

ALEXANDRE MARTUSCELLI FARIA

**UTILIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DE PLACAS EM
ESPIRAL EM PROCESSOS DA INDÚSTRIA SIDERÚRGICA**

Guaratinguetá

2015

ALEXANDRE MARTUSCELLI FARIA

**UTILIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DE PLACAS EM ESPIRAL EM
PROCESSOS DA INDÚSTRIA SIDERÚRGICA**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientadores: Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi,
Eng^a. M.Sc. Isis Santos Costa

Guaratinguetá

2015

F224u

Faria, Alexandre Martuscelli

Utilização de trocadores de calor de placas em espiral em processos da indústria siderúrgica / Alexandre Martuscelli Faria – Guaratinguetá, 2015.
61 f. : il.

Bibliografia : f. 59-60

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015.

Orientador: Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi

- Coorientador: Eng^a. M.Sc. Isis Santos Costa

1. Controle de poluição - Industria 2. Indústria siderúrgica 3. Calor - Convecção I. Título

CDU 628.5

UTILIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DE PLACAS EM ESPIRAL EM
PROCESSOS DA INDÚSTRIA SIDERÚRGICA


ALEXANDRE MARTUSCELLI FARIA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

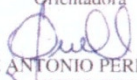
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. MARCELLO SAMPAIO MARTINS
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. MAURÍCIO ARAÚJO ZANARDI
Orientador/UNESP-FEG


Eng. M. Sc. ISIS SANTOS COSTA
Orientadora


Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
UNESP-FEG


Prof. Dr. CARLOS MANUEL ROMERO LUNA
UNESP-FEG

Dezembro de 2015

DADOS CURRICULARES

ALEXANDRE MARTUSCELLI FARIA

- NASCIMENTO** 02/09/1990 – PINDAMONHANGABA / SP
- FILIAÇÃO** Elzira Martuscelli Faria
Gerson Geraldo Mendes Faria
- 2009/2015** Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.
- 2012/2014** Período sanduíche na Universität Duisburg-Essen, Campus Duisburg, Alemanha.

Ao Prof. Dr. João Alberto de Oliveira (*in memoriam*), pelo incentivo para que eu continuasse o curso, mesmo em meu momento de maior fraqueza.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer aos meus orientadores Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi e Eng^a. M.Sc. Isis Santos Costa por todo o conhecimento comigo dividido ao longo do trabalho e também pelo apoio necessário a definições importantíssimas para 2016.

Agradeço também à minha família, pelo companheirismo de todos os últimos 25 anos. A meus pais Elzira e Gerson, que tiveram fundamental importância em (quase) todas as escolhas que tomei pra minha vida. À minha irmã Giulia, sobretudo pela paciência durante o tempo que moramos juntos em Guaratinguetá. A meu tio Gilson e minha avó Yvette pelo carinho com que sempre me receberam. Ao meu avô José Geraldo, a quem eu devo todos os meus talentos em termodinâmica (tive a quem puxar né, vô?). À minha tia e madrinha Helenice, que me acolheu em sua casa, por todas as leituras e filmes recomendados, além das conversas produtivas e quase diárias.

Agradeço também a meu irmão de pais diferentes. Guilherme que nunca me negou apoio emocional para a vida toda, e energia para investir num novo projeto musical. Considero-me privilegiado, por ser o tipo de amizade verdadeira que nem todos têm a oportunidade de experimentar.

Também a meus amigos Gregory, Ulysses, José Ernani, Thelmo e Zani, cada um num canto do país, cada vez mais difícil de nos reunirmos, mas sempre boa companhia.

Aos meus amigos de quase uma vida toda, Matheus e Lucas, e também aos (não tão novos) futuros amigos de quase uma vida toda, Audrey e Jair, por cada dificuldade, cada risada, cada cerveja e cada noite em claro dividida durante o período todo da graduação.

À minha amiga Myrian Castello, que encheu 2014 de muita positividade, e contribuiu para que novembro e dezembro passados fossem mil vezes mais leves.

Ao membro de consideração da família, Prof. Antônio Salerno Neto, meu grandioso ex-professor de matemática, que me fez reforçar o amor pela futura carreira docente.

Aos membros da minha banca examinadora, Prof. Dr. Carlos Romero Luna e Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri pelas recomendações fundamentais para a finalização do texto deste trabalho de graduação.

Agradecimentos também aos Prof. Dr. Carlos Daniel Ebinuma e Prof. Dr. José Alexandre Matelli por cada desafio e dificuldade impostos nas disciplinas de Termodinâmica e Transmissão de Calor, o que me levou ao aprimoramento do pensamento crítico.

Für alle meine deutsche Freunde, Florian Vollweiler, Linda, Philipp, Alex, Simone, Maarten, Mandy und Jo. Wenn alles klappt, dann sehen uns wieder nächste Jahr! Versprochen! Auch die wunderbare Brasilianer, die ich in Deutschland kennengelernt habe:

Helena, Pablo, Iara, Ana Rosa, Felipe, Aléxia und Fábio. Sie sind immer noch wichtige Leute in meine Leben.

A todo o pessoal da equipe Æstus e Thermojet, em especial ao Eng. Ricardo Passos, pela oportunidade de iniciar a minha carreira profissional já na minha área de maior interesse. Ao Eng. M.Sc. Domingos Dantas, pelos conselhos e cada uma das histórias de seus mais de 30 anos de carreira, ao corinthianíssimo Eng. Odilo Santos, recém-hexacampeão brasileiro, ao Eng. Augusto D'Arruda pela indicação e amizade, e ao Eng. M.Sc. Marcus Vinicius (Manson!) por trazer semanalmente muito serviço e ~~mau~~ bom humor à minha mesa.

A todos que participaram de forma direta e indireta na minha vida pessoal e profissional. Tem um pouco de cada um de vocês em cada palavra escrita neste texto.

“Quando tenho uma ideia, eu reduzo a chama, como se fosse um pequeno fogão a álcool. Deixo o fogo o mais baixo possível. Então, ele explode! Eis a minha ideia.”

Ernest Hemingway (tradução livre)

FARIA, A. M., **Utilização de trocadores de calor de placas em espiral em processos da indústria siderúrgica**. 2015. 62 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

RESUMO

Políticas ambientais cada vez mais rigorosas se mostram necessárias para controle de emissões de poluentes à atmosfera. É esperado para o presente ano de 2015 que o Brasil assumira, na 21ª Conferência do Clima das Nações Unidas (COP21), compromisso de implantação da economia de baixo carbono. Tal posicionamento impacta o meio industrial, de modo que se mostre necessária a busca por novas tecnologias, menos agressivas ao meio ambiente, para que as adequações às novas políticas de emissões não causem efeito negativo sobre a produção. Quase que a totalidade dos processos realizados na indústria siderúrgica demanda queima de combustível e, portanto, emite gases provenientes da combustão à atmosfera. É discutida no presente trabalho a utilização de trocadores de calor para que, através da recuperação de parte do calor disponível dos gases de exaustão de determinado processo, o ar destinado à combustão seja preaquecido. Resultado do preaquecimento do ar anterior à combustão é menor necessidade energética, ou seja, menor necessidade de consumo de combustível e, adicionalmente, menor quantidade de poluentes a ser emitida. Devido à melhor adequação ao processo, é estudada a utilização de trocadores de calor de placas em espiral. Parte-se, portanto, de seu dimensionamento através de um método iterativo utilizando o software *Microsoft Excel* e, posteriormente, se faz a análise de ganho em termos de eficiência térmica do processo e de economia percentual de combustível. Esta última traduz-se em redução de emissões de gases de efeito estufa.

PALAVRAS-CHAVE: Controle de emissões de poluentes. Recuperação de calor. Trocadores de calor de placas em espiral.

FARIA, A. M. **Spiral plate heat exchangers utilization for steel-industry processes**. 2015. 62 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

ABSTRACT

Stricter environmental policies are shown necessary to ensure an effective pollutant emission control. It is expected for the present year of 2015, that Brazil will assume, at the 21th United Nation's Climate Change Conference (COP21), implementation of commitment to a low carbon economy. This positioning affects the industrial environment, so that is deemed necessary to search for new technologies, less aggressive to the environment, so the adequacies to the new emission policies do not cause a negative effect on production. Almost all of the processes performed in the steel industry demand burning fuel and, therefore, flue gases are sent to the atmosphere. In this present work is discussed the utilization of heat exchangers so, by recovering part of the available heat from the flue gases of certain industrial process, the combustion air is preheated. The combustion air preheat results in less energy requirement, i.e., less need of fuel consumption and, in addition, minor amount of pollutants to be emitted. Due to better fitting to the process, it is studied the utilization of spiral plate heat exchangers. The heat exchanger dimensioning is made by an iterative method implemented in the software *Microsoft Excel*. Subsequently are analyzed the gains in terms of process's thermal efficiency improvement and the percentage of fuel saving. The latter implies in reduction of the same percentage of greenhouse gases emission.

KEYWORDS: Pollutant emission control. Heat recovering. Spiral plate heat exchangers.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Trocador de calor de tubo duplo HRS DTI Series.....	18
Figura 2 - Trocador de calor casco e tubos.....	19
Figura 3 - Trocadores de calor de placas com gaxetas.....	21
Figura 4 - Trocador de calor de placas em espiral.....	22
Figura 5 - Trocadores de calor de placas em espiral - Histórico.....	22
Figura 6 - Diferentes configurações de SPHEs.....	24
Figura 7 - Funcionamento de um SPHE.....	29
Figura 8 - Fluxograma básico do projeto de um trocador de calor.....	31
Figura 9 - Esquema da utilização do trocador de calor.....	32
Figura 10 - Dimensões principais de um SPHE.....	34
Figura 11 - Esquema simplificado de um trocador de calor genérico.....	36
Figura 12 - Variação de temperatura ao longo de um trocador de calor genérico.....	37
Figura 13 - Diagrama de Moody.....	41
Figura 14 - Temperatura de preaquecimento do ar x Percentual de calor recuperado.....	50
Figura 15 - Avaliação dos limites para dimensionamento do SPHE.....	52
Figura 16 - Quadro tarifário do gás natural industrial Comgás.....	53
Figura 17 – Eficiência Térmica x Percentual de Calor Recuperado.....	54
Figura 18 – Redução Percentual do Consumo de Combustível x Percentual de Calor Recuperado.....	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Trocador de calor mais adequado à aplicação.....	33
Tabela 2 - Dimensões principais iniciais do trocador de calor.....	44
Tabela 3 - Parâmetros de entrada	45
Tabela 4 - Aproveitamento de 50% do calor gases de exaustão	46
Tabela 5 - Análises referentes ao regime de escoamento.....	46
Tabela 6 – Transferência de calor por convecção	47
Tabela 7 – Parâmetros referentes à transferência de calor no SPHE.....	47
Tabela 8 - Obtenção do comprimento estendido.....	48
Tabela 9 - Impacto sobre os parâmetros de escoamento	48
Tabela 10 - Avaliação da perda de carga.....	49
Tabela 11 - Dimensionamento final completo	50
Tabela 12 - Parâmetros de aplicação real	53
Tabela 13 - Comparativo entre cenários de consumo antes e depois da implantação do SPHE	55

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A – Área

b – Largura do canal retangular do SPHE

c – Calor específico

CM – Consumo mensal

D, d – Diâmetro

f – fator de atrito do canal de escoamento

F – Custo fixo

h – Coeficiente de transferência de calor por convecção (coeficiente de película)

H – Altura do SPHE

I – Custo de importe

k – condutividade térmica

L – comprimento estendido do SPHE

m - Vazão mássica

N – número de voltas do SPHE

P – pressão

PHE – Plate Heat Exchanger (Trocador de calor de placas)

PCI – Poder calorífico inferior

Pr – Número de Prandtl

Q – Calor

Re – Número de Reynolds

SPHE – Spiral Plate Heat Exchanger (Trocador de calor de placas em espiral)

t – espessura da parede do SPHE

T – Temperatura

U – Coeficiente global de transferência de calor

V – Valor do encargo variável

V, v – velocidade

μ - Viscosidade dinâmica

η – Eficiência

ρ – Massa específica

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	14
1.1.	Contexto global.....	14
1.2.	Contexto industrial.....	15
1.3.	Objetivo central.....	16
1.4.	Objetivos específicos	16
2.	REVISÃO DA LITERATURA.....	17
2.1.	Trocadores de calor.....	17
2.1.1.	Classificação quanto à geometria de construção	17
2.1.2.	Trocadores de calor tubulares.....	17
2.1.6.	Trocadores de calor de placas.....	20
2.2.	Aspectos gerais sobre SPHEs	22
2.2.1.	Vantagens do uso de SPHEs	26
2.2.2.	Desvantagens do uso de SPHEs.....	27
2.2.3.	Modelagens matemáticas	28
3.	METODOLOGIA.....	31
3.1.	Definição do problema.....	32
3.2.	Escolha do trocador de calor.....	33
3.3.	Dimensionamento	34
3.4.	Avaliação térmica e de perda de carga	37
3.5.	Avaliações de eficiência térmica e de economia de combustível.....	42
4.	ESTUDO DE CASO	44
5.	CONCLUSÃO.....	57
6.	PERSPECTIVAS	58
	REFERÊNCIAS	59
	ANEXO – Planilha desenvolvida para o modelo iterativo.....	61

1. INTRODUÇÃO

1.1. Contexto global

Dentre um conjunto de normas ambientais para controle e preservação, estabelecidas em conferências e acordos globais sobre mudanças climáticas, faz parte o inventário de emissões de carbono. Recentemente, o Brasil firmou um acordo de cooperação contra mudanças climáticas, em conjunto com os Estados Unidos, e é um dos países mais aguardados na 21ª Conferência do Clima das Nações Unidas (COP21), no sentido de que se assumam compromissos ambiciosos com relação à implantação da economia de baixo carbono, juntamente a outros países emergentes, como Índia e Rússia. Tal pressão se intensificou pelo fato de a China ter apresentado meta para redução de emissões de CO₂ por unidade de PIB (Produto Interno Bruto), até 2030, de 60 a 65%, com relação aos níveis de 2005.

