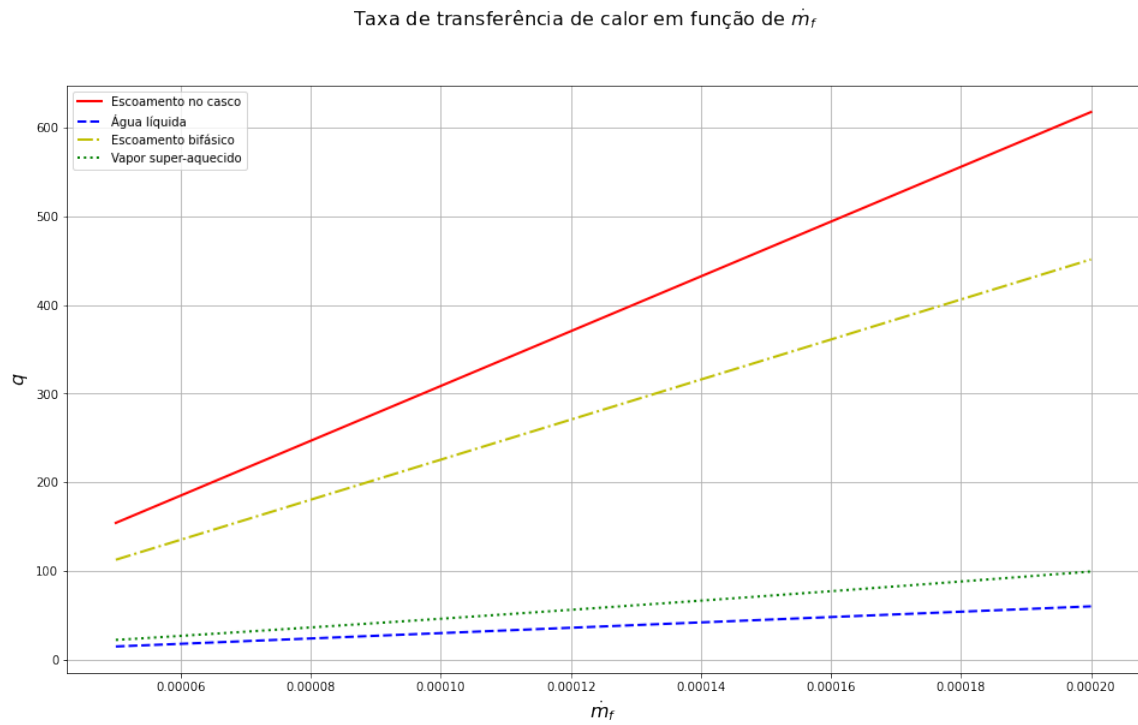


Figura 6 – Taxa de transferência de calor em função de \dot{m}_f

Posteriormente, consideramos o comportamento da efetividade apresentada na Figura 7.

