

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
EESC - ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

ANDRÉ ZANATTA DA SILVA

APLICAÇÃO DE UMA AUDITORIA ENERGÉTICA EM UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL: ESTUDO DE CASO EM UMA
FÁBRICA DE COSMÉTICOS

São Carlos

2019

André Zanatta da Silva

**APLICAÇÃO DE UMA AUDITORIA ENERGÉTICA EM UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL: ESTUDO DE
CASO EM UMA FÁBRICA DE COSMÉTICOS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Escola de
Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo
Curso de engenharia elétrica com ênfase
em Sistemas de Energia e Automação

ORIENTADOR: José Carlos de Melo Vieira Júnior

São Carlos

2019

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da
EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

S586a	<p>Silva, André Zanatta da</p> <p>Aplicação de uma auditoria energética em um sistema de refrigeração industrial: estudo de caso em uma fábrica de cosméticos / André Zanatta da Silva; orientador José Carlos de Melo Vieira Júnior. São Carlos, 2019.</p> <p>Monografia (Graduação em Engenharia Elétrica com ênfase em Sistemas de Energia e Automação) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2019.</p> <p>1. Eficiência energética. 2. Consumo energético. 3. Auditoria energética. 4. Carga térmica. 5. Acumulação térmica. 6. Retorno financeiro. I. Título.</p>
-------	--

FOLHA DE APROVAÇÃO

Nome: André Zanatta da Silva

Título: "Aplicação de uma auditoria energética em um sistema de refrigeração industrial: estudo de caso em uma fábrica de cosméticos"

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado
em 07/06/2019,

com NOTA 9,5 (nove, cinco), pela Comissão Julgadora:

*Prof. Associado José Carlos de Melo Vieira Júnior - Orientador -
SEL/EESC/USP*

Profa. Dra. Luciana Montanari - SEM/EESC/USP

*Mestre Eduardo Augusto Pereira Gomes - Doutorando -
SEL/EESC/USP*

Coordenador da CoC-Engenharia Elétrica - EESC/USP:
Prof. Associado Rogério Andrade Flauzino

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, João e Angela.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, presto agradecimento pela oportunidade da orientação do professor José Carlos de Melo Vieira Júnior, principalmente pela atenção concedida para estruturação deste trabalho e entendimento de conceitos necessários para seu desenvolvimento.

Agradeço todo o suporte fornecido pelas empresas para os levantamentos de dados pertinentes, entre elas a fábrica de cosméticos que possibilitou a análise de eficiência em sua planta, a projetista do sistema de ar condicionado que sanou diversas dúvidas a respeito do funcionamento deste sistema e a JPA Engenharia, no auxílio às propostas técnico-comerciais que visam as melhorias dos processos da indústria.

Por fim, sou eternamente grato aos meus pais, João e Angela, que sempre me deram as condições necessárias para alcançar este objetivo maior, aos meus irmãos, João Pedro e Giovanni, à minha namorada, Bruna, e a todos os amigos de sala e do time de futebol da USP São Carlos que estiveram presentes nos momentos mais complicados e, com certeza, contribuíram para que a experiência universitária se tornasse única até a conclusão deste estudo.

RESUMO

Da Silva, A. Z. **Aplicação de uma auditoria energética em um sistema de refrigeração industrial: Estudo de caso em uma fábrica de cosméticos.** 2019. 108 f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2019.

A análise da eficiência energética nos processos industriais é considerada fundamental atualmente. Visto que um sistema de refrigeração possui um grande potencial para redução do consumo energético de uma fábrica, este trabalho tem como objetivo implantar um projeto de auditoria energética para redução dos gastos com energia elétrica do sistema em questão. Inicialmente, a partir da coleta de dados realizou-se o cálculo da carga térmica do ambiente, ficando evidenciado que os equipamentos existentes no sistema de refrigeração do objeto de estudo se encontram sobredimensionados. Por meio da auditoria de energia, foram sugeridas diversas melhorias para o sistema de refrigeração que possibilitam a instalação de novos equipamentos com menor consumo de energia elétrica. Considerando técnicas como a redução do uso de luminárias, modificações de estruturas e a implantações de um sistema de termoacumulação para a redução da carga térmica das salas de estudo, observou-se que o resultando alcançado é economicamente viável para a fábrica, tendo em vista que o investimento aplicado para implantação do projeto da auditoria tem retorno financeiro dentro de um período inferior a 2 anos.

Palavras-chave: Eficiência energética. Consumo energético. Auditoria energética. Carga térmica. Acumulação térmica. Retorno financeiro.

ABSTRACT

Da Silva, A. Z. **Application of an energy audit in an industrial refrigeration system: Case study at a cosmetics factory.** 2019. 108 f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2019.

The analysis of energy efficiency in industrial processes is considered fundamental these days. Since a refrigeration system has a great potential to reduce the energy consumption of a industrial plant, this work's objective is to evaluate an energy audit project to minimize the electric energy expenses of the system in question. Initially, from the obtention of data and calculation of thermal load of the environment, it was evidenced that the existing equipment of the refrigeration system of the studied object is over dimensioned. Through the energy audit, this work suggests the installation of new equipments with a lower power consumption than the existente in refrigeration systems. Considering techniques to reduce the thermal load of the studied rooms, among them the reduction of the use of luminaires, modifications of structures and implantations of technologies, such as a system of thermal accumulation, the resulting is economically feasible for the factory, since the investment applied to implement the audit project has a financial return within a period of less than 2 years.

Keywords: Energy efficiency. Energy consumption. Energy audit. Thermal load. Thermal accumulation. Payback.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema energético geral	27
Figura 2 - Esquemático do sistema de condicionamento de ar	30
Figura 3 - Origem da diferença de magnitude entre o ganho de calor instantâneo e a carga de resfriamento.....	32
Figura 4 - Efeito de armazenamento de calor em luminárias	32
Figura 5 - Etapas de uma auditoria de energia.....	40
Figura 6 - Classificação em subgrupos de acordo com a tensão de fornecimento	42
Figura 7 - Composição tarifária das modalidades do grupo A.....	43
Figura 8 - Esquema simplificado de um sistema de acumulação térmica.....	45
Figura 9 - Exemplo de termoacumulação total	46
Figura 10 - Exemplo de termoacumulação parcial.....	47
Figura 11 - Condução de um estudo de caso.....	50
Figura 12 - Fluxograma de sequenciamento do trabalho	51
Figura 13 - Diagrama de seleção da torre de resfriamento	60
Figura 14 - Interface inicial do software EnergyPlus (DOE, 2019).....	76
Figura 15 - Vista 3D das salas, gerada pelo software EnergyPlus (DOE, 2019)	78
Figura 16- Curva da carga térmica diária das salas de produção	80
Figura 17 - Modificação do funcionamento de luminárias no EnergyPlus (DOE, 2019)	88
Figura 18 - Novo perfil da carga térmica após as modificações	89
Figura 19 – Localização das salas de envase e embalagem na planta da indústria	104
Figura 20 - Planta de iluminação das salas.....	105
Figura 21 - Planta civil das salas	106
Figura 22 - Página inicial do catálogo técnico do chiller instalado na indústria	107
Figura 23 - Página inicial do catálogo técnico do chiller proposto pelo projeto de melhorias	108

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Consumo de energia elétrica no Brasil por classe, em 2017	24
Tabela 2 - Dados de placa da unidade de distribuição de ar	57
Tabela 3 - Dados técnicos do chiller	58
Tabela 4 - Dados de placa da bomba de água.....	59
Tabela 5 - Dados de placa do motor da bomba.....	59
Tabela 6 - Dados de projeto da torre de resfriamento da planta	59
Tabela 7 - Capacidade da torre de resfriamento, em TR	61
Tabela 8 - Dados técnicos da torre de resfriamento	61
Tabela 9 - Especificações e ganho de calor das luminárias da sala de embalagem	62
Tabela 10 - Especificações e ganho de calor das luminárias da sala de envase de produto	63
Tabela 11 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) de metais	65
Tabela 12 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) do gesso.	65
Tabela 13 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) de argamassas e cerâmica.....	66
Tabela 14 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) de plásticos.....	67
Tabela 15 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) do vidro.....	67
Tabela 16 - Ganho de calor total dos materiais de construção civil.....	68
Tabela 17 - Taxas típicas de calor liberado por pessoas	69
Tabela 18 - Taxas típicas de dissipação por motores elétricos	71
Tabela 19 - Calor total liberado pelos motores elétricos nas salas.....	72
Tabela 20 - Calor total liberado pelas bombas nas salas.....	72
Tabela 21 - Propriedades da mistura de ar e vapor nas temperaturas desejadas	73
Tabela 22 - Ar exterior para ventilação	74
Tabela 23 - Carga térmica total de resfriamento horária, em W	79
Tabela 24 - Consumo de energia de equipamentos variados do sistema de refrigeração ...	83
Tabela 25 - Valores tarifários estabelecidos para a planta industrial.....	84
Tabela 26 - Histórico de bandeiras tarifárias entre nov/2017 e mai/2019	85
Tabela 27 - Custos mensais do sistema HVAC.....	86
Tabela 28 – Investimento total para implantação das modificações.....	92
Tabela 29 - Características nominais do novo resfriador	94

Tabela 30 - Custos mensais do sistema HVAC após implantação de melhorias 95

LISTA DE SIGLAS

<i>LEED</i>	- <i>Leadership in Energy and Environmental Design</i>
EPE	- Empresa de Pesquisa Energética
<i>HVAC</i>	- <i>Heating, Ventilating and Air-conditioning</i>
<i>IEA</i>	- <i>International Energy Agency</i>
PEE	- Programa de Eficiência Energética
ANEEL	- Agência Nacional de Energia Elétrica
PROCEL	- Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PBE	- Programa Brasileiro de Etiquetagem
PNE	- Programa Nacional de Energia
ABNT	- Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	- Norma Brasileira
<i>LED</i>	- <i>Light Emitting Diode</i>
<i>AHU</i>	- <i>Air Handling Unit</i>
<i>ASHRAE</i>	- <i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
<i>CFM</i>	- <i>Cubic Feet per minute</i>
<i>ACH</i>	- <i>Air Changes</i>
TUSD	- Tarifa de Uso do Sistema de Distribuição
TE	- Tarifa de Energia Elétrica
PIS	- Programa de Integração Social
COFINS	- Contribuição para o Financiamento da Seguridade Social
ICMS	- Imposto sobre Circulação de Mercadorias e Serviços
TR	- Toneladas de Refrigeração
PVC	- Policloreto de Vinila
CPFL	- Companhia Paulista de Força e Luz
COP	- Coeficiente de Operação
CWS	- <i>Chiller Water System</i>

SUMÁRIO

1. Introdução.....	23
1.1 Objetivos.....	25
2. Fundamentação teórica.....	27
2.1 Eficiência energética	27
2.2 Sistemas de refrigeração industrial.....	29
2.3 Levantamento da carga térmica de resfriamento.....	31
2.3.1 Sistema de iluminação	33
2.3.2 Condução térmica em Materiais Cívicos	34
2.3.3 Operação da fábrica.....	35
2.3.4 Motores elétricos	36
2.3.5 Infiltração e ventilação de ar	37
2.4 Auditoria Energética	39
2.4.1 Tarifação e tributação de energia.....	41
2.4.2 Sistemas de termoacumulação.....	45
3. Metodologia	49
3.1 Abordagem e Método.....	49
3.2 Definição da estrutura conceitual: Fundamentação teórica.....	51
3.3 Planejamento do caso: Escolha da indústria e seu sistema <i>HVAC</i>	51
3.4 Coleta de dados: Levantamento de especificações e quantidades	52
3.5 Análise dos dados: Obtenção da Carga Térmica total	53
3.5.1 Sistema de iluminação	53
3.5.2 Materiais cívicos	53
3.5.3 Operação da fábrica.....	54
3.5.4 Motores elétricos	55
3.5.5 Infiltração e ventilação de ar	55
3.6 Geração de relatório: Auditoria Energética.....	56
4. O estudo de caso	57
4.1 Coleta de dados: Equipamentos existentes do sistema de refrigeração.....	57
4.1.1 AHU.....	57
4.1.2 Chiller	58
4.1.3 Bombas	58
4.1.4 Torre de resfriamento	59
4.2 Coleta de dados: Ganhos de calor.....	61
4.2.1 Sistema de iluminação	62
4.2.2 Condução térmica em Materiais cívicos.....	63
4.2.3 Operação da fábrica.....	68

4.2.4	Motores elétricos	70
4.2.5	Infiltração e ventilação de ar	72
4.3	Análise dos dados: Cálculo da Carga Térmica total no <i>EnergyPlus</i>	75
5.	Resultados: Auditoria Energética da Fábrica	81
5.1	Modelo tarifário da fábrica	81
5.2	Custo relativo ao consumo dos equipamentos de refrigeração existentes	82
5.3	Projeto de melhoria de eficiência energética da fábrica	86
5.3.1	Redução da iluminação das salas	87
5.3.2	Rebaixamento do forro	88
5.3.3	Termoacumulação	90
5.4	Cálculo relativo ao retorno financeiro do projeto	91
6.	Conclusão.....	97
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		99
ANEXO A – Disposição das salas de produção na fábrica de cosméticos		104
ANEXO B – Planta de iluminação das salas de envase e embalagem		105
ANEXO C – Planta civil das áreas de envase e embalagem		106
ANEXO D – Catálogo do fabricante do <i>chiller</i> antigo.....		107
ANEXO E – Catálogo do fabricante do <i>chiller</i> novo proposto		108

1. Introdução

A energia, desde o período neolítico, se tornou essencial para o desenvolvimento das sociedades. Inicialmente, os antepassados, em posse de menos tecnologias, utilizavam meios como o fogo em busca de atingir suas necessidades de sobrevivência, tais como alimentação e conforto térmico em ambientes extremamente frios. As atividades por eles exercidas, no entanto, não traziam grandes impactos à natureza que os rodeava. Com o passar dos milênios, porém, a necessidade de implantação de novas tecnologias adequadas ao desenvolvimento das sociedades traz, atrelado ao maior consumo energético exigido por elas, desgastes ambientais bastante preocupantes – parte do aquecimento global e impactos ambientais irreversíveis podem ser atribuídos à geração de energia elétrica (INATOMI, 2008).

A eficiência energética – termo que consiste na ampliação da geração de energia com menor quantidade de recursos – tem, portanto, papel fundamental neste desenvolvimento, visto que ela preza pela utilização racional da energia elétrica em diversos setores da sociedade, acarretando numa redução de consumo energético que resulta tanto em melhorias financeiras quanto em sustentabilidade. Nesta última, o ganho é considerável, já que a redução da demanda de geração de energia proporciona benefícios ao meio ambiente, tais como a redução de emissões de gases à atmosfera, a preservação de matérias-primas da natureza, a mitigação dos alagamentos de grandes áreas e das alterações de paisagens originadas pela instalação de usinas e, finalmente, a prevenção contra desastres ambientais causados por radiação, nos casos de unidades nucleares.

Para Inatomi (2008) e Da Silva (2005), a preocupação com a eficiência energética no Brasil se evidenciou no início dos anos 2000, com a crise de abastecimento de energia pelo setor elétrico. Desde então, tem-se incentivado leis e métodos que contribuam para a redução de desastres ambientais, como o *Leadership in Energy and Environmental Design (LEED)*, por exemplo, que pode ser visto na indústria posteriormente descrita neste trabalho.

Parte importante do elevado consumo elétrico supracitado está na energia utilizada no setor industrial. No Brasil por exemplo, as indústrias, grandes responsáveis pelo desenvolvimento de tecnologias e produção de insumos necessários para o desenvolvimento do país, são responsáveis por 35,8% – a maior parte – do consumo de energia nacional (EPE, 2018). A Tabela 1 a seguir, baseada no anuário estatístico de energia elétrica 2018 da Empresa de Pesquisa Energética (EPE), traz essa informação com base no consumo brasileiro em 2017.

Tabela 1 – Consumo de energia elétrica no Brasil por classe, em 2017

	2013	2014	2015	2016	2017	$\Delta\%$ (2017/2016)	Part. % (2017)
Brasil	463.142	474.823	465.708	461.780	467.161	1,2	100
Residencial	124.908	132.302	131.190	132.872	134.368	1,1	28,8
Industrial	184.685	179.106	169.289	165.314	167.398	1,3	35,8
Comercial	83.704	89.840	90.768	87.873	88.292	0,5	18,9
Rural	23.455	25.671	25.899	27.266	28.136	3,2	6,0
Poder público	14.653	15.355	15.196	15.096	15.052	-0,3	3,2
Iluminação pública	13.512	14.043	15.333	15.035	15.443	2,7	3,3
Serviço público	14.847	15.242	14.730	14.969	15.196	1,5	3,3
Próprio	3.379	3.265	3.304	3.355	3.277	-2,3	0,7

Fonte: Empresa de Pesquisa Energética (2018).

Visto isso, é importante a aplicação dos conceitos da eficiência no segundo setor, já que nele se encontra uma grande oportunidade de redução de consumo.