Embora a elaboração do inventário de emissões de carbono faça parte da agenda corporativa, adequações às políticas ambientais cada vez mais rigorosas causam impacto direto na produção industrial. É, portanto, discutido o aprimoramento de tecnologias que permitam a redução da emissão de poluentes, bem como a redução do consumo de fontes energéticas, sem que haja diminuição do ritmo produtivo industrial.

Dos processos realizados no ambiente industrial, existem aqueles que são considerados exotérmicos, ou seja, aqueles que liberam calor para o ambiente. A combustão se enquadra nesse tipo, tendo como parâmetros de entrada combustível e oxidante e, como produtos finais, gases e vapor d'água, com liberação da energia contida no combustível (PCI).

Sabe-se que grande parte da energia contida no combustível é perdida para o meio externo, sendo ela carregada pelos gases na forma de calor. Com o objetivo de que quantidade de calor seja aproveitada, são feitos extensivamente estudos para que o conteúdo energético disponível seja utilizado em sua quase totalidade.

O melhor aproveitamento energético, por sua vez, traduz-se em menor necessidade de combustíveis e outras fontes geradoras de energia. Dessa forma, são simultaneamente reduzidos os gastos energia e o impacto ambiental relacionado a determinado processo

industrial, visto que são reduzidas as emissões de dióxido de carbono (CO₂) e outros gases do efeito estufa.

1.2. Contexto industrial

Tendo em vista o quadro mundial apresentado, busca-se a diminuição de gastos com combustíveis e que se reduzam as emissões de poluentes em um determinado processo da indústria siderúrgica.

Tal processo se caracteriza pela queima contínua de gás natural e pelo descarte abundante, e também contínuo, de produtos de combustão no estado gasoso, a temperaturas entre 800 e 1100°C. Observa-se, com isso um enorme potencial energético disponível.

É proposto que se construa um trocador de calor que, da recuperação de parte da energia contida nos gases de exaustão, preaqueça o ar destinado à combustão. Isso resultará numa menor necessidade de consumo de gás natural.

O espaço físico para montagem do equipamento é muito limitado, o que inviabiliza a utilização de trocadores de calor tubulares (RODRÍGUEZ, 2000, KAKAÇ, 2002). Somado a exigências de robustez, operação ar-gases, fácil manutenção e suportar temperaturas acima de 800°C, o trocador de calor mais indicado para acoplamento ao processo é o trocador de calor de placas em espiral.

Métodos existentes para o dimensionamento e projeto desse tipo de trocador de calor são discutidos e equacionados desde o final dos anos 1950, sendo os de maior relevância para o desenvolvimento deste trabalho aqueles apresentados por Minton (1970), Bes e Roetzel (1992, 1993), Dongwu (2003) e Picón-Núñez et al. (2007).

1.3. Objetivo central

O objetivo central deste trabalho é melhorar a eficiência térmica de um processo contínuo da indústria siderúrgica, que tem como fonte de energia primária a combustão de gás natural, cujos gases provenientes do processo são descartados a temperaturas em torno de 800°C, ou seja, com elevado conteúdo energético disponível. Para isso, são definidas metodologias de escolha e projeto de trocadores de calor de modo que, pelo aproveitamento do calor dos gases de exaustão, seja preaquecido o ar destinado à combustão. Dessa forma, torna-se menor a quantidade de combustível necessário para o processo.

1.4. Objetivos específicos

Por sua vez, são os objetivos específicos deste trabalho:

- Discutir a aplicabilidade de diversos tipos de trocadores de calor ao problema;
- Justificar a escolha de trocadores de calor de placas em espiral;
- Realizar o desenvolvimento conceitual teórico de trocadores de calor de placas em espiral;
- Desenvolver e aplicar de um modelo iterativo para o projeto e análise térmica e de perda de carga de trocadores de calor de placas em espiral com o auxílio do *Microsoft Excel*;
- Aplicar o modelo de trocador de calor num estudo de caso;
- Avaliar o aumento de eficiência térmica do processo, a redução de consumo de combustível e a diminuição dos gastos de uma planta industrial fictícia, segundo a Comgás.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1. Trocadores de calor

Trocadores de calor são equipamentos utilizados com o intuito de que se aproveite determinada quantidade de energia térmica resultante de um processo exotérmico. Tal quantidade de energia é trocada entre dois ou mais fluidos que circulam no interior do equipamento. Aplicações industriais de trocadores de calor são das mais variadas possíveis. Fala-se então de sua utilização para geração de energia elétrica, indústria petroquímica, indústria siderúrgica, indústria de alimentos, ciclos de refrigeração, aplicações espaciais, entre outras (KAKAÇ, 2002; HEWITT et al., 1994).

Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com sua geometria. Dessa forma, cada diferente geometria de trocador de calor contempla diferentes aplicações, associadas a diferentes escoamentos e diferentes fluidos.

2.1.1. Classificação quanto à geometria de construção

Como dito anteriormente, os trocadores de calor podem ser classificados quanto às suas características construtivas. As classes geométricas principais de trocadores de calor são: tubulares, placas e superfícies estendidas.

2.1.2. Trocadores de calor tubulares

Trocadores de calor tubulares são, basicamente, constituídos de tubos circulares. Um fluido flui do lado interno e, o outro flui externamente ao tubo. Existe uma ampla gama de modificações possíveis para esse tipo de trocador de calor. Pode-se, simplesmente, aumentar ou diminuir o diâmetro e o comprimento dos tubos, a distância entre eles, propor arranjo, em matriz.

São subdivisões dos trocadores de calor tubulares, chega-se às seguintes classificações: tubo duplo, casco e tubos e tubos espirais.

2.1.3. Trocadores de calor de tubo duplo

Trocadores de calor de tubo duplo são formados por dois tubos, concêntricos, de diâmetros diferentes. Existem várias formas de arranjo para esse tipo de trocador de calor, para que se atinjam os objetivos do projeto. Estes trocadores de calor são, geralmente, empregados para aquecimento ou resfriamento sensível, aplicações que necessitam pequena área de troca (em torno de 50 m²). Suportam também fluidos a altas pressões. Em contrapartida, são trocadores de calor caros e muito volumosos.

Figura 1 - Trocador de calor de tubo duplo HRS DTI Series



Fonte: (<http://www.hrs-heatexchangers.com/pt/produtos/>, acesso 13/07/2015).

2.1.4. Trocadores de calor casco e tubos

Outro tipo de trocador de calor tubular é o casco e tubos. Esse tipo de configuração consiste em uma matriz de tubos circulares arranjados no interior de grandes carcaças cilíndricas, cujo eixo é paralelo ao dos tubos. As aplicações são diversas. Utilizados como resfriadores de óleo, condensadores, preaquecedores em usinas, geradores de vapor, entre outras. Seu funcionamento se dá pelo escoamento de um fluido no interior dos tubos, ao mesmo tempo em que o outro escoa dentro do casco. Embora algumas variantes de trocadores de calor casco e tubo sejam bem diferentes do modelo mais simples e, de fato, não seguirem um padrão, as principais vantagens da construção mais simples são suportar expansões térmicas, facilidade de limpeza e baixo custo de fabricação.

Figura 2 - Trocador de calor casco e tubos



Fonte: (<http://www.apema.com.br/index.php/produtos-detallhes/casco-e-tubos/>, acesso em 13/07/2015).

2.1.5. Trocadores de calor de tubos em espiral

Trocadores de calor de tubos em espiral, outrora chamados de serpentinas, são empregados, principalmente, para refrigeração, e devem operar com fluidos limpos, devido à quase impossibilidade de limpeza. O arranjo em questão permite maior área de troca térmica, se comparado a um tubo reto. Também se consegue maiores coeficientes de transferência de calor nas serpentinas. Suportam expansões térmicas.

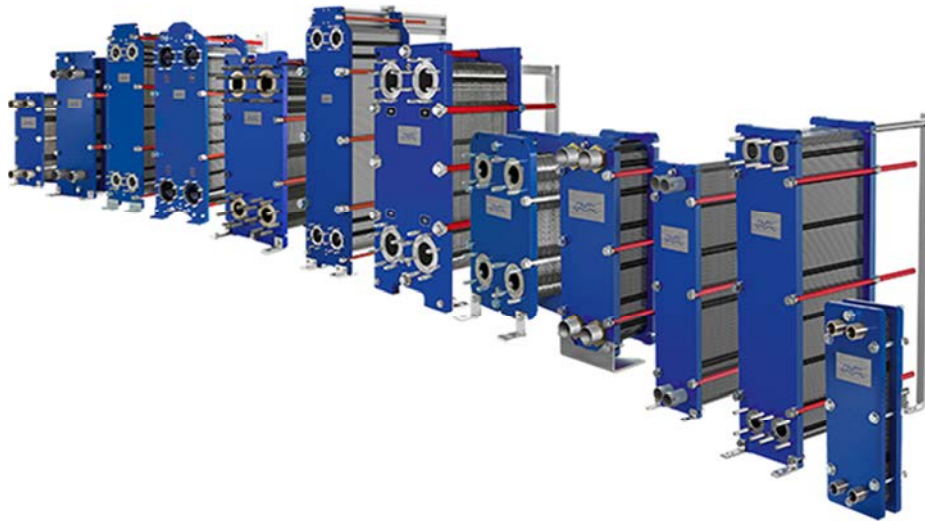
2.1.6. Trocadores de calor de placas

Os trocadores de calor do tipo placas (*Plate Heat Exchangers*, ou PHEs) são formados por conjuntos de placas finas, lisas ou onduladas, arranjadas de modo a formar canais para passagem de fluidos, sem que haja contato entre eles. São possíveis aplicações para quaisquer pares de fluidos. Gases, líquidos, escoamentos bifásicos (KAKAÇ, 2002). São divididos, principalmente, em: trocadores de calor de placas com gaxetas e trocadores de calor de placas em espiral.

2.1.7. Trocadores de calor de placas com gaxetas

Este tipo de trocador de calor consiste em séries de placas finas, de superfície rugosa ou ondulada, que separam os escoamentos. São trocadores de calor bastante compactos e de fácil limpeza e manutenção. São ajustáveis a diferentes demandas térmicas, pela inclusão ou retirada de placas, e são empregados, sobretudo, no resfriamento de óleo de turbinas a vapor, regeneração de calor e resfriamento de água de regeneradores (GUT, 2003). Entretanto, sua temperatura de utilização é, geralmente, limitada em 250°C (Hewitt et al., 1994).

Figura 3 - Trocadores de calor de placas com gaxetas



Fonte: (<http://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/Gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/AlfaQ/>, acesso em 13/07/2015).

2.1.8. Trocadores de calor de placas em espiral

Trocadores de calor de placas em espiral (SPHE) são formados por duas placas paralelas, enroladas e soldadas, de forma a se apresentarem em tal arranjo. Trata-se de equipamentos bem compactos e resistentes a temperaturas superiores a 500°C, obedecendo aos limites dos materiais utilizados (WILHELMSSON, 2005).

Este tipo de trocador apresenta como vantagens a baixa taxa de incrustação, ou seja, pode transportar fluidos com alto teor de particulados. O fato se deve à sua geometria característica, que proporciona constante mudança na direção do escoamento, o que intensifica a turbulência local e elimina zonas de estagnação (RODRÍGUEZ, 2000; WILHELMSSON, 2005).

SPHEs são utilizados para aplicações que envolvam pares de fluidos: líquido-líquido, gás-líquido ou gás-gás, como por exemplo, o preaquecimento de ar de combustão.