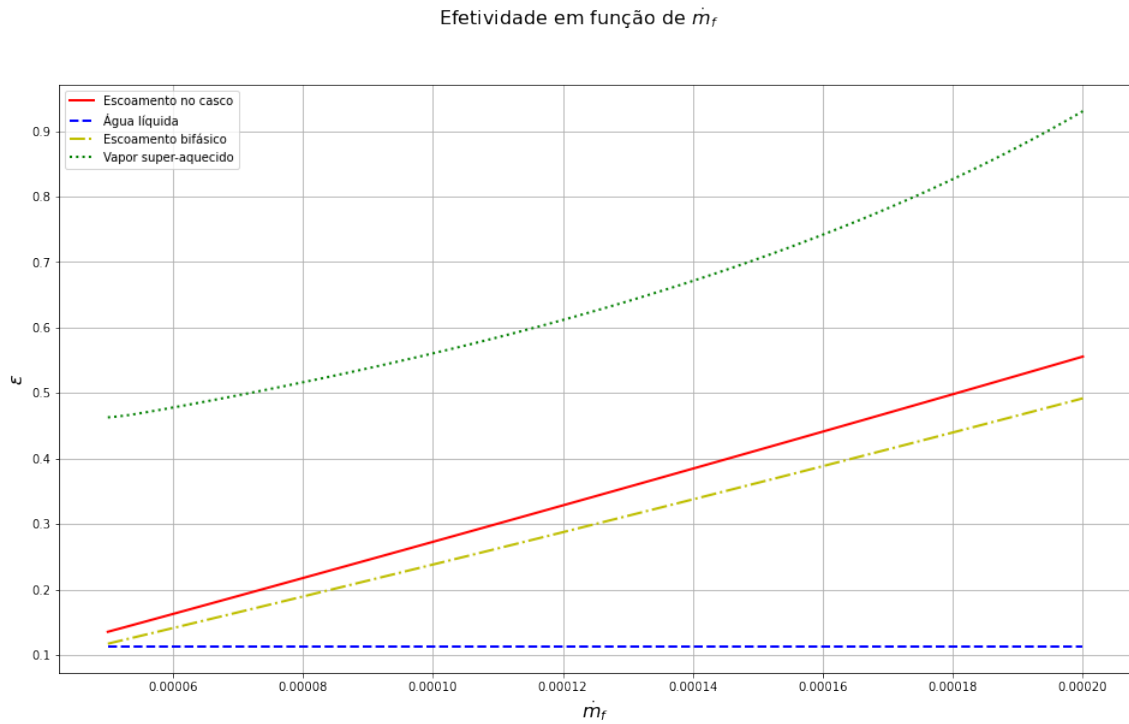


Figura 7 – Efetividade em função de \dot{m}_f

Depois disso, anualizaremos as temperaturas de saída do fluido frio e quente apresentadas nas Figuras 8 e 9 respectivamente.

