



INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DE PROJETO SOBRE UM TROCADOR DE CALOR

Thiago Fernando Santiago de Freitas, thsantiago1@gmail.com¹
Brenno Gadelha Magalhães, brennog2612@gmail.com¹
Felipe Pamplona Mariano, fpmariano@ufg.br¹

¹Escola de Engenharia: Elétrica, Mecânica e Computação, Universidade Federal de Goiás, Av. Universitária, 1488, Bloco A, Piso 3, Setor Leste Universitário, Goiânia, GO 74605-010, Brasil,

Resumo. O trabalho propõe o estudo da influência de parâmetros relacionados ao projeto de um trocador de calor de tubos concêntricos do tipo contracorrente ar-água através de um estudo de caso. O estudo de caso trabalhado se refere ao inter-resfriamento do ar entre dois estágios de compressão em uma planta de potência a gás. A partir dos estados termodinâmicos desejados foi obtida a quantidade de calor que o intercooler deveria trocar com a água. O foco do artigo é a determinação de cada parâmetro sobre a área de troca de calor final do equipamento através do equipamento. Para tanto, foi utilizado os métodos analítico e gráfico gerando uma área de troca de $0,076 \text{ m}^2$ satisfazendo o inter-resfriamento entre os dois estágios de compressão.

Palavras chave: Trocador de Calor. Parâmetros de projeto. Intercooler.

1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são equipamentos responsáveis pela troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e separados por paredes sólidas (Bergmann et al., 2011). O dispositivo é utilizado em diversas áreas da engenharia, tais como a refrigeração, condicionamento do ar, plantas de energia e processos químicos.

Em Rocha et al. (2018) um estudo experimental do desempenho de um trocador de calor, usando apenas o fluido água, casco-tubo simples foi realizado. Ao longo do trabalho avaliou-se três modelos de trocador de calor casco tubo do tipo contracorrente sob condições diferentes para que se determinasse qual deles apresentaria maior eficiência. Para os três casos analisados, o trocador de calor com maior eficiência foi aquele que tem o menor diâmetro do tubo interno tanto analisado experimentalmente, quanto numericamente.

Kummar Mandapati et al. (2013) analisaram experimentalmente o desempenho de um trocador de calor ar-ar através de sua eficiência e performance. O trocador de calor apresentava aletas e considerou-se uma faixa de vazão mássica entre 0,24 a 0,53 kg/s. Todos os valores de eficiência foram comparados com valores teóricos.

Ao longo do presente trabalho busca-se a análise da influência dos diversos parâmetros de projeto sob um inter-cooler através de um estudo de caso. Um intercooler é um trocador de calor utilizado entre dois estágios de compressão para obter-se um aumento do desempenho do compressor.

O processo de compressão a ser analisado no presente trabalho necessita de uma vazão de $0,01175 \text{ m}^3/\text{s}$ de ar atmosférico que deve ser comprimida de 100 KPa e 300K até 1000 KPa em um compressor de dois estágios com inter-resfriamento. A pressão média considerada durante o projeto foi de 300 KPa, no inter-resfriador e a temperatura de saída do ar desejada no inter-resfriador é 300 K. Para tornar os parâmetros de avaliação do projeto, os melhores possíveis foi projetado o trocador de calor de tubos concêntricos com um passe. O fluido refrigerante escolhido, usual em aplicações deste dispositivo, é a água.

O equipamento final desejado deve apresentar um comprimento razoável, ou seja, não deve ocupar muito espaço para que durante sua aplicação este não ocupe uma parte significativa da planta energética, assim, o comprimento do trocador é trabalhado ao longo do projeto como parâmetro final e dependente das características já citadas. Inter-resfriadores são artifícios usados para aumentar o rendimento energético dentro de um processo de compressão, assim sua aplicação deve ser eficiente e econômica.

