

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

ARISSA BERNARDO IVASITA
LETÍCIA SILVA MARTINS

**ANÁLISE ECONÔMICA DA UTILIZAÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO DA ETAPA
DE PRÉ-DESENGRAXE UTILIZADA NO PROCESSO INDUSTRIAL DE PINTURA**

CURITIBA

2022

ARISSA BERNARDO IVASITA
LETÍCIA SILVA MARTINS

**ANÁLISE ECONÔMICA DA UTILIZAÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO DA ETAPA
DE PRÉ-DESENGRAXE UTILIZADA NO PROCESSO INDUSTRIAL DE PINTURA**

**Economic analysis of the use of exhaust gases from the pre-degreasing stage
used in the industrial painting process**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentada como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Prof. Dr., Paulo Henrique Dias dos Santos

CURITIBA

2022



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

ARISSA BERNARDO IVASITA
LETÍCIA SILVA MARTINS

**ANÁLISE ECONÔMICA DA UTILIZAÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO DA ETAPA
DE PRÉ-DESENGRAXE UTILIZADA NO PROCESSO INDUSTRIAL DE PINTURA**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentada como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 27/junho/2022

Paulo Henrique Dias dos Santos
Doutorado em Engenharia Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Luciano Fernando dos Santos Rossi
Doutorado em Engenharia Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Moisés Alves Marcelino Neto
Doutorado em Engenharia Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

CURITIBA
2022

RESUMO

Em um mundo cada vez mais tecnológico e competitivo, tornou-se essencial as indústrias investirem em adequações de seus processos produtivos para aumentar a sua competitividade e se destacarem positivamente frente às outras empresas. Diante do contexto do consumo energético industrial, as empresas buscam desenvolver otimizações para reduzir o consumo de energia e para promover uma economia financeira. Projetos de recuperação de calor são alguns dos exemplos que são aplicados nas empresas objetivando a redução do seu consumo energético. Uma montadora do ramo agrícola possui processos sequenciados de pintura onde há a necessidade de aquecer a água para o processo de pré-desengraxe até a temperatura de 52°C. Atualmente nessa empresa, o aquecimento é realizado através de queimadores que geram um sistema de exaustão em que parte da energia poderia ser recuperada por um trocador de calor. Diante disso, o presente trabalho visa analisar a viabilidade econômica da instalação de um trocador de calor do tipo casco e tubos para a recuperação térmica dos gases de exaustão para pré-aquecer a água utilizada no pré-desengraxe. Propõe-se, portanto, a análise do consumo energético do queimador que gera os gases de exaustão, o cálculo da efetividade do trocador de calor, e o seu dimensionamento. A metodologia adotada baseia-se em pesquisas bibliográficas que envolvem sistemas de cogeração de energia, no cálculo da efetividade-NUT e do dimensionamento de trocadores de calor do tipo casco e tubos, com enfoque no processo de estruturação de um trocador de calor capaz de realizar a recuperação térmica. O trocador de calor é dimensionado através da definição de parâmetros de entrada fornecidos pela empresa e a aplicação do método de efetividade-NUT. A análise de viabilidade econômica busca comparar a situação inicial e a situação proposta definindo a quantidade de redução energética e econômica com a instalação do trocador de calor e a sua viabilidade de instalação. Dessa forma, os resultados levam a concluir que, através da instalação de um trocador de calor na etapa de pré-desengraxe do processo, a água poderá sair de 25°C e atingir a temperatura de 52°C, gerando assim uma redução de 100% da quantidade de gás natural que seria despendida para o seu aquecimento. Como consequência da redução de consumo, tem-se uma economia mensal de R\$1987,75 e uma economia anual de mais de R\$ 23.000,00 para a empresa com a compra do gás e tornando o projeto viável, com um *payback* de apenas 6 meses.

Palavras-chave: Cogeração de energia; Gás natural; Trocador de calor; Efetividade-NUT.

ABSTRACT

In an increasingly technological and competitive world, it has become essential for industries to invest in adapting their production processes to increase their competitiveness and stand out positively against other companies. Given the context of industrial energy consumption, companies seek to develop optimizations to reduce energy consumption and to promote financial savings. Heat recovery projects are some of the examples that are applied in companies aiming to reduce their energy consumption. An assembly plant in the agricultural sector has sequenced painting processes where there is a need to heat the water for the pre-degreasing process up to a temperature of 52°C. Currently in this company, heating is carried out through burners that generate an exhaust system in which part of the energy could be recovered by a heat exchanger. Therefore, the present work aims to analyze the economic feasibility of installing a shell-and-tube heat exchanger for the thermal recovery of exhaust gases to preheat the water used in pre-degreasing. Therefore, it is proposed to analyze the energy consumption of the burner that generates the exhaust gases, the calculation of the effectiveness of the heat exchanger, and its dimensioning. The methodology adopted is based on bibliographic research involving energy cogeneration systems, on the calculation of NUT-effectiveness and on the design of shell and tube heat exchangers, with a focus on the structuring process of a heat exchanger capable of performing thermal recovery. The heat exchanger is dimensioned by defining input parameters provided by the company and applying the NUT-effectiveness method. The economic feasibility analysis seeks to compare the initial situation and the proposed situation, defining the amount of energy and economic reduction with the installation of the heat exchanger and its installation feasibility. Thus, the results lead to the conclusion that, through the installation of a heat exchanger in the pre-degreasing stage of the process, the water can leave 25°C and reach a temperature of 52°C, thus generating a 100% reduction in amount of natural gas that would be used to heat it. As a result of the reduction in consumption, there is a monthly savings of R\$1987.75 and an annual savings of more than R\$23,000.00 for the company with the purchase of gas and making the project viable, with a payback of only 6 months.

Keywords: Energy cogeneration. Natural gas. Heat exchanger. Effectiveness-NUT.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Destinação do consumo de Gás Natural no Brasil em 2020.....	17
Figura 2 - Sistema convencional de geração de energia.....	18
Figura 3 - Sistema com reutilização de energia térmica.....	19
Figura 4 - Consumo de gás natural mundial 1980-2030.....	21
Figura 5 - Classificação de acordo com o tipo de construção.....	23
Figura 6 - Classificação de acordo com o escoamento dos fluidos contracorrente, concorrente e cruzado.....	23
Figura 7 - Trocador de calor casco e tubos com um passe no caso e um passe no tubo.....	25
Figura 8 - Trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e dois passe no tubo.....	25
Figura 9 - Esquema do processo de aquecimento da água.....	30
Figura 10 - Esquema da proposta de pré-aquecimento da água com os gases de exaustão.....	30
Figura 11 - Esquema da proposta de um trocador de calor para pré- aquecimento da água.....	31
Figura 12 - Esquema resumido do aquecimento da água.....	33
Figura 13 - Requisitos para utilização da correlação de ZUKAUSKAS.....	39
Figura 14. Fator de correção do Nusselt local externo para $NI < 20$	39
Figura 15 - Constantes para a configuração de tubos em fluxo cruzado.....	40
Figura 16 - Requisitos para utilização da fórmula de Dittus-Boelter.....	42
Figura 17 - Fluxograma de cálculo.....	44
Figura 18 - Sistemas atual e proposto do aquecimento de água do reservatório	45
Figura 19 - Tarifas do consumo de gás natural em indústrias.....	46
Figura 20 - Gráfico da relação entre a temperatura inicial da água e a economia financeira.....	48
Figura 21. Tarifas do consumo de gás natural em indústrias em Junho de 2022	53

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Configuração de escoamento e tipo de construção de trocadores de calor.....	24
Quadro 2 - Dados de temperatura de entrada no trocador de calor	32
Quadro 3 - Análise da redução econômica do consumo de gás natural.....	46
Quadro 4. Propriedades da água (25°C)	49
Quadro 5. Propriedades do gás natural (250°C)	49
Quadro 6. Parâmetros de entrada para o trocador de calor	50
Quadro 7. Iteração do número de tubos e escoamento interno e externo	50
Quadro 8. Influência da iteração do número de tubos e a geometria do trocador de calor	51
Quadro 9. Comparação da análise de redução econômica em junho (2022).....	53

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BEN	Balanço Energético Nacional
EIA	<i>Energy Information Agency</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
NUT	Número de Unidades de Transferência
PCS	Poder Calorífico Superior
PIB	Produto Interno Bruto
WCM	<i>World Class Manufacturing</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

q_{gn}	Taxa de transferência de calor do gás natural [W]
\dot{m}_{gn}	Vazão mássica do gás natural [kg/s]
PCS	Poder Calorífico Superior [J/kg]
\dot{m}_q, \dot{m}_f	Vazões mássicas dos fluidos quente e frio, respectivamente [kg/s]
$C_{p,q}, C_{p,f}$	Calores específicos dos fluidos quente e frio, respectivamente [J/kg.K]
$T_{q,ent}, T_{f,ent}$	Temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio, respectivamente [K]
$T_{q,sai}, T_{f,sai}$	Temperaturas de saída dos fluidos quente e frio, respectivamente [K]
$q_{máx}$	Taxa de transferência de calor máxima [W]
$C_{mín}, C_{máx}$	Taxas de capacidade calorífica mínima e máxima, respectivamente [W/K]
$\Delta T_{máx}$	Varição máxima de temperatura [K]
q_{real}	Taxa de transferência de calor real
ε	Efetividade
NUT	Número de Unidade de Transferência
U	Coeficiente global de transferência de calor [W/m ² .K]
A_{total}	Área total dos tubos [m ²]
C_q, C_f	Capacidades Caloríficas [W/K]
C_r	Relação entre as Taxas de Capacidades Caloríficas
N	Número de tubos no trocador de calor
A_i	Área interna dos tubos do trocador de calor [m ²]
N_l, N_t	Número de tubos nas linhas e colunas do trocador de calor, respectivamente
$D_{i,tubo}, D_{e,tubo}$	Diâmetros internos e externos do tubo, respectivamente [m]
L_t	Comprimento do tubo [m]
\bar{h}_i, \bar{h}_e	Coeficientes convectivos médios dos fluidos interno e externo respectivamente [W/m ² . K]
k_t	Condutividade térmica do material [W/m.K]
\overline{Nu}_{De}	Número de Nusselt externo
C	Constante adimensional
$Re_{D,máx}$	Número de Reynolds máximo para o escoamento externo
Pr	Número de Prandtl
\bar{T}	Temperatura média [K]
$V_{máx}$	Velocidade máxima [m/s]
S_T	Distância entre os centros dos tubos do trocador de calor [m]
D	Diâmetro do tubo [m]
V	Velocidade na seção transversal [m/s]
\dot{m}_{ent}	Vazão mássica do fluido que entra no trocador de calor [kg/s]
ρ_f	Densidade do fluido frio [kg/m ³]
A	Área da seção transversal [m ²]

k_q, k_f	Condutividade térmica do fluido quente e frio, respectivamente [W/m.K]
$\overline{Nu_{Di}}$	Número de Nusselt interno
Re_{Di}	Número de Reynolds para o escoamento interno
μ_{agua}	Viscosidade da água [N.s/m ²]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	Caracterização Do Problema	14
1.2	Objetivos	15
1.3	Justificativa	15
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1	Gás Natural	16
2.2	Cogeração de Energia	17
2.2.1	Cogeração de Energia Por Gás Natural	20
2.3	Trocadores de Calor	22
2.3.1	Trocadores de Calor Do Tipo Casco e Tubo	24
2.4	Método de Efetividade-NUT	26
3	METODOLOGIA	29
3.1	Modelo Matemático Para o Dimensionamento do Trocador de Calor	31
3.1.1	Trocador de Calor.....	32
3.1.2	Balanco De Energia.....	33
3.1.3	Método da Efetividade-NUT	34
3.1.4	Dimensionamento Do Trocador De Calor	37
3.2	Fluxograma	43
3.3	Análise de Viabilidade Econômica	45
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	47
4.1	Resultados Do Dimensionamento Do Trocador de Calor	49
4.2	Análise da Viabilidade Econômica	52
5	CONCLUSÕES	54
	REFERÊNCIAS	56
	APÊNDICE A - Programação do Software EES	58

1 INTRODUÇÃO

É fato que, do ponto de vista econômico e sustentável, a reutilização da energia é uma das oportunidades mais vantajosas para uma organização. Normalmente, as empresas do ramo industrial possuem linhas de produção de grande extensão em que não há a otimização de seus processos para a reutilização de seus recursos.

Desenvolver um ambiente produtivo em que a sua estrutura fabril suporte meios para reutilizar ou recuperar energia de alguns processos é meta de várias empresas e indústrias, e essas ações não só viabilizam uma maior eficiência energética como também, em diversos casos, contribuem para reduzir os impactos ambientais.

Atualmente, percebe-se grande envolvimento do setor industrial para a aplicação de ações de eficiência energética, desde instalações de painéis solares para captação de energia solar para geração de energia elétrica (ALVES, 2018), readequação dos ciclos produtivos e gestão dos equipamentos e máquinas para que estejam em funcionamento apenas quando se é necessário (MOURA, 2016), entre outras. Além disso, ocorre paralelamente, a otimização de processos, a redução de custos, a utilização de energias renováveis no lugar de energias não renováveis, a preservação das fontes hídricas e a redução no consumo de energias em geral.

As otimizações industriais destacadas anteriormente podem impactar as formas de geração energética, dependendo de como é feita a utilização dessas fontes em sua organização.

A transferência de energia pode se apresentar de múltiplos aspectos nas indústrias, tornando sua reutilização um tema a ser estudado. Muitas dessas organizações sofrem de desperdícios energéticos, onde a energia não é aproveitada em sua totalidade, constituindo no uso inadequado deste recurso (MORAES, 2013).

A utilização do gás natural no Brasil no setor industrial para o aquecimento direto, combustão para geração de calor, geração de força motriz, climatização de ambientes, entre outras (UDAETA et al, 2004) tornou-se uma alternativa crescente para a produção de energia. Sendo considerada uma das energias mais limpas advindas de combustíveis fósseis, por emitir menos CO₂ que os outros combustíveis (REIS, 2018), o gás natural conquista grande espaço no consumo das indústrias por suas vantagens ambientais e energéticas.

Um das formas de reutilização energética, são os gases gerados pela combustão do gás natural poderem ser reaproveitados para conservar a energia térmica em um sistema, e auxiliar em processos que necessitam de calor. Dessa forma, a alteração de curso de energia em uma linha de produção industrial é determinante para aumentar a eficiência energética da empresa, a fim de reduzir o seu consumo energético.

O estudo proposto aborda a análise da viabilidade em se otimizar a utilização de energia térmica na etapa industrial de pintura de uma montadora do setor agrícola situada na cidade de Curitiba no estado do Paraná que produz máquinas agrícolas que são comercializadas no Brasil e exterior.

A empresa possui uma consolidação tanto no mercado nacional quanto nos países latino-americanos, e a busca pela melhoria contínua em seu processo produtivo é um dos princípios da metodologia do World Class Manufacturing (WCM) implementada na fábrica. O WCM é uma ferramenta capaz de auxiliar na identificação de desperdícios e perdas industriais, otimizando resultados, competitividade e qualidade (DEMARCHI, 2020). Além disso, a montadora possui certificação da norma ISO 50.001-2018 (International Organization for Standardization) desde 2018, onde estão estabelecidas as diretrizes para a gestão de energia como ponto focal na eficiência energética da organização certificada.

Atrelado aos valores da empresa, aos princípios do WCM e às diretrizes da ISO 50.001, nota-se grande interesse na implantação de projetos de melhoria para gerenciamento de custos e redução dos desperdícios energéticos.

Nesse contexto, o estudo de viabilidade é realizado na área da manufatura, especificamente na linha de produção da pintura, por se tratar do processo com maior criticidade na utilização do gás natural de toda a planta da empresa, utilizado para combustão e geração de calor em diversas etapas.

