

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

CLAYTON HENRIQUE STEPHANI REGIS DOS SANTOS

**AVALIAÇÃO TÉCNICA E FINANCEIRA DE UM SISTEMA PARA REAPROVEITAMENTO
ENERGÉTICO DA ÁGUA DE RENOVAÇÃO DOS RESFRIADORES DE CARÇA DE UM
FRIGORÍFICO AVÍCOLA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2018

CLAYTON HENRIQUE STEPHANI REGIS DOS SANTOS

**AVALIAÇÃO TÉCNICA E FINANCEIRA DE UM SISTEMA PARA
REAPROVEITAMENTO ENERGÉTICO DA ÁGUA DE RENOVAÇÃO DOS
RESFRIADORES DE CARÇAÇA DE UM FRIGORÍFICO AVÍCOLA**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Júnior.

Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk

PATO BRANCO

2018

FOLHA DE APROVAÇÃO

AVALIAÇÃO TÉCNICA E FINANCEIRA DE UM SISTEMA PARA REAPROVEITAMENTO ENERGÉTICO DA ÁGUA DE RENOVAÇÃO DOS RESFRIADORES DE CARÇAÇA DE UM FRIGORÍFICO AVÍCOLA

Clayton Henrique Stephani Regis dos Santos

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 21/11/2018 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Campus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Jean-Marc Stephane Lafay
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk
(UTFPR – Departamento de Mecânica)
Co-orientador

Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Júnior
(UTFPR – Departamento de Mecânica)
Orientador

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

À memória de Tarcizio Francisco Regis, que onde quer que esteja, foi o maior incentivador dos meus sonhos e ficará orgulhoso pela conquista.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, por sua presença constante garantindo-me saúde, crença e força para não desistir diante das adversidades que se apresentaram ao longo de toda essa jornada. Acredito que sem Ele eu não seria capaz de lutar por aquilo que acredito, obtendo as maiores realizações da minha vida.

À minha mãe, Ana Claudia, ao meu pai, Nilson e à minha avó, Juraci por não duvidarem da minha capacidade e terem sido os maiores responsáveis pela excepcional qualidade de vida experimentada por mim ao longo desses anos de estudo, não medindo esforços para que fossem capazes de financiar boa parte dos custos associados e por compreenderem minha ausência nos momentos em que precisei abdicar do tempo em que poderíamos estar juntos, em prol deste projeto. Todo o carinho, confiança e estímulo depositado por vocês foram extremamente significativos para que eu fosse capaz de alcançar meu maior sonho.

Aos meus tios Mirian e Sérgio pelo amor e apoio incondicional transmitidos. Os inúmeros conselhos, frases de motivação e puxões de orelha nessa etapa tão desafiadora da vida acadêmica foram o alicerce para construção do meu caráter e fizeram toda a diferença ao longo do meu crescimento, tanto profissional quanto pessoal. Saibam que são meus maiores exemplos. Minha eterna gratidão a vocês.

Agradeço à Universidade Tecnológica Federal do Paraná, ao curso de Engenharia Mecânica do *campus* Pato Branco e a todos os docentes que fizeram parte dessa jornada na universidade, em especial aos meus orientadores Luiz Carlos Martinelli Junior e Paulo Cezar Adamczuk, por aceitarem minha sugestão de tema e, principalmente, me mostrado o caminho correto a ser seguido, por meio de suas convicções, no decorrer do desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu grande amigo Guilherme Fincato Torres, por ter compartilhado da etapa mais fatigante e decisiva ao longo do desenvolvimento de minha carreira profissional. Os momentos vivenciados por nós desde a mudança para Dois Vizinhos até o final da graduação me fizeram compreender a importância de um ombro amigo. Hoje posso dizer que tenho um irmão. Muito obrigado.

A todos os meus colegas de curso, especialmente aquelas pessoas que eu não imaginava que existiam e que agora não imagino o mundo sem elas. Meus sinceros agradecimentos pelos momentos de alegria, cumplicidade e dor partilhados ao longo dessa trajetória. Vocês são incríveis!

“Success is walking from failure to failure without loss of enthusiasm”. (CHURCHILL, Winston).

RESUMO

SANTOS, Clayton Henrique Stephani Regis dos. **Avaliação Técnica e Financeira de um Sistema para Reaproveitamento Energético da Água de Renovação dos Resfriadores de Carcaça de um Frigorífico Avícola**. 2018. 142 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

O presente trabalho consiste em um estudo relativo à possibilidade de se obter ganhos energéticos e, conseqüentemente, retorno financeiro através do redimensionamento de um sistema composto por trocadores de calor e bombas centrífugas, capaz de aproveitar a diferença de energia térmica presente entre água de descarte dos resfriadores de carcaça e a água potável que abastece um frigorífico avícola. Para que fosse possível determinar as necessidades de adequação, avaliou-se as condições de operação na qual o sistema atual está submetido e comparou-se com as condições de projeto de cada um dos equipamentos que o compõe. Posteriormente, levantou-se hipóteses de melhoria e verificou-se qual delas atenderia às condições impostas ao projeto de forma mais eficiente, por meio do Método da efetividade-NUT. Concluiu-se que, para o sistema voltar a operar integralmente, haveria a necessidade de aumentar a área de troca térmica dos trocadores de calor de placas gaxetadas, bem como associa-los de uma nova forma, para um novo arranjo de passes. Em relação ao sistema de bombeamento, o estudo demonstrou que haveria a necessidade de substituição das bombas centrífugas para que a água de descarte fosse transportada ao longo de todo o trajeto. Por fim, foram levantados os custos necessários para implantação das ações de aperfeiçoamento técnico, bem como a captura financeira associada à economia de energia elétrica. Diante de tais informações, realizou-se a análise de investimento, onde o projeto demonstrou-se promissor e viável tanto técnica quanto economicamente.

Palavras-chave: Reaproveitamento de Energia. Eficiência Energética. Abatedouro de Aves. Trocador de Calor. Seleção de Trocador de Calor. Sistema de Bombeamento. Seleção de Bomba. Viabilidade Econômica.

ABSTRACT

SANTOS, Clayton Henrique Stephani Regis dos. **Technical and Financial Assessment of a Renewal Water Energetic Reuse System of the Carrier Coolers of a Poultry Refrigerator**. 2018. 142 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

The present work consists of the study on the possibility to obtain energy gains and, consequently, financial return through the resizing of a system composed of heat exchangers and centrifugal pumps, able to take advantage of the difference of thermal energy present between water of discard of the chillers and drinking water supplied by a poultry slaughterhouse. In order to determine the adequacy requirements, the operating conditions in which the current system is presented and compared with the design conditions of each of the equipment that compose it. Subsequently, the hypothesis of improvement was raised and it was verified that it met the conditions imposed on the project in a more efficient way, through the Method of effectiveness-NUT. It was concluded that, in order for the system to be fully operational again, there would be a need to increase the area of thermal exchange of the heat exchangers of corrugated plates, as well as to associate them in a new way, for a new arrangement of passes. Regarding the pumping system, the study demonstrated that it would be necessary to replace the centrifugal pumps so that the wastewater was transported along the entire route. Finally, the necessary costs for the implementation of the technical improvement actions, as well as the financial capture associated with the saving of electricity, were raised. In the face of such information, the investment analysis was carried out, where the project proved to be promising and feasible both technically and economically.

Keywords: Energy Reuse. Energy Efficiency. Poultry Slaughterhouse. Heat exchanger. Heat Exchanger Selection. Pumping System. Pump Selection. Economic Viability.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Evolução do Consumo Anual de Energia Elétrica pela Classe Industrial.	14
Figura 2 - Fluxograma da Cadeia Produtiva do Frango de Corte – Parte I	17
Figura 3 - Fluxograma da Cadeia Produtiva do Frango de Corte – Parte II	18
Figura 4 - Ilustração de um tanque de resfriamento contínuo	24
Figura 5 – Classificação dos trocadores de calor de acordo com o tipo de construção	26
Figura 6 – Trocador de Calor de tubos concêntricos com escoamento paralelo.....	29
Figura 7 – Trocador de Calor de tubos concêntricos com escoamento contracorrente	29
Figura 8 – Trocador de calor de duplo tubo.....	30
Figura 9 – Esquema de um trocador de calor casco e tubo	31
Figura 10 – Partes constituintes de um trocador de calor casco e tubo	32
Figura 11 – Partes principais de um trocador de calor de placas com gaxeta	35
Figura 12 – Sistema de encaixe periférico das gaxetas na placa.....	35
Figura 13 – Gaxetas para trocadores de calor de placas.....	36
Figura 14 – Esquema de uma placa com corrugação tipo chevron.....	37
Figura 15 – Padrões de corrugações disponíveis	38
Figura 16 – Seção de um trocador de calor de placas soldadas.....	39
Figura 17 – Exemplo de um trocador de calor de placa espiral.....	40
Figura 18 – Trocador de calor de placas espirais aberto	41
Figura 19 – Esquema de um trocador de calor de placas aletadas.....	42
Figura 20 – Trocador de calor de tubos aletados	43
Figura 21 - Incrustação severa em placas	48
Figura 22 - Aumento da área de troca térmica em função do Fator de Incrustação..	49
Figura 23 - Superfície de Controle	51

Figura 24 - Relações Efetividade-NUT para Trocador de Calor contracorrente	53
Figura 25 – Esquemático dos principais tipos de máquinas de fluxo	54
Figura 26 – Exemplos de bombas volumétricas.....	55
Figura 27 – Campo de Aplicação de bombas.....	56
Figura 28 – Bomba centrífuga com rotor axial.....	57
Figura 29 – Bomba centrífuga radial	58
Figura 30 – Trajetória do fluido em uma bomba de fluxo misto.....	59
Figura 31 – Bomba centrífuga diagonal	59
Figura 32 – Curva da Carga (H) x Vazão (Q) para uma família de diâmetro de rotores	60
Figura 33 – Curva da Potência Absorvida (P_{abs}) x Vazão (Q) para bomba radial	61
Figura 34 – Curva do Rendimento total (η) x Vazão (Q)	62
Figura 35 - Altura Geométrica do Sistema de Bombeamento	63
Figura 36 - Curva Característica do Sistema.....	68
Figura 37 - Vista superior do setor de pré-resfriamento	71
Figura 38 - Montagem atual dos Trocadores de Calor	76
Figura 39 - Comprimentos equivalentes a perdas localizadas	77
Figura 40 - Medidor de Vazão PortaFlow 330	78
Figura 41 - Princípio de funcionamento com instalação V de um medidor ultrassônico	79
Figura 42 - Termômetro AKSO AK16L.....	79
Figura 43 - Fluxograma com as etapas de dimensionamento de um trocador de calor	80
Figura 44 - Arranjo 01 para os Trocadores de Calor	82
Figura 45 - Arranjo 02 para os Trocadores de Calor	83
Figura 46 – Representação técnica do Trocador de Calor 01	83

Figura 47 - Instalação dos transdutores na tubulação da água de descarte	86
Figura 48 - Equipamento instalado em trecho reto da tubulação	87
Figura 49 - Volume da água de descarte na entrada dos trocadores de calor	88
Figura 50 - Medidor de Vazão +GF+ Signet 3-9900 series	89
Figura 51 - Volume de água potável na entrada dos Trocadores de Calor	90
Figura 52 - Comportamento observado para a temperatura da água de descarte....	91
Figura 53 - Curva característica do trajeto inicial	107
Figura 54 - Carta de Aplicação Bombas centrífugas IMBIL INI-K.....	108
Figura 55 – Determinação do ponto de trabalho para a bomba do trajeto inicial	109
Figura 56 - Curva característica do trajeto final.....	113
Figura 57 - Carta de Aplicação Bombas centrífugas IMBIL INI	114
Figura 58 - Determinação do ponto de trabalho para a bomba do trajeto final	115
Figura 59 - Fluxo de Caixa e Demonstrativo de Cálculo do Payback Descontado..	119
Figura 60 - Fluxo de Caixa do investimento	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fator de Incrustação (Rd) para PHEs	48
Tabela 2 - Classificação do tipo de escoamento	66
Tabela 3 - Dados do Motor Elétrico 1	73
Tabela 4 - Dados da Bomba 1	73
Tabela 5 - Dados do Motor Elétrico 2	74
Tabela 6 - Dados da Bomba 2	74
Tabela 7 - Características construtivas do Trocador de Calor 01	74
Tabela 8 - Características construtivas do Trocador de Calor 02	74
Tabela 9 - Condições de operação do Trocador de Calor 01	75
Tabela 10 - Condições de operação do Trocador de Calor 02	75
Tabela 11 - Volume de água consumido na linha 1 (litros/ave)	84
Tabela 12 - Volume de água consumido na linha 2 (litros/ave)	85
Tabela 13 - Volume de água consumido na linha 3 (litros/ave)	85
Tabela 14 - Volume de água consumido na linha compulsória (litros/gancho)	85
Tabela 15 - Dados para cálculo do volume de água consumido pelo sistema de resfriamento	86
Tabela 16 - Configuração inicial do medidor de vazão ultrassônico	88
Tabela 17 - Parâmetros de entrada para o Trocador de Calor 01 da primeira hipótese	93
Tabela 18 - Parâmetros de entrada para o Trocador de Calor 02 da primeira hipótese	96
Tabela 19 - Parâmetros de entrada para a hipótese 02	98
Tabela 20 - Dados de operação repassados pelo fabricante	101
Tabela 21 - Resultados obtidos após reavaliação do sistema	102
Tabela 22 - Variáveis de interesse ao projeto do trajeto inicial	103

Tabela 23 - Acessórios instalados ao longo do trajeto inicial	105
Tabela 24 – Variáveis de interesse ao projeto do trajeto final.....	110
Tabela 25 - Acessórios instalados ao longo do trajeto final	110
Tabela 26 - Informações para avaliação da captura financeira.....	116
Tabela 27 - Orçamento dos equipamentos necessários para o projeto	118
Tabela 28 - Dados para alimentação do SAVEPI.....	118

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 PROBLEMA	12
1.2 HIPÓTESE	13
1.3 OBJETIVOS	13
1.3.1 Objetivo Geral	13
1.3.2 Objetivos Específicos	13
1.4 JUSTIFICATIVAS	14
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1 A AVICULTURA NO BRASIL	16
2.2 A CADEIA PRODUTIVA DO FRANGO DE CORTE	17
2.2.1 Recepção de Aves no Frigorífico e Descarregamento	19
2.2.2 Pendura na Nórea	19
2.2.3 Insensibilização e Sangria	20
2.2.4 Escaldagem e Depenagem	21
2.2.5 Evisceração	21
2.2.6 Refrigeração de Carcaças	22
2.2.6.1 Resfriamento por Tanques Contínuos	23
2.2.7 Embalagem e Expedição	25
2.3 DEFINIÇÃO E MECANISMOS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR	25
2.4 TROCADORES DE CALOR	26
2.4.1 Trocadores de Calor de Contato Indireto	27
2.4.2 Trocadores de Calor de Contato Direto	27
2.4.3 Trocadores de Calor Tubulares	28
2.4.3.1 Trocadores de Calor de Duplo Tubo	30
2.4.3.2 Trocadores de Calor de Casco e Tubo	31
2.4.3.3 Trocadores de Calor Casco-Espiral	33

2.4.4 Trocadores de Calor de Placas	34
2.4.4.1 Trocador de Calor de Placas com Gaxeta.....	34
2.4.4.2 Trocador de Calor de Placas Soldadas ou Brasadas	39
2.4.4.3 Trocador de Calor de Placas Espirais	40
2.4.5 Trocador de Calor de Superfícies Aletadas	41
2.5 CRITÉRIOS PARA SELEÇÃO DE TROCADORES DE CALOR.....	44
2.6 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	45
2.7 FATOR DE INCRUSTAÇÃO	47
2.8 BALANÇO ENERGÉTICO APLICADO A TROCADORES DE CALOR.....	50
2.9 ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR: O MÉTODO DA EFETIVIDADE-NUT	51
2.10 BOMBAS HIDRÁULICAS E SISTEMAS DE BOMBEAMENTO	54
2.10.1 Bombas Volumétricas	55
2.10.2 Bombas Dinâmicas	56
2.11 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS.....	60
2.11.1 Curva da Carga (H) x Vazão (Q)	60
2.11.2 Curva da Potência Absorvida (P_{abs}) x Vazão (Q)	61
2.11.3 Curva de Rendimento Total (η) x Vazão (Q)	62
2.12 CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO.....	63
2.12.1 Altura Manométrica do Sistema	63
2.12.2 Altura Manométrica de Sucção (H_s) e Descarga (H_D)	64
2.12.3 Perda de Carga	65
2.12.3.1 Perda de Carga Distribuída	66
2.12.3.2 Perda de Carga Localizada	67
2.12.4 Determinação da Curva Característica do Sistema	68
2.13 ANÁLISE DE INVESTIMENTOS.....	68
2.13.1 Metodologia Clássica (MC)	69

3 MATERIAIS E MÉTODOS	70
3.1 LOCALIZAÇÃO DO ESTUDO	70
3.2 VOLUME DE ÁGUA DESCARTADA PELOS RESFRIADORES DE CARÇAÇA	71
3.3 SISTEMA DE REAPROVEITAMENTO ENERGÉTICO ATUAL	72
3.3.1 Estimativa do Desnível e Comprimento Total da Tubulação	76
3.3.2 Cálculo da Perda de Carga	77
3.3.3 Medição da Vazão em Cada Trecho	78
3.3.4 Medição da Temperatura da Água de Descarte	79
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	80
4.1 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR	80
4.1.1 Seleção do Tipo de Trocador de Calor	81
4.1.2 Seleção do Arranjo de Fluxo	81
4.1.2.1 Primeira Hipótese de Arranjo	81
4.1.2.2 Segunda Hipótese de Arranjo	82
4.1.3 Determinação dos Principais Parâmetros de Design	84
4.1.3.1 Volume da Água de Descarte Despejada no Acumulador	84
4.1.3.2 Volume de Água de Descarte na Entrada dos Trocadores de Calor	86
4.1.3.3 Volume de Água Potável na Entrada dos Trocadores de Calor	89
4.1.3.4 Temperatura da Água Potável	90
4.1.3.5 Temperatura da Água de Descarte	91
4.1.5 Determinar a Área de Transferência de Calor	92
4.1.6 Determinação das Variáveis não Especificadas Restantes	93
4.1.7 Reavaliar o Projeto com base em Novas Informações	101
4.2 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO	102
4.2.1 Avaliação do Trajeto Inicial	103
4.2.1.1 Condições de Operação	103
4.2.1.2 Cálculo da Altura Manométrica Total	104

4.2.1.3 Determinação da Curva Característica.....	106
4.2.1.4 Seleção da Bomba	107
4.2.2 Avaliação do Trajeto Final	109
4.2.2.1 Condições de Operação.....	110
4.2.2.2 Cálculo da Altura Manométrica Total.....	110
4.2.2.3 Determinação da Curva Característica.....	113
4.2.2.4 Seleção da Bomba	114
4.3 AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE ECONÔMICA DO PROJETO.....	115
4.3.1 Economia Gerada	115
4.3.2 Orçamento	118
4.3.3 Análise Financeira.....	118
5 CONCLUSÕES.....	121
ANEXO A – CURVAS PARA BOMBA MEGANORM 100-065-315	130
ANEXO B – CURVAS PARA BOMBA MEGAFLOW K 80-250	131
ANEXO C – CURVAS PARA BOMBA IMBIL INI-K 100-315	132
ANEXO D – CURVAS PARA BOMBA IMBIL INI 100-400.....	133
ANEXO E – ÁBACO DE MOODY.....	134
ANEXO F – PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DA ÁGUA SATURADA	135

1 INTRODUÇÃO

No decorrer dos últimos anos, a competitividade no setor industrial brasileiro aumentou vertiginosamente, condição essa que pode ser associada, parcialmente, ao fato da implantação de políticas de liberalização comercial empreendidas no Brasil na década de 1990. Dentro desse contexto, a abertura do mercado consumidor nacional para a entrada de produtos estrangeiros fez com que uma série de setores produtivos perdessem representatividade no mercado interno ou até mesmo marcas já consolidadas passassem por fusões ou instituíssem força através de investimentos por meio de fontes de capital estrangeiro.

Somado a isso, há a conjuntura política na qual o país se encontra que, além de trazer desafios relacionados à incerteza do cenário econômico, torna cada vez mais difícil a perquisição de soluções que tragam maior lucratividade. Tais situações forçaram as empresas que compõem a indústria nacional a buscarem oportunidades na redução de custos associados ao processo produtivo, sem que a eficiência da fábrica e até mesmo a qualidade associada ao produto acabado fossem reduzidas.

Quando se observam as despesas adjuntas à produção, o consumo de energia elétrica representa um dos custos mais elevados para o processo, tanto que a gestão desse é um dos maiores desafios inseridos no setor secundário da economia. A indústria brasileira responde por cerca de 30% do consumo de toda a energia elétrica disponível no país. Vale ressaltar que o custo da mesma para a indústria brasileira é de, aproximadamente, R\$ 402,26 por MWh, segundo o Boletim de Conjuntura do Setor Elétrico Brasileiro, publicado pela Federação das Indústrias do Estado do Rio de Janeiro (FIRJAN, 2017). Esse valor é cerca de 46% superior à média mundial, de R\$ 275,74 por MWh. Incluindo tributos, o valor atinge a cifra de R\$ 489,45 por MWh.

Baseando-se nisso, Nardino (2017) afirma que as preocupações associadas a utilização do recurso mencionado, iniciadas com a Crise do Petróleo em 1973, fizeram com que surgissem diversos programas direcionados ao consumo eficiente e consequente racionalização, com objetivo de combater o gasto desenfreado. Um deles é o PROCEL – Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica, instituído em 30 de dezembro de 1985, sendo administrado pelo Ministério de Minas e Energia e executado pela Eletrobrás (PROCEL, 2018).

Com isso, pode-se afirmar que estratégias de curto, médio ou até mesmo longo prazo para a redução de custos de fábrica devem passar, irremediavelmente, pela diminuição no consumo energético, por meio da criação de alternativas que tornam mínimo o desperdício desse insumo indispensável para o desenvolvimento econômico e social da nação, visto que uma instituição que tem como objetivo alcançar uma estrutura de custos racionalizada e tornar-se mais competitiva não pode admitir, em hipótese alguma, a utilização de energia de forma ineficiente e irresponsável (VENTURINI e PIRANI, 2005).

Neste trabalho, baseando-se na situação evidenciada anteriormente, é possível perceber a necessidade da realização de estudos mais aprofundados que objetivam a utilização eficiente e responsável da energia empregada no processo produtivo do setor industrial brasileiro em geral. Com isso, pretende-se realizar pesquisas para a readequação de um sistema para reaproveitamento energético, implantado em um frigorífico avícola, através de um dimensionamento geral e posterior análise do seu potencial energético, buscando suprir a capacidade de resfriamento associada a um compressor de amônia típico da sala de máquinas do frigorífico estudado.

1.1 PROBLEMA

Como exposto anteriormente, a busca por uma estrutura de custos racionalizada e a utilização de técnicas para redução do consumo de energia elétrica dentro de um processo industrial devem passar, obrigatoriamente, pela criação de alternativas para utilização eficiente e responsável dos insumos, entre eles a eletricidade.

Dentro de um frigorífico avícola, sabe-se que os maiores consumidores de energia elétrica são os sistemas associados à geração de frio, onde normalmente, seja pela readequação da capacidade produtiva ou pela falta de recursos financeiros, determinadas readequações são deixadas de lado, gerando desperdício energético e queda no desempenho.

Com base nisso, pode-se realizar a seguinte pergunta: Seria possível readequar um sistema de transferência de calor para aproveitar ao máximo a diferença de energia térmica presente entre a água residual dos sistemas de resfriamento e a água de abastecimento da planta industrial?

1.2 HIPÓTESE

A hipótese do presente trabalho de pesquisa está baseada no consumo desnecessário de energia elétrica para resfriamento da água potável consumida em um frigorífico avícola, em função da inatividade do sistema de reaproveitamento energético implantado atualmente. Acredita-se que através da elaboração de um estudo baseando-se na readequação dos equipamentos de transferência de calor e nos dispositivos de bombeamento que compõem o sistema seja possível colocá-lo em pleno funcionamento, tornando-o economicamente viável para a planta industrial.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo Geral

Realizar um estudo relativo à capacidade de se reduzir o consumo de energia elétrica e, conseqüentemente, adquirir retorno financeiro através do redimensionamento de um sistema composto por trocadores de calor e bombas centrífugas capaz de reaproveitar a diferença de energia térmica presente entre água de renovação, descartada como efluente, dos resfriadores de carcaça (*chillers*) e a água potável proveniente do sistema de abastecimento do frigorífico.

1.3.2 Objetivos Específicos

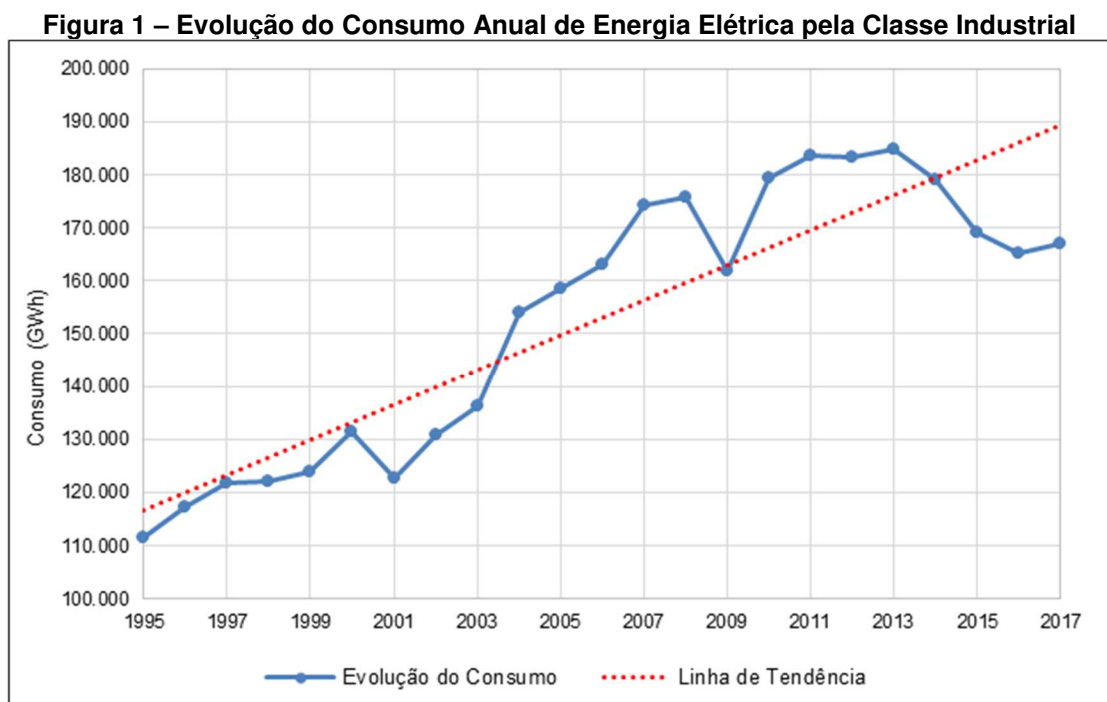
Quanto aos objetivos específicos, estão definidos como:

- i. Realizar uma revisão bibliográfica sobre o assunto a ser estudado, abordando desde o processo industrial para abate de frangos até os conceitos mais aprofundados que envolvam a Transferência de Calor, os Critérios para Seleção de Trocadores de Calor e Máquinas de Fluxo, Técnicas de Avaliação da Viabilidade Econômica de Projetos de Investimento e quaisquer outros conceitos pertinentes ao estudo;
- ii. Identificar as possíveis oportunidades de melhoria no sistema implantado na unidade produtiva, mediante coleta de dados em

- campo e posterior mapeamento para identificação de pontos de desperdício;
- iii. Propor ações para o aperfeiçoamento técnico do sistema em análise e avaliar seu potencial energético através da análise térmica dos trocadores de calor;
 - iv. Analisar tecnicamente as necessidades de readequação da instalação de bombeamento (tubulações, bombas e acessórios);
 - v. Avaliar a viabilidade econômica do investimento sobre o projeto através da estimativa de redução no consumo de energia elétrica da planta industrial;

1.4 JUSTIFICATIVAS

O presente trabalho justifica-se pelo fato da progressiva expansão no consumo elétrico nacional, visto que, segundo o levantamento realizado pela Empresa de Pesquisa Energética – EPE e posteriormente publicado no Balanço Energético Nacional (2017) o consumo total de energia elétrica pela classe industrial cresceu de 111.626 GWh em 1995 para 167.065 GWh no ano de 2017, como pode ser observado na Figura 1.



Fonte: Adaptado de EPE (2017)

Isso representa um incremento superior a 49% em pouco mais de duas décadas, reflexo do aquecimento econômico e industrial que o país vem enfrentando e dos hábitos que a sociedade moderna impõe.

Além disso, observa-se o aumento gradativo na relevância conferida à energia elétrica em comparação às demais matrizes energéticas disponíveis, circunstância que pode ser justificada pela versatilidade e limpeza no uso final, aspectos que facilitam sua introdução em grandes centros urbanos, no qual a elevada concentração de pessoas e a utilização de energia em processos produtivos prestigiam profundamente tais qualidades (GRAÇA, 1990), visto que a preocupação com resíduos nocivos ao meio ambiente é insignificante.

No que tange o cenário energético brasileiro, percebe-se que o mesmo se encontra adverso e amplamente dependente de períodos hidrológicos favoráveis para que a demanda energética seja suprida, uma vez que 65,8% da geração de energia elétrica é proveniente de fontes hidráulicas. Além disso, há a inevitável escassez de recursos que possibilitem a geração desse insumo, trazendo consigo o racionamento, como pôde ser observado nas situações que envolveram toda a Crise Energética ocorrida no Brasil, entre os anos de 2001 e 2002, como cita Bardelin (2004) em sua Tese de Mestrado.

Ainda segundo Graça (1990), os obstáculos financeiros no qual os países do terceiro mundo estão inseridos, como é o caso do Brasil, torna inviável geração a de novos vetores energéticos, em razão dos investimentos associados à pesquisa e desenvolvimento dos mesmos serem maiores do que o retorno esperado pelas companhias distribuidoras de energia elétrica.

Com base no contexto exposto até aqui e suprido de tais informações, a hipótese mais louvável para que novos problemas de sobrecarga do setor energético sejam contornados é a busca por paradigmas em se utilizar a eletricidade eficientemente dentro do processo produtivo, por intermédio da implantação de sistemas alternativos que possibilitem a reutilização energética. Somado a isso, há a consequente redução nos custos com tal insumo dentro da companhia e a diminuição dos riscos associados à aplicação de punições pelo consumo elevado de energia elétrica.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 A AVICULTURA NO BRASIL

A avicultura brasileira, atividade que deve ser associada tanto com o manejo de aves para produção de ovos quanto com a criação de frango de corte, foi capaz de adquirir um crescimento extremamente vertiginoso nas últimas décadas, atingindo níveis de grande representatividade no mercado mundial, porém, ainda não foi capaz de assegurar a devida atenção da mídia, quando comparada aos demais setores do agronegócio (PEREIRA, 2015).

Segundo Olivo (2006), o marco inicial desse crescimento pôde ser observado em meados da década de 1960, através da implantação do Sistema de Integração no estado de Santa Catarina, por Atílio Fontana, fundador da Sadia. Tal sistema era baseado em um esquema de parceria entre os avicultores e o abatedouro e foi revolucionário dentro do contexto que engloba a avicultura, multiplicando-se rapidamente pelas mais diferentes regiões do país, adaptando-se e aperfeiçoando-se. No contexto atual, o Sistema de Integração é a base sólida sobre a qual se assenta a pecuária de corte e a indústria agroavícola brasileira. Para Pereira (2015), tal sistema, sustentado pelos pilares do avanço tecnológico e da industrialização do processo de abate, foi capaz de marginalizar a avicultura tradicional.

De acordo com o relatório publicado pela Associação Brasileira de Proteína Animal (ABPA), o Brasil é o segundo maior produtor de carne de frango do mundo, com uma produção, no ano de 2016, de 12,9 milhões de toneladas, ficando atrás apenas dos Estados Unidos, responsável pela produção de 18,3 milhões de toneladas (ABPA, 2017). No que tange às exportações, os dados publicados no relatório apontam o Brasil como o maior exportador do planeta, com 4,38 milhões de toneladas de carne de frango direcionada a mais de 150 países. Além disso, o setor emprega, entre produtores, funcionários de empresas e profissionais vinculados direta e indiretamente, mais de 3,5 milhões de trabalhadores onde, cerca de 350 mil deles atuam efetivamente nas plantas frigoríficas.

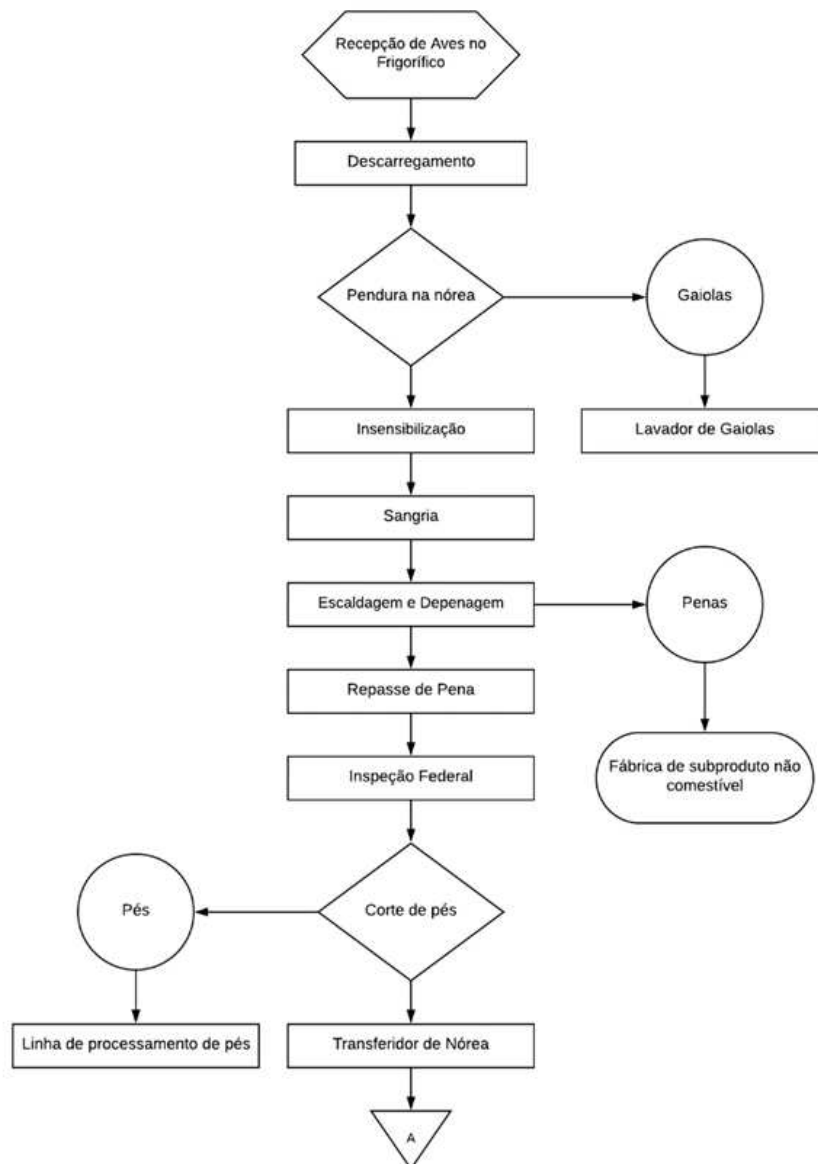
Para Olivo (2006), essa condição na qual o Brasil está inserido acaba por aumentar a responsabilidade das indústrias do setor avícola, fazendo com que seja necessário um aperfeiçoamento contínuo do processo e de todos os envolvidos.

2.2 A CADEIA PRODUTIVA DO FRANGO DE CORTE

Para que a carne de frango chegue até a mesa do consumidor final com qualidade, a ave deverá passar por um conjunto de processos extremamente complexos, que envolvem tanto o campo quanto a indústria (CAMARGO; HENKES; ROSSATO, 2016). As numerosas etapas que envolvem todo o processo produtivo da indústria frigorífica são apresentadas nas

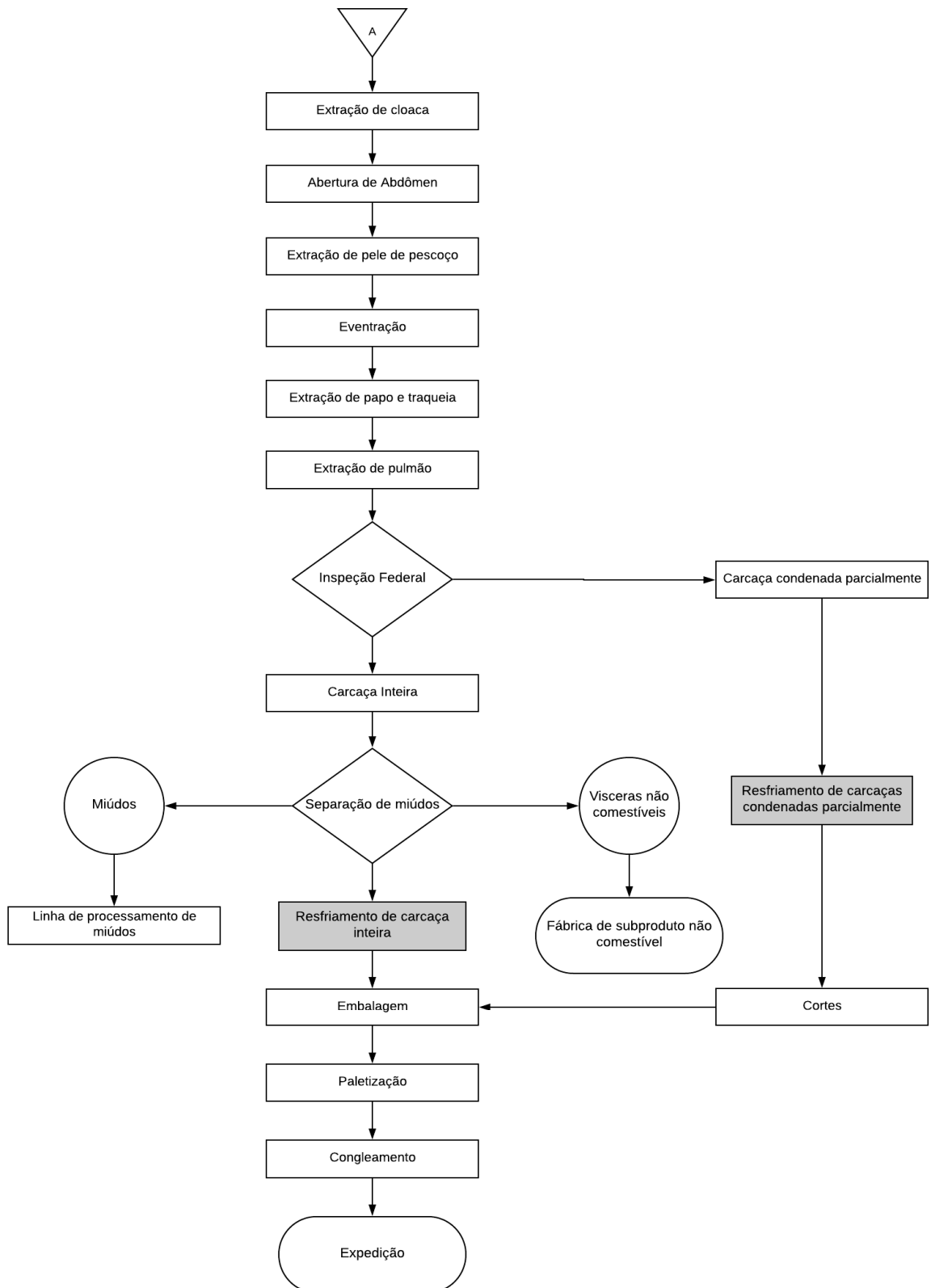
Figura 2 e Figura 3, representando o fluxograma esquemático da industrialização de aves.