2. METODOLOGIA

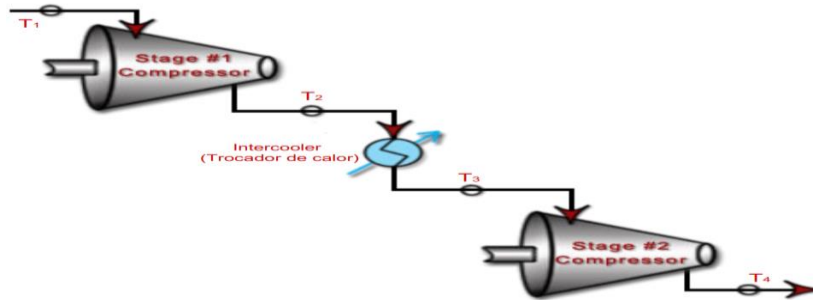
Ao longo deste trabalho foi considerado: o regime permanente em todos os dispositivos, o escoamento do ar incompressível ($Ma < 0,3$), e a operação dos compressores ideal adiabática e reversível, aproximando o comportamento do ar para o de ar padrão frio e considerando-o como gás perfeito e desconsiderando os efeitos de radiação no trocador de calor.

A água foi usada como fluido refrigerante. Este fluido foi escolhido devido a sua alta e suas propriedades refrigerantes quando comparadas com o fluido quente empregado, o ar atmosférico.

Para a determinação das características do trocador de calor é necessário avaliar a quantidade de calor que se deseja resfriar. A partir do estágio de compressão 1 a temperatura de entrada do intercooler é encontrada.

A Fig. 1 ilustra o compressor de dois estágios com intercooler, através do esquema é possível destacar os 4 estados termodinâmicos: o estado 1 que corresponde a entrada do estágio de compressão 1; o estado 2, correspondente a entrada do fluido no inter-resfriador; o estado 3 que se refere a saída do fluido do intercooler; e o estado 4 referente a saída do estágio de compressão 2. A água será a responsável por resfriar o ar através do trocador de calor, assim ela atuará entre os estágios termodinâmicos 2 e 3.

Figura 1. Esquema ilustrativo do compressor de dois estágios com intercooler (VATS, adaptado)



A equação (1) é usada para determinar T_3 que corresponde a temperatura em K da saída do intercooler. T_2 representa a temperatura de entrada do intercooler, P_2 e P_3 correspondem a pressão em Pa da entrada e saída do equipamento e k representa a relação entre calor específico a pressão constante e calor específico a volume constante do ar, adotada no presente trabalho como 1,4.

$$\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1)$$

Como o ar pode ser modelado como um gás ideal a sua entalpia pode ser aproximada pelo produto da temperatura com o calor específico do ar a pressão constante cujo valor é $c_p = 1,005 \text{ Kj/Kg}$. O calor que deverá ser trocado é obtido aplicando a primeira lei da termodinâmica sob um volume de controle na saída e entrada do intercooler (Fig. 1), a expressão encontrada é apresentada na Eq. (2) em que \dot{m}_{ar} representa a vazão mássica do ar em Kg/s.

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} c_p (T_3 - T_2) \quad (2)$$

Para qualquer projeto preliminar de um trocador de calor os seguintes parâmetros são necessários: a temperatura de entrada e saída do fluido quente e o frio; as vazões mássicas dos fluidos; os coeficientes de calor envolvido no projeto; os diâmetros interno e externo do trocador de calor; o fluxo relativo dos fluidos; e a disposição do fluido no trocador de calor.

Para que o ar quente seja englobado totalmente pela água e assim possa ser resfriado de modo mais eficiente, foi proposto para que ele escoasse pelo diâmetro interno. Caso o ar escoasse pela região anelar em um trocador isolado termicamente, ao longo do tempo o isolante poderia ser desgastado ou durante alguma manutenção corretiva todo o trocador estaria inviabilizado. Caso o trocador não tivesse isolamento, o fluido estaria a mercê da sazonalidade do tempo e de fatores ambientais.

Existem dois modelos de trocador de calor, o modelo com escoamento paralelo e em contrapartida entre os fluidos, vide Bergman et al. (2011). Para um trocador de calor com escoamento paralelo, o fluido frio se aqueceria até no máximo a temperatura de saída do ar (300 K), assim a água deveria ser resfriada antes da sua entrada no equipamento e geraria maior gasto energético. O trocador de calor do tipo contracorrente não apresenta tal limite além de sua variação de temperatura logarítmica ser maior, ou seja, com sua maior variação logarítmica se consegue maior transferência de calor sob uma mesma área de troca de calor.