Também devido ao seu formato, bem como ao escoamento ser desenvolvido em contracorrente, SPHEs são utilizados também em aplicações que exijam equipamentos de alta efetividade térmica. É um tipo de trocador de calor capaz de conter uma grande área de troca térmica num pequeno volume. Em contrapartida, a pressão máxima de operação é limitada,

devido à maior espessura das placas ser, necessariamente, um valor da ordem de 0,013 m (PICÓN-NÚÑEZ et al., 2007).

Figura 4 - Trocador de calor de placas em espiral

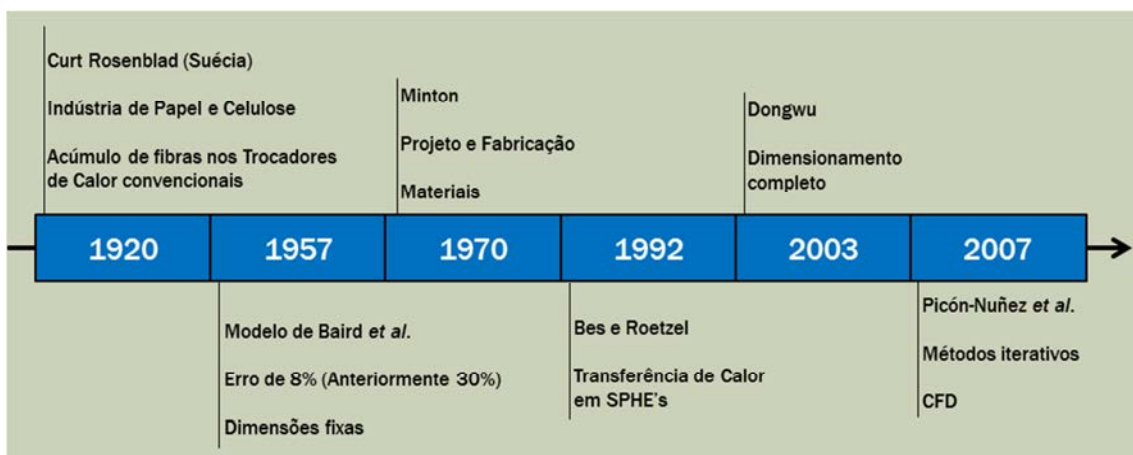


Fonte: (<http://www.solution-technology.it/en/heat-exchangers/plate-heat-exchanger/spiral-plate-heat-exchangers>, acesso em 13/07/2015).

2.2. Aspectos gerais sobre SPHEs

Um breve histórico sobre trocadores de calor de placas em espiral é representado pela seguinte linha do tempo (Figura 5), posteriormente detalhada.

Figura 5 - Trocadores de calor de placas em espiral - Histórico



Fonte: (Autoria própria).

Trocadores de calor de placas corrugadas em espiral foram desenvolvidos nos anos de 1920, para a indústria de celulose e papel, pelo engenheiro sueco Curt Rosenblad. Esse novo trocador de calor possibilitou, pela primeira vez, a troca de calor entre fluidos carregados de particulados, sem problemas relativos à obstrução dos canais de escoamento.

Devido às limitações do conhecimento com relação à transferência de calor, poucos autores tratam a respeito de trocadores de calor de placas em espiral. Baird et al. (1957) discutiram uma correlação mais precisa para a determinação do coeficiente de transferência de calor para trocadores de calor em espiral. A justificativa para tal estudo foi que, da forma antes realizada, com base nas correlações existentes para canais retangulares, as incorreções relacionadas ao coeficiente de película são da ordem de 30% quando aplicadas em arranjos espirais.

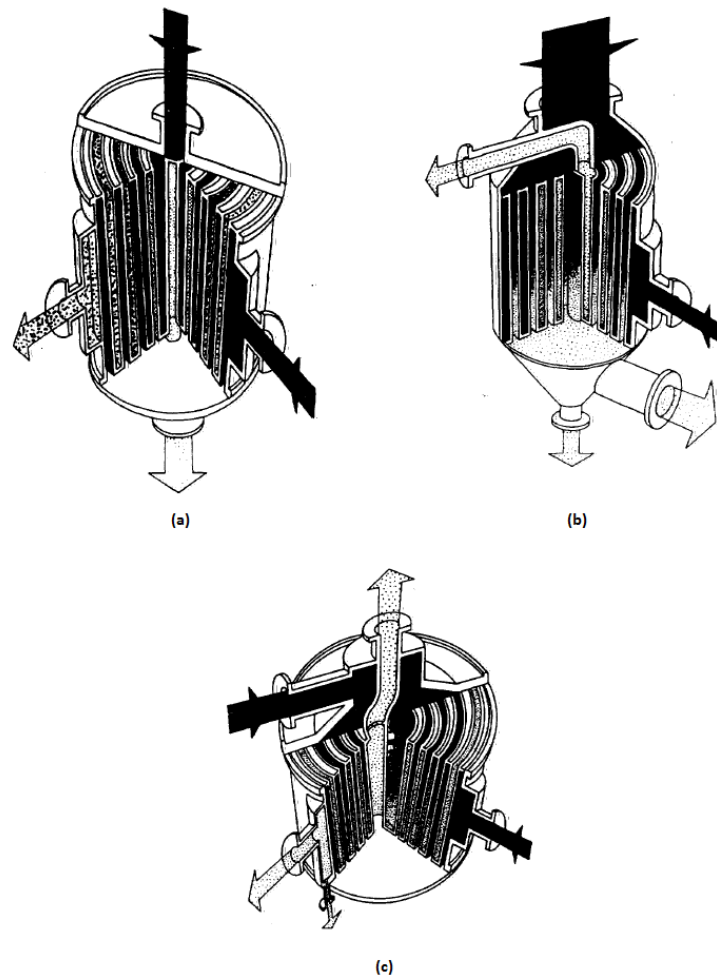
Segundo as suposições feitas por Baird et al. (1957), a temperatura varia linearmente com relação ao comprimento da espiral e o raio médio da espiral pode ser considerado como o raio relativo ao comprimento médio da espiral. O desvio médio obtido com tais suposições foi da ordem de 8%, o que representa significativa melhora no método de cálculo do coeficiente de transferência de calor em trocadores de calor de placas em espiral. Entretanto, a expressão obtida neste estudo não foi validada para diferentes configurações e tamanhos do equipamento.

Por sua vez, Minton (1970) tratou de questões voltadas ao projeto deste tipo de trocador de calor. O processo de fabricação consiste na justaposição de duas placas longas e vazadas, formando canais retangulares, arranjadas de modo que se forme uma espiral circular. Para a maior parte das utilizações a que se destina o trocador de calor de placas em espiral, os fluidos percorrem os canais em fluxo cruzado, e a troca de calor ocorre através da parede que os separa. Há também aplicações nas quais apenas um fluido percorre o canal espiral, enquanto o outro flui externamente à espiral.

Os materiais utilizados para a construção de trocadores de calor de placas em espiral são quaisquer materiais trabalháveis a frio, e que possam ser soldados. Isso inclui, portanto, aço carbono, aço inoxidáveis, ligas de níquel, ligas de alumínio, de titânio e de cobre. Revestimentos com eletrodos de sacrifício são úteis para proteção superficial do equipamento contra corrosão (MINTON, 1970).

Minton (1970) define limitações no projeto em termos de pressão e temperatura. Foi estabelecida como máxima pressão do projeto deste tipo específico de trocador de calor 150 PSI (1034 kPa), o que leva em consideração restrições como espessura de parede e comprimento estendido dos canais. Com relação à temperatura, trata-se de uma limitação já relacionada ao material de construção. Desta forma, o material é escolhido conforme as temperaturas de aplicação, para as quais o SPHE é projetado.

Figura 6 - Diferentes configurações de SPHEs



Fonte: (Adaptado de MINTON, 1970).

O arranjo em espiral deste trocador de calor permite três padrões de escoamento. Ambos os fluidos em fluxo espiral; apenas um fluido em escoamento espiral, enquanto o outro escoo na direção axial; ou então um fluido escoo na espiral, enquanto o outro escoo em regime combinado, espiral e axial.

Para os dois escoamentos em espiral (Figura 6, item (a)), ambos os lados do trocador de calor são fechados por uma placa circular plana. Geralmente a disposição dos fluxos se dá em contracorrente. O fluido frio entra pela região periférica do trocador de calor e sai, aquecido, pela região central. O fluido quente, por sua vez, faz o caminho inverso. Entra pela região central do trocador de calor, e sai pela periférica.

A montagem deste tipo específico de arranjo pode ser feita com os eixos tanto na horizontal como vertical, e são vastas as aplicações. São elas líquido-líquido, gás-gás e também para condensação de vapores (KAKAÇ, 2002).

No caso de um escoamento em espiral e o outro axial (Figura 6, item (b)), a carcaça do trocador de calor é tampada por extremidades cônicas, com fundos abaulados ou extensões com extremidades planas. Para esse tipo de projeto, a passagem para o fluxo axial é aberta nos dois lados, enquanto a passagem em espiral é soldada em ambos os lados.

A utilização desse arranjo se dá quando há uma grande diferença entre os volumes dos fluidos que trocarão calor. Portanto, engloba, majoritariamente, aplicações líquido-líquido. Apesar disso, é também aplicável para aquecimento ou resfriamento de gases, condensação de vapores ou então refeedores. Pode ser fabricado para um ou mais passes axiais. Pode também ser montado com o eixo da espiral horizontal ou vertical. Para condensação ou vaporização, é mais comum o arranjo vertical.

Para escoamentos combinados (Figura 6, item (c)), uma tampa cônica distribui um dos fluidos por sua passagem. Parte da espiral é fechada no topo, e o fluido circula apenas através da região central do arranjo. Uma tampa plana no fundo força o fluido a percorrer o caminho espiral antes de deixar o trocador de calor.

Este terceiro arranjo de SPHE é utilizado para condensação de vapores. Os vapores entram axialmente, até que o volume seja reduzido o suficiente para que se condense e se resfrie no regime de fluxo espiral.

2.2.1. Vantagens do uso de SPHEs

Minton (1970) apresentou uma série de vantagens do SPHE com relação aos trocadores de calor de casco e tubos. São elas:

- As passagens de fluxo único tornam este trocador de calor ideal para aquecimento e resfriamento de fluidos com alto teor de impurezas, tais como lodos e lamas, no caso de líquidos. No caso de gasosos, gases que carreguem fuligem.

- Passagens de fluxo único também favorecem melhor distribuição de temperatura ao longo dos canais do trocador de calor.

- O trocador de calor de placas em espiral apresenta taxa de incrustação muito menor que a de um trocador de calor casco e tubos, por conta do padrão de fluxo único em canal circular. Em caso de incrustações, a limpeza pode ser efetivamente feita quimicamente. Como potencial adicional, no caso em que os canais de passagem são idênticos, a alternância de fluidos nos canais pode realizar essa limpeza. A limpeza pode também ser realizada com vapor ou água a altas pressões.

- SPHEs são adequados para aquecimento ou resfriamento de fluidos com viscosidades elevadas, por apresentar razão entre comprimento e diâmetro (L/D) menor que a de trocadores de calor tubulares. Dessa forma, a transferência de calor em regime laminar é maior em trocadores de calor de placas espirais. Para fluidos viscosos, a orientação da espiral deve ser feita segundo o eixo horizontal. Caso a orientação seja feita segundo o eixo vertical, o fluido viscoso estratifica. Isso representa redução de cerca de 50% na transferência de calor, o que é desperdício do potencial do equipamento.

- Com os dois fluidos no escoamento em espiral, o fluxo pode ocorrer em contracorrente (embora não o seja verdadeiramente, pela forma como são dispostos os canais, e pela diferença entre as áreas de troca de calor em cada lado do canal, devido aos diferentes diâmetros ao longo da espiral). Essa aproximação da natureza do escoamento exige um fator de correção, mas por não produzir efeito significativo na avaliação de transferência de calor,

Baird (1957) e Minton (1970) optaram por desprezá-lo. O comportamento da temperatura ao longo do SPHE é possível ser estimado com precisão.

- Os trocadores de calor de placas em espiral evitam problemas associados à expansão térmica diferencial, em aplicações não cíclicas.

- Em escoamento axial, uma grande área de fluxo impõe perda de carga pequena, o que é importante, especialmente para condensação de vapores em pressões de vácuo.

- SPHEs apresentam elevada compacidade. 185,81 m² de superfície de transferência de calor para um trocador de calor de 1,47 m de diâmetro e 1,83 m de largura de placas.

2.2.2. Desvantagens do uso de SPHEs

Em contrapartida, são apresentadas também desvantagens ou limitações na utilização de SPHEs, adicionais à que diz respeito à pressão de projeto de 150 PSI.