Figura 2 - Fluxograma da Cadeia Produtiva do Frango de Corte – Parte I



Fonte: Adaptado de CARCIOFI (2005)

Figura 3 - Fluxograma da Cadeia Produtiva do Frango de Corte – Parte II



Fonte: Adaptado de CARCIOFI (2005)

2.2.1 Recepção de Aves no Frigorífico e Descarregamento

O setor de recepção de aves é responsável por resguardarem os caminhões, por até duas horas ainda carregados, após chegarem no local de processamento. Essa área de espera deve ser planejada com o objetivo de proporcionar conforto térmico às aves. O galpão deve ser dotado de ventiladores, responsáveis por assegurar a circulação de ar entre as gaiolas e diminuir a presença de impurezas e poeira em suspensão, além de um sistema de nebulização periódica de água, garantindo que a temperatura ambiente não ultrapasse 27 °C. Em relação ao piso, o mesmo deve ser impermeável e as laterais do galpão devem proteger contra os ventos predominantes e o teto contra a incidência direta de raios solares. (OLIVO, 2006 *apud* DELAZARI, 2001). Em relação ao descarregamento das gaiolas, a operação pode ser manual ou automatizada, desde que elas sejam colocadas sobre uma esteira transportadora, individualmente e com cuidado, evitando movimentos bruscos, onde será levada até a sala de pendura.

2.2.2 Pendura na Nórea

A linha de pendura, ou nórea, é um processo automatizado que permite alta velocidade no abate em um curto período de tempo. Constituída de ganchos de aço inoxidável numa trilhagem aérea, permite aos operadores pendurarem as aves pelas patas, manualmente. A sala de pendura deverá ser um ambiente com iluminação menos intensa, de coloração azul ou roxa, de modo a acalmar as aves, evitando que se debatam e gerem hematomas pelo corpo, até chegarem na sessão de atordoamento (OLIVO, 2006). Após finalizado o procedimento de pendura, as gaiolas seguem vazias para uma plataforma de descarregamento e limpeza, onde serão submersas em um tanque com água quente, para facilitar a remoção das sujeiras nas etapas posteriores. Na última etapa de limpeza as mesmas recebem um jato de água sob alta pressão e aspensão de sanitizante (ROSSO & MUCELIN, 2011) à base de Ácido Peracético (15%), seguindo para o empilhador de gaiolas e sendo carregada nos caminhões.

2.2.3 Insensibilização e Sangria

Olivo (2006) descreve o procedimento de eletronarcose como uma técnica utilizada tanto por razões que envolvam os requisitos de bem-estar animal, quanto para induzir a imobilização da ave durante um curto intervalo de tempo, facilitando o procedimento de sacrifício e sangria.

Além disso, os sistemas elétricos possuem menor custo de aquisição e manutenção, quando comparados com os sistemas de insensibilização por atmosfera controlada, visto que requerem de pouco espaço para instalação e possibilita um número elevado de aves insensibilizadas simultaneamente. Dentro desse contexto, o atordoamento por meio de cuba de imersão tornou-se o método mais difundido nos frigoríficos avícolas do Brasil (LUDTKE et al., 2010).

A cuba de imersão consiste em um reservatório de água salina, mantido em uma voltagem elevada em relação à nória, transportador aéreo de aves, dotado de ganchos individuais, onde as mesmas são penduradas. Através desse equipamento, as aves são conduzidas até a cuba de imersão, onde recebem um banho, com suas cabeças fazendo contato com a água. Esse contato conclui o circuito elétrico, que por sua vez fornece uma corrente elétrica que flui através das aves, sendo recebida pelo cérebro e coração e tornando-a insensível à dor (KETTLEWELL & HALLWORTH, 1990).

A sangria consiste na operação de seccionamento das artérias carótidas e veias jugulares da ave contida pelos pés, logo após o procedimento de atordoamento. O procedimento deverá ser executado de forma mais rápida possível para que seja provocado um rápido e completo escoamento do sangue do animal antes que este recupere a sensibilidade (OLIVO, 2006). A sangria pode ser manual (abate halal) ou automatizado, dependendo do destino do produto. Segundo a Portaria nº 210 de 10 de novembro de 1998, o ciclo completo de sangria será finalizado no túnel de sangramento, onde o processo deverá perdurar, por no mínimo, 3 minutos para que o sangramento seja considerado satisfatório e a ave possa entrar nos tanques de escaldagem (MAPA, 1998). Vale citar que durante esse procedimento não será permitida nenhuma outra operação na carcaça.

2.2.4 Escaldagem e Depenagem

Olivo (2006) afirma que a operação de Escaldagem é realizada em ambiente próprio, separado das demais áreas do frigorífico por paredes e dotado de sistema de ventilação suficientemente capaz de realizar a exaustão do vapor decorrente do processo. A temperatura da água de escaldagem varia gradativamente dentro do processo. A ave é submersa, completamente, nos tanques de pré-escaldagem, escaldagem inicial e escaldagem final, com água à temperatura de 45°C, 55°C e 62°C, respectivamente. O controle de temperatura é automatizado.

Posteriormente, as aves são direcionadas às depenadeiras, onde é retirada completamente, as penas da carcaça. Essas penas, normalmente, são transportadas em canaletas com água, proveniente do próprio processo – água de descarte – visto que não há a necessidade de a mesma ser potável, até a fábrica de subproduto não comestível (ROSSO & MUCELIN, 2011).

Quando o processo de depenagem estiver concluído, a carcaça é transportada até uma plataforma de revisão e repasse, onde qualquer vestígio de pena, que por ventura tenha sobrado por ineficiência das depenadeiras, é eliminado manualmente. Prosseguindo pela linha de produção, a carcaça é avaliada pelo Serviço de Inspeção Federal, e posteriormente tem suas patas cortadas, as quais são classificadas e direcionadas aos chillers de resfriamento. Por fim, a ave é transferida automaticamente para a linha da evisceração.

2.2.5 Evisceração

O processo de evisceração é a primeira etapa das operações que diz respeito à zona limpa, separada por paredes das áreas sujas, que compreendem as sessões de sangria, escaldagem e depenagem. Iniciada com a extração da cloaca, passando pela eventração (exposição das vísceras para inspeção veterinária) e inspeção federal, os procedimentos que compõem a evisceração são considerados um dos principais pontos críticos da cadeia produtiva, visto que nessa etapa podem ocorrer contaminações por conteúdo biliar e fecal, através do rompimento das vísceras. Essa situação poderá ocasionar condenação parcial ou total da carcaça e até mesmo ser o ponto inicial da contaminação cruzada por bactérias do conteúdo intestinal (OLIVO,

2006). Em relação às carcaças classificadas como condenada parcialmente, a região contaminada é eliminada e o que restou é aproveitado para cortes específicos.

Ainda segundo o autor, as etapas de evisceração podem ser subdivididas nos seguintes procedimentos, podendo variar a ordem:

- Corte da pele de pescoço e extração de traqueia;
- Extração de cloaca;
- Abertura do Abdômen;
- Eventração (exposição das vísceras);
- Inspeção Federal;
- Retirada de pulmão;
- Retirada de papo, traqueia e esôfago;

Tais procedimentos podem ser manuais, semiautomáticos ou até mesmo automatizados. A escolha da forma de evisceração dependerá da capacidade produtiva do abate, do plano de investimento da companhia e do custo-benefício esperado.

Quando a evisceração estiver completa, operadores com treinamento específico e sob supervisão do Serviço de Inspeção Federal – SIF avaliarão a carcaça e os miúdos comestíveis (coração e moela), para posteriormente serem separados das vísceras não comestíveis e colocados em suas devidas calhas, onde passarão pela limpeza final e serão transportados por meio de tubulações à vácuo aos chillers de pré-resfriamento e resfriamento. Vale ressaltar que as demais vísceras são direcionadas, assim como as penas, para a fábrica de subproduto não comestível por meio das calhas sanitárias (ROSSO & MUCELIN, 2011).

2.2.6 Refrigeração de Carcaças

Ao final de todas as etapas supracitadas, a ave é direcionada, por meio dos transportadores aéreos, até o setor de refrigeração, onde passará pelos ciclos de pré-resfriamento e resfriamento. O ciclo de pré-resfriamento consiste em rebaixar a temperatura da carcaça de aves, imediatamente após as etapas de evisceração e lavagem, obedecendo os critérios técnicos propostos pela Portaria nº 210 de 10 de novembro de 1998. Nessa etapa, o objetivo é promover a diminuição da temperatura muscular do produto, visto que o mesmo chegará ao processo com uma temperatura de até 42°C, além de realizar a limpeza superficial da carcaça, promovendo a retirada

de resquícios de sangue ou qualquer outro contaminante que possa vir a causar má conservação (OLIVO, 2006). No ciclo de resfriamento, objetiva-se refrigerar e manter o produto acabado em uma temperatura igual ou inferior a 7°C, medidos no centro do peito (MAPA, 1998).

Para tais procedimentos, há a existência de diversos métodos em escala mundial, porém os frequentemente adotados pelas indústrias frigoríficas são:

- Passagem em câmara com ventilação de ar forçado gelado (*air chiller*).
- Imersão em tanques contínuos com água gelada (*chillers*);

No Brasil, o método aderido pelas indústrias de processamento de carne de frango é o resfriamento por meio de imersão em tanques contínuos, tipo rosca sem fim, de água gelada. Esses tanques são popularmente conhecidos como *chillers*, nomenclatura proveniente da língua inglesa como significado para o termo “choque térmico” ou “resfriadores”. Estes chillers podem reduzir a temperatura interna dos frangos de corte de 32°C até 4,5°C em um intervalo de 20 a 40 minutos, a velocidades de processamento de 5.000 a 10.000 aves/h (ASHRAE, 2010).

Segundo Olivo (2006), as indústrias norte-americanas também adotam os *chillers* como procedimento industrial para resfriamento de carcaças, diferentemente dos frigoríficos situados no continente europeu, que normalmente fazem uso do *air chiller*.

O resfriamento por imersão é mais rápido que o resfriamento a ar, evita a desidratação da carcaça e produz uma absorção líquida de água de 4 a 12%. As objeções a esse ganho de massa da água externa e velocidade de processamento, estão a preocupação de que resfriadores de água podem ser pontos de contaminação cruzada, além do alto custo de descarte de águas residuais de maneira ambientalmente saudável. Tais fatores incentivaram algumas indústrias a adotarem o método de resfriamento a ar (ASHRAE, 2010).

2.2.6.1 Resfriamento por Tanques Contínuos

O resfriamento por meio dos *chillers* envolve, pelo menos, dois estágios de tanques, construídos integralmente em aço inoxidável: o *pré-chiller* e o *chiller*. Ao passar por todos os setores descritos anteriormente, a ave é levada até a sala de refrigeração, por meio do transportador aéreo, sendo posteriormente despendurada

dos ganchos de aço inoxidável e caindo em uma calha que levará a carcaça até o tanque de pré-resfriamento (*pré-chiller*).

Os tanques de pré-resfriamento operam com renovação constante de água na proporção mínima de 1,5 litros/kg e no sentido contra-fluxo ao movimento das carcaças, as quais são transportadas continuamente de uma extremidade à outra do tanque com auxílio de uma rosca sem fim, dotada de pás direcionadas (CARCIOFI, 2005). O tempo médio de permanência das carcaças no tanque de pré-resfriamento é variável, porém não pode ultrapassar o limite proposto pela legislação vigente, que é de 30 minutos. Além disso, a temperatura máxima permissível da água no primeiro estágio de resfriamento é de 16°C (MAPA, 1998).

Finalizado o estágio de pré-resfriamento, as carcaças são transferidas para os tanques de resfriamento principal (Figura 4), que normalmente possui maiores dimensões, quando comparados com os *pré-chillers*. O regime de trabalho se assemelha com o estágio anterior, diferindo-se na quantidade de água necessária para o processo, que é de, no mínimo, 1,0 litros/kg e a temperatura da água, que não deve ser superior a 4°C (MAPA, 1998). O contra-fluxo entre a água de resfriamento e as carcaças permitem um maior contato físico, aumentando a capacidade de limpeza e resfriamento, acelerando o processo que normalmente leva entre 45 e 60 minutos (OLIVO, 2006).

Figura 4 - Ilustração de um tanque de resfriamento contínuo



Fonte: CARBONOX (2018)

2.2.7 Embalagem e Expedição

Os produtos provenientes dos sistemas de resfriamento presente na unidade fabril seguem para o setor de embalagem, onde são embalados um a um, tanto manualmente quanto de forma automatizada, e posteriormente seguem para a acomodação em caixas de papelão, de modo a facilitar a estocagem, e direcionadas aos túneis de congelamento.

Após congelado, o produto final é paletizado e enviado ao setor de Estocagem e Expedição, onde é acomodado em câmaras frias e permanece nelas até a data estabelecida para o carregamento nas docas da fábrica (TEIXEIRA, 2014).

2.3 DEFINIÇÃO E MECANISMOS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Em circunstâncias onde existir diferença de temperatura em um meio ou entre meios, no interior de um sistema, haverá necessariamente transferência de calor (INCROPERA *et al.*, 2008). Mattjie & Ristof (2013) interpretam a transferência de calor como sendo um fenômeno que surge quando dois ou mais corpos, sob diferentes temperaturas, são colocados em contato direto ou estão presentes em um mesmo local e, objetivando o equilíbrio térmico, trocam energia na forma de calor.

O processo de transferência de calor pode ocorrer de três modos distintos. São eles: condução, convecção e irradiação térmica. Todos os modos garantem a transferência de energia na forma de calor da fonte quente para a fonte fria e possuem como exigência básica a existência de uma diferença de temperatura para sua ocorrência (ÇENGEL, 2003).

Quando há a existência de um gradiente de temperatura em um meio estacionário, podendo ser sólido ou líquido, utiliza-se do termo condução para se referir à transferência de calor que ocorrerá através do meio. Por outro lado, o mecanismo de convecção é responsável por se referir à troca térmica que ocorre entre uma superfície e um fluido em movimento, quando estes encontram-se sob diferentes temperaturas. Por fim, tem-se a irradiação térmica. O terceiro modo de transferência de calor abordado ocorre através da emissão de energia na forma de ondas eletromagnéticas por superfícies com temperatura não nula. Dessa forma, mesmo que não exista um meio que interponha duas superfícies a diferentes temperaturas, ocorrerá transferência de calor líquida por irradiação (INCROPERA *et al.*, 2008).

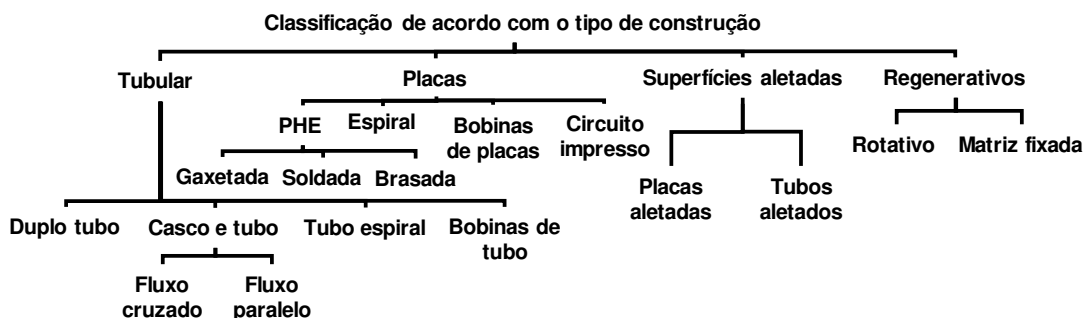
2.4 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são definidos como dispositivos capazes de fornecer fluxo de energia térmica entre dois ou mais fluidos que se encontram em diferentes temperaturas. Tais dispositivos podem ser utilizados em uma ampla gama de aplicações, as quais estão incluídas produção de energia em processos, indústrias químicas e alimentícias, recuperação ou rejeição de calor residual em fluidos de processo, refrigeração e até mesmo aplicações espaciais (KAÇAK & LIU, 2002).

Para Çengel (2003) em função das diversas aplicações de transferência de calor dentro da indústria, houve a necessidade da criação dos mais variados tipos de dispositivos capazes de fornecer fluxo de energia térmica dentro das particularidades existentes. Essa condição acabou por resultar em inúmeros tipos de projetos inovadores de trocadores de calor e sua classificação de acordo com algumas características construtivas e de funcionamento tornou-se imprescindível.

De forma geral, os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com os seguintes critérios: o tipo de construção e o arranjo de escoamento dos fluidos (INCROPERA *et al.*, 2008). Demais autores complementam tal classificação através da segregação dos aparatos de troca térmica de acordo com o processo de transferência de calor. Em relação ao processo de transferência de calor, pode-se classificá-los como de contato direto e de contato indireto entre os fluidos circundantes (SHAH & SEKULIC, 2003). No que se refere ao tipo de construção, os trocadores de calor podem ser divididos em tubulares, de placas, de superfícies aletadas e regenerativos, como pode ser observado na Figura 5. Em relação ao arranjo de escoamento dos fluidos, os mesmos podem ser classificados como escoamento paralelo, escoamento contracorrente e escoamento cruzado (KAÇAK & LIU, 2002).

Figura 5 – Classificação dos trocadores de calor de acordo com o tipo de construção



Fonte: Adaptado de SHAH E SEKULIC (2003)

2.4.1 Trocadores de Calor de Contato Indireto

Shah e Sekulic (2003) afirmam que na maioria dos trocadores de calor a transferência de energia térmica não ocorre através da mistura entre os fluidos circundantes, visto que as correntes dos fluidos de processo permanecem separadas. Normalmente utiliza-se paredes de separação entre eles que, idealmente, evitam qualquer mistura ou vazamento. Essa superfície divisória impermeável possui forma especial, de acordo com o tipo de operação que a mesma desempenha e, por sua vez, está em contato direto com os fluidos. A transferência de calor em trocadores de calor de contato indireto geralmente envolve convecção em cada fluido e condução através da parede que separa os dois fluidos (ÇENGEL, 2003).

Kaçak e Liu (2002) complementam o raciocínio afirmando que a energia térmica é trocada entre os fluidos quente e frio por meio de tal superfície, havendo a necessidade de que ambos estejam fluindo simultaneamente, em passagens separadas, enquanto a energia térmica é transferida para a parede pelo fluido quente e dela para o fluido frio. Esse equipamento é comumente chamado de trocador de calor recuperativo, ou simplesmente, recuperador e constituem a grande maioria de todos os trocadores de calor utilizados industrialmente. Os do tipo duplo-tubo, casco e tubo, de placas e superfícies aletadas são bons exemplos. Os recuperativos podem, ainda, ser subclassificados em trocadores de superfície primária e superfície estendida (aletadas). Trocadores de calor de superfície primária não empregam aletas ou superfícies estendidas em qualquer lado de passagem de fluido.

2.4.2 Trocadores de Calor de Contato Direto

Nos trocadores de calor de contato direto as correntes de dois fluidos imiscíveis e com temperaturas diferentes entram em contato direto, misturam-se, trocam calor e então são separadas. Não há a existência de paredes sólidas responsáveis por separá-las ao longo de toda a extensão do dispositivo, permitindo que a troca térmica ocorra ao longo da interface entre os fluidos (KAÇAK & LIU, 2002). Aplicações comuns de trocadores de calor de contato direto envolvem transferência de massa além da transferência de calor. Situações onde deseja-se apenas a troca de calor sensível são raras. O resfriamento e condensação por evaporação de matéria orgânica e vapores de óleo com água ou ar ou até mesmo uma torre de resfriamento

de água com fluxo de ar de corrente forçada ou natural são exemplos típicos (SHAH & SEKULIC, 2003).

Para Kern (1980), quando se compara tais dispositivos de troca térmica em relação aos de contato indireto, diversas vantagens significativas podem ser observadas, tais como a inexistência de problemas associados à incrustação de partículas sólidas em função da ausência de superfícies impermeáveis de troca de calor e a possibilidade de se alcançar elevadas taxas de transferência de calor, possivelmente maior do que qualquer outro tipo de aparato de troca térmica, com um custo construtivo relativamente baixo. Em contrapartida, a utilização desse tipo de equipamento está limitada a situações onde é permissível a mistura entre os fluidos, e devido a essa condição não será estudado profundamente no presente trabalho.

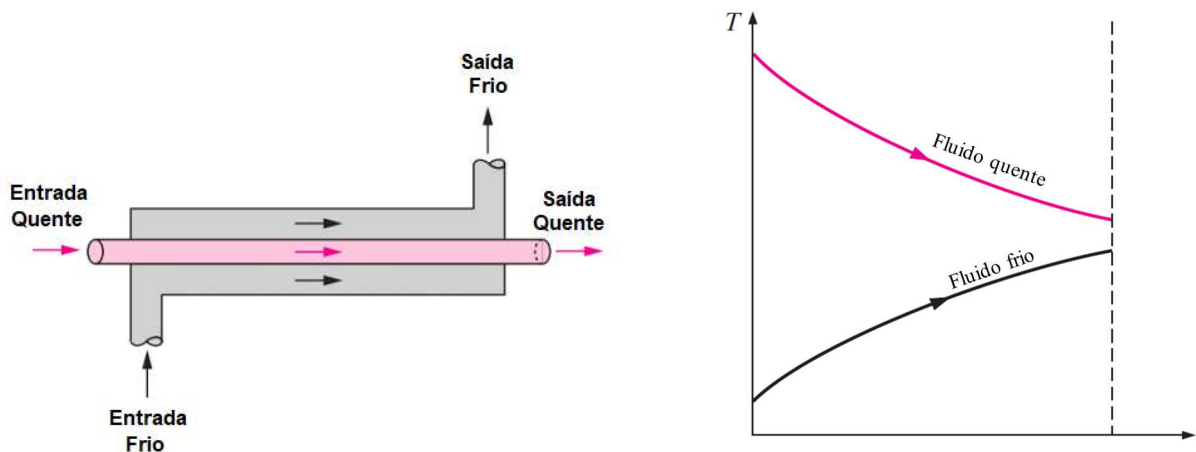
2.4.3 Trocadores de Calor Tubulares

Os trocadores de calor tubulares são constituídos, basicamente, de tubos circulares. Um fluido escoia internamente ao tubo e o outro flui ao longo da superfície externa da tubulação. O diâmetro, a quantidade, o comprimento, passo e arranjo das tubulações podem ser alteradas, de acordo com a necessidade do projeto (KAÇAK e LIU, 2002).

Ainda com base no que é apresentado pelos autores, esses trocadores são amplamente usados e fabricados nos mais diversos tamanhos, são capazes de operar no extremo domínio de temperatura e pressões. Além disso, sua facilidade de fabricação e o custo baixíssimo comparado aos demais tipos constituem a principal razão para o emprego disseminado nas aplicações de engenharia.

Para trocadores de calor tubulares, basicamente há a possibilidade de dois arranjos de escoamento: escoamento paralelo e escoamento contracorrente (ÇENGEL, 2003). No escoamento paralelo ambos os fluidos entram na mesma extremidade do dispositivo e escoam ao longo dos tubos, que o compõe, na mesma direção. A representação esquemática desse arranjo pode ser observada na Figura 6. Percebe-se que na configuração em paralelo ambos os fluidos, na saída do dispositivo de troca térmica, tendem à mesma temperatura.

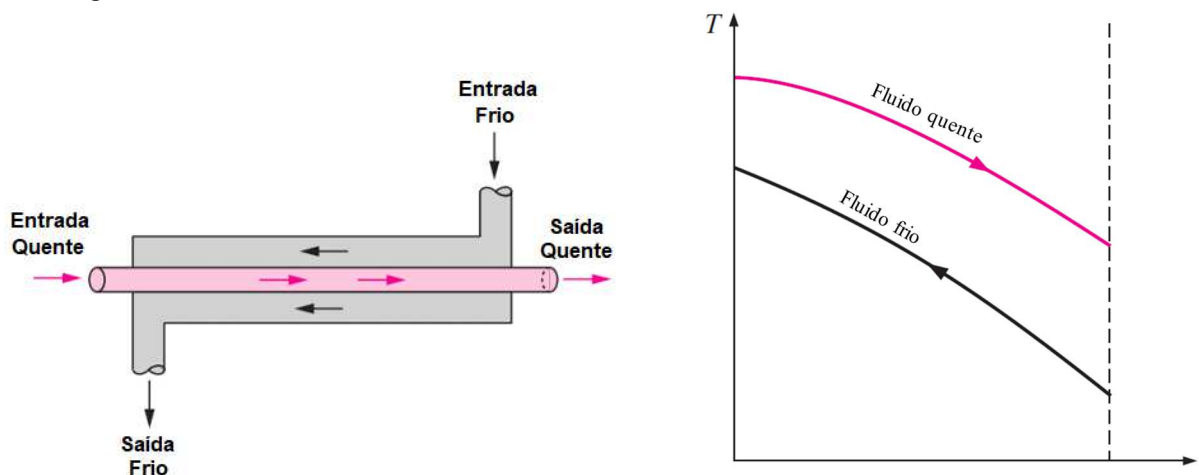
Figura 6 – Trocador de Calor de tubos concêntricos com escoamento paralelo



Fonte: Adaptado de ÇENGEL (2003)

A outra possibilidade, como foi citado anteriormente, é o escoamento contracorrente, onde os fluidos entram em extremidades opostas do trocador de calor e se movimentam ao longo dos tubos em direções diferentes, ilustrado na Figura 7. Observa-se que a configuração contracorrente é mais efetiva, uma vez que a temperatura de saída do fluido frio poderá ultrapassar a do fluido quente na saída, mas não a temperatura de entrada, obviamente.

Figura 7 – Trocador de Calor de tubos concêntricos com escoamento contracorrente



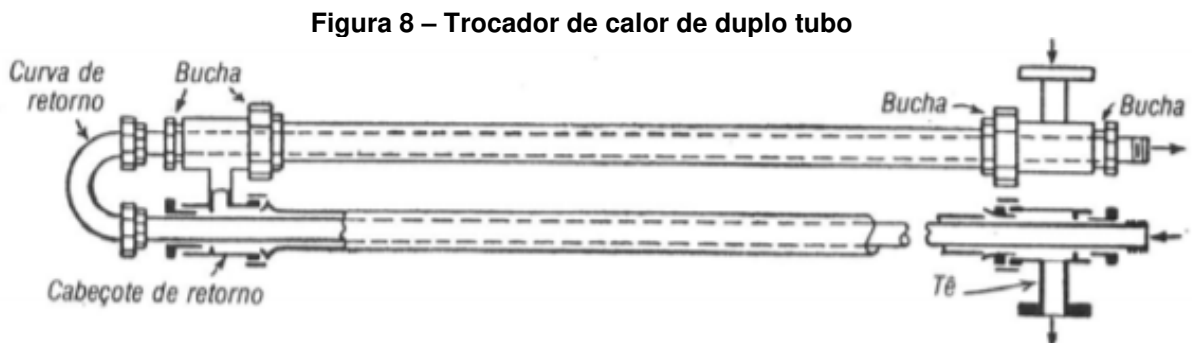
Fonte: Adaptado de ÇENGEL (2003)

Os trocadores de calor tubulares podem ainda ser subclassificados da seguinte forma:

- Trocador de calor duplo tubo;
- Trocador de calor casco e tubo;
- Trocador de calor espiral.

2.4.3.1 Trocadores de Calor de Duplo Tubo

Os trocadores de calor duplo tubo são o de construção mais simples dentre os demais tipos, sendo constituído de dois tubos de diferentes diâmetros inseridos um no interior do outro, concentricamente, formando dois espaços separados entre si por onde escoam os fluidos quente e frio. A Figura 8 denota um trocador de calor de duplo tubo. Tais trocadores possuem o projeto de instalação e construção bastante flexíveis, uma vez que o diâmetro dos tubos, comprimento da tubulação e até o arranjo podem ser alterados, de acordo com a necessidade. Além disso, tais trocadores podem ser associados em série ou em paralelo para que a exigência de diferença de temperatura média seja atendida (KAÇAK & LIU, 2002).



Fonte: KERN (1980)

Ainda segundo os autores, a aplicação desse tipo de trocador de calor torna-se adequada quando é necessário o aquecimento ou resfriamento de fluidos de processo, onde são necessárias pequenas áreas de transferência térmica, da ordem de até 50 m² e/ou quando um ou ambos os fluidos se encontram sob alta pressão.

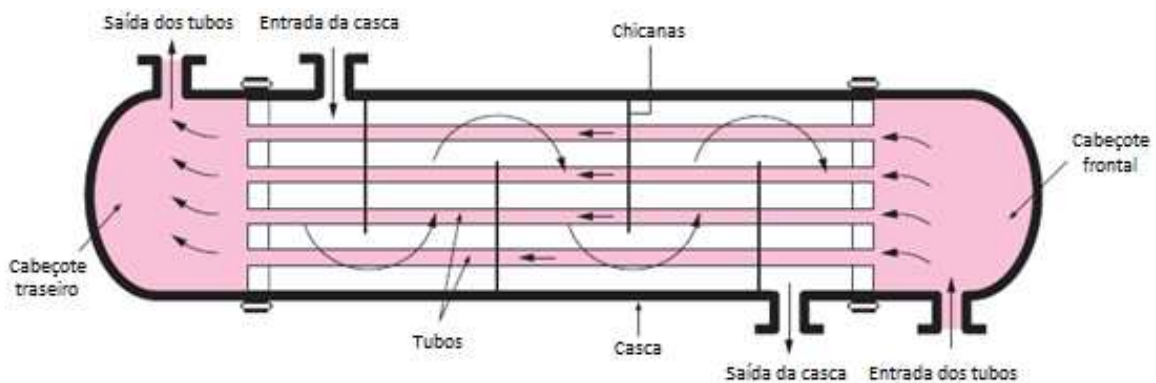
Para Kern (1980) a principal desvantagem da utilização dos trocadores de calor tipo duplo tubo é o fato da pequena área de troca térmica que pode ser disponibilizada com um único arranjo. Quando há a necessidade de maior área de troca térmica, é necessário o emprego de um elevado número de trocadores

associados entre si, ocupando um espaço considerável, visto que são volumosos. Além disso, o tempo e recursos gastos com sua manutenção e limpeza são elevados quando comparado com as demais tecnologias disponíveis.

2.4.3.2 Trocadores de Calor de Casco e Tubo

O trocador de calor de casco e tubo talvez seja o tipo de dispositivo de troca térmica mais comumente empregado no setor industrial (ÇENGEL, 2003). Esse tipo de trocador, representado esquematicamente na Figura 9, é formado por centenas de tubos acondicionados no interior de um casco cilíndrico, onde seus respectivos eixos encontram-se posicionados paralelamente ao eixo do casco (SHAH & SEKULIC, 2003).

Figura 9 – Esquema de um trocador de calor casco e tubo



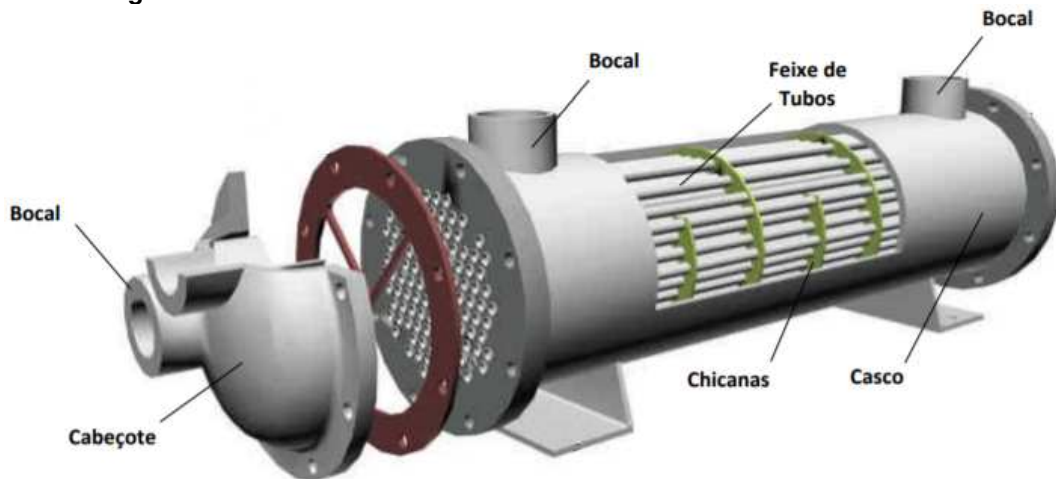
Fonte: ÇENGEL (2003)

Çengel (2003) afirma que a troca térmica se dá por meio do escoamento de um fluido no interior dos tubos enquanto o outro escoava fora dos tubos, no interior do casco. Diferentes tipos de arranjo dos tubos podem ser utilizados neste equipamento de troca térmica, variando em função do desempenho que se deseja obter na taxa de transferência de calor, das características operacionais do fluido, na quantidade de passes do fluido no casco e nos tubos e na facilidade de manutenção do dispositivo (limpeza, contenção de vazamentos, corrosão e etc.).

Sua característica construtiva simples, como pode ser observado na Figura 10, e pode ser dividida nas seguintes partes constituintes: feixe de tubos, casco,

bocais, cabeçotes frontais e traseiros e as chicanas. Pereira, Magalhães e Cartaxo (2015) afirmam que as chicanas são parte fundamental no projeto de trocadores de calor, uma vez que a escolha adequada fará com que o equipamento atenda ao serviço com maior eficiência.

Figura 10 – Partes constituintes de um trocador de calor casco e tubo



Fonte: GUT (2003)

Geralmente as chicanas são instaladas com o objetivo de introduzir turbulência ao escoamento, aumentando o coeficiente convectivo no fluido que passa no lado do casco. Outra característica importante adquirida com a introdução de chicanas no equipamento é o fato de que a mesma apoia os tubos que estão localizados no interior do casco, reduzindo assim sua vibração adquirida durante o escoamento do fluido e mantendo a uniformidade do espaçamento entre eles (INCROPERA, 2008).

Trocadores de calor do tipo casco e tubo são largamente empregados como resfriadores de óleo, pré-aquecedores em usinas de energia, geração de vapor em usinas nucleares, como aquecedores da água de alimentação de caldeiras, em aplicações generalizadas de processo, recuperação de calor residual de líquidos e fluidos de condensação e em indústrias químicas. Sua aplicação generalizada na indústria pode ser justificada pelas seguintes vantagens: podem ser personalizados para qualquer capacidade e condições de operação como desde altos vácuos até pressões elevadíssimas (acima de 100 MPa) e quaisquer diferenças de temperatura e pressão entre os fluidos, sendo limitados apenas pelo material em que é fabricado.

Eles ainda podem ser projetados para condições operacionais especiais, tais como vibração, incrustações pesadas, fluidos altamente viscosos, erosão, corrosão, toxicidade, radioatividade, misturas multicomponentes e assim por diante (SHAH & SEKULIC, 2003).

Em relação às desvantagens, pode-se afirmar que os trocadores de calor de casco e tubo são basicamente equipamentos não-compactos, em virtude da área da superfície de troca térmica por unidade de volume variar desde 50 a 100 m²/m³; logo, exigem uma quantidade considerável de espaço, estrutura de suporte e elevados custos para acomodação fazendo com que sejam mais caros que os trocadores compactos. Além disso, qualquer aumento na capacidade necessitará de duplicação do equipamento (ROHSENOW; HARTNETT & CHO, 1998).

2.4.3.3 Trocadores de Calor Casco-Espiral

Estes consistem em uma ou mais bobinas espiraladas encaixadas em uma concha. A taxa de transferência de calor associada a um tubo espiral é maior do que a de um tubo reto. Outrossim, uma quantidade significativa de superfície pode ser acomodada em um determinado espaço em espiral. O perfil de uma espiral é muito compacto e se encaixa em um caminho menor do que um design de casca e tubo. Como o feixe de tubos é enrolado, os requisitos de espaço para a remoção do feixe de tubos são praticamente eliminados (BHAVSAR; MATAWALA & DIXIT, 2013). A expansão térmica não é problema, mas a limpeza mecânica é quase impossível (SHAH & SEKULIC, 2003).

Para Bhavsar, Matawala e Dixit (2013), os trocadores de calor em espiral requerem pequena área para montagem, resultando em menor custo de instalação da unidade em comparação com outros. O fluido é totalmente turbulento a uma velocidade muito menor do que em trocadores de calor de tubos retos. Comparado com outros tipos de trocador de calor, a unidade espiral fornece o melhor acesso à sua área de transferência de calor, sem ferramentas especiais ou equipamentos de elevação requeridos. Em relação às desvantagens, o número de fabricantes ainda é limitado e os projetos são proprietários.

2.4.4 Trocadores de Calor de Placas

Para Gut (2003 apud ROHSENOW *et al.*, 1998) o termo “trocador de calor de placas” normalmente é utilizado para representar o tipo mais comum, o “trocador de calor de placas com gaxeta” (*gasketed plate heat exchanger*). Entretanto, existem mais três outros tipos, assim como pode ser observado no organograma da Figura 4; são eles: espiral, lamela e circuito impresso. Como característica comum entre eles, pode-se citar a presença de finas chapas metálicas paralelas responsáveis por formarem canais de fluxo por onde os fluidos quente e frio escoam, possibilitando a troca térmica, porém não serão abordados profundamente no presente trabalho devido a sua pequena participação dentro do setor industrial em análise e por possuírem aplicações específicas limitadas. Vale ressaltar que os trocadores de calor de placas, designados pela sigla PHE (*Plate Heat Exchanger*), além de gaxetados podem ser brasados ou soldados.

Com isso, pode-se subdividir os principais trocadores de calor de placas da seguinte forma:

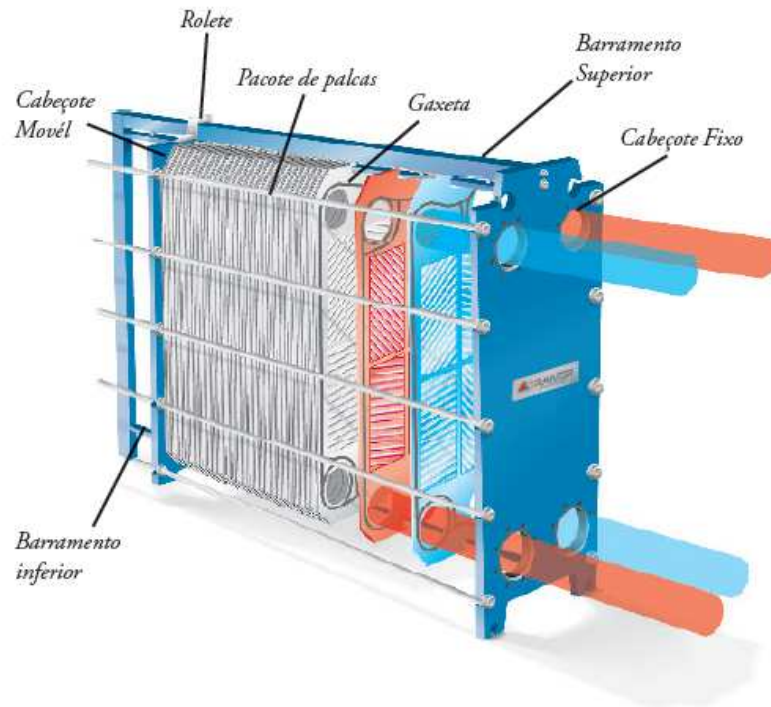
- Trocador de calor de placas com gaxeta;
- Trocador de calor de placas soldadas ou brasadas;
- Trocador de calor de placas espirais.

2.4.4.1 Trocador de Calor de Placas com Gaxeta

Como foi dito anteriormente, o tipo mais comum é o trocador de calor de placas com gaxeta. Tal dispositivo de troca térmica é constituído de um número variável de placas retangulares corrugadas ou estampadas e comprimidas por meio de longos parafusos em uma estrutura, em forma de pedestal, fabricada em aço-carbono, formando um dispositivo vedado, como mostrado na Figura 11.

O pedestal é composto por uma placa fixa com bocais para conexão das tubulações, outra de aperto móvel e barramentos inferiores e superiores. É comum que a placa de aperto móvel seja livre de conexões com tubulações externas, possibilitando maior facilidade na desmontagem do dispositivo para realização de limpezas periódicas (GUT, 2003). A vedação entre as placas é realizada por meio das gaxetas.