Precisamente, este trabalho é pautado na reutilização dos gases quentes – gerados após a combustão do gás natural na etapa de pré-desengraxe – que são expelidos pela chaminé para um aquecimento prévio da água que entra no tanque situado abaixo da cabine de pulverização das peças do processo.

1.1 Caracterização Do Problema

A principal oportunidade para desenvolver linhas de produção cada vez mais eficientes no consumo energético é o aperfeiçoamento dos processos já existentes. O desenvolvimento sustentável desses processos colabora para que a empresa reduza o seu consumo de energia e tenha maior desempenho energético.

As linhas de produção que conseguem se beneficiar de projetos de economia e recuperação de energia não só reduzem o custo da energia contratada, como também reduzem impactos ambientais causados pelo consumo, e se destacam positivamente incentivando melhorias no desempenho da eficiência energética industrial.

A cogeração energética é a produção simultânea de duas ou mais formas de energia em um sistema integrado, a partir de uma única fonte primária. Ela é muito utilizada em iniciativas de redução do consumo que visam a reutilização da energia que seria descartada e que, após otimização das etapas industriais, é possível a sua recuperação e utilização em outros processos energéticos. Os sistemas de cogeração de energia são fatores chave para o desenvolvimento das oportunidades de projetos de eficiência energética.

Atualmente, a linha de pintura da montadora já possui etapas que foram otimizadas para que o consumo energético reduzisse. Porém, as autoras analisaram uma oportunidade de otimização na etapa de pré-desengraxe das peças antes da aplicação do *primer* – substância para preparação da superfície antes da aplicação final de tinta –, onde a proposta baseia-se na instalação de um trocador de calor para um pré-aquecimento da água que entra no reservatório, resultando na redução do consumo de gás natural e conseqüentemente, reduzindo os gastos.

Neste processo, a queima direta do gás natural gera calor que é trocado com o reservatório de água, que alimenta a cabine de pré-desengraxe pulverizando a água nas peças da pintura para uma inicial limpeza das mesmas. Os gases quentes que são gerados da combustão são descartados na atmosfera por meio de chaminé, não sendo utilizado para nenhum propósito.

1.2 Objetivos

Este trabalho tem por objetivo analisar a viabilidade econômica do projeto de recuperação da energia térmica, advinda da combustão de gás natural, utilizada na etapa de pré-desengraxe de peças da linha produtiva de pintura para o pré-aquecimento da água utilizada na mesma etapa, através do uso de um trocador de calor. Para desenvolver esta análise, foram determinados os seguintes objetivos específicos:

- Realizar levantamento do Estado da Arte sobre cogeração energética e trocadores de calor;
- Analisar a utilização dos gases de exaustão da etapa de pré-desengraxe e da água aquecida para a mesma etapa;
- Dimensionar o trocador de calor;
- Quantificar a energia economizada e a redução de gastos gerada pela proposta.

1.3 Justificativa

A ideia inicial do projeto surgiu a partir da necessidade de juntar os valores da empresa com as suas metas de redução do consumo energético, otimizando a reutilização da energia no processo de pintura em uma indústria de maquinário agrícola, situada em Curitiba. A partir do dimensionamento de um trocador de calor para usar a energia térmica dos gases de exaustão - com potencial energético considerável - que são produzidos pelo processo de combustão do gás natural durante o processo de pré-desengraxe de pintura e reutilizá-los para um pré-aquecimento da água utilizada na mesma etapa reduzindo o gasto energético e otimizando os processos.

A criação de ferramentas para melhorar o resultado de eficácia dos processos é muito importante, e afeta no desempenho produtivo e no controle de gastos da organização. O intuito deste trabalho é analisar a alternativa de otimizar a linha de pintura de uma indústria para obter resultados de eficiência energética sem haver alteração na qualidade e entrega dos produtos finais.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão apresentados os principais conceitos referentes a cogeração energética e trocadores de calor – bem como a metodologia de efetividade-NUT que permite seu dimensionamento –, levantando informações que serão essenciais para o desenvolvimento do trabalho.

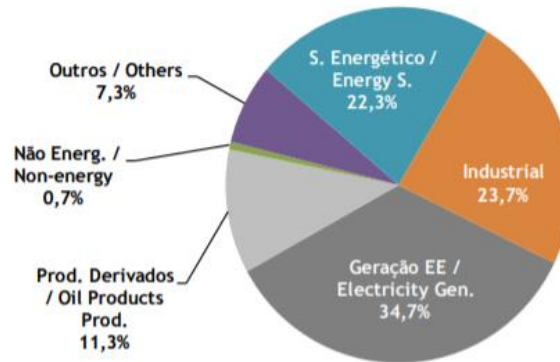
2.1 Gás Natural

Com o crescimento populacional, as fontes de energias naturais - como por exemplo água e vento - chegaram ao ponto de se tornarem insuficientes para suprir toda a demanda, obrigando o ser humano a buscar novas fontes energéticas. O grande marco da história da energia deu-se pela Revolução Industrial. A partir desse momento, o fogo transformou-se em movimento, a queima do carvão mineral deu um grande impulso às indústrias e aos meios de transporte. Durante esse mesmo período, outros combustíveis fósseis - como o petróleo e o gás natural - apresentaram uma evolução na geração energética, até permitindo o surgimento de tecnologias mais avançadas. (GOLDEMBERG & LUCON, 2007).

O gás natural apresenta grande maleabilidade, sendo possível utilizá-lo para geração de eletricidade em termelétricas, na geração de vapor (pelos sistemas de cogeração para gerar eletricidade) e para diversas atividades no meio industrial, através da sua combustão (DOS SANTOS, 2002).

No Brasil, um levantamento do Balanço Energético Nacional (BEN), feito pela EPE no ano de 2021 (tendo como base o ano de 2020), apresentou qual foi a maior destinação do consumo de gás natural no país. Segundo EPE (2021), o campo Industrial foi o segundo maior a utilizar o gás natural para as suas várias atividades, - como mostra a figura 1 - ficando somente atrás da geração elétrica.

Figura 1. Destinação do consumo de Gás Natural no Brasil em 2020



Fonte: EPE (2021)

Comparado à combustão dos demais combustíveis fósseis, o gás natural gera a menor taxa de emissão de CO₂ e, do ponto de vista ambiental, apresenta vantagens devido à sua alta concentração de metano. Outro benefício é em relação aos resíduos provindos da queima de combustíveis fósseis, já que quando comparado ao carvão ou óleos combustíveis industriais, o gás natural não apresenta resíduos sólidos em sua combustão - sendo assim considerado um combustível fóssil de queima limpa (DE FREITAS MONTEIRO & DA SILVA, 2010).

Por mais que tenha suas vantagens, o consumo consciente do gás natural para fins energéticos não deve ser descartado. Em 2020, com a queda do Produto Interno Bruto (PIB) mundial devido à pandemia de COVID19, o consumo de energia foi reduzido. Com isso, a produção de gás natural também foi reduzida, sendo uma das razões para o apagão energético ocorrido no mundo nesse mesmo período. Um segundo fator para o apagão é que a partir do momento em que a economia mundial começou a se recuperar, as pessoas criaram a conscientização de que não é somente com investimentos em energias renováveis que se muda para um sistema de energia limpa, é necessário políticas de redução de demanda (O Estado de São Paulo, 2021).

2.2 Cogeração de Energia

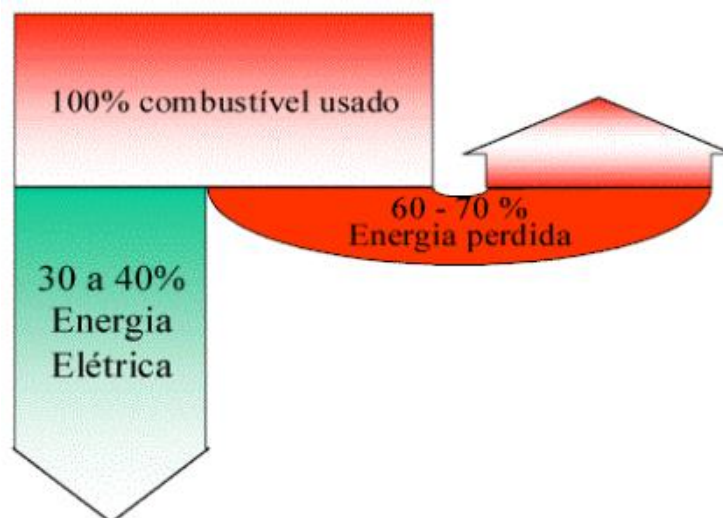
Sistemas de cogeração de energia são capazes de gerar energia elétrica, energia térmica e, também, energia mecânica (FLIN, 2009). Esses sistemas são

vantajosos, pois procuram aproveitar toda a energia fornecida e a gerada. O calor e a eletricidade podem ser aproveitados para outros fins a partir de sistemas cogeneradores.

Esses sistemas são aptos a utilizarem a energia que seria descartada, ou seja, conseguem recuperar uma energia que seria rejeitada (FLIN, 2009). Resultando em conjuntos cada vez mais eficientes, e assim, mais lucrativos para quem os utiliza.

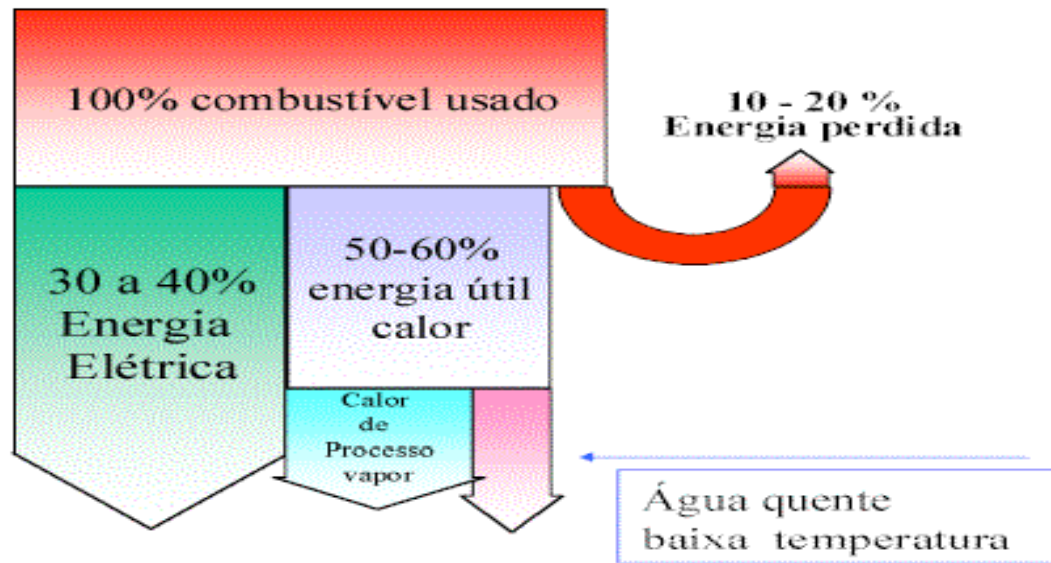
A cogeração e os ciclos combinados de energia não são inovações, mas sim, otimizações de processos já existentes com o intuito do aprimoramento da utilização de energia. Por exemplo, normalmente uma usina térmica a vapor tem de 35 à 45% de eficiência, e uma usina de turbina à gás de 40 à 55% de eficiência, em contraponto que uma usina que possui sistemas de cogeração de energia tem cerca de 75 à 95% (FLIN, 2009). Este dado é resultado da recuperação da energia térmica que se obtém através dos subprodutos que são criados durante a geração de energia elétrica, reduzindo o desperdício e aumentando a eficiência desses sistemas. As figuras 2 e 3 apresentam, respectivamente, um exemplo de um sistema convencional de geração de energia e de um sistema com cogeração, onde se recupera a energia térmica. Observa-se que o contraste na quantidade de energia que é recuperada e pode ser utilizada antes do descarte é evidente.

Figura 2. Sistema convencional de geração de energia



Fonte: INEE (c2021)

Figura 3. Sistema com reutilização de energia térmica



Fonte: INEE (c2021)

Indústrias que se beneficiam da cogeração de energia já são realidade, as usinas ditas tradicionais, que não possuem cogeração, estão perdendo espaço para usinas cada vez mais eficientes e aperfeiçoadas. De acordo com Boyce (2010), nos Estados Unidos em 1983 apenas 5% da energia era provinda da cogeração, sendo que em 2010 esse número ultrapassou os 20%. Esses dados afirmam o quanto os grandes países se preocupam em buscar alternativas eficientes e lucrativas para otimizar os seus processos. É fato que uma grande parcela de contribuição para o desenvolvimento de sistemas cogeneradores de energia é decorrente da maior preocupação com os aspectos ambientais.

O uso de sistemas de cogeração também contribui para aumentar a competitividade da indústria que a utiliza, permitindo-a proporcionar bons resultados aos seus clientes e alta concorrência aos seus adversários. Além desses pontos, torna-a mais independente do *grid* energético (BERTINOTTI, 2016).

Para que esses sistemas sejam integrados e tenham êxito, cada organização e/ou indústria deve analisar o seu perfil operacional energético e avaliar se a cogeração é adequada para sua estrutura. Essa avaliação deve ser feita de forma minuciosa para aderir às melhores, mais eficientes e mais econômicas soluções.

Este estudo de viabilidade técnica e econômica é desenvolvido a partir de dados precisos do estado atual de consumo energético da empresa. De acordo com Moisés (2008), as informações básicas para se iniciar a análise são as informações

técnicas dos equipamentos térmicos e elétricos, as demandas máximas e mínimas tanto térmica quanto elétrica, os perfis de demanda diário, mensal e anual da empresa, as sazonalidades, a demanda contratada de energia elétrica, a qualidade da energia térmica fornecida ao processo de produção e a previsão para os próximos anos. Após o levantamento desses dados, deve-se realizar o desenvolvimento da configuração que atenderá o estado atual, calcular a rentabilidade do projeto e se o mesmo promoverá eficiência para a empresa.

2.2.1 Cogeração de Energia Por Gás Natural

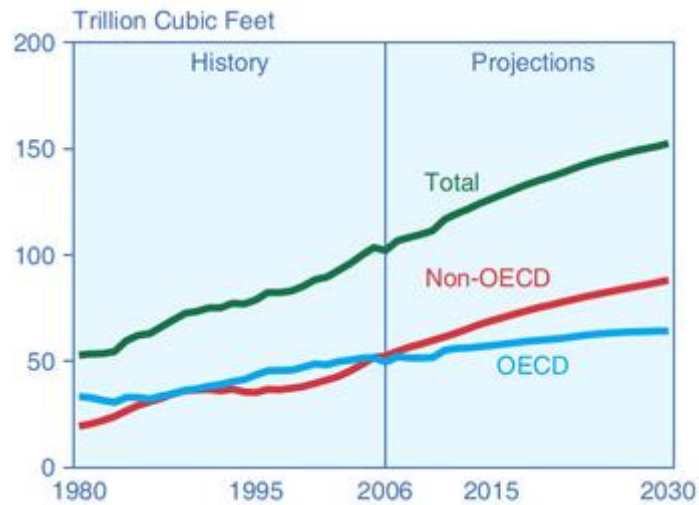
Estima-se um crescimento na utilização do gás natural e, principalmente, com o objetivo de geração de energia. A expectativa indica a alta utilização do gás natural para a geração de energia, e um grande fator de impacto é o baixo custo do processamento e da manutenção do gás natural. Essas são algumas vantagens indicadas por Boyce (2011) na utilização do gás natural ao invés de outros combustíveis.

A disponibilidade do gás natural em diversos países na Europa, América do Norte e na Ásia contribuem para que a sua utilização seja cada vez maior, e a sua localização indica a existência de mercados regionais e não um mercado mundial, como o do petróleo. Devido à essa disponibilidade regional e aos diversos fatores locais, as demandas e ofertas do gás natural podem ser distintas.