- Em campo, há certa dificuldade em se fazer reparos neste trocador de calor. Um eventual vazamento é problema de mais difícil solução, que um simples remendo num trocador casco e tubos. Apesar disso, a possibilidade de vazamentos em um trocador de calor de placas em espiral é menor, visto que a espessura de parede das placas é muito maior que a espessura da parede de um tubo trocador de calor. Para realização do reparo, são removidas as tampas do arranjo, o que expõe os trechos soldados da espiral. As regiões mais interiores da espiral são também difíceis de serem reparadas.

- A utilização de SPHEs não é recomendada em alguns casos nos quais sejam frequentes ciclos térmicos. Quando utilizado nesses casos, o projeto mecânico do trocador de calor deve ser alterado, para que suporte tensões devidas à expansão e contração térmica.

- Este trocador de calor não deve ser utilizado quando são formados depósitos de grande resistência mecânica, porque as juntas rebitadas do SPHE dificultam que esses depósitos sejam removidos com facilidade por meio de perfurações. Entretanto, para algumas pressões, as juntas rebitadas não são necessárias, e isso não é mais uma limitação.

- Para escoamento espiral-axial, a diferença de temperatura deve ser corrigida. A correção para escoamento cruzado e sem mistura de fluidos é aplicável para passe único axial. Para mais de um passe do escoamento axial, essa aproximação é menos precisa.

2.2.3. Modelagens matemáticas

Minton (1970) ainda determinou algumas expressões para o cálculo da transferência de calor e distribuição de fluxos térmicos nos SPHEs, baseado nos conhecimentos gerais da transferência de calor e do projeto de trocadores de calor. Entretanto, abordagens mais precisas foram desenvolvidas ao longo dos anos que se sucederam.

Embora a utilização de trocadores de calor de placas em espiral fosse ampla à época, Bes e Roetzel (1992, 1993) observaram a carência de modelos matemáticos para descrição da operação deste tipo específico de equipamento. Desta forma, foram feitas as seguintes considerações:

- Por conta de diferentes condições de transferência de calor, divide-se o SPHE em três regiões distintas. A parte mais interna, de dois canais, na qual o calor é transferido apenas através de uma parede; a parte média do trocador de calor, onde estão localizadas as voltas da espiral, que ocupa o maior volume do equipamento, onde o calor é transferido através de duas paredes, simultaneamente; e a região mais externa do trocador de calor, de dois canais, na qual o calor é transferido somente através de uma parede.

- O escoamento dos fluidos ocorre em contracorrente.

- O arranjo do trocador de calor é como representado na Figura 7.

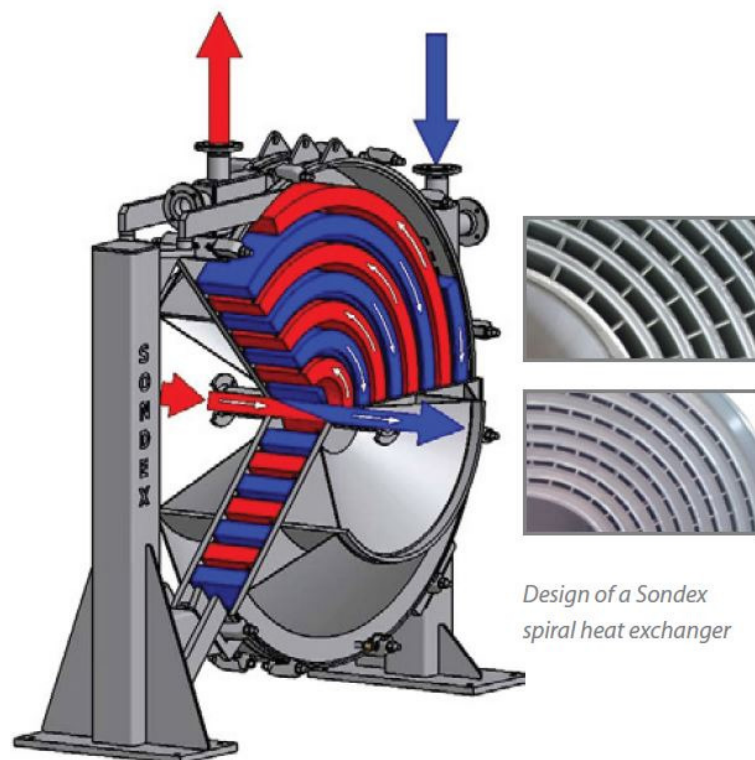
- O formato da espiral é admitido como uma espiral de Arquimedes.

- Os fluidos estão uniformemente distribuídos dentro dos canais de escoamento, nas direções axial e radial. Dessa forma, a temperatura, em dada seção transversal escolhida, varia de passo para passo da espiral.

- O número de canais de escoamento é par.

- Os fluxos de calor e de fluido ocorrem segundo regime permanente.
- As distâncias entre paredes de ambos os canais de passagem dos fluidos quente e frio são uniformes.
- A influência do canal mais externo é considerada aproximadamente igual às dos canais de voltas da região intermediária do trocador de calor.
- O coeficiente global de transferência de calor é considerado constante ao longo de todo o trocador de calor.
- Não há perdas de calor para o meio externo.
- Os rebites que mantêm distância entre paredes não são levados em conta.

Figura 7 - Funcionamento de um SPHE



Com essas considerações apresentadas, foi elaborado por Bes e Roetzel (1992, 1993) um desenvolvimento teórico relacionado à transferência de calor para escoamentos em contracorrente em trocadores de calor de placas em espiral. Juntamente à teoria, se obteve também correções na expressão da diferença de temperatura média logarítmica para este tipo específico de trocador de calor. Deve-se ressaltar que, como o modelo foi feito considerando as condições das regiões intermediárias do SPHE (correspondentes à maior área de troca térmica do equipamento), quanto maior for o comprimento estendido das placas do trocador de calor, maior será a precisão do mesmo.

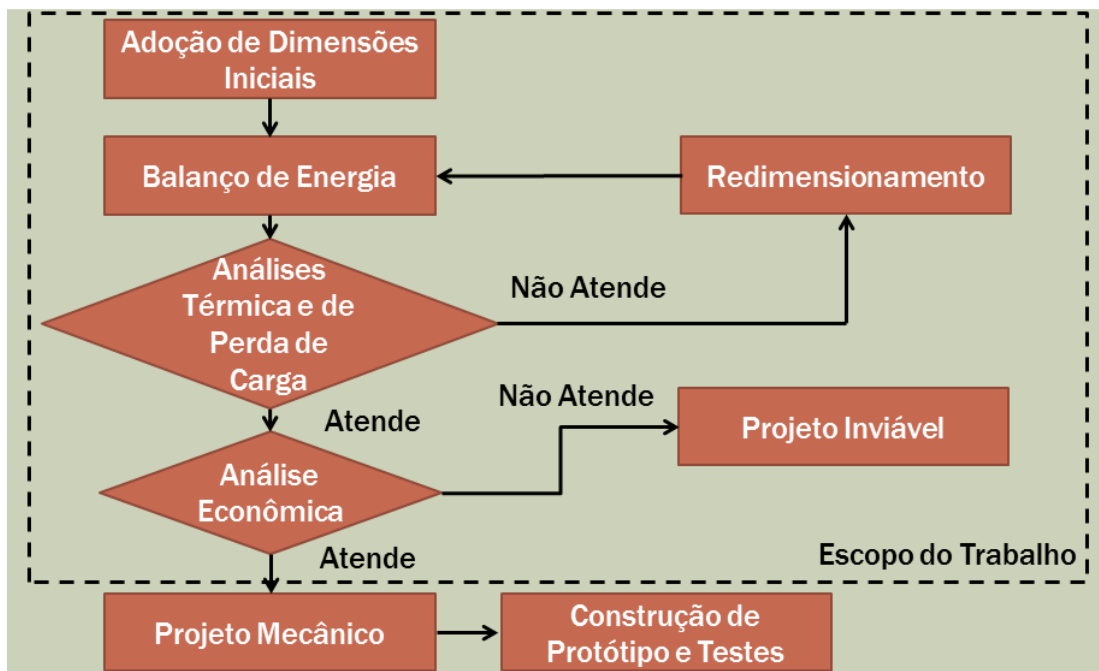
Com relação ao dimensionamento de SPHEs, Dongwu (2003) o formalizou baseado em métodos existentes para cálculos de espirais semicirculares. As expressões apresentadas se caracterizam por sua precisão, universalidade e conveniência, por relacionar parâmetros como o número de voltas da espiral, o comprimento estendido das placas, a espessura das placas, e os diâmetros externo e interno do trocador de calor.

Picón-Nuñez *et al.* (2007), por suas vezes, com base nos trabalhos aqui citados, apresentaram um método numérico iterativo, como alternativa para o dimensionamento de trocadores de calor de placas em espiral, para operações nas quais não ocorra mudança de fase. O método consiste no estabelecimento de valores iniciais de diâmetro e altura de placas, os quais são atualizados até que se atinjam valores máximos de perda de carga para cada escoamento individual. Foi também realizado um estudo comparativo para validação analítico x numérico. Os perfis de temperatura observados na simulação realizada por Picón-Nuñez *et al.* (2007) apresentaram semelhante tendência, se comparado ao cálculo analítico. O que se traduz num bom método para o dimensionamento inicial de trocadores de calor de placas em espiral, pautado tanto na natureza do escoamento, quanto nas dimensões do SPHE.

3. METODOLOGIA

Como apresentado na Figura 8, o projeto de um trocador de calor parte da especificação de um problema, para o qual seu emprego é cogitado. Como ponto de partida, se têm então as características dos fluidos de trabalho, como vazões e temperaturas. Devem também ser conhecidas as limitações de operação, tais como perda de carga máxima, tamanho, massa e material.

Figura 8 - Fluxograma básico do projeto de um trocador de calor



Fonte: (Adaptado de ESTEVES, 2009).

Uma vez especificadas as condições operacionais, o tipo de trocador de calor, sua geometria e a natureza dos fluxos, podem ser selecionados. Nesta etapa, novas considerações a respeito das limitações de operação são feitas.

O procedimento iterativo se inicia com uma tentativa inicial. Nesta etapa, são definidos valores para as dimensões e, com isso, é possível a avaliação completa dos pontos de vista de perda de carga e térmico. Desta forma, é determinada a área necessária para troca de calor. O refino do dimensionamento é realizado iterativamente, até que se verifique um

projeto funcional e coerente, dentro dos limites de operação conhecidos. É a etapa em que considerações e mudanças estruturais no projeto podem ser feitas.

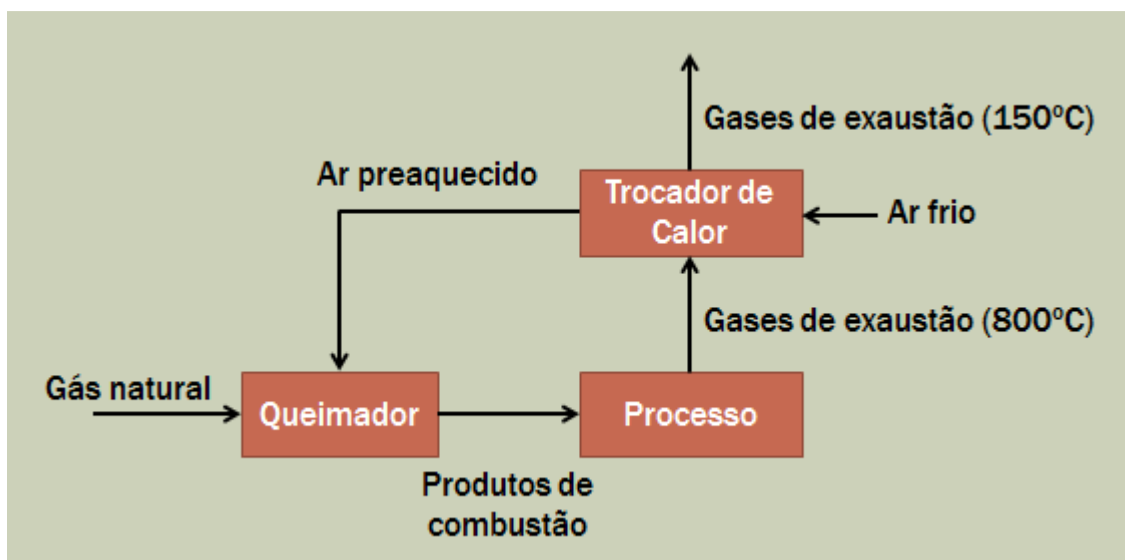
Terminadas as fundamentações, as considerações e o dimensionamento, com base nas análises térmica e de perda de carga, o passo seguinte é a avaliação econômica do projeto (SAARI, 2005, ESTEVES, 2009).