Segundo Jones (2007), os processos industriais podem estar sujeitos a funcionar apropriadamente somente se as condições do ambiente, como temperatura e umidade, estiverem em concordância com limites definidos pelo processo. Oliveira (2012) sugere ainda que, para que se obtenha a qualidade esperada do produto e os colaboradores e processos tenham as condições térmicas necessárias na produção, os ganhos caloríficos dentro dos edifícios sejam eliminados. Satisfazer este conforto térmico, no entanto, origina um consumo de energia excessivo no processo, de acordo com Baltar (2006).

Desta forma, o sistema de ar-condicionado de uma indústria torna-se potencial e atrativo para um estudo de eficiência, devido ao seu elevado gasto de energia e ao grande número de possibilidades para redução deste consumo.

Visto isso, o presente trabalho apresenta um estudo sobre a eficiência energética de um sistema *Heating, Ventilating and Air-conditioning (HVAC)* industrial, tendo como estudo de caso uma fábrica do setor de cosméticos e higiene pessoal. Esta indústria conta, atualmente em sua planta brasileira, com um quadro de aproximadamente 200 funcionários, dos quais 30 são diretamente responsáveis pelas linhas de produção, que funcionam durante 24 dias por mês para confecção de cremes e desodorantes para venda em grande escala.

Mais precisamente, este trabalho estabelece uma auditoria energética nos ambientes em que ocorrem o envase das matérias-primas e a embalagem dos produtos, cujo *layout* pode ser observado no Anexo A. Visando a análise da viabilidade técnica e econômica da implantação de modificações que possam apresentar ganhos em eficiência para a planta, as alterações

serão apresentadas de forma que as normas regulamentadoras sejam atendidas e não ocorram alterações no conforto operacional dos funcionários.

1.1 Objetivos

Estudos relacionados ao levantamento de carga térmica de ambientes e dimensionamento das máquinas refrigeradoras são tarefas fundamentais para construção deste estudo, no entanto, o presente trabalho tem como meta principal a proposição de melhorias para a eficiência energética de uma fábrica de cosméticos. A partir da análise feita sobre as dimensões do sistema de ventilação e condicionamento de ar de uma indústria, bem como sobre o seu consumo energético, deve-se um projeto que possibilite uma redução considerável dos gastos de energia deste sistema.

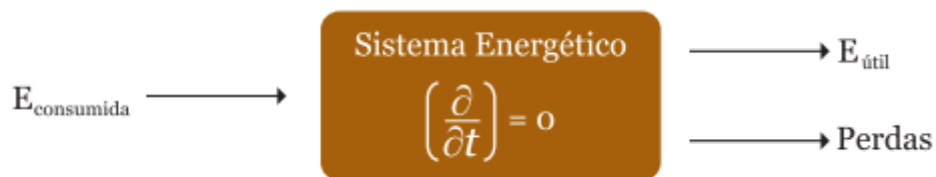
Por meio desta auditoria energética, objetiva-se prever novas oportunidades como substituição de equipamentos, lâmpadas e materiais, modificações de layouts, horários de funcionamento e implantação de tecnologias que melhorem o rendimento energético do sistema *HVAC*, tendo em vista uma melhoria no consumo com a manutenção das necessidades cliente. Com o cálculo do tempo de recuperação financeira deste projeto pretende-se demonstrar a viabilidade de implantação de um sistema mais eficiente.

2. Fundamentação teórica

2.1 Eficiência energética

Alguns autores definem o termo eficiência energética de formas similares. Para *International Energy Agency* (IEA, 2016), por exemplo, eficiência energética trata-se da relação entre a energia consumida por um equipamento e a energia efetivamente gasta por ele para desempenhar sua função. Viana et al. (2012), com a mesma ideia, descreve o termo de forma um pouco mais algébrica propondo que a eficiência n_{energ} relaciona, baseada na Lei de Conservação de Energia, o efeito energético útil com o consumo de energia do sistema, de acordo com a Figura 1:

Figura 1 – Sistema energético geral



Fonte: Eficiência energética: fundamentos e aplicações (VIANA et al., 2012).

Nota-se que para tal sistema, não há variação de energia.

Ainda segundo Viana et al. (2012), a eficiência energética do sistema generalizado da Figura 1 pode ser descrita matematicamente como na equação (1):

$$n_{energ} = \frac{E_{útil}}{E_{consumida}} = \frac{E_{consumida} - Perdas}{E_{consumida}} = 1 - \frac{Perdas}{E_{consumida}} \quad (1)$$

Em que $E_{útil}$ representa a energia realmente demandada pelo equipamento, desprezando-se as perdas. Dessa forma ela é dependente da eficiência da máquina.

Inatomi (2008) e Frozza (2013) descrevem o conceito de eficiência energética como fundamental e primordial para o desenvolvimento da sustentabilidade na sociedade. Para a primeira, este conceito conduz arquitetos e engenheiros a procurarem alternativas de redução de consumo energético atentando-se às necessidades de conforto térmico, luminoso e

operacional dos usuários. Já de acordo com o segundo, os programas governamentais relacionados à eficiência contribuem amplamente para a redução da necessidade de expansão do setor energético, bem como para diminuição de custos em energia, resultando em menores impactos ambientais.

Exemplos destes planos governamentais supracitados são evidenciados por Viana et al. (2012) e Frozza (2013), que descrevem diferentes programas nacionais instituídos para difusão de conceitos de eficiência energética. Entre eles estão, por exemplo:

- O Programa de Eficiência Energética (PEE) das Concessionárias Distribuidoras de Energia Elétrica, originado pela ANEEL;
- O Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), instituído em 1985 pelos ministérios de Minas e Energia e da Indústria e do comércio;
- O Programa Brasileiro de etiquetagem (PBE), coordenado pelo Inmetro a fim de contribuir com a racionalização de energia a partir da etiquetagem de produtos, no qual constam suas informações de consumo e,
- A Empresa de Pesquisa Energética (EPE), responsável por estudos no setor de planejamento energético.

O Plano Nacional de Energia em vigência (PNE 2030) estipula que os investimentos em eficiência tragam uma economia de 10% do consumo total de energia elétrica até 2030, segundo Viana et al. (2012). Frozza (2013) adiciona que, aliado a isso, a implantação da norma ABNT NBR ISO-50001- Sistemas de gestão de energia - Requisitos com orientações para uso, em 2011, provê às instituições meios para melhorarem seu desempenho energético, visando a redução da emissão de gases na atmosfera.

Industrialmente, as oportunidades de melhorias relacionadas à eficiência energética estão na utilização adequada e na substituição de equipamentos mais antigos por novos que apresentem melhor rendimento energético.

De acordo com Agostinho et al. (2017) e Viana et al. (2012), por exemplo, a substituição de motores convencionais por motores de alto rendimento pode trazer uma redução de até 30% das perdas de energia. Quanto à iluminação, Santos apud Viana et al. (2012) cita que esta é responsável por aproximadamente 1% do consumo industrial. O primeiro autor ainda sugere que o emprego de luminárias com tecnologia *LED* associado a hábitos saudáveis de utilização no ambiente pode ser aplicado para diminuir o consumo de energia elétrica.

Fator motivante para este trabalho, a melhoria obtida pela implantação dos conceitos de eficiência no ramo industrial pode representar valores bastante significativos em um panorama mundial – segundo a IEA (2018), em 2040 espera-se que a indústria possa produzir

aproximadamente o dobro de quantidade por unidade de energia, em relação aos níveis atuais.

2.2 Sistemas de refrigeração industrial

Sistemas de refrigeração são essenciais em ambientes que necessitam do controle da umidade e da pureza do ar, além do controle da temperatura (BARBOSA, 2017). Para uma fábrica de cosméticos, por exemplo, além de prover o conforto térmico necessário ao bom funcionamento das máquinas e à boa execução dos colaboradores, o sistema de refrigeração é responsável pela manutenção da qualidade dos produtos.

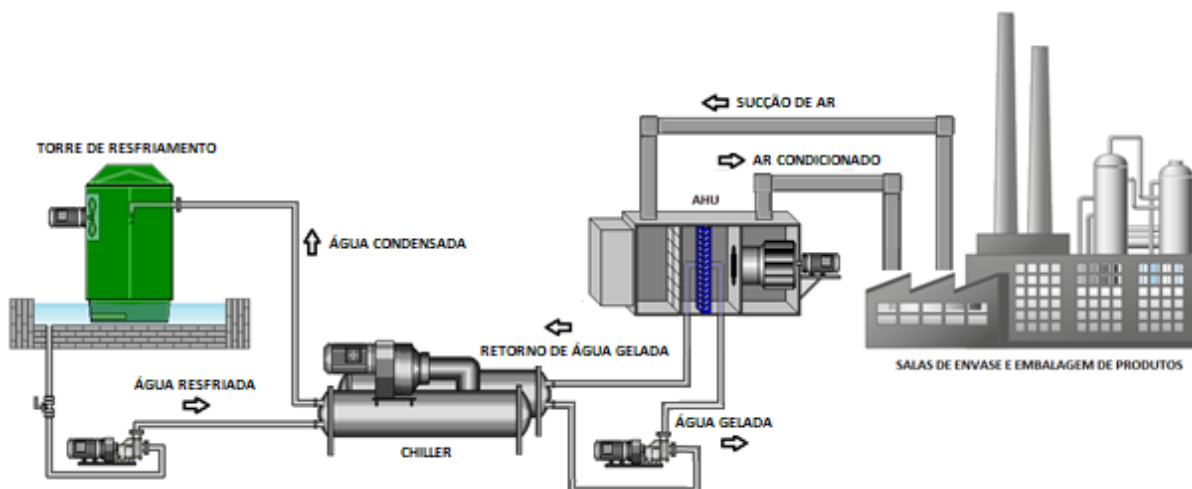
Tassini (2012) e Barbosa (2017) revelam que normalmente o ciclo de refrigeração em indústrias ocorre por meio de sistemas de compressão a vapor, principalmente pelo fato de ser compacto, apresentar baixo custo e apresentar um índice de desempenho relativamente alto.

De acordo com Wei, Xu e Kusiak (2014), usualmente o sistema de refrigeração de uma planta industrial é composto por *chillers*, torres de resfriamento, bombas e tanques de água resfriada. Para eles, aproximadamente 40% do consumo energético de uma planta provém deste sistema, sendo assim, importante para a análise da eficiência energética. Estes dados de consumo também são confirmados pelos autores Huang e Zuo na *Building Simulation Conference* (2014), que em uma pesquisa sobre otimização em sistemas de água gelada, enfatizam que uma melhoria no rendimento operacional das máquinas de *HVAC* acarretaria em redução de custos e consumo para a planta como um todo.

Portanto, a análise de eficiência energética do presente estudo será realizada sobre os equipamentos pertinentes, tais como o *chiller* – responsável pelo fornecimento de água gelada à unidade de distribuição de ar (*AHU*) – e a torre de resfriamento da planta, encarregada de fornecer água resfriada para as trocas térmicas internas do *chiller*.

A Figura 2 traz de forma esquemática o funcionamento do sistema de água gelada e resfriamento de uma fábrica.

Figura 2 - Esquemático do sistema de condicionamento de ar



Fonte: Autor, 2019.

A partir dos conhecimentos obtidos na planta da indústria e das descrições apresentadas por Fujimori (2018) em seu trabalho, é possível descrever mais especificamente a forma que trabalha este sistema.

O *chiller*, composto principalmente por unidades compressora, condensadora, evaporadora e de expansão, tem seu princípio de funcionamento baseado nas leis do ciclo termodinâmico de refrigeração. Inicialmente, em seu evaporador, ocorre o resfriamento da água – a 6°C aproximadamente – que abastecerá as AHU, encarregadas da ventilação do ar resfriado para o interior dos ambientes. Esta etapa ocorre com o auxílio de um fluido refrigerante em estado gasoso que permite a troca de calor com a tubulação de água que vai para a unidade de ventilação.

O fluido, após este processo então, tem a sua temperatura elevada e é direcionado ao compressor, onde ocorrerá seu aumento de pressão e temperatura e sua transformação para o estado líquido. Depois disso, o fluido é levado ao condensador e aqui tem sua temperatura diminuída por meio de um novo circuito d'água, desta vez provindo da torre de arrefecimento, que expurga o calor originado no processo por meio de um ventilador e devolve água resfriada para o sistema. Finalmente, o fluido já mais resfriado é condicionado do condensador à válvula de expansão, de forma que, seguindo novamente os princípios da termodinâmica, terá seu volume aumentado e consequentemente sua pressão e temperatura reduzidas, de forma mais brusca, originando fluido refrigerante gelado para o evaporador e reiniciando o ciclo de resfriamento da água do sistema.

2.3 Levantamento da carga térmica de resfriamento

A fim de que o projeto de implantação de um sistema energeticamente eficiente na fábrica possa ser realizado com êxito, a carga térmica do espaço que está sendo estudado deve ser calculada. Isso ocorre porque o sistema de ventilação e refrigeração deve combater o calor gerado por todos os equipamentos presentes em um ambiente.

Para o cálculo da carga térmica de resfriamento – a taxa com a qual o calor deve ser removido de um espaço a fim de que se obtenha ar em temperatura constante (ASHRAE et al., 2001) – devem ser consideradas as seguintes parcelas, segundo Da Silva (2005):

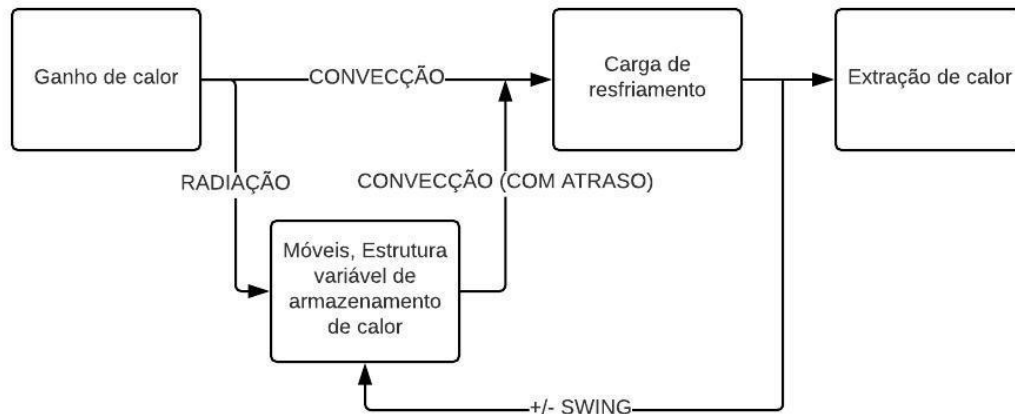
- Carga térmica decorrente da iluminação, pessoas e de outras fontes de calor no interior do espaço;
- Carga térmica decorrente da transmissão de calor pelas paredes, teto, piso e esquadrias;
- Carga térmica decorrente dos equipamentos contidos na câmara, e
- Carga térmica decorrente da infiltração de ar externo nas portas de acesso das salas e da ventilação de ar no interior da sala.

Vale ressaltar que as variáveis que afetam a magnitude da carga de resfriamento são difíceis de mensurar, sem contar que são intrinsecamente relacionadas, deixando os cálculos ainda mais complexos. Como as mudanças cíclicas das componentes citadas normalmente não estão em fase umas com as outras (ASHRAE et al., 2001), torna-se necessário analisá-las separadamente a fim de se estabelecer a carga térmica máxima do ambiente. Um cálculo mais realista da carga desejada é baseado em valores adequados para uma performance aceitável do sistema, levando em consideração que é praticamente impossível mensurar a transmissão de calor nas variáveis a todo momento.

A metodologia de cálculo da carga de resfriamento que será descrita mais à frente no presente estudo, no entanto, dependerá primeiramente dos cálculos dos ganhos de calor – a taxa na qual o calor entra ou é gerado dentro de um espaço (ASHRAE et al., 2001) – dos componentes internos à área de estudo.

Uma análise menos complexa do dimensionamento do sistema sugeriria que o calor do espaço a ser refrigerado seria resultado da soma dos ganhos de calor instantâneos dos objetos ali localizados, no entanto, segundo a *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineering*, ASHRAE et al. (2001), a soma de todos os ganhos instantâneos em qualquer tempo não é igual à carga de resfriamento para o espaço estudado no mesmo período, como apresenta a Figura 3 a seguir:

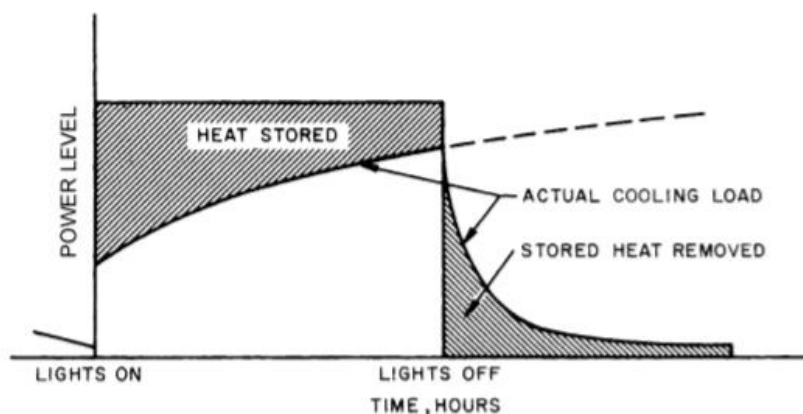
Figura 3 - Origem da diferença de magnitude entre o ganho de calor instantâneo e a carga de resfriamento



Fonte: Adaptada do Fundamentals Handbook, ASHRAE et al. (2001).