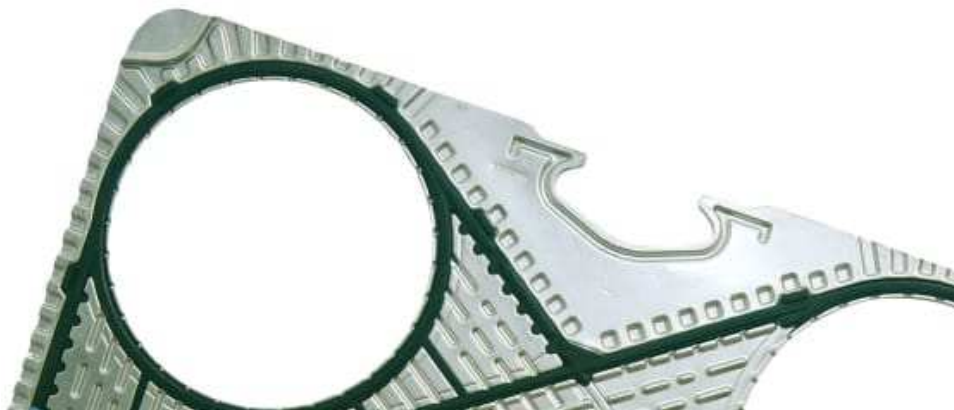
Figura 11 – Partes principais de um trocador de calor de placas com gaxeta



Fonte: TRANTER PHE, Inc. (2018)

As gaxetas são juntas elastoméricas moldadas, normalmente confeccionadas em borracha butílica ou nitrílica com espessura de até 5 mm, que são encaixadas em ranhuras periféricas presentes em cada uma das placas (ROHSENOW; HARTNETT & CHO, 1998) como pode ser constatado na Figura 12.

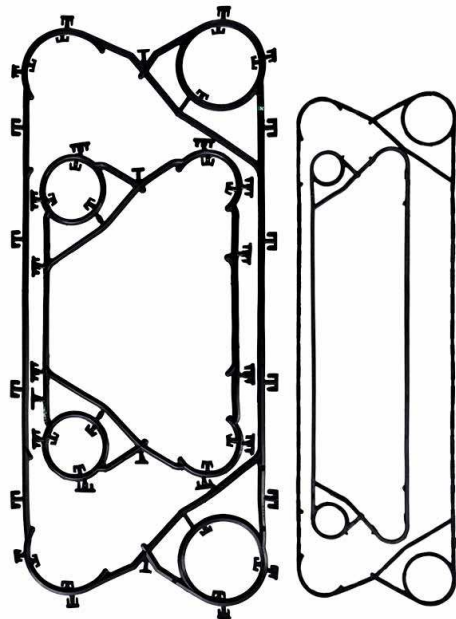
Figura 12 – Sistema de encaixe periférico das gaxetas na placa



Fonte: MANUTROL (201[?])

A presença desse tipo de vedação (Figura 13) permite ao trocador de calor uma elevada eficiência na troca térmica, além de torná-lo compacto. Porém o risco do surgimento de vazamentos é potencializado e são impostas algumas limitações ao dispositivo em relação à pressão e temperatura de operação (GUT, 2003). A temperatura máxima de operação permitida ao equipamento, com a utilização de gaxetas butílicas e nitrílicas é de, aproximadamente, 150 °C. O trocador poderá operar com temperaturas de até 260 °C quando se utiliza gaxetas especiais, confeccionadas em fibra de amianto comprimida, por exemplo (SHAH & SEKULIC, 2003). Segundo Gut (2003) as gaxetas possuem pequenos respiros que facilitam na detecção de vazamentos e também impedem que os fluidos se misturem em caso de vazamentos, como está representado na Figura 13.

Figura 13 – Gaxetas para trocadores de calor de placas

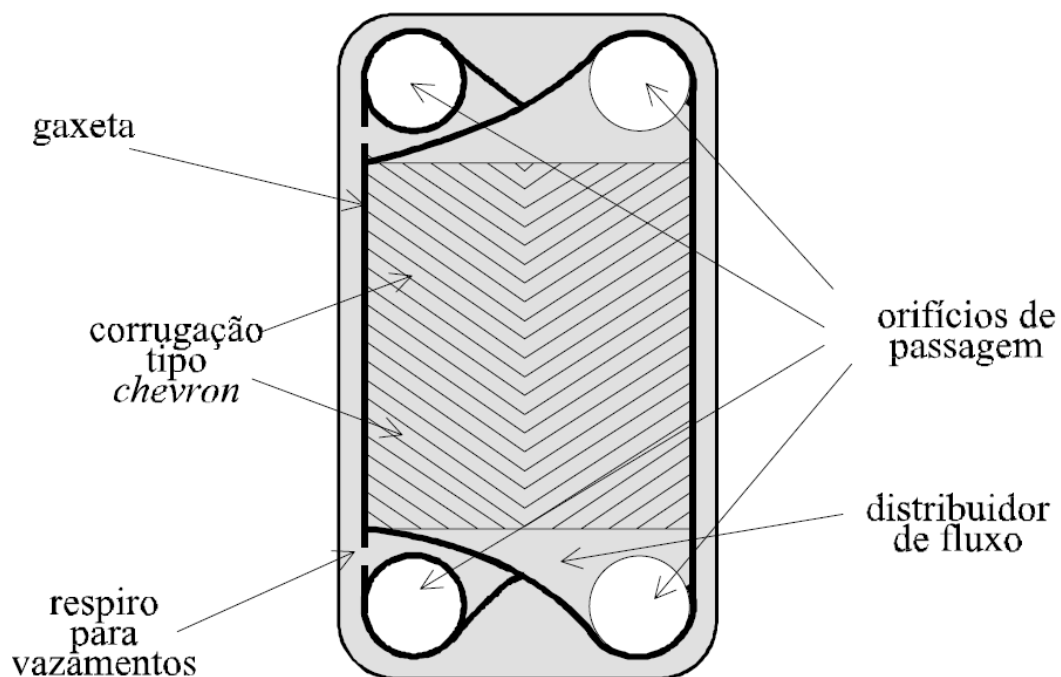


Fonte: BERMO (2018)

As placas do dispositivo normalmente são confeccionadas em metal laminado, podendo ser de aço inoxidável AISI 304 ou 316, Titânio, Alumínio-latão, Incoloy 825TM, Inconel 625TM e Hastelloy C-276TM. Placas de Níquel, Cuproníquel e Monel 400TM também estão disponíveis, porém raramente são utilizadas. Não são confeccionadas placas de aço-carbono, já que esse material possui como característica a baixa resistência à corrosão (ROHSENOW; HARTNETT & CHO, 1998).

Cada placa possui orifícios de passagem em cada um de seus cantos que, quando montadas, fornecem canais paralelos onde são conectados os cabeçotes da tubulação externa de distribuição dos fluidos quente e frio. Além disso, quando tais placas são agrupadas em pares e vedadas, proporcionam uma sequência de canais de escoamento, formados pelas corrugações (Figura 14), que possibilitam aos fluidos escoarem entre as placas, permitindo a transferência de calor (SHAH & SEKULIC, 2003).

Figura 14 – Esquema de uma placa com corrugação tipo chevron

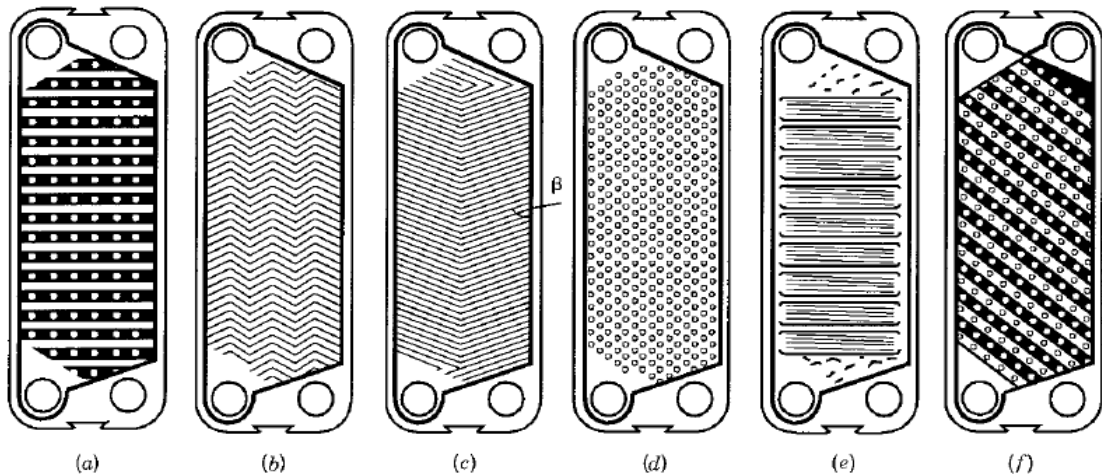


Fonte: GUT (2003)

As corrugações possuem dois principais tipos: *chevron* ou *herringbone* e *intermatting* ou *washboard* (GUT, 2003). Os principais objetivos das corrugações são influenciar positivamente no desempenho térmico e hidráulico do dispositivo, fornecer suporte mecânico ao conjunto de placas e melhorar sua rigidez, porque normalmente são muito finas. Para Shah e Sekulic (2003) as corrugações presentes nas placas entram em contato, quando sobrepostas e comprimidas, formando um elevado número de pontos de contato que aumentam a resistência mecânica do pacote e formam o espaçamento desejado entre as placas. Ademais, as corrugações são extremamente estreitas e tortuosas, como pode-se observar na Figura 15,

característica essa que possibilita um aumento na taxa de transferência de calor através do aumento no nível de turbulência do escoamento e diminui a resistência à incrustação do trocador de calor.

Figura 15 – Padrões de corrugações disponíveis: (a) washboard; (b) zigue zague; (c) chevron ou herringbone; (d) protruções e depressões; (e) washboard com corrugações secundárias; (f) washboard oblíqua.



Fonte: SHAH & SEKULIC (2003 apud. SHAH & FOCKE, 1988)

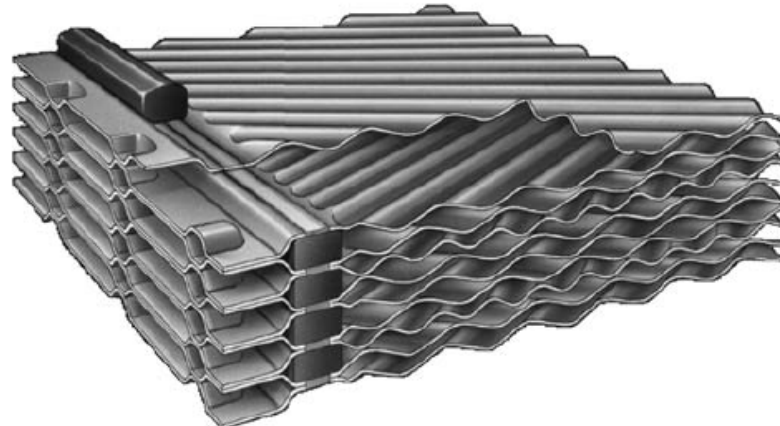
Quando se realiza um comparativo entre os tipos de trocadores de calor mais comumente empregados no setor industrial estudados até agora (casco e tubo e duplo tubo) percebe-se que ambos possuem uma robustez muito superior aos trocadores de calor de placas, podendo operar sob pressões elevadíssimas (da ordem de 100MPa) e altas temperaturas (até 1.100°C). Por outro lado, necessitam de grande espaço físico para instalação e não possibilitam adaptações em função da alteração na demanda térmica (GUT, 2003). Os trocadores de calor de placas, por sua vez, são bastante flexíveis em relação à demanda de troca térmica e extremamente compactos, dado que a sua densidade de área de transferência de calor se situa entre 120 e 660 m²/m³ (ROHSENOW; HARTNETT & CHO, 1998). Além disso, eles podem ser facilmente desmontados para realização de limpeza, manutenção e inspeção periódicas. Em relação à possibilidade de incrustação, os trocadores de calor de placas são de 10 a 25% menos suscetíveis, quando comparado com trocadores de casco e tubo, em consequência à alta turbulência imposta pelos padrões de corrugação.

Devido aos altos coeficientes de transferência de calor e níveis de incrustações reduzidos, a área de superfície necessária para um trocador de placas é de metade a um terço da de um trocador de casco e tubo para um determinado índice de troca de calor, reduzindo, dessa maneira o custo, volume geral e espaço físico indispensável para a instalação do dispositivo. Além disso, o peso bruto de um trocador de placas é cerca de um sexto de um trocador de casco e tubo equivalente. Vazamento de um fluido para o outro não pode acontecer a menos que a chapa desenvolva um furo. Como a junta está entre as placas, qualquer vazamento das juntas se dá para a parte externa do trocador, evitando, dessa forma, a mistura indesejada. Ademais, a alta eficiência térmica (até cerca de 93%) facilita a recuperação de calor econômica de baixo grau. As vibrações induzidas por fluxo de fluido, ruído, tensões térmicas e problemas de impacto de entrada de trocadores de casco e tubo não existem para trocadores de calor de placas (SHAH & SEKULIC, 2003).

2.4.4.2 Trocador de Calor de Placas Soldadas ou Brasadas

Uma das limitações do trocador de calor de placas com gaxeta é a presença de juntas, o que restringe seu uso a líquidos não corrosivos, além de limitar as temperaturas e pressões de operação do dispositivo em até 260 °C e 2,5 MPa, respectivamente (ROHSENOW; HARTNETT & CHO, 1998). Com o objetivo de transpor tais limitações, diversos outros tipos de trocadores de calor de placas surgiram, entre eles o de placas soldadas e brasadas, perceptível na Figura 16.

Figura 16 – Seção de um trocador de calor de placas soldadas

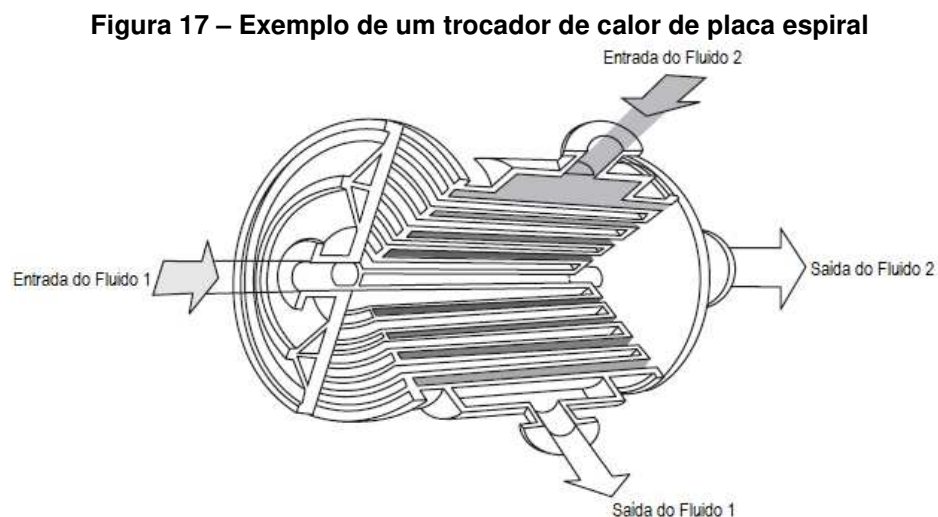


Fonte: SHAH & SEKULIC (2003)

Os trocadores de calor de placas soldadas ou brasadas consistem em equipamentos onde, essencialmente, houve a substituição das gaxetas por solda à laser ao redor da circunferência onde a vedação normalmente é colocada. A soldagem pode ocorrer em um ou ambos os lados da placa, permitindo o uso de fluidos corrosivos, desde que estes sejam compatíveis com o material no qual a placa foi confeccionada. A soldagem de um e outro lado resulta em limites mais altos nas temperaturas e pressões de operação. A desvantagem de tal projeto é a perda da flexibilidade para alteração da demanda de troca térmica (redimensionamento) e impossibilidade de desmontagem nos lados do fluido onde a soldagem é feita, tornando as aplicações do dispositivo limitadas a casos de incrustação insignificante (SHAH & SEKULIC, 2003).

2.4.4.3 Trocador de Calor de Placas Espirais

O trocador de calor de placa espiral consiste em um equipamento de troca térmica formado por duas tiras relativamente longas de chapa metálica, normalmente providas de pinos soldados para possibilitarem espaçamento entre si, enroladas helicoidalmente ao redor de um mandril, formando um par de canais espirais por onde dois fluidos escoam, como comprovado na Figura 17 (SHAH & SEKULIC, 2003).



Fonte: Adaptado de SHAH & SEKULIC (2003)

Ainda segundo Shah e Sekulic (2003), um trocador de calor de placas em espiral tem um diâmetro relativamente grande devido às voltas em espiral. O maior

trocador de calor de placas em espiral tem uma área superficial máxima de aproximadamente 500 m² para um diâmetro máximo da carcaça de 1,8 m. Vale ressaltar que o coeficiente de troca térmica não é tão alto quanto em um trocador de chapas corrugadas, no entanto são maiores do que um trocador de calor do tipo casco e tubo principalmente pelo fato de existirem passagens retangulares curvas para o fluido. Portanto, o requisito de área de superfície é cerca de 20% menor do que para uma unidade de casco e tubo para o mesmo rendimento térmico.

As vantagens deste trocador são as seguintes: ele pode lidar com líquidos viscosos, incrustantes e lamas mais facilmente do que os demais dispositivos pelo fato de possuírem uma única passagem. A taxa de incrustação é muito baixa em comparação com a de uma unidade de casco e tubo e a limpeza periódica pode ser tanto química quanto mecânica, visto que basta remover a tampa de uma das extremidades para que todo o dispositivo fique à mostra, constatado na Figura 18. Em relação às desvantagens, pode-se citar o tamanho máximo limitado para o dispositivo, como foi aludido anteriormente.

Figura 18 – Trocador de calor de placas espirais aberto



Fonte: TRANTER PHE, Inc. (2018)

2.4.5 Trocador de Calor de Superfícies Aletadas

Os trocadores de calor tubulares e de placas apresentados anteriormente são definidos como dispositivos de superfície primária e sua eficiência de troca térmica, em aplicações particulares, não são suficientes. Kaçak e Liu (2002) asseguram que existem situações onde a eficiência do trocador de calor deverá ser muito alta (da

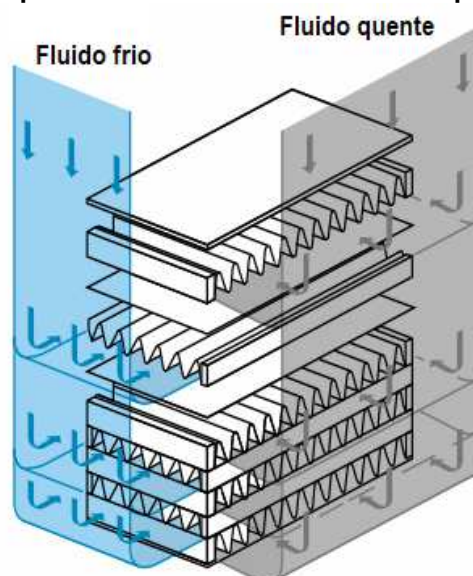
ordem de 98%) e a massa e o volume do equipamento limitados, de forma a ser necessária uma superfície muito mais compacta.

Um dos métodos bastante comuns para aumentar a superfície de transferência de calor e, conseqüentemente, melhorar a compactidade do dispositivo de troca térmica é a adição de elementos intimamente ligados à superfície primária, formando uma superfície estendida. Esses elementos de superfície estendida são referidos como aletas. Dessa forma o calor é conduzido da placa até a aleta e transferido dela para o fluido que escoar ao longo do dispositivo por meio do processo de convecção, ou vice-versa, dependendo se a aleta está sendo resfriada ou aquecida. Deve-se lembrar que a adição de aletas possibilita aumentar a área da superfície de troca térmica entre 5 e 12 vezes, dependendo do projeto (SHAH & SEKULIC, 2003).

Os dois tipos mais comuns de dispositivos dotados de superfícies estendidas são os trocadores de calor de placas e/ou tubos aletados.

Os trocadores de calor de placas aletadas são compostos de aletas onduladas, dispostas de forma espaçada e intercalada entre as placas paralelas do dispositivo. Geralmente possuem a seção transversal triangular e retangular, como exposto na Figura 19. Como suporte, as aletas podem ser soldadas, coladas, extrudadas, brasadas e até mesmo fixadas por ajuste mecânico (SHAH & SEKULIC, 2003).

Figura 19 – Esquema de um trocador de calor de placas aletadas

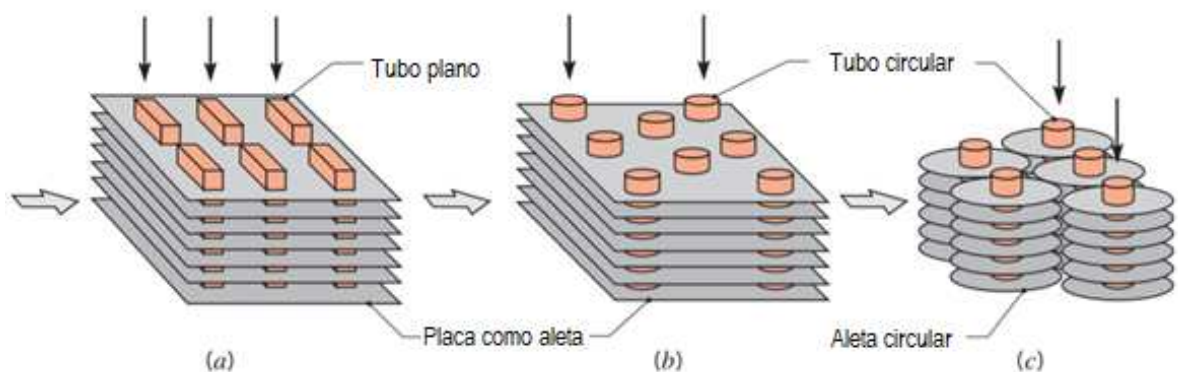


Fonte: Adaptado de HYDRAULICS & PNEUMATICS (2018).

Esses dispositivos são construídos com o objetivo de se obter um elevadíssimo índice de compacidade. A densidade de área de transferência de calor pode atingir até $5.900 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Deve-se lembrar que o projeto dos trocadores de calor de placas aletadas dá liberdade total para se definir a densidade de aletas de cada lado dos fluidos, que pode variar de 120 a 2100 aletas/m, além de suas características dimensionais, como a altura e espessura que normalmente é de 0,05 a 0,25 mm. A pressão e temperatura de operação não podem ultrapassar 10 atm. e $800 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente. As aplicações mais comuns desse equipamento são sistemas eletrônicos, sistemas termodinâmicos, ar-condicionado, recuperação de calor residual, usinas de energia elétrica, entre outros (ROHSENOW; HARTNETT & CHO, 1998).

Os trocadores de calor de tubos aletados são dispositivos utilizados em aplicações onde deseja-se, além de uma densidade da área de transferência térmica elevada, da ordem de até $3.300 \text{ m}^2/\text{m}^3$, operações sob elevadas pressões, visto que tais equipamentos suportam pressões até 3x superiores (30 atm.) quando comparados com os de placas aletadas. Os tubos de seção transversal retangular (tubos planos) e circular são os de aplicação mais comum (Figura 20), porém podem existir situações onde sejam utilizados tubos elípticos. As aletas normalmente são fixadas na superfície externa da tubulação, não obstante, existem situações onde as mesmas podem ser empregadas no interior dos tubos.

Figura 20 – Trocador de calor de tubos aletados: (a) Tubo aletado (tubo plano, placas contínuas como aletas) (b) Tubo aletado (tubos circulares, placas contínuas como aletas) (c) Tubo aletado (tubos circulares, placas circulares)



Fonte: INCROPERA *et al.* (2008)

2.5 CRITÉRIOS PARA SELEÇÃO DE TROCADORES DE CALOR

No que compete aos procedimentos que devem ser seguidos para a correta seleção de tais dispositivos, Çengel (2003) relata que um engenheiro, ao analisar o portfólio de trocadores de calor de determinado fabricante, se depara com uma infinidade de equipamentos disponíveis, o que geralmente traz dúvidas em relação ao melhor modelo a ser implantado no projeto. Shah e Sekulic (2003) complementam tal assunto, explicitando os parâmetros que interferem no processo de seleção do dispositivo. Segundo os autores, a triagem baseada nos parâmetros operacionais, como pressão e temperatura de operação, incrustação e limpeza, custo, tipo de fluido de processo e compatibilidade entre fluido de operação e material do equipamento estão entre os mais relevantes.

O trocador de calor deverá ser capaz de suportar as tensões impostas em sua estrutura pela pressão de operação e pela diferença de temperatura entre o fluido quente e frio. Vale ressaltar que tais condições são influenciadas diretamente pela temperatura e pressão de entrada dos dois fluidos. Além disso, a taxa de transferência de calor, definida em função dos mesmos parâmetros, deve possuir papel importante dentro do processo de seleção, sendo que o dispositivo deverá ser capaz de transferir calor em uma taxa específica, caso contrário a mudança de temperatura dos fluidos, definida em projeto, não será atingida (ÇENGEL, 2003).

Quanto ao custo, as limitações em relação ao capital investido pela indústria no projeto geralmente é um problema e desempenham um fator importantíssimo dentro do processo de seleção dos equipamentos que serão adquiridos. Shah e Sekulic (2003), por sua vez, citam que o custo por unidade de área de transferência térmica é um importante fator a ser avaliado. No entanto, não deve ser o único ponto a ser analisado. A melhor forma de se avaliar a viabilidade econômica do dispositivo é verificando o custo global, no qual diversos outros gastos estão incluídos, entre eles: capital, instalação, operação, manutenção e etc.

Incrustações e facilidade de limpeza também estão entre os fatores decisivos na escolha do dispositivo, principalmente quando a troca térmica se dá entre líquidos. A limpeza periódica e substituição de determinadas partes do trocador de calor são diretamente influenciadas pela tendência à incrustação dos fluidos utilizados no processo. A compatibilidade entre fluido e material construtivo do equipamento são questões importantes a serem avaliadas, principalmente, quando há possibilidade de

corrosão e/ou utilização de fluido com temperaturas elevadas (SHAH & SEKULIC, 2003).

A dimensão e o peso do equipamento também devem ser parâmetros decisivos na seleção do trocador de calor (ÇENGEL, 2003). Normalmente, os trocadores de calor menores e mais leves são melhores, principalmente em aplicações como automotiva ou aeroespacial, onde a redução de peso e tamanho são requisitos dos mais rigorosos. Além disso, trocadores de calor maiores geralmente são mais caros. Vale ressaltar que o espaço disponível para instalação do equipamento também deve ser levado em consideração, em razão que em alguns casos é fator limitante para o projeto.

2.6 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Quando almeja-se realizar qualquer análise em trocadores de calor, uma das etapas primordiais é a determinação do coeficiente global de transferência de calor (U). Esse coeficiente representa a medida da habilidade global de uma série de barreiras condutivas e convectivas para transferir calor entre os fluidos que compõem o sistema (SCHENKEL, 2015).

A referida etapa, frequentemente, é dada como a mais imprecisa dos procedimentos de cálculo, uma vez que tal coeficiente é definido em função do somatório das resistências térmicas à transferência de calor (INCROPERA, 2008). De forma simples, U pode ser definido de acordo com a equação (1):

$$U = \frac{Q}{A_{proj} \cdot \Delta T_{MLDT}} \quad (1)$$

Onde Q é a carga térmica, A_{proj} é a área útil de troca térmica e ΔT_{MLDT} é a média logarítmica das diferenças de temperatura e pode ser calculada pela equação (2).

$$\Delta T_{MLDT} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2)$$

As equações (3) e (4) dizem respeito às diferenças de temperatura para escoamento contracorrente.

$$\Delta T_1 = T_{q,ent} - T_{f,sai} \quad (3)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,sai} - T_{f,ent} \quad (4)$$

Onde $T_{q,ent}$ e $T_{f,ent}$ são as temperaturas de entrada do fluido quente e frio, respectivamente. De forma análoga, $T_{q,sai}$ e $T_{f,sai}$ são as temperaturas de saída do fluido quente e frio.

Tais equações são facilmente aplicadas em análise de trocadores de calor quando a temperatura na entrada de cada um dos fluidos é conhecida e as temperaturas de saída ou são especificadas ou podem ser determinadas de imediato pelas expressões do balanço de energia (INCROPERA, 2008), abordadas no próximo tópico.

Para Yang, Jacobi e Liu (2016), a resistência térmica associada ao fluxo quente em trocadores de calor de placas gaxetadas pode ser expressa pela equação (5), desde que sejam negligenciados os efeitos de incrustação na superfície de troca de calor:

$$\frac{1}{A_{proj} \cdot h_{quente}} = \frac{1}{A_{proj} \cdot U} - \frac{t}{A_{proj} \cdot k_w} - \frac{1}{A_{proj} \cdot h_{frio}} \quad (5)$$

Onde t é a espessura da placa, k_w é a condutividade térmica associada ao material no qual a placa é confeccionada e h é definido como o coeficiente convectivo dos fluidos que compõem o sistema.

Dessa forma, realizando um rearranjo na equação (5), pode-se definir uma relação para determinação do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor de placas gaxetadas, como observado na equação (6):

$$\frac{1}{A_{proj} \cdot U} = \frac{t}{A_{proj} \cdot k_w} + \frac{1}{A_{proj} \cdot h_{frio}} + \frac{1}{A_{proj} \cdot h_{quente}} \quad (6)$$

Vale ressaltar que o coeficiente convectivo, além de depender das propriedades dos fluidos que compõem o sistema, ainda são dados em função da

geometria da superfície de transferência de calor e das condições do escoamento. Dessa forma, o procedimento mais prático para determinação do coeficiente global de transferência de calor envolve, frequentemente, a escolha de sua magnitude a partir de dados fornecidos na bibliografia de referência, quando não há qualquer informação sobre as características construtivas do dispositivo.

Para Kaçak e Liu (2002), o coeficiente global de transferência de calor (U) encontra-se no intervalo compreendido entre 3000 e 7000 $W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$ para aplicações envolvendo troca térmica de água para água em PHE's. Entretanto, Shah e Sekulic (2003) apresentam o coeficiente com valores entre 3000 e 8000 $W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$, dentro das mesmas condições de aplicação. Perceba que os intervalos especificados por ambos os autores são bastante próximos.

Como afirma Incropera (2008), ao longo do tempo de utilização do trocador de calor, é frequente a formação de ferrugem ou deposição de impurezas nas superfícies de contato entre o fluido e o material que compõe a parede. A consequente formação de um filme ou de incrustações sobre a superfície pode alterar significativamente a eficiência do equipamento e deve ser levado em conta através da introdução de uma resistência térmica adicional ao sistema, conhecida por Fator de Incrustação.

2.7 FATOR DE INCRUSTAÇÃO

O desempenho térmico dos trocadores de calor tende a diminuir com o passar do tempo, resultado do acúmulo de materiais indesejáveis (depósitos) nas superfícies de transferência de calor. Essa camada de depósitos formada ao longo da superfície de troca térmica significa o acúmulo de qualquer deposição indesejável de um material termicamente isolante, representando uma resistência adicional significativa ao processo.

Essa resistência adicional acaba provocando uma redução na taxa de transferência de calor do dispositivo, além de promover o aumento de processos corrosivos no sistema. O efeito líquido destas acumulações na transferência de calor é representado pelo Fator de Incrustação (R_d) que é uma medida da resistência térmica introduzida pelas incrustações e pode ser calculado por meio da equação (7).

$$R_d = \frac{1}{U_{sujo}} - \frac{1}{U_{limpo}} \quad (7)$$

Onde U_{limpo} e U_{sujo} são os coeficientes globais de transferência de calor para o trocador de calor antes e depois de ter sofrido com os efeitos de incrustação, respectivamente. A Figura 21 representa um trocador de calor de placas em situação de incrustação severa.

Figura 21 - Incrustação severa em placas



Fonte: MERUS FLÜSSIGKEITSBEHANDLUNG (201[?])

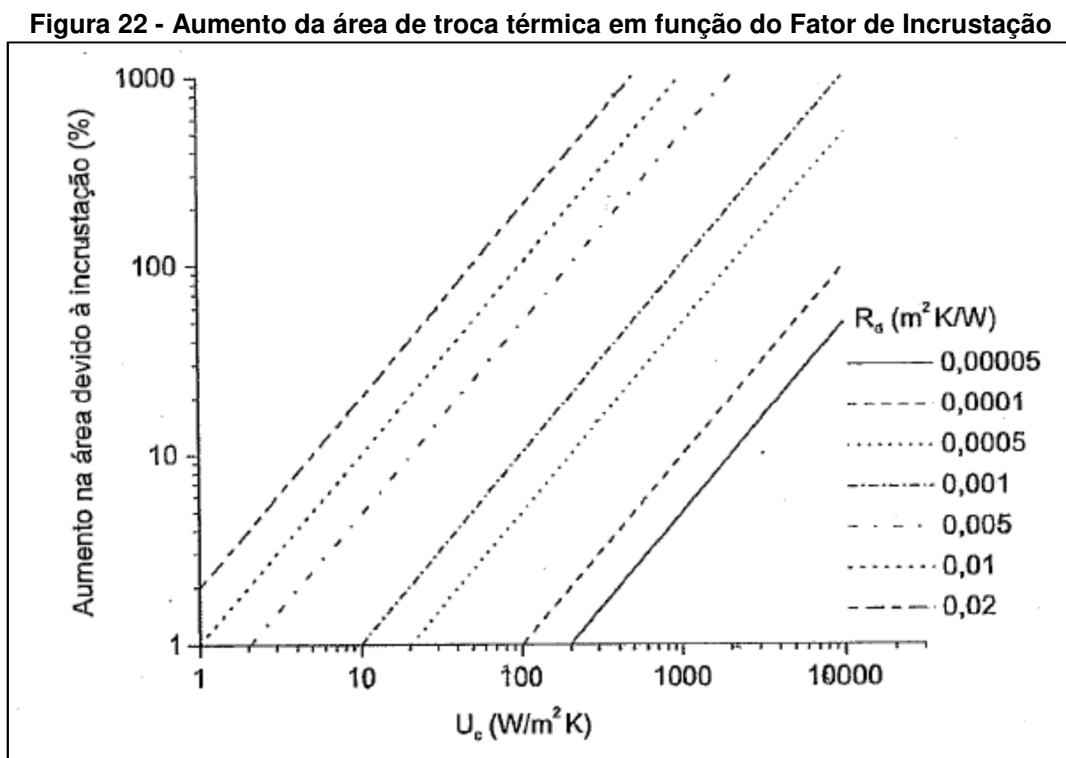
A Tabela 1 apresenta valores de R_d para determinados fluidos de processo:

Tabela 1 - Fator de Incrustação (R_d) para PHEs	
Fluido de Processo	R_d [$m^2 \cdot K \cdot kW^{-1}$]
Água tratada	0,018
Água de torres de resfriamento	0,044
Água do mar	0,026
Água de rio	0,044
Óleo lubrificante	0,053
Solventes orgânicos	0,018-0,053
Vapor	0,009

Fonte: Adaptado de SHAH e SEKULIC (2003)

O tipo mais comum de incrustação é a precipitação de depósitos sólidos em um fluido nas superfícies de transferência de calor. Normalmente, a precipitação pode ser diminuída ou até mesmo eliminada com um extensivo tratamento do fluido de processo, removendo grande parte do conteúdo sólido presente, antes mesmo que ele circule no sistema. A incrustação química, que ocorre normalmente em indústrias de processos, é resultado da acumulação dos produtos de reação química sobre as superfícies do dispositivo. Também há a incrustação biológica que surge devido ao crescimento de algas no interior dos trocadores de calor que operam com fluidos quentes. O crescimento de depósitos biológicos pode ser prevenido por tratamento químico.

Em aplicações onde há possibilidade de que ocorra, a incrustação deverá ser considerada no projeto e seleção dos trocadores de calor. Em tais aplicações, pode ser necessário adotar um trocador de calor maior para assegurar o cumprimento das exigências de transferência de calor do projeto, mesmo após ocorrer a incrustação (ÇENGEL, 2003). Observa-se na Figura 22 a correlação entre a necessidade de aumento da área de troca térmica do dispositivo em função do Fator de Incrustação (R_d) e do Coeficiente Global de Transferência de Calor.



Fonte: ARAUJO (2002)

A incrustação é extremamente dispendiosa, uma vez que aumenta os custos com manutenção e limpeza do equipamento, resulta em perda de produção em função de paradas inesperadas ou causa a queda do potencial térmico devido a capacidade reduzida (SHAH & SEKULIC, 2003).

2.8 BALANÇO ENERGÉTICO APLICADO A TROCADORES DE CALOR

Segundo Gut (2003), para a aplicação do balanço de energia em trocadores de calor deve-se, primeiramente, adotar algumas premissas básicas pertinentes à modelagem térmica. São elas:

- I. As perdas de calor para o ambiente são desprezíveis;
- II. Não ocorrem mudanças de fase no escoamento;
- III. Os fluidos têm comportamento Newtoniano;
- IV. As propriedades físicas dos fluidos são constantes;
- V. O dispositivo de troca térmica opera em regime permanente.

Dessa forma, tomando como base as hipóteses supracitadas, pode-se definir que a taxa de calor trocado é igual às taxas de calor recebido pela corrente fria (Q_{frio}) e liberado pela corrente quente (Q_{quente}), ou seja, pela equação (8):

$$\dot{Q}_{quente} = \dot{Q}_{frio} \quad (8)$$

Tais propriedades do sistema de troca térmica podem ser calculados utilizando-se a equação (9).

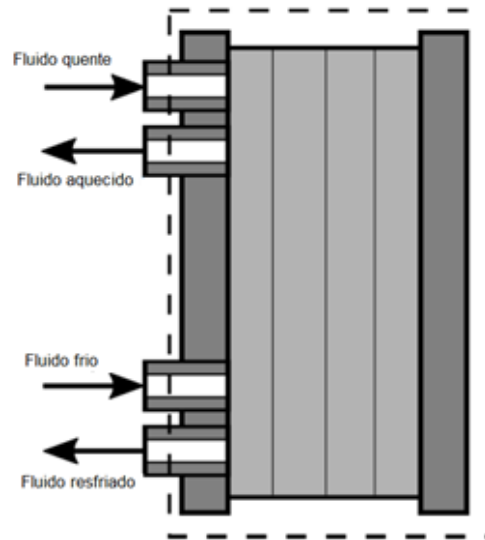
$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (9)$$

Onde c_p é o calor específico do fluido na temperatura de entrada, \dot{m} é vazão mássica de fluido do sistema e ΔT é variação de temperatura do fluido.

Em Incropera (2008) a Tabela A.6, que pode ser visualizada no Anexo D, apresenta algumas propriedades termofísicas da água saturada, para uma ampla faixa de temperaturas. Dentre tais propriedades, pode-se verificar o calor específico.

Para o trocador de calor de placas, exibido na Figura 23, é definida a superfície de controle, representada pela linha tracejada.

Figura 23 - Superfície de Controle



Fonte: Autoria própria (2018)

2.9 ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR: O MÉTODO DA EFETIVIDADE-NUT

A análise de trocadores de calor através do método da efetividade-NUT está baseada em três parâmetros adimensionais: a efetividade do trocador de calor (ϵ), a razão entre as taxas de capacidades caloríficas (C_R) e o Número de Unidades de Transferência (NUT) (SAARI, 2014). Tal procedimento é comumente utilizado quando apenas as temperaturas de entrada dos fluidos de processo são conhecidas, visto que nesse caso, a avaliação através do método MLDT exige um processo iterativo trabalhoso (INCROPERA, 2008).

Para Saari (2014) o uso do método da efetividade-NUT deve ser iniciado pela resolução de dois dos três parâmetros adimensionais, através das características conhecidas de aplicação do equipamento. Em seguida, por intermédio da relação efetividade-NUT correta, encontra-se o terceiro. A partir da definição do terceiro parâmetro, resolve-se então o que precisa ser determinado: por exemplo, a área de transferência de calor exigida pelo NUT em um problema de dimensionamento ou a temperatura de saída de fluido de interesse.

Para um trocador de calor onde nenhum dos fluidos experimenta mudança de fase, pode-se utilizar a equação (10) para o cálculo da capacidade calorífica do fluido frio (C_f).

$$C_f = (\dot{m} \cdot c_p)_f \quad (10)$$

De forma análoga, a equação (11) é capaz de definir a taxa de capacidade calorífica do fluido quente (C_q).

$$C_q = (\dot{m} \cdot c_p)_q \quad (11)$$

A relação entre as taxas de capacidades caloríficas, como o próprio nome sugere, é simplesmente a razão das taxas de capacidade de calor das correntes de fluido, definida como a proporção da menor para a maior, conforme equação (12)

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

A efetividade de um trocador de calor pode ser calculada pela equação (13), ou seja, é definida como a razão entre a taxa real de transferência de calor e a máxima taxa possível, de acordo com a 2ª lei da termodinâmica.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (13)$$

Novamente, em um trocador de calor onde os fluidos não experimentam mudança de fase, a máxima taxa de transferência de calor pode ser expressa pela equação (14), de forma geral.