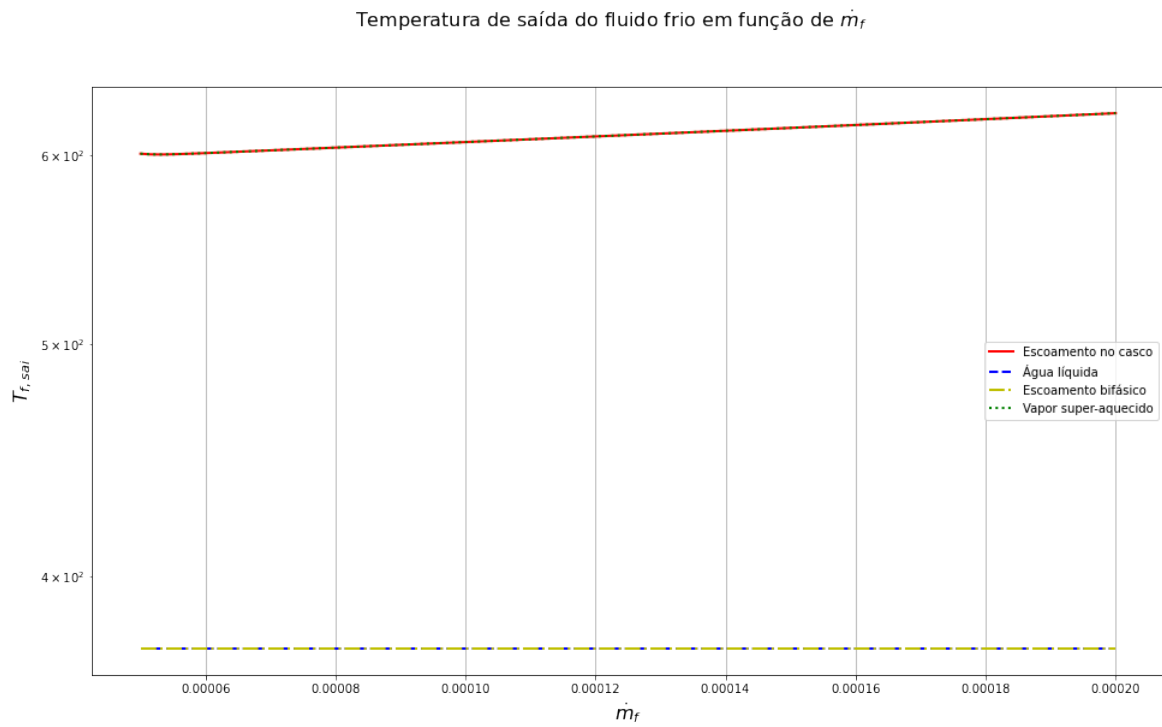


Figura 8 – Temperatura de saída do fluido frio em função de \dot{m}_f

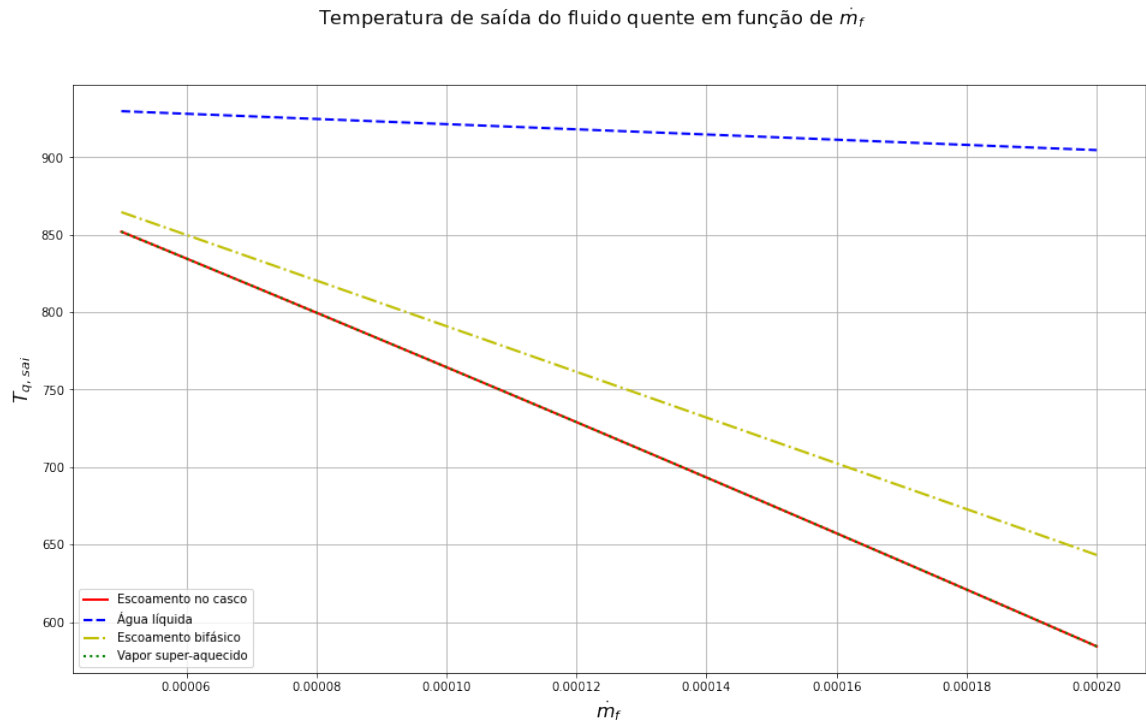


Figura 9 – Temperatura de saída do fluido quente em função de \dot{m}_f

Além disso, estudamos também o comportamento dos fluidos apresentado pela Figura 10