A análise do fluxograma da Figura 3 permite concluir que, quando objetos como móveis e equipamentos se encontram mais quentes que o ar ao seu redor, eles transmitem seu calor ao ar por convecção. A capacidade de retenção de calor destes objetos, no entanto, determina a taxa com a qual a temperatura das superfícies aumenta quando expostas à radiação provinda de uma fonte de calor, afetando diretamente na relação entre o calor gerado radiante e a carga de resfriamento do espaço. Visto isso, nota-se que este efeito de armazenamento de calor dos equipamentos é criticamente importante na diferenciação entre as cargas térmicas de resfriamento e os ganhos de calor. Na Figura 4, observa-se como exemplo o efeito de armazenamento de calor no sistema de iluminação.

Figura 4 - Efeito de armazenamento de calor em luminárias



Fonte: Fundamental Handbook (ASHRAE et al., 2001).

Tanto nas luminárias como nas outras fontes de calor, observa-se que há um atraso, correspondente à área pintada no gráfico, entre o tempo em que a fonte é ativada e o tempo em que a energia radiada iguala a energia proveniente do armazenamento de calor.

2.3.1 Sistema de iluminação

Uma das parcelas principais do aumento de temperatura nos ambientes vêm do calor gerado pelas lâmpadas. Dessa forma uma análise completa da carga térmica necessita de um levantamento preciso do sistema de iluminação.

A carga térmica relativa à geração de calor proveniente das luminárias incandescentes pode ser bastante diferente do calor equivalente às potências supridas por elas (ASHRAE et al., 2001). Apesar de uma pequena parte do calor proveniente das luminárias provir de sua envoltória, os ganhos considerados são obtidos em função das partículas emissoras das lâmpadas. Sendo assim, a fórmula utilizada para o cálculo de tal parcela é dada pela seguinte equação (2), de acordo com Castelino (1992) e ASHRAE et al. (2001):

$$q_{el} = W \times F_{ul} \times F_{sa} \quad (2)$$

Em que:

- q_{el} representa o ganho de calor elétrico instantâneo, em W;
- W representa a potência total instalada;
- F_{ul} , o fator de utilização das luminárias, que é a fração do fluxo luminoso (lm) inicial da lâmpada que alcança o plano de trabalho, dado pelo produto da eficiência do recinto η_R pela eficiência da luminária η_L (PROCEL, 2011) e,
- F_{sa} , o “*special allowance factor*” ou fator de fluxo luminoso, que é um fator que determina qual será o fluxo luminoso emitido pela lâmpada e varia dependendo do tipo de seu reator, dado pela taxa de fluxo luminoso obtido em relação ao nominal (PROCEL, 2011).

No entanto, as luminárias do presente estudo de campo, do tipo LED (*Light Emitting Diode*) seguem outro modelo de cálculo de ganho de calor, como observa-se a seguir.

Em experimento realizado no laboratório de Economia de Energia, no Instituto Coreano de Pesquisa Energética, Ahn et al. (2015) submeteu um sistema de iluminação LED com um módulo trocador de calor a um fluxo de ar gerado por um ventilador por meio de dutos. A temperatura do ar liberado à sala foi então medida, para calcular o ganho de calor que as

luminárias LED geraram no espaço. Após algumas realizações do procedimento descrito, Ahn et al. (2015) concluiu que os ganhos de calor originados por esse tipo de lâmpada seguem a expressão (3):

$$q_{LED} = 0,781 \times P_{LED} \quad (3)$$

De forma que:

- q_{LED} é o ganho de calor instantâneo das luminárias de estudo do tipo LED, em W, e,
- P_{LED} representa a potência nominal dessas luminárias, em W.

2.3.2 Condução térmica em Materiais Cívicos

As composições das paredes internas, pisos, coberturas e esquadrias também estão diretamente ligadas ao cálculo da carga térmica do espaço. Isso ocorre porque há transmissão de calor entre ambientes adjacentes através destes materiais.

De acordo com Castelino (1992), se a temperatura do espaço adjacente às salas é constante durante o dia ou as variações de temperatura do ar adjacente forem muito pequenas comparadas à diferença entre as duas temperaturas, interna e externa aos ambientes, a equação de transferência de calor estável – equação (4) – é usada para o cálculo do ganho de calor. Isto é completamente aplicável a todas as divisórias (paredes e forros) das áreas processo da fábrica em estudo, já que por se tratarem de ambientes interiores, as variações de temperatura são mínimas nos espaços adjacentes, que estão sujeitos a uma temperatura constantemente definida por ar-condicionado. Sendo assim:

$$q = U \times A \times (t_b - t_i) \quad (4)$$

Em que:

- q é o ganho de calor instantâneo pela transmissão nos materiais em W;
- U é a transmitância térmica tabelada medida em $\frac{W}{m^2 \times K}$, inversa à resistência térmica dos materiais;
- A é a área da secção que separa os ambientes externo e interno, em m^2 ;
- t_b é a temperatura no espaço adjacente às salas em K e,
- t_i , a temperatura do espaço interior às salas de estudo, em K.

2.3.3 Operação da fábrica

De acordo com Castelino (1992) e Creder (2004), o ganho de calor proveniente de pessoas nos ambientes depende de duas características térmicas: calor sensível e calor latente. O primeiro refere-se à quantidade de calor que deve ser adicionada ou retirada de um espaço tendo em vista conforto térmico, originando uma mudança de temperatura sensível, enquanto o segundo reflete a parcela de calor necessária para mudança de estado de um corpo sem que haja mudança de sua temperatura, causando produção de vapor e consequentemente aumento de umidade no espaço. A soma destes dois tipos de energia resulta no valor total do calor liberado no ambiente.

Para o Castelino (1992) ainda, as quantias referentes a essas grandezas estão diretamente ligadas ao tipo de atividade que os indivíduos estão exercendo e à sua taxa metabólica. Na mesma linha, ASHRAE et al. (2001) sugere que os ganhos de calor sensíveis e latentes de seres humanos trabalhando em diferentes situações constituem parte importante da carga total a ser obtida.

Segundo Castelino (1992) e ASHRAE et al. (2001), a formulação necessária para o cálculo do calor gerado pelo contingente ocupacional das salas de estudo será:

$$q_s = N \times F_u \times q'_s \quad (5)$$

$$q_l = N \times F_u \times q'_l \quad (6)$$

Em que:

- q_s e q_l são os ganhos de calor instantâneos sensível e latente, em W, respectivamente;
- N é o número máximo de ocupantes no ambiente;
- F_u é chamado de fator de uso, geralmente igual a 1 para salas (Castelino, 1992) e,
- q'_s e q'_l são as taxas metabólicas dos seres humanos em diversas situações, em W, tabelados na norma NBR 16401-1.

2.3.4 Motores elétricos

Segundo Jones (2007), a potência que será dissipada de motores elétricos no ambiente depende de três fatores principais:

- A eficiência do motor (η);
- O condicionamento do motor e da máquina por ele movimentada ao espaço ou ao fluxo de ar e,
- A frequência com a qual os motores serão utilizados, lembrando que se vários motores estiverem ligados simultaneamente no espaço condicionado deve ser considerada a máxima liberação de potência instantânea.

Ainda segundo Jones (2007), as perdas de energia provindas dos equipamentos elétricos são dissipadas como calor no ambiente. Assim, se ambos motor e equipamento estiverem dentro do ambiente condicionado pelo sistema *HVAC*, a energia dissipada por eles será integralmente transformada em calor para as salas. No entanto, se somente a máquina estiver dentro do espaço e o motor fora, o ganho de calor será produto da eficiência do motor e da potência extraída dos equipamentos. Já se o motor estiver no espaço coberto pelo fluxo de ar e o equipamento fora deste fluxo, o coeficiente de ganho de calor será dado por 100 menos a eficiência do motor.

Os três fatores sugeridos por Jones (2007) ficam ainda mais evidenciados no cálculo de ganho de calor de motores de acordo com a formulação sugerida por ASHRAE et al. (2001), a seguir. Para motores e equipamentos confinados no espaço de estudo:

$$q_{em} = \left(\frac{P}{E_M} \right) \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (7)$$

Em que:

- q_{em} é o calor instantâneo equivalente da operação do equipamento, em W;
- P , a potência do motor em W;
- E_M , a eficiência do motor;
- F_{UM} , o fator de uso do motor, igual a 1 para aplicações convencionais e,
- F_{LM} , o fator de carregamento do motor, ou seja, a fração de carga sendo fornecida pelo motor sob as condições da estimativa da carga de resfriamento.

Considerando o motor fora da sala e o equipamento dentro, a equação de ganho de calor será dada por:

$$q_{em} = P \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (8)$$

Enquanto se o motor estiver posicionado no interior da sala e o equipamento no espaço adjacente, a potência dissipada por eles será:

$$q_{em} = P \times \left(\frac{1 - E_M}{E_M} \right) \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (9)$$

A equação (9), é aplicável para bombas com exaustão no interior do espaço condicionado.

2.3.5 Infiltração e ventilação de ar

Analogamente ao contingente ocupacional, a penetração de ar do ambiente externo gera tanto uma quantia de calor sensível quanto de calor latente.

De acordo com Castelino (1992), essa infiltração de ar nos ambientes provém de um diferencial de pressão no espaço adjacente às salas em relação ao seu interior.

Para Jones (2007), a infiltração de ar no espaço em questão vem das seguintes causas principais:

- Pressão do vento, particularmente em edifícios mais altos;
- Efeito chaminé, relativo à movimentação do ar entrando ou saindo de espaços devido às diferenças de densidade e umidade entre os ambientes e,
- Entrada de funcionários, que ocasionalmente pode trazer componentes externos às salas, como sujeira, por exemplo.

Há concordância entre os autores citados de que a temperatura e a umidade do ar que entra nos espaços de estudo influencia diretamente nos cálculos dos ganhos de calor sensíveis e latentes relativos à infiltração.

O presente trabalho, no entanto, se baseará nas fórmulas expostas por Creder (2004), que descreve duas principais metodologias para obtenção do ganho de calor gerado pela

infiltração de ar. A primeira, denominada *Método da troca de ar*, consiste no cálculo da taxa de infiltração a partir das trocas de ar previstas para as salas de estudo. Já a segunda, ou *Método das frestas*, obtém tanto os ganhos de calor sensível oriundos das trocas de ar com a área adjacente às salas quanto os ganhos de calor latentes, originados pela diferença de umidade entre os ambientes externo e interno, levando em consideração a taxa de infiltração a partir do cálculo de áreas efetivas de vazamento de ar em frestas como portas e janelas, por exemplo.

Inicialmente, o cálculo do fluxo de ar CFM , em $\frac{m^3}{h}$, é proposto por Castelino (1992):

$$CFM = ACH \times VOL \quad (10)$$

Em que,

- ACH é o número de trocas de ar desejadas para a sala, especificada em projeto e,
- VOL é o volume do ambiente, em m^3 .

As fórmulas do *Método das frestas* do livro de Creder (2004), para o cálculo das cargas são dadas conforme a seguir.

O ganho de calor sensível q_s é dado por:

$$q_s = m \times c \times (T_{out} - T_{in}) \quad (11)$$

Com,

- m sendo a massa por hora de ar que infiltra a sala, em $\frac{kg}{h}$,
- c , o calor específico do ar em $\frac{kcal}{kg \cdot ^\circ C}$ e.
- T_{out} e T_{in} as temperaturas em $^\circ C$ externa e interna ao espaço.

A fim de deixar a equação (11) mais aplicável a este estudo, a massa de ar por hora pode ser substituída pela taxa de infiltração CFM . Já que $0,833 m^3$ é o volume ocupado por 1 kg de ar, nas condições normais (CREDER, 2004), a equação (11) do calor sensível gerado pode ser descrita da seguinte forma final:

$$q_s = 1,2 \times CFM \times c \times (T_{out} - T_{in}) \quad (12)$$

A quantia de calor latente relativa à infiltração de ar mais aquecido na sala também pode ser encontrada com a metodologia descrita pelo autor.

$$q_l = 583 \times (UE_2 - UE_1) \times y \times CFM \quad (13)$$

De forma que,

- q_l é o calor latente instantâneo, em $\frac{kcal}{h}$,
- 583 é o calor médio de vaporização para o vapor superaquecido no ar, em $\frac{kcal}{h}$ por kg de vapor condensado (CREDER, 2004),
- UE_2 e UE_1 são as umidades específicas do externo e interno, respectivamente, em $\frac{kg(água)}{kg(ar)}$ e,
- y é o peso específico do ar em $\frac{kg}{m^3}$.

A soma das parcelas calculadas nas equações (12) e (13) reflete o ganho de calor total originado pela infiltração de ar na área.

Outra fonte de geração de carga térmica é a ventilação de ar exterior para o interior do recinto. Isso ocorre porque o ar que é direcionado ao ambiente pelo sistema condicionado, retorna ao equipamento de refrigeração impulsionado por ventiladores, que devem combater as perdas dinâmicas do circuito de ar, segundo Creder (2004). O sistema de ventilação para o interior do espaço repõe, então, tanto a parcela do ar que é expelida do ambiente pelas frestas quanto a fornecer o ar necessário às pessoas, traduzindo-se num ganho de calor sensível e latente dentro da sala.

O cálculo dos ganhos de calor do sistema de ventilação segue as mesmas equações (12) e (13), só que desta vez a taxa CFM é encontrada a partir do fluxo necessário por pessoa presente no ambiente, que será exposto na Tabela 19 deste trabalho.

2.4 Auditoria Energética

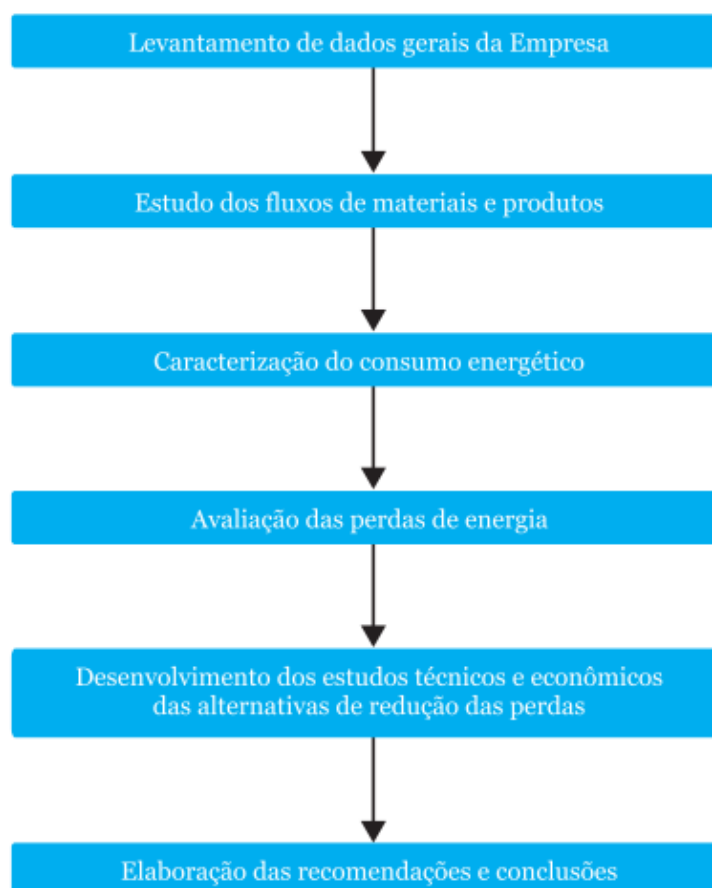
Viana et al. (2012) tem em seu livro, Eficiência energética: fundamentos e aplicações, um capítulo exclusivamente dedicado à aplicação de uma auditoria energética em um processo. Neste capítulo, o autor cita que, devido à complexidade de determinados sistemas, como o da fábrica que representa este estudo de caso, se torna bastante interessante aplicar técnicas e métodos que definam ações para melhoria do desempenho energético.

Além disto, a presente difusão de informações sobre a importância da sustentabilidade de sistemas energéticos causa uma necessidade ainda maior de uso racional da energia, tanto em âmbitos comerciais e residenciais quanto no industrial.

Não existe necessariamente, na prática, uma metodologia única para ser aplicada como auditoria do processo energético de uma fábrica, por exemplo. De acordo com Viana et al. (2012), qualquer estudo relacionado aos fluxos de energia de um ambiente, tendo em vista a racionalização de energia, pode ser adotado como um procedimento de auditoria.

O autor sugere um modelo baseado em suas experiências como segue na Figura 5:

Figura 5 - Etapas de uma auditoria de energia



Fonte: Eficiência energética: fundamentos e aplicações (VIANA et al., 2012).