Para a determinação da influência de cada parâmetro sob o inter-resfriador iterações foram feitas em que se variava apenas um parâmetro e os demais eram considerados constantes, com os novos resultados se repetiam as análises. Após a apresentação da influência de cada parâmetro, é feita uma análise de resistências térmicas no equipamento e é analisado a influência do ambiente externo caso o equipamento não esteja isolado termicamente. Por fim, apresenta-se a área de troca de calor estimada.

Para o cálculo do coeficiente convectivo do ar, primeiro foi definida a área interna do escoamento através da Eq. (3), seguida do cálculo da velocidade do escoamento a partir da vazão representada na Eq. (4).

$$A_i = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad (3)$$

$$V = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} A_i} \quad (4)$$

A partir da velocidade de escoamento, é possível calcular o número de Reynolds com a viscosidade cinemática avaliada em relação a temperatura média da massa do fluido no escoamento.

$$Re = \frac{V D_i}{\nu} \quad (5)$$

De acordo com os resultados obtidos pela Eq. 5 o escoamento é turbulento pois ultrapassa 2300. A partir do número de Reynolds pôde-se determinar o número de Nusselt através da equação de Dittus-Boelter, Eq. (6). Devido à grande velocidade do escoamento encontrada, foi descartada imediatamente a convecção natural.

$$Nu = 0,023 Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{0,3} \quad (6)$$

A partir do Nusselt, condutividade do fluido e diâmetro interno é calculado o coeficiente convectivo \bar{h}_i , Eq. (7).

$$\bar{h}_i = Nu \cdot \frac{K_f}{D_i} \quad (7)$$

Estimado o \bar{h}_i deve-se estimar posteriormente o \bar{h}_e relativo a água. O procedimento é idêntico ao realizado para o ar, salvo a utilização do diâmetro hidráulico. O diâmetro hidráulico é usado como uma aproximação da seção do escoamento da água pois o tubo interno no qual o ar escoava e a parede externa do trocador de calor formam uma região anelar para o escoamento da água. Assim, é necessário o emprego do diâmetro hidráulico para aproximar a região anelar para uma região circular equivalente. Com o diâmetro hidráulico é possível reutilizar todo o equacionamento feito para o escoamento do ar e alinda-se tem um valor de diâmetro comparativo para o escoamento da água.

$$D_h = \frac{4A_c}{P_m} \quad (8)$$

A Equação (8) apresenta formulação do diâmetro hidráulico (D_h) onde A_c se refere a área da seção transversal anelar do escoamento dado em (m^2) que para o trocador de calor será a área transversal anular e P_m o perímetro molhado dado em m .

A temperatura de saída da água para o trocador de calor, é definida igualando o calor trocado pelo o ar pelo calor da água. Para o uso desta hipótese, admite-se que a transferência de calor seja integral de um fluido a outro, esta hipótese deve ser verificada na análise dos materiais que constituem os tubos. A Equação (9) apresenta expressão algébrica do cálculo, em que $\dot{m}_{água}$ é medido em Kg/s , c_p representa o calor específico da água mensurado em $kJ/kg K$.

$$T_{sai} = T_{en} + \frac{Q}{\dot{m}_{água} c_p} \quad (9)$$

Como o calor específico deve ser avaliado na temperatura média da massa do fluido, foi implementada a Eq. (9) no software EES para que a equação seja resolvida. No código, o c_p é mensurado com a nova temperatura média mássica (T_{mm}) a cada iteração e a Eq. (9) é implementada novamente, tal procedimento é iterado 10 vezes para então se definir uma temperatura de saída do trocador de calor para o fluido frio ($T_{f,s}$).

Definida $T_{f,s}$ pode-se chegar a temperatura de filme e avaliar as propriedades que serão utilizadas no cálculo. A partir da área da região anelar, vazão mássica da água e massa específica determina-se a velocidade de escoamento.

$$V = \frac{\dot{m}_{água}}{\rho_{água} A_{anelar}} \quad (10)$$

Com a velocidade de escoamento o número de Reynolds pode ser estimado, Eq. (11), a partir do diâmetro hidráulico e viscosidade cinemática. A velocidade de escoamento da água não foi um número tão expressivo quanto o escoamento do ar, assim abriu-se a possibilidade de uma contribuição significativa da convecção natural do fluido. Para verificar se a contribuição é significativa foi estimado o número de Grashoff (Gr) calculado pela Eq. (12).