A expectativa de cada vez mais usufruir do gás natural como gerador de energia é decorrente de dois fatores decisivos: o seu preço, que pode permanecer inferior ao do petróleo ao longo dos anos, e pelo combate aos impactos ambientais, tendo em vista que, comparado ao mercado de combustíveis, o gás natural emite menos gases que impactam o ambiente (SOUZA, 2010).

De acordo com a EIA, *Energy Information Agency*, o consumo de gás natural vai aumentar 1,6% ao ano de 2006 até 2030, como visto na Figura 4. Atualmente, a sua importância na matriz energética mundial é grande e tende a aumentar. Devido a esta intensa busca pelo gás natural prevê-se um aumento da produção do gás natural concomitantemente com a sua utilização.

Figura 4. Consumo de gás natural mundial 1980-2030



Fonte: EIA (2009)

O gás natural destaca-se principalmente no setor industrial, e mais precisamente, como combustível para aquecimento de processos, como matéria-prima para produção, fertilizantes, e também em sistemas de combinação de calor e energia, os sistemas de cogeração.

Basicamente, a queima do gás natural ocorrida nas indústrias é realizada para a obtenção de energia térmica. Esse processo gera gases de exaustão, que na maioria dos casos, são descartados e podem ser aproveitados para outras aplicações, como sistemas de aquecimento e até mesmo geração de energia elétrica por meio de turbinas térmicas.

Essas aplicações da recuperação de gases quentes são possíveis por meio de sistemas integrados de cogeração de energia. Segundo Bertinotti (2016), as empresas que são mais suscetíveis a explorar a cogeração térmica são aquelas com alta demanda térmica, sendo igual ou maior que a elétrica e empresas com demanda energética constante.

A implementação da cogeração de energia por meio do gás natural promove benefícios às empresas, como a não dependência exclusivamente do setor elétrico, a maior qualidade de energia gerada, a redução de perdas energéticas, o incremento na eficiência total do processo, entre outros (BERTINOTTI, 2016).

A recuperação térmica dos gases quentes obtidos do processo de combustão do gás natural é viável por meio da implantação de trocadores de calor que realizam a transferência térmica entre esses gases e o produto destinado ao aquecimento. Os trocadores de calor auxiliam no processo de aproveitamento da energia que seria descartada.

2.3 Trocadores de Calor

Trocadores de calor são equipamentos que possibilitam a troca térmica entre dois fluidos ou mais, onde estes se encontram em temperaturas distintas (INCROPERA et al, 2014). A troca térmica ocorre quando o fluido de maior temperatura cede calor para o fluido de menor temperatura.

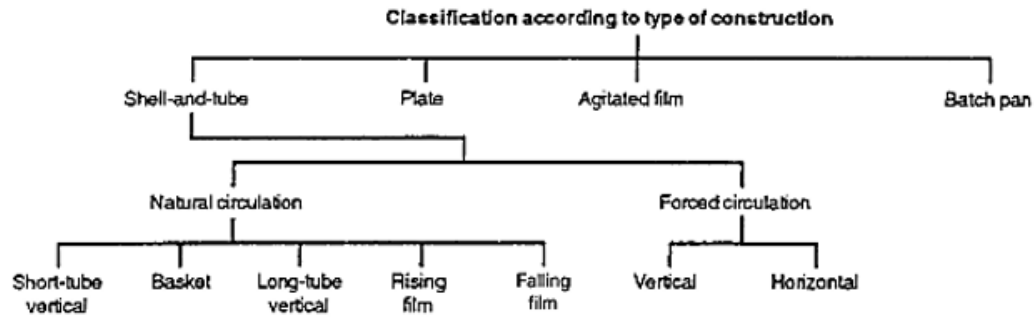
Tipicamente nos trocadores de calor, os fluidos que realizam a troca ficam separados por uma superfície (SHAH & SEKULIC, 2003). Essa superfície está em contato direto com os fluidos e, nos trocadores de calor convencionais é normal encontrar estruturas fixas, em que não há a presença de peças móveis, porém excepcionalmente em trocadores rotativos a sua estrutura é projetada para alcançar determinada velocidade de operação.

Alguns exemplos comuns de trocadores de calor são os trocadores de calor casco e tubos, condensadores, radiadores de automóveis, evaporadores, pré-aquecedores de ar e torres de refrigeração.

Esses trocadores de calor possuem aplicações domésticas e industriais, como exemplo, sistemas de aquecimento e de resfriamento domésticos, sistemas de automóveis, geração de energia elétrica, processos químicos, entre outras aplicações (MORAN et al., 2013). Eles são também utilizados como recuperadores de calor, pois objetivam o máximo aproveitamento da energia gerada em processos, visando o não desperdício energético.

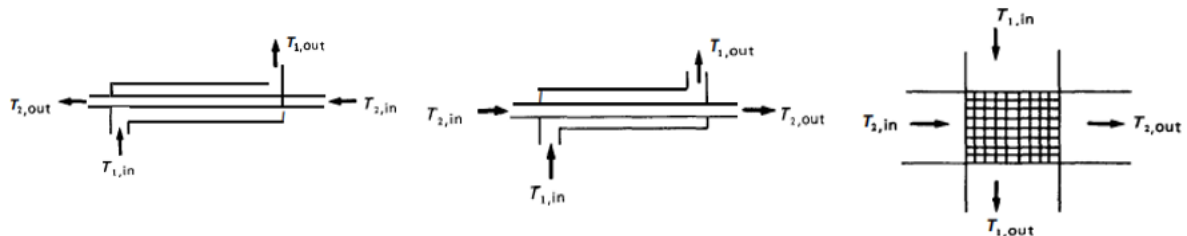
Segundo Thulukkanam (2013), os trocadores de uso industrial são classificados pela sua relação de construção, processo de transferência, funções, graus de compactação de superfície, escoamento, mudança ou não da fase dos fluidos e dos mecanismos de transferência de calor. Nos esquemas das figuras 5 e 6 podem ser observadas algumas classificações de trocadores de calor.

Figura 5. Classificação de acordo com o tipo de construção



Fonte: Shan & Sekulic (2003)

Figura 6. Classificação de acordo com o escoamento dos fluidos contracorrente, concorrente e cruzado



Fonte: Schlunder (1983)

Alguns autores apresentam classificações mais compactas, como Incropera et al (2014) que classifica os trocadores de calor de acordo com a configuração do escoamento e do seu tipo de construção apenas. A configuração de escoamento pode ser tanto concorrente, contracorrente ou cruzado. Para o escoamento concorrente (figura 6 – imagem central), os fluidos quente e frio estão na mesma direção e em sentidos iguais fluindo paralelamente, já no escoamento contracorrente (figura 6 – imagem à esquerda), os fluidos também fluem paralelamente, porém em sentidos opostos. Já no escoamento cruzado (figura 6 – imagem à direita), os fluidos escoam perpendicularmente entre si. O quadro 1 apresenta os tipos de trocadores de calor existentes, suas configurações de escoamento e o tipo de construção de acordo com a classificação indicada por Incropera et al (2014).

Quadro 1. Configuração de escoamento e principais tipos de trocadores de calor

Tipos de Trocador de Calor	Configuração do Escoamento	Tipo de Construção
Trocador de calor de tubos concêntricos	Paralelo	Tubo concêntricos (ou bi tubular)
Trocador de calor com escoamento cruzado	Cruzado	Aletado (fluidos não misturados) Não aletado (um fluido misturado e outro não misturado)
Trocador de calor casco e tubo	Contracorrente	Passes no casco e tubo

Fonte: Autoria própria

A escolha do trocador de calor mais eficiente depende da forma de aplicação do mesmo. Assim, realizar uma análise para a determinação dos requisitos de projeto é fator decisivo para determinar a configuração do trocador de calor que será escolhido para ser utilizado.

A análise técnica e econômica da seleção do trocador de calor deve considerar os requisitos básicos que o projeto objetiva alcançar, como também deve considerar a estrutura do processo em que o trocador será inserido. A função que o trocador deverá realizar afetará significativamente a seleção e a escolha do melhor equipamento a ser utilizado.

Há uma grande disponibilidade de tipos de trocadores de calor no mercado, tornando-se possível atender a diversas aplicações e funções. Alguns dos trocadores mais comuns e muito utilizados são os trocadores de calor do tipo casco e tubo.

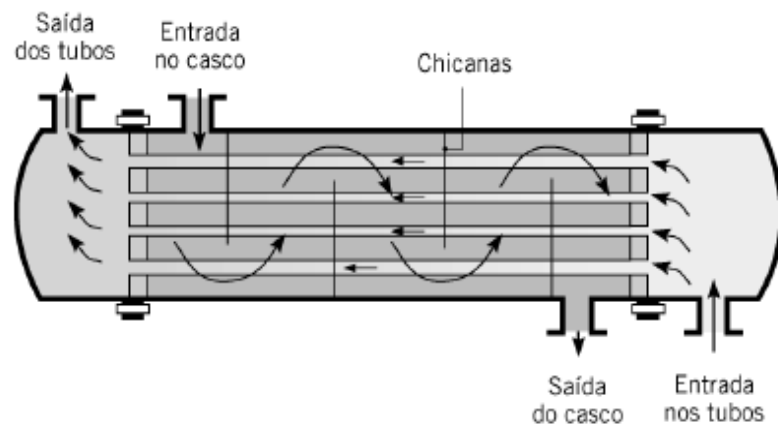
2.3.1 Trocadores de Calor Do Tipo Casco e Tubo

Trocadores de calor do tipo casco e tubo são amplamente utilizados em indústrias se comparados a outros tipos de trocadores e esse tipo de trocador de calor do tipo casco e tubo é utilizado em sistemas que requerem resistência térmica e mecânica, trabalho com diversas variações de pressão, e flexibilidade e adaptação em projetos, podendo ser utilizados para condensação, vaporização e em processos onde não ocorre mudança de fase. Normalmente é constituído por uma quantidade

de tubos envolvidos por um casco, onde um dos fluidos circula pelo interior dos tubos e o outro fluido, pelo casco, possibilitando a troca térmica.

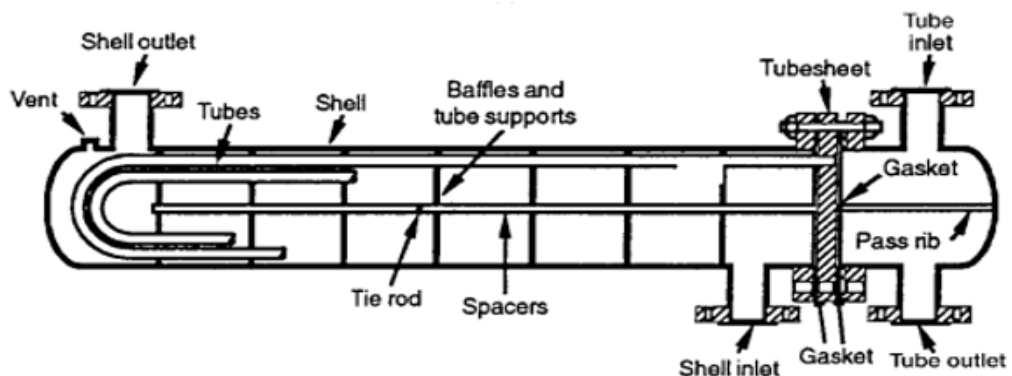
Diferentes configurações internas dos trocadores de calor do tipo casco e tubo são possíveis para alcançar o desempenho desejado e os requisitos necessários de processo, uma forma de classificação desse trocador é de acordo com a configuração de quantidade de passes no casco e nos tubos (INCROPERA et al, 2014). A figura 7 ilustra um trocador de calor do tipo casco e tubo com um passe no tubo e um passe no casco e a figura 8 ilustra o trocador de calor do mesmo tipo, porém com dois passes no tubo e um passe no casco. Estes são alguns exemplos, todavia a configuração interna dos trocadores de calor do tipo casco e tubo pode diferenciar conforme a sua solicitação.

Figura 7. Trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e um passe no tubo



Fonte: Incropera et al (2014)

Figura 8. Trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e dois passes no tubo



Fonte: Shan & Sekulic (2003)

Esses tipos de trocadores de calor possuem fluxo de escoamento cruzado, e, a sua construção com a disposição de chicanas permite aumentar o coeficiente convectivo de transferência de calor do fluido do interior do casco por causa da turbulência gerada e da velocidade do escoamento cruzado (INCROPERA et al, 2014).

As diferenciações dos trocadores de calor do tipo casco e tubo variam de acordo com as configurações desejadas, com o desempenho desejado da transferência de calor, reduções de vazamentos, controle de corrosão, controle de ruídos, dimensões, dentre outras configurações.

Esse tipo de trocador de calor é produzido em abrangência e possui alta disponibilidade no mercado, tanto em variedade de tamanhos quanto de estilos. Isso se deve ao fato da sua maleabilidade de acordo com a aplicação, pelo fato desses trocadores serem fabricados em diferentes materiais e designs possibilitando altos limites de temperatura e pressão de operação permitindo atender a distintos clientes e usuários (THULUKKANAM, 2013).

A etapa essencial para a determinação da construção do trocador de calor é o dimensionamento do mesmo, esse processo deve analisar as necessidades do projeto, as exigências estruturais e as condições em que será integrado. A literatura aborda métodos que auxiliam o dimensionamento de trocadores de acordo com modelos matemáticos.

Esses modelos matemáticos auxiliam na determinação da melhor e mais eficiente configuração do trocador para o sistema. Segundo Incropera et al (2014), há dois métodos básicos e assertivos para o dimensionamento de trocadores de calor de diversos tipos: o método do uso da média logarítmica das diferenças de temperaturas e o método da Efetividade-NUT.

2.4 Método de Efetividade-NUT

O método da efetividade-NUT objetiva avaliar o desempenho térmico de trocadores de calor em sua condição ideal, onde não se prevê vazamentos entre os fluidos durante o trabalho do trocador (Shah & Sekulic, 2003).

Esse método é usualmente aplicado quando não se tem as temperaturas de saída, tanto do fluido quente quanto do frio e quando é determinado o tipo de trocador de calor utilizado. Para a determinação da efetividade de um sistema, é necessário primeiramente calcular a transferência térmica máxima possível no trocador.

A efetividade ϵ é a relação entre a taxa de transferência de calor real e a taxa de transferência de calor teórica máxima possível. Onde relaciona-se o valor real da troca de calor com o valor máximo que pode haver variação de temperatura. Esse valor máximo ocorre quando há a variação máxima de temperatura entre os dois fluidos, assim, o fluido quente que entra com determinada temperatura experimenta a troca térmica e sai do sistema com a temperatura na qual o fluido frio entrou. Dessa forma, para o cálculo da taxa de transferência de calor máxima deve-se, obrigatoriamente, identificar quais são as temperaturas de entrada das correntes quente e fria.

O cálculo da efetividade distingue-se de acordo com o tipo do trocador de calor selecionado. Correlações foram desenvolvidas para cada trocador em particular, e essas funções são baseadas na relação que a efetividade ϵ possui com NUT, número de unidades de transferência (U), e com as taxas de capacidade de transferência de calor dos fluidos quente e frio (C_q e C_f).

O número de unidades de transferência, NUT, é designado como o tamanho não dimensional da transferência de calor ou tamanho térmico de um trocador (Shah & Sekulic, 2003), porém, em geral, o NUT não indica necessariamente o tamanho do trocador, este parâmetro relaciona a área de transferência térmica com o coeficiente de transferência. Normalmente para valores baixos de NUT a efetividade tende a ser reduzida, assim como para valores altos de NUT a efetividade tende a aumentar até um limite, aproximando-se de um valor assintótico. Essa interação entre NUT e a efetividade pode ser observada com os dados retirados do livro de Shah & Sekulic (2003), para um sistema de radiação de um automóvel o NUT é aproximadamente 0,5 unidade e a sua efetividade aproxima-se de 40%, já para um sistema de turbina à gás em um recuperador industrial o NUT de 10 unidades conta com uma efetividade de 90%, agora para um sistema de gás natural liquefeito em um recuperador o NUT pode alcançar 200 unidades com uma efetividade de 99%.