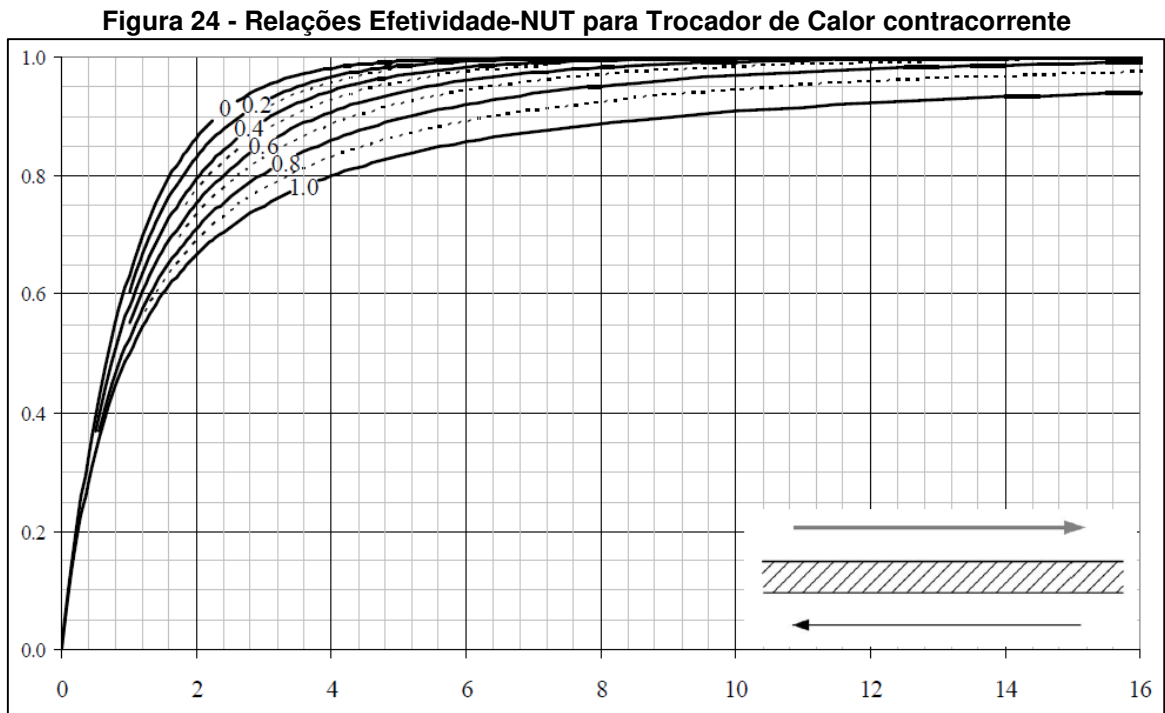
$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (14)$$

Por fim, o Número de Unidades de Transferência (NUT) é o parâmetro no qual está relacionado às únicas variáveis de projeto independente sob controle do projetista do sistema de troca térmica: o coeficiente global de transferência de calor e a área útil de transferência de calor. Logo, NUT é definido pela equação (15):

$$NUT = \frac{U \cdot A_{proj}}{C_{min}} \quad (15)$$

Vale ressaltar que $U \cdot A_{proj}$ também é conhecida como a condutância do trocador de calor.

As relações de efetividade-NUT são tabuladas tanto na equação quanto na forma gráfica em vários livros de transferência de calor e manuais de desenvolvimento de trocadores de calor. A Figura 24, bem como a equação (16) representa o relacionamento entre os parâmetros adimensionais para trocadores de calor que operam em fluxo contracorrente.



Fonte: SAARI (2014)

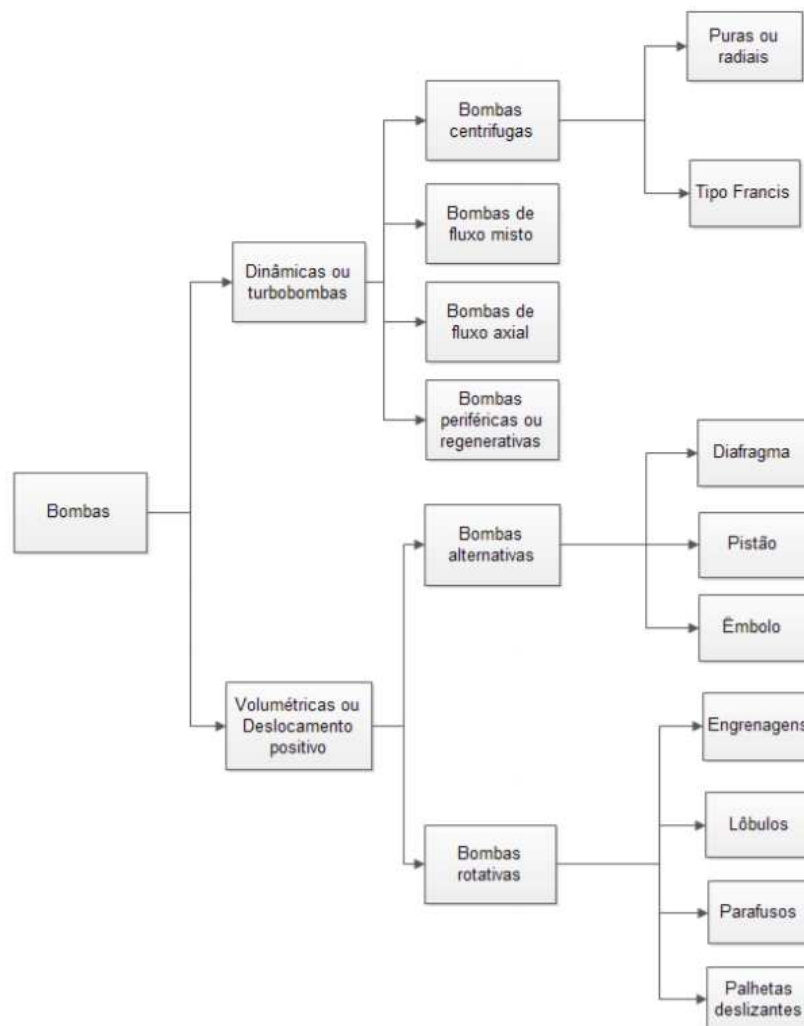
$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT \cdot (1 - C_R)}}{1 - C_R \cdot e^{-NUT \cdot (1 - C_R)}} \quad (16)$$

2.10 BOMBAS HIDRÁULICAS E SISTEMAS DE BOMBEAMENTO

Bombas hidráulicas são definidas como dispositivos geratrizes, ou seja, responsáveis por transferir energia de uma fonte motora para um determinado fluido, com o objetivo de transportá-lo do ponto A até o ponto B. Essa energia, normalmente, é transferida ao fluido por meio do aumento de sua velocidade de escoamento (energia cinética), pressão de trabalho (energia de pressão) ou até mesmo ambos (SOUZA, 2014).

O modo pela qual é feita a transferência de energia para o fluido permite que tais equipamentos sejam classificados em dois grandes grupos; são eles: máquinas volumétricas e máquinas dinâmicas (FOX; PRITCHARD & MCDONALD, 2011). Uma forma mais minuciosa de classificação pode ser observada na Figura 25.

Figura 25 – Esquemático dos principais tipos de máquinas de fluxo



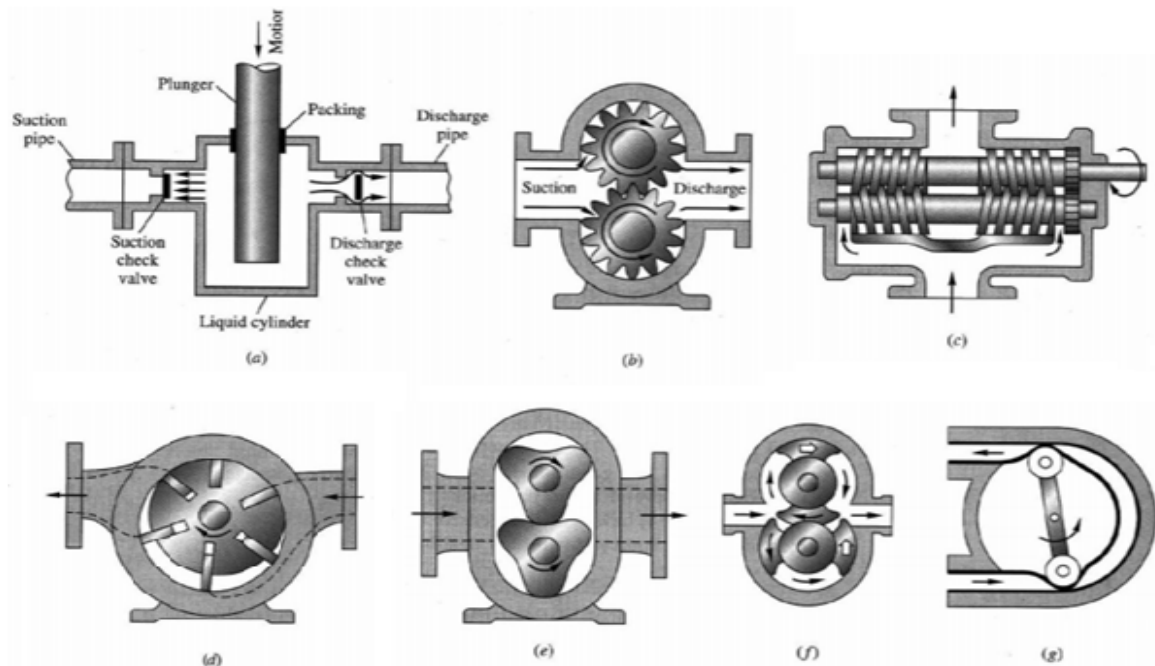
Fonte: GOMES (2013)

2.10.1 Bombas Volumétricas

Segundo Brasil (2013) as bombas de deslocamento positivo, ou volumétricas, são dispositivos que fornecem uma quantidade específica de fluido ao sistema, a cada rotação ou ciclo. A movimentação do fluido é dada em função da ação de um órgão de impulsão, forçando o fluido a exercer o mesmo movimento ao qual está sujeito o impulsor. As máquinas de fluxo com essa característica em comum são chamadas de volumétricas pelo fato de o fluido ocupar e desocupar, sucessivamente, espaços com volumes conhecidos no interior da bomba.

Diante disso, as bombas volumétricas podem ser classificadas como alternativas, onde o líquido recebe a ação das forças diretamente de um pistão, êmbolo ou de uma membrana flexível, também conhecido como diafragma e rotativas, onde o líquido recebe a ação de forças provenientes de uma ou mais peças dotadas de movimento de rotação que, combinando energia e pressão, provocam o movimento do fluido. Existe uma grande variedade de bombas rotativas, as quais pode-se citar parafuso ou helicoidal, engrenagens, lóbulos e palhetas deslizantes (MACINTYRE, 2014). A representação dos tipos mais comuns pode ser observada na Figura 26.

Figura 26 – Exemplos de bombas volumétricas

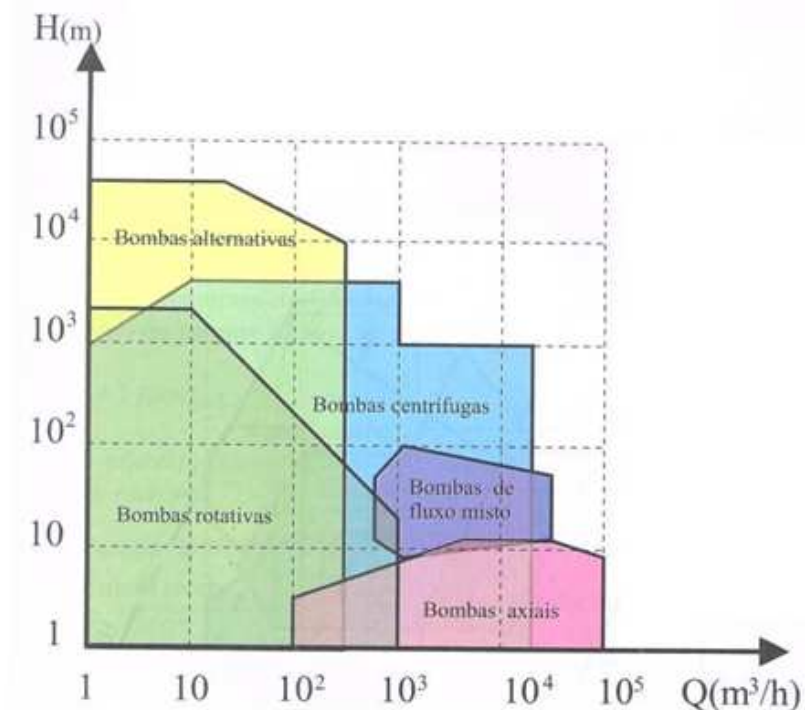


- (a) Bomba de êmbolo; (b) Bomba de engrenagens; (c) Bomba helicoidal; (d) Bomba de palhetas; (e) Bomba de lóbulos triplos; (f) Bomba de pistão duplo circunferencial; (g) Bomba de rolete.

Fonte: BRASIL (2013)

As bombas de deslocamento positivo são indicadas em casos onde se requer vazão constante independente de variação da carga sobre a bomba e também onde o volume deve ser medido com precisão. A descarga é proporcional à velocidade do propulsor da bomba (BRASIL, 2013). Além disso, as bombas alternativas e rotativas são usadas para pressões elevadas e descargas relativamente pequenas (MACINTYRE, 2014), como pode ser constatado na Figura 27.

Figura 27 – Campo de Aplicação de bombas



Fonte: HENN (2006)

Frequentemente, as bombas rotativas limitam-se a aplicações em indústrias de processo, principalmente no bombeamento de líquidos pastosos ou muito viscosos e bombeamento de óleo combustível para queima de fornos e caldeiras. No caso das bombas alternativas, as aplicações mais comuns limitam-se a dosagem de produtos químicos, mediante as chamadas bombas dosadoras (CARVALHO *et al.*, 2016).

2.10.2 Bombas Dinâmicas

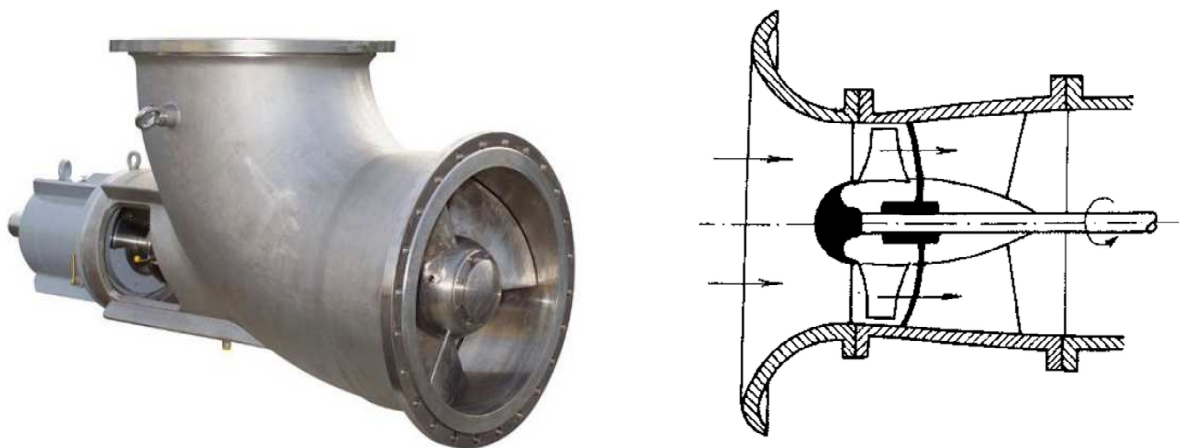
Para Souza (2014) as bombas dinâmicas são definidas como dispositivos responsáveis por garantir a movimentação de um fluido através de forças desenvolvidas pela sua própria massa.

Também conhecidas como turbobombas ou bombas rotodinâmicas, são caracterizadas por possuírem como elemento característico principal o rotor, essencialmente um disco ou peça cônica dotada de pás, responsável por exercer forças sobre o fluido com o objetivo de transferir aceleração, fazendo com que adquira energia cinética transformando, assim, a energia mecânica na qual está dotado (MACINTYRE, 2014). Há várias formas de se realizar a classificação das bombas dinâmicas. Segundo o tipo de rotor, elas podem ser radiais (centrífugas), axiais ou mistas (bomba diagonal). O rotor pode ser de simples aspiração ou de aspiração dupla o qual permite aumentar a vazão fornecida. Para aumentar a pressão as turbobombas podem ter vários estágios.

Os rotores podem ser fechados, caracterizados pela presença de paredes laterais que minimizam o vazamento entre a aspiração e descarga, sendo aplicados no bombeamento de líquidos limpos; abertos, os quais não apresentam paredes laterais e são utilizados no bombeamento de fluidos viscosos ou contendo sólidos em suspensão; e semiabertos, caracterizado por ser fechado na parte traseira e possuir aplicação intermediária entre aberto e fechado (ALÉ, 2010).

As bombas axiais (Figura 28) são assim chamadas devido ao fato das partículas líquidas, pela configuração que assumem as pás do rotor e as pás guias, começam paralelamente ao eixo e se transformam em hélices cilíndricas. Forma-se uma hélice de vórtice forçado, pois, ao escoamento axial, superpõe-se um vórtice forçado pelo movimento das pás (MACINTYRE, 2014).

Figura 28 – Bomba centrífuga com rotor axial



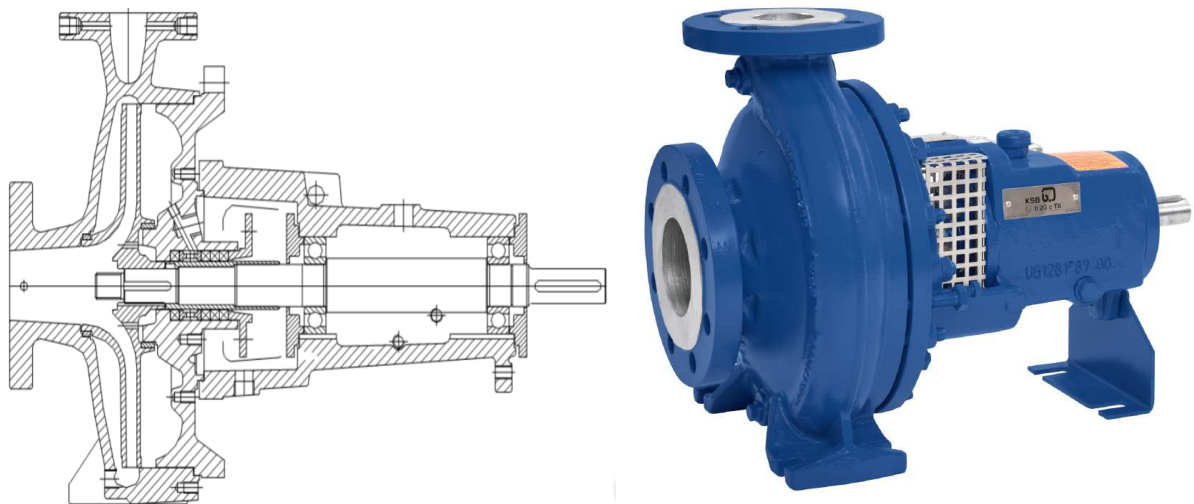
Fonte: BRASIL (2013)

Segundo Alé (2010) tais bombas são aplicadas em situações onde deseja-se trabalhar com elevadas vazões e pequenas alturas manométricas, costumeiramente acima de 500 m³/h e menores de 15 mca (metros de coluna de água), respectivamente. Macintyre (2014) por outro lado, afirma que tais bombas se tornam viáveis quando são necessárias grandes descargas (até várias dezenas de metros cúbicos por segundo) e alturas de elevação de até mais de 40 m. Henn (2006) vai de acordo com Alé (2010) em relação ao campo de aplicação das bombas axiais, como pode-se observar na Figura 27.

Souza (2014) afirma que as bombas centrífugas puras ou radiais (Figura 29) são as mais utilizadas nos processos industriais. São caracterizadas pela penetração do líquido paralelamente ao eixo sendo dirigido pelas pás do rotor para a periferia, segundo trajetórias contidas nos planos normais ao eixo.

Esse tipo de bomba, por sua vez, possui capacidade de vazão de 0,5 m³/h até 20.000 m³/h e trabalham com alturas manométricas entre 1,5 a 5.000 mca. Para melhor entendimento do seu campo de aplicação, pode-se voltar à Figura 27.

Figura 29 – Bomba centrífuga radial

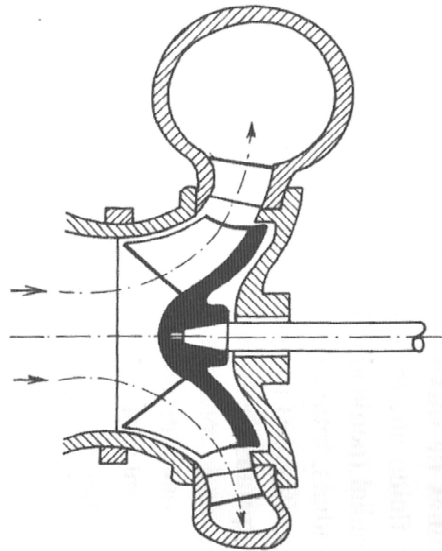


Fonte: KSB (2013)

Devido à sua simplicidade, as bombas radiais normalmente são fabricadas em série, por meio de uma construção generalizada para aplicações típicas. As bombas centrífugas normalmente são utilizadas para bombeamento de água limpa, água do mar, condensados e óleo, para pressões de até 16 kgf.cm⁻² e temperaturas de até 140 °C (MACINTYRE, 2014).

As bombas de fluxo misto (Figura 31), ou diagonal, consistem em um caso intermediário entre as bombas radiais e axiais, tanto em relação à trajetória percorrida pelo fluido, que pode ser observada de forma bastante clara na Figura 30, em seu interior quanto no campo de emprego das mesmas.

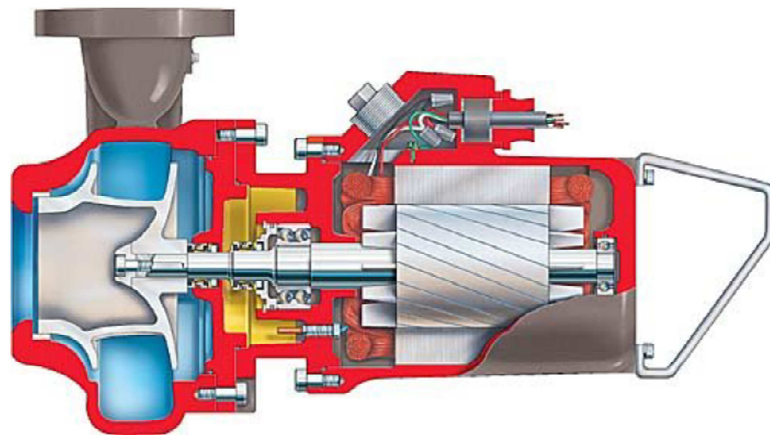
Figura 30 – Trajetória do fluido em uma bomba de fluxo misto



Fonte: HENN (2006)

Dessa forma, a trajetória caracteriza-se pela formação de uma diagonal e o campo de aplicação, geralmente, diz respeito ao recalque de líquido em médias alturas e vazões (BRASIL, 2013).

Figura 31 – Bomba centrífuga diagonal



Fonte: BRASIL (2013)

2.11 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS

Normalmente, as curvas características de bomba são realizadas pelo fabricante da máquina de fluxo, em banco de provas equipados para tal serviço e, posteriormente, fornecidas para o cliente.

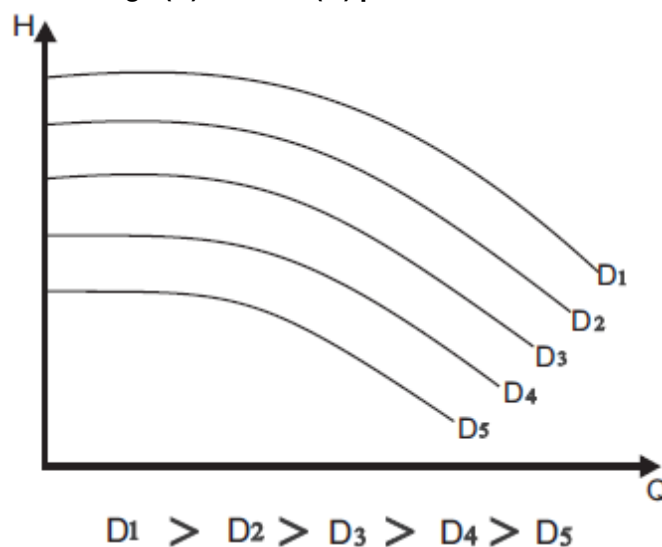
Tais curvas são responsáveis por indicar a performance da bomba sob determinadas condições e são de grande importância para a correta seleção do dispositivo que melhor se encaixa em função do ponto de projeto do sistema (LENGSFELD; DUARTE & ALTIERI, 1991). Existem vários tipos de curvas características, onde as mais relevantes para o trabalho serão apresentadas a seguir.

2.11.1 Curva da Carga (H) x Vazão (Q)

Para Gomes (2013) essa curva é responsável por representar a variação da carga (*head*) fornecida pela bomba em função da vazão mássica do sistema. O autor define a carga da bomba como a energia por unidade de peso que a bomba tem condições de fornecer ao fluido para uma vazão pré-definida.

Geralmente os fabricantes alteram o diâmetro de rotores para um mesmo equipamento durante a realização dos procedimentos, obtendo-se assim a curva característica da bomba para uma família de diâmetro de rotores, como exemplificado na Figura 32 (LENGSFELD; DUARTE & ALTIERI, 1991).

Figura 32 – Curva da Carga (H) x Vazão (Q) para uma família de diâmetro de rotores



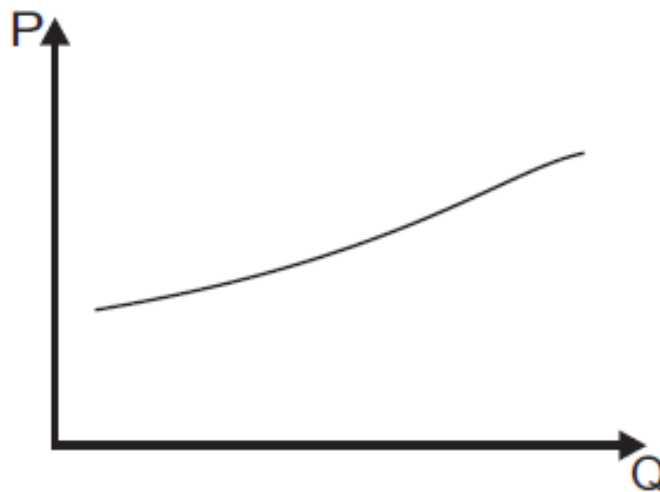
Fonte: LENGSELD; DUARTE & ALTIERI (1991)

Como no portfólio de um mesmo fabricante pode existir uma infinidade de modelos de bombas centrífugas, capazes de atender diversos tipos de sistemas de bombeamento, é de extrema importância ter conhecimento das características de operação do equipamento em função das condições na qual o mesmo estará submetido; caso contrário o resultado pode não ser satisfatório (SOUZA, 2014).

2.11.2 Curva da Potência Absorvida (P_{abs}) x Vazão (Q)

As curvas de potência absorvida pela bomba (Figura 33) podem ser determinadas juntamente com o levantamento dos dados primordiais para traçar a curva $H \times Q$ (carga versus vazão). A partir das características elétricas do motor que aciona o sistema de bombeamento é possível delinear a (LENGSFELD; DUARTE & ALTIERI, 1991).

Figura 33 – Curva da Potência Absorvida (P_{abs}) x Vazão (Q) para bomba radial



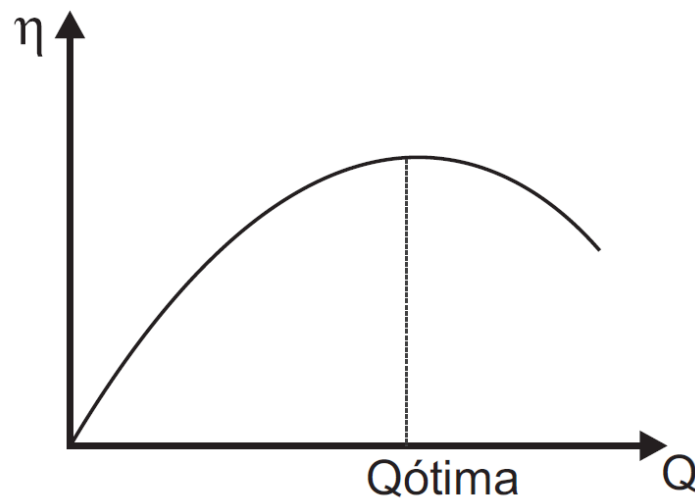
Fonte: LENGSELD; DUARTE & ALTIERI (1991)

Essa curva tem como objetivo principal dar suporte ao projetista para realizar o correto dimensionamento do motor elétrico que fornece energia mecânica ao sistema de bombeamento. A seleção deverá levar em conta todos os possíveis pontos de operação, evitando a necessidade de investimento em outras bombas caso haja mudanças no projeto (SOUZA, 2014).

2.11.3 Curva de Rendimento Total (η) x Vazão (Q)

A curva de rendimento total (η) x vazão (Q), ilustrada na Figura 34, representa a relação entre a energia oferecida pela máquina motriz (motor elétrico) e a absorvida pela máquina operatriz (bomba) em função das condições de operação do sistema.

Figura 34 – Curva do Rendimento total (η) x Vazão (Q)



Fonte: LENGSELD; DUARTE & ALTIERI (1991)

Onde $Q_{\text{ótima}}$ é o ponto de melhor eficiência da bomba para o rotor considerado (LENGSELD; DUARTE & ALTIERI, 1991). Essa situação é evidenciada uma vez que o motor não transmite para o eixo toda a potência que gera, assim como a bomba, que necessita uma energia maior do que consome, devido as suas perdas passivas na parte interna.

Além disso, o rendimento total pode ser definido pelo produto entre o rendimento hidráulico, rendimento volumétrico e rendimento mecânico, como pode ser observado na equação (17).

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_V \cdot \eta_M \quad (17)$$

O rendimento hidráulico (η_H) está relacionado com as perdas por atrito do líquido em função do acabamento interno superficial do rotor e turbulências ocorridas ao longo do sistema. Já o rendimento volumétrico (η_V) está vinculado ao fato de que pequena parte da vazão bombeada não atinge a linha de descarga, por conta de

vazamentos externos e recirculação interna da bomba. O rendimento mecânico (η_M), por sua vez, leva em consideração a perda por atrito nos mancais de rolamento do motor elétrico e acoplamento na bomba, além das juntas de vedação do sistema (GOMES, 2013).

2.12 CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO

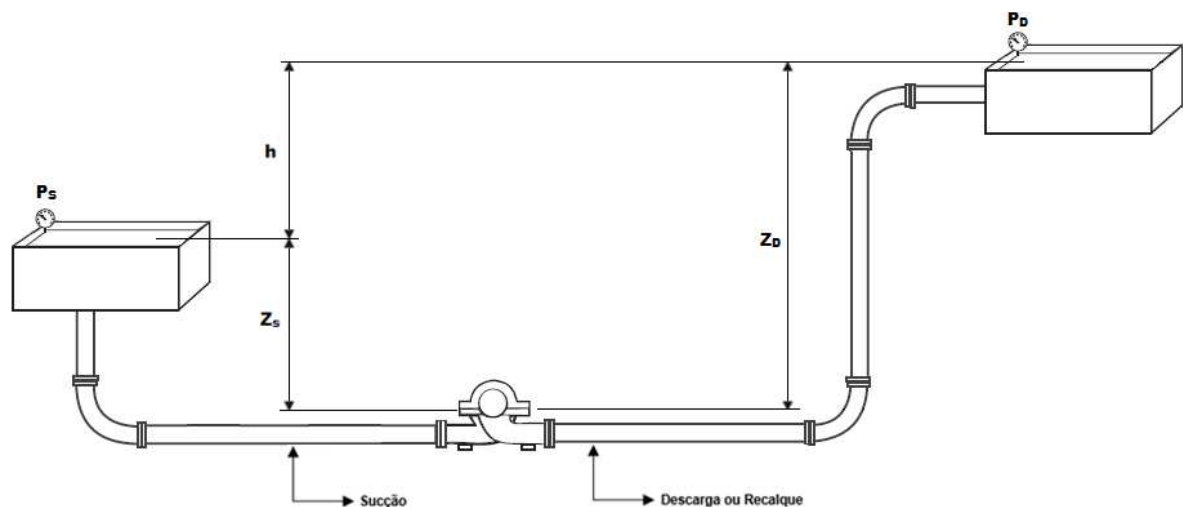
2.12.1 Altura Manométrica do Sistema

A altura manométrica, ou carga (H), pode ser definida como a energia solicitada da bomba para que ela seja capaz de transportar um fluido de processo, em determinada vazão, de um ponto ao outro do sistema, podendo ser calculada a partir da equação (18) onde H_d é a altura manométrica de descarga e H_s é a altura manométrica de sucção.

$$H = H_d - H_s \quad (18)$$

A quantidade de energia solicitada irá variar em função da altura estática de elevação do fluido (h), da diferença de pressão entre a sucção (P_s) e a descarga (P_D) e das perdas existentes no sistema, conforme ilustrado na Figura 35.

Figura 35 - Altura Geométrica do Sistema de Bombeamento



Fonte: Autoria própria (2018)

A altura geométrica ou estática de elevação, representada por h , é definida como a diferença de cota entre os níveis em que o líquido é abandonado (Z_D), ao sair pelo tubo de recalque, e o nível livre no reservatório de captação (Z_S) e pode ser calculada através da equação (19) (MACINTYRE, 2014).

$$h = Z_D - Z_S \quad (19)$$

Deve-se voltar à Figura 35 para melhor entendimento do conceito explicitado no parágrafo anterior.

2.12.2 Altura Manométrica de Sucção (H_S) e Descarga (H_D)

Segundo Gomes (2013) é possível calcular a altura manométrica de descarga de duas formas: através da aplicação do Teorema de Bernoulli entre um ponto da superfície do reservatório de sucção e o flange de sucção da bomba ou por meio da medição da quantidade de energia por unidade de peso no flange de sucção.

A segunda alternativa só pode ser aplicada com a instalação em funcionamento. Logo, por meio da aplicação do Teorema de Bernoulli, tem-se a equação geral para o cálculo de H_S :

$$H_S = Z_S + \frac{P_S}{\gamma} - h_{f_S} \quad (20)$$

Onde γ é o peso específico do fluido e h_{f_S} é a perda de carga total da linha de sucção. O sinal negativo para a perda de carga total na linha de sucção é justificado pelo fato de a mesma diminuir a quantidade de energia por unidade de peso disponibilizada ao sistema.

O mesmo método apresentado para a definição da equação geral para o cálculo da altura manométrica de sucção pode ser aplicado para o cálculo da altura manométrica de descarga. Com isso, tem-se a equação (21).

$$H_D = Z_D + \frac{P_D}{\gamma} + h_{f_D} \quad (21)$$

Note que nesse caso a perda de carga no trajeto percorrido pelo fluido até o reservatório de descarga (h_{fD}) irá aumentar a energia por unidade de peso demandada no flange de descarga, sendo assim, positiva.

2.12.3 Perda de Carga

Ao escoar pela tubulação do sistema de bombeamento, as partículas fluidas entram em contato com a parede interna dos tubos, sofrendo com os efeitos de atrito. Devido a tal fenômeno, pode-se definir a perda de carga como sendo a energia mecânica por unidade de peso convertida em energia térmica no trecho de tubulação em estudo.

A perda de carga total, apresentada na equação (22), pode ser definida como a soma das perdas maiores ou perdas de carga distribuída (h_{fR}), causadas pelo efeito do atrito no escoamento completamente desenvolvido em tubos de seção constante, com as perdas localizadas (h_{fL}), causadas por entradas, acessórios, variações de área e demais particularidades (FOX; PRITCHARD & MCDONALD, 2011).

$$h_f = h_{fR} + h_{fL} \quad (22)$$

Vale ressaltar que a perda de carga é diretamente dependente do tipo de escoamento e, devido a isso, é de grande importância calcular o Número de Reynolds.

O Número de Reynolds (Re) é um número adimensional comumente utilizado em estudos de Mecânica dos Fluidos, capaz de caracterizar o comportamento global de um fluido. A partir dele, é possível determinar a natureza do escoamento (laminar ou turbulento) dentro de um tubo ou sobre uma superfície (GOMES, 2013).

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_{in}}{\mu} \quad (23)$$

Onde ρ é densidade e μ é a viscosidade dinâmica do fluido. D_{in} corresponde ao diâmetro hidráulico da tubulação

Para a maioria das situações de engenharia, o escoamento pode ser classificado de acordo com a Tabela 2.

Tabela 2 - Classificação do tipo de escoamento

Número de Reynolds	Tipo de Escoamento
Re < 2000	Laminar
2000 < Re < 4000	Transição
Re > 4000	Turbulento

Fonte: Adaptado de MELLO; FERREIRA & CARVALHO (1999)

2.12.3.1 Perda de Carga Distribuída

É possível calcular a perda de carga distribuída no escoamento laminar utilizando a equação (24), conhecida como equação de Darcy-Weisbach.

$$h_{f_R} = f \cdot \frac{L}{D_{in}} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (24)$$

Onde L é o comprimento de tubulação reta do trajeto, v é a velocidade de escoamento do fluido e g é a aceleração da gravidade.

O fator de atrito (f) presente na equação (24) assume, para o escoamento laminar, a seguinte forma:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (25)$$

Quando o escoamento do sistema for classificado como turbulento plenamente desenvolvido, a análise do fator de atrito é muito mais complexa e deve-se contar com resultados determinados experimentalmente. Tais resultados estão presentes no *Ábaco de Moody* e dependem de parâmetros como a rugosidade relativa da tubulação e o número de Reynolds, calculado a partir da equação (23) (INCROPERA *et al.*, 2008). Alternativamente, a utilização da equação (26), proposta por Swamee-Jain, para determinação do fator de atrito também é aceitável, desde que sejam respeitados seus limites de aplicação ($10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{D} \leq 10^{-2}$ e $5 \cdot 10^3 \leq \text{Re} \leq 10^8$) (MELLO; FERREIRA & CARVALHO, 1999).

$$f = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(0,27 \cdot \frac{\varepsilon}{D_{in}} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (26)$$

2.12.3.2 Perda de Carga Localizada

Essa parcela da perda de carga pode ser determinada pelo Método do Comprimento Equivalente que consiste em fixar um valor de comprimento reto de tubulação correspondente a perda de carga causada por um determinado acessório. Os valores de comprimento equivalente são tabelados de acordo com o diâmetro nominal da tubulação e com o acessório em questão ou podem, até mesmo, serem coletados através dos manuais de fabricante (GOMES, 2013).

Com a obtenção dos comprimentos equivalentes dos n acessórios da tubulação em análise, a perda de carga localizada é simplesmente calculada pelas equações (27) e (28).

$$L_{localizado} = \sum_{i=1}^n L_i \quad (27)$$

$$h_{f_L} = f \cdot \frac{L_{localizado}}{D_{in}} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (28)$$

Como pode-se observar, a equação (28) é muito similar à equação (24). Diante disso, tomando como base o método do comprimento equivalente para cálculo da perda de carga, é possível definir a perda de carga total do sistema de bombeamento através de uma simples equação, assim como a medição do comprimento equivalente do trajeto percorrido pelo fluido, ou seja:

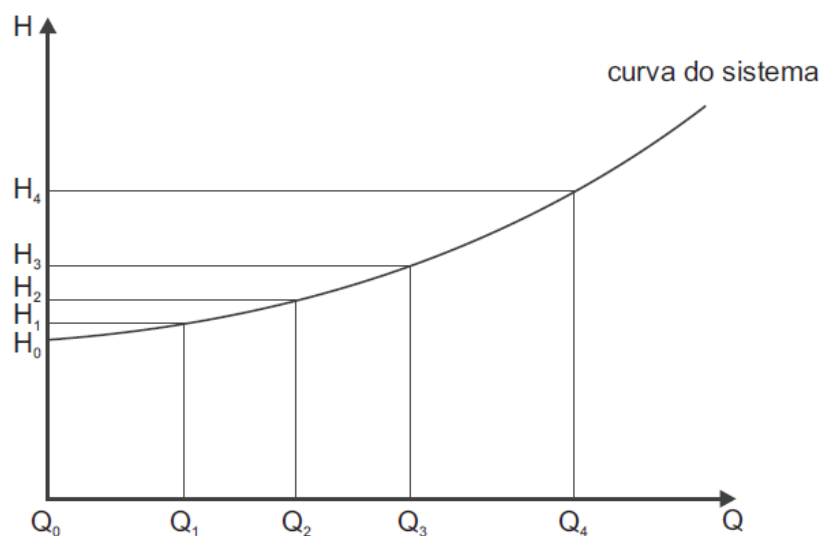
$$L_{total} = L_{localizado} + L \quad (29)$$

$$h_f = f \cdot \frac{L_{total}}{D_{in}} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (30)$$

2.12.4 Determinação da Curva Característica do Sistema

A Curva Característica do Sistema, representada de forma geral na Figura 36, corresponde ao comportamento do sistema de bombeamento dentro de uma determinada faixa de operação. Tal curva é de grande importância sobretudo em sistemas que incluem associações de bombas, variação de níveis dos reservatórios, vazões variáveis e etc.