A Equação (12) define o número de Grashoff g se refere a gravidade em m^2/s ; β é o coeficiente de expansão da água que na temperatura média tem o valor de $0,001536 K^{-1}$; T_s e T_∞ são, respectivamente, as temperaturas da superfície e temperatura do meio, para o cálculo se considerou a temperatura de filme do ar e a temperatura de filme da água em que a média das duas; D_h é o diâmetro hidráulico em m ; ν a viscosidade cinemática da água avaliada na temperatura média das duas temperaturas de filme.

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \quad (11)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D_h^3}{\nu^2} \quad (12)$$

Para verificar se a convecção natural influenciaria foi feita a relação Gr/Re^2 , a relação apresentou resultado inferior a 1 o que permitiu se desconsiderar a convecção natural. O número de Reynolds ultrapassou 2300 o que evidenciou o escoamento turbulento da água. Assim, o número de Nusselt da água será estimado a partir da equação de Dittus-Boelter, Eq. (6). A partir do Nusselt, diâmetro hidráulico e condutividade térmica da água é estimado o coeficiente convectivo médio da água dado pela Eq. 13.

$$\bar{h}_e = Nu \cdot \frac{K_f}{D_h} \quad (13)$$

Com os coeficientes convectivos definidos estimou-se o coeficiente global de calor (U), para que depois fosse mensurado o comprimento de troca de calor necessária. Para a determinação de U, deve-se escolher o material e espessuras dos tubos ideais. Para a seleção do material e espessuras dos tubos foi feita a análise das resistências térmicas no circuito de trocador de calor. A equação (14) apresenta a equação de cálculo da resistência térmica total do circuito.

$$R_{Total} = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + R_{tubo} + \frac{1}{h_e A_e}} \quad (14)$$

A resistência do trocador pode ser calculadas segundo a Eq. (14) em que o sobescrito i se refere ao escoamento interno (fluido quente, ar) e o sobescrito e ao fluido que escoar na região anelar (fluido frio, água). A partir da análise das resistências e assumindo que as espessuras dos tubos sejam pequenas o coeficiente U é calculado segundo a Eq. (15) para o trocador de calor isolado.

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (15)$$

O coeficiente de convecção natural do ambiente pode ser estimado a partir do número de Rayleigh descrito na Eq. (16) em que: g se refere a gravidade em (m^2/s) ; β ao coeficiente de expansão térmica da água, mensurado em (K^{-1}) ; T_s a temperatura da superfície, a temperatura da superfície foi obtida através da média da temperatura de entrada e saída do escoamento do fluido frio (água) dada em (K); T_∞ se refere a temperatura do meio considerada em $298,3 K$; D_e se refere ao diâmetro externo do trocador de calor dado em (m), α se refere a difusividade avaliada em (m^2/s) ; e ν a viscosidade cinemática avaliada em (m^2/s) .

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D_e^3}{\alpha\nu} \quad (16)$$

A partir do número de Rayleigh (Ra) tem-se a aplicação da Eq. (17), em que os coeficientes e expoentes foram escolhidos a partir do valor de Ra que está contido no intervalo de 10^2 a 10^4 (Bergaman *et al*, 2011), estimando assim o número de Nusselt médio (\bar{Nu}).

$$\bar{Nu} = 0,85 Ra^{0,188} \quad (17)$$

A partir do \bar{Nu} é calculado o \bar{h}_{am} através do diâmetro externo (D_e) e da condutividade do ar (K_f) pela Eq. (18).

$$\overline{h_{am}} = \overline{Nu} \frac{K_f}{D_e} \quad (18)$$

Considerando a área interna de troca de calor igual a área externa de troca de calor, o coeficiente global de transferência de calor pode ser definido apenas em termos dos coeficientes de convecção do fluido quente e fluido frio. O coeficiente $\overline{h_{am}}$ se mostrou irrelevante através da análise da influência de cada coeficiente de calor sob o fenômeno da transferência de calor.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (19)$$