As equações desse método serão apresentadas em detalhe no capítulo 3.

Após a determinação do tipo de trocador de calor escolhido, o seu tamanho deve ser determinado para que sua área de superfície de transferência térmica seja calculada para atingir as temperaturas de saída requisitadas pelo projeto.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, descreve-se a metodologia utilizada para o estudo de viabilidade econômica do uso de um trocador de calor para a recuperação térmica dos gases de exaustão provenientes da queima direta do gás natural no processo de aquecimento da água de pré-desengraxe.

O sistema de queima direta para o aquecimento da água de pré-desengraxe gera gases que são descartados na atmosfera diretamente após o seu uso, por uma chaminé acoplada, não possuindo nenhuma outra utilidade no processo além do aquecimento já descrito.

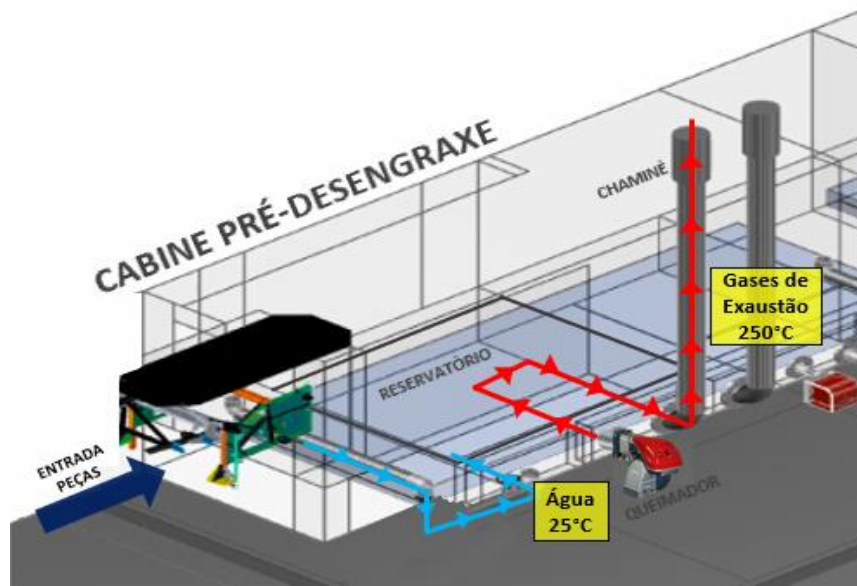
A situação proposta firma-se como o desenvolvimento de um sistema de trocador de calor, onde esses mesmos gases de exaustão poderão ser re-utilizados como pré-aquecimento da água para a etapa de pré-desengraxe, reduzindo assim o consumo de gás natural para manter a água na temperatura desejada. O dimensionamento do novo sistema, baseado em um trocador de calor entre a água e os gases quentes, possibilita uma recuperação térmica dos recursos que são atualmente descartados.

O procedimento atual na etapa de pré-desengraxe das peças, faz uso da água aquecida em uma cabine de pulverização (*spray*) para descolamento da película de óleo contida nas peças a fim de preservar sua qualidade e não permitir a ocorrência de oxidação. Essa água é aquecida em um reservatório localizado abaixo da cabine, com o auxílio de um queimador que realiza a combustão do gás natural fornecido à linha de produção. Após o aquecimento da água do reservatório, a mesma é bombeada para a cabine de pulverização das peças.

Os queimadores operam-se em média 17 horas por dia, e após a passagem dos gases de exaustão pelo duto inserido no reservatório de água, são conduzidos pela chaminé, sendo descartados para fora da estrutura fabril.

A figura 9 ilustra o esquema do processo atual desde o fornecimento da água até o descarte dos gases de exaustão após o processo de combustão do gás natural realizado pelo queimador.

Figura 9. Esquema do processo de aquecimento da água

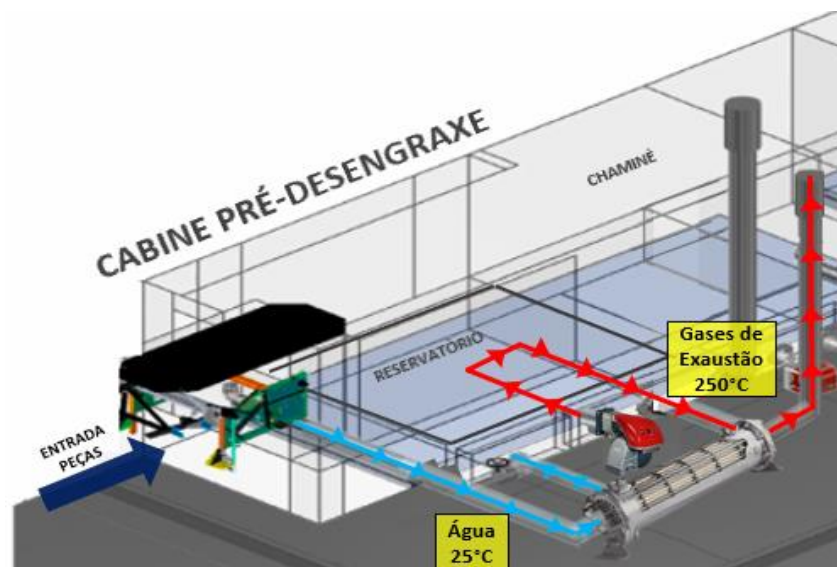


Fonte: Autoria própria

Como pode-se perceber, os gases de exaustão são descartados à temperatura de 250°C aproximadamente, e não são utilizados após o aquecimento da água do reservatório.

Já a figura 10 ilustra o esquema proposto pelas autoras, com a adição de um trocador de calor para o aquecimento prévio da água fornecida ao reservatório. Nesse esquema, a água, antes de ir para o reservatório, passa por um trocador de calor. O gases de exaustão provenientes do queimador são direcionados para o mesmo trocador de calor e reaproveitados para realizar o pré-aquecimento da água.

Figura 10. Esquema da proposta de pré-aquecimento da água com os gases de exaustão



Fonte: Autoria própria

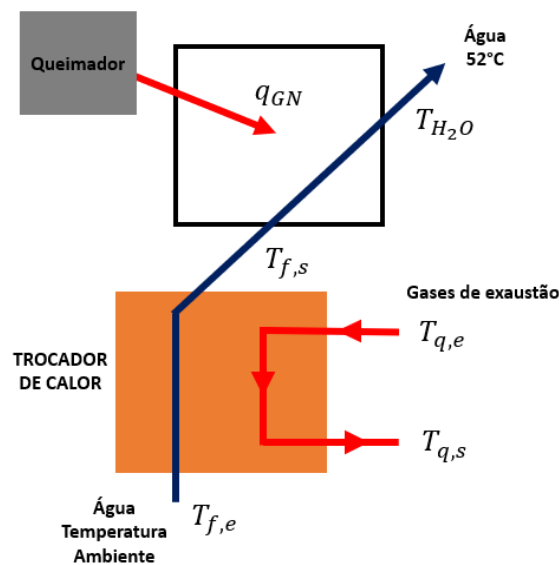
Dessa forma, faz-se possível a recuperação de energia térmica dos gases de exaustão e a conseqüente redução do consumo de gás natural para combustão.

3.1 Modelo Matemático Para o Dimensionamento do Trocador de Calor

De acordo com Incropera et al (2014), há duas formas de análise de trocadores de calor: a análise do uso da média logarítmica das diferenças de temperaturas e o método da efetividade NUT. Como o presente estudo possui foco principal na análise de viabilidade, o método ε -NUT apresenta-se como melhor escolha para a determinação da efetividade do trocador de calor.

O modelo matemático possui referência do esquema apresentado na figura 11. Onde é retratada a proposta de utilização dos gases de exaustão, gerados pela combustão, para realização da troca térmica com a água, resultando no seu pré-aquecimento.

Figura 11. Esquema da proposta de um trocador de calor para pré-aquecimento da água



Fonte: Autoria própria

Os subscritos q e f representam respectivamente os termos quente e frio, relacionados à temperatura dos fluidos. O subscrito e indica o fluido que está entrando no sistema, enquanto o subscrito s indica o fluido que está saindo.

Nesta seção, são apresentadas as equações que orientam o estudo do dimensionamento do trocador de calor. Para tanto, se faz necessário o entendimento

dos dados que serão utilizados para o dimensionamento, além do método matemático selecionado pelas autoras.

3.1.1 Trocador de Calor

O ponto principal deste trabalho consiste no dimensionamento correto do trocador de calor, a fim de que o sistema se torne o mais eficiente possível conforme os requisitos do projeto.

Para o início do processo de dimensionamento, é importante a coleta de alguns dados primordiais que nortearão a escolha do trocador de calor mais efetivo para o sistema proposto seja escolhido. Assim, dados tanto da água quanto dos gases de exaustão são necessários. Estes dados são obtidos através das informações registradas pela indústria de maquinário agrícola, apresentados no quadro 2.

Quadro 2. Dados de temperatura de entrada no trocador de calor

Fluido	Temperatura de Entrada
Gases de Exaustão	250°C
Água	25°C

Fonte: Autoria própria

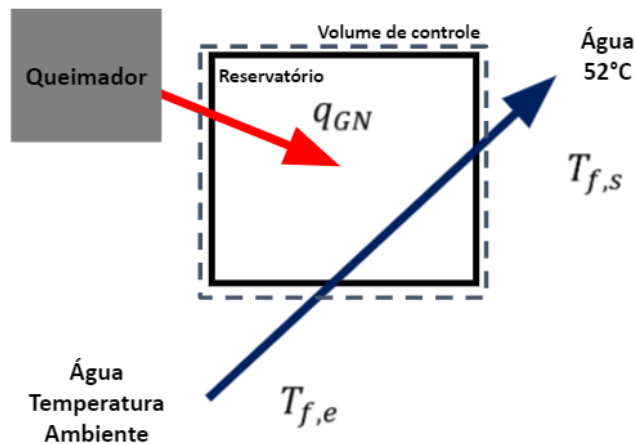
Assim sendo, foi determinado pelas autoras que o dimensionamento se baseia em um trocador de calor de casco e tubo - muito utilizado em indústrias e com grande disponibilidade no mercado -, e que a temperatura de saída da água do trocador de calor será de 35°C, promovendo um acréscimo de 10°C em comparação ao sistema atual.

O processo de dimensionamento consiste na determinação do diâmetro interno dos tubos e do seu comprimento e é feito com auxílio de um método iterativo. Deste modo, a primeira iteração resulta no valor da quantidade de tubos necessários para o trocador de calor e, conforme outras iterações sejam feitas, esse valor é aprimorado até o momento em que se alcança a efetividade desejada.

3.1.2 Balanço De Energia

Para a aplicação de um balanço de energia ao trocador a ser projetado, inicia-se pela análise da quantidade de calor que o queimador de gás natural produz. Dessa forma, essa análise é baseada no esquema da figura 12.

Figura 12. Esquema resumido do aquecimento da água



Fonte: Autoria própria

A taxa de transferência de calor resultante da queima dos gases naturais é expressa pela equação (1).

$$q_{gn} = \dot{m}_{gn} PCS_{gn} \quad (1)$$

O termo \dot{m}_{gn} é a vazão mássica do gás natural que sofre a queima direta nos queimadores e o PCS é o poder calorífico superior do mesmo.

Essa taxa pode também ser calculada pela equação (2).

$$q_{gn} = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (2)$$

Igualando as equações (1) e (2) chega-se à fórmula (3), onde é possível determinar a vazão mássica do gás natural que é utilizado para o processo.

$$\dot{m}_{gn} = \frac{\dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent})}{PCS_{gn}} \quad (3)$$

Esta vazão mássica define a quantidade que se utiliza do gás natural no sistema atual, sendo este o fator determinante para a análise da redução do consumo de gás.

No sistema atual, a água entra a 25°C e é aquecida no reservatório até atingir 52°C. Com a proposta da utilização de um trocador de calor para realizar o pré-aquecimento, resulta um aumento da temperatura de entrada da água no reservatório para 35°C. Assim, a diferença de temperatura entre $T_{f,sai}$ e $T_{f,ent}$ é reduzida, e conseqüentemente a vazão mássica da proposta experimenta uma diminuição, conforme $\dot{m}_{gn,proposto} < \dot{m}_{gn}$.

A análise da viabilidade da proposta pauta-se no estudo deste decréscimo da quantidade utilizada de gás natural, que é o responsável pela redução econômica do projeto.

O sistema proposto será viável com a utilização de um trocador de calor, e o mesmo será dimensionado através do método da *efetividade*-NUT.

3.1.3 Método da Efetividade-NUT

Para os cálculos, através do método de *efetividade*-NUT, o primeiro passo é encontrar a taxa de transferência de calor máxima, de acordo com a equação (4). Para a sua determinação, é necessário a capacidade térmica mínima C_{min} , que ocorre quando o fluido de menor taxa de capacidade calorífica experimenta a maior variação de temperatura.

$$q_{máx} = C_{min} (\Delta T_{máx}) \quad (4)$$

A maior variação possível de temperatura considera a maior e a menor temperatura do sistema conforme a equação (5).

$$\Delta T_{máx} = T_{q,ent} - T_{f,ent} \quad (5)$$

Os índices *ent* e *sai* descrevem o trajeto de entrada e saída dos fluidos.

De acordo com o sistema, a temperatura do fluido quente que entra no sistema é a maior ($T_{q,ent}$), e a do fluido frio é a menor ($T_{f,ent}$).

Para o cálculo da efetividade, é necessário também a taxa de transferência de calor real (q_{real}) que é realizada no trocador. Essa transferência será igual a taxa de transferência de calor do gás natural (q_{gn}), conforme equação (6).

$$q_{real} = q_{gn} = \dot{m}_f \cdot C_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (6)$$

A equação (7) expressa o cálculo da efetividade como a razão entre q_{real} e $q_{máx}$:

$$\varepsilon = \frac{q_{real}}{q_{máx}} \quad (7)$$

De acordo com sua definição, a efetividade é adimensional e deve estar entre $0 < \varepsilon < 1$ (INCROPERA et al, 2014). Para determinação da efetividade de um trocador de calor onde as temperaturas de saída não são conhecidas, a mesma se apresenta como função de NUT e das capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio. A relação é apresentada na equação (8):

$$\varepsilon = f(NUT, C_{mín}/C_{máx}) \quad (8)$$

Onde NUT é o número de unidades de transferência, apresentado como a relação entre o produto do coeficiente global de transferência de calor (U) e a área total de troca de calor (A_{total}) [m^2], dividido pela taxa de capacidade calorífica mínima ($C_{mín}$), como demonstrado na equação (9).

$$NUT = \frac{U \cdot A_{total}}{C_{mín}} \quad (9)$$

$C_{mín}$ e $C_{máx}$ são as taxas de capacidade caloríficas mínima e máxima do fluido, que são calculadas a partir dos dados do fluido quente e frio, como a vazão mássica

e as suas taxas de capacidades caloríficas C_q e C_f , sendo definidas de acordo com as equações (10) e (11).

$$C_q = \dot{m}_q \cdot c_{p,q} \quad (10)$$

$$C_f = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \quad (11)$$

Onde, \dot{m}_q é a vazão mássica do fluido quente, \dot{m}_f é a vazão mássica do fluido frio, assim como $c_{p,q}$ e $c_{p,f}$ são, respectivamente, calores específicos do fluido quente e do frio.