A execução desta sequência de passos deve originar como resultado um relatório que sintetiza os levantamentos realizados, bem como, traz de forma clara e sucinta as recomendações de melhorias.

2.4.1 Tarifação e tributação de energia

Tendo em vista o desenvolvimento técnico-econômico contemplado na implantação do projeto da auditoria, é preciso calcular o atual custo relativo ao consumo do sistema de refrigeração da planta. Para isso, é indispensável a obtenção das tarifas regidas pelo órgão supridor de energia na localidade em que a planta está instalada.

Tendo em vista o entendimento dos modelos tarifários regidos no Brasil é necessária a exposição de alguns termos e conceitos relacionados à composição dos cálculos de energia. Para isso, o Manual de tarifação do Procel (2011) e a resolução normativa nº414 (ANEEL, 2010) estabelecem as seguintes terminologias e definições:

- Consumo: é a quantidade de potência elétrica utilizada por tempo, em kWh. Em residências, comércios ou indústrias é calculado por meio da soma do produto da demanda medida pelo período de integração.
- Demanda: dentro de um período especificado, trata-se da média das potências elétricas ativas ou reativas solicitadas ao sistema elétrico para o atendimento da carga instalada em operação nas unidades;
- Demanda contratada: De acordo com um contrato pré-estabelecido, é uma demanda de potência ativa suprida pela distribuidora obrigatória e continuamente à unidade consumidora que deve ser integralmente paga, sendo utilizada ou não no período de faturamento da energia;
- Demanda de ultrapassagem: trata-se da parcela de demanda que excede a demanda contratada, dentro do período de fatura;
- Demanda faturável: Valor da demanda de potência ativa considerada para o faturamento, à qual é aplicada a tarifa de energia;
- Demanda medida: é a maior medição de potência ativa considerada no período de faturamento, integralizada em intervalos de 15 minutos;
- Horário de ponta: é considerado um intervalo de três horas diárias, exceto em sábados, domingos e feriados, em que geralmente o consumo e a demanda apresenta tarifas maiores, dependendo da caracterização do sistema elétrico pela distribuidora;
- Horário fora de ponta: Período complementar aos de ponta, representando as outras 21 horas do dia;
- Período seco: período em que geralmente ocorre menor quantidade de chuvas, estabelecido entre maio e novembro;
- Período úmido: complementar ao período seco, justamente quando ocorrem mais precipitações, de dezembro a abril;

- Fator de carga: razão entre a demanda média e a demanda máxima da unidade consumidora dentro de um mesmo período.
- Fator de demanda: razão entre a demanda máxima e a carga instalada dentro de um mesmo período especificado.

Para Andreos (2013), o setor terciário tem suas tarifas estabelecidas de acordo com duas modalidades de comércio: cativo ou livre. Neste, a energia é adquirida pelas indústrias como *commodity* e o preço é diretamente negociável entre compradores e vendedores, geralmente geradores independentes. Já no primeiro, a energia elétrica é comprada das distribuidoras de energia, sendo o preço tabelado pelo órgão regulamentador do sistema. Neste modelo, cativo, além de o comprador arcar com impostos e o TUSD – Tarifa de Uso do Sistema de Distribuição, ele deve pagar a Tarifa de Energia Elétrica, TE.

De acordo com a Resolução Normativa ANEEL nº 414, de 9 de setembro de 2010, em que a estrutura tarifária das companhias energéticas brasileiras foi revisada, dois grupos foram classificados dependendo da classe de tensão adquirida. Estes grupos podem ser observados na Figura 6.

Figura 6 - Classificação em subgrupos de acordo com a tensão de fornecimento

Grupo A	
Subgrupo A1	• Atendimento em tensão igual ou superior a 230 kV
Subgrupo A2	• Atendimento em tensão de 88 kV a 138 kV
Subgrupo A3	• Atendimento em tensão de 69 kV
Subgrupo A4	• Atendimento em tensão de 2,3 kV a 44 kV
Subgrupo AS	• Atendimento em tensão inferior a 2,3 kV (sistema subterrâneo)
Grupo B	
Subgrupo B1	• Atendimento Residencial
Subgrupo B2	• Atendimento Rural
Subgrupo B3	• Atendimento Demais Classes
Subgrupo B4	• Atendimento da Iluminação Pública

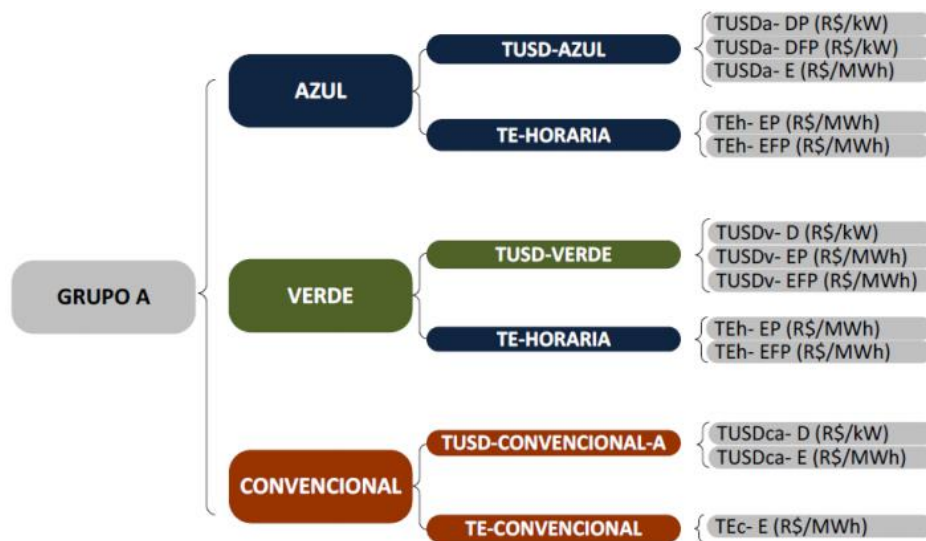
Fonte: Estudo de viabilidade técnico-econômica de pequenas centrais de cogeração a gás natural no setor terciário do estado de São Paulo, Andreos (2013) apud ANEEL (2010).

Pela Figura 6, observa-se que a categoria B é atribuída a consumidores de baixa tensão, mais precisamente até 600 V. Já os consumidores do modelo de comercialização cativa do grupo A devem ser classificados em uma das três modalidades tarifárias a seguir:

- Azul: aplicada com obrigatoriedade para consumidores com fornecimento de tensão superior a 69 kV, dependente da época do ano e período em que se fazem os cálculos de consumo;
- Verde: também horo-sazonal, aplicada a classes de tensões inferiores aos 69 kV, contando com uma tarifa de demanda única;
- Convencional A: aplicadas tarifas independentes da época do ano ou do período diário para as demandas de potência e consumo.

A Figura 7 a seguir traz a composição tarifária de cada uma destas modalidades.

Figura 7 - Composição tarifária das modalidades do grupo A



Fonte: Estudo de viabilidade técnico-econômica de pequenas centrais de cogeração a gás natural no setor terciário do estado de São Paulo, Andreos (2013) apud ANEEL (2010).

De acordo com o Manual de Tarifação de Energia Elétrica do Procel (2011), a seguir serão expostas as fórmulas de tarificação do custo total relativas aos modelos convencional, azul e verde.

- Convencional:

$$P_{consumo} = TC \times C_{medido} \quad (14)$$

$$P_{demanda} = TD \times D_{contratada} \quad (15)$$

$$P_{ultrapassagem} = TU \times (D_{medida} - D_{contratada}) \quad (16)$$

- Horo-sazonal Verde:

$$\begin{aligned}
 P_{consumo} &= TC_{ponta} \times C_{ponta} + TC_{fora\ de\ Ponta} \times C_{fora\ de\ Ponta} \\
 P_{demanda} &= TD \times D_{contratada} \\
 P_{ultrapassagem} &= TU \times (D_{medida} - D_{contratada})
 \end{aligned} \tag{17}$$

- Horo-sazonal Azul:

$$P_{consumo} = TC_{ponta} \times C_{ponta} + TC_{fora\ de\ Ponta} \times C_{fora\ de\ Ponta}$$

$$\begin{aligned}
 P_{demanda} &= TD_{ponta} \times D_{contratada\ na\ ponta} \\
 &\quad + TD_{ponta} \times D_{contratada\ fora\ de\ ponta} + TD_{fora\ de\ ponta}
 \end{aligned} \tag{18}$$

$$\begin{aligned}
 P_{ultrapassagem} &= TU_{ponta} \times (D_{ponta} - D_{contratada\ ponta}) \\
 &\quad + TU_{fora\ de\ ponta} \times (D_{fora\ de\ ponta} - D_{contratada\ fora\ de\ ponta})
 \end{aligned} \tag{19}$$

Em que:

- $P_{consumo}$, $P_{demanda}$ e $P_{ultrapassagem}$ são as parcelas relativas ao consumo, à demanda e à ultrapassagem da demanda, em R\$;
- C e D representam respectivamente o consumo e a demanda, em kWh e kW;
- TC representa as tarifas de consumo, em $\frac{R\$}{kWh}$;
- TD e TU são as tarifas de demanda e ultrapassagem, em $\frac{R\$}{kW}$.

Para os modelos horo-sazonais, as parcelas, que apresentavam tarifas diferentes para os períodos secos e úmidos anuais, passaram a ser regidas por outra modalidade de cálculo com a implementação da Resolução Normativa nº547, de maio de 2013, da ANEEL. Nesta proposta, foram instauradas as bandeiras tarifárias, que trazem a sinalização mensal do custo de geração de energia elétrica que será cobrada do consumidor. De acordo com a mesma

Resolução, a utilização da bandeira verde não traz custo adicional à tarifa, no entanto as bandeiras amarela e vermelha, quando há maior custo de geração, implicam no aumento tarifário, sendo que o valor adicional deve ser calculado pelas distribuidoras conforme os valores de bandeiras homologado em resoluções específicas.

Por fim, a utilização de energia elétrica está sujeita à aplicação de tributos governamentais. Segundo o Procel (2011), no Brasil, a tributação está incluída nos preços de bens e serviços, logo a fatura de energia já contempla impostos municipais, estaduais e federais que serão posteriormente repassados ao Estado pelas distribuidoras.

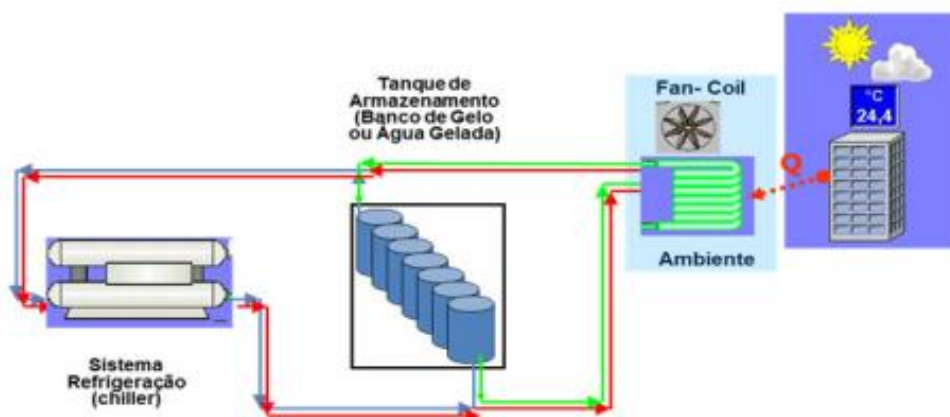
Estes tributos, tais como PIS e COFINS (nacionais) e o ICMS (estadual), são aplicados nas contas de energia, de forma que o custo ao consumidor seja repassado como a seguir:

$$\text{Valor repassado ao consumidor} = \frac{\text{tarifa publicada pela ANEEL}}{1 - (\text{PIS} + \text{COFINS} + \text{ICMS})} \quad (20)$$

2.4.2 Sistemas de termoacumulação

Como visto neste capítulo, uma auditoria de energia tem por função realizar um estudo eficiente sobre os processos energéticos de um ambiente, originando propostas de melhorias para o sistema determinado. Em sistemas de ar-condicionado, por exemplo, a utilização de sistemas termoacumuladores aparece como potencial solução para ganhos em rendimentos energéticos. A Figura 8 traz um desenho simplificado de uma instalação de um sistema de termoacumulação:

Figura 8 - Esquema simplificado de um sistema de acumulação térmica



Fonte: Mensuração do consumo de energia elétrica [recurso eletrônico]: algoritmo para detecção de potenciais usuários da termoacumulação como alternativa para deslocamento de carga (QUEIROZ; SOUZA, 2011).

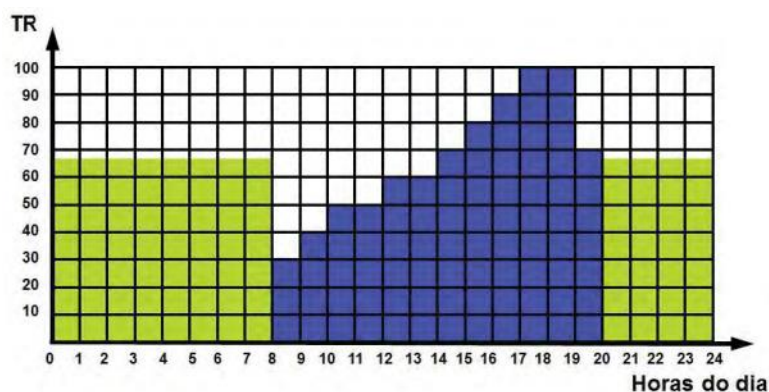
A implantação de sistemas de acumulação térmica, segundo Lee (2007), tem como objetivo a racionalização do consumo de energia elétrica, seja pelo desligamento dos resfriadores (*chillers*) em horários de pico, ou pela redução da demanda instalada.

Para tal, o sistema funciona em períodos em que a demanda de energia é menor, e o *chiller* pode destinar parte de sua carga para a produção de gelo ou manutenção de baixas temperaturas em tanques de água gelada. Esse acúmulo de energia térmica é, então, destinado a suprir os picos de carga térmica, geralmente durante o dia.

Kobayakawa (2011) descreve em sua monografia duas formas de se realizar esta armazenagem de energia. Segundo ele, são propostos os seguintes métodos:

- Armazenagem total: neste modelo a carga térmica de refrigeração é deslocada totalmente para os horários fora dos picos. A acumulação térmica, quando o *chiller* abastece o sistema termoacumulador, é geralmente realizada durante os períodos da noite e da manhã. No período da tarde, os picos de carga térmica do ambiente são completamente refrigerados pela energia acumulada no sistema de termoacumulação.

Figura 9 - Exemplo de termoacumulação total



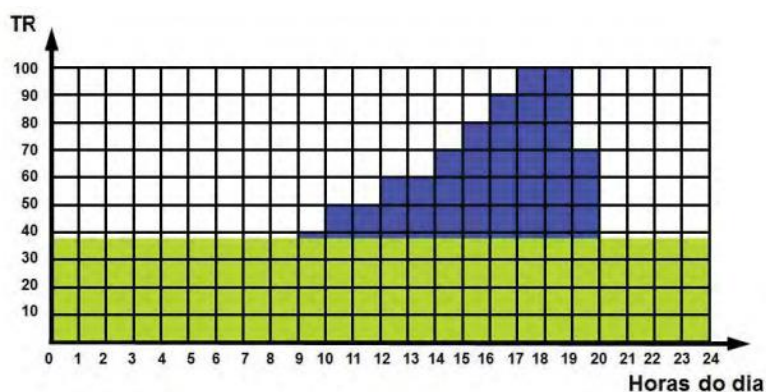
Fonte: Eficiência energética em ar condicionado e refrigeração através da aplicação da termoacumulação, Kobayakawa (2011).

Na Figura 9 tem-se um exemplo do processo de armazenagem total. Num primeiro momento, um *chiller* de 100 TR deveria ser dimensionado para atender os picos de energia que ocorrem entre 17:00h e 19:00h. Com o auxílio de um sistema acumulador de armazenagem total, um resfriador de aproximadamente 68 TR se torna suficiente para o abastecimento e armazenamento de energia no sistema de acumulação, ficando em funcionamento entre as

20:00h e as 8:00h. No período diurno, entre as 8:00h e as 20:00h, a energia armazenada é suficiente para refrigerar o ambiente com o *chiller* desligado.

- Armazenagem parcial: no modelo de armazenamento parcial o *chiller* fica ligado durante as 24 horas do dia. Dessa forma, este equipamento é responsável pela refrigeração durante todo o período diário, contando com o auxílio da acumulação de energia realizada durante a noite. De acordo com Kobayakawa (2011) a capacidade do *chiller* pode ser reduzida em até 60%, como pode-se observar na Figura 10, acarretando em custos mais baixos para o sistema.

Figura 10 - Exemplo de termoacumulação parcial



Fonte: Eficiência energética em ar condicionado e refrigeração através da aplicação da termoacumulação, Kobayakawa (2011).