Após a estimativa do coeficiente global é necessário apenas a determinação da variação térmica logarítmica (ΔT_{lm}). A Equação (20) calcula o ΔT_{lm} , em que $T_{q,e}$ e $T_{q,s}$ indicam, respectivamente, temperatura de entrada do fluido quente e temperatura de saída do fluido quente no trocador de calor; e $T_{f,e}$ e $T_{f,s}$ representam os mesmos conceitos aplicados para o fluido frio.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \left(\frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})} \right)} \quad (20)$$

A Equação (21) apresenta o cálculo do calor transferido no trocador de calor em que A se refere a área de troca térmica; U o coeficiente global de transferência de calor dado em W/m^2K ; e ΔT_{lm} que representa a média logarítmica da diferença de temperatura (MLDT) mensurado em K .

$$Q = AU\Delta T_{lm} \quad (21)$$

Isolando a área da troca térmica tem-se a Eq. (22) e por fim considerando que a área de troca térmica acontece entre o diâmetro interno e a região anelar tem-se a Eq. (23).

$$A = \frac{Q}{U\Delta T_{lm}} \quad (22)$$

$$L = \frac{A}{\pi D_i} \quad (23)$$

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A partir da equação (1) chegou-se a uma temperatura de entrada do inter-resfriador de $410,62 K$ para o escoamento do ar e de acordo com a Eq. (2) o calor estimado do equipamento é de $1,518 W$. A partir dos dados iniciais do projeto foi analisado os parâmetros do projeto de interesse.

O primeiro parâmetro a ser considerado foi a temperatura de entrada do fluido frio e sua influência sobre o comprimento final do trocador de calor. A Figura 2 apresenta os resultados encontrados. O comportamento da Fig. 2 é conforme esperado a medida que o fluido refrigerante é utilizado com temperaturas mais baixas, a área de troca necessária se torna menor. Para temperaturas abaixo da temperatura ambiente ($25^\circ C$) o equipamento teria uma área menor, entretanto, seria necessário um refrigerador para se obter temperaturas da água mais baixas que a temperatura ambiente o que geraria também gasto energético desnecessário. Assim, foi escolhida a temperatura ambiente como a temperatura de entrada do fluido frio no inter-resfriador.

A influência da vazão de água sob a área de troca de calor é vista na Fig. 3. Nota-se que a partir de certa vazão, este parâmetro passa a não apresentar impacto sob a área de troca de calor e para vazões muito baixas a área de troca de calor cresce rapidamente. A melhor escolha na presente análise deve levar em conta o sistema de bombeamento, o qual deve apresentar baixa potência ao mesmo tempo que o comprimento do trocador de calor seja mínimo. A vazão de aproximadamente $2,84 Kg/s$ oferece todas essas vantagens.

Segundo Kakaç, Liu e Pramuanjaroenskij (2012) trocadores de calor do tipo tubos concêntricos são dimensionados com diâmetro externo em torno de $50 - 400 mm$ e com diâmetro interno em torno de $10 - 100 mm$. Para a análise do diâmetro externo considerou-se um diâmetro interno de $20 mm$, a Fig. 4 apresenta os resultados obtidos. Verifica-se um menor valor de área de troca de calor a partir de diâmetros menores, assim a melhor escolha de acordo com o gráfico é $50 mm$.

Para cada diâmetro externo obtido é necessário avaliar o melhor diâmetro interno do equipamento. Observou-se sempre um diâmetro ótimo, ou seja, um diâmetro em que se aumentava o coeficiente de transferência de calor de um

fluido sem diminuir o coeficiente do outro. A Fig. 5 representa o comportamento do comprimento do trocador de calor pelo diâmetro interno do inter-resfriador.