A partir do cálculo do C_q e do C_f , o mínimo entre os dois se torna o C_{\min} e o outro se torna o C_{\max} . A fim de simplificação, o termo C_r pode ser utilizado como a razão entre as taxas de capacidades caloríficas, de acordo com a equação (12).

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (12)$$

Para o método da *efetividade*-NUT, algumas relações são apresentadas para determinar a efetividade de sistemas diferentes de trocadores de calor. A efetividade ε do modelo casco e tubo é apresentada na equação (13).

$$\varepsilon_{dimensionada} = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NUT) \cdot (1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NUT) \cdot (1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1} \quad (13)$$

O presente estudo realiza a análise da viabilidade partindo do pressuposto de que a efetividade do trocador de calor é calculada em relação às taxas de transferência real e máxima. A partir desse ponto, com a efetividade determinada para o cumprimento da proposta de aumentar a temperatura de saída da água em 10°C, é necessário encontrar o valor de NUT que satisfaça a mesma.

3.1.4 Dimensionamento Do Trocador De Calor

Os dados da configuração do trocador de calor são determinados conforme o cálculo de NUT. Este é a relação entre o coeficiente global de troca térmica do tubo (U), a área total da troca de calor (A_{total}), e a menor capacidade calorífica entre os fluidos quente e frio (C_{min}). A taxa de capacidade calorífica mínima (C_{min}) é um dado do fluido e, nesta etapa, o seu valor já é conhecido.

Para dimensionar o trocador de calor, as autoras determinam previamente os valores do comprimento do trocador (L_t), os diâmetros interno ($D_{i,tubo}$) e externo ($D_{e,tubo}$) do tubo, o diâmetro de entrada do duto do fluido quente no trocador de calor (D) e o distanciamento dos tubos no trocador de calor (S_t).

No primeiro momento, é definido um valor para a quantidade de tubos (N), que será referência para os cálculos da área total da troca de calor (A_{total}) e do coeficiente global de transferência de calor do tubo (U). A quantidade de tubos do trocador será buscada através de um método iterativo até que a efetividade calculada pela equação (13) seja igual a efetividade determinada a partir da equação (7). O processo de iteração auxilia na definição do melhor resultado para a configuração do trocador de calor considerando a efetividade que é desejada para o mesmo.

A área total de troca térmica é indicada pela equação (14).

$$A_{total} = 2 \cdot N \cdot A_i \quad (14)$$

Onde A_i é a área interna de um único tubo, a multiplicação por 2 é a quantidade de passos no tubo e N é a quantidade total de tubos. A quantidade de tubos no sentido longitudinal (N_l) e no sentido transversal (N_t) será considerada igual, resultando assim em uma matriz quadrada de tubos para facilitar os cálculos conforme a equação (15).

$$N = N_l \cdot N_t = N_t^2 \quad (15)$$

Através da equação (16), a área interna da troca térmica é calculada em função do número π , do diâmetro interno ($D_{i,tubo}$) e do comprimento do trocador de calor (L_t).

$$A_i = \pi \cdot D_{i,tubo} \cdot L_t \quad (16)$$

Para o cálculo do coeficiente global de troca térmica (U) em trocadores de calor tubulares não aletados são considerados os coeficientes convectivos médios de transferência de calor do fluido que se encontra no exterior do tubo, o fluido quente (\bar{h}_e), e o que se encontra no interior do tubo, o fluido frio (\bar{h}_i), conforme a equação (17). Os prefixos “e” e “i” se referem às superfícies externas e internas dos tubos, respectivamente.

O coeficiente global de transferência de calor (U) é definido como ($U_{i,tubo}$) para fins de cálculo.

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{A_i U_{i,tubo}} = \frac{1}{\bar{h}_i A_i} + \frac{\ln(D_{e,tubo}/D_{i,tubo})}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L_t} + \frac{1}{\bar{h}_e A_e} \quad (17)$$

Simplificando a fórmula anterior e isolando o coeficiente global interno ($U_{i,tubo}$), tem-se a equação (18).

$$U_{i,tubo} = \frac{1}{(1/\bar{h}_i + (D_i \cdot \ln(D_e/D_i)/2k_t) + D_i/\bar{h}_e \cdot D_e)} \quad (18)$$

Para a obtenção do coeficiente convectivo médio de transferência de calor do escoamento externo dos tubos (\bar{h}_e), necessita-se do número de Nusselt local externo (\overline{Nu}_{De}). Considera-se o escoamento como cruzado, em decorrência da matriz tubular presente no trocador de calor. Deste modo, o número de Nusselt para o escoamento externo é função de um número adimensional (C), do número de Reynolds máximo ($Re_{D,máx}$), bem como do número de Prandtl (Pr) e do número de Prandtl de superfície (Pr_s) (ZUKAUSKAS, 1972) indicado pela equação (19).

$$\overline{Nu}_{De} = C Re_{D,máx}^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \quad (19)$$

Para utilizar essa fórmula, os critérios presentes na figura (13) devem ser satisfeitos, onde NL é o número de fileiras de tubos.

Figura 13. Requisitos para utilização da correlação de ZUKAUSKAS

$$\left[\begin{array}{c} N_L \geq 20 \\ 1000 \leq Re_{D,máx} \leq 2 \times 10^6 \\ 0,7 \leq Pr \leq 500 \end{array} \right]$$

Fonte: Incropera et al (2014)

Caso o número de fileiras de tubos seja menor do que 20, é necessário reduzir o coeficiente de transferência de calor médio, utilizando a equação (20) através da aplicação de um fator de correção C_2 , conforme figura 14.

$$\overline{Nu_{De(NL < 20)}} = C_2 \overline{Nu_{De(NL > 20)}} \quad (20)$$

Figura 14. Fator de correção do Nusselt local externo para $N_L < 20$.

TABELA 7.6 Fator de correção C_2 da Equação 7.59 para $N_F < 20$ ($Re_{D,máx} \geq 103$) [16]

N_F	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alinhadas	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Altemadas	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Fonte: Incropera et al (2014)

Segundo INCROPERA et al (2014), todas as propriedades do fluido devem ser definidas na temperatura média aritmética entre as temperaturas do fluido na entrada e na saída, conforme equação (21). Essa necessidade ocorre devido ao fato de a temperatura do fluido sofrer alterações, em função da transferência de calor que ocorre dentro do sistema. O valor de Pr_s é avaliado na temperatura de superfície.

$$\bar{T} = \frac{T_{f,ent} + T_{f,sai}}{2} \quad (21)$$

As constantes C e m para o cálculo do Nusselt local externo em fluxo cruzado estão listadas na figura 15 e são definidas conforme o valor do número de Reynolds máximo ($Re_{D,máx}$).

Figura 15. Constantes para a configuração de tubos em fluxo cruzado

TABELA 7.5 Constantes da Equação 7.58 para um feixe de tubos em escoamento cruzado [16]

Configuração	$Re_{D,máx}$	C_1	m
Alinhados	10–10 ²	0,80	0,40
Alternados	10–10 ²	0,90	0,40
Alinhados	10 ² –10 ³	} Aproxime por um único cilindro	
Alternados	10 ² –10 ³		
Alinhados ($S_T/S_L > 0,7$) ^a	10 ³ –2 × 10 ⁵	0,27	0,63
Alternados ($S_T/S_L < 2$)	10 ³ –2 × 10 ⁵	0,35(S_T/S_L) ^{1/5}	0,60
Alternados ($S_T/S_L > 2$)	10 ³ –2 × 10 ⁵	0,40	0,60
Alinhados	2 × 10 ⁵ –2 × 10 ⁶	0,021	0,84
Alternados	2 × 10 ⁵ –2 × 10 ⁶	0,022	0,84

^a Para $S_T/S_L < 0,7$, a transferência de calor é ineficiente e tubos alinhados não devem ser usados.

Fonte: Incropera et al (2014)

O valor do número de Reynolds máximo define-se em função da velocidade máxima do fluido no interior da matriz tubular ($V_{máx}$), do diâmetro externo do tubo do fluido frio no trocador ($D_{e,tubo}$), bem como o valor da viscosidade do fluido quente (ν), conforme a fórmula (22).

$$Re_{D,máx} = \frac{V_{máx} D_{e,tubo}}{\nu} \quad (22)$$

A velocidade de fluido máxima ($V_{máx}$) presente no feixe tubular se dá pela razão entre a distância em que os tubos dentro da matriz se encontram afastados uns dos outros (S_t) e a diferença entre essa mesma distância e o diâmetro do tubo ($D_{e,tubo}$). Conforme equação (23), essa razão é multiplicada pela velocidade (V) com a qual o fluido quente entra no trocador.

$$V_{máx} = \frac{S_T}{(S_T - D)} V \quad (23)$$

Considerando a vazão mássica do fluido quente de entrada (\dot{m}_q), a sua densidade (ρ_q) e a área transversal (A) do tubo é possível calcular a velocidade de entrada do fluido quente no trocador de calor (V), conforme equação (24). No presente trabalho, os fluidos quentes são os gases que, inicialmente, saem pela chaminé, provindos da combustão do gás natural. As propriedades dos gases quentes serão aproximadas para as propriedades do ar para intuito de simplificação.

$$V = \frac{\dot{m}_q}{\rho_q \cdot A} \quad (24)$$

A área transversal do tubo de entrada define-se a partir do diâmetro interno do tubo (D), conforme a equação (25).

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (25)$$

Os valores necessários para encontrar o número de Nusselt médio do escoamento externo ($\overline{Nu_{De}}$) já são conhecidos, desta forma pode-se calcular o coeficiente convectivo médio de transferência de calor externo ($\overline{h_e}$) através da equação (26). Para esse cálculo, deve-se utilizar o diâmetro externo do tubo (D_e) e o coeficiente de transferência de calor do fluido em contato com a superfície externa (k_q).

$$\overline{h_e} = \overline{Nu_{De}} \cdot \frac{k_q}{D_e} \quad (26)$$

Para o cálculo do coeficiente global de troca térmica interna do tubo ($U_{i,tubo}$), indicado anteriormente na equação (18), considera-se também o coeficiente convectivo médio de transferência de calor do escoamento interno dos tubos ($\overline{h_i}$). Para obtê-lo, necessita-se do número de Nusselt local interno ($\overline{Nu_{Di}}$) calculado através da equação de Dittus-Boelter, representada pela equação (27), para escoamentos internos turbulentos plenamente desenvolvidos em tubos circulares lisos.

$$\overline{Nu_{Di}} = 0,023 Re_{Di}^{4/5} \cdot Pr_{ar}^n \quad (27)$$

Para condições de resfriamento, onde a temperatura de saída do fluido é menor do que a temperatura média, o valor de n será considerado 0,3 e as condições, indicadas na figura 16, devem ser satisfeitas para que a equação (27) possa ser aplicada (INCROPERA et al, 2014).

Figura 16. Requisitos para utilização da fórmula de Dittus-Boelter

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \lesssim Pr \lesssim 160 \\ Re_D \gtrsim 10.000 \\ \frac{L}{D} \gtrsim 10 \end{array} \right]$$

Fonte: Incropera et al (2014)

O valor de Reynolds do escoamento interno turbulento (Re_{Di}) é dado pela equação (28), onde \dot{m}_f é a vazão mássica da água de entrada do sistema. O número de Reynolds é definido também a partir da viscosidade da água ($\mu_{\text{água}}$), e do diâmetro interno do tubo ($D_{i,tubo}$) em que a água fluirá e o número total de tubos do trocador de calor (N).

$$Re_{Di} = \frac{4\dot{m}_f}{\mu_{\text{água}} \cdot \pi \cdot D_{i,tubo} \cdot N} \quad (28)$$

Considerando o número médio de Nusselt interno ($\overline{Nu_{Di}}$), o diâmetro interno do tubo ($D_{i,tubo}$) e o coeficiente de transferência de calor por condução da água (k_f), obtém-se o coeficiente convectivo médio do escoamento interno dos tubos (\bar{h}_i), conforme a equação (29).

$$\bar{h}_i = \overline{Nu_{Di}} \cdot \frac{k_f}{D_{i,tubo}} \quad (29)$$

Após a obtenção dos valores dos coeficientes convectivos médios do escoamento interno e externo, calcula-se o coeficiente global de troca térmica interna do tubo $U_{i,tubo}$, conforme a fórmula (18). Deste modo, o valor de NUT, representado na equação (9), pode ser calculado.

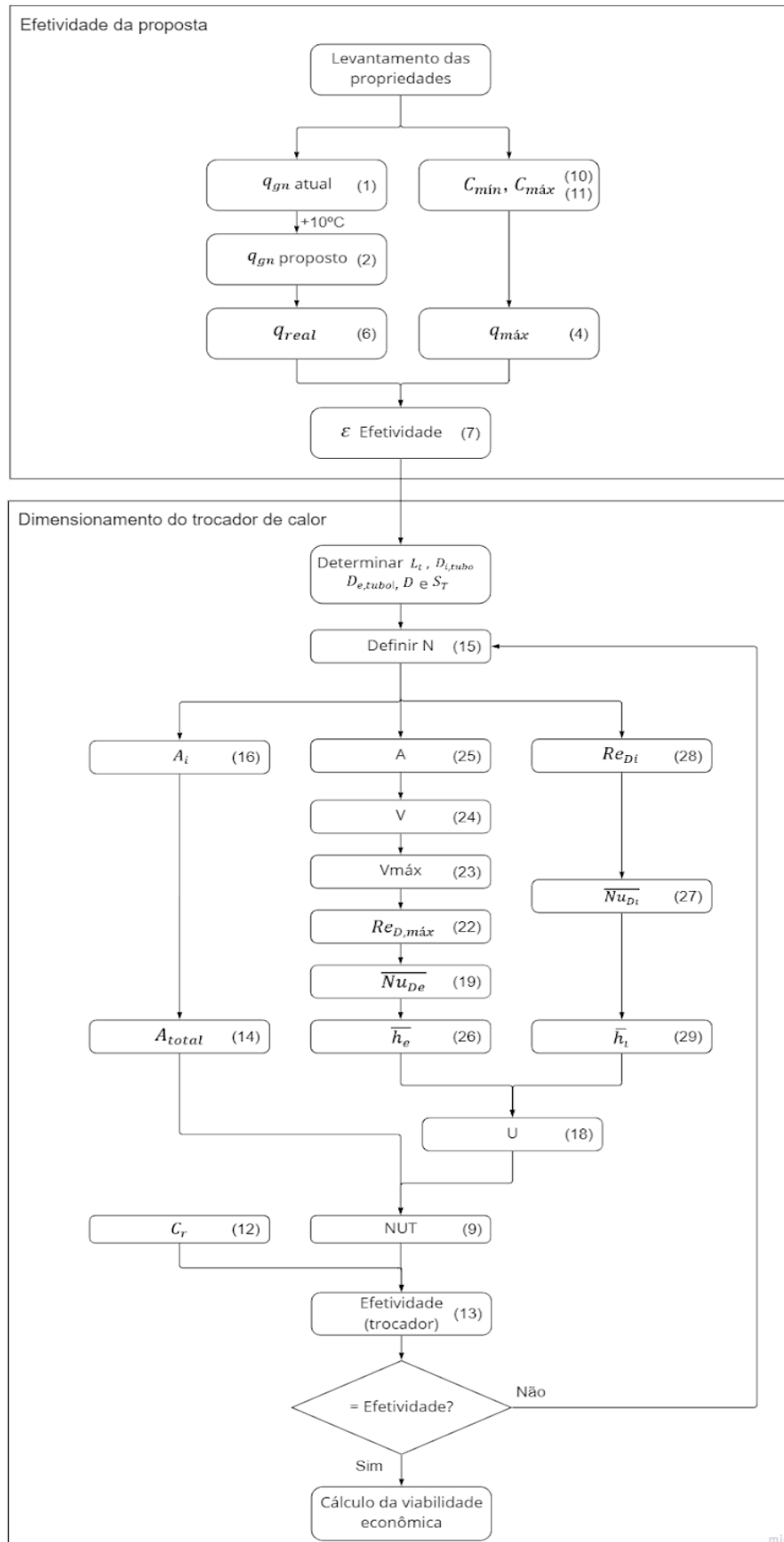
Com os valores de NUT e da relação entre as taxas de capacidade caloríficas (C_r) definidos, a efetividade ($\varepsilon_{dimensionada}$) do trocador de calor pode ser determinada, representada na equação (13).