Para ambos casos, a nova capacidade do *chiller* levando-se em conta a implantação do sistema de termoacumulação, pode ser encontrada de acordo com a fórmula:

$$Cap_{chiller} = \frac{\text{carga de resfriamento em TRh}}{n^{\circ} \text{ de horas fazendo gelo} + n^{\circ} \text{ de horas refrigerando} * 1,5} \quad (21)$$

O fator 1,5 é utilizado tendo em vista um aumento da capacidade de refrigeração do resfriador nos períodos de pico.

3. Metodologia

3.1 Abordagem e Método

Inicialmente, um dos importantes passos para realização deste trabalho está na determinação das abordagens e métodos que serão utilizados para obtenção de dados, cálculos e resultados.

De acordo com Morabito et al. (2012), a característica mais importante de uma abordagem quantitativa está no ato de se mensurar variáveis, já que a linguagem matemática pode trazer bastante objetividade à pesquisa científica. Desta forma, é tarefa do pesquisador obter as evidências dos processos por meio da mensuração de variáveis, sem que tenha influência nenhuma sobre elas. Esta mensurabilidade é que a difere de uma abordagem qualitativa.

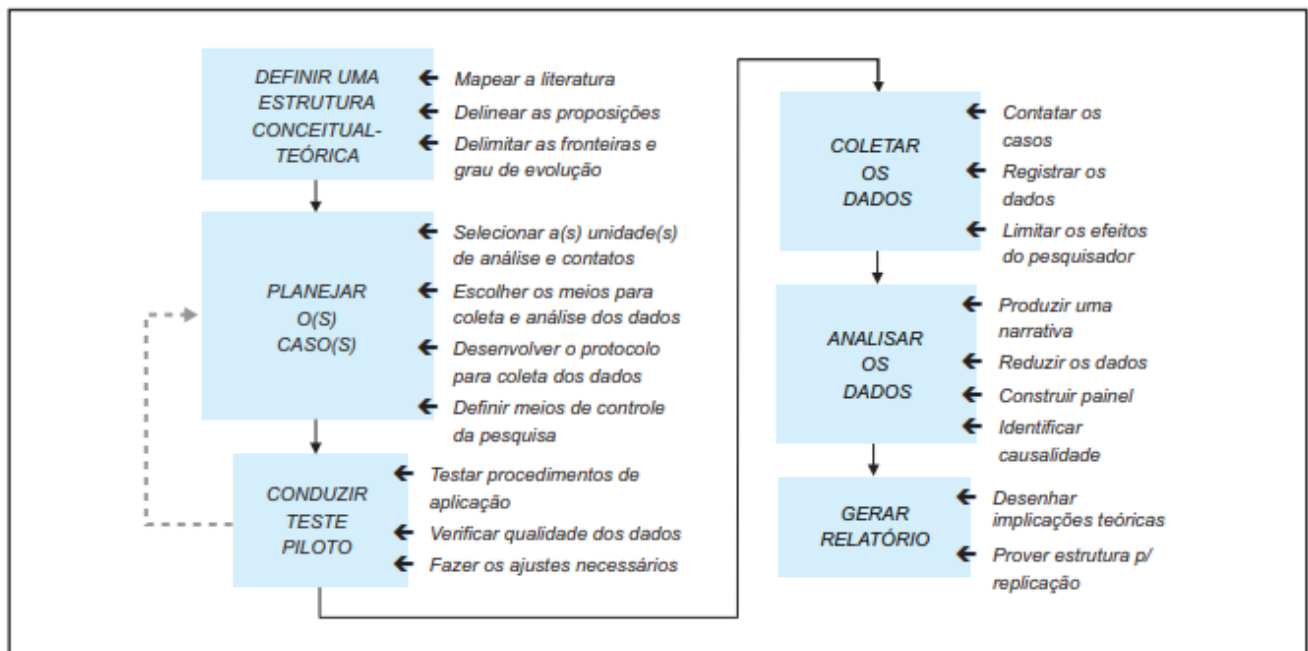
Nesta, a preocupação é obter informações sobre a perspectiva dos indivíduos, bem como interpretar o ambiente em que a problemática acontece (MORABITO et al., 2012). Isso sugere que a pesquisa esteja muito mais direcionada a visitas presenciais, coletas de dados e à análise dos processos em detrimento à pura análise matemática das variáveis.

Visto isso, o trabalho em questão traçará como meta uma abordagem tanto quantitativa quanto qualitativa, ou combinada, de acordo com Morabito et al. (2012). Isso significa que tanto as variáveis matemáticas quanto a interpretação do ambiente e dos processos terão grande influência sobre os resultados deste estudo.

Mais explicitamente, a abordagem quantitativa será evidenciada nos levantamentos matemáticos formulados de ganhos de calor, cargas térmicas, dimensões, quantidades e custos, enquanto a qualitativa é diretamente ligada à análise contextual da eficiência energética da fábrica, vislumbrando oportunidades de melhoria sempre com foco na manutenção dos requisitos básicos para o bom funcionamento dos processos da indústria.

Quanto à metodologia de pesquisa adotada, este trabalho seguirá, aliado ao modelo proposto anteriormente para uma auditoria energética, os princípios de um Estudo de Caso – uma investigação empírica que investiga um fenômeno contemporâneo (o “caso”) em profundidade e em seu contexto de mundo real (YIN, 2015). Similarmente para Morabito et al. (2012), esta metodologia empírica tem por função delinear profundamente um contexto real contemporâneo a partir dos objetos de análise ou casos. Miguel (2007) propõe que seja seguida com rigor a estrutura metodológica descrita na Figura 11 para que se obtenha de forma eficiente uma pesquisa baseada num estudo de caso.

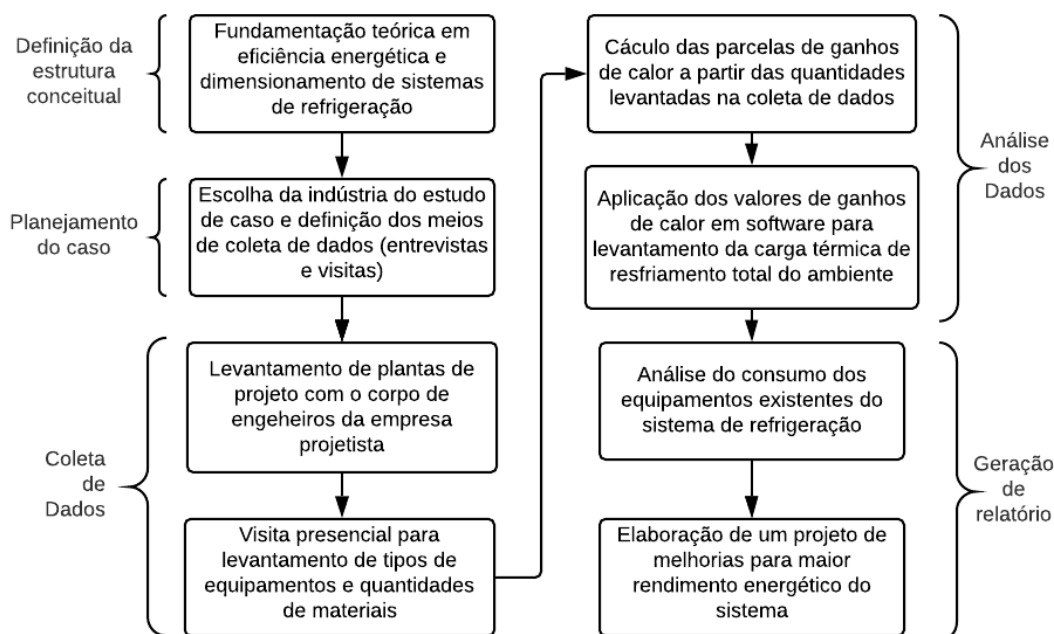
Figura 11 - Condução de um estudo de caso



Fonte: Estudo de caso na engenharia de produção: estruturação e recomendações para sua condução (Miguel, 2007).

Seguindo a cronologia do fluxograma da Figura 11, os próximos tópicos – de 3.2 a 3.6 – deste trabalho descrevem detalhadamente as metodologias necessárias para o desenvolvimento do estudo de caso em questão: a análise de eficiência energética da planta industrial de cosméticos. A Figura 12 traz o fluxograma de estudo de caso adaptado a este estudo.

Figura 12 - Fluxograma de sequenciamento do trabalho



Fonte: Autor, 2019.

3.2 Definição da estrutura conceitual: Fundamentação teórica

A fundamentação teórica apresentada neste trabalho serviu de base para o aprofundamento deste estudo de caso.

Dessa forma, a metodologia para obtenção do conteúdo consistiu na profunda revisão bibliográfica sobre os temas de interesse – eficiência energética, sistemas *HVAC* industriais, termodinâmica e auditoria elétrica do processo. Por meio de livros, teses e dissertações foram pesquisadas as informações pertinentes a todos os tópicos do estudo, visando prover o embasamento teórico e científico necessário para realizar, com eficiência, os cálculos de consumo do sistema elétrico do ar-condicionado e as análises sobre as oportunidades de melhoria para a fábrica estudada, em termos de eficiência energética.

3.3 Planejamento do caso: Escolha da indústria e seu sistema *HVAC*

A escolha da empresa a ser estudada se deu principalmente à complexidade do sistema elétrico em questão, tendo como objetivo uma análise completa de eficiência energética. A

fábrica selecionada para este trabalho, uma das líderes mundiais na produção de cosméticos, apresenta um quadro de aproximadamente 200 funcionários e níveis de produção que sugerem um alto consumo de energia elétrica na planta.

O sistema de ar-condicionado ou *HVAC*, geralmente representa uma parcela relevante no consumo de energia industrial, de aproximadamente 40%, devido à proporção de seus componentes, de acordo com Tassini (2012). O fato de os projetistas constituírem o projeto do sistema a partir da sua experiência no ramo, e não a partir de cálculos mais específicos para a fábrica, foi fator motivante para realização deste estudo, já que, dessa forma, poderia haver bastante espaço para melhorias do consumo energético dos equipamentos.

Aliado a isso, por meio da seleção de uma indústria que atua na área de produtos higiene pessoal permitiu-se uma análise completa do sistema de ar condicionado pela necessidade de resfriamento constante dos ambientes e pela variedade de fontes geradoras de calor ali presentes, entre elas as máquinas de processo, nas quais se encontram bombas responsáveis pelas misturas das matérias-primas e motores que movimentam esteiras de produtos em linhas automatizadas, por exemplo. Junto a estes fatores, as grandes quantidades de luminárias LED nas salas e alto contingente ocupacional das linhas de produção, também geradores de energia térmica, tornaram o ambiente bastante atrativo para a análise da eficiência. Assim, a análise estabelecida nos tópicos a seguir, leva em consideração as áreas de envase e empacotamento de produtos químicos da indústria de produção de cosméticos.

O método adotado para a coleta dos dados de projeto consistiu em entrevistas com os engenheiros projetistas experientes, visitas à fábrica e aplicação de formulações matemáticas imprescindíveis para obtenção de algumas variáveis.

3.4 Coleta de dados: Levantamento de especificações e quantidades

A partir de visita à planta industrial, levantou-se os dados técnicos das máquinas de refrigeração pertinentes ao cálculo do consumo energético atual da fábrica, entre eles as potências e as capacidades frigoríficas estabelecidas nos dados de placa do *chiller*, da torre de arrefecimento, das *AHU*-03 e 04 e das bombas de circulação de água gelada e resfriada.

Aliado à obtenção destas informações, fez-se necessário o levantamento das quantidades dos mais variados componentes das salas, responsáveis pela geração de calor no ambiente. Assim, quantidades de luminárias, motores elétricos, áreas de materiais que compõe a estrutura civil e de frestas em que ocorrem infiltrações de ar externo, por exemplo, obtiveram-

se presencialmente e com auxílio das plantas de projeto fornecidas pela engenharia responsável.

3.5 Análise dos dados: Obtenção da Carga Térmica total

A carga térmica de resfriamento é uma variável dependente da geração de calor interno do ambiente, aliada aos diferentes cenários de operação existentes na indústria. Dessa forma, realizou-se uma análise desta carga durante um período diário de funcionamento das linhas de produção, a fim de que um valor máximo fosse obtido para elaboração das melhorias previstas para o sistema na auditoria energética proposta, já que os equipamentos do sistema de refrigeração devem ser suficientes para combater o pico de aquecimento gerado no ambiente.

Para tal, os ganhos de calor internos instantâneos, calculados posteriormente neste trabalho conforme as metodologias a seguir, foram modelados juntamente com os horários da rotina de operação dos funcionários, da iluminação e dos equipamentos das linhas no *software EnergyPlus* (DOE, 2019), trazendo como resultado uma curva composta por picos horários da carga térmica de resfriamento.

3.5.1 Sistema de iluminação

Com o levantamento das quantidades de luminárias previstas no projeto tornou-se possível a obtenção do ganho de calor referente à emissão de energia das lâmpadas. Isso ocorre porque a partir dessas quantidades é possível calcular a potência total instalada em luminárias LED e conseqüentemente, pôde-se aplicar a equação (3), que traz o respectivo valor do calor gerado.

Realizou-se o levantamento das unidades a partir da planta de iluminação projetada para a fábrica (Anexo B).

3.5.2 Materiais civis

A metodologia utilizada para a análise da influência dos componentes civis da planta na carga de refrigeração consistiu no levantamento das áreas dos materiais de construção do

ambiente, das suas respectivas capacidades de transmissão de calor e análise das temperaturas desejadas para os ambientes de produção.

Após o cálculo de áreas de paredes, divisórias, esquadrias e forros por meio das plantas fornecidas pelo engenheiro civil da obra, com auxílio dos *softwares* de visualização de projetos, estabeleceu-se a transmitância térmica dos materiais encontrados de acordo com as tabelas de características térmicas previstas na NBR 15220-2 (ABNT, 2005) da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). Neste ponto, ressalta-se que a análise sobre as componentes relativas à transmissão de calor dos pisos fora negligenciada pois, segundo a ASHRAE et al. (2001), pisos diretamente em contato com o solo não são ventilados ou condicionados. Diferentemente do piso, considerou-se as diferentes temperaturas, exterior e interior à sala, a partir das temperaturas previstas pelo projeto do sistema de ar-condicionado da planta fornecidas no memorial de cálculo da empresa projetista especializada em sistemas *HVAC*.

Aplicaram-se, então, as variáveis encontradas conforme a equação (4) separadamente para cada material, analisando diferentes áreas e diferentes composições, logo, com características térmicas exclusivas. Analogamente ao que se fez para o sistema de iluminação, os valores de ganhos de calor instantâneos foram projetados no *EnergyPlus* (DOE, 2019).

3.5.3 Operação da fábrica

A metodologia aplicada para obtenção da carga térmica de resfriamento das salas de envase e embalagem da indústria consistiu primordialmente no levantamento do número de colaboradores responsáveis pela utilização das máquinas desses ambientes. Obteve-se esta informação com a empresa responsável do projeto do sistema *HVAC*.

A partir daí, aplicou-se, segundo valores tabelados de acordo com a ABNT (2008) na NBR 16401-1, os calores sensíveis e latentes referentes a diferentes tipos de atuações dos funcionários durante a operação dos equipamentos. As equações (5) e (6) foram utilizadas para a obtenção do calor instantâneo gerado por estes operadores para posterior modelagem.

3.5.4 Motores elétricos

Para a obtenção da parcela gerada pelo calor das máquinas elétricas, a metodologia baseou-se em um levantamento presencial das quantidades, potências nominais e rendimentos dos motores localizados nas linhas de produção, de acordo com seus dados de placa. Em geral, eles são responsáveis pela movimentação dos produtos por meio das esteiras de processo e das bombas que misturam as matérias-primas da produção da indústria de cosméticos. Então, conforme tabela da NBR 16401-1 (ABNT, 2008) e formulação prevista pela ASHRAE et al. (2001), calculou-se o valor do ganho de calor total de todos os motores presentes nas salas contempladas pelas unidades de refrigeração em estudo. Estes valores, analogamente aos outros citados até aqui, foram considerados no *software* de análise energética.

3.5.5 Infiltração e ventilação de ar

Para obtenção da carga de resfriamento relativa à infiltração de ar nas salas de envasamento e embalagem a partir das equações (10), (11), (12) e (13) deste trabalho, levantou-se as variáveis correspondentes a estes processos. Umidades, pesos e calores específicos do ar, por exemplo, foram encontradas nas bibliografias utilizadas para fundamentação teórica no tema.

Variáveis como ACH , T_{out} e T_{in} dos ambientes expostas futuramente neste estudo foram adquiridas a partir das informações fornecidas pela empresa projetista do sistema. Enquanto isso, obteve-se o volume do espaço VOL , utilizado no cálculo da taxa de infiltração de ar em conjunto com o ACH , a partir de visita à fábrica para reconhecimento do espaço e levantamento das dimensões dos ambientes por meio das plantas fornecidas pelo engenheiro responsável.