Figura 36 - Curva Característica do Sistema



Fonte: LENGSELD; DUARTE & ALTIERI (1991)

Após definida tal curva, é possível determinar o ponto de operação das bombas que compõem o sistema. Para que o ponto de operação seja determinado, basta sobrepor a Curva do Sistema e a Curva da Carga x Vazão da bomba em avaliação e verificar a interseção entre ambas. A partir desse ponto é possível obter a potência e o rendimento da bomba, simplesmente verificando as coordenadas correspondentes nas respectivas curvas (GOMES, 2013).

2.13 ANÁLISE DE INVESTIMENTOS

Em projetos de eficiência energética, assim como em quaisquer outros projetos de investimento, há a necessidade de se realizar uma análise adequada dos encargos financeiros. Dessa forma, é possível determinar a viabilidade econômica da proposta de investimento (TEIXEIRA, 2017).

Diante disso, adota-se uma metodologia para sua avaliação. Vale ressaltar que será avaliada a viabilidade do projeto com base na metodologia na qual se baseiam as diretrizes corporativas da empresa (Metodologia Clássica), a fim de se obter a aprovação para o investimento.

2.13.1 Metodologia Clássica (MC)

Na Metodologia Clássica, é suficiente que o Valor Presente Líquido (VPL) seja superior a zero, ou então que a Taxa Interna de Retorno (TIR) seja maior do que a TMA para que o projeto seja considerado bom para investir.

A TIR é conhecida também como taxa interna de juros, taxa de rentabilidade ou retorno do fluxo de caixa descontado. O termo “interna” indica que a taxa de desconto não utiliza nenhum fator externo, tal como a taxa mínima de atratividade (TMA) utilizada pelo método do VPL, mas somente valores “internos” limitados ao fluxo de caixa do projeto (ROSS *et al.*; 2000). Para obter-se a taxa interna de retorno de um projeto de investimento, é necessário calcular a taxa de desconto que faz com que o valor presente das entradas de caixa se iguale ao valor presente dos investimentos (TEIXEIRA, 2017).

Atualmente, existem recursos computacionais capazes de facilitar o processo de avaliação e, principalmente, cálculo da TIR. O SAVEPI (Sistema de Análise da Viabilidade Econômica de Projetos de Investimento) é uma ferramenta computacional, disponível de forma livre, elaborada com o intuito de aprimorar e principalmente facilitar a avaliação de ativos (projetos) industriais e agropecuários. O *software* já foi empregado em inúmeras pesquisas publicadas e visa se consolidar como um recurso referencial na análise de investimentos de ativos, independentemente do porte e do ramo da empresa (LIMA, 2018).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nessa etapa do trabalho serão avaliadas, inicialmente, as condições de operação na qual o sistema de reaproveitamento energético atual está submetido, por meio do fornecimento e da coleta de dados *in loco*. A partir desses dados e tomando como base os conceitos e equações apresentadas no capítulo anterior, será avaliado o potencial do sistema de troca térmica por meio do balanço energético no trocador de calor, além de definir quais são as melhorias necessárias para que esse potencial seja aproveitado integralmente.

Ao final do estudo, será verificado qual o trocador de calor que possui as características que melhor se encaixam nas condições de operação do sistema, bem como as máquinas de fluxo que atendem ao projeto de forma adequada, tomando como base o trajeto percorrido pelos fluidos frio e quente, bem como as perdas de carga presentes. A seleção dos dispositivos será realizada através de uma análise comparativa entre fornecedores.

Além disso, o estudo buscará avaliar a viabilidade econômica do projeto, tomando como indicador-chave a redução prevista no consumo de energia elétrica. Vale ressaltar que, como a proposta de projeto será realizada em uma unidade industrial em pleno funcionamento, a análise de custos será feita conforme as diretrizes corporativas da empresa.

3.1 LOCALIZAÇÃO DO ESTUDO

O presente trabalho foi desenvolvido no período de maio a setembro de 2018 em um frigorífico avícola localizado na região Sudoeste do estado do Paraná. Sua principal atividade é a produção de frango *in natura* tipo *Griller* para exportação. A planta industrial conta com, aproximadamente, 2.800 colaboradores diretos que trabalham em três turnos, de segunda-feira à sábado e mais de 700 integrados, responsáveis pela criação e manejo das aves.

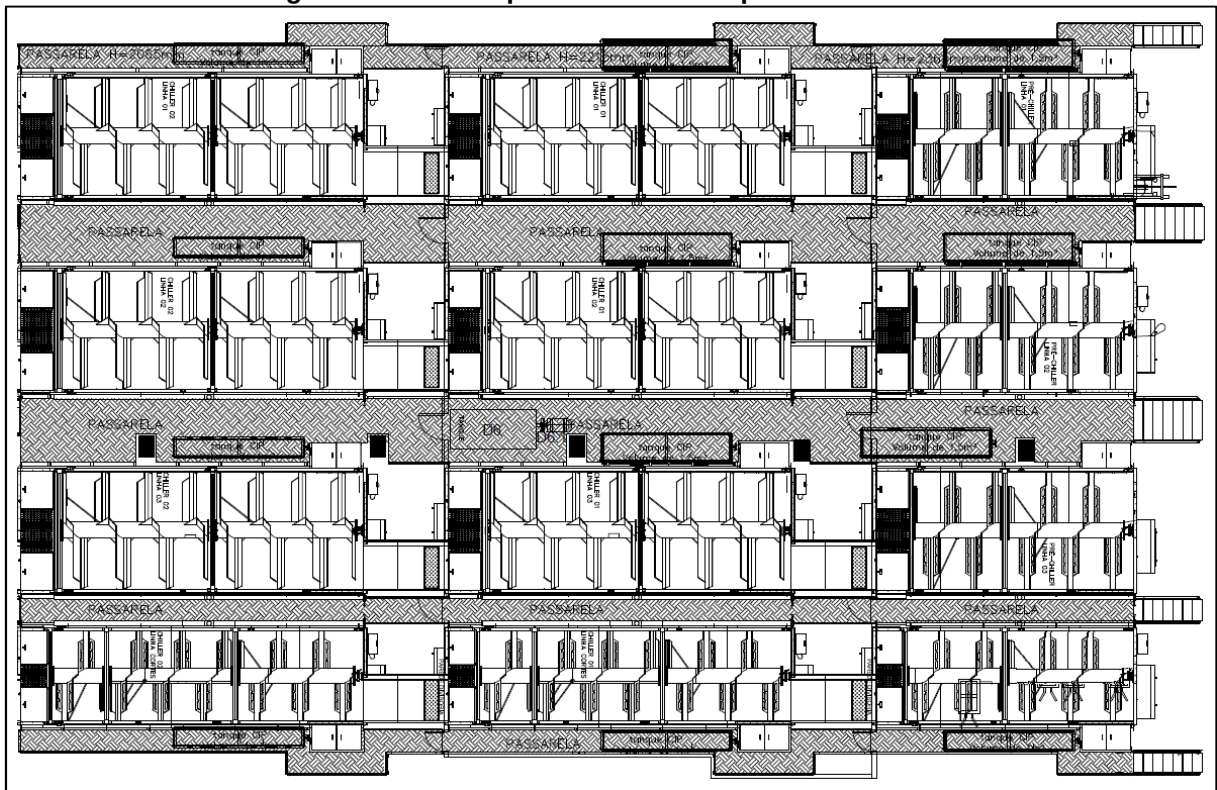
A capacidade produtiva é de 697.500 aves/dia divididas em três turnos de abate, o que dá a ele o título de maior abatedouro de frangos da América Latina. Além do frigorífico, a planta industrial conta diversos processos secundários. São eles: Fábrica de Ração, Fábrica de Óleo Vegetal e Fábrica de Farinha e Gordura (subproduto).

3.2 VOLUME DE ÁGUA DESCARTADA PELOS RESFRIADORES DE CARÇAÇA

Como citado anteriormente, a planta industrial é constituída por três linhas produtivas capacitadas a abater cerca de 12.500 aves/hora, operando por cerca de 18 horas ao longo do dia, 6 dias por semana. Tais carcaças, após passarem pelos processos de sangria, escaldagem, depenagem e evisceração, são conduzidas ao setor de pré-resfriamento por tanques contínuos fabricados em aço inoxidável. Há, também, a presença de uma linha compulsória na planta industrial, com principal objetivo de resfriar as carcaças nas quais houveram condenação parcial por parte do Serviço de Inspeção Federal, as quais posteriormente serão direcionados para o setor de cortes.

Cada linha de abate, bem como a linha compulsória, possui três estágios de pré-resfriamento, conforme pode ser visualizado na Figura 37.

Figura 37 - Vista superior do setor de pré-resfriamento



Fonte: Autoria própria (2018)

O primeiro estágio, conhecido como pré-chiller, é dotado de um tanque contínuo onde a quantidade de água gelada direcionada para renovação se aproxima de 1,90 litros/carcaça a uma temperatura de 9,5 °C. O segundo estágio, comumente

chamado de chiller 01, possui renovação de 1,50 litros/carcaça a uma temperatura de até 1,5 °C. Por fim, o chiller 02 está configurado para receber 2,00 litros/carcaça a uma temperatura de até 0,6°C.

Vale ressaltar que, durante o estudo, foram utilizadas as instalações e os equipamentos industriais com as configurações rotineiras da indústria, ou seja, sem causar influências no modo em que operadores e a produção executavam suas tarefas.

Deve-se lembrar, também, que tais temperaturas dizem respeito à condição da água na entrada dos resfriadores de carcaça. Quando tal fluido é descartado, ou seja, após ocorrer a troca de calor entre ele e a carcaça, bem como com o meio em que se encontra, a temperatura conseqüentemente irá se elevar.

Tendo conhecimento da quantidade de aves abatidas por hora, a quantidade de horas trabalhadas e do percentual de aproveitamento de carcaças como frango inteiro, pode-se definir a vazão média de água direcionada para renovação em cada uma das linhas de abate, bem como do compulsório, por meio da equação (31):

$$\dot{m}_{entrada} = \frac{\left[A_{abatidas} \cdot \%_{inteiros} \cdot \frac{(\dot{m}_{pré_chiller} + \dot{m}_{chiller_01} + \dot{m}_{chiller_02})}{3} + A_{abatidas} \cdot (1 - \%_{inteiros}) \cdot \dot{m}_{compulsório} \right]}{1000} \quad (31)$$

Onde $m_{entrada}$ é a quantidade total de água de renovação descartada pelos resfriadores, $A_{abatidas}$ diz respeito à quantidade de aves abatidas por hora trabalhada no período analisado, m é a vazão de água gelada, em m³/h, de cada estágio do resfriador de carcaças e $\%_{inteiros}$ é o percentual de aves inteiras direcionadas aos resfriadores de carcaça inteira.

3.3 SISTEMA DE REAPROVEITAMENTO ENERGÉTICO ATUAL

A unidade fabril onde o estudo foi desenvolvido conta atualmente com um sistema de reaproveitamento energético baseado na utilização de tubulações de aço carbono com diâmetro externo de 6 polegadas SCH 40, isoladas termicamente com poliuretano injetado, que transportam a água de renovação dos resfriadores de

carcaça (água de descarte) da planta industrial até um acumulador situado abaixo dos resfriadores.

Posteriormente, o fluido será direcionado até uma central localizada no sótão do frigorífico, sendo este recalçado com auxílio de uma bomba centrífuga radial de estágio único, de sucção simples horizontal e recalque na posição vertical para cima, movimentada por um motor elétrico.

As características principais do motor elétrico e da bomba centrífuga podem ser observadas na Tabela 3 e Tabela 4, respectivamente. A central é composta por uma peneira rotativa cujo principal objetivo é reter sólidos finos ou grosseiros do meio líquido, evitando que estes cheguem até os trocadores de calor, causando acúmulo de impurezas indesejadas e reduzindo sua eficiência.

Tabela 3 - Dados do Motor Elétrico 1

Especificações do Motor Elétrico 1	
Fabricante	Weg S.A.
Modelo	W22 Plus
Potência	18,5 kW (25 HP)
cos φ	0,81
Rendimento	92,8%
RPM mínimo	1765

Fonte: A autoria própria (2018)

Tabela 4 - Dados da Bomba 1

Especificações da Bomba 1	
Fabricante	KSB S.A.
Modelo	MEGAFLOW 80-250
Diâmetro do Rotor	250 mm
Rotação	1760 RPM
Vazão volumétrica	90 m ³ /h
Altura manométrica	25,0 m.c.a.

Fonte: A autoria própria (2018)

Após a retirada das impurezas grosseiras, o líquido é direcionado até os bocais de entrada dos dispositivos de troca térmica com auxílio de outra bomba centrífuga movimentada por um motor elétrico, cujas características construtivas são descritas na Tabela 5 e Tabela 6.

Tabela 5 - Dados do Motor Elétrico 2

Especificações do Motor Elétrico 2	
Fabricante	Weg S.A.
Modelo	Alto Rendimento PLUS
Potência	30 kW (40 HP)
cos φ	0,85
Rendimento	93,0%
RPM mínimo	1770

Fonte: Aatoria própria (2018)

Tabela 6 - Dados da Bomba 2

Especificações da Bomba 2	
Fabricante	KSB S.A.
Modelo	MEGANORM 100-065-315
Diâmetro do Rotor	315 mm
Rotação	1770 RPM
Vazão volumétrica	83 m ³ /h
Altura manométrica	35,0 m.c.a.

Fonte: Aatoria própria (2018)

Paralelamente a este procedimento, água potável à temperatura ambiente, armazenada na caixa elevada da planta industrial, é direcionada aos dispositivos de troca térmica, com objetivo de ceder calor ao fluido frio, resfriando-se. Tais dispositivos são trocadores de calor de placas gaxetadas, cujas características construtivas estão listadas na Tabela 7 e Tabela 8.

Tabela 7 - Características construtivas do Trocador de Calor 01

Especificações do Trocador de Calor 01	
Fabricante	Tranter PHE, Inc.
Modelo	SUPERCHANGER®
Especificação técnica	GXD-042-L-5-NP-97
Quantidade de placas	97
Área de troca térmica	41,8 m ²
Pressão de projeto	6,9 bar(g)

Fonte: Aatoria própria (2018)

Tabela 8 - Características construtivas do Trocador de Calor 02

Especificações do Trocador de Calor 02	
Fabricante	Tranter PHE, Inc.
Modelo	SUPERCHANGER®
Especificação técnica	GXD-042-L-5-NP-133
Quantidade de placas	133
Área de troca térmica	57,64 m ²
Pressão de projeto	7,0 bar(g)

Fonte: Aatoria própria (2018)

Essa água é então direcionada até um reservatório isolado termicamente onde, posteriormente, será realizado o complemento da redução de temperatura até o nível desejado através de um trocador de calor água/amônia para que, por fim, seja despejada nos *chillers*.

Vale ressaltar que a avaliação da capacidade desse trocador de calor não será abordada no presente projeto. O líquido proveniente da renovação de água dos *chillers* é, ao final do processo, descartada para o esgoto.

As condições de operação dos trocadores de calor 01 e 02 podem ser vistas nas Tabela 9 e Tabela 10, nessa ordem.

Tabela 9 - Condições de operação do Trocador de Calor 01

Condições de operação do Trocador de Calor 01	
Fluido frio	Água de descarte
Vazão	60,01 m ³ /h
Temperatura de entrada	3,0 °C
Temperatura de saída	15,22 °C
Perda de carga	1,50 bar
Fluido quente	Água potável
Vazão	35,03 m ³ /h
Temperatura de entrada	25,0 C
Temperatura de saída	4,0 °C
Perda de carga	0,56 bar

Fonte: Autoria própria (2018)

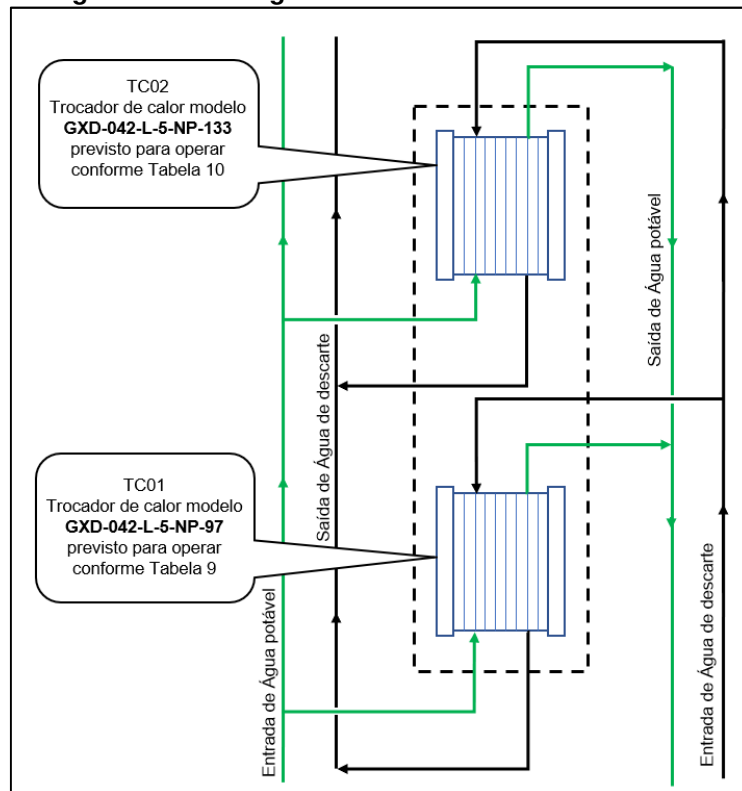
Tabela 10 - Condições de operação do Trocador de Calor 02

Condições de operação do Trocador de Calor 02	
Fluido frio	Água de descarte
Vazão	67,50 m ³ /h
Temperatura de entrada	4,0 °C
Temperatura de saída	9,5 °C
Perda de carga	1,30 bar
Fluido quente	Água potável
Vazão	75,0 m ³ /h
Temperatura de entrada	25,0 °C
Temperatura de saída	21,2 °C
Perda de carga	1,07 bar

Fonte: Autoria própria (2018)

Também é possível observar o esquemático do princípio de funcionamento dos equipamentos de troca térmica na Figura 38.

Figura 38 - Montagem atual dos Trocadores de Calor



Fonte: Autoria própria (2018)

3.3.1 Estimativa do Desnível e Comprimento Total da Tubulação

O dimensionamento da tubulação, etapa extremamente importante para a correta seleção do sistema de bombeamento, foi realizado com base nos princípios definidos ao longo da revisão bibliográfica. O estabelecimento do desnível entre a sucção e o recalque do sistema, bem como as dimensões da tubulação implantada atualmente foram realizadas por meio de medições, com auxílio de uma trena, nas instalações atuais e, também, por meio de estimativas baseadas nas dimensões de alguns componentes do sistema.

Em alguns ramais localizados sobre o forro da planta industrial não foi possível medir diretamente o comprimento da tubulação. Sendo assim, o trecho foi estimado tomando como base a planta baixa da unidade frigorífica. Como cada divisão do isolamento térmico da tubulação tem cerca de 1 metro de comprimento, foram contabilizadas todas as divisões presentes nos demais trechos de difícil acesso, chegando, dessa forma, a um valor em metros de desnível máximo a ser vencido para que o fluido possa alcançar os pontos de recalque, além do comprimento a ser percorrido.

3.3.2 Cálculo da Perda de Carga

Com o objetivo de estimar a perda de carga no sistema de bombeamento, foi elaborada uma planilha com auxílio de um *software*. Assim, sempre que for necessário realizar uma alteração nos parâmetros de cálculo, o procedimento será facilitado.

Para plotagem das curvas do sistema, ou seja, de altura manométrica para diferentes valores de vazão, é necessário o conhecimento do comprimento total de cada trecho do sistema de bombeamento, assim como as singularidades em ambos os casos. Para determinação da perda de carga total do sistema, utilizou-se do método do comprimento equivalente, ou seja, combinou-se os valores de comprimento reto da tubulação com o valor, em metros, equivalente aos acessórios instalados ao longo do caminho percorrido pelo fluido. Tal método pôde ser descrito pela equação (30).

Para que fosse possível determinar tais correspondências, recorreu-se ao Manual de Treinamento KSB (LENGSFELD, DUARTE & ALTIERI, 1991). A tabela com tais dados pode ser observada na Figura 39.

Figura 39 - Comprimentos equivalentes a perdas localizadas

DIÂMETRO D		COTOVELO 90° RAIO LONGO	COTOVELO 90° RAIO MEDIO	COTOVELO 90° RAIO CURTO	COTOVELO 45°	CURVA 90° R/D - 1 1/2	CURVA 90° R/D - 1	CURVA 45°	ENTRADA NORMAL	ENTRADA DE BORDA	REGISTRO DE GAVETA ABERTO	REGISTRO DE GLOBO ABERTO	REGISTRO DE ANGULO ABERTO	TÊ PASSAGEM DIRETA	TÊ SAÍDA DELADO	TÊ SAÍDA BILATERAL	VÁLVULA DE PEE E CRIVO	SAÍDA DA CANALIZAÇÃO	VÁLVULA DE RETENÇÃO TIPO LEVE	VÁLVULA DE RETENÇÃO TIPO PESADO
mm	pol.																			
13	½	0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
19	¾	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,3	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	0,5	1,6	2,4
25	1	0,5	0,7	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	4,6	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2
32	1 ¼	0,7	0,9	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	2,7	4,0
38	1 ½	0,9	1,1	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	0,9	2,8	2,8	11,6	1,0	3,2	4,8
50	2	1,1	1,4	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4
63	2 ½	1,3	1,7	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,1
75	3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
100	4	2,1	2,8	3,4	1,3	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9
125	5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1
150	6	3,4	4,3	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3
200	8	4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	34,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	25,0
250	10	5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0
300	12	6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,8	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	51,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	38,0
350	14	7,3	9,5	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	60,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0

Fonte: LENGSELD, DUARTE & ALTIERI (1991)

3.3.3 Medição da Vazão em ada Trecho

Para que fosse possível determinar com exatidão a vazão do sistema de bombeamento de forma simples e eficaz, utilizou-se de um medidor de vazão ultrassônico portátil, modelo PortaFlow 330 da fabricante Nivetec. Tal dispositivo foi adquirido novo especialmente para tal aplicação e está ilustrado na Figura 40.

Figura 40 - Medidor de Vazão PortaFlow 330



Fonte: NIVETEC (2018)

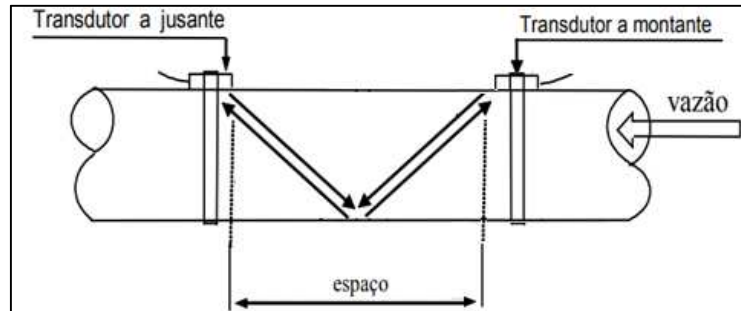
Segundo o fabricante, tal dispositivo foi projetado para medir a velocidade de um líquido dentro de um conduto fechado com precisão de $\pm 0,5\%$ da leitura em velocidades superiores a 0,2 m/s em uma ampla faixa de temperaturas (-20 °C até 135 °C).

O medidor de vazão opera baseando-se no princípio de tempo de trânsito entre dois transdutores acoplados na parede externa do tubo, emitindo e recebendo pulsos de ultrassom. O tempo de trajeto destes pulsos é analisado por um circuito eletrônico micro processado que efetuará o cálculo da vazão instantânea (NIVETEC, 2018).

O arranjo escolhido para instalação dos transdutores é do tipo V, visto que é o método mais amplamente usado para a medição diária em tubulações com

diâmetros internos que variam entre 15 mm e 400 mm. Também é chamado de método refletivo e pode ser visualizado na Figura 41.

Figura 41 - Princípio de funcionamento com instalação V de um medidor ultrassônico



Fonte: Autoria própria

3.3.4 Medição da Temperatura da Água de Descarte

Para a coleta das temperaturas na entrada e saída das superfícies de controle a serem analisadas, utilizou-se um termômetro tipo espeto, resistente à água, com haste de aço inox de 120 mm de comprimento. O equipamento de medição possui exatidão de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ na faixa de temperatura correspondente ao intervalo de -20 e 120°C , além de elevada robustez. A última calibração do equipamento foi realizada cerca de 12 dias antes da sua utilização.

Figura 42 - Termômetro AKSO AK16L



Fonte: AKSO (2018)

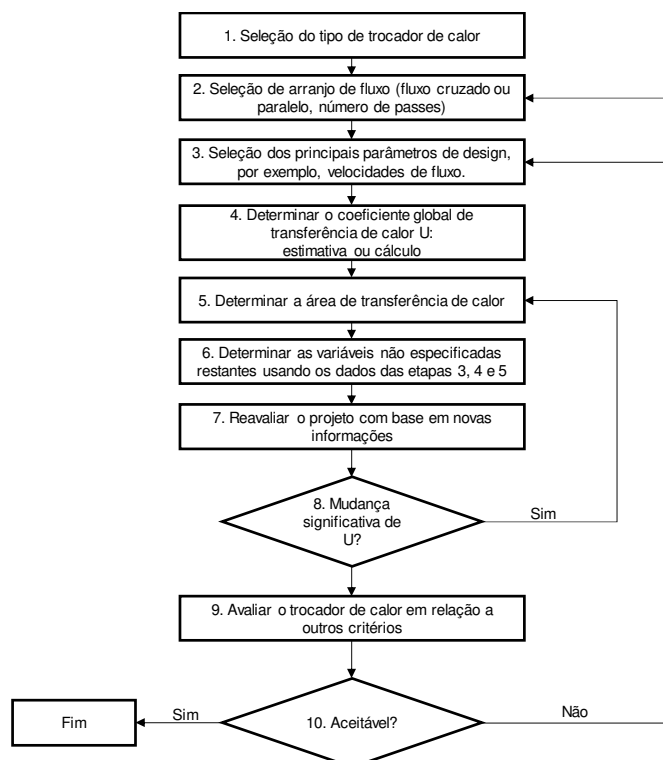
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta etapa do projeto serão analisados, inicialmente, o sistema de troca térmica e as condições de operação que cabe a cada um dos trocadores de calor. Posteriormente, será verificada qual hipótese melhor atende ao projeto, por meio da análise comparativa entre elas. Em relação ao sistema de bombeamento, serão encontradas as curvas do sistema. Através de tais curvas, serão avaliadas quais bombas satisfazem as condições impostas pelo trajeto a ser percorrido. Além disso, será avaliada a viabilidade econômica do sistema de reaproveitamento energético proposto por meio das diretrizes corporativas da empresa onde, possivelmente, será implantado.

4.1 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR

Com o objetivo de facilitar o procedimento de cálculo, utilizou-se do “*Fluxograma do Processo de Dimensionamento de Trocadores de Calor*” proposto por Saari (2014), representado na Figura 43.

Figura 43 - Fluxograma com as etapas de dimensionamento de um trocador de calor



Fonte: Adaptado de SAARI (2014)

4.1.1 Seleção do Tipo de Trocador de Calor

Visto que a planta industrial já dispõe de dois trocadores de calor de placas gaxetadas, cujas características construtivas já foram apresentadas na Tabela 7 e Tabela 8, avaliou-se, inicialmente, a possibilidade de adequação desses para a condição atual de operação do sistema de reaproveitamento energético.

Dessa forma, o valor monetário da aquisição de novos equipamentos não seria considerado no projeto de investimento o que acarretaria em uma redução dos custos e, conseqüentemente, aumento da possibilidade de aprovação.

A reavaliação do sistema de transferência de calor é extremamente importante pois, como observa-se na Tabela 9 e Tabela 10, os parâmetros de design para qual foram instalados inicialmente podem não refletir a realidade atual do frigorífico.

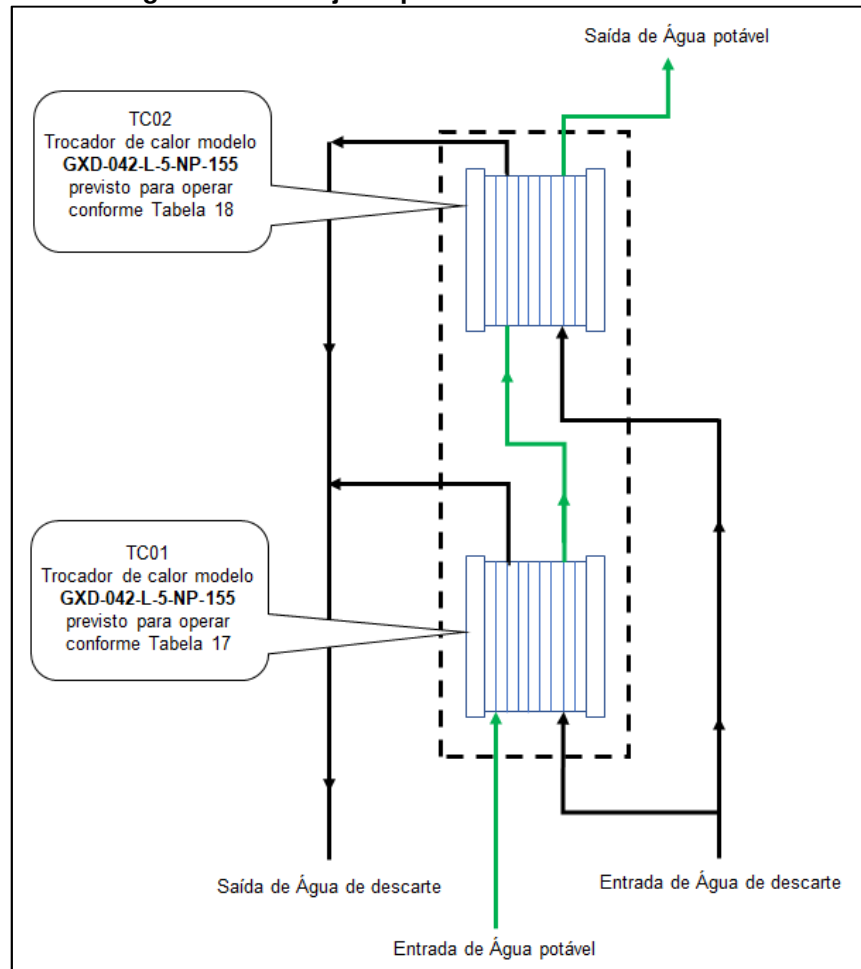
4.1.2 Seleção do Arranjo de Fluxo

Com o objetivo de maximizar a troca térmica entre os fluidos e, conseqüentemente, melhorar a eficiência do sistema, o estudo baseou-se em duas opções de montagem com os trocadores de calor disponíveis, apresentados nos tópicos seguintes.

4.1.2.1 Primeira Hipótese de Arranjo

Caso tal arranjo fosse escolhido, os dois trocadores de calor trabalhariam com água potável em série e água de descarte em paralelo, conforme esquema apresentado na Figura 44.

Figura 44 - Arranjo 01 para os Trocadores de Calor



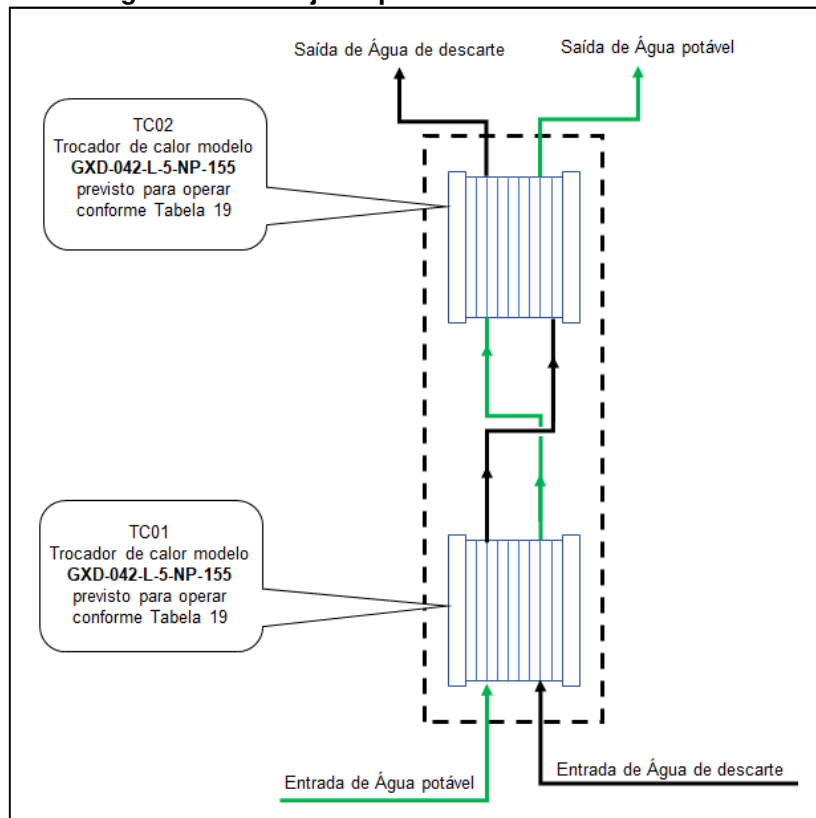
Fonte: Autoria própria (2018)

Nessa condição, buscou-se manter o arranjo de placas em dois passes, porém, corre-se o risco de que a perda de carga se eleve consideravelmente em função tanto da quantidade de passes quanto do aumento da vazão de água potável.

4.1.2.2 Segunda Hipótese de Arranjo

Nesta opção, ambos os trocadores atuariam em série, conforme diagrama da Figura 45. Foi considerado o arranjo de placas com apenas um passe, objetivando-se diminuir a perda de carga relatada na primeira hipótese.

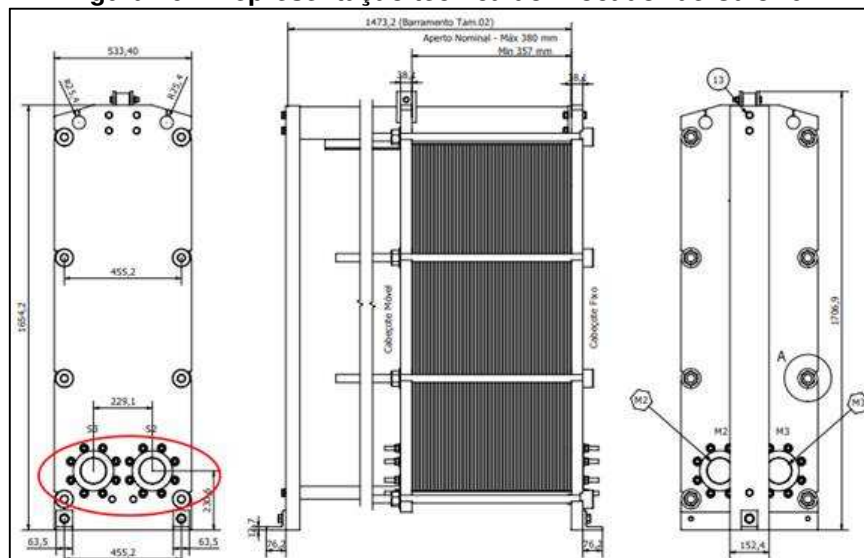
Figura 45 - Arranjo 02 para os Trocadores de Calor



Fonte: Autoria própria (2018)

Segundo o fabricante, caso essa opção seja escolhida, haveria a necessidade de usar o Trocador de Calor 01 pois, como observa-se na Figura 46, há a presença de apenas dois bocais no cabeçote fixo.

Figura 46 – Representação técnica do Trocador de Calor 01



Fonte: Autoria própria (2018)

Assim, para o arranjo de placas de um passe, há a necessidade de se realizar a abertura de tais bocais na parte superior do mesmo, além de fechar as conexões do cabeçote móvel com auxílio de flanges cegos.

4.1.3 Determinação dos Principais Parâmetros de Design

Nesta etapa do trabalho serão apresentados os cálculos e as medições da vazão dos fluidos de interesse ao projeto em cada trecho da tubulação, bem como as temperaturas coletadas. Tais dados são de extrema importância para que o correto dimensionamento tanto dos dispositivos de troca térmica quanto das máquinas de fluxo, as quais serão apresentados nos passos posteriores.

4.1.3.1 Volume da Água de Descarte Despejada no Acumulador

Para que fosse possível determinar o volume de água de descarte despejada pelos resfriadores de carcaça no acumulador, utilizou-se do banco de dados da empresa. Vale ressaltar que todo o volume de água consumido pelo sistema de resfriamento deve ser renovado continuamente (MAPA, 1998).

A Tabela 11 apresenta o volume de água consumido mensalmente na linha de abate 1. A Tabela 12, por sua vez, apresenta os dados referentes ao consumo médio mensal de água gelada, em litros/ave, da linha de abate 2. De forma análoga, a Tabela 13 apresenta os valores médios mensais para a linha de abate 3. A Tabela 14, diferentemente das linhas de abate 1, 2 e 3, apresenta os dados da linha compulsória, onde o cálculo do volume de água direcionada aos resfriadores de carcaça é determinado pela quantidade de ganchos.

Tabela 11 - Volume de água consumido na linha 1 (litros/ave)

Mês do ano	Pré-chiller	Chiller 1	Chiller 2	Total
Nov/2017	1,94	1,41	2,02	5,18
Dez/2017	2,18	1,32	1,88	5,38
Jan/2018	1,90	1,35	2,15	5,40
Fev/2018	1,71	1,29	1,61	4,61
Mar/2018	1,85	1,28	1,98	5,11
Abr/2018	1,84	1,23	1,98	4,30
Mai/2018	2,20	1,59	2,14	5,27

Fonte: Autoria própria (2018)

Tabela 12 - Volume de água consumido na linha 2 (litros/ave)

Mês do ano	Pré-chiller	Chiller 1	Chiller 2	Total
Nov/2017	2,17	1,45	1,97	5,34
Dez/2017	2,28	1,30	1,79	5,36
Jan/2018	2,01	1,41	1,88	5,29
Fev/2018	1,74	1,39	1,59	4,71
Mar/2018	1,86	1,28	1,98	5,11
Abr/2018	1,87	1,28	1,94	4,34
Mai/2018	2,34	1,57	2,21	5,43

Fonte: Autoria própria (2018)

Tabela 13 - Volume de água consumido na linha 3 (litros/ave)

Mês do ano	Pré-chiller	Chiller 1	Chiller 2	Total
Nov/2017	2,08	1,38	1,81	5,12
Dez/2017	2,30	1,26	1,69	5,25
Jan/2018	1,95	1,35	1,74	5,05
Fev/2018	1,71	1,25	1,52	4,48
Mar/2018	1,85	1,38	1,88	5,10
Abr/2018	1,74	1,17	1,83	4,04
Mai/2018	2,30	1,68	2,01	5,32

Fonte: Autoria própria (2018)

Tabela 14 - Volume de água consumido na linha compulsória (litros/gancho)

Mês do ano	Pré-chiller	Chiller 1	Chiller 2	Total
Nov/2017	2,28	1,44	1,43	4,93
Dez/2017	2,43	1,59	1,63	5,65
Jan/2018	3,14	1,95	1,94	7,03
Fev/2018	2,66	1,72	1,77	6,15
Mar/2018	2,99	2,16	1,89	7,03
Abr/2018	3,87	1,90	1,95	6,57
Mai/2018	3,55	2,02	2,00	6,73

Fonte: Autoria própria (2018)

Optou-se por uma quantidade significativa de meses com o objetivo de garantir a fidelidade dos dados, visto que em determinados momentos houve a diminuição do volume de água direcionado aos resfriadores de carcaça com o objetivo de avaliar a sua influência na presença de contaminação cruzada por *Salmonella spp* durante a etapa de pré-resfriamento.