A efetividade calculada é em relação ao número de tubos (N) definido anteriormente como a referência de iteração. Se essa efetividade ($\varepsilon_{dimensionada}$) é equivalente a efetividade (ε) necessária para que o trocador de calor realize a troca térmica desejada, a iteração no número de tubos (N) é finalizada. Deste modo, é determinada a configuração de dimensionamento do trocador de calor para atendimento do presente trabalho.

3.2 Fluxograma

Para a melhor compreensão das etapas de cálculo da efetividade e do dimensionamento do trocador de calor do tipo casco e tubo, a figura 17 apresenta um fluxograma com a sequência de cálculo.

Figura 17. Fluxograma de cálculo



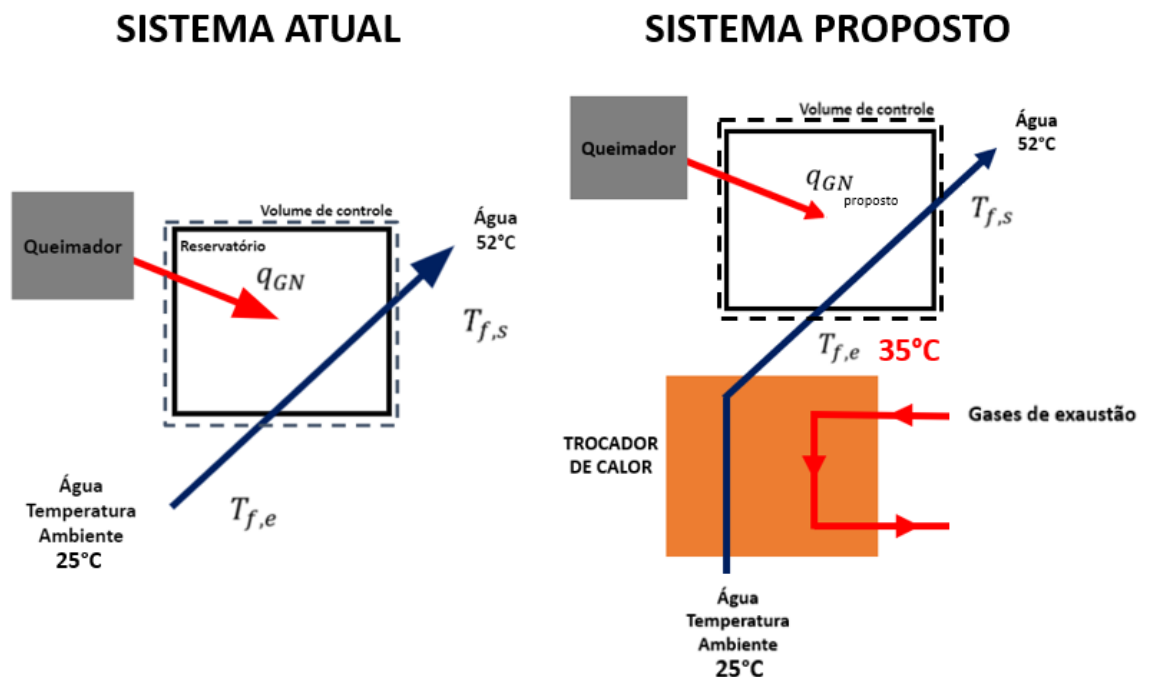
Fonte: Autoria própria

3.3 Análise de Viabilidade Econômica

A análise da viabilidade econômica da instalação do trocador de calor é realizada a partir da economia da quantidade de gás natural que é utilizada pelo queimador para aquecer a água do reservatório. O trocador de calor possibilita o aumento da temperatura da água de entrada no reservatório, gerando uma redução do calor cedido pelo queimador, e conseqüentemente a redução do gás natural utilizado.

Considerando o volume de controle como o reservatório de aquecimento da água utilizada na etapa da pintura de pré-desengraxe, os sistemas atual e proposto são apresentados na figura 18. A análise econômica é pautada na redução do q_{GN} para o $q_{GN,proposto}$.

Figura 18. Sistemas atual e proposto do aquecimento de água do reservatório



Fonte: Autoria própria

Considerando que o trocador de calor possibilita um aumento da temperatura de entrada da água no reservatório de 25°C para 35°C , a taxa de transferência de calor proposta ($q_{GN,proposto}$) que o queimador gera para o reservatório será aproximadamente 37% menor que a taxa de transferência de calor do sistema atual (q_{GN}), que não possui um trocador de calor. Assim, a vazão mássica do gás também

experimenta uma redução de aproximadamente 37%, por ser diretamente proporcional à taxa de transferência de calor.

Considerando um cálculo anual da compra de gás natural pela empresa a um valor médio de R\$ 3,33 o m³ de gás natural, conforme ajuste tarifário da Compagás em 2021 para o consumo industrial apresentado na figura 19, a economia que a instalação do trocador de calor propicia é de R\$353,58 por mês e R\$4.242,91 ao ano, conforme quadro (3).

Figura 19. Tarifas do consumo de gás natural em indústrias em Novembro de 2021

Tabela Industrial			
Faixa de Consumo	Novo Preço do Gás	Margem de Distribuição	Nova Tarifa Ex-impostos
m ³ /dia	R\$/m ³	R\$/m ³	R\$/m ³
Até 500,00	2,0175	1,3129	3,3304
De 500,01 a 1.000,00	2,0175	0,9329	2,9504
De 1.000,01 a 2.000,00	2,0175	0,8344	2,8519
De 2.000,01 a 4.000,00	2,0175	0,7903	2,8078
De 4.000,01 a 8.000,00	2,0175	0,7640	2,7815
De 8.000,01 a 16.000,00	2,0175	0,7549	2,7724
De 16.000,01 a 32.000,00	2,0175	0,7406	2,7581
De 32.000,01 a 64.000,00	2,0175	0,7303	2,7478
Acima de 64.000	2,0175	0,7137	2,7312

Fonte: Compagás (2021)

Quadro 3. Análise da redução econômica do consumo de gás natural em Novembro de 2021

Descrição	Unidades	ATUAL	PROPOSTO
Vazão mássica por segundo	kg/s	0,0003057	0,0001925
Vazão mássica diária	kg/dia	18,71076316	11,78085088
Vazão volumétrica diária	m ³ /dia	14,33244458	9,024131772
Vazão volumétrica anual	m ³ /ano	3439,786699	2165,791625
Valor do m ³	R\$/m ³	R\$ 3,33	R\$ 3,33
Valor anual	R\$/ano	R\$ 11.455,87	R\$ 7.212,95
Economia	R\$/ano	R\$ 4.242,91	

Fonte: Autoria própria.

Os resultados obtidos levaram em consideração uma redução de apenas 10°C entre as diferenças das temperaturas de entrada e saída da água do queimador.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

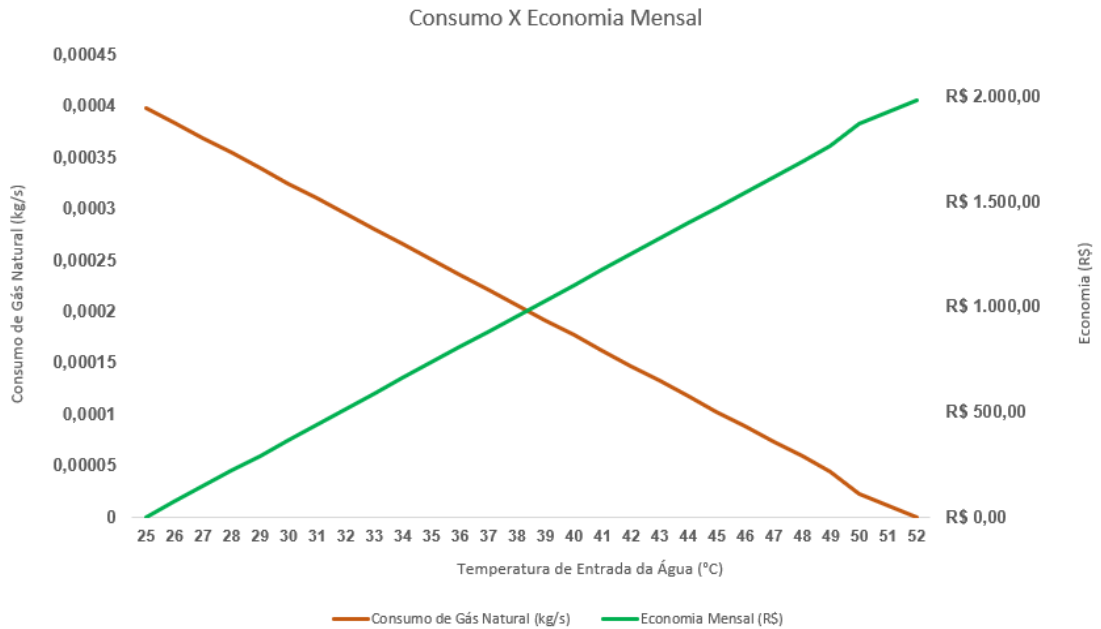
No capítulo anterior, a metodologia de cálculo é apresentada para que o trabalho seja regido por uma lógica e sequenciamento capaz de dar prosseguimento coerente a análise. Para o desenvolvimento matemático da proposta, os cálculos foram reproduzidos com o auxílio do aplicativo *Microsoft Excel* e em seguida, para a validação foi utilizado o software EES (*Engineering Equation Solver*).

No aplicativo *Microsoft Excel*, os dados das propriedades dos materiais devem ser adicionados manualmente e não possuem alteração automática, já no software EES, os dados são alterados automaticamente de acordo com as condições do problema. Dessa forma, o modelo escolhido pelas autoras para validar a proposta é o software EES, sendo que o aplicativo *Microsoft Excel* foi utilizado como parâmetro de comparação de cálculo. No apêndice A é apresentada a programação realizada no software e os seus resultados.

A proposta inicial do aumento de temperatura da água era baseada em uma adição de 10°C, porém conforme o desenvolvimento dos cálculos notou-se a possibilidade de um aumento de 27°C, resultando na temperatura de atingimento necessária de 52°C da água no reservatório para o processo produtivo e um consumo ainda menor de gás natural.

O gráfico da figura 20 confirma que quanto mais próximo do atingimento da temperatura (52°C) da água que entra no reservatório, menor é a quantidade de gás natural que será despendida para a sua combustão, gerando assim uma redução dos gastos com a compra do gás.

Figura 20 - Gráfico da relação entre a temperatura inicial da água e a economia financeira.



Fonte: Autoria própria

Os parâmetros iniciais do gás natural e da água são baseados em aproximações fornecidas pela empresa de acordo com a sua utilização na etapa da pintura, e para fins de simplificação dos cálculos as propriedades do gás natural foram aproximadas às propriedades do ar. Dessa forma, calcula-se a taxa de transferência de calor necessária (q_{real}) para que a água de 25°C aqueça para 52°C:

$$q_{real} = 1567,50 \text{ W}$$

Nos quadros 4 e 5 são apresentadas respectivamente as propriedades da água e do ar utilizadas no desenvolvimento dos cálculos. Um balanço estequiométrico é utilizado para a determinação da vazão mássica do produto da combustão do gás natural.

Quadro 4. Propriedades da água (25°C)

Propriedades da água (25°C)			
Nome	Sigla	Valor	Unidade
Calor específico	$C_{p,f}$	4180	J/kg.K
Massa específica	ρ_f	997	kg/m ³
Vazão volumétrica	\dot{v}_f	1,3931 x 10 ⁻⁵	m ³ /s
Vazão mássica	\dot{m}_f	0,0138889	kg/s
Viscosidade	μ_{agua}	0,0009	N.s/m ²

Fonte: Autoria própria

Quadro 5. Propriedades do gás natural (250°C)

Propriedades do gás natural (250°C)			
Nome	Sigla	Valor	Unidade
Calor específico	$C_{p,q}$	1035	J/kg.K
Massa específica	ρ_q	0,766	kg/m ³
Vazão volumétrica	\dot{v}_q	0,006863	m ³ /s
Vazão mássica	\dot{m}_q	0,006991	kg/s

Fonte: Autoria própria

4.1 Resultados Do Dimensionamento Do Trocador de Calor

O material utilizado para confecção dos tubos é o Aço AISI 302, devido a suas propriedades e boa resistência à corrosão. Para fins de cálculo e utilização de materiais comerciais, o comprimento do trocador de calor (L_t), o diâmetro interno do tubo ($D_{i,tubo}$), o diâmetro externo do tubo ($D_{e,tubo}$), o diâmetro de entrada do gás no

trocador (D) e o espaçamento entre os tubos internos do casco (S_t) são apresentados conforme o quadro 6:

Quadro 6. Parâmetros de entrada para o trocador de calor

Nome	Sigla	Valor	Unidade
Comprimento do Trocador de Calor	L_t	0,5	m
Diâmetro Interno do Tubo	$D_{i,tubo}$	½	pol
Diâmetro Externo do Tubo	$D_{e,tubo}$	0,02	m
Diâmetro da Tubulação do Gás	D	1	pol
Espaçamento entre Tubos	S_t	0,03	m

Fonte: Autoria própria

O fator de iteração é o número de fileiras de tubos para quais o trocador será projetado. O quadro 7 apresenta a simulação da iteração do número de fileiras (N) e os subsequentes dados calculados a partir dessas variáveis dos escoamentos interno e externo.

Quadro 7. Iteração do número de tubos e escoamento interno e externo

Número de tubos (N)	Escoamento Interno			Escoamento Externo		
	Reynolds Diâmetro Interno (ReDi)	Nusselt Diâmetro Interno (NuDi)	Coefficiente de convecção médio (h_i)	Reynolds Diâmetro Externo (ReD,máx)	Nusselt Diâmetro Externo (NuDe)	Coefficiente de convecção médio (h_e)
4	390,90	3,66	171,4	21297	52,18	122,00
9	173,70	3,66	171,4	21297	56,09	131,10
16	97,73	3,66	171,4	21297	58,70	137,20
25	62,55	3,66	171,4	21297	60,01	140,30

36	43,43	3,66	171,4	21297	60,98	142,60
----	-------	------	-------	-------	-------	--------

Fonte: Autoria própria

De acordo com os parâmetros iniciais da geometria e as iterações nos números de tubos do trocador, as tabelas exemplificam a interação e a influência que a geometria do equipamento impacta na sua funcionalidade - considerando principalmente a quantidade de tubos, o que gera um aumento ou redução da área total de troca térmica.

No quadro 7, é possível evidenciar que o escoamento externo é turbulento, e com isso, os pré-requisitos necessários para a aplicação da fórmula de Zukauskas foram preenchidos. Um fator de correção teve de ser aplicado para encontrar o Nusselt externo, devido ao fato de que o nosso trocador apresentou uma quantidade de fileiras de tubos inferior a 20.

Por outro lado, nosso escoamento interno foi classificado como laminar, o que torna inviável a utilização da fórmula de Dittus-Boelter para obter o número de Nusselt interno. Segundo INCROPERA (2014), para casos em que o escoamento interno é laminar, o Nusselt é uma constante que independe do valor de Reynolds e de sua posição axial, resultando em um coeficiente de convecção interno médio constante.