Figura 2. Temperatura de entrada do fluido frio ($^{\circ}\text{C}$) por comprimento do Intercooler (m)

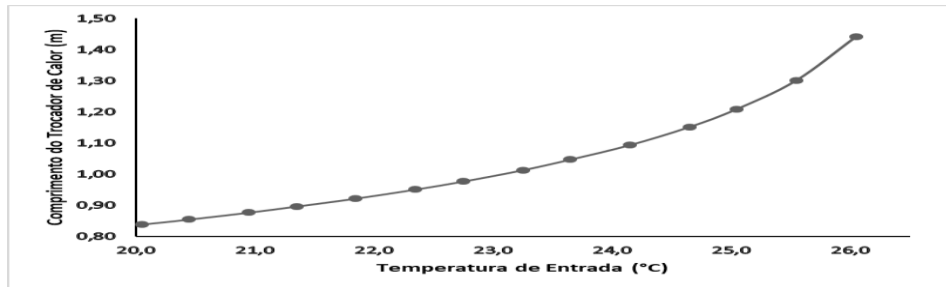


Figura 3. Vazão de entrada do fluido frio (m^3/h) por comprimento do Intercooler (m)

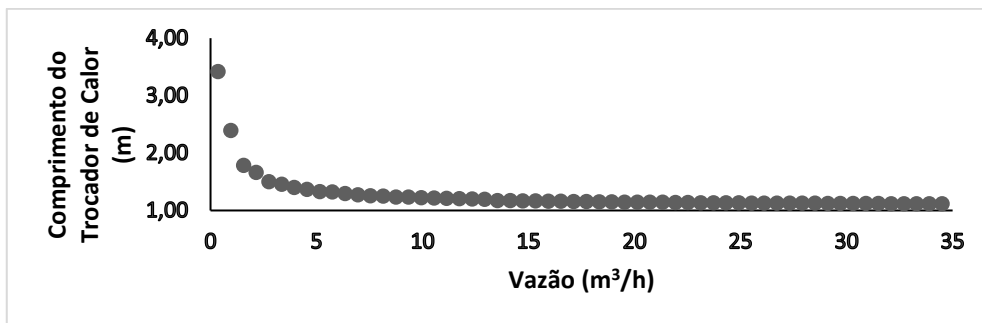
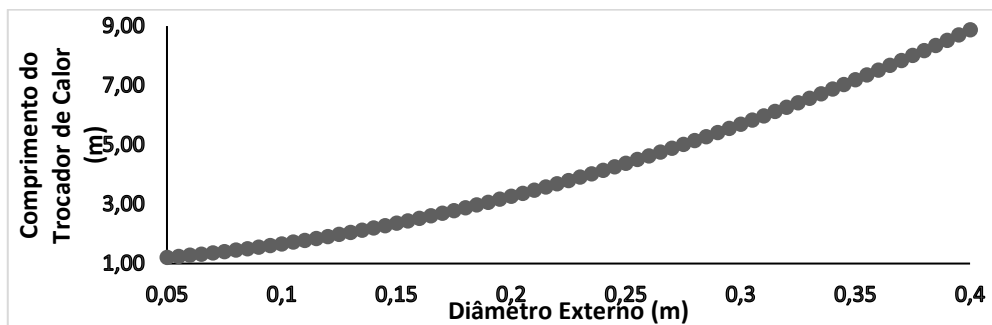
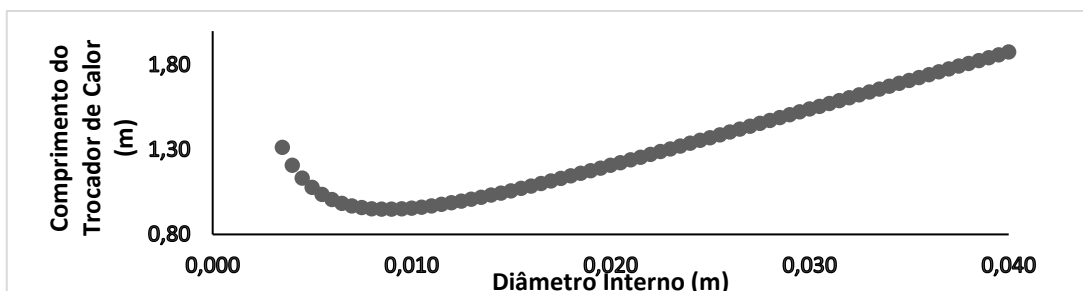


Figura 4. Diâmetro externo (m) por comprimento do Intercooler (m)



Segundo a Figura 5, o melhor diâmetro seria de 8 mm , aproximadamente. Com tal diâmetro a velocidade do ar dentro do tubo seria de $233,37\text{ m/s}$, obtida através da relação entre a vazão do ar e a área de seção interna do escoamento do ar. Para o escoamento incompressível o valor máximo admissível é $Ma = 0,3$, o resultado dessa restrição é apresentado na Eq. (24).