Com auxílio da equação (31) e das informações apresentadas nas tabelas acima, é possível determinar o volume médio de água consumido (renovado) ao longo de cada um dos meses investigados.

Tabela 15 - Dados para cálculo do volume de água consumido pelo sistema de resfriamento

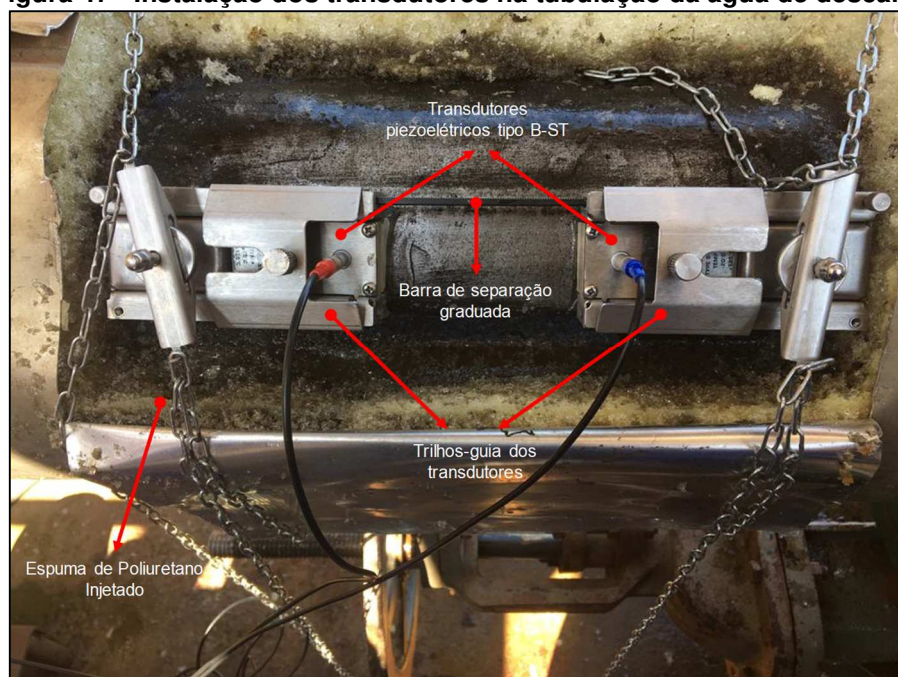
Mês do ano	Aves abatidas	Horas trabalhadas	Aproveitamento de inteiros	Aves abatidas / horas trabalhadas	Vazão média (m ³ /h)
Nov/2017	14.631.532	446,40	84,56%	32.777	169,45
Dez/2017	15.624.842	446,40	86,37%	35.002	188,12
Jan/2018	16.181.886	446,40	83,81%	36.250	200,65
Fev/2018	15.080.227	446,40	85,58%	33.782	162,97
Mar/2018	16.094.517	446,40	86,68%	36.054	193,43
Abr/2018	14.323.419	446,40	84,86%	32.087	146,99
Mai/2018	11.729.876	334,80	86,57%	35.035	193,74

Fonte: Aurtoria própria (2018)

Com base nas informações coletadas, verificou-se que o volume médio de água consumido pelo sistema ao longo dos meses investigados é igual a $179,34 \pm 19,79 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Observou-se que o máximo valor consumido foi igual a $200,65 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ao longo do mês de janeiro de 2018.

4.1.3.2 Volume de Água de Descarte na Entrada dos Trocadores de Calor

Como já foi explicitado, utilizou-se um medidor de vazão ultrassônico para determinar com precisão a quantidade de fluido frio recalado até a entrada dos trocadores de calor. Observa-se na Figura 47 a forma com que foi realizada a instalação dos transdutores piezoelétricos no trecho de tubulação avaliada.

Figura 47 - Instalação dos transdutores na tubulação da água de descarte

Fonte: Aurtoria própria (2018)

Percebe-se que, devido a presença de isolamento térmico no trecho avaliado, foi necessária a remoção de parte da espuma de poliuretano injetado bem como o seu revestimento para a correta instalação do dispositivo. Também, realizou-se a limpeza superficial do tubo, removendo qualquer sujeira ou oxidação que pudesse vir a causar interferência no princípio de funcionamento do dispositivo.

Vale ressaltar que, a fim de se obter resultados mais consistentes e precisos, posicionou-se os trilhos-guia do transdutor a 45° em relação ao topo do tubo evitando, dessa forma, distorções em função da presença de turbulência de ar sobre o fluxo ou, até mesmo, deposições na parte inferior.

Quanto ao posicionamento dos transdutores, representado na Figura 48, averiguou-se da presença de qualquer obstrução nas proximidades, entre elas, válvulas, curvas e reduções. Essa avaliação teve como objetivo a instalação de tais dispositivos o mais distante possível, eliminando-se quaisquer erros imprevisíveis resultantes.

Figura 48 - Equipamento instalado em trecho reto da tubulação



Fonte: A autoria própria (2018)

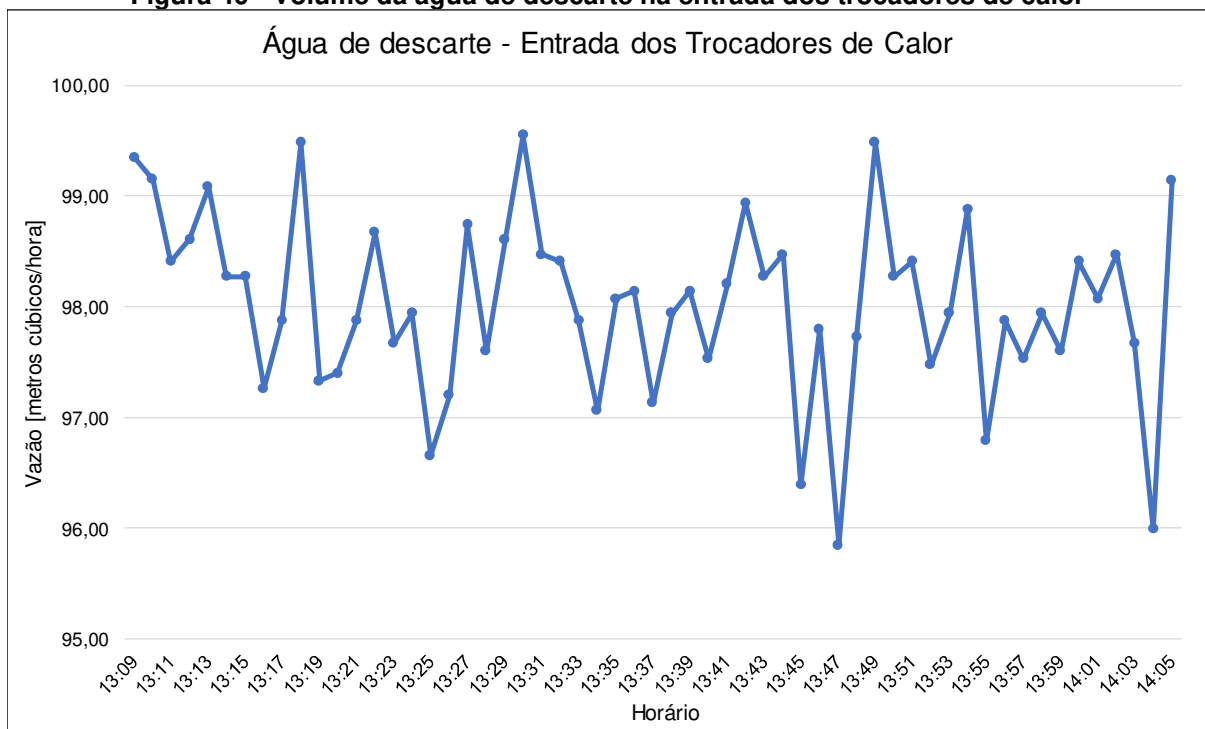
Em relação a configuração do sistema de leitura e aquisição de dados do equipamento, alguns parâmetros de entrada característicos da tubulação foram definidos, os quais podem ser observados na Tabela 16.

Tabela 16 - Configuração inicial do medidor de vazão ultrassônico

Parâmetros de entrada	
Diâmetro externo do tubo	168,30 mm
Espessura da parede do tubo	7,11 mm
Diâmetro interno do tubo	0,15408 m
Material do tubo	Aço macio
Espessura do revestimento do tubo	0 mm
Tipo de fluido	Água
Temperatura do fluido	4,5 °C

Fonte: Aatoria própria (2018)

Com base nos dados coletados observa-se que, em média, $98,02 \pm 0,81 \text{ m}^3/\text{h}$ de água residual são recalçados aos trocadores de calor na condição atual de instalação do sistema. Além disso, como pode-se visualizar na Figura 49, os valores apresentaram um comportamento suficientemente uniforme ao longo do período no qual o equipamento manteve-se instalado.

Figura 49 - Volume da água de descarte na entrada dos trocadores de calor

Fonte: Aatoria Própria (2018)

Vale ressaltar que o tempo de medição foi definido em função das condições de instalação do dispositivo. Dada a necessidade de se utilizar um gel acoplador entre a superfície do tubo e os transdutores piezoelétricos, o tempo de permanência foi fixado em 60 minutos, com gravação dos dados na memória do equipamento a cada

2 minutos, que era o máximo suportado pelo gel antes da necessidade de retirada dos transdutores para substituição.

Dessa forma, percebeu-se que cerca de 50% da água de descarte está sendo recalçada até os trocadores de calor, o que demonstra a necessidade de readequação do sistema de bombeamento.

4.1.3.3 Volume de Água Potável na Entrada dos Trocadores de Calor

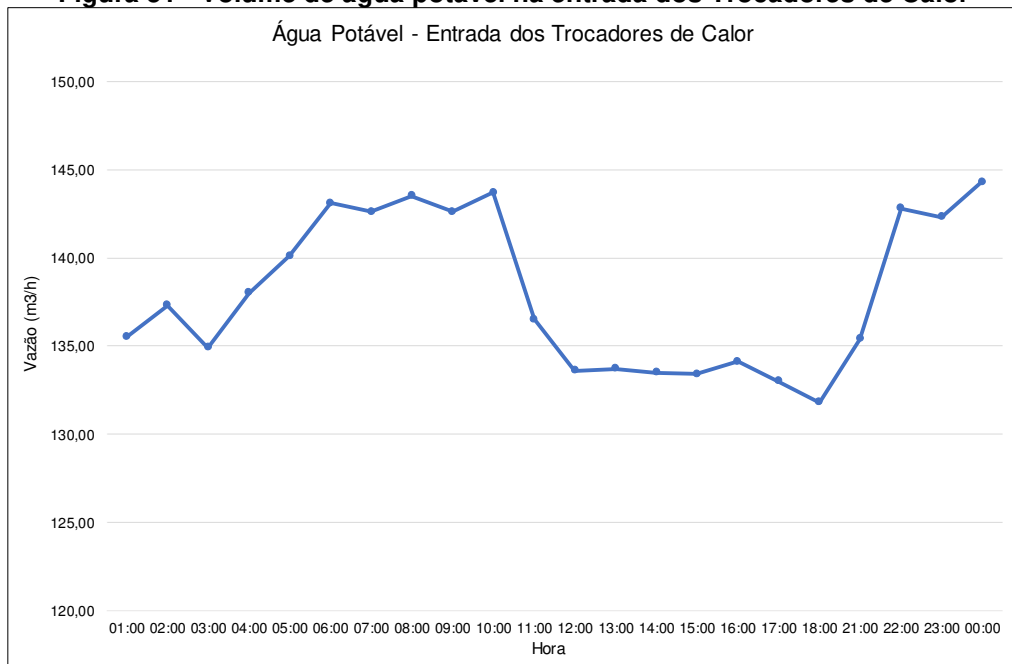
Em relação à quantidade de água potável, constatou-se por meio de média simples que $137,99 \pm 4,36 \text{ m}^3/\text{h}$ são enviados aos trocadores de calor em um dia normal de funcionamento do frigorífico. Tais dados foram coletados por meio do relatório de utilização registrado pelo medidor de vazão instalado permanentemente na tubulação. O medidor é um Georg Fisher Signet 3-9900 series, representado na Figura 50.

Figura 50 - Medidor de Vazão +GF+ Signet 3-9900 series



Fonte: Autoria própria (2018)

Perceb-se na Figura 51 que os dados referentes ao intervalo de tempo compreendido entre 19:00h e 20:00h não foram considerados para elaboração do projeto, visto que o consumo de água potável é nulo em função da parada dos equipamentos para higienização pré-operacional.

Figura 51 - Volume de água potável na entrada dos Trocadores de Calor

Fonte: Autoria Própria (2018)

Novamente, os valores apresentaram um comportamento suficientemente uniforme ao longo do período avaliado. Além disso, em determinados dias o volume de água potável consumido atingiu picos de até 150 m³/h. Com base nisso, optou-se por adotar o máximo valor observado ao longo do período de coleta dos dados.

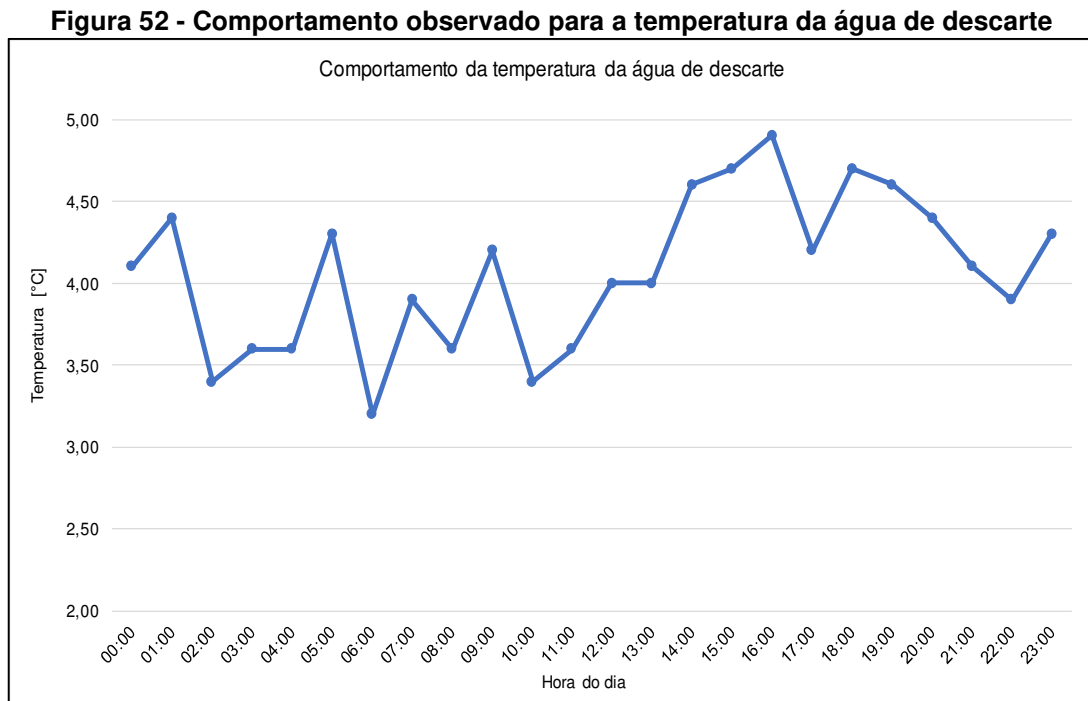
4.1.3.4 Temperatura da Água Potável

Em função da planta industrial estar localizada na região sudoeste do estado do Paraná, o clima predominante é o subtropical úmido. Ao se avaliar o histórico do monitoramento de temperatura da água potável de alimentação do frigorífico, percebeu-se que a mesma variou de 14 °C até 25 °C no período estudado. Em condições específicas, quando se fez necessária a utilização do poço profundo em dias quentes, a temperatura alcançou valores próximos a 30 °C.

Fundamentando-se nisso, para fins de seleção dos equipamentos de troca térmica adotou-se, ao longo do trabalho, o valor de temperatura máxima observada em condições normais de operação. Desta forma, em qualquer estação do ano, os equipamentos que forem sugeridos ao final deste trabalho deverão atender as demandas do frigorífico sem que haja qualquer prejuízo ao processo produtivo.

4.1.3.5 Temperatura da Água de Descarte

Por meio do termômetro tipo espeto utilizado durante a coleta das temperaturas da água de descarte no acumulador, chegou-se ao comportamento observado na Figura 52 para a variação da temperatura do fluido durante um dia rotineiro de funcionamento do frigorífico.



Fonte: Autoria própria (2018)

Assentado pelos dados coletados, conclui-se que a temperatura da água de descarte na entrada dos trocadores de calor é $4,07 \pm 0,43^{\circ}\text{C}$. Para efeito de cálculo, adotar-se-á o valor de $4,5^{\circ}\text{C}$, possibilitando uma margem de segurança em relação a confiabilidade dos dados.

4.1.4 Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor

Como citado na seção 2.6, a determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor é dada como uma das tarefas mais imprecisas dos procedimentos de cálculo. Baseando-se nisso, avaliou-se as hipóteses de arranjo dos trocadores de calor por meio de valores fornecidos em referências bibliográficas.

Ao observar a Figura 22 percebe-se que quanto maior o Coeficiente Global de Transferência de Calor Limpo (U_C) maior deverá ser o aumento na área de troca térmica nos dispositivos, devido à incrustação (ARAUJO, 2002). Sustentando-se nessa informação, ao se considerar um Fator de Incrustação (R_d) igual a $0,018 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{kW}^{-1}$ e $U_C = 3.000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ para a aplicação, conclui-se que o aumento na área deverá ser próximo de 10%. Por outro lado, valores de U_C próximos ao limite apresentado pelos autores, ou seja, $U_C = 8.000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ apresentam um aumento na área de troca térmica próximo de 40%.

Dessa forma, adotou-se o menor valor para o coeficiente global de transferência de calor, ou seja, $U = 3.000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ pois, além de realizar uma avaliação preliminar conservadora em relação à eficiência do sistema, condição essa apoiada na equação (1), buscou-se uma menor perda de área de transferência de calor devido à incrustação nos equipamentos.

4.1.5 Determinar a Área de Transferência de Calor

Para que as informações necessárias fossem levantadas, entrou-se em contato com o fabricante dos dispositivos de troca térmica. Segundo a empresa, dadas as características construtivas do dispositivo, os trocadores estão previstos para operar com até 155 placas. Essa quantidade é limitada, principalmente, pelo pedestal e tirantes dos trocadores de calor.

Sabendo que a área de troca térmica de cada placa para o modelo de trocadores de calor disponíveis é de, aproximadamente, $0,44 \text{ m}^2$ (TRANTER, 2006), pode-se definir, pela equação (32), a área de transferência de calor máxima de cada um dos equipamentos.

$$A_{total} = n \cdot A_{placa} \quad (32)$$

Onde A_{total} é a área total útil para transferência de calor, n é o número de placas e A_{placa} é a área útil de transferência de calor de cada placa. Dessa forma, tem-se que:

$$A_{total} = 155 \cdot 0,44 = 68,2 \text{ m}^2 \quad (33)$$

Assim, a área de troca térmica máxima calculada para cada um dos dispositivos é igual a 68,2 m².

4.1.6 Determinação das Variáveis Não Especificadas Restantes

Finalmente, munido de todas as informações necessárias para que se possa determinar as variáveis restantes, pode-se utilizar o método da efetividade-NUT para análise de cada uma das hipóteses apresentadas para o sistema. Tal método foi escolhido buscando-se avaliar a máxima transferência de calor entre os fluidos, possibilitando que a água potável deixe o sistema com a menor temperatura. Os dados para cálculo da hipótese de arranjo 01 estão listados na Tabela 17 e Tabela 19. De forma análoga, a Tabela 19 apresenta os dados para a hipótese de arranjo 02.

Tabela 17 - Parâmetros de entrada para o Trocador de Calor 01 da hipótese 01

Variáveis para procedimento de cálculo	
Coefficiente global de transferência de calor	3000 W.m ⁻² .K ⁻¹
Área de troca térmica do trocador de calor 01	68,2 m ²
Vazão volumétrica da água de descarte	100,00 m ³ .h ⁻¹
Temperatura na entrada	4,50 °C
Densidade	999,91 kg.m ⁻³
Calor específico	4,182 kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Vazão volumétrica da água potável	150,00 m ³ .h ⁻¹
Temperatura na entrada	25,0 °C
Densidade	997,08 kg.m ⁻³
Calor específico	4,207 kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹

Fonte: A autoria própria (2018)

Os parâmetros de entrada disponíveis possibilitam classificar a etapa inicial do projeto como cálculo de desempenho de trocador de calor (INCROPERA, 2008). Dessa forma, o passo inicial para solução do problema é determinar as taxas de capacidades caloríficas.

Assumindo as perdas de calor para a vizinhança e a variação das energias potencial e cinética desprezíveis, além de garantir que nenhum dos fluidos do processo experimentem mudança de fase na região delimitada pelo volume de controle pode-se, com auxílio das equações (10) e (11), defini-las.

$$C_f = 999,91 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 100,00 \left[\frac{m^3}{h} \right] \cdot \frac{1}{3600} \cdot \left[\frac{h}{s} \right] \cdot 4,182 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad (34)$$

$$C_f = 1,162 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right] \quad (35)$$

$$C_q = 997,08 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 150,00 \left[\frac{m^3}{h} \right] \cdot \frac{1}{3600} \cdot \left[\frac{h}{s} \right] \cdot 4,207 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad (36)$$

$$C_q = 1,748 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right] \quad (37)$$

Com as taxas de capacidade calorífica calculadas, é possível determinar a razão entre elas, conforme equação (12). Percebe-se que $C_f < C_q$. Dessa forma:

$$C_R = \frac{1,162 \cdot 10^5}{1,748 \cdot 10^5} = 0,665 \quad (38)$$

Em relação ao Número de Unidades de Transferência, pela equação (15):

$$NUT = \frac{3000 \cdot 68,2}{1,162 \cdot 10^5} = 1,761 \quad (39)$$

Dessa forma, definiu-se dois dos três parâmetros adimensionais. Assim, com auxílio da Figura 24 ou até mesmo pela equação (16), é possível calcular a efetividade do Trocador de Calor 01. Com isso:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-1,761 \cdot (1 - 0,665)}}{1 - 0,665 \cdot e^{-1,761 \cdot (1 - 0,665)}} = 0,706 \quad (40)$$

Pela Figura 24 percebe-se que $\varepsilon \cong 0,70$, o que está em boa concordância com a estimativa obtida pela equação.

Novamente assumindo que os fluidos não experimentem mudança de fase e a partir da equação (14) é possível determinar a taxa de transferência de calor máxima permissível pelo sistema. Logo:

$$\dot{Q}_{\max} = 1,162 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right] \cdot (25 [^{\circ}C] - 4,5 [^{\circ}C]) \quad (41)$$

$$\dot{Q}_{\max} = 2,381 \cdot 10^6 [W] \quad (42)$$

Por fim, com base na definição de efetividade dada pela equação (13) a taxa de transferência de calor real é calculada da seguinte forma:

$$\dot{Q} = 0,706 \cdot 2,381 \cdot 10^6 [W] \quad (43)$$

$$\dot{Q} = 1,681 \cdot 10^6 [W] \quad (44)$$

Dessa forma, tornou-se uma questão simples a determinação das temperaturas de saída do Trocador de Calor 01 pelos balanços de energia globais. A partir do rearranjo de variáveis da equação (9), chega-se na expressão (45) para o fluido quente e na expressão (46) para o fluido frio.

$$T_{q,sai} = T_{q,ent} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_q \cdot c_{p,q}} \quad (45)$$

$$T_{f,sai} = T_{f,ent} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_f \cdot c_f} \quad (46)$$

Com isso, tem-se que:

$$T_{q,sai} = 25 [^{\circ}C] - \frac{1,681 \cdot 10^6 [W]}{1,748 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right]} = 15,38 [^{\circ}C] \quad (47)$$

$$T_{f,sai} = 4,5[{}^{\circ}C] + \frac{1,681 \cdot 10^6 [W]}{1,162 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right]} = 18,97[{}^{\circ}C] \quad (48)$$

Finalizada a análise da primeira etapa da primeira hipótese, pode-se partir para a avaliação da etapa final. Os parâmetros de entrada para tal procedimento podem ser observados na Tabela 18. Perceba que a temperatura de saída da água potável (fluido quente) determinada pelos procedimentos de cálculo aplicados no Trocador de Calor 01, agora, é definida como a temperatura de entrada. As variáveis inerentes ao fluido frio, ou seja, a água de descarte, permanecem inalterados.

Tabela 18 - Parâmetros de entrada para o Trocador de Calor 02 da hipótese 01

Variáveis para procedimento de cálculo	
Coeficiente global de transferência de calor	3000 W.m ⁻² .K ⁻¹
Área de troca térmica do trocador de calor 02	68,2 m ²
Vazão volumétrica da água de descarte	100,00 m ³ .h ⁻¹
Temperatura na entrada	4,50 °C
Densidade	999,91 kg.m ⁻³
Calor específico	4,182 kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Vazão volumétrica da água potável	150,00 m ³ .h ⁻¹
Temperatura na entrada	15,38 °C
Densidade	999,35 kg.m ⁻³
Calor específico	4,195 kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹

Fonte: Autoria própria (2018)

Dando início ao procedimento de cálculo, determinou-se a capacidade calorífica do fluido quente, com base na equação (11). Logo:

$$C_q = 999,35 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 150,00 \left[\frac{m^3}{h} \right] \cdot \frac{1}{3600} \cdot \left[\frac{h}{s} \right] 4,195 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad (49)$$

$$C_q = 1,747 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right] \quad (50)$$

Observa-se que, por meio de um comparativo entre os resultados obtidos pelas expressões (37) e (50), não houveram alterações significativas na capacidade calorífica da água potável. Dessa forma, conclui-se que os parâmetros adimensionais

também não sofrerão alterações relevantes. Com isso, pode-se avaliar diretamente a taxa de transferência de calor máxima permissível, baseando-se nos resultados determinados pela análise anterior. Assim:

$$\dot{Q}_{\max} = 1,162 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right] \cdot (15,38 [^{\circ}C] - 4,5 [^{\circ}C]) \quad (51)$$

$$\dot{Q}_{\max} = 1,264 \cdot 10^6 [W] \quad (52)$$

Da mesma forma, utilizando-se da definição de efetividade apresentada na equação (13), é possível calcular a taxa real de transferência de calor para a etapa final da primeira hipótese:

$$\dot{Q} = 0,706 \cdot 1,264 \cdot 10^6 [W] \quad (53)$$

$$\dot{Q} = 8,922 \cdot 10^5 [W] \quad (54)$$

Por fim, com auxílio das expressões (45) e (46) é possível calcular as temperaturas de saída da água potável e da água de descarte, respectivamente.

$$T_{q,sai} = 15,38 [^{\circ}C] - \frac{8,922 \cdot 10^5 [W]}{1,747 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right]} = 10,27 [^{\circ}C] \quad (55)$$

$$T_{f,sai} = 4,5 [^{\circ}C] + \frac{8,922 \cdot 10^5 [W]}{1,162 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right]} = 12,18 [^{\circ}C] \quad (56)$$

Com isso, pode-se afirmar que os parâmetros de interesse para avaliação do desempenho térmico da primeira hipótese de arranjo do sistema foram, em sua totalidade, definidos.

Dando sequência aos procedimentos de cálculo, buscou-se avaliar o desempenho térmico da segunda hipótese para, posteriormente, definir qual será a

melhor escolha. É possível observar na Tabela 19 os parâmetros de entrada utilizados no estudo.

Tabela 19 - Parâmetros de entrada para a hipótese 02	
Variáveis para procedimento de cálculo	
Coefficiente global de transferência de calor	3000 W.m ⁻² .K ⁻¹
Área de transferência de calor dos trocadores de calor	136,4 m ²
Vazão volumétrica da água de descarte	200,00 m ³ .h ⁻¹
Temperatura na entrada	4,50 °C
Densidade	999,91 kg.m ⁻³
Calor específico	4,182 kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Vazão volumétrica da água potável	150,00 m ³ .h ⁻¹
Temperatura na entrada	25,0 °C
Densidade	997,08 kg.m ⁻³
Calor específico	4,207 kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹

Fonte: Autoria própria (2018)

De maneira análoga ao estudo da primeira hipótese, considerou-se as perdas de calor para a vizinhança e a variação das energias potencial e cinética desprezíveis, além da garantia de que nenhum dos fluidos do processo experimentem mudança de fase na região delimitada pelo volume de controle. Assim, por meio das equações (10) e (11) estipulou-se as capacidades caloríficas do fluido quente (água potável) e frio (água de descarte), respectivamente.

$$C_q = 997,08 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 150,00 \left[\frac{m^3}{h} \right] \cdot \frac{1}{3600} \cdot \left[\frac{h}{s} \right] \cdot 4,207 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad (57)$$

$$C_q = 1,748 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right] \quad (58)$$

$$C_f = 999,91 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 200,00 \left[\frac{m^3}{h} \right] \cdot \frac{1}{3600} \cdot \left[\frac{h}{s} \right] \cdot 4,182 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \quad (59)$$

$$C_f = 2,323 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right] \quad (60)$$

Definidas as capacidades caloríficas, pode-se então calcular a razão entre elas com auxílio da equação (12). Perceba que, diferentemente da primeira hipótese, $C_f > C_q$. Dessa forma:

$$C_R = \frac{1,748 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right]}{2,323 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right]} = 0,752 \quad (61)$$

Buscando-se calcular a efetividade do sistema, há a necessidade de encontrar o Número de Unidades de Transferência, dado pela equação (15). Por conseguinte, tem-se que:

$$NUT = \frac{3000 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \cdot 136,4 \left[m^2 \right]}{1,748 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right]} = 2,341 \quad (62)$$

Tendo em mãos os valores de NUT e C_R torna-se simples calcular a efetividade da associação dos trocadores de calor. A equação (16), específica para trocadores de calor contracorrente, possibilita a definição sem auxílio do gráfico representado na Figura 24, como citado anteriormente. Logo:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-2,341(1-0,752)}}{1 - 0,752 \cdot e^{-2,341(1-0,752)}} = 0,760 \quad (63)$$

Reforçando que os fluidos não experimentam mudança de fase e a partir da equação (14) determina-se a máxima taxa de transferência de calor do sistema.

$$\dot{Q}_{\max} = 1,748 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right] \cdot (25,0 [^{\circ}C] - 4,5 [^{\circ}C]) \quad (64)$$

$$\dot{Q}_{\max} = 3,583 \cdot 10^6 [W] \quad (65)$$

Tendo em mãos os valores determinados nas expressões (63) e (65) e com base na definição de efetividade dada pela equação (13), chega-se na taxa de transferência de calor real.

$$\dot{Q} = 0,760 \cdot 3,583 \cdot 10^6 [W] \quad (66)$$

$$\dot{Q} = 2,724 \cdot 10^6 [W] \quad (67)$$

Por fim, com auxílio das expressões (45) e (46) é possível calcular as temperaturas de saída da água potável e da água de descarte, respectivamente.

$$T_{q,sai} = 25,0 [^{\circ}C] - \frac{2,724 \cdot 10^6 [W]}{1,748 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right]} = 9,42 [^{\circ}C] \quad (68)$$

$$T_{f,sai} = 4,5 [^{\circ}C] + \frac{2,724 \cdot 10^6 [W]}{2,323 \cdot 10^5 \left[\frac{W}{K} \right]} = 16,22 [^{\circ}C] \quad (69)$$

Com as temperaturas de saída de ambas as hipóteses definidas, torna-se simples a tarefa de determinar qual será o arranjo mais eficiente. Como o principal objetivo do sistema proposto é diminuir a temperatura da água potável o máximo tanto quanto for possível, o critério de escolha será, obviamente, a temperatura de saída da água potável.

Conclui-se, então, que a hipótese de arranjo 02 é a que melhor se encaixa dentro das condições especificadas, visto que a temperatura de saída da água potável (fluido quente) é cerca de 8% inferior, quando comparada com a temperatura de saída da hipótese de arranjo 01. Além disso, com o arranjo de placas para um passe proposto, espera-se que a perda de carga diminua consideravelmente.

4.1.7 Reavaliar o Projeto com Base em Novas Informações

A presente etapa do projeto de dimensionamento do sistema de transferência de calor tem como objetivo consolidar a escolha através de informações oficiais.

Conforme apresentado na seção 4.1.4, o coeficiente global de transferência de calor foi estimado com base em valores apresentados na bibliografia de referência, visto que o procedimento de cálculo para sua determinação prévia é extremamente dispendioso. Dessa forma, após definida a hipótese de arranjo com base nas informações preliminares, buscou-se, por intermédio do fabricante dos trocadores de calor, a magnitude exata do coeficiente global de transferência de calor para a disposição selecionada aos equipamentos. Dessa forma é possível comprovar se os procedimentos de cálculo, bem como os resultados apresentados ao final da análise, são válidos.

O fluxograma do arranjo (Figura 45) bem como as condições de operação apresentadas na Tabela 19, exceto o coeficiente global de transferência de calor admitido, foram repassados ao fabricante com o objetivo de avaliar a perda de carga do sistema, além do real coeficiente global de transferência de calor.

Após a avaliação do fornecedor, teve-se como retorno os valores apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 - Dados de operação repassados pelo fabricante		
Dados de operação	Lado quente	Lado frio
Queda de pressão (calc.)	1,17.10 ⁵ Pa	1,50.10 ⁵ Pa
U-Serviço	4.414 W.m ⁻² .K ⁻¹	

Fonte: TRANTER (2018)

Percebe-se que o coeficiente global de transferência de calor, de fato, permaneceu dentro do intervalo especificado pelos autores, conforme apresentado na seção 2.6. Por outro lado, o valor fornecido pelo fabricante foi cerca de 47% superior ao admitido inicialmente. Assim, é sensato afirmar que há necessidade de reavaliar as temperaturas de saída do sistema.

Como já foi apresentado anteriormente o roteiro de cálculo para avaliação da hipótese de arranjo 02, este será suprimido nessa etapa do projeto, sendo apresentado apenas os resultados obtidos através da alteração do coeficiente global

de transferência de calor. Dessa forma, os resultados estão apresentados na Tabela 21:

Reavaliação do sistema pelo método da efetividade-NUT	
Coefficiente global de transferência de calor	4414 W.m ⁻² .K ⁻¹
Área de troca térmica dos trocadores de calor	136,4 m ²
Número de Unidades de Transferência	3,445
Efetividade	0,8447
Máxima taxa de transferência de calor	3,583.10 ⁶ W
Taxa de transferência de calor real	3,027.10 ⁶ W
Temperatura de saída da água potável	7,684 °C
Temperatura de saída da água de descarte	17,528 °C

Fonte: Autoria própria (2018)

Percebe-se que a temperatura de saída da água potável determinada pelos novos parâmetros diminuiu. Tal condição é extremamente benéfica, visto que representa um sistema mais eficiente do que assumido inicialmente. Além disso, a queda de pressão obtida pelas características operacionais do sistema permaneceu dentro do intervalo esperado.

4.2 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO

Ao iniciar o processo de dimensionamento do sistema de bombeamento, é importante avaliar as restrições impostas por ele. Primeiramente, deve-se lembrar que a análise será feita em duas etapas, onde a inicial diz respeito ao trajeto percorrido pela água de descarte do acumulador até a peneira rotativa. Vale ressaltar que nessa etapa pode haver a presença de resíduos orgânicos sólidos em suspensão no fluido.

A etapa final de avaliação é relativa ao caminho a ser transitado pelo mesmo fluido da peneira rotativa até os trocadores de calor e dos trocadores de calor até as canaletas de transporte de penas. Dessa forma conclui-se que, pela necessidade de recalcar o fluido ao longo de dois trajetos, o sistema requer a implantação de duas bombas.

Deve-se lembrar que o projeto levará em consideração que ambas as bombas estarão afogadas, ou seja, a altura de sucção (nível do reservatório) estará localizada acima do seu eixo. Normalmente, em bombas afogadas a cavitação é eliminada e a avaliação do NPSH torna-se desnecessária.

4.2.1 Avaliação do Trajeto Inicial

4.2.1.1 Condições de Operação

Estão listados na Tabela 22 os valores de pressão e elevação dos reservatórios de sucção e descarga, bem como as características do fluido bombeado. Deve-se lembrar que a pressão manométrica tanto no reservatório de sucção quanto no reservatório de descarga é nula, visto que ambos estão abertos para a atmosfera.

**Tabela 22 - Variáveis de interesse ao projeto do trajeto inicial
Dados para dimensionamento da bomba no trajeto inicial**

Pressão manométrica no reservatório de sucção	0 bar
Pressão manométrica no reservatório de descarga	0 bar
Altura do reservatório de sucção	0,85 m
Altura do reservatório de descarga	7,30 m
Vazão volumétrica de projeto	200 m ³ .h ⁻¹
Fluido a ser bombeado	Água de descarte
Temperatura de bombeamento	4,5 °C
Densidade	999,91 kg.m ⁻³
Peso específico	9809,12 N.m ⁻³
Viscosidade dinâmica	1530,12.10 ⁻⁶ N.s.m ⁻²

Fonte: Autoria própria (2018)

A tubulação possui diâmetro constante ao longo de todo o trajeto. Dessa forma, a velocidade do escoamento é igual tanto na linha de sucção quanto na linha de descarga (recalque). A Tabela 16 apresenta as dimensões da tubulação. Por meio da equação (70) é possível calcular a velocidade do fluido.

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\Pi \cdot D_{in}^2} \quad (70)$$

$$v = \frac{4 \cdot 200,0}{\Pi \cdot (0,15408)^2} = 2,98 \left[\frac{m}{s} \right] \quad (71)$$

Para Tsutiya (2006) quando uma tubulação transporta água com material sólido, deve-se observar o limite mínimo para a velocidade de escoamento do fluido, de modo a impedir a deposição dessas partículas. No caso de águas com matéria orgânica em suspensão, a velocidade mínima é de $0,60 \text{ m.s}^{-1}$.

Por outro lado, buscando garantir o bom funcionamento do sistema de bombeamento para diversos tipos de materiais, como concreto, ferro fundido e aço, os limites máximos apresentados têm variado de $4,0 \text{ m.s}^{-1}$ a $6,0 \text{ m.s}^{-1}$. Entretanto, levando-se em conta aspectos técnicos e econômicos, o limite máximo não tem ultrapassado o valor de $3,0 \text{ m.s}^{-1}$.

Desse modo, pelo resultado apresentado na equação (71), percebe-se que a velocidade do fluido se manteve dentro do intervalo admissível, não havendo necessidade de alteração no diâmetro atual da tubulação.

4.2.1.2 Cálculo da Altura Manométrica Total

Através dos dados apresentados anteriormente, é possível calcular os demais parâmetros necessários para determinação da altura manométrica total do trajeto inicial do sistema de bombeamento, com base nas equações apresentadas ao longo da seção 2.10.

Após calculada a velocidade do fluido ao longo do trajeto, é possível determinar o Número de Reynolds, por meio da equação (23). Dessa forma:

$$Re = \frac{999,91 \cdot 2,98 \cdot 0,15408}{1530,12} = 3 \cdot 10^5 \quad (72)$$

Em relação a rugosidade superficial das paredes dos tubos (ϵ), recorreu-se ao valor médio apresentado por Alé (2010) para tubulação muito enferrujada fabricada em aço, visto que o sistema atual utiliza uma tubulação instalada na unidade frigorífica em meados de 1990. Assim, o valor admitido foi igual a $0,0015 \text{ m}$, tendo como resultado uma rugosidade relativa de $9,74 \cdot 10^{-3}$.