O quadro 8 apresenta os dados calculados do coeficiente global de transferência de calor $U_{i,tubo}$, número de unidades de transferência NUT , efetividade ϵ transferência de calor do trocador q_{tc} , transferência de calor real q_{real} e a temperatura de saída da água $T_{saída}$ de acordo com a iteração proposta dos números de fileiras NL.

Quadro 8. Influência da iteração do número de tubos e a geometria do trocador de calor

N	$U_{i,tubo}$ (W/m ² K)	NUT	ϵ	q_{tc} W	q_{real} W	$T_{saída}$ °C
4	84,35	0,930	0,605	985,73	1567,50	41,9
9	87,37	2,168	0,885	1441,53	1567,50	49,8
16	89,27	3,939	0,980	1595,96	1567,50	52,5

25	90,18	6,217	0,998	1624,41	1567,50	52,9
36	90,86	9,020	0,999	1627,46	1567,50	53,0

Fonte: Autoria própria

Para que o trocador cumpra com a proposta, o valor da taxa de transferência de calor calculada (q_{tc}) deve ser igual ou maior que a taxa de transferência de calor real (q_{real}), inviabilizando, portanto, os trocadores de calor de matriz 2x2 e 3x3.

Devido à alta temperatura de 250°C em que os gases de exaustão chegam até o sistema, optou-se por desenvolver um trocador de calor casco e tubo de apenas um passe no casco e um passe no tubo - pois já seria o suficiente para a água atingir a temperatura desejada e gerando um menor custo para o trocador.

Dessa forma, nota-se que os valores de um trocador de calor com matriz quadrática de 4x4 tubos é o que satisfaz as condições da proposta com o melhor aproveitamento da estrutura - considerando que uma maior quantidade de tubos gera maior quantidade de material e necessidade de um espaço físico, resultando em um maior custo do trocador.

Ponderando que a análise não considera as perdas térmicas que possam ocorrer nos elementos da tubulação da chaminé e da água, considera-se neste trabalho que o trocador de matriz quadrática 5x5 se apresenta como o mais apropriado na visão das autoras pelo maior fator de segurança no atingimento da temperatura ideal da água de 52°C.

4.2 Análise da Viabilidade Econômica

De acordo com os resultados obtidos na seção anterior, um orçamento foi solicitado para um fabricante e fornecedor de trocadores de calor localizado na cidade de Curitiba-PR.

Para um trocador de calor de casco e tubo com as condições dimensionadas, a proposta do orçamento resulta em um investimento de R\$ 11.700,00 para a compra do trocador. Sendo que a economia financeira mensal é de R\$ 1.987,75, conforme dados apresentados no quadro 9, comparado com a proposta inicial do trabalho. Essa

redução é calculada baseada no preço do gás natural comercializado industrialmente em Curitiba-PR apresentado na Figura 21 e no gás que deixará de ser consumido no aquecedor.

Quadro 9. Comparação da análise de redução econômica em junho (2022)

Descrição	Unidade	ATUAL	PROPOSTO INICIAL (-10°C)	PROPOSTA FINAL
Vazão mássica por segundo	kg/s	0,1388	0,00025	≈ 0
Vazão volumétrica diária	m ³ /dia	18,702	11,775	≈ 0
Vazão volumétrica mensal	m ³ /mês	411,440	259,054	≈ 0
Valor do m ³	R\$/m ³	R\$ 4,83	R\$ 4,83	R\$ 4,83
Valor mensal	R\$/mês	R\$ 1987,75	R\$ 1251,54	≈ R\$ 0,00
Economia	R\$/mês	R\$ 0,00	R\$ 736,21	R\$ 1987,75

Fonte: Autoria própria.

Figura 21. Tarifas do consumo de gás natural em indústrias em Junho de 2022

TABELA TARIFÁRIA INDUSTRIAL				
Faixa de Consumo	Novo Preço do Gás	Margem Resolução 4/2022	Parcela de Recuperação da Conta Gráfica	Nova Tarifa
Faixas m ³ /dia	R\$/m ³	R\$/m ³	R\$/m ³	R\$/m ³
0 - 500,00	3,2854	1,5458	0	4,8312
500,01 - 1.000,00	3,2854	1,0984	0	4,3838
1.000,01 - 2.000,00	3,2854	0,9824	0	4,2678
2.000,01 - 4.000,00	3,2854	0,9305	0	4,2159
4.000,01 - 8.000,00	3,2854	0,8995	0	4,1849
8.000,01 - 16.000,00	3,2854	0,8888	0	4,1742
16.000,01 - 32.000,00	3,2854	0,8720	0	4,1574
32.000,01 - 64.000,00	3,2854	0,8598	0	4,1452
Acima de 64.000,00	3,2854	0,8403	0	4,1257

Fonte: Compagás (2022)

5 CONCLUSÕES

A proposta deste trabalho era a análise da viabilidade econômica da instalação de um trocador de calor para o aquecimento prévio da água anteriormente à sua entrada no reservatório para ser utilizada no processo da pintura, usufruindo dos conhecimentos adquiridos das ciências térmicas.

Deste modo, o trocador de calor casco e tubo foi o escolhido pelas autoras para a condução da proposta, por se tratar de um trocador de calor que apresenta alta versatilidade para indústrias e um equipamento com bom rendimento.

Para os cálculos da eficiência desse dispositivo, optou-se por avaliar o mesmo de acordo com a metodologia da efetividade-NUT, visto que as temperaturas de saída dos fluidos do trocador eram desconhecidas. Nesse método, cada configuração de trocador de calor apresenta uma correlação específica entre o valor de NUT, da efetividade e das taxas de capacidade de transferência de calor de ambos os fluidos – portanto, foi de suma importância a escolha do tipo do trocador de calor, pois este impactou diretamente na eficiência do projeto.

Com o tipo do trocador de calor definido, a metodologia se apresentou satisfatória para a obtenção dos resultados mínimos desejados. Entretanto, vale ressaltar que o método de efetividade-NUT calcula o desempenho térmico do trocador a partir do pressuposto de que este opera sob as condições ideais, sem levar em consideração as possíveis perdas por vazamentos dos fluidos.

Com o auxílio do software EES, a programação desenvolvida permitiu calcular as variáveis pertinentes para o funcionamento do equipamento, além de apresentar os resultados de acordo com a geometria do trocador de calor.

De acordo com os parâmetros iniciais e com a meta da proposta do trabalho, os cálculos indicaram que o trocador de calor de matriz quadrática 4x4 atende às necessidades do problema, porém que um de matriz 5x5 seria o mais indicado considerando uma margem de segurança após a construção do mesmo e outros fatores externos que podem influenciar direta e indiretamente no seu funcionamento.

O trabalho permitiu desenvolver uma proposta de instalação de um trocador de calor casco e tubo de comprimento 0,5 metros com 25 tubos e espaçamento entre tubos de 0,03 metros, atendendo às limitações de espaço físico da empresa.

De acordo com os resultados, o trabalho apresentou dados satisfatórios que evidenciam a possibilidade de um abastecimento de água já aquecido para o reservatório abaixo da cabine de pré-desengraxe. Esse abastecimento de água quente proporciona uma redução do consumo energético de gás natural.

O valor do orçamento base solicitado ao fabricante indica que o investimento da instalação do trocador de calor casco e tubo com as características do dimensionamento propostas terá um tempo de *payback* de aproximadamente 6 meses para a empresa. Ou seja, a partir da instalação do trocador de calor, o seu valor será pago em 6 meses, além disso, a proposta deste trabalho poderá gerar em 5 anos uma economia de até R\$ 120.000,00 para a empresa.

Ressalta-se que alguns dados podem ser alterados com a fabricação do trocador, pois o projeto não considerou modelagem 3D e simulação do funcionamento do equipamento

Considerando que a empresa disponibiliza capital para investimentos em projetos com até 2 anos de tempo de *payback*, o trabalho apresentado se torna viável economicamente. Além disso, o cenário atual da comercialização do gás natural apresentou um aumento percentual de 31% do seu valor desde o mês de novembro de 2021, reforçando a atratividade da realização de projetos de redução do seu consumo.

O trabalho reforça ainda a importância do enfoque na eficiência energética, visando a sustentabilidade da organização e a otimização dos seus processos sem impactar na qualidade dos seus produtos.

REFERÊNCIAS

ALVES, Kevyn Vaz. **Viabilidade da utilização de painéis solares na indústria química em Sistema Ongrid**. 2018. 16f. Monografia (Especialização em Automação e Controle de Processos Industriais) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2018.

BERTINOTTI, Celso Ricardo. Guia de Cogeração e Geração de Energia Elétrica a Gás Natural. São Paulo, 2016. Disponível em: <https://www.gasbrasiliano.com.br/media/upload/informacoes-tecnicas/arquivo/guia-de-cogeracao-formatado.pdf> . Acesso em: 09, nov. 2021.

BOYCE, Meherwan P. **Gas turbine engineering handbook**. Elsevier, 2011.

DE FREITAS MONTEIRO, Jorge Venâncio; DA SILVA, José Roberto Nunes Moreira. **Gás natural aplicado à indústria e ao grande comércio**. Editora Blucher, 2010.

DEMARCHI, Luciano César. **Definição e aplicação de metodologia para melhorar a eficiência energética na indústria**. 2020. 16f. Monografia (Especialização em Engenharia da Produção) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2020.

DOS SANTOS, Edmilson Moutinho. **Gás natural: estratégias para uma energia nova no Brasil**. Annablume, 2002.

EIA, U. S. International energy outlook 2009. **Washington, DC: Energy Information Administration (EIA), Office of Integrated Analysis and Forecasting, US Department of Energy**, v. 20585, 2009.

EPE (Empresa de Pesquisa Energética). **Balanço Energético Nacional (BEN) 2021: Ano base 2020**, 2021. Disponível em: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-601/topico-588/BEN_S%C3%ADntese_2021_PT.pdf. Acesso em 11 out. 2021.

FLIN, David. **Cogeneration: A user's guide**. IET, 2009.

GOLDEMBERG, José; LUCON, Oswaldo. Energia e meio ambiente no Brasil. **Estudos avançados**, v. 21, n. 59, p. 7-20, 2007.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L. **Fundamentos de Transferência de Calor E de Massa** . Grupo Gen-LTC, 2014.

INEE. O que é Cogeração. **Instituto Nacional de Eficiência Energética**, c2021. Disponível em: http://www.inee.org.br/forum_co_geracao.asp?Cat=qd . Acesso em: 10, nov. 2021.

MOISÉS, Marco Aurélio Martins. **Benefícios da Cogeração a Gás Natural para o Estado de São Paulo**. 2008. 157f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Instituto de Tecnologia Mauá, São Caetano do Sul, 2008.

MORAES, Carmelina Suquerê de. **Análise de medidas para efficientização e uso racional da energia elétrica em condicionadores de ar**. 2013. 175 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Edificações e Ambiental) - Universidade Federal de Mato Grosso, Faculdade de Arquitetura, Engenharia e Tecnologia, Cuiabá, 2013.

MORAN, Michael J. et al. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. John Wiley & Sons, 2013.

MOURA, Thaís Traldi. **DEFINIÇÃO DE REGRAS PARA MUDANÇAS DE ESTADO DE EQUIPAMENTOS DE UMA LINHA DE PRODUÇÃO COM GARGALO FIXO, VISANDO REDUÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA**. 2016. 116f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, 2016.

PIRES, Adriano. Pandemia e falta de planejamento explicam apagão do gás natural no mundo. **O Estado de São Paulo**, São Paulo, 30 de out. 2021. Disponível em: <<https://economia.estadao.com.br/noticias/geral,pandemia-e-falta-de-planejamento-explicam-apagaodo-gas-natural-no-mundo,70003884712>> Acesso em: 03, nov. 2021.

REIS, H. L. S. **Gás natural**. In: PEDROSA-SOARES, A. C.; VOLL, E.; CUNHA, E. C. (Eds.). RECURSOS MINERAIS DE MINAS GERAIS. Belo Horizonte: Companhia de Desenvolvimento de Minas Gerais (CODEMGE), 2018.

SCHLUNDER, Ernst U. **Heat exchanger design handbook**. 1983.

SHAH, Ramesh K.; SEKULIC, Dusan P. **Fundamentals of heat exchanger design**. John Wiley & Sons, 2003.

SOUZA, Francisco José da Rocha de. **O setor de Gás Natural no Mundo**. Câmara dos Deputados, 2010.

THULUKKANAM, Kuppan. **Heat exchanger design handbook**. CRC press, 2013.

UDAETA, Miguel Morales; GALVÃO, Luiz Cláudio Ribeiro; RODRIGUES, Raquel Gomes Brito. **CENÁRIO ATUAL DO GÁS NATURAL EM SÃO PAULO**. In: Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás, nº 3, 2005, Salvador. Trabalho Técnico Científico. Salvador, 2004.

ZUKAUSKAS, Algirdas, Heat Transfer from Tubes in Cross Flow, in J. P. Hartnett and T. F. Irvine, Jr., Eds., **Advances in Heat Transfer**, Vol. 8, Academic Press, Nova Iorque, 1972.

APÊNDICE A - Programação do Software EES

PROGRAMAÇÃO DO SOFTWARE EES

Programação desenvolvida no software EES para realização do dimensionamento do trocador de calor.

"Dimensionamento Trocador de Calor (Efetividade - NUT)"

"!Dados:"

$$T_{f_ent} = 25[C]$$

$$T_{f_sai} = 52[C]$$

$$Cp_f = Cp(\text{Water}; T=25; P=101)$$

$$m_f = 0,013889 [kg/s]$$

"Temperatura de entrada da água"

"Temperatura de saída da água"

"Calor específico da água"

"Vazão mássica da água"

$$T_{q_ent} = 250[C]$$

$$Cp_q = Cp(\text{Air_ha}; T=250; P=101)$$

$$m_q = 0,006991627 [kg/s]$$

"Temperatura de entrada do gás"

"Calor específico do gás"

"Vazão mássica do gás"

$$D_i = (1/2)[inch] * Convert(inch; m)$$

$$D_e = D_i + 0,005[m]$$

$$L = 0,5[m]$$

$$St = 0,03[m]$$

$$NI=5$$

$$N = NI^2$$

"Diâmetro interno do tubo"

"Diâmetro externo do tubo"

"Comprimento do trocador de calor"

"Distância entre tubos"

"Quantidade de fileiras de tubos"

"Quantidade total de tubos"

"Cálculos:"

$$C_f = Cp_f * m_f * Convert(kJ/K-s; W/K)$$

$$C_q = Cp_q * m_q * Convert(kJ/K-s; W/K)$$

$$C_{max} = C_f$$

$$C_{min} = C_q$$

$$T_{max} = T_{q_ent} - T_{f_ent}$$

$$q_{max} = C_{min} * T_{max}$$

$$q_{real} = C_f * (T_{f_sai} - T_{f_ent})$$

"Capacidade calorífica da água"

"Capacidade calorífica do gás"

"Capacidade calorífica máxima"

"Capacidade calorífica mínima"

"Temperatura máxima"

"Taxa de transferência de calor máxima"

"Taxa de transferência de calor real"

"!Área:"

$$A_i = D_i * L * pi$$

$$A_{total} = A_i * N$$

"Área interna tubo"

"Área total - troca de calor"

"!Escoamento interno:"

$$n_{int} = 0,4$$

$$\mu_f = Viscosity(\text{Water}; T=25; P=101)$$

$$Pr_f = Prandtl(\text{Water}; T=25; P=3,53)$$

$$k_f = Conductivity(\text{Water}; T=25; P=3,53)$$

$$Re_{Di} = (4 * m_f) / (\mu_f * pi * D_i * N)$$

$$Nusselt_{Di} = 0,023 * (Re_{Di}^{4/5}) * (Pr_f * n_{int})$$

$$Nusselt_{Di} = 3,66$$

$$hi = Nusselt_{Di} * k_f / D_i$$

"Coeficiente n"