Já para a análise da carga de ventilação, considerou-se o contingente de funcionários no interior do espaço, tendo em vista que esta parcela depende diretamente do fluxo de ar necessário por pessoa, como já foi visto na fundamentação teórica deste tema. Então, aplicou-se as equações (12) e (13), analogamente à infiltração.

Por fim, modelou-se as quantidades de calor referentes à infiltração e ventilação de ar no *EnergyPlus* (DOE, 2019), totalizando as componentes que geram calor nas salas, permitindo-se assim a obtenção do pico de carga térmica para análise da eficiência dos equipamentos de refrigeração.

3.6 Geração de relatório: Auditoria Energética

A metodologia utilizada para consolidação da auditoria energética consistiu, primordialmente, no cálculo do custo energético mensal dos equipamentos do sistema de refrigeração já presentes na indústria. Para tal, considerou-se as potências das máquinas e seu tempo de utilização no dia-a-dia fabril, originando o consumo dos equipamentos, em kWh. Para composição do custo total deste sistema, obteve-se as tarifas de energia da empresa responsável pelo abastecimento elétrico da indústria na fatura mensal de energia da companhia.

A partir daí, este estudo teve por função desenvolver um projeto para redução do custo de energia mantendo os padrões necessários para as atividades da indústria. A fim de executar eficientemente este projeto, analisou-se as oportunidades de mercado necessárias para redução de gastos de energia, tais como otimização dos horários de funcionamento de luminárias, isolantes térmicos e sistemas termo acumuladores que serão vistos mais a frente, por exemplo.

A partir da sugestão de implantação das melhorias, gerou-se uma nova curva de carga térmica no *EnergyPlus* (DOE, 2019), a fim de que fosse dimensionado um novo sistema de refrigeração que a atenda, mais barato e eficiente.

Finalmente, por meio de um relatório energético, comparou-se os preços do atual consumo e do investimento a ser realizado, e elaborou-se uma proposta para a indústria que sugere a real instalação das melhorias, demonstrando-se o tempo de retorno ou *payback* do projeto.

4. O estudo de caso

Este capítulo trará os dados coletados na fábrica, entre eles especificações dos equipamentos presentes na refrigeração e os ganhos de calor que resultaram na carga térmica total do espaço, utilizada para análise do dimensionamento do sistema.

4.1 Coleta de dados: Equipamentos existentes do sistema de refrigeração

Iniciou-se a implantação da auditoria energética no sistema de refrigeração e ventilação com os levantamentos das cargas elétricas e frigoríficas dos equipamentos, como veremos a seguir.

4.1.1 AHU

Duas unidades de distribuição são responsáveis pela ventilação de ar para o interior do prédio de produção, local em que foi estabelecido este trabalho. Os dados de placa de ambas unidades – as AHU-03 e 04 idênticas – podem ser observados na Tabela 2 a seguir:

Tabela 2 - Dados de placa da unidade de distribuição de ar

TENSÃO	380V/3F/60Hz
CAPACIDADE FRIGORÍFICA	214.656 kcal/h
ANO FABR.	2018
VAZÃO	75.000 m ³
MOTOR	75/6 CV/Polos
ROTAÇÃO	1.045 RPM

Fonte: Foto tirada nas instalações da fábrica, 2019.

Tais unidades apresentam uma capacidade calorífica de $214656 \frac{kcal}{h}$, ou aproximadamente 70,98 toneladas de refrigeração. No total, as AHU são capazes de refrigerar um equivalente de 141,96 TR.

Ainda, é importante observar que os motores responsáveis pela movimentação de ar das unidades apresentam potência nominal de 75 cv, ou 55,93 kW.

4.1.2 Chiller

O *chiller* responsável pela refrigeração do circuito de água do sistema é do tipo parafuso com condensação à água, modelo 30XW 185, com as especificações indicadas na Tabela 3 que segue.

Tabela 3 - Dados técnicos do *chiller*

UNIDADE 30XW	CAPACIDADE		ENTRADA POTÊNCIA (kW)	VAZÃO DO EVAPORADOR		QUEDA DA PRESSÃO EVAPORADOR		VAZÃO CONDENSADOR		QUEDA DE PRESSÃO NO CONDENSADOR		EFICIÊNCIA CARGA PLENA (kW/Ton)	IPLV (kW/Ton)
	Tons	Saida (kW)		gpm	l/s	Pés de água	kPa	gpm	l/s	Pés de água	kPa		
150	160,0	562,7	105,0	384	24,2	11,1	33,2	480	30,3	14,1	42,1	0,656	0,561
175	170,1	598,2	110,5	408	25,8	12,4	37,1	510	32,2	15,8	47,2	0,650	0,550
185	178,2	626,7	120,1	428	27,0	13,6	40,7	535	33,7	17,2	51,4	0,674	0,563
200	191,1	672,1	123,9	459	28,9	15,4	46,0	573	36,2	19,0	56,3	0,648	0,556
225	222,5	782,5	147,7	534	33,7	12,0	35,9	668	42,1	12,8	38,3	0,664	0,537
250	241,1	847,9	151,9	579	36,5	13,9	41,5	723	45,6	14,9	44,5	0,630	0,526
260	244,8	861,0	165,7	588	37,1	14,3	42,7	734	46,3	15,3	45,7	0,677	0,547
275	262,8	924,3	168,2	631	39,8	16,3	48,7	788	49,7	17,4	52,0	0,640	0,534
300	285,5	1004,1	184,3	685	43,2	18,9	56,5	857	54,0	20,3	60,7	0,646	0,539
325	322,2	1133,0	204,7	773	48,8	15,6	46,6	966	61,0	10,9	32,6	0,636	0,476
350	343,0	1206,3	216,8	823	51,9	17,4	52,0	1029	64,9	12,3	36,8	0,632	0,472
375	364,3	1281,2	236,5	874	55,2	19,5	58,3	1093	69,0	13,7	41,0	0,649	0,481
400	385,0	1354,0	242,8	924	58,3	21,5	64,3	1155	72,9	15,2	45,4	0,631	0,475

Fonte: Catálogo do fabricante (CARRIER, 2017).

Permite-se concluir, então, que este equipamento tem capacidade para suprir o equivalente a 178,2 toneladas de refrigeração ao ambiente de estudo e apresenta potência de entrada nominal de 120,1 kW.

4.1.3 Bombas

O sistema de refrigeração conta com duas bombas hidráulicas que são responsáveis pela circulação de água, primeiramente entre a torre de arrefecimento e o *chiller*, e entre este último e a unidade de distribuição de ar (AHU). As variáveis de interesse para os cálculos deste estudo – vazão das bombas e potência de entrada do motor – podem ser encontradas respectivamente nas placas dos equipamentos das Tabelas 4 e 5.

Tabela 4 - Dados de placa da bomba de água

MODELO	INI 100250
ANO FABR.	2018
ROTOR	239 mm
ROTAÇÃO	1.775 RPM
SENTIDO	HORÁRIO
VAZÃO	115 m ³ /h

Fonte: Foto tirada nas instalações da fábrica, 2019.

Tabela 5 - Dados de placa do motor da bomba

ANO FABR.	2018
FASES	3
kW	15
HP	20
TENSÃO	220/380/440V 60Hz
ROTAÇÃO	1775 RPM

Fonte: Foto tirada nas instalações da fábrica, 2019.

Nota-se pelas Tabelas 4 e 5 que as bombas geram uma vazão de $115 \frac{m^3}{h}$ dentro do sistema. Enquanto isso, a potência de entrada dos motores das bombas é de 15 kW.

4.1.4 Torre de resfriamento

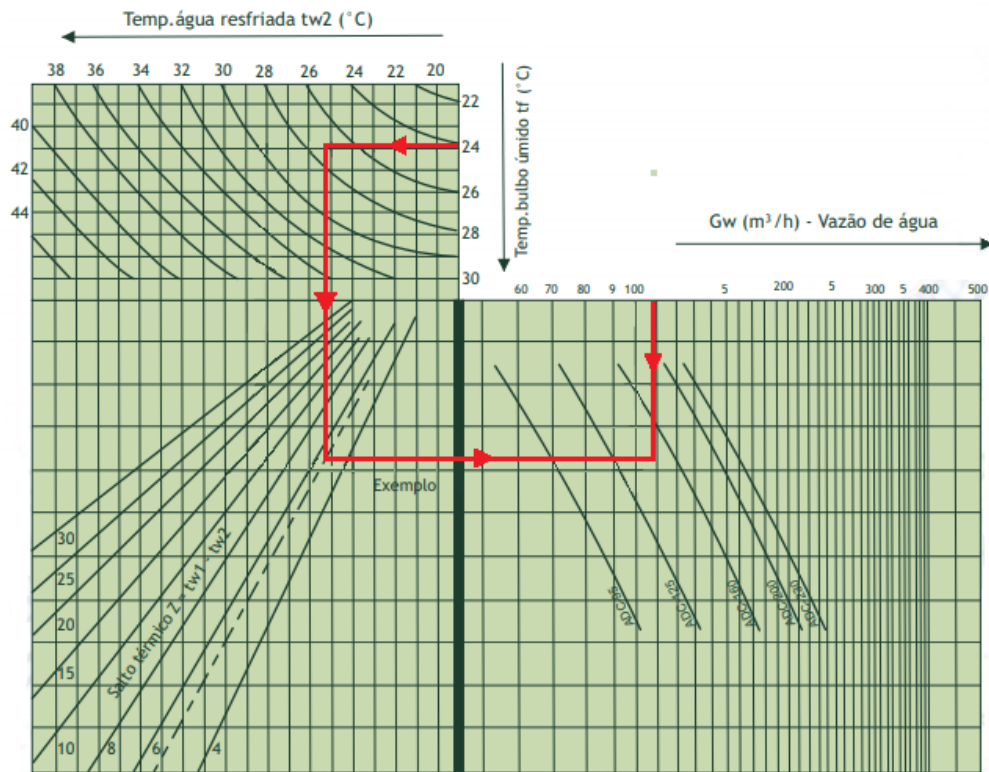
Analogamente ao *chiller*, às bombas e à *AHU*, a torre de resfriamento possui importante papel no ciclo de refrigeração do sistema *HVAC*. A Tabela 6 e a Figura 13 a seguir, extraídas das informações de projeto e do catálogo do fabricante (ADECL’AIR, 2009) da torre existente na planta da indústria, trazem as especificações necessárias para o cálculo do seu consumo energético.

Tabela 6 - Dados de projeto da torre de resfriamento da planta

Temperatura de água quente	32,0	°C
Temperatura de água fria	27,0	°C
Temperatura de bulbo úmido	24,0	°C

Fonte: Folha de dados utilizada pelo projetista da torre de resfriamento, 2018.

Figura 13 - Diagrama de seleção da torre de resfriamento



Fonte: Catálogo do fabricante (ADECL'AIR, 2009).

A torre utilizada para resfriamento do circuito de água do sistema, foi selecionada de acordo com o diagrama da Figura 13. Como pode-se observar, quatro variáveis foram utilizadas para o dimensionamento da torre que atende o projeto.

As temperaturas de bulbo úmido, água resfriada e saldo térmico – diferença entre as temperaturas quente e fria – foram retiradas da Tabela 6, enquanto a vazão de água das tubulações da torre é fornecida por projeto e evidenciada pela vazão das bombas responsáveis pela circulação, equivalente a $115 \frac{m^3}{h}$.

O traçado em vermelho da Figura 13, correspondente às informações supracitadas, demonstra a escolha do projeto pelo modelo AD-160, que possui especificações de consumo frigorífico de acordo com a Tabela 7:

Tabela 7 - Capacidade da torre de resfriamento, em TR

MODELOS 95 a 230	NÍVEL DE RUÍDO			
	TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO (°C)			
	STANDARD n = 100%			
	23,9°	25,6°	26,7°	27,8°
ADC - 95	126	112	100	70
ADC - 125	157	140	125	88
ADC - 160	215	176	158	123
ADC - 200	255	223	200	141
ADC - 230	286	234	210	164

Fonte: Catálogo do fabricante (ADECL'AIR, 2009).

Nota-se que, dessa forma, a torre apresenta capacidade frigorífica de aproximadamente 215 TR, de acordo com a temperatura de bulbo úmido identificada em 24°C.

Por fim, a potência dos motores responsáveis pela movimentação dos ventiladores é encontrada na Tabela 8. No caso, o modelo AD-160 utilizado apresenta um motor com potência nominal de 7,5 cv ou 5,59 kW.

Tabela 8 - Dados técnicos da torre de resfriamento

Modelo Adc	Diâmetro e N° de Pás	Volume De Ar M³/s	Perda De Carga Mm Ca	Rotação Standard Rpm	Velocidade Ponta De Pá	Potência Do Motor n° Polos
ADC - 10	500/8	1,92	11,5	1750	46	0,75/4
ADC - 20	750/9	4,32	7,5	1150	45	1/6
ADC - 30	750/9	4,32	11,5	1150	45	1,5/6
ADC - 40	750/9	4,32	17,0	1150	45	2/6
ADC - 50	1000/8	6,75	11,5	1150	60	3/6
ADC - 60	1000/8	6,75	17,0	1150	60	4/6
ADC - 80	1000/8	9,72	14,0	1150	60	5/6
ADC - 95	1250/10	12,00	14,0	850	55	5/8
ADC - 125	1250/10	15,00	14,0	850	55	5/8
ADC - 160	1500/10	18,00	17,0	575	45	7,5/12
ADC - 200	1750/13	24,00	14,0	375	33	7,5/12

Fonte: Catálogo do fabricante, 2019 (ADECL'AIR, 2009).

4.2 Coleta de dados: Ganhos de calor

Prosseguindo com o levantamento de dados gerais da fábrica esta seção apresenta os ganhos de calor obtidos nos ambientes da indústria, que foram modelados no *software EnergyPlus*, originando o valor da carga térmica total diária do espaço. A partir disso, tornou-se possível uma avaliação, de acordo com a auditoria energética, que estabeleceu se o sistema de refrigeração se encontra ideal ou superdimensionado.

4.2.1 Sistema de iluminação

Os números encontrados para os ganhos de calor instantâneos do sistema de iluminação foram expostos a seguir nas Tabelas 9 e 10, que trazem separada e respectivamente tais valores para as áreas de empacotamento e envasamento da produção da fábrica. Eles foram encontrados a partir da aplicação da fórmula (3), sendo suas quantidades e especificações levantadas de acordo com inspeção do projeto (Anexo B) e confirmação presencial na indústria, conforme segue.

Para a área de empacotamento de produtos coberta pela *AHU-03*:

- 30 Luminárias BCWO62 PHILLIPS LED53 62W 220-240V 50-60Hz IP 65;
- 4 Luminárias de emergência EATON NEXITECH 24W 400lm 220-240V 50-60Hz IP 65;
- 1 Luminária de emergência EATON SAFELITE 2,4W 100lm 220-240V 50-60Hz IP 65.

Tabela 9 - Especificações e ganho de calor das luminárias da sala de embalagem

DESCRIÇÃO DO PRODUTO	Potência Nominal (W)	Quantidade	Fator de liberação de calor	Ganhos de calor (kW)
Luminária BCWO62 PHILLIPS LED53 62W 220-240V 50-60Hz IP 65	62	30	0,781	1,4527
Luminária de emergência EATON NEXITECH 24W 400lm 220-240V 50-60Hz IP 65	24	4		0,0750
Luminária de emergência EATON SAFELITE 2,4W 100lm 220-240V 50-60Hz IP 65	2,4	1		0,0019
			Ganho de calor total	1,5295

Fonte: Autor, 2019.

Na sala de envasamento do produto, coberta pela *AHU-04* do projeto, as especificações são conforme a seguir:

- 37 Luminárias BCWO62 PHILLIPS LED53 62W 220-240V 50-60Hz IP 65;
- 11 Luminárias de emergência EATON NEXITECH 11W 150lm 220-240V 50-60Hz IP 65;
- 7 Luminárias de emergência EATON SAFELITE 2,4W 100lm 220-240V 50-60Hz IP 65.

Tabela 10 - Especificações e ganho de calor das luminárias da sala de envase de produto

DESCRIÇÃO DO PRODUTO	Potência Nominal (W)	Quantidade	Fator de liberação de calor	Ganhos de calor (kW)
Luminária BCWO62 PHILLIPS LED53 62W 220-240V 50-60Hz IP 65	62	37,00	0,781	1,7916
Luminária de emergência EATON NEXITECH 11W 150lm 220-240V 50-60Hz IP 65	11	11,00		0,0945
Luminária de emergência EATON SAFELITE 2,4W 100lm 220-240V 50-60Hz IP 65	2,4	7,00		0,0131
			Ganho de calor total	1,8992

Fonte: Autor, 2019.

A partir da observação destes resultados permitiu-se concluir que o ganho de calor instantâneo total correspondente às luminárias q_{ilum} das duas salas é igual a 3,43 kW.

4.2.2 Condução térmica em Materiais civis

De acordo com estudo presencial em campo e observação da planta de composição civil das salas (Anexo C) a partir do *software* de visualização de projetos AutoCAD (AUTODESK, 2019), foram listadas as seguintes quantidades de materiais.