Após a demonstração da viabilidade do equipamento, as próximas etapas são, respectivamente, o projeto mecânico e a construção de um protótipo para testes e aplicação.

3.1. Definição do problema

Em certa aplicação industrial, esta que demanda queima contínua de grandes volumes de gás natural, é desejável que se reduza o consumo, com a manutenção ou melhoria da qualidade do processo. Para isso, é analisada a proposta de utilização de um trocador de calor, conforme Figura 9, para o preaquecimento do ar destinado à combustão, por meio da recuperação do calor dos gases de exaustão do processo.

Figura 9 - Esquema da utilização do trocador de calor



Fonte: (Autoria própria).

As condições de operação exigem um equipamento compacto, robusto, de fácil limpeza e manutenção, feito de um material que suporte temperaturas da ordem de 800°C. A perda de carga associada ao escoamento se limita em máximos 600mmH₂O, carga manométrica disponível dos ventiladores industriais.

3.2. Escolha do trocador de calor

Parte-se de um olhar crítico sobre a aplicação alvo. Trata-se de uma operação ininterrupta. Tal fato exige que o equipamento seja de fácil limpeza e rápida manutenção. Recomenda-se também que obstruções nos canais do trocador de calor sejam evitadas ao máximo.

Alia-se isso às exigências da operação. O equipamento é utilizado para troca de calor em regime de escoamento cruzado, gás-gás. Deve apresentar compacidade e robustez, bem como capacidade de resistir a elevadas temperaturas. A Tabela 1 é construída de modo a ilustrar a escolha do trocador de calor mais adequado à aplicação discutida.

Tabela 1 - Trocador de calor mais adequado à aplicação

ESCOLHA DO TROCADOR DE CALOR					
Geometria	Tubo duplo	Casco e tubo	Serpentina	Placas com gaxeta	Placas em espiral
Compacidade	Não	Não	Sim	Sim	Sim
Robustez	Não	Sim	Não	Não	Sim
Manutenção	Fácil	Fácil	Difícil	Fácil	Fácil
Aplicações gás-gás	Não	Não	Não	Sim	Sim
Suporta 800°C	Não	Não	Não	Não	Sim

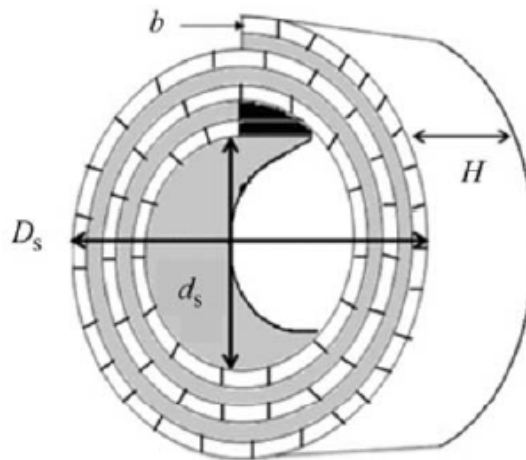
Fonte: (Autoria própria, baseado em KAKAÇ, 2002).

De acordo com a Tabela 1, o equipamento que melhor se adequa à operação é o trocador de calor de placas corrugadas em espiral (SPHE).

3.3. Dimensionamento

Antes que se inicie o dimensionamento, é importante que se conheçam as medidas principais de um trocador de calor de placas em espiral. A Figura 10 ilustra a configuração básica de um SPHE. Dessa forma, b é a largura do canal retangular, por onde passa o fluido; H é a altura das placas; D_s e d_s são, respectivamente, os diâmetros externo e interno do conjunto (PICÓN-NUÑEZ *et al.*, 2007).

Figura 10 - Dimensões principais de um SPHE



Fonte: (PICÓN-NUÑEZ *et al.*, 2007).

Para o desenvolvimento de uma metodologia para o cálculo de trocadores de calor de placas em espiral, Picón-Nuñez *et al.* (2007) fizeram as seguintes considerações:

- Não há mudanças significativas na velocidade dos fluxos de entrada e saída do trocador de calor;
- Escoamento puramente cruzado;
- Regime permanente;
- Coeficiente de transferência de calor constante ao longo de todo o trocador de calor;
- Perdas de calor para o ambiente são desprezadas;
- Parafusos e outros elementos de fixação e junção das placas não afetam a movimentação dos fluidos no interior do trocador de calor.

Neste trabalho, são considerados também:

- Calores específicos médios dos gases e do ar constantes, iguais a 1,2 kJ/kgK e 1,004 kJ/kgK, respectivamente¹;
- Temperatura de chaminé² $T_{ch} = 150^{\circ}\text{C}$;
- Eficiência inicial do trocador de calor $\eta_{T.C.} = 0,8$.

Toma-se, primeiramente, um volume de controle que englobe toda a superfície do trocador de calor. Pelo balanço de energia, considerando uma eficiência associada ao trocador de calor ($\eta_{t.c.}$), a expressão que define o processo de transferência de calor segue:

$$\dot{Q}_{rec} = \eta_{t.c.} \cdot \dot{m}_g \cdot c_{pm,g} \cdot (T_g - T_{ch}) = \dot{m}_{ar} \cdot c_{pm,ar} \cdot (T_{ar,e} - T_{ar,s}) \quad (1)$$

Na equação (1) são levados em consideração parâmetros referentes a condições de temperatura de entrada e saída dos escoamentos de gases quentes e de ar, bem como os calores específicos, avaliados à temperatura média, entre as condições de entrada e saída dos fluidos em questão. Dessa forma, Q_{rec} é a quantidade de energia térmica recuperada pelo

¹ A rigor, $c_{pm} = \frac{1}{\Delta T} \cdot \int_0^{\Delta T} c_p(T) \cdot dT$

² São recomendados valores acima de 130°C, para que se evite a condensação de ácidos no trocador de calor. No presente trabalho, se opta por utilizar valores mais conservadores.

trocador de calor, $\eta_{T.C.}$ é a eficiência do equipamento, \dot{m}_g a vazão mássica, $c_{pm,g}$ é o calor específico médio avaliado à pressão constante, T_g , a temperatura de entrada e T_{ch} , a temperatura de chaminé dos gases de exaustão. Do lado direito, \dot{m}_{ar} é a vazão mássica, $c_{pm,ar}$, o calor específico médio avaliado à pressão constante, $T_{ar,e}$, a temperatura de entrada, e $T_{ar,s}$, a temperatura de saída do ar.

Feita essa estimativa inicial da temperatura máxima atingida pelo ar na saída do trocador de calor, a etapa seguinte tem dependência direta das características do equipamento. Designa-se Q a quantidade de calor transferida dos gases de exaustão para o ar. Emprega-se o método da diferença de temperatura média logarítmica (equação (2)).

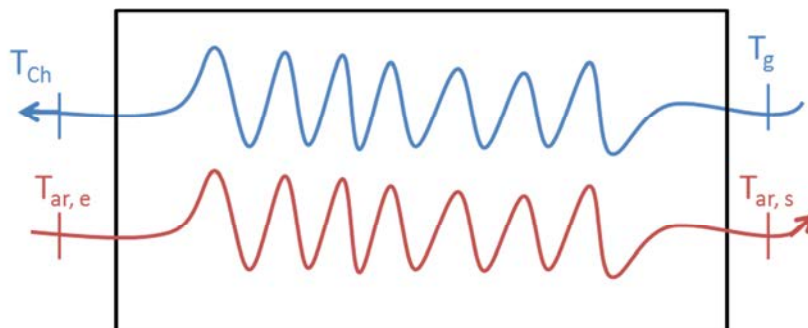
$$\dot{Q}_{rec} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ML} \quad (2)$$

Na qual U representa o coeficiente global de transferência de calor, A representa a área total de troca térmica e ΔT_{ML} a diferença de temperatura média logarítmica (equação (3)).

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3)$$

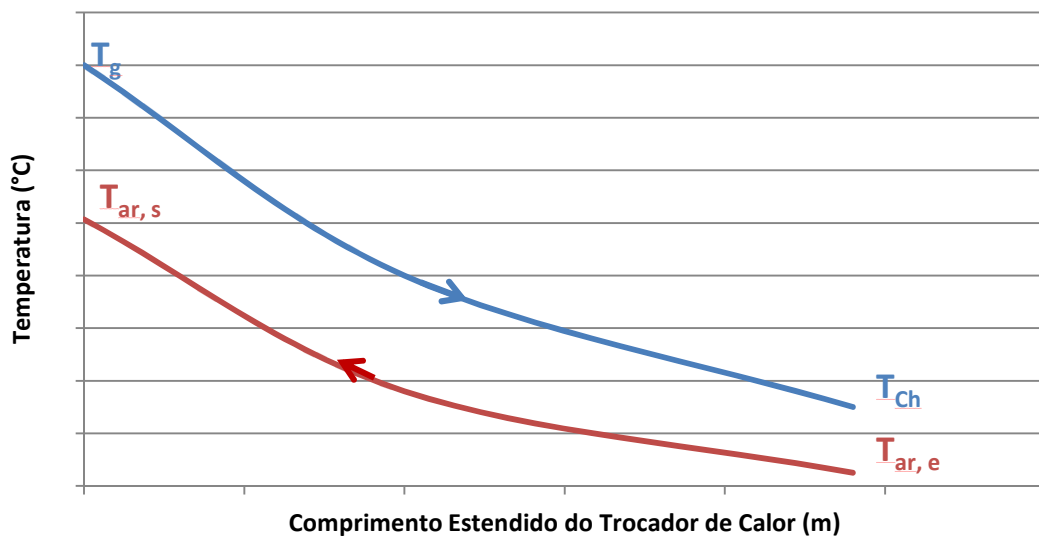
Com $\Delta T_1 = T_{ar,s} - T_g$ e $\Delta T_2 = T_{ch} - T_{ar,e}$, explicitados na Figura 11 e na Figura 12:

Figura 11 - Esquema simplificado de um trocador de calor genérico



Fonte: (Autoria própria).

Figura 12 - Variação de temperatura ao longo de um trocador de calor genérico



Fonte: (Autoria própria).

Determinado o valor de ΔT_{ML} e conhecido o valor de Q_{nec} , o produto $(UA)_{nec}$ é calculado (equação (4)):

$$(U \cdot A)_{nec} = \frac{Q_{rec}}{\Delta T_{ML}} \quad (4)$$

Obtido $(UA)_{nec}$, o foco do trabalho torna-se a determinação simultânea de pares de valores U e A reais, cujo produto seja, no mínimo, igual a $(UA)_{nec}$ e que satisfaça outras especificações de projeto.

3.4. Avaliação térmica e de perda de carga

O primeiro passo escolhido, do lado da determinação do produto $(UA)_{real}$, é a adoção arbitrária de dimensões. Alia-se isso aos valores pré-existent de vazão mássica e características dos fluidos de trabalho, obtém-se então o regime de escoamento. Calcula-se então o número de Reynolds (equação (5)), bem como seu valor crítico (equação 6), ou seja, o valor mínimo para que se caracterize o regime turbulento neste tipo específico de trocador de calor.

$$Re = \frac{D_h \cdot \dot{m}}{\mu \cdot A_c} \quad (5)$$

$$Re_c = 20000 \cdot \left(\frac{D_h}{D_s}\right)^{0,32} \quad (6)$$

Sendo D_h (equação (7)) o diâmetro hidráulico, \dot{m} a vazão mássica, A_c a área de escoamento livre e μ a viscosidade dinâmica do fluido.

$$D_h = \left(\frac{2 \cdot b \cdot H}{b + H}\right) \quad (7)$$

Para determinação dos coeficientes de película, correspondentes a cada regime de escoamento, as expressões (8) e (9) foram desenvolvidas por Minton (1970):

Para $Re > Re_c$:

$$h = \left(1 + 3,54 \cdot \frac{D_h}{D_s}\right) \cdot 0,023 \cdot c_p \cdot V_f \cdot Re^{-0,2} \cdot Pr^{2/3} \quad (8)$$

Para $100 < Re < Re_c$:

$$h = 1,86 \cdot c_p \cdot V_f \cdot Re^{-2/3} \cdot Pr^{-2/3} \cdot \left(\frac{L}{D_h}\right)^{-1/3} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{-0,14} \quad (9)$$

Nas quais μ_w é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura da parede, μ_b é a viscosidade do fluido, L é o comprimento da placa, V_f é a velocidade média, c_p é a capacidade térmica específica, e Pr é o número de Prandtl do fluido, este último um parâmetro adimensional, que relaciona a taxa de difusão viscosa com a taxa de difusão térmica do fluido.

A velocidade média do fluido (equação (10)) pode ser obtida:

$$V_f = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_c} \quad (10)$$

Sendo ρ a massa específica do fluido, e A_c (equação (11)) a área de escoamento livre, definida como:

$$A_c = H \cdot b \quad (11)$$

O número de Prandtl (equação (12)), por sua vez, é definido como:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (12)$$

Sendo k a condutividade térmica do fluido.