Dessa forma percebe-se que tanto o Número de Reynolds quanto a rugosidade superficial estão dentro dos limites que possibilitam a aplicação da equação (26), proposta por Swamee-Jain, para determinação do Fator de Atrito.

$$f = \frac{0,25}{\left\{ \log_{10} \left[0,27 \cdot 9,74 \cdot 10^{-3} + \frac{5,74}{(3 \cdot 10^5)^{0,9}} \right] \right\}^2} = 0,038 \quad (73)$$

Quando se compara o valor determinado pela equação com o valor obtido através do Ábaco de Moody, conclui-se que ambos são muito próximos, trazendo confiabilidade à sua aplicação.

Determinado e validado o fator de atrito, o próximo passo para determinação da altura manométrica do trajeto inicial é o cálculo da perda de carga. Como citado anteriormente, utilizou-se do método do comprimento equivalente.

Ao se avaliar o trajeto, foi possível concluir que seria necessária a instalação de todos os acessórios listados na Tabela 23 ao longo da tubulação, tanto na linha de sucção quanto na linha de descarga. Além disso, com base na Figura 39, chegou-se ao comprimento equivalente unitário e total de cada tipo de acessório.

Tabela 23 - Acessórios instalados ao longo do trajeto inicial

Descrição	Quantidade	Comprimento	
		equivalente unitário	equivalente total
Curva 90° r/D _{in} – 1	7	2,5 m	17,5 m
Registro de gaveta aberto	1	1,1 m	1,1 m
Registro de globo aberto	1	51 m	51 m
Válvula de retenção tipo leve	1	12,5 m	12,5 m

Fonte: Autoria própria (2018)

Conclui-se que o comprimento equivalente total para os acessórios instalados ao longo da tubulação é igual a 80,1 metros.

Percebe-se que ao se agrupar as equações (20) e (21) na equação (18), além de considerar a pressão manométrica de ambos os reservatórios igual a zero, tem-se uma equação geral para a determinação da altura manométrica total do trajeto avaliado. Ou seja:

$$H = (Z_D - Z_S) + (h_{f_D} + h_{f_S}) \quad (74)$$

Além disso, como a velocidade e o diâmetro da tubulação tanto na linha de sucção quanto na linha de descarga são iguais, é possível agrupar a perda de carga em uma única variável, calculando-a por meio da equação (30). Com isso, pode-se reescrever a equação (74) da seguinte forma:

$$H = (Z_D - Z_S) + h_f \quad (75)$$

O comprimento de tubulação reta para o trajeto avaliado é igual a 108 metros. Com isso, o comprimento total da tubulação, pelo método do comprimento equivalente é dado pela equação (29), ou seja:

$$L_{Total} = 82,1 + 108 = 190,1[m] \quad (76)$$

Com todas as informações necessárias em mãos, pode-se determinar a perda de carga total no trajeto inicial percorrido pela água de descarte. Logo:

$$h_f = 0,038 \cdot \frac{190,1}{0,15408} \cdot \frac{(2,98)^2}{2 \cdot 9,81} = 21,15[m] \quad (77)$$

Finalmente, a altura manométrica pode ser calculada:

$$H = (7,3 - 0,85) + 21,15 = 27,60[m] \quad (78)$$

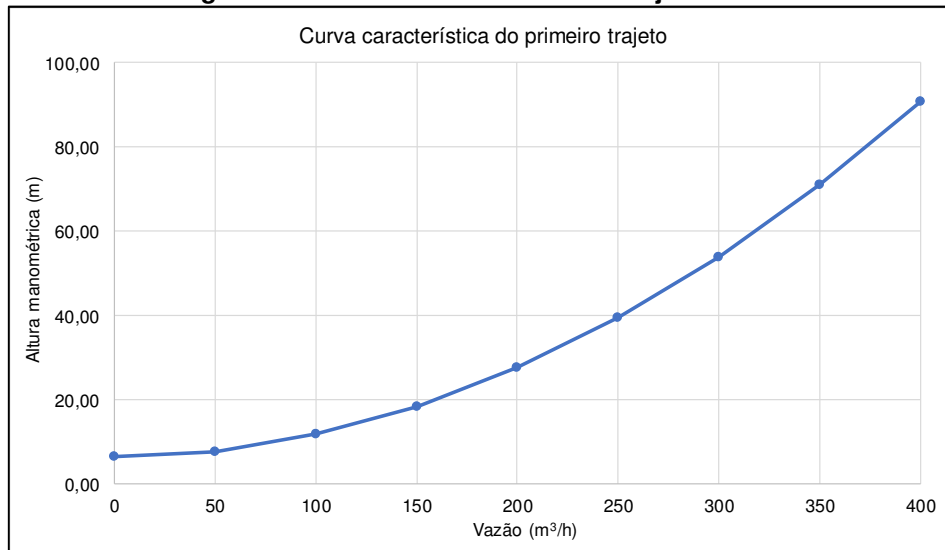
Com a obtenção do resultado apresentado na expressão (78) o ponto de operação da bomba está determinado. Dessa forma, o ponto de operação localiza-se em uma altura manométrica de 27,60 metros com vazão de 200 m³.h⁻¹. Isso será importante na próxima etapa do projeto, pois a bomba que será selecionada deverá possuir curva de carga (H) x vazão (Q) que passe por esse ponto.

4.2.1.3 Determinação da Curva Característica

Na equação (75), que representa a altura manométrica total do trajeto, observa-se que a expressão está dividida em duas parcelas. Uma delas é referente à

altura estática, que não sofre variação com a alteração da vazão. Porém, a outra parcela está relacionada com perda de carga e esta, por sua vez, é determinada em função da vazão de fluido na tubulação. Dessa forma, adotou-se valores de vazão acima e abaixo da vazão de operação ($200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) com o objetivo de se chegar à curva característica do trajeto. O resultado pode ser observado na Figura 53.

Figura 53 - Curva característica do trajeto inicial



Fonte: Autoria própria (2018)

4.2.1.4 Seleção da Bomba

Com o objetivo de atender às condições impostas pelo trajeto analisado, buscou-se avaliar qual tipo e modelo de bomba seria o mais indicado para a aplicação. Como foi apresentado ao longo da revisão bibliográfica, existem diversos tipos e não há um único critério para definição do mais indicado para cada aplicação. Dessa forma, recorreu-se ao ábaco de aplicação proposto por Henn (2006) e representado na Figura 27.

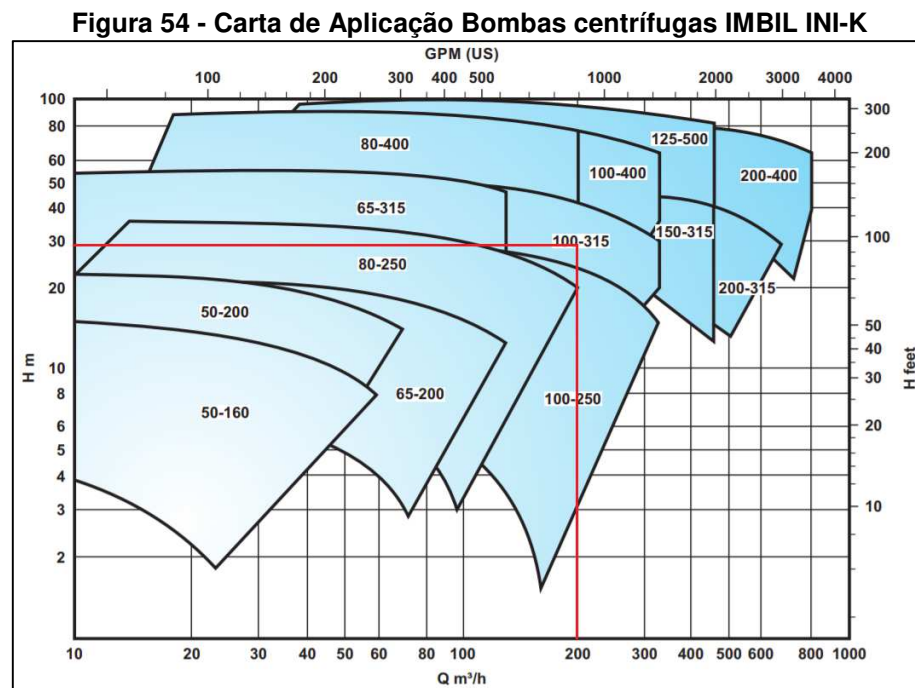
Percebe-se que quando se aplica as coordenadas do ponto de operação definido no tópico anterior, o ábaco indica a aplicação de três tipos de bombas: rotativas, alternativas e centrífugas.

Como foi citado no tópico 2.8.1, as bombas rotativas limitam-se a aplicações em indústrias de processo, principalmente no bombeamento de líquidos pastosos ou muito viscosos e bombeamento de óleo combustível para queima de fornos e caldeiras. No caso das bombas alternativas, as aplicações mais comuns limitam-se a

dosagem de produtos químicos, mediante as chamadas bombas dosadoras. Além disso, em geral, as aplicações de bombeamento de água potável ou industrial é feita através de bombas centrífugas, salvo em sistemas pressurizados como redes de SPK ou hidrantes.

Dessa forma, optou-se pelas bombas centrífugas para aplicação no sistema de bombeamento. Além disso, o impelidor da bomba centrífuga deverá ser aberto, em função da presença de resíduos sólidos provenientes das carcaças resfriadas pela água de descarte.

Definido o tipo de bomba e rotor aplicado ao trajeto, utilizou-se da carta de aplicação apresentada na Figura 54 para seleção do modelo adequado do fabricante em questão que melhor atende às condições operacionais requeridas.



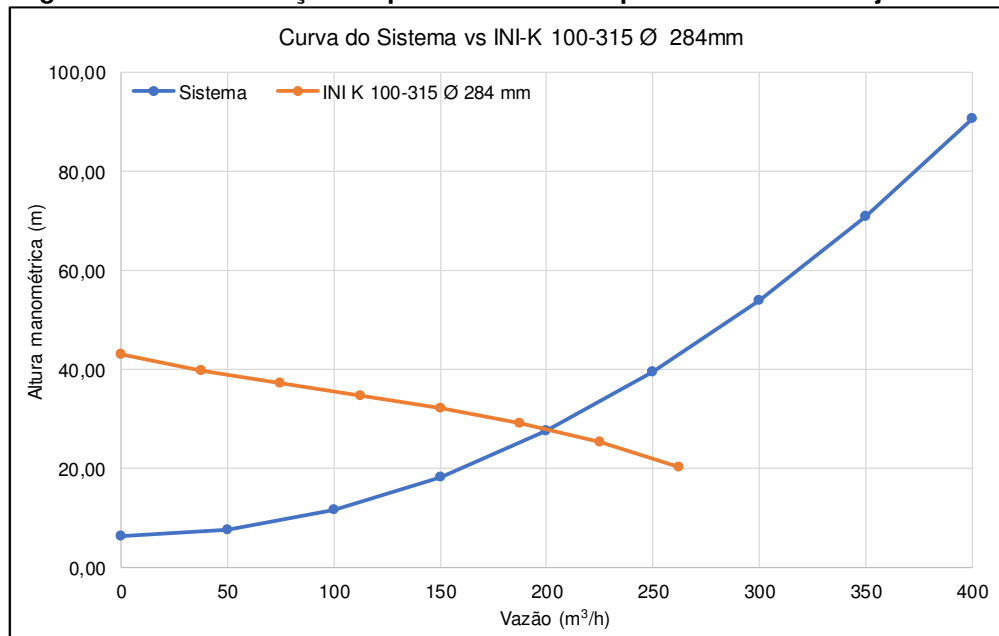
Fonte: IMBIL (2015a)

Com os valores de altura manométrica e vazão necessários em mãos, percebe-se que o modelo de bomba mais indicado é o 100-315. O próximo passo é definir o diâmetro do impelidor.

Com auxílio das coordenadas de cada uma das curvas de carga (H) x vazão (Q) para cada diâmetro de rotor dentro do intervalo comercializado, repassadas pelo fabricante, percebeu-se que ao sobrepor a curva característica da bomba para o rotor

de diâmetro igual a 284 mm na curva do sistema, a interseção entre ambas é muito próximo do ponto de operação do trajeto, como observado na Figura 55.

Figura 55 – Determinação do ponto de trabalho para a bomba do trajeto inicial



Fonte: Autoria própria (2018)

Por conseguinte, conclui-se que a bomba de eixo horizontal, monoestágio, sucção horizontal e recalque vertical, de construção "back pull-out" modelo IMBIL INI-K 100-315 dotada de impelidor radial aberto de diâmetro 284 mm, acoplada à motor elétrico trifásico 40 cv e IV polos satisfaz as condições de projeto com segurança.

É importante lembrar que se escolheu o tipo K pois são bombas que possuem rotores tubulares com dois ou três canais especialmente indicados para o bombeamento de líquidos sujos, lamacentos e não gasosos.

4.2.2 Avaliação do Trajeto Final

Como foi exposto anteriormente, o trajeto final avaliado diz respeito à etapa final do caminho percorrido pela água de descarte dos resfriadores de carcaça. Esse caminho tem início na peneira rotativa e conduz o fluido até os trocadores de calor. Finalizada a etapa de troca térmica, a água de descarte é, então, despejada às canaletas de transporte de penas no setor de escaldagem e depenagem, com a finalidade de transportá-las até o local apropriado. Vale ressaltar que não é permitido o acúmulo de penas no piso do setor e o seu transporte deve ser contínuo (MAPA,

1998) o que torna altamente viável a utilização desse fluido, reduzindo o consumo de água da unidade frigorífica.

4.2.2.1 Condições de Operação

Constata-se, pela Tabela 24, as condições de operação que se diferenciam do trajeto inicial. Vale ressaltar as propriedades e vazão do fluido, assim como as características do tubo, permanecem inalteradas.

Pressão manométrica no reservatório de sucção	0 bar
Pressão manométrica na descarga	0 bar
Altura do reservatório de sucção	0,8 m
Altura do reservatório de descarga	3,45 m

Fonte: A autoria própria (2018)

Dessa forma, não há a necessidade de se realizar novamente os cálculos referentes à determinação do Fator de Atrito, possibilitando pular as etapas iniciais do dimensionamento e partindo diretamente para a determinação da perda de carga e altura manométrica do trajeto.

4.2.2.2 Cálculo da Altura Manométrica Total

Durante verificação do trajeto, observou-se a presença de todos os acessórios listados na Tabela 25, tanto na linha de sucção quanto na linha de descarga. Utilizando novamente a Figura 39, foi possível calcular o comprimento equivalente total de cada tipo de acessório

Descrição	Quantidade	Comprimento equivalente unitário	Comprimento equivalente total
Curva 90° $r/D_{in} - 1$	21	2,5 m	52,5 m
Curva 45°	5	1,1 m	5,5 m
Registro de globo aberto	1	51 m	51 m
Registro de gaveta aberto	5	1,1 m	5,5 m
Válvula de retenção tipo leve	1	12,5 m	12,5 m

Fonte: A autoria própria (2018)

Conclui-se, então, que o comprimento equivalente total para os acessórios instalados ao longo do trajeto final é igual a 127,0 metros. O comprimento de tubulação reta para o trajeto final é igual a 339,0 metros. Desse modo, seguindo os mesmos passos apresentados ao longo da seção 4.1.2.2, pela equação (32) tem-se o comprimento equivalente total. Com isso:

$$L_{Total} = 127,0 + 339,0 = 466,0 [m] \quad (79)$$

Com todas as informações necessárias em mãos, pode-se determinar a perda de carga total no trajeto inicial percorrido pela água de descarte. Logo:

$$h_f = 0,038 \cdot \frac{466,0}{0,15408} \cdot \frac{(2,98)^2}{2 \cdot 9,81} = 52,01 [m] \quad (80)$$

É importante lembrar que o trajeto em avaliação conta com dois trocadores de calor de placas gaxetadas. Tais dispositivos possuem perdas de carga localizadas, como pode ser constatado na Tabela 20, as quais devem ser levadas em consideração no projeto do sistema de bombeamento.

A equação (75) pode ser utilizada como base para o cálculo da altura manométrica do trajeto, desde que seja adicionado um novo termo referente à perda de carga, em metros, dos dispositivos de transferência de calor. Dessa forma, a expressão para o cálculo da altura manométrica para o trajeto final pode ser definida pela equação (81):

$$H = (Z_D - Z_S) + h_{f_{tc}} + h_f \quad (81)$$

Sabendo que, pela aplicação do Teorema de Bernoulli apresentado na equação (21) a perda de carga, em metros, referente a um diferencial de pressão causado por um dispositivo “j” (P_j) pode ser dado pela razão entre a magnitude desse diferencial de pressão e o peso específico do fluido (γ), tem-se que:

$$h_{f_i} = \frac{P_i}{\gamma} \quad (82)$$

Vale ressaltar que o peso específico de um fluido pode ser determinado pela equação (83), ou seja:

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (83)$$

Com isso, é possível determinar uma expressão para o cálculo da perda de carga, em metros, para o diferencial de pressão exercido pelos dispositivos através da densidade do fluido (ρ) e a aceleração da gravidade (g):

$$h_{f_i} = \frac{P_i}{\rho \cdot g} \quad (84)$$

Dessa forma, tem-se que a perda de carga para os trocadores de calor calculada por meio da equação (84) é:

$$h_{f_{tc}} = \frac{1,17 \cdot 10^5}{999,91 \cdot 9,81} = 11,92 [m] \quad (85)$$

Com isso, tem-se todas as informações necessárias para o cálculo da altura manométrica total do trajeto final através da equação (81).

$$H = (3,45 - 0,80) + 11,92 + 52,01 = 66,58 [m] \quad (86)$$

Com a obtenção do resultado apresentado na expressão (86), o ponto de operação da localiza-se em uma altura manométrica de 66,58 metros com vazão de 200 m³.h⁻¹. Como foi citado na seção 4.1.2.2 isso será importante para o processo de seleção da bomba, pois a mesma deverá possuir curva de carga (H) x vazão (Q) que passe por esse ponto.

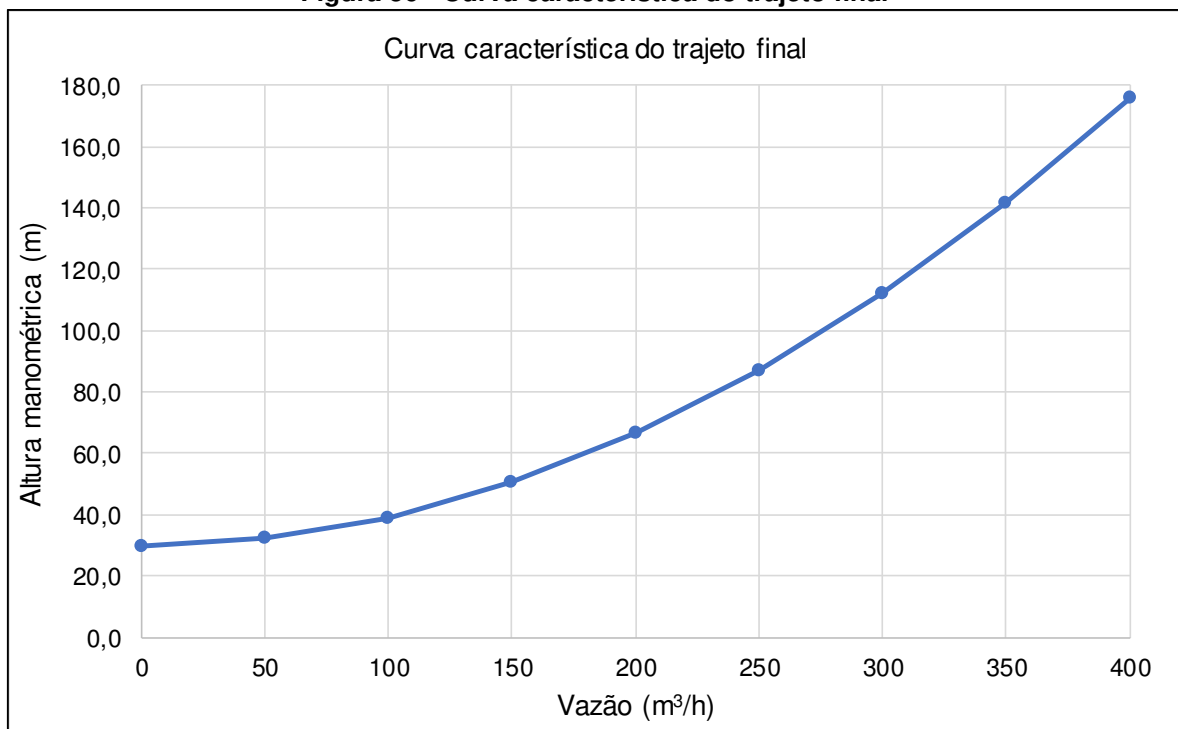
4.2.2.3 Determinação da Curva Característica

Na equação (81), que representa a altura manométrica total do trajeto final, observa-se que a expressão está dividida em três parcelas. A primeira delas é referente à altura estática dos reservatórios de sucção e descarga, que não sofrem variação com a alteração da vazão.

A segunda etapa diz respeito à perda de carga dos trocadores de calor, a qual pode sofrer alterações com a mudança da vazão, porém será mantida fixa em função da dificuldade em expressá-la para cada ponto da curva característica do trajeto.

A última parcela está relacionada com perda de carga ao longo da tubulação e esta, por sua vez, é determinada em função da vazão de fluido na tubulação. Dessa forma, adotou-se valores de vazão acima e abaixo da vazão de operação ($200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) com o objetivo de se chegar à curva característica do trajeto. O resultado pode ser observado na Figura 56.

Figura 56 - Curva característica do trajeto final

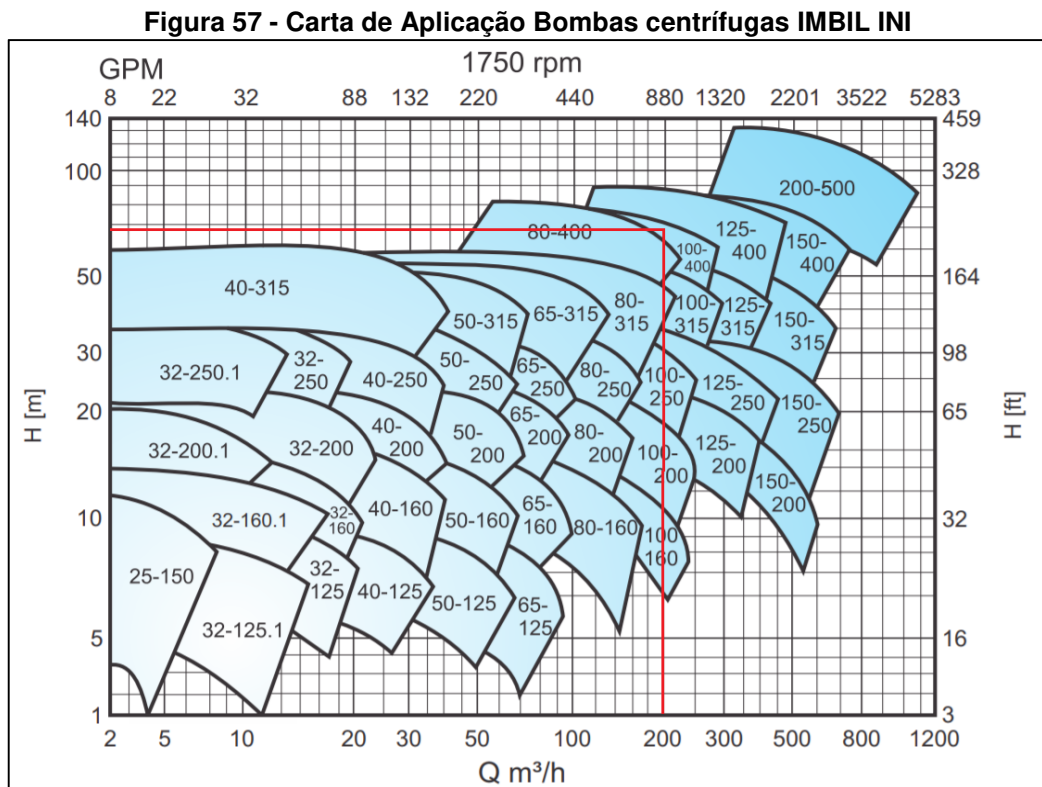


Fonte: Autoria própria (2018)

4.2.2.4 Seleção da Bomba

Do mesmo modo que para o primeiro trajeto, optou-se pelas bombas centrífugas para aplicação no sistema de bombeamento. Por outro lado, o impelidor da bomba centrífuga, nesse caso, poderá ser fechado, visto que a água de descarte antes de ser bombeada até os trocadores de calor passará por uma peneira rotativa, capaz de retirar qualquer impureza indesejável.

Definido o tipo de bomba e rotor aplicado ao trajeto, utilizou-se da carta de aplicação apresentada na Figura 57 para seleção do modelo adequado do fabricante em questão que melhor atende às condições operacionais requeridas.

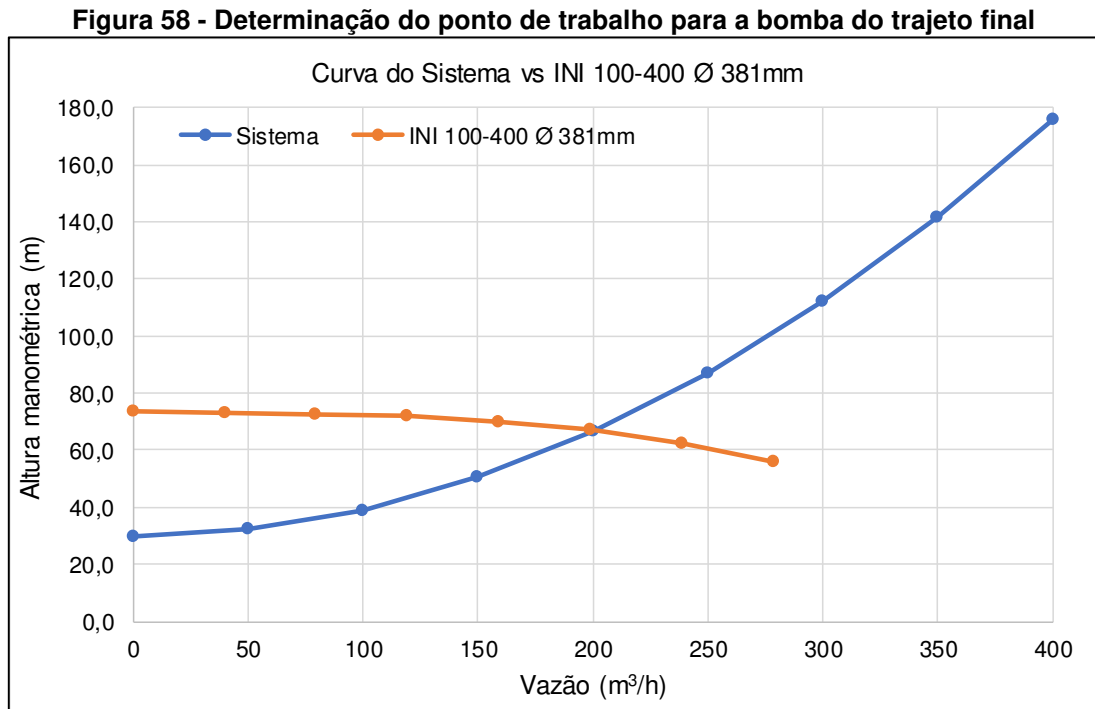


Fonte: IMBIL (2015b)

Com os valores de altura manométrica e vazão necessários em mãos, percebe-se que o modelo de bomba mais indicado é o 100-400. O próximo passo é definir o diâmetro do impelidor.

Com auxílio das coordenadas de cada uma das curvas de carga (H) x vazão (Q) para cada diâmetro de rotor dentro do intervalo comercializado, repassadas pelo fabricante, percebeu-se que ao sobrepor a curva característica da bomba para o rotor

de diâmetro igual a 381 mm na curva do trajeto final, a interseção entre ambas é o mais próximo possível do ponto de operação do trajeto, como observado na Figura 58.



Fonte: Autoria própria (2018)

Por conseguinte, conclui-se que a bomba de eixo horizontal, monoestágio, sucção horizontal e recalque vertical, de construção "back pull-out" modelo IMBIL INI 100-400 dotada de impelidor radial fechado de diâmetro 381 mm, acoplada diretamente à motor elétrico trifásico 75 cv e IV polos satisfaz as condições de projeto com segurança.

4.3 AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE ECONÔMICA DO PROJETO

4.3.1 Economia Gerada

Para a determinação da economia gerada, realizou-se um estudo referente a carga térmica total necessária para a redução da temperatura da água potável até o valor no qual a mesma é enviada ao frigorífico.

Tendo em vista que o fluido deverá chegar ao setor de pré-resfriamento de carcaças com uma temperatura de 2°C, é possível determinar a quantidade de calor

que deve ser retirada do mesmo por meio dos sistemas de troca térmica. Tomando como base a equação (9) e as informações levantadas até aqui, tem-se que:

$$\dot{Q}_{total} = 4,020 \cdot 10^6 [W] \quad (87)$$

Pelo fato de o sistema de reaproveitamento energético não estar operando, a carga térmica total é absorvida pelo sistema de refrigeração por amônia, gerando um consumo de energia elétrica desnecessário.

Caso as adequações, propostas ao longo do projeto para o sistema de reaproveitamento energético, sejam integralmente realizadas, prevê-se que o mesmo seja capaz de gerar um recurso térmico de, aproximadamente:

$$\dot{Q}_{reaproveitamento} = 3,030 \cdot 10^6 [W] \quad (88)$$

Dessa forma, a carga térmica restante que será absorvida pelo sistema resfriamento por amônia pode ser calculado pela expressão (89).

$$\dot{Q}_{amônia} = \dot{Q}_{total} - \dot{Q}_{reaproveitamento} \quad (89)$$

$$\dot{Q}_{amônia} = 0,993 \cdot 10^6 [W] \quad (90)$$

Antes de se avaliar a captura financeira proveniente da economia de energia elétrica, alguns parâmetros devem ser definidos, os quais são apresentados na Tabela 26.

Tabela 26 - Informações para avaliação da captura financeira
Informações características da planta industrial

Período de trabalho ao longo do dia	17,86 h/dia
Período de trabalho no mês	25 dias/mês
COP do regime do trocador de calor água/amônia	3,9
Custo da energia elétrica para a unidade produtiva	0,18 R\$/kWh

Fonte: Aatoria própria (2018)

Em relação ao COP do regime do trocador de calor água/amônia, essa é uma informação fornecida pelo setor corporativo da empresa, com o objetivo de padronizar as análises financeiras referentes à implantação de projetos de eficiência energética.

O coeficiente de eficácia dos sistemas de refrigeração, conhecido pela sigla em inglês COP (*Coefficient of Performance*), é definido como a razão entre o efeito do resfriamento e a entrada de trabalho no sistema, conforme equação (91), e tem a função de quantificar a sua eficiência.

$$COP = \frac{\dot{Q}}{W_{\text{líquido}}} \quad (91)$$

Através do COP fornecido, pode-se determinar qual será a economia em energia elétrica referente ao recurso térmico disponibilizado pelo sistema de reaproveitamento energético. A expressão (92), derivada da equação (91), demonstra o procedimento.

$$W_{\text{economizado}} = \frac{\dot{Q}_{\text{reaproveitamento}}}{COP} \quad (92)$$

$$W_{\text{economizado}} = \frac{3,03 \cdot 10^6 [W]}{3,9} = 776,15 [kW] \quad (93)$$

Por fim, com base no resultado encontrado na expressão (93) e os parâmetros apresentados na Tabela 26, é possível determinar a captura financeira proveniente da implantação do projeto proposto.

$$Captura = 776,15 \left[\frac{kWh}{h} \right] \cdot 17,86 \left[\frac{h}{dia} \right] \cdot 25 \left[\frac{dia}{mês} \right] \cdot 0,18 \left[\frac{R\$}{kWh} \right] \quad (94)$$

$$Captura = R\$62.379,00 \quad (95)$$

Com isso, prevê-se que o projeto promova uma captura financeira de R\$ 62.379,00 mensalmente, com economia de energia elétrica.

4.3.2 Orçamento

Após definidas todas as necessidades de melhoria para que o sistema de reaproveitamento energético implantado na unidade atendesse às condições na qual está submetido atualmente, entrou-se em contato com os fornecedores para que fossem levantados os custos de manutenção e aquisição dos equipamentos, os quais estão apresentados na Tabela 27.

Tabela 27 - Orçamento dos equipamentos necessários para o projeto

Descrição	Quantidade	Valor unitário	Valor total
Manutenção em 2 trocadores de calor GXD-042	01	R\$ 13.250,00	R\$ 13.250,00
Gaxeta GXD-042 fluxo NBR	228	R\$ 49,00	R\$ 11.172,00
Gaxeta GXD-042 inicial/final NBR	04	R\$ 98,00	R\$ 392,00
Placa GX-042 AISI-316 0,5mm L (1234)	80	R\$ 268,00	R\$ 21.440,00
Motobomba IMBIL INI-K 100-315 rotor tubular Ø 284mm 40cv IV polos	01	R\$ 26.064,00	R\$ 26.064,00
Motobomba IMBIL INI 100-400 rotor fechado Ø 381mm 75cv IV polos	01	R\$ 28.052,00	R\$ 28.052,00
Transporte dos equipamentos	01	R\$ 8.000,00	R\$ 8.000,00
Imposto sobre produtos industrializados	01	R\$ 1.997,12	R\$ 1.997,12
		Total	R\$ 110.367,12

Fonte: Aatoria própria (2018)

4.3.3 Análise Financeira

Diante das informações apresentadas, é possível utilizar o SAVEPI para avaliação do projeto de investimento. Os dados utilizados na alimentação do *software* estão listados na Tabela 28.

Tabela 28 - Dados para alimentação do SAVEPI

Dados de entrada	Valor
Taxa Mínima de Atratividade (TMA)	18%
Horizonte de Planejamento (N)	12 meses
Investimento Inicial (FC ₀)	R\$ 110.367,12
Valor de Revenda (VR)	R\$ 0,00
Fluxo de Caixa (FC _j)	R\$ 62.379,00

Fonte: Aatoria própria (2018)

Por fim, realizou-se a simulação do projeto de investimento, obtendo os resultados apresentados na Figura 59 para o Fluxo de Caixa e demonstrativo de cálculo do *Payback* Descontado.

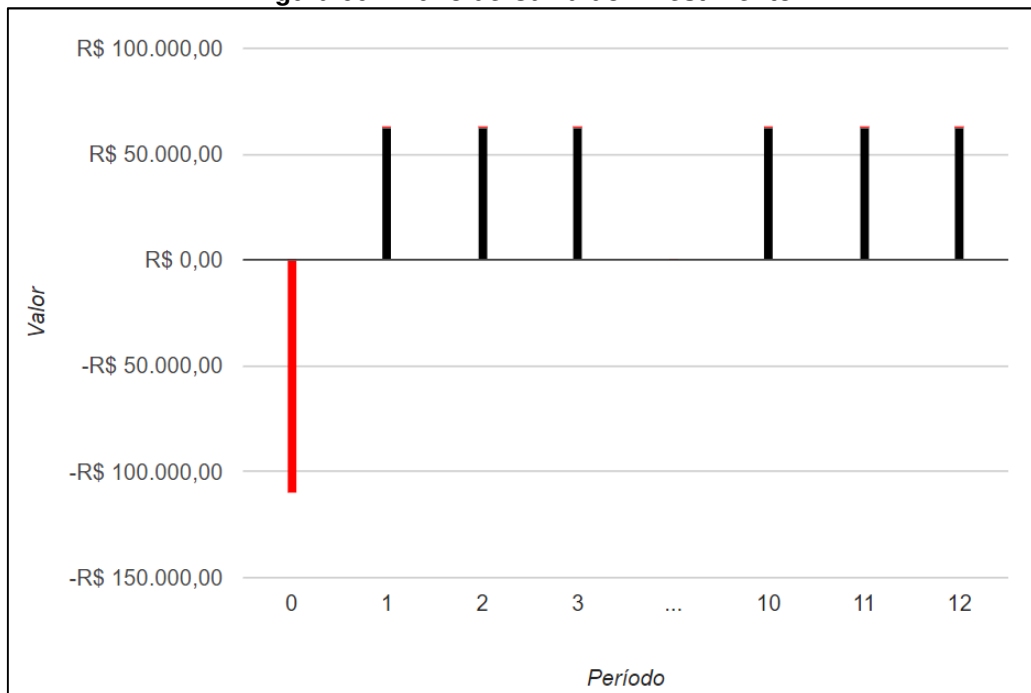
Figura 59 - Fluxo de Caixa e Demonstrativo de Cálculo do Payback Descontado

Período (j)	Custo Total (CT _j)	Fluxo de Caixa (FC _j)	FC Descapitalizado para a data zero (FCD _j)	Acumulado (FCDA _j)	Payback (min j)
0	-110.367,12	-110.367,12	-110.367,12	-110.367,12	-
1		62379,00	52.863,56	-57.503,56	Ainda não pago
2		62379,00	44.799,63	-12.703,93	Ainda não pago
3		62379,00	37.965,79	25.261,85	3
4		62379,00	32.174,39	57.436,25	4
5		62379,00	27.266,44	84.702,68	5
6		62379,00	23.107,15	107.809,83	6
7		62379,00	19.582,33	127.392,16	7
8		62379,00	16.595,19	143.987,35	8
9		62379,00	14.063,72	158.051,08	9
10		62379,00	11.918,41	169.969,49	10
11		62379,00	10.100,35	180.069,84	11
12		62379,00	8.559,62	188.629,45	12

Fonte: SAVEPI (2018)

Na Figura 60 é apresentado o Fluxo de Caixa do investimento para o horizonte de planejamento.

Figura 60 - Fluxo de Caixa do investimento



Fonte: SAVEPI (2018)

Com base nos valores levantados e nos resultados apresentados pelo SAVEPI, o projeto em estudo necessita de um investimento inicial de R\$ 110.367,12. Espera-se que esse investimento produza R\$ 298.996,57 no período em análise. Isso implica em um retorno líquido total de R\$ 188.629,45 ao final de 12 meses. Para esse projeto de investimento, a cada unidade monetária investida, há a expectativa de retorno de 2,7091 unidades monetárias. Isso é equivalente a um ganho de 8,66% ao período, além da taxa mínima de atratividade imposta pelo setor corporativo da empresa, que é de 18%. Além disso, o estudo apresentou retorno do investimento (*Payback*) em aproximadamente 3 meses.

Na empresa onde o trabalho foi realizado, a TIR é considerada como o principal indicador para a análise econômica de projetos, sendo o parâmetro decisório para a liberação de recursos ($TIR > TMA$). Com base nas informações apresentadas ao final da simulação do investimento, obteve-se uma TIR de 56,25%, valor acima do aceitável para aprovação do investimento.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou a forte dependência do setor industrial, principalmente o frigorífico, de recursos energéticos provenientes de fontes terceiras. Ao se avaliar as despesas referentes a tais insumos, observou-se que a energia elétrica representa um dos custos mais elevados para o processo produtivo. Além do mais, a indústria brasileira responde por cerca de 30% do consumo de toda a energia elétrica gerada no país e o valor pago por elas para a utilização desse recurso é cerca de 46% superior à média mundial.

Em relação à sua disponibilidade, percebeu-se que o mesmo se encontra adverso e fortemente dependente de períodos hidrológicos favoráveis. Tais condições acabam tornando a gestão deste um dos maiores desafios inseridos no setor secundário da economia, principalmente visando a criação de alternativas que tornam mínimo o seu desperdício dentro das plantas industriais.

Diante disso, tomou-se como principal objetivo realizar um estudo, dentro de uma unidade frigorífica, que fosse capaz de trazer ganhos energéticos expressivos. Observou-se a possibilidade de reduzir a sobrecarga no sistema de refrigeração por amônia e conseqüentemente o consumo de energia elétrica do frigorífico através da adequação do sistema para reaproveitamento energético da água de renovação dos resfriadores de carcaça.

Para que fosse possível identificar as possíveis oportunidades de melhoria do sistema, buscou-se apresentar uma revisão bibliográfica abordando todas as características e particularidades do processo industrial para abate de aves, conceitos e dispositivos de transferência de calor, bem como máquinas de fluxo e maneiras de se avaliar a viabilidade econômica do investimento a ser realizado para implantação do projeto proposto.

Ao se avaliar as condições de funcionamento do sistema de reaproveitamento energético, percebeu-se que o mesmo se encontrava subdimensionado para as condições na qual era submetido. Isso se devia, principalmente, pela alteração tanto na capacidade produtiva quanto no consumo de água gelada pela planta industrial.