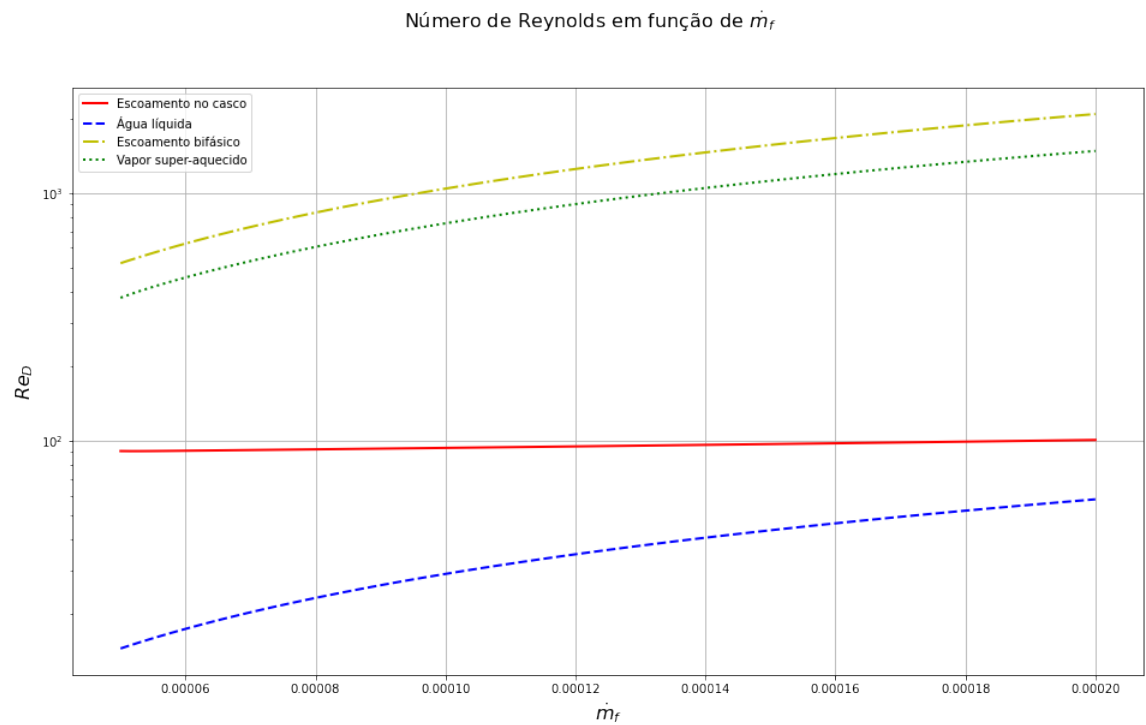


Figura 10 – Número de Reynolds em função de \dot{m}_f

Avaliamos também o coeficiente convectivo de cada fluido, apresentado na Figura

11

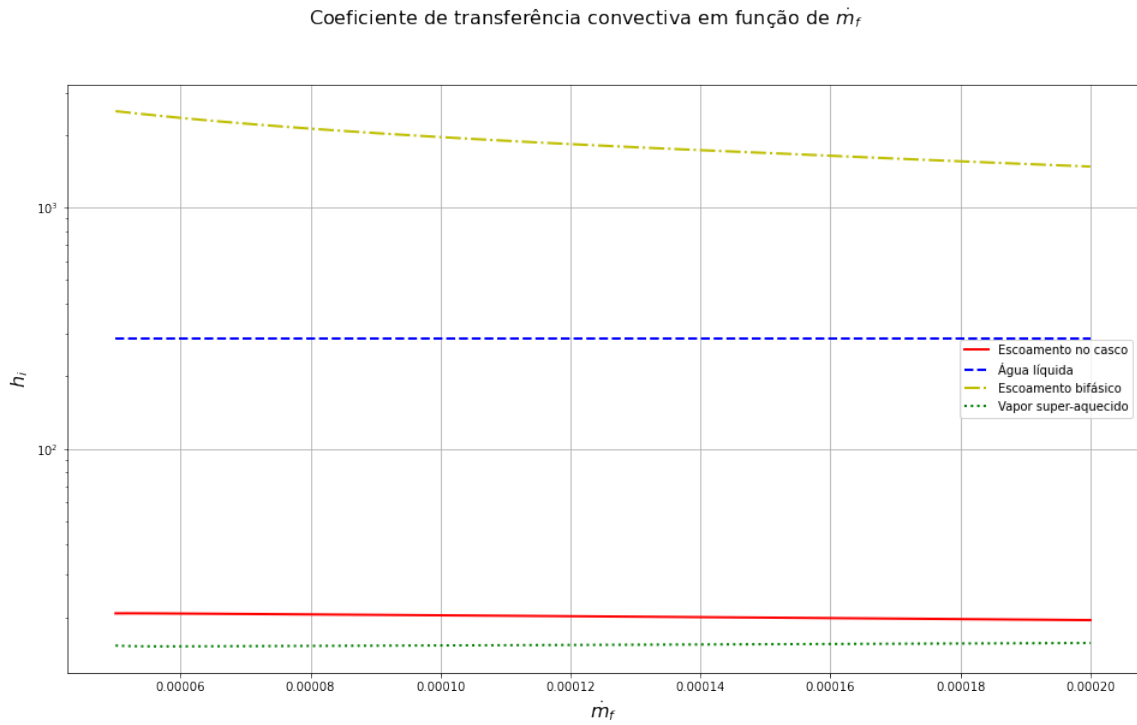


Figura 11 – Coeficiente de transferência convectiva em função de \dot{m}_f

A queda de pressão em cada fluido também foi um parâmetro estudado nesse trabalho, apresentado na Figura 12