O coeficiente global de transferência de calor poderá ser determinado através da equação (13):

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_g}\right) + \left(\frac{t}{k_m}\right) + \left(\frac{1}{h_{ar}}\right)} \quad (13)$$

Na qual h_g e h_{ar} representam os coeficientes de película do gás e do ar, respectivamente, t representa a espessura da placa e k_m a condutividade térmica do material da placa.

A área de troca de calor é definida pela equação (14) como:

$$A = 2 \cdot H \cdot L \quad (14)$$

O produto $(UA)_{real}$ (equação 15) pode ser escrito:

$$(U \cdot A)_{real} = \frac{2 \cdot H \cdot L}{\left(\frac{1}{h_g}\right) + \left(\frac{t}{k_m}\right) + \left(\frac{1}{h_{ar}}\right)} \quad (15)$$

Compara-se então com o valor previamente calculado como $(UA)_{nec}$ com os valores limite, definidos pelas inequações (16) e (17).

$$(U \cdot A)_{real} > (U \cdot A)_{nec} \quad (16)$$

$$\frac{(U \cdot A)_{real}}{(U \cdot A)_{nec}} - 1 < 0,05 \quad (17)$$

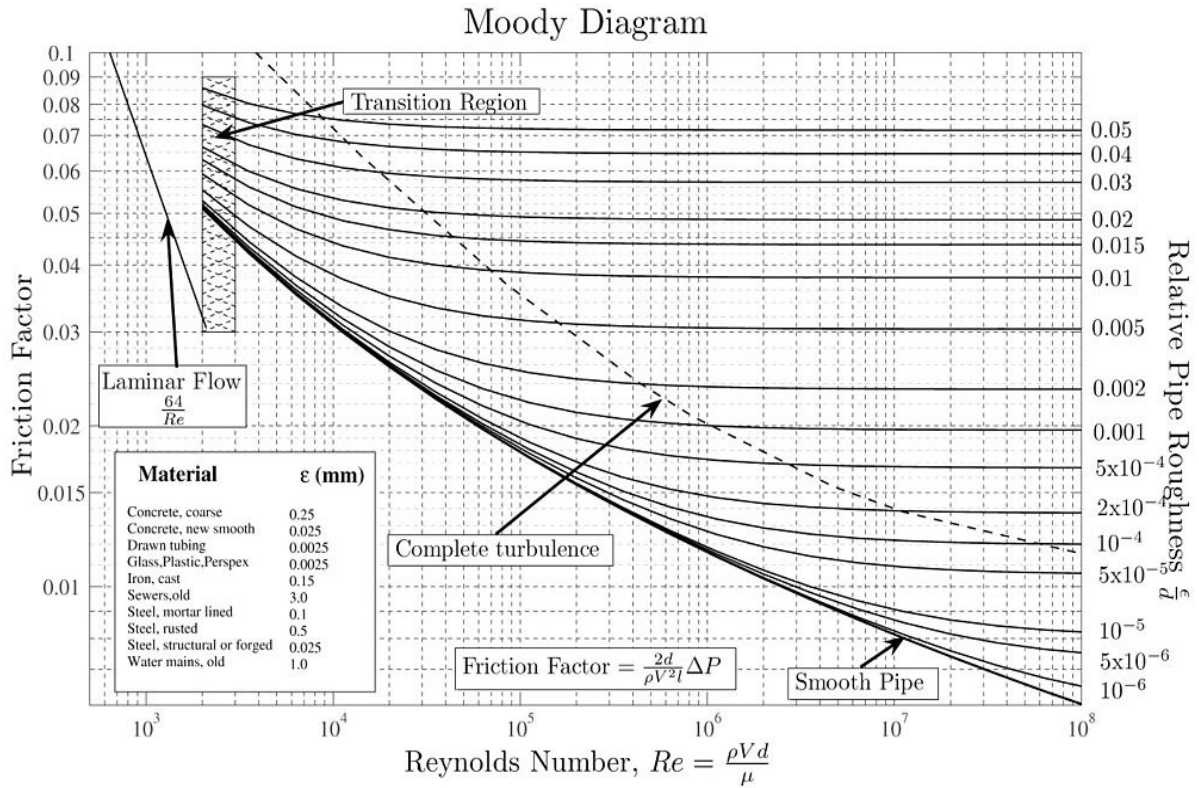
Caso tais condições sejam satisfeitas, o projeto se mostra consistente, com relação à transferência de calor.

Entretanto, importante também para a validação deste tipo de projeto, é a avaliação da queda de pressão associada aos escoamentos, assim como feito por Minton (1970). No caso de escoamentos de gases, as quedas de pressão permitidas devem ser inferiores às cargas manométricas dos ventiladores utilizados. O cálculo da queda de pressão (outrora chamada de perda de carga) para gases é feito segundo a equação (18):

$$\Delta P = \frac{f \cdot L \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \left(\frac{T_e + T_s}{2}\right)}{2 \cdot D_h \cdot T_e} \quad (18)$$

Na qual f é o fator de fricção e pode ser obtido através do diagrama de Moody (Figura 13).

Figura 13 - Diagrama de Moody



Fonte: (<http://me1065.wikidot.com/handouts-and-links>, acesso em 13/07/2015).

Se:

$$\Delta P < P_{\text{ventilador}} \quad (19)$$

Caso a queda de pressão exceda a pressão disponibilizada pelo ventilador (não satisfaça a condição apresentada pela equação (19)), o procedimento de projeto deverá ser repetido, até que sejam satisfeitas todas as condições aqui estabelecidas.

Do ponto de vista construtivo, a informação final sobre o projeto será o número de voltas da espiral. Segundo a expressão (20), desenvolvida por Dongwu (2003):

$$N = \frac{\left[\left(\frac{b+2 \cdot t}{2} \right) - H \right] + \sqrt{\frac{(2 \cdot b+4 \cdot t) \cdot L}{\pi}}}{b+2 \cdot t} \quad (20)$$

3.5. Avaliações de eficiência térmica e de economia de combustível

A melhora na eficiência térmica e a quantidade de combustível economizada no processo são importantes indicadores para que se justifique a construção e a utilização do trocador de calor projetado. Tem-se por base a primeira lei da Termodinâmica, aplicada ao processo industrial real como um todo. Processo esse que utiliza uma quantidade de calor $Q_{processo}$ e perde para o ambiente $Q_{perdido}$. Tais valores são conhecidos de aplicações industriais passadas. Anterior à introdução do trocador de calor, pode-se escrever a equação (21):

$$\dot{m}_c \cdot PCI + \dot{m}_{ar} \cdot h_{ar,s} = \dot{m}_g \cdot h_g + \dot{Q}_{processo} + \dot{Q}_{perdido} \quad (21)$$

Da equação da continuidade (equação (22)) tem-se também:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_c \quad (22)$$

A eficiência térmica do processo é então descrita pela equação (23):

$$\eta_{térmica,n} = \frac{\dot{Q}_{processo}}{\dot{m}_{c,n} \cdot PCI} \quad (23)$$

Após a introdução do trocador de calor no processo, o novo consumo de combustível será representado por $\dot{m}_{c,n}$. Segue-se a mesma metodologia de equacionamento:

$$\dot{m}_{c,n} \cdot PCI + \dot{m}_{ar} \cdot h_{ar,s} = \dot{m}_{g,n} \cdot h_g + \dot{Q}_{processo} + \dot{Q}_{perdido} \quad (24)$$

$$\dot{m}_{g,n} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{c,n} \quad (25)$$

O novo consumo de combustível é calculado pela equação (26):

$$\dot{m}_{c,n} = \frac{\dot{m}_{ar} \cdot (h_g - h_{ar,s}) + \dot{Q}_{processo} + \dot{Q}_{perdido}}{PCI - h_g} \quad (26)$$

A nova eficiência térmica do processo é definida pela equação (27):

$$\eta_{térmica,n} = \frac{Q_{processo}}{\dot{m}_{c,n} \cdot PCI} \quad (27)$$

Será denominada *RP* a redução percentual do consumo de combustível. A mesma é calculada segundo a equação (28):

$$RP = 100 \cdot \left[1 - \left(\frac{\dot{m}_{c,n}}{\dot{m}_c} \right) \right] \quad (28)$$

Observado o aumento da eficiência térmica do processo associado à queda no consumo de combustível, com base no valor de *RP* é possível que se avalie a implicação sobre os gastos com insumo dentro do contexto industrial. Isso viabiliza que seja feita uma estimativa de economia monetária, com base no custo do combustível utilizado.

4. ESTUDO DE CASO

É estudada a implantação de sistemas de preaquecimento de ar de combustão numa determinada empresa, consumidora de gás natural (GN). É de conhecimento que a utilização média mensal de GN é de 315.000 Nm³/mês, dos quais 80.000 Nm³/mês são destinados ao processo para o qual é avaliada a introdução dos SPHEs.

Como discutido anteriormente, o procedimento de projeto parte de um dimensionamento inicial, limitado pelas condições de operação impostas. As dimensões limitantes para a aplicação são $D_s \leq 3m$ e $H \leq 0,6m$ (Figura 10).

Tendo em vista que a perda de carga é proporcional ao quadrado da velocidade e que a carga manométrica disponível dos ventiladores utilizados é de 600mmH₂O, será feito o dimensionamento de trocadores de calor para aproveitamento de 12,5%, 25%, 37,5%, 50%, 62,5%, 75%, 87,5% e 100% da vazão dos gases de exaustão.

Mostra-se necessário um ponto de partida para o dimensionamento. Adota-se, conforme exibido na Tabela 2:

Tabela 2 - Dimensões principais iniciais do trocador de calor

DIMENSÕES PRINCIPAIS			
d_s (m)	H (m)	b (m)	t (m)
0,08	0,3	0,06	0,008

Fonte: (Autoria própria).

Os parâmetros de entrada iniciais (temperatura dos gases de exaustão e vazões mássicas de ar e gases) são conhecidos, apresentados na

Tabela 3:

Tabela 3 - Parâmetros de entrada

ENTRADA DO TROCADOR DE CALOR		
\dot{m}_{ar} (kg/s)	\dot{m}_g (kg/s)	T_g (°C)
0,88642	0,91836	800

Fonte: (Autoria própria).

Os cálculos realizados para o dimensionamento completo do trocador de calor, bem como sua avaliação funcional, foram feitos com o auxílio de uma planilha de cálculos no *Microsoft Excel* (Anexo), para as oito diferentes vazões, o que resulta em oito diferentes SPHEs. Entretanto, será apresentado, como exemplo, o dimensionamento de apenas um equipamento. Será escolhido, portanto, aquele que trabalha com o aproveitamento de 50% do calor dos gases de exaustão.

As informações referentes à recuperação de calor, à condição dos gases de exaustão e às condições ambiente e quantidade de ar a ser preaquecido devem ser primeiramente inseridas. Os cálculos da média logarítmica das diferenças de temperatura é realizado automaticamente, tendo como informações de saída os valores de $(U*A)_{nec}$ e Q_{nec} .

São arbitrados então valores iniciais das dimensões b , a largura dos canais das placas, d_s , o diâmetro interno da espiral e t , a espessura das placas. De modo a garantir que o projeto seja funcional no que se diz respeito à perda de carga, são então calculados os valores de altura H e do diâmetro externo da espiral D_s , e em seguida arredondados, para que se obtenha o valor da área A_{real} .

O valor de U é calculado automaticamente pelo modelo, de posse das informações dos escoamentos de ar e gases, e da espessura das placas. São então determinados os valores do produto $(U*A)_{real}$ e o valor de Q_{real} . Aplicadas as condições de admissibilidade do projeto, o

mesmo é classificado como “bom”, caso esteja de acordo, ou é informada a necessidade de um redimensionamento.

Os valores de todas as dimensões arredondadas, bem como o número de voltas da espiral N , são os parâmetros de saída do modelo.

Da aplicação das equações (1), (2), (3) e (4) são obtidos resultados essenciais. A temperatura de preaquecimento do ar, que é responsável pela queda no consumo de combustível, e o produto $(UA)_{nec}$, parâmetro guia do dimensionamento (Tabela 4).

Tabela 4 - Aproveitamento de 50% do calor gases de exaustão

APROVEITAMENTO DE 50% DO CALOR DOS GASES DE EXAUSTÃO	
$T_{ar,s}$ (°C)	$(UA)_{nec}$ (W/K)
316,15	1.123,5

Fonte: (Autoria própria).