O estudo realizado sobre o mesmo trouxe como principal alternativa readequá-lo para a condição atual através da substituição das bombas centrífugas, visto que a quantidade de água descartada pelo sistema de resfriamento de carcaças

havia dobrado ao longo dos anos. Além disso, para que o potencial energético do sistema fosse aproveitado integralmente, optou-se pela adição de uma maior quantidade de placas nos trocadores de calor instalados na fábrica. Dessa forma, o estudo baseou-se na utilização de dois trocadores de calor Tranter SUPERCHANGER® GXD-042-L-5-NP-155. Em relação ao arranjo dos trocadores de calor escolhidos, estudou-se duas hipóteses: um arranjo em série/paralelo (hipótese de arranjo 01) e outro arranjo série/série (hipótese de arranjo 02).

Por meio da aplicação do método da efetividade-NUT, concluiu-se que a hipótese de arranjo 02 foi a que melhor se encaixou dentro das condições especificadas, visto que a temperatura de saída do fluido quente demonstrou-se cerca de 8% superior, quando comparada com a temperatura de saída da hipótese de arranjo 01. Isso representou um melhor aproveitamento da carga térmica disponível na água de descarte e conseqüentemente uma maior redução no consumo de energia elétrica. Além disso, como o arranjo de placas adotado para os trocadores de calor na hipótese de arranjo 02 foi de um passe, a perda de carga associada diminuiu consideravelmente, visto que a primeira hipótese adotaria um arranjo de placas em dois passes.

Definido como seriam instalados os equipamentos de troca térmica, a etapa subsequente foi o dimensionamento do sistema de bombeamento. Diante das condições impostas, houve a necessidade de se dividir o estudo em dois trajetos e, conseqüentemente, a utilização de duas bombas. Ao se avaliar o primeiro trajeto, determinou-se um ponto de operação localizado em uma altura manométrica de 27,60 metros com vazão de $200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Como nesse trajeto a água de descarte não passa por nenhum processo de retirada de impurezas, houve a necessidade de utilizar uma bomba centrífuga de rotor radial aberto tipo tubular. Ao se cruzar a curva característica do trajeto com as curvas de operação das possíveis máquinas de fluxo, verificou-se que a bomba centrífuga IMBIL INI-K 100-315 dotada de impelidor radial aberto de diâmetro 284 mm, acoplada à motor elétrico trifásico 40 cv e IV polos seria a mais adequada para movimentação do fluido do ponto de sucção até o ponto de descarga.

De maneira análoga ao realizado no trajeto inicial, o ponto de operação encontrado para o trajeto final localizou-se em uma altura manométrica de 66,58 metros com vazão de $200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Dessa forma, foi selecionada a bomba centrífuga IMBIL INI 100-400 dotada de impelidor radial fechado de diâmetro 381 mm, acoplada diretamente à motor elétrico trifásico 75 cv e IV polos. Como foi prevista a implantação

de uma peneira rotativa para retirada de impurezas do fluido antes de o mesmo ser succionado pela bomba centrífuga, preferiu-se pelo rotor fechado, diferentemente do primeiro trajeto.

Após levantadas todas as necessidades de melhoria e substituição de equipamentos, bem como dos custos associados, foi possível avaliar a viabilidade econômica do projeto de investimento. O orçamento para adequação do sistema trouxe como resultado a necessidade de um desembolso de R\$ 110.367,12 pelo setor financeiro da companhia. Por outro lado, previu-se uma economia mensal de, aproximadamente, R\$ 62.379,00 com a redução do consumo de energia elétrica para resfriamento da água potável direcionada ao frigorífico.

Por fim, utilizou-se da ferramenta computacional SAVEPI para análise financeira. Ao se avaliar o projeto de investimento com um horizonte de planejamento igual a 12 meses, o estudo apresentou um retorno do investimento (*Payback* descontado) em aproximadamente 3 meses e um retorno líquido total de R\$ 188.629,45. Além disso, obteve-se uma TIR de 56,25%, valor acima da Taxa Mínima de Atratividade proposta pela empresa, igual a 18%. Dessa forma, com base nos resultados apresentados e na análise da expectativa do retorno, concluiu-se que a implementação do projeto em estudo é viável tanto técnica quanto financeiramente.

REFERÊNCIAS

ABPA. Associação Brasileira de Proteína Animal. **Relatório Anual 2017**. Disponível em: <http://abpa-br.com.br/storage/files/3678c_final_abpa_relatorio_anual_2016_portugues_web_reduzido.pdf>. Acessado em 22 abr. 2018.

AKSO. **Termômetro AKSO AK16L**. Disponível em: <http://www.akso.com.br/produto/termometros-digitais-tipo-espeto/termometro_robusto_resistente_a_agua_ak16l-8>. Acesso em: 13 mai. 2018.

ALÉ, Jorge A. V. **Sistemas Fluidomecânicos: Sistemas de Bombeamento**. Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul – PUCRS. Departamento de Engenharia Mecânica e Mecatrônica – 2010.

ARAUJO, Everaldo César da Costa. **Trocadores de Calor**. Universidade Federal de São Carlos – EdUFSCar. São Carlos – SP, 2002.

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.. **2010 ASHRAE HANDBOOK: Refrigeration – SI Edition**. 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329.

BARDELIN, Cesar Endrigo Alves. **Os Efeitos do Racionamento de Energia Elétrica Ocorrido no Brasil em 2001 e 2002 com Ênfase no Consumo de Energia Elétrica**. 2004. Dissertação de Mestrado – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2004.

BERMO. **Gaxetas para Trocadores de Calor**. Disponível em: <http://www.bermo.com.br/produto/gaxetas-para-trocadores-de-calor/>. Acesso em: 26 mai. 2018.

BHAVSAR, Jay J.; MATAWALA, V. K.; DIXIT S. **Design and Experimental Analysis of Spiral Tube Heat Exchanger**. International Journal of Mechanical and Production Engineering, ISSN: 2320-2092, Volume-1, Issue-1, July-2013.

BRASIL, Alex N. **Hidráulica Básica e Máquinas de Fluxo**. Faculdade de Engenharia – Universidade de Itaúna. 2013.

CAMARGO, J. A.; HENKES J. A.; ROSSATO, I. F. **Avaliação do Consumo de Água em Abatedouro de Aves Visando a Redução e ou Reutilização de Água**. Estudo de Caso. UNISUL, 2016.

CARBONOX. **Chiller para Carcaças.** 2018. Disponível em: <<http://www.carbonox.ind.br/produtos/106-chiller-para-carcacas>>. Acesso em: 14 mai. 2018.

CARCIOFI, B. A. M. **Estudo do Resfriamento de Carcaças de Frango em Chiller de Imersão em Água.** 2005. 107 f. Dissertação de Mestrado – Engenharia de Alimentos. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2005.

CARVALHO, Daniel José de; et al. **Ponto de Operação da Bomba.** UNIFACEX - Centro Universitario FACEX. Natal – RN, 2016. Disponível em: <<https://www.passeidireto.com/arquivo/41945652/parte-escrita-de-ponto-de-operacao-da-bomba>>. Acesso em: 24 mai. 2018.

ÇENGEL, Yunus A. **Heat Transfer: A Practical Approach.** 2ª ed. University of Nevada. Reno: McGraw-Hill, 2003.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Consumo Anual de Energia Elétrica por Classe (Nacional).** 2017. Disponível em: <[http://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/consumo-de-energia-eletrica/consumo-anual-de-energia-eletrica-por-classe-\(nacional\)](http://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/consumo-de-energia-eletrica/consumo-anual-de-energia-eletrica-por-classe-(nacional))>. Acesso em: 5 mai. 2018.

FEDERAÇÃO DAS INDÚSTRIAS DO ESTADO DO RIO DE JANEIRO (FIRJAN). **Boletim de Conjuntura do Setor Elétrico Brasileiro.** 4ª Edição, 2017. Disponível em: <<http://www.firjan.com.br/lumis/portal/file/fileDownload.jsp?fileId=2C908A8F5C8D7742015CA70CD34C76EF>>. Acessado em: 19 mar. 18.

FOX, Robert W; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos.** 7ª ed. Rio de Janeiro – RJ: LTC, 2011.

GOMES, Gustavo A. P. M. **Seleção de Bomba Centrífuga Vertical para Operação em um Sistema de Transferência de Enxofre Líquido.** Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013. V, 97 p.: il.

GRAÇA, Gilena M. G. **A Conservação de Energia Elétrica e o Terceiro Mundo.** Sociedade Brasileira de Planejamento Energético. Revista Brasileira de Energia vol. 1 nº 2. São Paulo, 1990.

GUT, Jorge A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas.** São Paulo, 2003 – Edição Revisada. 244 p. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

HENN, Érico A. L. **Máquinas de Fluido** – 2ª ed. – Santa Maria: Ed. Da UFSM, 2006. 474 p. il. 23 cm.

HYDRAULICS & PNEUMATICS. **Digital Editions Archive**. Disponível em: <<https://www.hydraulicspneumatics.com/digital-editions-archive>>. Acesso em: 16 abr. 2018

Hydraulics & Pneumatics. Disponível em: <<http://www.hydraulicspneumatics.com/blog/principios-ingenieriles-b-sicos-intercambiadores-de-calor>>.

IMBIL. **Catálogo de Seleção de Bombas INI-K/INI-O**. Itapira – SP, 2015a. Disponível em: <http://www.ndbombas.com.br/downloads/Catalogo_INI-K-O.pdf>. Acesso em 04 nov. 2018

IMBIL. **Catálogo de Seleção de Bombas INI/INI-Bloc**. Itapira – SP, 2015b. Disponível em: <http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/Upload/Cat%C3%A1logos/INI_web.pdf>. Acesso em 04 nov. 2018.

INCROPERA, Frank P. *et al.* **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 6ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KAÇAK, Sadik; LIU, Hongtan. **Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**. 2ª ed. Boca Raton, Florida: CRC Press, 2002.

KERN, Donald Q. **Processos de Transmissão de Calor**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois S.A., 1980.

KETTLWELL, P. J.; HALLWORTH, R. N. **Electrical Stunning of Chickens**. Welfare Science Division, AFRC Institute of Engineering Research, West Park, Silsoe, Bedford MK45 4HS, UK. 1990.

KSB. **Folheto de Curvas Características Meganorm**. 2013. Disponível em: <http://www.ksb.com.br/php/produtos/download.php?arquivo=ms_megaflow_a2370_8p_1.pdf&tipo=servicos>. Acesso em 02 mai. 2018.

KSB. **KSB MEGAFLOW: Manual de Serviço**. 2017. Disponível em: <http://www.ksb.com.br/php/produtos/download.php?arquivo=ms_megaflow_a2370_8p_1.pdf&tipo=servicos>. Acesso em 02 mai. 2018.

LENGSFELD, Frank L.; DUARTE, Ronaldo; ALTIERI, Claudio. **Manual de Treinamento – Seleção e Aplicação de Bombas Centrífugas**. KSB Bombas Hidráulicas S/A. 3ª ed. Setembro de 1991.

LIMA, J. D. de. **Manual de Análise de Viabilidade Econômica de Projetos de Investimento (MAVEPI) em Ativos Reais: Abordagem Determinística**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR – Câmpus Pato Branco). Departamento Acadêmico de Matemática (DAMAT) e Programa de Pós-graduação em Engenharia de Produção e Sistemas (PPGEPS). 2018. Disponível em: <<http://pb.utfpr.edu.br/savepi>>. Acesso em: 10 nov. 2018.

LUDTKE, C. *et al.* **Abate Humanitário de Aves**. Rio de Janeiro: The World Society for the Protection of Animals – WSPA, 2010.

MACINTYRE, Archibald J. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. 2ª ed. rev. – [Reimpr.] – Rio de Janeiro: LTC, 2014.

MANUTROL. Manutrol Artefatos de Borracha. **Gaxetas para Trocadores de Calor**. Disponível em <<https://www.manutrol.com.br/gaxeta-para-trocador-de-calor/>>. Acesso em: 26 mai. 2018.

MAPA. Instrução Normativa nº 3, de 17 de janeiro de 2000. **Regulamento Técnico de Métodos de Insensibilização para o Abate Humanitário de Animais de Açougue**. Secretaria de Defesa Agropecuária (SDA), Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento (MAPA). Diário Oficial da União. Brasília, 24 jan. 2000.

MAPA. Portaria nº 210 de 10 de novembro de 1998. **Regulamento Técnico da Inspeção Tecnológica e Higiênico-Sanitária de Carne de Aves**. Secretaria de Defesa Agropecuária (SDA), Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento (MAPA). Diário Oficial da União. Brasília, 10 nov. 1998.

MATTJIE, Clovis A.; RISTOF, Renato. **Dimensionamento de um Trocador de Calor para Resfriamento de Fluido em um Circuito Hidráulico Utilizado em uma Plantadeira**. 2013. 63 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Bacharelado em Engenharia Mecânica, Faculdade Horizontina. Horizontina – RS, 2013.

MELLO, Carlos R.; FERREIRA, Daniel F.; CARVALHO, Jacinto de A. **Equações Explícitas para o Fator de Atrito da Equação de Darcy-Weisbach**. Ciênc. e Agrotec., Lavras, v.23, n.2, p.365-371, abr./jun., 1999.

NARDINO, R. **Gestão Energética de um Abatedouro de Frangos no Sudoeste do Paraná**. 2017. 65 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2017.

NIVETEC. **Medidor de Vazão Portátil – Série Portaflow 330**. 2018. Disponível em: <https://nivetec.com.br/wp-content/uploads/2018/01/NT_FD_Micronics_PF330.pdf>. Acesso em: 09 jul. 18.

OLIVO, Rubison. **O mundo do Frango: Cadeia Produtiva da Carne de Frango**. 1ª Edição, Criciúma – SC: Ed. Do autor, 2006. 680p.

PEREIRA, A. S.; MAGALHÃES, M. L.; CARTAXO, J. M. **Estudo Comparativo de Método Diferencial Termofluidodinâmico para Trocadores de Calor do tipo Casco e Tubos 1-2 com Chicana Fracionadas e Helicoidais**. XI Congresso Brasileiro de Engenharia Química em Iniciação Científica. Unicamp – Campinas – SP. 2015.

PEREIRA, Charles Moreira. **Eficiência energética: Identificando oportunidades no abate e processamento de frangos através de melhorias operacionais no sistema de refrigeração**. 2015. 44p. Monografia (Especialização em Engenharia de Produção) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2015.

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA (PROCEL). **O Programa**, 2018. Disponível em: < <http://www.procelinfo.com.br/main.asp?TeamID={921E566A-536B-4582-AEAF-7D6CD1DF1AFD}>>. Acesso em: 19 mar. 18.

ROHSENOW, W.M.; HARTNETT, J.P.; CHO, Y.I. **Handbook of Heat Transfer** - 3rd ed. McGraw-Hill, 1998.

ROSS, S. A.; JORDAN, B. D.; WESTERFIELD, R. W. **Princípios de Administração Financeira**. 2. Ed. São Paulo: Atlas, 2000. 528p.

ROSSO, A.; MUCELIN, A. **Redução e Reuso de Água em Processos de Abate e Industrialização de Aves**. 2011. 64 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Tecnologia em Gestão Ambiental, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Medianeira, 2011.

SAARI, Jussi. **Heat Exchanger Dimensioning**. Lappeenranta University of Technology, Faculty of Technology. LUT Energy, 2014. Disponível em <https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4086/saari__heat_exchanger_dimensioning.pdf>. Acesso em 16 out. 2018.

SAVEPI. **Sistema de Análise da Viabilidade Econômica de Projetos de Investimento**. Disponível em: <<http://pb.utfpr.edu.br/savepi>>. Acesso em: 10 nov. 2018.

SCHENKEL, K. A. **Monitoramento da Efetividade Térmica de Trocadores de Calor**. 2015. 34 f. Trabalho de Diplomação em Engenharia Química, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2015.

SHAH, Ramesh K. SEKULIC, Dušan P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc. 2003.

SOUZA, Pedro Henrique A. I. **Apresentação dos Cálculos para Seleção de Bomba para Sistema de Reaproveitamento de Água de Poços Artesianos**. Pedro Henrique A. I. de Souza – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2014.

TEIXEIRA, G. S. **Aproveitamento de Energia da Água dos Chillers**. 2014. 43 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Especialização em Eficiência Energética Aplicada aos Processos Produtivos, Universidade Federal de Santa Maria. Camargo, 2014.

TEIXEIRA, G. S. **Estudo sobre Oportunidades de Recuperação de Calor em uma Indústria Frigorífica para Substituição de uma Caldeira Geradora de Vapor por um Aquecedor de Água**. 2016. 105 f. Mestrado Profissional, Universidade de Caxias do Sul. Caxias do Sul - RS, 2017.

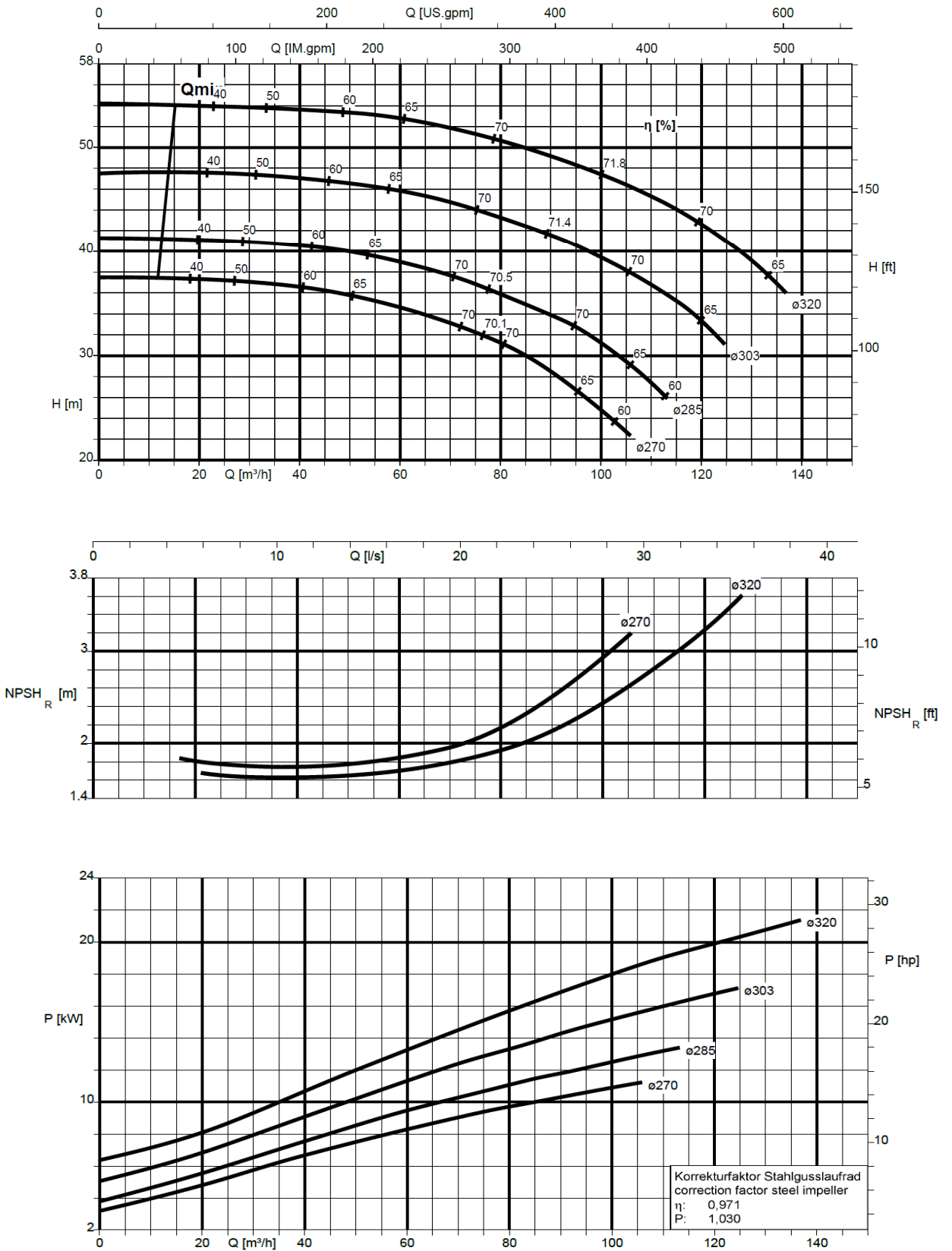
TRANTER. **Superchanger Plate & Frame Heat Exchanger**. 2006, Tranter Inc. Disponível em: < <http://www.mccraeeng.com/files/products/tranter-plate-and-frame.pdf> >. Acesso em 12 out. 18.

TSUTIYA, Milton Tomoyuki. **Abastecimento de Água**. Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo – SP, 2006.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. Centrais Hidrelétricas Brasileiras, FUPAI/EFFICIENTIA, **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. 316 p. ilustr.

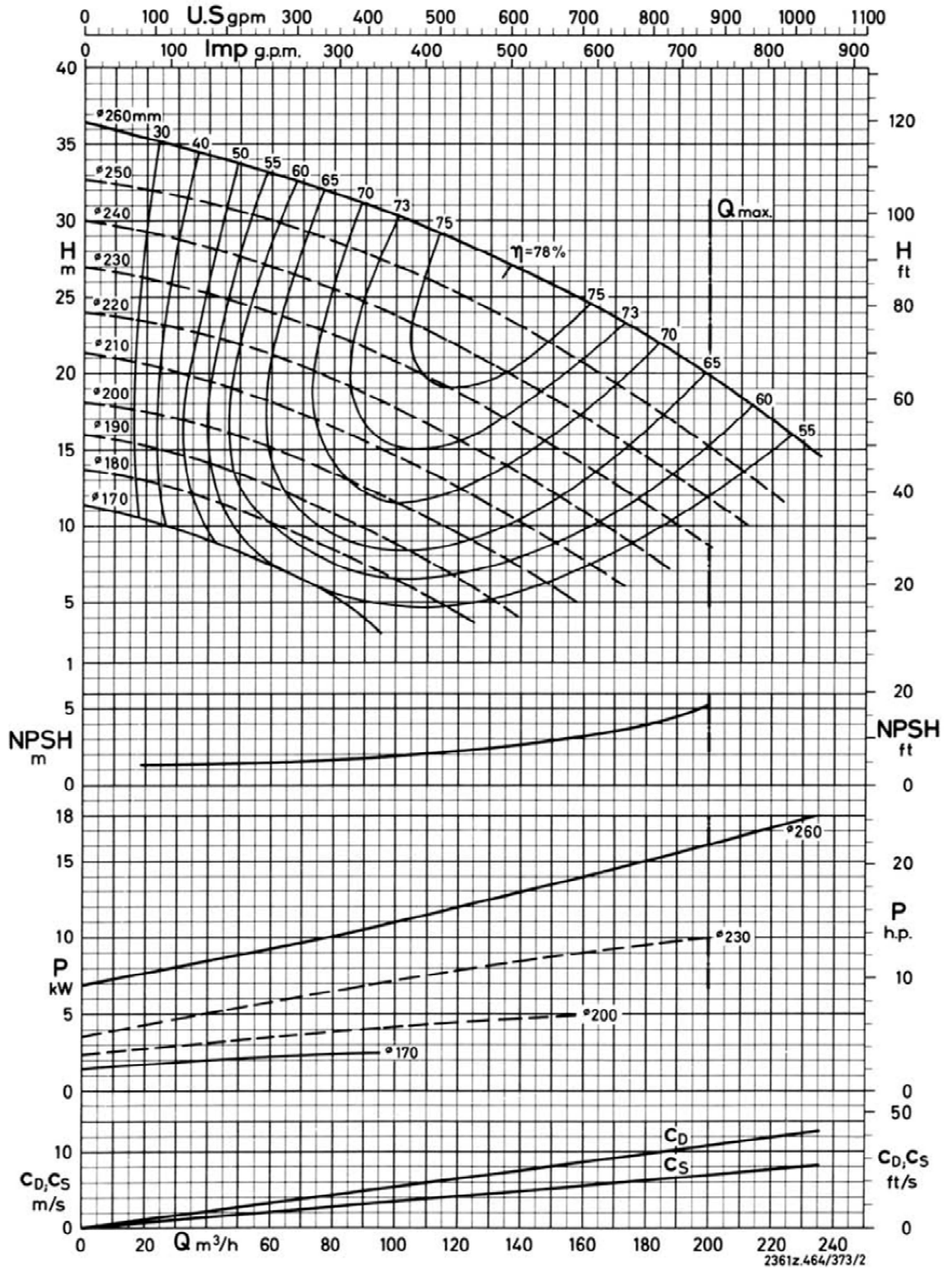
YANG, Jie; JACOBI, Anthony; LU, Wei. **Heat Transfer Correlations for Single-Phase Flow in Plate Heat Exchangers Based on Experimental Data**. Applied Thermal Engineering. Elsevier, 2016.

ANEXO A – CURVAS PARA BOMBA MEGANORM 100-065-315



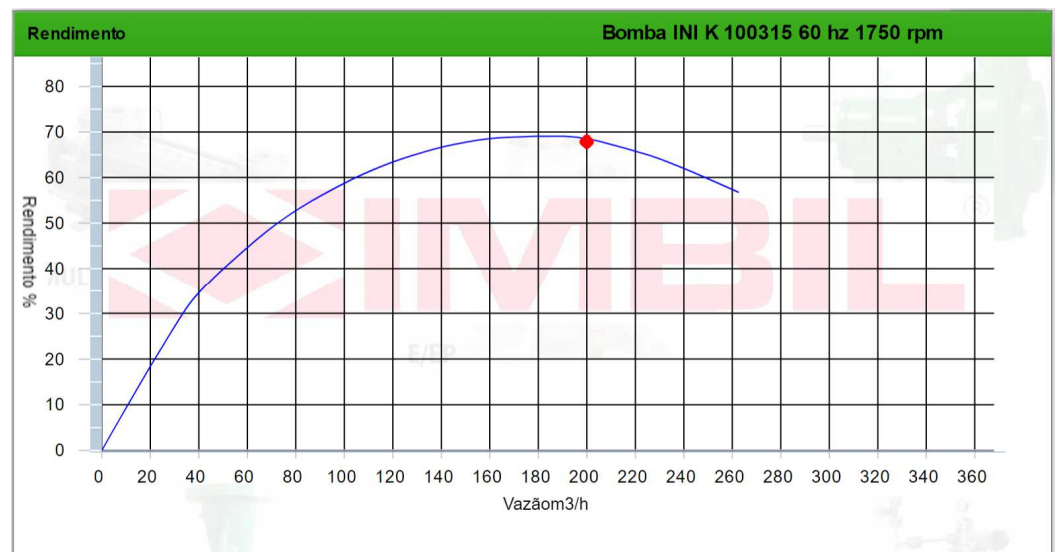
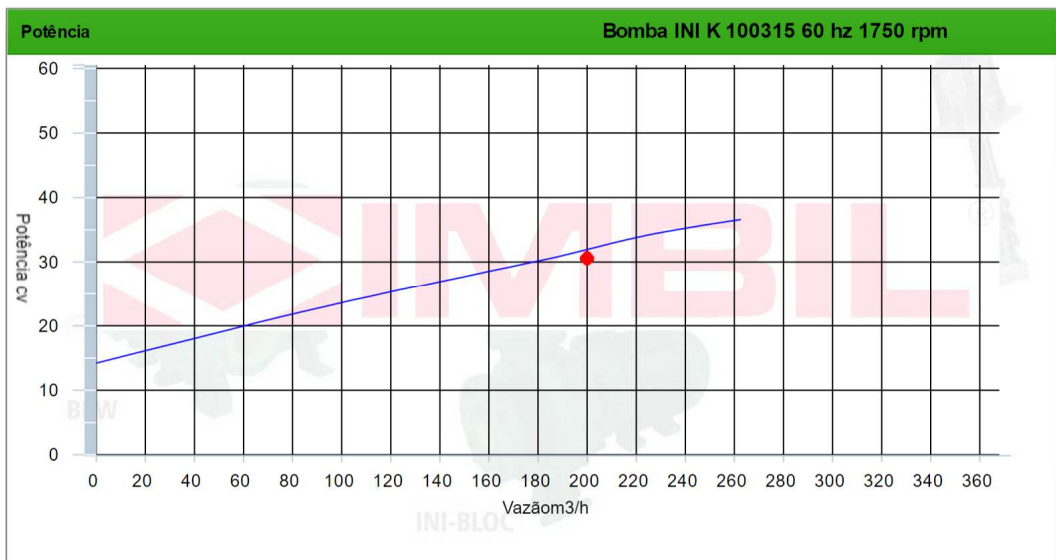
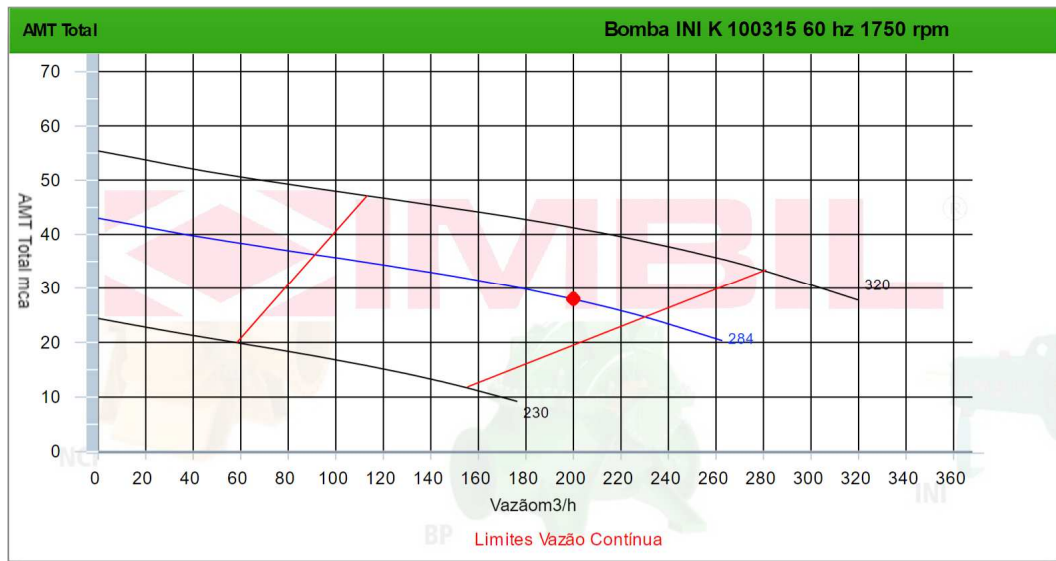
Fonte: KSB (2013)

ANEXO B – CURVAS PARA BOMBA MEGAFLOW K 80-250



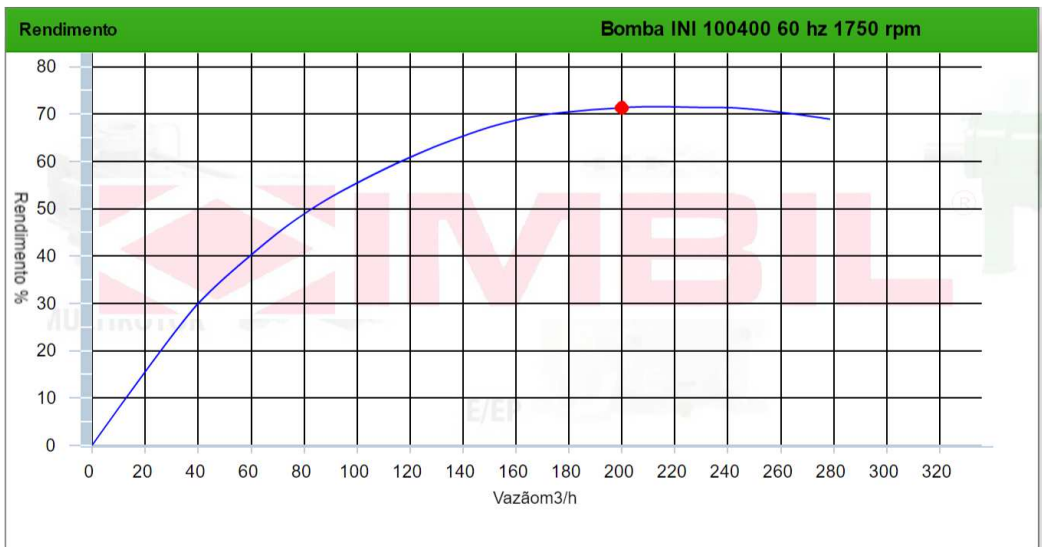
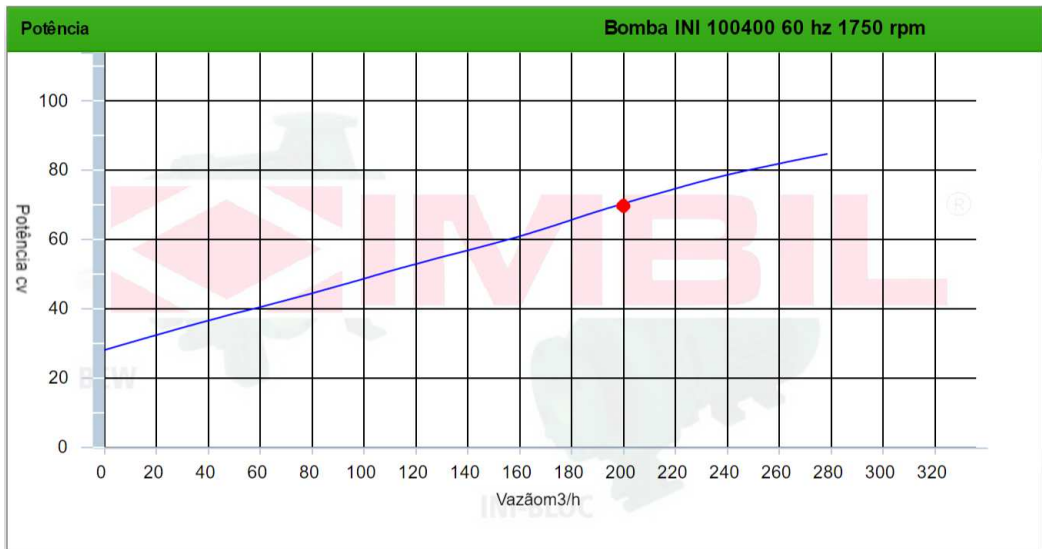
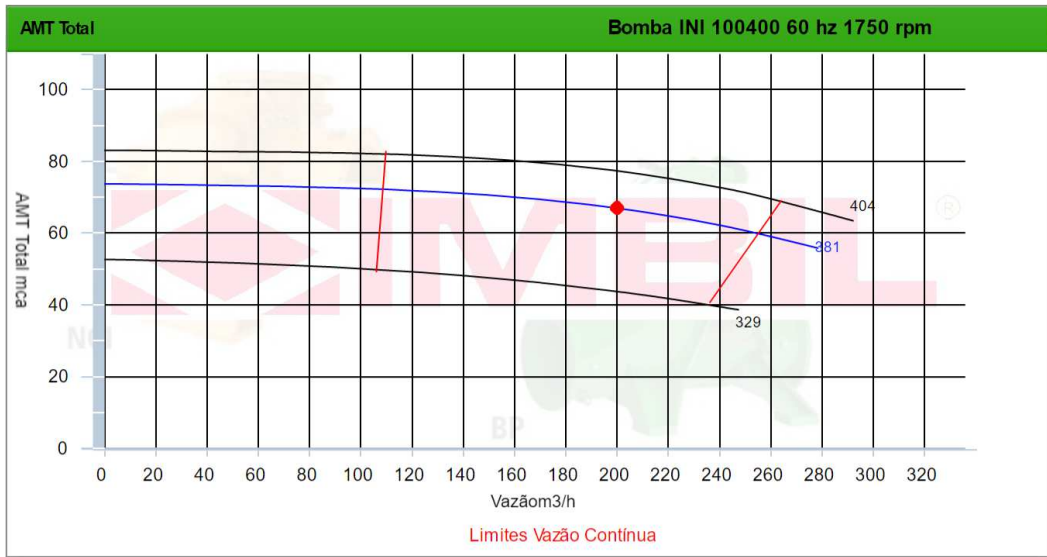
Fonte: KSB (2017)

ANEXO C – CURVAS PARA BOMBA IMBIL INI-K 100-315



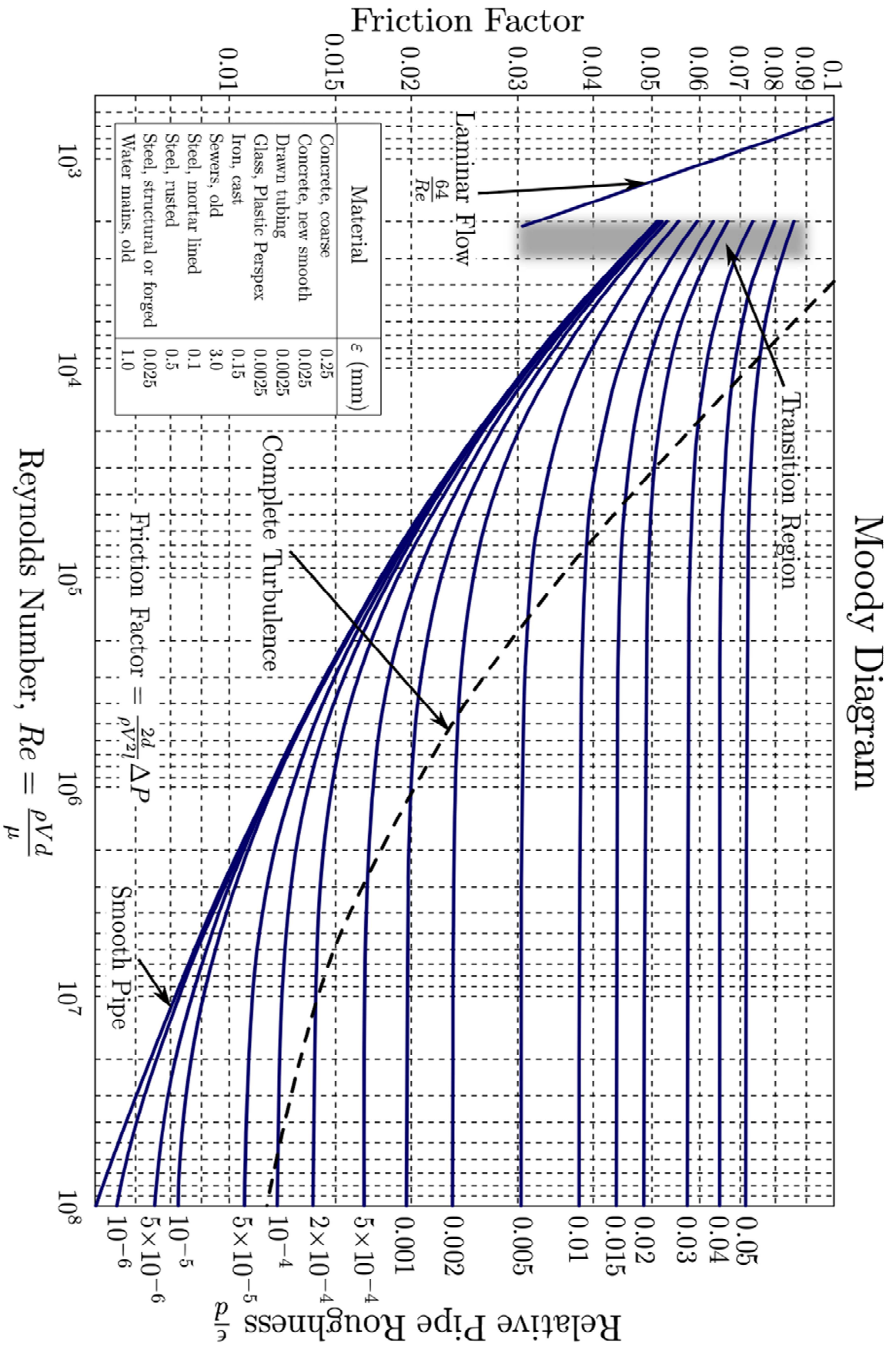
Fonte: IMBIL (2015a)

ANEXO D – CURVAS PARA BOMBA IMBIL INI 100-400



Fonte: IMBIL (2015b)

ANEXO E – ÁBACO DE MOODY



ANEXO F – PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DA ÁGUA SATURADA

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, σ_f · 10 ³ (N/m)	Expansion Coefficient, β_f · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		v_f · 10 ³	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f · 10 ⁶	μ_g · 10 ⁶	k_f · 10 ³	k_g · 10 ³	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360

Fonte: INCROPERA et al. (2008)