Figura 5. Diâmetro interno (m) por comprimento do Intercooler (m)



$$Ma = \frac{V}{a} = \frac{233,37}{340} = 0,69 \quad (24)$$

Conforme a equação (24), para o diâmetro de 8 mm o escoamento do ar passa a ser compressível inviabilizando uma das considerações fundamentais feitas, o de escoamento compressível. O escoamento é incompressível para diâmetros internos acima de 15 mm, assim seguindo Kakaç, Liu e Pramuanjaroenskij (2012) o diâmetro escolhido foi de 20 mm que apresenta $Ma = 0,11$.

A tab. 1 apresenta os dados finais relativos a convecção, gerados a partir das análises dos parâmetros, D se refere ao diâmetro característico de cada escoamento; \dot{m} a vazão mássica; Re , o número de Reynolds; Nu o número de Nusselt, Pr o número de Prandt; e \bar{h} coeficiente de convecção médio. Destaca-se ainda a faixa de velocidade calculada para os dois fluidos durante a troca de calor. O ar se resfriará de 410,62 K para 300 K e a água variará de 298,2 K para 298,3 K.

Tabela 1. Características estimadas do trocador de calor (Próprios autores)

Escoamento	Ar	Água
$D [mm]$	20	30
$\dot{m} [kg/s]$	0,01365	2,84
Re	$3,48 \cdot 10^5$	$5,8 \cdot 10^4$
Nu	560,07	309,78
Pr	0,699	6,254
$\bar{h} [W/m^2K]$	851,41	6141,91

As figuras 6 e 7 apresentam um gráfico comparativo entre as resistências presentes em todo o circuito térmico segundo os materiais alumínio 2024-T6 e aço inoxidável 302 com espessuras iguais a 1 mm.

Nota-se nas figuras 6 e 7 que com pequenas espessuras adotadas (1 mm) as resistências das paredes dos tubos podem ser desprezadas para qualquer que seja o material. Assim, as espessuras no equipamento são em geral pequenas, escolhe-se valores em torno de, aproximadamente, 1 mm, sejam para os tubos interno ou externo do trocador de calor. O material escolhido foi o aço inoxidável 302, a escolha deste material foi decorrente de sua soldabilidade e resistência mecânica, entretanto caso sejam encontrados materiais mais baratos que apresentem propriedade próximas, estes devem ser priorizados.

As análises da resistência térmica reafirmam a consideração utilizada de que o calor no trocador de calor é transferido integralmente do ar para a água, pois a resistência térmica condutiva do tubo é desprezível.

A Figura 7 mostra a comparação de cada resistência dentro do circuito desconsiderando a condução de calor e apresenta $\bar{h}_{am} = 1,35 W/m^2K$. A partir da Figura 7 e de acordo com Çengel *et al* (2012), é possível definir que com o trocador em contato com o ambiente o coeficiente global será dominado pelo h_{am} e ocorrerá um estrangulamento de transferência de calor naquela região, ou seja, o próprio ambiente funcionará como isolante térmico do trocador de calor. O baixo valor do coeficiente convectivo se dá principalmente devido a escolha da temperatura ambiente para o escoamento da água, gerando assim uma variação térmica, praticamente nula.

Desconsiderando a convecção do ambiente U foi estimado através da Eq. (19) e obteve-se $U = 747,75 W/m^2K$. Após a estimativa do coeficiente global determinou-se ΔT_{lm} , Eq. (20) que apresentou a variação logarítmica média de 26,74 K. Com U e ΔT_{lm} estimou-se $A = 0,076 m^2$ e $L = 1,21 m$ através, respectivamente, das Eq. (22) e (23).