Para a utilização das equações (6) e (8), se mostra necessário um valor para o diâmetro mais externo da espiral D_s . Como o mesmo é dependente do comprimento L , da placa estendida, e $D_s \leq 3,4m$, adota-se como valor inicial, a ser posteriormente corrigido, $D_s = 2,56m$. Dessa forma, a análise do escoamento é realizada, como segue a Tabela 5:

Tabela 5 - Análises referentes ao regime de escoamento

REGIME DE ESCOAMENTO					
FLUIDO	D_h (m)	A_c (m)	v (m/s)	Re	Re_c
AR	0,1	0,018	38,21	182.780	7.085
GASES	0,1	0,018	44,37	87.663	7.085

Fonte: (Autoria própria).

Em ambos os casos, foi obtido $Re > Re_c$, portanto, a expressão mais indicada para o cálculo de h é a representada pela equação (8). Assim, é possível que se chegue aos valores presentes na Tabela 6.

Tabela 6 – Transferência de calor por convecção

COEFICIENTES DE PELÍCULA	
h_g (W/m ² K)	h_{ar} (W/m ² K)
112,58	69,10

Fonte: (Autoria própria).

Da utilização da equação (13), e dado que o material do trocador de calor é o aço inox ($k_{inox} = 16,2$ W/mK), se obtém então o valor do coeficiente global de transferência de calor real U_{real} . Divide-se então o produto $(UA)_{nec}$ pelo valor U_{real} , para que se obtenha a área mínima necessária. Então, são obtidos os seguintes valores (Tabela 7):

Tabela 7 – Parâmetros referentes à transferência de calor no SPHE

TROCA DE CALOR NO SPHE	
U_{real} (W/m ² K)	A_{nec} (m ²)
41,93	26,8

Fonte: (Autoria própria).

Tendo sido definido inicialmente $H = 0,3m$ e a área de troca térmica definida pela equação (14), pode-se introduzir um valor inteiro acima como valor real da área e obter o comprimento da placa estendida, L (Tabela 8).

Tabela 8 - Obtenção do comprimento estendido

COMPRIMENTO ESTENDIDO DA ESPIRAL	
A_{real} (m ²)	L (m)
27	45

Fonte: (Autoria própria).

Para que se verifique a devida eficácia do projeto, deve-se então atualizar, primeiramente o valor de D_s , inicialmente arbitrado, para seu valor real. A expressão utilizada foi a equação (29), determinada por Dongwu (2003). Sendo:

$$D_s = \sqrt{1,28 \cdot L \cdot (b_g + b_{ar} + t) + d_s^2} \quad (29)$$

Atualiza-se então o valor de entrada D_s , para o obtido pela equação (29). As seguintes mudanças são observadas, como mostradas na Tabela 9:

Tabela 9 - Impacto sobre os parâmetros de escoamento

IMPACTO SOBRE OS PARÂMETROS DE ESCOAMENTO				
FLUIDO	D_s (m)	Re_c (m)	h (W/m ² K)	U_{real} (W/m ² K)
AR	2,72	7.000	68,61	41,64
GASES	2,72	7.000	111,77	

Fonte: (Autoria própria).

A mudança observada sobre o valor de U_{real} é pouco significativa, com relação ao previamente apresentado na Tabela 7. Isso não traz nenhuma mudança nas dimensões das duas placas. Parte-se agora para as verificações finais do projeto.

Da comparação do produto $(UA)_{real}$ com o produto $(UA)_{nec}$, pelas inequações (16) e (17), o projeto se consolida como eficaz, do ponto de vista térmico.

A última etapa de verificações é a relacionada à perda de carga. Tal verificação é feita pela utilização das equações (18) e (19). Sendo o material escolhido o aço, verifica-se que, em ambos os escoamentos, o fator de atrito não sofre alterações significativas. Mais precisamente, $f = 0,0144$. Então, neste caso, as perdas de pressão ao longo dos canais são:

Tabela 10 - Avaliação da perda de carga

PERDA DE CARGA	
FLUIDO	ΔP (mmH ₂ O)
AR	462,83
GASES	261,39

Fonte: (Autoria própria).

As perdas de carga associadas ao escoamento são inferiores à altura manométrica dos ventiladores. Portanto, o projeto é funcional (Tabela 10).

Da utilização da equação (20), se obtém, por último, o número de voltas da bobina espiral, $N = 19$, o que finaliza o dimensionamento como um todo.

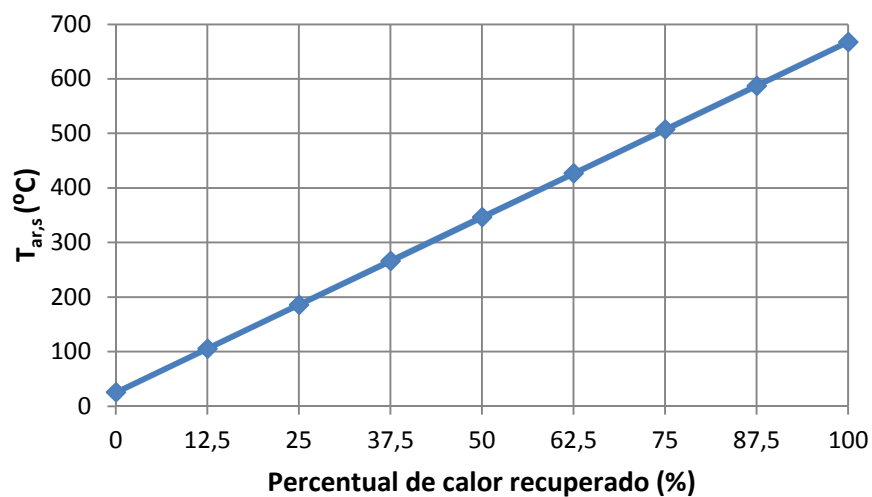
O mesmo procedimento é realizado para as demais vazões de gás, e é de fundamental importância para a escolha do trocador de calor. Segue abaixo as características de projeto de todas as porcentagens.

Tabela 11 - Dimensionamento final completo

DIMENSIONAMENTO FINAL COMPLETO								
% vazão	L (m)	b (m)	d _s (m)	t (mm)	H (m)	D _s (m)	N	T _{ar,s} (°C)
12,5	9,0	0,03	0,08	8,0	0,3	0,89	10	105,29
25	15,0	0,04	0,08	8,0	0,3	1,3	12	185,57
37,5	29,0	0,05	0,08	8,0	0,29	2,0	16	265,86
50	45,0	0,06	0,08	8,0	0,3	2,72	19	346,15
62,5	48,0	0,05	0,08	8,0	0,4	2,58	21	426,44
75	48,0	0,04	0,08	8,0	0,59	2,33	22	506,72
87,5	80,0	0,05	0,08	8,0	0,6	3,33	27	587,01
100	180,0	0,08	0,08	8,0	0,6	6,22	34	667,30

Fonte: (Autoria própria).

Figura 14 - Temperatura de preaquecimento do ar x Percentual de calor recuperado



Fonte: (Autoria própria).

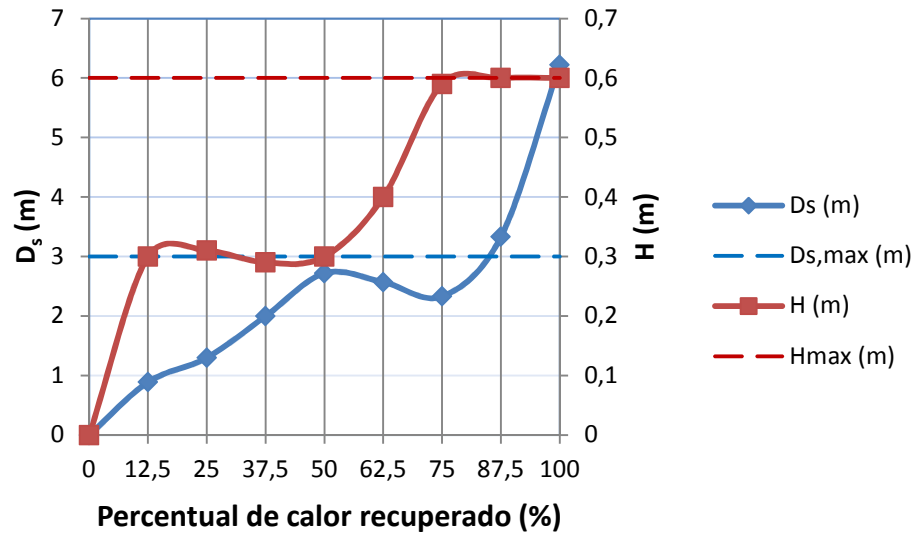
A Tabela 11 e a Figura 14, exibidas acima, evidenciam que a maior temperatura de preaquecimento do ar está associada ao maior reaproveitamento de calor possível, e essa relação é comprovadamente linear, conforme a equação (1) mostra, se mantidos todos os outros parâmetros, apenas com variação de \dot{m}_g . Entretanto, a recuperação de uma maior quantidade de energia térmica leva, invariavelmente, a um aumento de área de superfície de troca. Esse aumento pode acarretar numa incompatibilidade dimensional com as exigências da operação. E é o que se observa.

Um novo gráfico é construído (Figura 15). Este apresenta as dimensões limitantes principais da aplicação, D_s e H , e seus valores correspondentes para cada vazão aproveitada de gases quentes. Com isso, é possível então verificar que, apesar de garantir maior temperatura de preaquecimento, trocadores de calor que utilizem acima de 75% dos gases de exaustão são espacialmente inviáveis.

Sendo mantida a altura H como a máxima, $0,6m$, para o aproveitamento de 100% do calor dos gases de exaustão, se torna necessário um diâmetro D_s 2,67 vezes maior que aquele para a utilização de 75% dos gases. Isso também representa uma necessidade de um valor de D_s 2,07 maior que o estabelecido como máximo.

Também se observa que a principal limitação dimensional é o diâmetro D_s , e que há certa faixa de valores entre 75 e 87,5% na qual seria possível realizar um melhor refino de dados, de forma que sejam obtidas outras configurações (recuperação de calor de 80% dos gases de exaustão, por exemplo).

Figura 15 - Avaliação dos limites para dimensionamento do SPHE



Fonte: (Autoria própria).

O próximo passo da metodologia estabelecida é a avaliação da economia de combustível. Isso é feito com base no quadro tarifário da Comgás, e segundo a equação (30), também disponibilizada no *website* da companhia:

$$I = F + (CM \cdot V) \quad (30)$$

Na qual I é o valor do importe, em R\$/mês, F é o valor do encargo fixo, em R\$/mês, CM é o consumo mensal, em Nm³/mês e V é o valor do encargo variável, em R\$/Nm³. Um comparativo, entre os cenários anterior e posterior à utilização do trocador de calor, é imprescindível e necessário para a tomada de decisões a respeito da introdução do mesmo no processo. Pode-se então obter estimativas do impacto da redução do consumo de gás natural, como por exemplo, uma eventual mudança na classe contratual da empresa, bem como quanto tempo será necessário, para que a redução nos gastos de combustível compense o custo de construção do SPHE.

Figura 16 - Quadro tarifário do gás natural industrial Comgás

Classes	Volume m³/mês	Valores sem ICMS		Valores com ICMS	
		Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/m³	Fixo - R\$/mês	Variável - R\$/m³
1	Até 50.000,00 m³	177,74	2,008085	201,98	2,281915
2	50.000,01 a 300.000,00 m³	27.808,03	1,455456	31.600,03	1,653927
3	300.000,01 a 500.000,00 m³	46.346,73	1,393606	52.666,74	1,583643
4	500.000,01 a 1.000.000,00 m³	52.033,36	1,382234	59.128,82	1,570720
5	1.000.000,01 a 2.000.000,00 m³	75.276,77	1,358990	85.541,78	1,544307
6	> 2.000.000,00 m³	116.294,53	1,338480	132.152,88	1,521000

Fonte: (<http://www.comgas.com.br/pt/nossosServicos/Tarifas/Paginas/industrial.aspx>. Acesso em: 01 jul. 2015.).