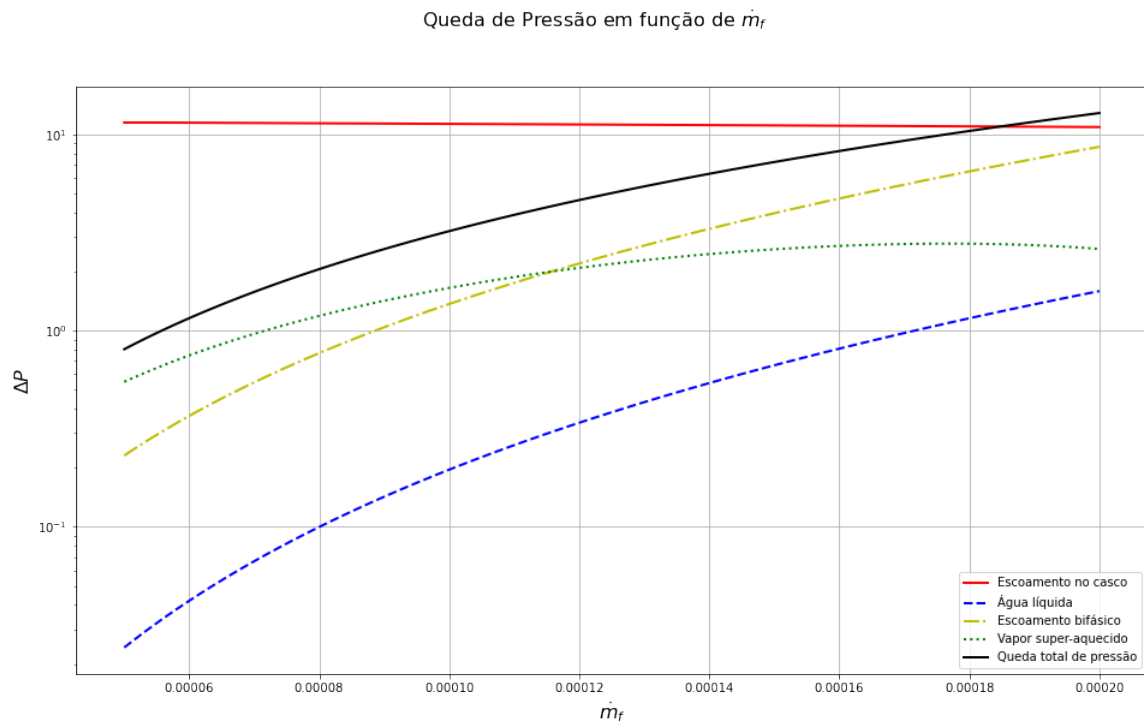


Figura 12 – Queda de Pressão em função de \dot{m}_f

Finalmente, pudemos determinar o comprimento de cada zona de escoamento apresentado na Figura 13

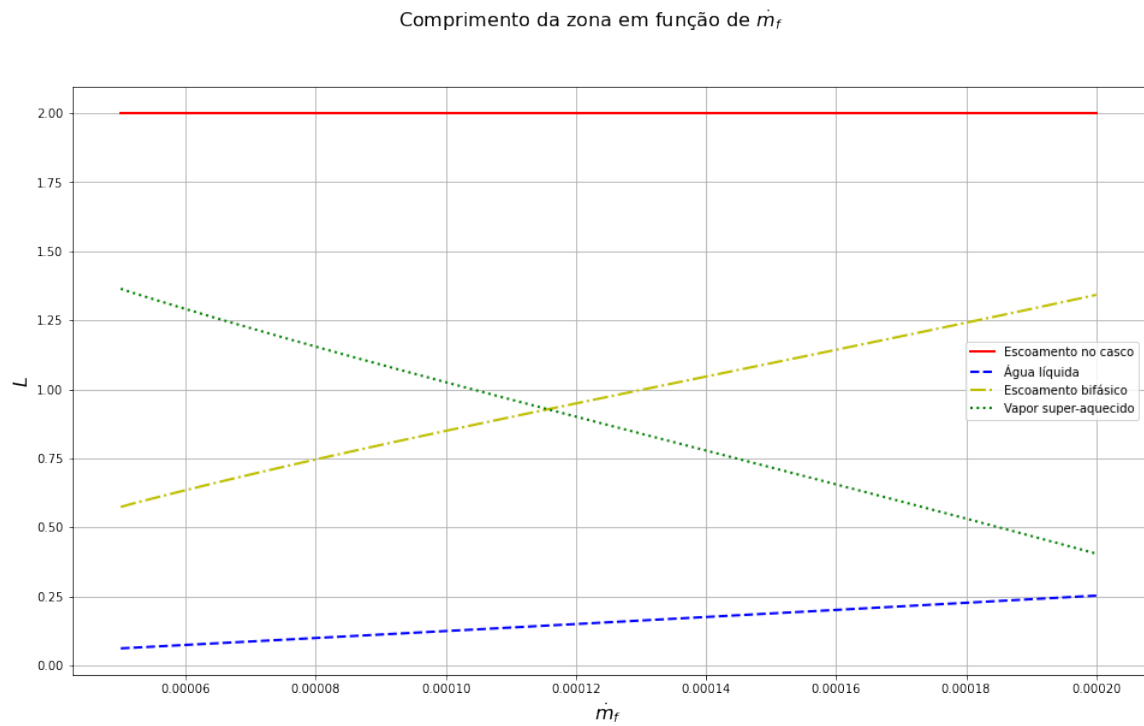


Figura 13 – Comprimento da zona em função de \dot{m}_f

5 Conclusão da Equipe

Após observar os resultados expostos pelo capítulo anterior, podemos concluir que o trocador apresenta melhores parâmetros quando usando uma vazão mássica mais alta. A única desvantagem sendo a queda de pressão que aumenta com maiores vazões de água. Por outro lado, em todos os casos testados, essa queda é pequena. Neste caso, a melhor vazão, neste caso seria $\dot{m}_f = 0.002 kg/s$, dada que essa é a maior vazão suportada pelas equações de balanço e, portanto a de maior efetividade possível.