"Viscosidade da água"

"Prandtl da água"

"Condutividade térmica da água"

"Reynolds interno"

"Número de Nusselt"

"Coeficiente convectivo interno"

"!Escoamento externo:"

$D = 1$ [inch]*Convert(inch;m)	"Diâmetro tubo de entrada do trocador"
$A = \pi \cdot (D^2) / 4$	"Área de entrada"
$\rho_{q} = \text{Density}(\text{Air_ha}; T=250; P=101)$	"Densidade do gás"
$Pr_{q} = \text{Prandtl}(\text{Air_ha}; T=250; P=101)$	"Prandtl do gás"
$Pr_{s,q} = \text{Prandtl}(\text{Air_ha}; T=150; P=101)$	"Prandtl de superfície do gás"
$m_{ext} = 0,5$	"Coeficiente m"
$C_{ext} = 0,51$	"Coeficiente C1"
$n_{ext} = 0,37$	"Coeficiente n"
$T_{m} = (T_{f_ent} + T_{f_sai})/2$	"Temperatura média"
$T_{med} = \text{ConvertTemp}(C;K;T_{m})$	"Temperatura média"
$\nu_{q} = \text{KinematicViscosity}(\text{Air_ha}; T=250; P=101)$	"Viscosidade cinemática do gás"
$V = m_{q} / (\rho_{q} \cdot A)$	"Velocidade do gás"
$V_{max} = (St/(St-D_e)) \cdot V$	"Velocidade máxima do gás"
$Re_{De} = V_{max} \cdot D_e / \nu_{q}$	"Reynolds externo"
$Nusselt_{De1} = C_{ext} \cdot (Re_{De} \cdot m_{ext}) \cdot (Pr_{q} \cdot n_{ext}) \cdot ((Pr_{q}/Pr_{s,q})^{0,25})$	"Número de Nusselt externo corrigido"
$Nusselt_{De} = Nusselt_{De1}^{0,93}$	"Número de Nusselt externo corrigido"
$k_{q} = \text{Conductivity}(\text{Air_ha}; T=250; P=101)$	"Condutividade térmica do gás"
$h_e = Nusselt_{De} \cdot k_{q} / D_e$	"Coeficiente convectivo externo"

"!Ui Tubo:"

$K_t = 15,10$ [W/m-K]	"Condutividade térmica do Aço AISI 201"
$U_{i_tubo} = 1 / ((1/h_i) + ((D_i \cdot \ln(D_e/D_i)) / (2 \cdot K_t)) + (D_i / (h_e \cdot D_e)))$	"Coef global de transf de calor"

"!Efetividade NUT:"

$NUT = U_{i_tubo} \cdot A_{total} / C_{min}$	"NUT"
$\epsilon = 1 - \exp(-NUT)$	"Efetividade"
$q_{Trocador} = q_{max} \cdot \epsilon$	"Taxa de transferência de calor do trocador"
$T_{f_saida} = (q_{Trocador} / (m_f \cdot C_{p_f} \cdot 1000)) + T_{f_ent}$	"Temperatura final da água"

Resultados para NI = 2

$A = 0,0005067$ [m ²]	$A_i = 0,01995$ [m ²]	$A_{total} = 0,0798$ [m ²]	$C_{p_f} = 4,183$ [kJ/kg-K]
$C_{p_q} = 1,035$ [kJ/kg-K]	$C_{ext} = 0,51$	$C_f = 58,1$ [W/K]	$C_{max} = 58,1$ [W/K]
$C_{min} = 7,234$ [W/K]	$C_q = 7,234$ [W/K]	$D = 0,0254$ [m]	$D_e = 0,0177$ [m]
$D_i = 0,0127$ [m]	$\epsilon = 0,605610$	$h_e = 122$ [W/m ² -K]	$h_i = 171,4$ [W/m ² -K]
$k_f = 0,5947$ [W/m-K]	$k_q = 0,04138$	$K_t = 15,1$ [W/m-K]	$L = 0,5$ [m]
$\mu_f = 0,0008905$	$m_{ext} = 0,5$	$m_f = 0,01389$ [kg/s]	$m_q = 0,006992$ [kg/s]
$N = 4$	$NI = 2$	$Nusselt_{De} = 52,18$	$Nusselt_{De1} = 65,22$
$Nusselt_{Di} = 3,66$	$NUT = 0,9304$	$v_q = 0,00004161$	$n_{ext} = 0,37$
$n_{int} = 0,4$	$Pr_f = 6,264$	$Pr_q = 0,6993$	$Pr_{s,q} = 0,6984$
$Q_{max} = 1628$ [W]	$Q_{real} = 1569$ [W]	$Q_{Trocador} = 985,73$ [W]	$Re_{De} = 21297$
$Re_{Di} = 390,9$	$\rho_q = 0,6722$	$St = 0,03$ [m]	$T_{f,ent} = 25$ [C]
$T_{f,sai} = 52$ [C]	$T_{f,saida} = 41,97$ [C]	$T_m = 38,5$ [C]	$T_{max} = 225$ [K]
$T_{med} = 311,7$ [K]	$T_{q,ent} = 250$ [C]	$U_{i,tubo} = 84,35$ [W/m ² -K]	$V = 20,53$ [m/s]
$V_{max} = 50,07$ [m/s]			

Resultados para NI = 3

$A = 0,0005067 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_i = 0,01995 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{\text{total}} = 0,1795 \text{ [m}^2\text{]}$	$C_{p_f} = 4,183 \text{ [kJ/kg-K]}$
$C_{p_q} = 1,035 \text{ [kJ/kg-K]}$	$C_{\text{ext}} = 0,51$	$C_f = 58,1 \text{ [W/K]}$	$C_{\text{max}} = 58,1 \text{ [W/K]}$
$C_{\text{min}} = 7,234 \text{ [W/K]}$	$C_q = 7,234 \text{ [W/K]}$	$D = 0,0254 \text{ [m]}$	$D_e = 0,0177 \text{ [m]}$
$D_i = 0,0127 \text{ [m]}$	$\varepsilon = 0,885650$	$h_e = 131,1 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$	$h_i = 171,4 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$
$k_f = 0,5947 \text{ [W/m-k]}$	$k_q = 0,04138$	$K_t = 15,1 \text{ [W/m-K]}$	$L = 0,5 \text{ [m]}$
$\mu_f = 0,0008905$	$m_{\text{ext}} = 0,5$	$m_f = 0,01389 \text{ [kg/s]}$	$m_q = 0,006992 \text{ [kg/s]}$
$N = 9$	$NI = 3$	$Nusselt_{De} = 56,09$	$Nusselt_{De1} = 65,22$
$Nusselt_{Di} = 3,66$	$NUT = 2,168$	$v_q = 0,00004161$	$n_{\text{ext}} = 0,37$
$n_{\text{int}} = 0,4$	$Pr_f = 6,264$	$Pr_q = 0,6993$	$Pr_{s,q} = 0,6984$
$Q_{\text{max}} = 1628 \text{ [W]}$	$Q_{\text{real}} = 1569 \text{ [W]}$	$Q_{\text{Trocador}} = 1441,53 \text{ [W]}$	$Re_{De} = 21297$
$Re_{Di} = 173,7$	$\rho_q = 0,6722$	$St = 0,03 \text{ [m]}$	$T_{f,\text{ent}} = 25 \text{ [C]}$
$T_{f,\text{sai}} = 52 \text{ [C]}$	$T_{f,\text{saida}} = 49,81 \text{ [C]}$	$T_m = 38,5 \text{ [C]}$	$T_{\text{max}} = 225 \text{ [K]}$
$T_{\text{med}} = 311,7 \text{ [K]}$	$T_{q,\text{ent}} = 250 \text{ [C]}$	$U_{i,\text{tubo}} = 87,37 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$	$V = 20,53 \text{ [m/s]}$
$V_{\text{max}} = 50,07 \text{ [m/s]}$			

Resultados para NI = 4

$A = 0,0005067 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_i = 0,01995 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{\text{total}} = 0,3192 \text{ [m}^2\text{]}$	$C_{p_f} = 4,183 \text{ [kJ/kg-K]}$
$C_{p_q} = 1,035 \text{ [kJ/kg-K]}$	$C_{\text{ext}} = 0,51$	$C_f = 58,1 \text{ [W/K]}$	$C_{\text{max}} = 58,1 \text{ [W/K]}$
$C_{\text{min}} = 7,234 \text{ [W/K]}$	$C_q = 7,234 \text{ [W/K]}$	$D = 0,0254 \text{ [m]}$	$D_e = 0,0177 \text{ [m]}$
$D_i = 0,0127 \text{ [m]}$	$\varepsilon = 0,980528$	$h_e = 137,2 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$	$h_i = 171,4 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$
$k_f = 0,5947 \text{ [W/m-k]}$	$k_q = 0,04138$	$K_t = 15,1 \text{ [W/m-K]}$	$L = 0,5 \text{ [m]}$
$\mu_f = 0,0008905$	$m_{\text{ext}} = 0,5$	$m_f = 0,01389 \text{ [kg/s]}$	$m_q = 0,006992 \text{ [kg/s]}$
$N = 16$	$NI = 4$	$Nusselt_{De} = 58,7$	$Nusselt_{De1} = 65,22$
$Nusselt_{Di} = 3,66$	$NUT = 3,939$	$v_q = 0,00004161$	$n_{\text{ext}} = 0,37$
$n_{\text{int}} = 0,4$	$Pr_f = 6,264$	$Pr_q = 0,6993$	$Pr_{s,q} = 0,6984$
$Q_{\text{max}} = 1628 \text{ [W]}$	$Q_{\text{real}} = 1569 \text{ [W]}$	$Q_{\text{Trocador}} = 1595,96 \text{ [W]}$	$Re_{De} = 21297$
$Re_{Di} = 97,73$	$\rho_q = 0,6722$	$St = 0,03 \text{ [m]}$	$T_{f,\text{ent}} = 25 \text{ [C]}$
$T_{f,\text{sai}} = 52 \text{ [C]}$	$T_{f,\text{saida}} = 52,47 \text{ [C]}$	$T_m = 38,5 \text{ [C]}$	$T_{\text{max}} = 225 \text{ [K]}$
$T_{\text{med}} = 311,7 \text{ [K]}$	$T_{q,\text{ent}} = 250 \text{ [C]}$	$U_{i,\text{tubo}} = 89,27 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$	$V = 20,53 \text{ [m/s]}$
$V_{\text{max}} = 50,07 \text{ [m/s]}$			

Resultados para NI = 5

$A = 0,0005067 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_i = 0,01995 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{\text{total}} = 0,4987 \text{ [m}^2\text{]}$	$C_{p_f} = 4,183 \text{ [kJ/kg-K]}$
$C_{p_q} = 1,035 \text{ [kJ/kg-K]}$	$C_{\text{ext}} = 0,51$	$C_f = 58,1 \text{ [W/K]}$	$C_{\text{max}} = 58,1 \text{ [W/K]}$
$C_{\text{min}} = 7,234 \text{ [W/K]}$	$C_q = 7,234 \text{ [W/K]}$	$D = 0,0254 \text{ [m]}$	$D_e = 0,0177 \text{ [m]}$
$D_i = 0,0127 \text{ [m]}$	$\varepsilon = 0,998006$	$h_e = 140,3 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$	$h_i = 171,4 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$
$k_f = 0,5947 \text{ [W/m-k]}$	$k_q = 0,04138$	$K_t = 15,1 \text{ [W/m-K]}$	$L = 0,5 \text{ [m]}$
$\mu_f = 0,0008905$	$m_{\text{ext}} = 0,5$	$m_f = 0,01389 \text{ [kg/s]}$	$m_q = 0,006992 \text{ [kg/s]}$
$N = 25$	$NI = 5$	$\text{Nusselt}_{De} = 60,01$	$\text{Nusselt}_{De1} = 65,22$
$\text{Nusselt}_{Di} = 3,66$	$\text{NUT} = 6,217$	$v_q = 0,00004161$	$n_{\text{ext}} = 0,37$
$n_{\text{int}} = 0,4$	$Pr_f = 6,264$	$Pr_q = 0,6993$	$Pr_{s,q} = 0,6984$
$Q_{\text{max}} = 1628 \text{ [W]}$	$Q_{\text{real}} = 1569 \text{ [W]}$	$Q_{\text{Trocador}} = 1624,41 \text{ [W]}$	$Re_{De} = 21297$
$Re_{Di} = 62,55$	$\rho_q = 0,6722$	$St = 0,03 \text{ [m]}$	$T_{f,\text{ent}} = 25 \text{ [C]}$
$T_{f,\text{sai}} = 52 \text{ [C]}$	$T_{f,\text{saida}} = 52,96 \text{ [C]}$	$T_m = 38,5 \text{ [C]}$	$T_{\text{max}} = 225 \text{ [K]}$
$T_{\text{med}} = 311,7 \text{ [K]}$	$T_{q,\text{ent}} = 250 \text{ [C]}$	$U_{i,\text{tubo}} = 90,18 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$	$V = 20,53 \text{ [m/s]}$
$V_{\text{max}} = 50,07 \text{ [m/s]}$			

Resultados para NI = 6

$A = 0,0005067 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_i = 0,01995 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{\text{total}} = 0,7182 \text{ [m}^2\text{]}$	$C_{p_f} = 4,183 \text{ [kJ/kg-K]}$
$C_{p_q} = 1,035 \text{ [kJ/kg-K]}$	$C_{\text{ext}} = 0,51$	$C_f = 58,1 \text{ [W/K]}$	$C_{\text{max}} = 58,1 \text{ [W/K]}$
$C_{\text{min}} = 7,234 \text{ [W/K]}$	$C_q = 7,234 \text{ [W/K]}$	$D = 0,0254 \text{ [m]}$	$D_e = 0,0177 \text{ [m]}$
$D_i = 0,0127 \text{ [m]}$	$\varepsilon = 0,999879$	$h_e = 142,6 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$	$h_i = 171,4 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$
$k_f = 0,5947 \text{ [W/m-k]}$	$k_q = 0,04138$	$K_t = 15,1 \text{ [W/m-K]}$	$L = 0,5 \text{ [m]}$
$\mu_f = 0,0008905$	$m_{\text{ext}} = 0,5$	$m_f = 0,01389 \text{ [kg/s]}$	$m_q = 0,006992 \text{ [kg/s]}$
$N = 36$	$NI = 6$	$\text{Nusselt}_{De} = 60,98$	$\text{Nusselt}_{De1} = 65,22$
$\text{Nusselt}_{Di} = 3,66$	$\text{NUT} = 9,02$	$v_q = 0,00004161$	$n_{\text{ext}} = 0,37$
$n_{\text{int}} = 0,4$	$Pr_f = 6,264$	$Pr_q = 0,6993$	$Pr_{s,q} = 0,6984$
$Q_{\text{max}} = 1628 \text{ [W]}$	$Q_{\text{real}} = 1569 \text{ [W]}$	$Q_{\text{Trocador}} = 1627,46 \text{ [W]}$	$Re_{De} = 21297$
$Re_{Di} = 43,43$	$\rho_q = 0,6722$	$St = 0,03 \text{ [m]}$	$T_{f,\text{ent}} = 25 \text{ [C]}$
$T_{f,\text{sai}} = 52 \text{ [C]}$	$T_{f,\text{saida}} = 53,01 \text{ [C]}$	$T_m = 38,5 \text{ [C]}$	$T_{\text{max}} = 225 \text{ [K]}$
$T_{\text{med}} = 311,7 \text{ [K]}$	$T_{q,\text{ent}} = 250 \text{ [C]}$	$U_{i,\text{tubo}} = 90,86 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$	$V = 20,53 \text{ [m/s]}$
$V_{\text{max}} = 50,07 \text{ [m/s]}$			