Para as salas condicionadas pelas unidades AHU-03 e AHU-04, onde ocorrem o empacotamento e o envase de produtos da linha, as quantias de materiais são:

- 408,49 m² de placas de Drywall;
- 560,85 m² de paredes em Alvenaria;
- 640,72 m² de forro em placas de gesso;
- 7 portas rápidas em PVC 2,00 m x 2,50 m, resultando em 35 m²;
- 4 visores fixos de vidro 1,20 m x 1,10 m, resultando em 5,28 m² de área.

Vale notar aqui, que foram considerados somente os componentes das paredes externas de ambos espaços, já que não ocorre transmissão de calor na parede interna entre as salas – a temperatura desejada para ambas é a mesma, 23°C.

De acordo com a NBR 15220-2 (ABNT, 2005) citada anteriormente, a transmitância térmica dos materiais é dada pelo inverso de sua resistência térmica. Esta por sua vez, é calculada utilizando-se a equação (22):

$$R_t = \frac{e}{\lambda} \quad (22)$$

Em que, R_t é a resistência térmica em $\frac{m^2K}{W}$, e é a espessura do material em metros, e λ a condutividade térmica em $\frac{W}{mK}$.

As alíneas a seguir, de “a” e “e”, demonstram separadamente os cálculos da transmitância térmica de cada material usado na construção civil das salas de estudo:

a. Placas de *drywall*

De acordo com Alves e Batista (2007), as paredes em *drywall*, cada vez mais utilizadas em larga escala na construção civil, são divisórias geralmente constituídas por três camadas sendo elas um perfil de aço e duas placas externas de gesso acartonado, garantindo um acabamento gera tanto conforto térmico quanto acústico no ambiente industrial.

Seguindo o padrão proposto pelos autores e segundo levantamento das espessuras das placas de *drywall* que compõe as salas, os cálculos a seguir apresentam a transmitância térmica correspondente a essas divisórias no ambiente, de acordo com a metodologia exemplificada na norma NBR 15220-2, da ABNT (2005).

As Tabelas 11 e 12 trazem a condutividade térmica, utilizada no cálculo dos materiais que compõem a parede:

Tabela 11 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) de metais

Material	ρ (kg/m ³)	λ (W/(m.K))	c (kJ/(kg.K))
Metais			
aço, ferro fundido	7800	55	0,46
alumínio	2700	230	0,88
cobre	8900	380	0,38
zinco	7100	112	0,38

Fonte: Adaptada da Tabela B.3 da NBR 15220-2, da Associação Brasileira de Normas técnicas ABNT (2005).

Tabela 12 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) do gesso.

Material	ρ (kg/m ³)	λ (W/(m.K))	c (kJ/(kg.K))
Gesso			
projetado ou de densidade massa aparente elevada	1100-1300	0,50	0,84
placa de gesso: gesso cartonado	750-1000	0,35	0,84
com agregado leve (vermiculita ou perlita expandida)			
dosagem gesso:agregado = 1:1	700-900	0,30	0,84
dosagem gesso:agregado = 1:2	500-700	0,25	0,84

Fonte: Adaptada da Tabela B.3 da NBR 15220-2, da Associação Brasileira de Normas técnicas ABNT (2005).

Dessa forma, somando-se as parcelas das 3 camadas da divisória, e considerando as devidas espessuras, em m, tem-se:

$$R_t = \frac{e_{\text{gesso acartonado}}}{\lambda_{\text{gesso acartonado}}} + \frac{e_{\text{aço}}}{\lambda_{\text{aço}}} + \frac{e_{\text{gesso acartonado}}}{\lambda_{\text{gesso acartonado}}} = \frac{0,0125}{0,35} + \frac{0,048}{55} + \frac{0,0125}{0,35} = 0,0723 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

$$\rightarrow U_t = \frac{1}{R_t} = 13,83 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

b. Paredes em Alvenaria

As paredes em alvenaria das salas também são formadas por três camadas. Neste caso, as externas são rebocadas e a interna é composta por blocos ou tijolos de cerâmica, com suas espessuras especificadas nas fórmulas a seguir. As condutividades destes materiais foram expostas na Tabela 13.

Tabela 13 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) de argamassas e cerâmica

Material	ρ (kg/m ³)	λ (W/(m.K))	c (kJ/(kg.K))
Argamassas			
argamassa comum	1800-2100	1,15	1,00
argamassa de gesso (ou cal e gesso)	1200	0,70	0,84
argamassa celular	600-1000	0,40	1,00
Cerâmica			
tijolos e telhas de barro	1000-1300	0,70	0,92
	1300-1600	0,90	0,92
	1600-1800	1,00	0,92
	1800-2000	1,05	0,92

Fonte: Adaptada da Tabela B.3 da NBR 15220-2, da Associação Brasileira de Normas técnicas ABNT (2005).

Vale ressaltar que, conforme especificado na NBR 15220-2 (ABNT, 2005) a condutividade térmica do reboco é igual à da argamassa. Segue, portanto, a metodologia de cálculo:

$$R_t = \frac{e_{reboco}}{\lambda_{reboco}} + \frac{e_{cerâmica}}{\lambda_{cerâmica}} + \frac{e_{reboco}}{\lambda_{reboco}} = \frac{0,02}{1,15} + \frac{0,09}{0,9} + \frac{0,02}{1,15} = 0,1348 \frac{m^2 K}{W} \rightarrow U_t = \frac{1}{R_t}$$

$$= 7,42 \frac{W}{m^2 K}$$

c. Forro em gesso

As placas de gesso utilizadas para cobertura das salas possuem espessura igual 12,5mm. Utilizando o valor de λ extraído da Tabela 12, que traz a condutividade do gesso, tornou-se possível estabelecer os valores da resistência térmica e da transmitância relativas ao forro de gesso que encobre as áreas estudadas da fábrica.

$$R_t = \frac{e_{gesso}}{\lambda_{gesso}} = \frac{0,0125}{0,35} = 0,0357 \frac{m^2 K}{W} \rightarrow U_t = \frac{1}{R_t} = 28,01 \frac{W}{m^2 K}$$

d. Portas rápidas

Esse tipo de porta é frequentemente utilizado em salas de fábricas com áreas que exigem elevado grau de limpeza e constante acessibilidade dos funcionários. Elas abrem

verticalmente e são constituídas por um plástico, mais especificamente o policloreto de vinila, que tem sua condutividade térmica explícita na Tabela 14.

Tabela 14 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) de plásticos.

Material	ρ (kg/m ³)	λ (W/(m.K))	c (kJ/(kg.K))
Plásticos			
borrachas sintéticas, poliamidas, poliésteres, polietilenos	900-1700	0,40	
polimetacrilicos de metila (acrílicos) policloreto de vinila (PVC)	1200-1400	0,20	

Fonte: Adaptada da Tabela B.3 da NBR 15220-2, da Associação Brasileira de Normas técnicas ABNT (2005).

Dessa forma, a transmitância térmica deste material será:

$$R_t = \frac{e_{PVC}}{\lambda_{PVC}} = \frac{0,002}{0,2} = 0,0100 \frac{m^2 K}{W} \rightarrow U_t = \frac{1}{R_t} = 100,00 \frac{W}{m^2 K}$$

e. Visores de vidro

Analogamente aos cálculos realizados para as transmitâncias das paredes, do forro e das portas, a seguir foi exposta a parcela de transmitância térmica correspondente aos visores de vidro presentes na sala, que permitem a observação dos processos por funcionários no ambiente externo ao ambiente.

Tabela 15 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) do vidro.

Material	ρ (kg/m ³)	λ (W/(m.K))	c (kJ/(kg.K))
Vidro			
vidro comum	2500	1,00	0,84

Fonte: Adaptada da Tabela B.3 da NBR 15220-2, da Associação Brasileira de Normas técnicas ABNT (2005).

O valor de condutividade utilizado para o cálculo da transmitância do vidro foi extraído da Tabela 15. Dessa forma:

$$R_t = \frac{e_{vidro}}{\Lambda_{vidro}} = \frac{0,003}{1} = 0,0030 \frac{m^2 K}{W} \rightarrow U_t = \frac{1}{R_t} = 333,33 \frac{W}{m^2 K}$$

O valor total dos ganhos instantâneos referentes à transmissão de energia pelos materiais das divisórias foi calculado, portanto, a partir da aplicação da fórmula (4), que leva em consideração as áreas já apresentadas neste subtópico, as transmitâncias calculadas dos materiais e as temperaturas externas e internas aos ambientes, especificadas em 25°C e 23°C segundo o projeto – ou 298K e 293K nas unidades desejadas para este cálculo, respectivamente. O valor de calor total gerado foi exposto na Tabela 16, a partir da soma das parcelas referentes à transmissão térmica de cada material envolvido.

Tabela 16 - Ganho de calor total dos materiais de construção civil

DESCRIÇÃO DO MATERIAL	Área (M²)	Transmitância térmica U (W/M²•K)	Temperatura externa (K)	Temperatura interna (K)	Ganhos de calor (kW)
Drywall	408,49	13,83	298	296	11,30
Alvenaria	560,85	7,42	298	296	8,32
Forro em placas gesso	640,72	28,01	298	296	35,89
7 Portas rápidas (PVC)	35,00	100,00	298	296	7,00
4 Visores fixos em vidro 3 mm	5,28	333,33	298	296	3,52
				Ganho de calor total	66,04

Fonte: Autor, 2019.

O ganho instantâneo de calor $q_{condução}$ correspondente à transmissão de calor do ambiente externo, mais quente, ao interior da sala, pelos componentes civis, é igual a 66,04 kW.

4.2.3 Operação da fábrica

Como apontado anteriormente neste trabalho, o efetivo pessoal também é responsável pela geração de calor no ambiente. Como pode ser observado na Tabela 17, o ser humano exala distintas quantidades de calor de acordo com diferentes situações do dia-a-dia da produção fabril.

Tabela 17 - Taxas típicas de calor liberado por pessoas

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F ^a			Baixa velocidade do ar	Alta velocidade do ar
Sentado no teatro	Teatro matinê	115	95	65	30		
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35	60	27
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	130	115	70	45		
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	140	130	75	55		
Parado em pé, trabalho moderado; caminhando	Loja de varejo ou de departamentos	160	130	75	55	58	38
Caminhando, parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70		
Trabalho sedentário	Restaurante ^b	145	160	80	80		
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140		
Dançando moderadamente	Sala de baile	265	250	90	160	49	35
Caminhando 4,8 km/h; trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	295	295	110	185		
Jogando boliche ^c	Boliche	440	425	170	255		
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255	54	19
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285		
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315		

Fonte: Adaptada da NBR 16401-1, da Associação Brasileira de Normas técnicas (ABNT, 2008).

Para efetuação do levantamento da parcela total da energia liberada pelos operadores da produção durante o expediente de trabalho, foi considerado, conforme discussão com os projetistas, um efetivo de 30 pessoas executando serviços nas áreas de envase e embalagem de produtos, sendo que 20 delas apresentam trabalhos mais leves, em bancadas, e as outras 10 trabalham pesado, operando de forma mais intensa as máquinas do processo.

Visto isso e seguindo a metodologia já explicitada, a partir das fórmulas (5) e (6), os cálculos de ganhos de calor latente e sensível dos funcionários durante a operação da indústria forma encontrados conforme apresentado a seguir.

Primeiramente para as pessoas em trabalho mais leve,

$$q_{spessoas} = 20 \times 1 \times 80 = 1.600 \text{ W}$$

$$q_{lpessoas} = 20 \times 1 \times 140 = 2.800 \text{ W}$$

De forma análoga, para os operadores das máquinas de processo,

$$q_{spessoas} = 10 \times 1 \times 185 = 1.850 \text{ W}$$

$$q_{l_{pessoas}} = 10 \times 1 \times 285 = 2.850 \text{ W}$$

Somando-se todas essas parcelas, tem-se o ganho de calor instantâneo $q_{pessoas}$ total referente aos trabalhadores das áreas estudadas: 9,10 kW.

4.2.4 Motores elétricos

Como visto anteriormente na fundamentação teórica deste estudo os motores elétricos e bombas também são grandes responsáveis pela geração de energia em forma de calor no ambiente em que estão localizados.

Em adaptação ao modelo de cálculo proposto por ASHRAE et al. (2001) na seção 2.3.4 deste trabalho, a NBR 16401-1 (ABNT, 2008) publicou os valores de dissipação de calor, em W. A Tabela 18 traz os valores desses ganhos, em W, de acordo com as potências nominais das máquinas elétricas responsáveis por diferentes funções nas linhas de produção, entre elas, movimentação de esteiras e bombeamento de água e misturas, por exemplo.

Tabela 18 - Taxas típicas de dissipação por motores elétricos

Potência nominal		Eficiência a plena carga	Localização em relação ao espaço condicionado ou fluxo de ar		
CV	kW		W		
		%	Motor e equipamento dentro	Motor fora / equipamento dentro	Motor dentro / equipamento fora
0,05	0,04	35,0	105	37	68
0,08	0,06	35,0	168	59	109
0,125	0,09	35,0	263	92	171
0,16	0,12	35,0	336	118	219
0,25	0,18	64,0	287	184	103
0,33	0,24	67,0	362	243	120
0,50	0,37	68,0	541	368	173
0,75	0,55	71,0	777	552	225
1,0	0,74	78,0	943	736	207
1,5	1,1	72,7	1 520	1 100	414
2,0	1,5	78,0	1 890	1 470	415
3,0	2,2	79,3	2 780	2 210	576
4,0	2,9	82,7	3 560	2 940	615
5,0	3,7	84,6	4 350	3 680	669
6,0	4,4	84,2	5 240	4 410	828
7,5	5,5	88,5	6 230	5 520	717
10,0	7,4	89,0	8 260	7 360	909
12,5	9,2	87,7	10 480	9 190	1 290
15	11,0	88,3	12 490	11 030	1 460
20	14,7	89,8	16 380	14 710	1 670
25	18,4	90,1	20 410	18 390	2 020
30	22,1	91,0	24 250	22 070	2 180
40	29,4	91,0	32 330	29 420	2 910
50	36,8	91,7	40 100	36 780	3 330
60	44,1	91,6	48 180	44 130	4 050
75	55,2	91,9	60 020	55 160	4 860
100	73,6	95,5	77 020	73 550	3 470
125	91,9	91,8	100 200	91 940	8 210
150	110,3	92,0	119 900	110 300	9 590
175	128,7	92,7	138 800	128 700	10 140
200	147,1	93,4	157 500	147 100	10 400
250	183,9	93,5	196 700	183 900	12 780
300	220,7	95,0	232 300	220 700	11 610
350	257,4	95,1	270 700	257 400	13 260
400	294,2	95,3	308 700	294 200	14 510
450	331,0	95,4	346 900	331 000	15 960
500	367,8	95,4	385 500	367 800	17 730
NOTA 1 Motores operando em regime de uso contínuo.					
NOTA 2 Motores com potência nominal de 0,05 CV a 0,16 CV são monofásicos, 1 500 rpm.					
NOTA 3 Motores com potência nominal de 0,25 CV a 500 CV são trifásicos, 1 750 rpm.					
NOTA 4 Cabe ao projetista avaliar o fluxo de calor efetivamente dissipado e o local onde é dissipado.					

Fonte: NBR 16401-1, da Associação Brasileira de Normas técnicas (ABNT, 2008).

Então, a partir dos dados da Tabela 18 e do levantamento presencial de quantidades e especificações no local da obra construiu-se as Tabelas 19 e 20 que apresentam respectivamente as quantidades e ganhos de calor dos motores e bombas presentes em uma das cinco linhas idênticas de produção dos cosméticos.

Tabela 19 - Calor total liberado pelos motores elétricos nas salas

	Potência Nominal (kW)	Quantidade de motores	Calor liberado tabelado (kW)	Calor liberado total (kW)
Unidade Misturadora	0,18	2	0,287	0,574
	0,44*	1	0,541	0,541
Unidade Paletizadora	0,37	2	0,541	1,082
	0,74	2	0,943	1,886
	1,1	1	1,52	1,52
Unidade empacotadora	0,37	4	0,541	2,164
	0,55	1	0,777	0,777
	0,74	1	0,943	0,943
	1,1	1	1,52	1,52
			Soma	11,007

Fonte: Autor, 2019.

Tabela 20 - Calor total liberado pelas bombas nas salas

	Potência Nominal (kW)	Quantidade de bombas	Calor liberado tabelado (kW)	Calor liberado total (kW)
Unidade Misturadora	1,1	1	0,414	0,414
	2,2	2	0,576	1,152
	3*	1	0,615	0,615
	4*	1	0,669	0,669
			Soma	2,85

Fonte: Autor, 2019.

Permitiu-se observar, a partir da Tabelas 19 e 20, que os motores e bombas em uma das linhas são responsáveis por uma liberação de calor de aproximadamente 13,86 kW. Na totalidade, portanto, as cinco linhas da produção são fonte de um ganho de calor instantâneo $q_{motores}$ de 69,28 kW na sala.