REFERÊNCIAS

- [1] C. Bayram Z. Sahin, O. Durgun. Experimental investigation of gasoline fumigation in a single cylinder direct injection (di) diesel engine. *Energy* 33, 2008.
- [2] J.M. Mallikarjuna K. Sudheesh. Diethyl ether as an ignition improver for biogas homogeneous charge compression ignition (hcci) operation e an experimental investigation. *Energy* 35, 2010.
- [3] T.C. Zannis V. Schwarz D.T. Hountalas, G.C. Mavropoulos. Possibilities to achieve future emission limits for hd di diesel engines using internal measures. *SAE Technical Paper*, vol. 2005-01-0377, 2005.
- [4] G.C. Mavropoulos D.T. Hountalas, T.C. Zannis. Potential benefits in heavy duty diesel engine performance and emissions from the use of variable compression ratio. *SAE Technical Paper*, 2006.
- [5] I. Taymaz. An experimental study of energy balance in low heat rejection diesel engine. *Energy* 31, 2006.
- [6] K.T. Chau C. Yu. Thermoelectric automotive waste heat energy recovery using maximum power point tracking. *Energy Convers. Manage.* 50, 2009.
- [7] F. Stabler. Automotive applications of high efficiency thermoelectrics, in: Darpa/onr/doe. *High Efficiency Thermoelectric Workshop*, 2002.
- [8] B.Y. Fan M.G. Ouyang Y. Zhao Q.H. Mu E.H. Wang, H.G. Zhang. Study of working fluid selection of organic rankine cycle (orc) for engine waste heat recovery. *Energy* 36, 2011.
- [9] M. Ceviz F. Yüksel. Thermal balance of a four stroke si engine operating on hydrogen as a supplementary fuel. *Energy* 28, 2003.
- [10] Z. Peng G. Shu T. Wang, Y. Zhang. A review of researches on thermal exhaust heat recovery with rankine cycle. *Renewable Sustainable Energy Rev.* 15, 2011.
- [11] K. Zeng K. Gao M. He, X. Zhang. A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine. *Energy* 36, 2011.
- [12] C. Ren L. Wang B. Deng Z. Xu J. Fu, J. Liu. An open steam power cycle used for ic engine exhaust gas energy recovery. *Energy* 44, 2012.
- [13] Y.Z. Lu Y.X. Xu J.Y. Wu S. Jiangzhou, R.Z. Wang. Experimental study on locomotive driver cabin adsorption air conditioning prototype machine. *Energy Convers. Manage.* 46, 2005.
- [14] B.S. Pei T.C. Hung, M.S. Shai. Cogeneration approach for near shore internal combustion power plants applied to seawater desalination. *Energy Convers. Manage.* 44, 2003.
- [15] S. Klopstein F. Koch P. Diehl, F. Haubner. Exhaust heat recovery system for modern cars. *SAE Trans.* 110, 2001.

- [16] D. Kouremenos E. Rogdakis D. Hountalas, C. Katsanos. Study of available exhaust gas heat recovery technologies for hd diesel engine applications. *Int. J. Altern. Propul.* 1, 2007.
- [17] Prem Datt. *Latent Heat of Vaporization/Condensation*, pages 703–703. Springer Netherlands, Dordrecht, 2011.
- [18] SA Klein and FL Alvarado. Ees-engineering equation solver. *F-chart software*, 2002.
- [19] Chapter 4 - design fundamentals of shell-and-tube heat exchangers. Disponível em: <<https://dokumen.tips/documents/chapter-4-design-fundamentals-of-shell-and-tube-heat-exchanger-the-most-common.html>>. Acesso em 24 de Agosto de 2021.
- [20] Frank P Incropera, David P DeWitt, Theodore L Bergman, Adrienne S Lavine, et al. *Fundamentals of heat and mass transfer*, volume 6. Wiley New York, 1996.