Figura 6. Comparativo das resistências térmicas com os tubos de Alumínio 2024 - T6 (Próprios Autores)

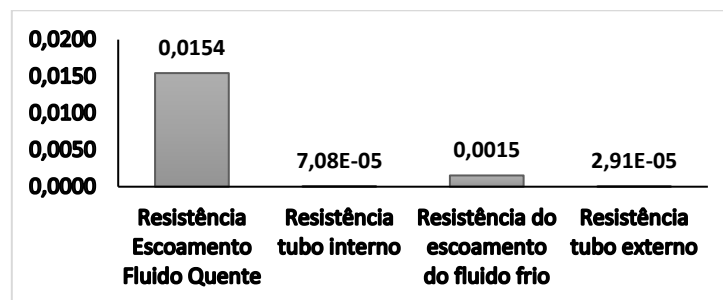


Figura 7. Comparativo das resistências térmicas com os tubos de Aço Inoxidável 302 (Próprios Autores)

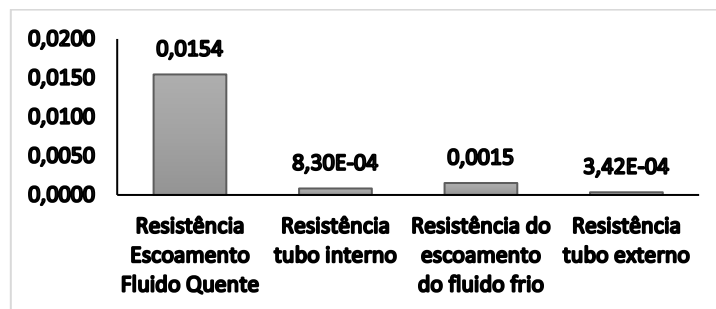
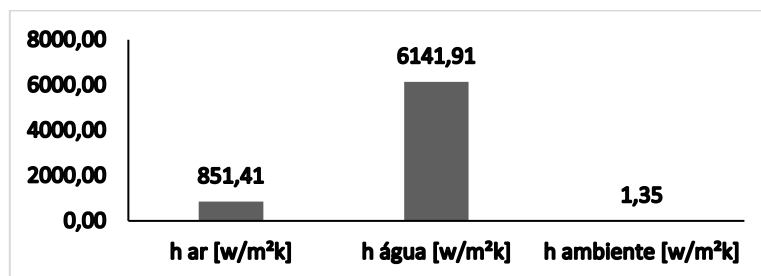


Figura 7. Comparativo dos coeficientes de convecção em contato com o ambiente (Próprios autores)



3. CONCLUSÃO

Ao longo do desenvolvimento do projeto do intercooler notou-se os principais parâmetros de influência: direção relativa entre os escoamentos dos fluidos; temperaturas de entrada e saída; vazões mássicas de cada fluido; e os valores dos diâmetros externos e internos ao mesmo tempo que se destacou parâmetros desnecessários termodinamicamente como a influência do material dos tubos e o isolamento ou não do equipamento.

Os autores sugerem desenvolver a mesma metodologia através de métodos numéricos ou experimentais para a validação das análises realizadas.

4. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Universidade Federal de Goiás pelo apoio dado durante a realização do trabalho.

5. REFERÊNCIAS

- Bergman, F. H., Lavine, A. S., Incropera, F., & Dewitt, D. P. (2011). *Fundamentals of Heat Transfer*. Wiley.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2012). *Transferência de Calor e Massa - Uma Abordagem Prática*. AMGH.
- Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenskij, A. (2012). *Heat Exchangers - Selection, Rating and Thermal Design*. CRC Press.
- Kumar, Mohan & Kaushik, S.C. & Garg, S.N.. (2013). Thermodynamic performance evaluation of an air-air heat pipe heat exchanger. *Thermal Science*. 18. 123-123. 10.2298/TSCI121214123K.
- Rocha, F.J., Oliveira, C.D.S., Falleiros, F.T.B., Siqueira, A.D.P., Melo, T. (2018). “Estudo Numérico-Experimental do Desempenho de um Trocador de Calor Simples”. Em XXV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – XXV CREEM. Brasília, Brazil.
- VATS, S. (s.d.). Exemplo de Aplicação de Intercooler. 02 jul 2019 <<https://www.quora.com/Why-is-there-a-intercooler-after-compressor-in-steam-power-plants>>.

5. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.