São utilizadas as equações (21), (22) e (23). São conhecidos de operações anteriores os valores de $Q_{processo}$, $Q_{perdido}$ e o combustível utilizado, que é o gás natural. Portanto, na Tabela 12:

Tabela 12 - Parâmetros de aplicação real

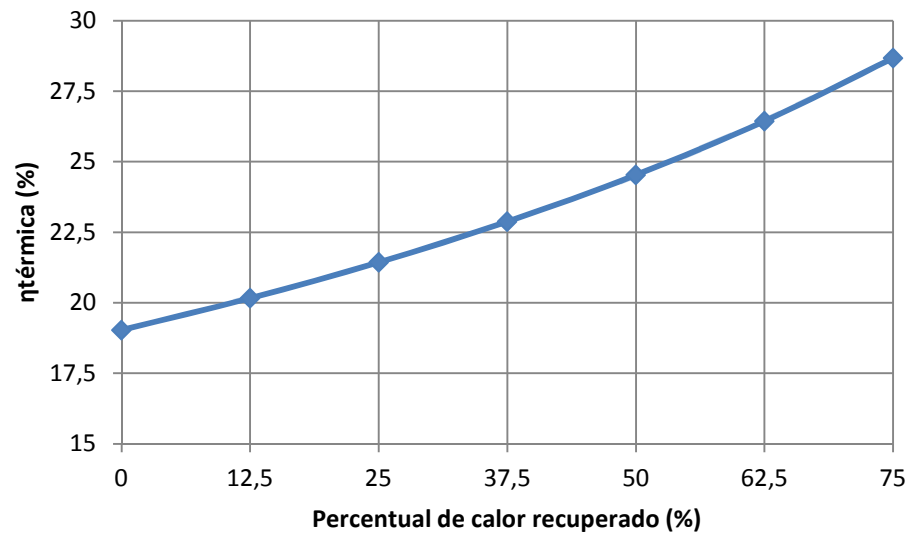
PARÂMETROS DE APLICAÇÃO		
PCI _{GN} (kJ/kg)	Q _{processo} (kW)	Q _{perdido} (kW)
48.020,6	250	150

Fonte: (Autoria própria).

Dentre os trocadores de calor viáveis, ou seja, até 75% de utilização dos gases quentes, são feita as análises do aumento da eficiência térmica e da economia de combustível resultante do emprego de cada um.

A Figura 17 permite visualizar o comportamento da eficiência térmica do processo. Como evidenciado, há, dentro dos projetos de trocadores de calor viáveis, um potencial aumento de até 10% no rendimento após a introdução de um dos equipamentos.

Figura 17 – Eficiência Térmica x Percentual de Calor Recuperado

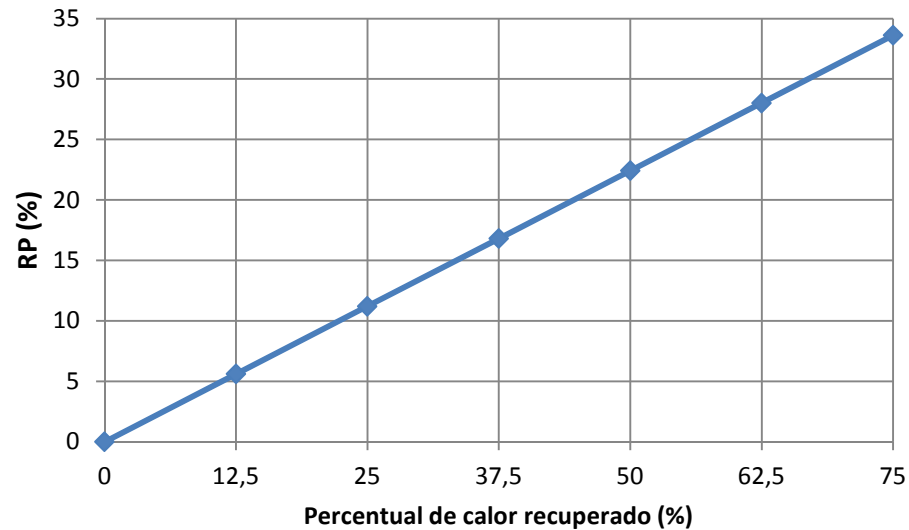


Fonte: (Autoria própria).

O gráfico apresentado na Figura 18 evidencia a relação linear crescente entre a economia de combustível e a quantidade calor dos gases de exaustão aproveitados. A utilização de 75% dos gases leva a uma diminuição do consumo de gás natural de praticamente 34%, de acordo com a equação (28). Como a operação é em fluxo constante, ou seja, 24 horas por dia, a economia de combustível proporcionada em um mês de 30 dias é equivalente a mais de 10 dias de consumo. Porém, sem queda na produtividade.

Para que se traduza em termos financeiros, considera-se uma aplicação hipotética, na qual o custo do gás natural é o custo variável disponibilizado pela Comgás, para aplicações industriais, em indústrias que se encontram na classe 3, ou seja, consumo de 300.000,01 a 500.000,00m³/mês.

Figura 18 – Redução Percentual do Consumo de Combustível x Percentual de Calor Recuperado



Fonte: (Autoria própria).

Tem-se, neste caso, dois cenários bem distintos, antes e depois do SPHE, representados na Tabela 13:

Tabela 13 - Comparativo entre cenários de consumo antes e depois da implantação do SPHE

COMPARATIVO ENTRE CENÁRIOS DE CONSUMO ANTES E DEPOIS DA APLICAÇÃO DO SPHE			
CENÁRIOS	Consumo de GN no Processo (Nm ³ /mês)	Consumo total de GN (Nm ³ /mês)	Gasto mensal com GN (R\$/mês)
SEM O SPHE	80.000	315.000	551.514,28
COM O SPHE	53.103,66	28.8103,66	508.102,44
Economia mensal (R\$/mês)			43.411,84

Fonte: (Autoria própria).

Observa-se, durante os cálculos realizados, pelo quadro tarifário da Comgás (Figura 16), que a empresa muda de classe, passando de 3 para 2, ao iniciar a utilização do trocador de calor proposto. Ou seja, passa a ter um custo fixo menor para a compra do gás natural. Desta forma, é observada uma redução mensal de R\$ 43.411,841 por mês, cerca de 7,8%.

5. CONCLUSÃO

É observado aumento significativo na eficiência do processo, após a utilização de trocadores de calor. Das oito soluções propostas, seis se mostraram aplicáveis para a situação desejada, dentro das limitações espaciais e de perda de carga, e estão aptas a serem submetidas a novos critérios de seleção, principalmente relacionados aos aspectos construtivos.

Foi observado que a quantidade de calor destinada ao preaquecimento do ar de combustão faz diminuir linearmente o consumo de combustível. Isso se deve à menor quantidade de energia necessária para elevação de temperatura dos reagentes até a temperatura dos produtos de combustão.

De acordo com a estimativa econômica, com base numa aplicação fictícia, porém coerente com a realidade industrial que motiva este trabalho, a utilização de SPHEs se mostra vantajosa, por se tratar de uma operação que exige fluxo constante de combustível.

Pode-se avaliar também a queda no consumo de combustível em termos de dias. Esse indicador pode ser utilizado de forma a mostrar a redução do impacto ambiental. De acordo com o estudo de caso, sem alterar a produtividade, os trocadores de calor proporcionaram diminuição do consumo de combustível equivalente a 10 dias num mês. Isso significa 10 dias no mês de emissão zero, com relação ao processo atual.

Os argumentos apresentados como justificativas para a implantação dos trocadores de calor satisfazem, ao mesmo tempo, as grandes necessidades industriais. Redução de custos e políticas ambientais, sem que haja queda na produtividade.

6. PERSPECTIVAS

Terminado o processo de dimensionamento, é agora necessário o cumprimento de novas etapas. Inicialmente, deverá ser feita uma cotação relacionada ao custo de fabricação do trocador de calor. Isso implica a possíveis novos critérios de seleção do equipamento, agora no âmbito do processo de fabricação.

Cumprido esse estágio, dá-se início ao projeto mecânico do SPHE. Este sim leva em conta outros parâmetros, como resistência mecânica e deformação. As dimensões aqui especificadas são as determinantes do funcionamento real do trocador de calor.

O equipamento será, então, construído, conforme todas as decisões tomadas até este ponto, e testado em campo, para validação do modelo teórico aqui apresentado. Resultados positivos, aliados à economia de combustível, bem como a adequação a planos de redução de emissão de gases estufa são fortes justificativas para que a utilização do sistema proposto seja implantada no meio industrial.

Pretende-se futuramente a elaboração de um modelo em CFD (fluidodinâmica computacional), que simule o funcionamento de SPHEs. Também pretendidas a análise exérgica do equipamento, uma análise econômica mais detalhada, com considerações sobre a construção do trocador de calor. Construído um protótipo, será possível a observação das necessidades de manutenção ao longo de sua vida útil e como buscar a otimização do projeto.

REFERÊNCIAS

BAIRD, M. H. I.; MCCRAE, W.; RUMFORD, F.; SLESSER, C. G. M., Some considerations on heat transfer in spiral plate heat exchangers, **Chem. Eng. Science**, v. 7 p.112-115, 1957.

BELL, K. J. Preliminary design of shell and tube heat exchangers, in **Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design**. KAKAÇ, S.; BERGLES, A. E.; MAYINGER, F., Eds., Hemisphere, Washington, D.C., 1981.

BES, T.H., ROETZEL, W.. Distribution of heat flux density in spiral heat exchangers, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 35, p.1331-1347, 1992.

BES, T.H., ROETZEL, W.. Thermal theory of the spiral heat exchanger, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 36, p.765-773, 1993.

COMGÁS. **Tarifas do Gás Natural Canalizado**. Disponível em: <<http://www.comgas.com.br/pt/nossosServicos/Tarifas/Paginas/industrial.aspx>>. Acesso em: 01 jul. 2015.

DONGWU, W.. Geometric Calculations for the Spiral Heat Exchanger, **Chemical Engineering & Technology**, v. 26, p. 592-598., 2003.

ESTEVES, A. C.. Desenvolvimento de modelo matemático de trocador de calor tipo casco-tubos. **Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia**, São Caetano do Sul, 2009.

GUT, J. A. W. Configurações ótimas para trocadores de calor a placas, 268f. **Tese (Doutorado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo**, São Paulo, 2003.

HEWITT, G. F.; SHIRES, G. L.; BOTT, T. R. **Process Heat Transfer**, Florida, Estados Unidos: CRC Press, 1993.

KAKAÇ, S. **Heat exchangers: selection, rating and thermal design**. Florida: CRC PRESS, 2002. Ed.2.

MINTON, P. E. Designing spiral-plate heat exchangers, **Chemical Engineering**, v. 1,p.103-112, 1970.

PICÓN-NUÑEZ, M.; CANIZALES-DÁVALOS, L.; MARTÍNEZ-RODRIGUEZ, G.; POLLEY, G.T. Shortcut design approach for spiral heat exchangers, **Food and Bioproducts Processing**, v. 85, p.322-327, 2007.

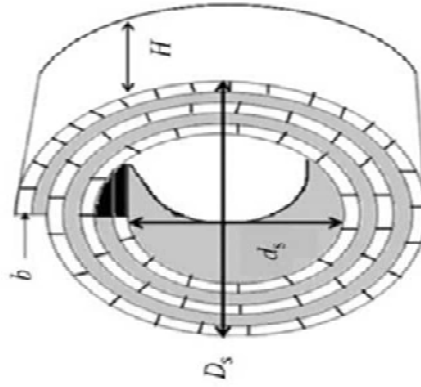
RODRÍGUEZ, J. A.. Intercambiadores de placas en espiral, **Introducción a la Termodinámica con Algunas Aplicaciones Ingeniería**, Ed. 1, p. 692-696, 2000.

SAARI, J.. Heat Exchanger Dimensioning, **LUT Energy - Lappeeranta University of Technology**, 2005.

WILHELMSSON, B., Consider spiral heat exchangers for fouling application, **Hydrocarbon Processing**, July, 2005 issue, p81-83, Jul. 2005.

ANEXO – Planilha desenvolvida para o modelo iterativo

C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
No trocador de calor											
Recuperação de calor		Gases de Exaustão				Ara ser preaquecido					
$\eta_{r.c.}$	% exaust/recup	m_g (kg/s)	$c_{p,g}$ (kJ/kgK)	T_g (°C)	T_{ch} (°C)	T_{amb} (°C)	$c_{p,ar}$ (kJ/kgK)	m_{ar} (kg/s)	$T_{ar,final}$ (°C)		
0,8	50	0,45918	1,2	800	150	25	1,004	0,888641984	346,1493245		
Trocador de calor de placas em espiral corrente cruzada											
ΔT_1 (°C)	ΔT_2 (°C)	ΔT_{lm} (°C)	Q_{rec} (W)	$(UA)_{req}$ (W/K)							
453,8506755	125	255,0308491	286528,32	1123,504553							
Dimensões de entrada											
b_g (m)	b_{gr} (m)	d_1 (m)	t (m)	L_1 (m)	H (m)	D_1 (m)					
0,06	0,06	0,08	0,008	45	0,299801242	2,716468295					
Trocador de calor real											
L (m)	H (m)	A_{real} (m ²)	UA (W/K)	Q_{real} (W)	Desvio (%)	STATUS DO PROJETO					
45	0,3	27	1124,249399	286718,2789	0,066296737	projeto bom					
Dimensionamento final completo											
L (m)	b_{gr} (m)	b_c (m)	d_1 (m)	t (m)	H (m)	D_1 (m)					
45	0,06	0,06	0,08	0,008	0,3	2,72					19



Fonte: (Autoria própria).