4.2.5 Infiltração e ventilação de ar

A fim de calcular o calor gerado pela infiltração de ar nas salas de produção da planta, utilizou-se a equação (10) deste estudo. Para tal, especificou-se o número de trocas de ar para a sala, de acordo com o projeto, em 9,4 trocas por hora e o volume do espaço fixado em 5.766,48m³, considerando-se uma área de 640,72m² e uma altura de 9 metros para a sala. Dessa forma a taxa de infiltração ou fluxo de ar foi dada por:

$$CFM_{inf} = ACH \times VOL = 9,4 \times 5.766,48 = 54.204,91 \frac{m^3}{h}$$

A seguir, as equações (12) e (13), trazem os ganhos instantâneos sensíveis e latentes, respectivamente. Assim, considerando o fluxo de ar encontrado, o calor específico do ar c igual a 0,24 (CREDER, 2004) e as temperaturas externa e interna colocadas por especificação do projeto como 25°C e 23°C, tem-se:

$$q_{sinf} = 1,2 \times CFM \times c \times (T_{out} - T_{in}) = 1,2 \times 54.204,91 \times 0,24 \times (25 - 23) =$$

$$= 31.222,02 \frac{kcal}{h} = 36,31 kW$$

Similarmente, para o cálculo do calor latente, encontrou-se as umidades específicas em massa de vapor saturado por massa de ar seco ($\frac{g}{kg}$) na Tabela 21, considerando condições normais de pressão e uma aproximação para a temperatura interna da sala para 22,78°C – a mais próxima da especificada no projeto da empresa, de 23°C. Ademais, utilizou-se o fluxo de ar e o peso específico do ar, equivalente a $1,2 \frac{kg}{m^3}$ (CREDER, 2004).

Tabela 21 - Propriedades da mistura de ar e vapor nas temperaturas desejadas

Temperatura		Massa do Vapor Saturado por Massa de Ar Seco		Entalpia do Vapor Saturado		Entalpia da Mistura de 1 lb de Ar Seco com Vapor Saturado	
°F	°C	grãos/lb	g/kg	BTU/lb	kJ/kg	BTU/lb	kJ/kg
62	16,67	83,37	11,91	12,96	–	30,14	27,85
63	17,22	86,45	12,35	13,44	–	31,26	28,57
64	17,78	89,60	12,80	13,94	–	32,42	29,31
65	18,33	92,82	13,26	14,45	–	33,60	30,06
66	18,89	96,18	13,74	14,98	–	34,84	30,83
67	19,44	99,68	14,24	15,53	–	36,12	31,62
68	20,00	103,3	14,75	16,09	–	37,42	32,42
69	20,56	107,0	15,28	16,67	–	38,77	33,25
70	21,11	110,7	15,82	17,27	–	40,16	34,09
71	21,67	114,7	16,39	17,89	–	41,61	34,95
72	22,22	118,8	16,97	18,53	–	43,09	35,83
73	22,78	123,0	17,57	19,20	–	44,65	36,74
74	23,33	127,3	18,19	19,88	–	46,23	37,66
75	23,89	131,7	18,82	20,59	–	47,89	38,61
76	24,44	136,4	19,48	21,31	–	49,56	39,57
77	25,00	141,1	20,16	22,07	–	51,33	40,57
78	25,56	146,0	20,86	22,84	–	53,12	41,58
79	26,11	151,1	21,58	23,64	–	54,98	42,62
80	26,67	156,3	22,33	24,47	–	56,91	43,69
81	27,22	161,7	23,10	25,32	–	58,89	44,78
82	27,77	167,2	23,89	26,20	–	60,93	45,90
83	28,33	173,0	24,71	27,10	–	63,03	47,04
84	28,88	178,9	25,55	28,04	–	65,21	48,22
85	29,44	184,9	26,42	29,01	–	67,47	49,43
86	30,00	191,2	27,31	30,00	–	69,77	50,66

Fonte: Adaptada do livro Instalações de ar condicionado (CREDER, 2004).

Enfatizando-se que na fórmula (13), diferentemente da Tabela 21, as umidades específicas são dadas em $\frac{kg}{kg}$, tem-se o seguinte valor para a parcela de ganho de energia latente.

$$q_{l_{inf}} = 583 \times (UE_2 - UE_1) \times y \times CFM = 583 \times (0,02016 - 0,01757) \times 1,2 \times 54.204,91 = \\ = 98.217,33 \frac{kcal}{h} = 114,23 kW$$

A soma de ambas as parcelas, $q_{s_{inf}}$ e $q_{l_{inf}}$, resulta na componente total de calor instantâneo da infiltração de ar externo no ambiente q_{inf} , equivalente a 150,54 kW.

Assim como na infiltração de ar, a quantidade de energia referente à ventilação foi encontrada com auxílio das equações (12) e (13). Entretanto, estabeleceu-se o fluxo de ar CFM de acordo com a Tabela 22, que traz valores de fluxo de ar externo para ventilação por pessoa, de acordo o tipo de local. Como visto na seção 3 deste trabalho, 30 pessoas são responsáveis pela operação do maquinário das linhas de produção cosméticas da fábrica. Como a Tabela 22 não especifica valores exatos para o ambiente industrial, foram considerados valores de vazão para “Aplicações gerais”.

Tabela 22 - Ar exterior para ventilação

Local	m^3/h Pessoa		Porcentagem de Pessoas Fumando
	Preferível	Mínima	
Apartamentos	35	25	Baixa
Bancos	25	17	
Barbearias	25	17	
Bar	35	25	30%
Cassinos – grill-room	45	35	80%
Escritório geral	25	17	Baixa
Estúdios	35	25	0
Lojas	48	8	0
Quartos (hospitais)	25	17	Baixa
Quartos (hotéis)	25	17	
Residências	35	25	
Restaurantes	35	25	25%
Salas de diretoria	50	40	100%
Salas de operação (hospitais)	–	–	0
Teatros – cinemas – auditórios	13	10	0
Salas de aula	50	40	0
Salas de reunião	35	25	Baixa
Aplicações gerais			
por pessoa (não fumando)	13	8	
por pessoa (fumando)	50	40	

Fonte: Instalações de ar condicionado (CREDER, 2004).

Como é vetado o uso de cigarros no interior das salas durante a operação, utilizou-se uma taxa de $13 \frac{m^3}{h}$ por pessoa nos cálculos do fluxo de ventilação.

$$CFM_{vent} = 30 \times 13 = 390 \frac{m^3}{h}$$

Assim, as cargas dos calores sensível e latente foram dadas conforme a seguir.

$$\begin{aligned} q_{s_{vent}} &= 1,2 \times CFM \times c \times (T_{out} - T_{in}) = 1,2 \times 390 \times 0,24 \times (25 - 23) = 224,64 \frac{kcal}{h} \\ &= 0,26 kW \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{l_{vent}} &= 583 \times (UE_2 - UE_1) \times y \times CFM = 583 \times (0,02016 - 0,01757) \times 1,2 \times 390 = \\ &= 706,67 \frac{kcal}{h} = 0,82 kW \end{aligned}$$

Logo, o calor instantâneo total proveniente da ventilação de ar no espaço será:

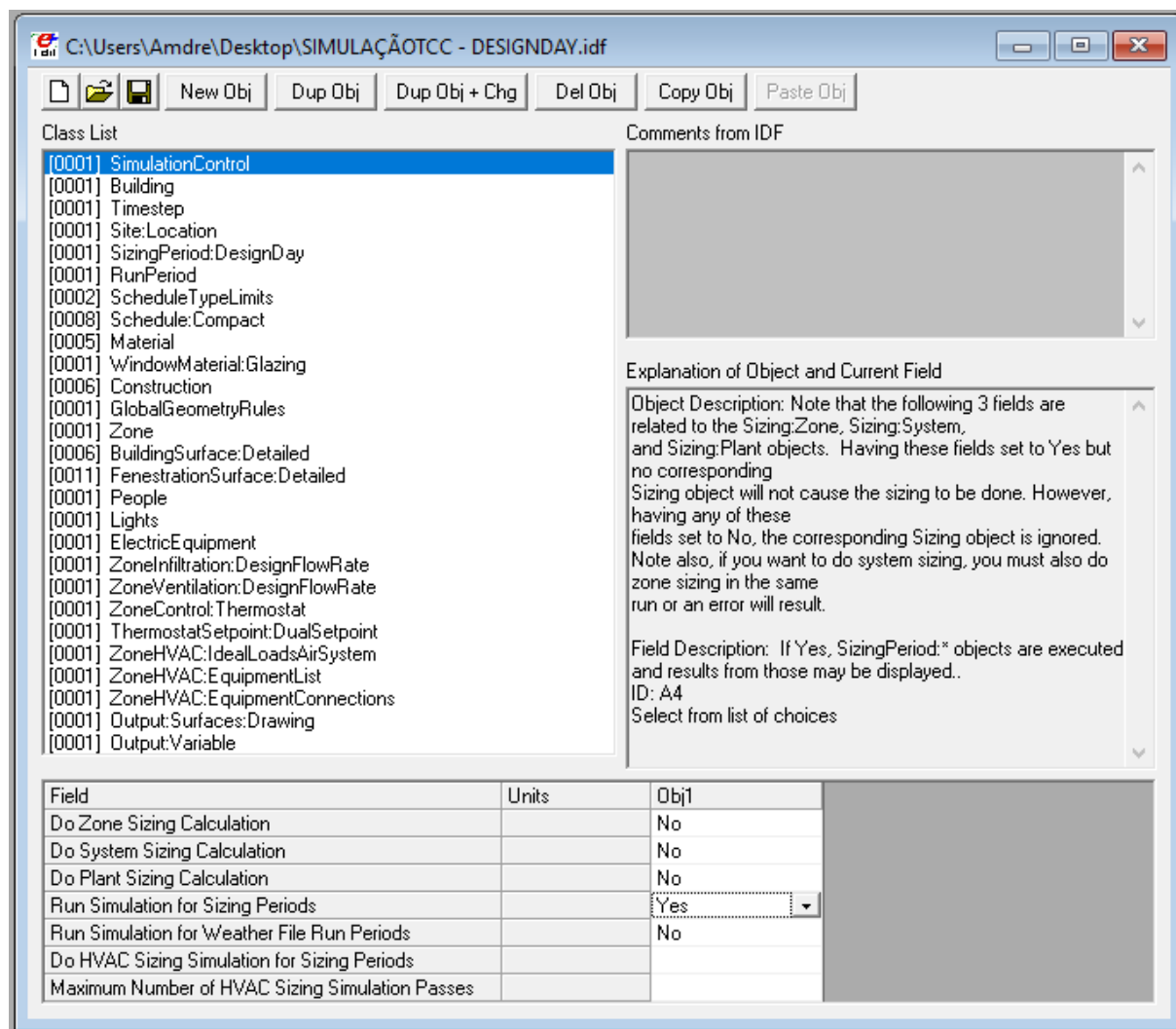
$$q_{vent} = q_{s_{vent}} + q_{l_{vent}} = 1,08 kW$$

4.3 Análise dos dados: Cálculo da Carga Térmica total no *EnergyPlus*

O *EnergyPlus* (DOE, 2019) é um *software* computacional criado para simulações energéticas em edifícios, largamente difundido entre engenheiros, construtores e arquitetos, utilizado para modelar tanto o consumo de energia de variados sistemas, entre eles refrigeração, aquecimento, ventilação e iluminação, quanto o desperdício de água destas edificações.

Na prática, para este estudo, o *software* recebeu como entradas as cargas internas calculadas na seção 4.2, juntamente à um cronograma de funcionamento da fábrica, de forma que a carga térmica de resfriamento máxima diária fosse calculada e a análise do dimensionamento do sistema pudesse ser executada.

Anteriormente à exposição dos resultados da carga térmica total, será realizado a seguir o entendimento detalhado das variáveis de entrada do modelo computacional. Essas variáveis de entrada são reconhecidas pelo *software* como “objetos” e podem ser observadas na listagem que se inicia no canto superior esquerdo da interface apresentada na Figura 14.

Figura 14 - Interface inicial do software *EnergyPlus* (DOE, 2019)

Fonte: Software *EnergyPlus* (DOE, 2019).

Segue o detalhamento das entradas:

- **Simulation control:** Neste objeto, definiu-se que o controle da simulação seria realizado a partir de um período pré-estabelecido, dimensionado de acordo com as temperaturas de projeto e a localização da planta industrial.
- **Building:** Esta variável recebeu algumas informações ligadas a características do prédio, tais como terreno em que está localizado e taxa de exposição ao sol.
- **Timestep:** Neste objeto identificou-se o intervalo de tempo em que respostas ou saídas devem ser geradas. No caso, foi aplicado o valor "1", de modo que o software gere as saídas a cada uma hora.
- **Site:Location:** Esta variável recebeu as informações de localização geográfica da cidade em que a planta está situada, tais como altitude, latitude, elevação e fuso horário.

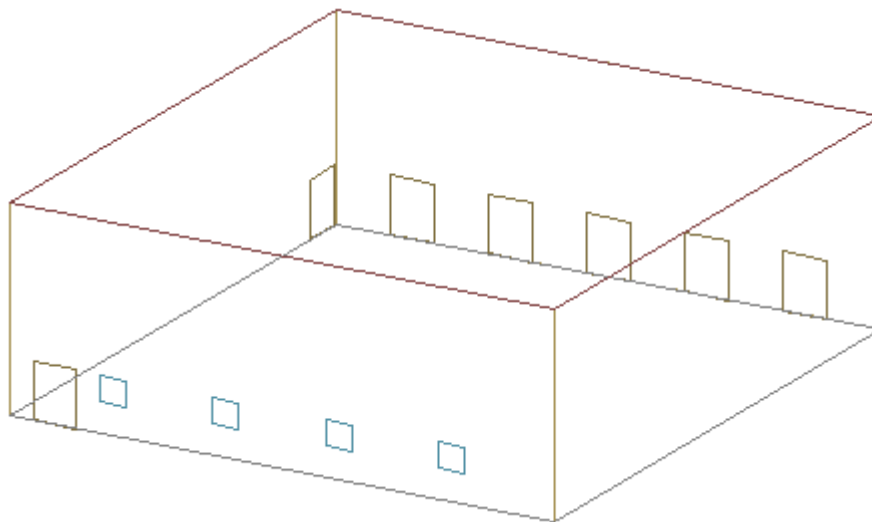
- *SizingPeriod:DesignDay*: Neste objeto definiu-se a modelagem da temperatura diária no local. Para tal, uma temperatura de 25°C foi fixada a fim de se simular a temperatura externa às salas, prevista no projeto.
- *RunPeriod*: refere-se ao período de varredura da simulação, ajustado no *software* para um ano.
- *ScheduleTypeLimits*: é o objeto em que definiu-se o modelo de cronograma da fábrica, incluindo uma definição de tipos numéricos, unidades e valores máximos e mínimos.
- *ScheduleCompact*: trata-se de um dos objetos principais da modelagem do sistema energético, pois aqui definiu-se os horários de funcionamento das variáveis, entre elas períodos de utilização da iluminação, de funcionamento de motores, de infiltrações de ar e presença de colaboradores nas áreas. Segundo as informações de projeto, foram definidos turnos de operação, com 100% do contingente de trabalhadores operando as máquinas entre 8:00h e 18:00h. No período noturno, entre as 18:00h e 8:00h, no entanto, considerou-se uma redução no número de colaboradores para um terço do número estipulado para o horário convencional. Esta variação foi modelada no *software*.

Por outro lado, a iluminação e as máquinas elétricas seguem um padrão um pouco diferente, as primeiras ficando 100% do tempo ligadas e as segundas tendo sua atividade reduzida em 50% no horário não comercial.

- *Materials*: também importantíssimo para a modelagem, neste objeto colocou-se as características dos materiais das divisórias das salas, pertinentes ao cálculo dos ganhos de calor dos componentes civis vistos anteriormente neste trabalho. Para tal adicionou-se no programa as espessuras, os índices de condutividade térmica, as densidades e os calores específicos do gesso, da alvenaria, do aço, da cerâmica e do PVC, materiais que compõem as estruturas de interesse.
- *WindowMaterial:Glazing*: Analogamente ao item *Materials*, atribuiu-se as características do vidro, para modelagem térmica dos visores das salas.
- *Construction*: Neste ponto, estabeleceu-se as divisórias dos ambientes: paredes de *drywall* e alvenaria, portas rápidas, visores e forro, sendo cada uma delas associadas no *software* ao material correspondente, modelado de acordo com as definições dos objetos anteriores.
- *GlobalGeometryRules*: Este objeto serviu de base para estabelecimento de um sistema de coordenadas que foi utilizado para construção do modelo 3D, apresentado mais adiante. Aqui, estabeleceu-se que a colocação de coordenadas deveria ser feita a partir de um ponto inicial no canto esquerdo superior do modelo, seguindo um sentido anti-horário para o posicionamento dos vértices do ambiente.

- *Zone*: Esta variável serviu simplesmente para a criação da zona em que realizou-se o estudo de levantamento térmico.
- *BuildingSurface:Detailed*: Também de grande relevância para o processo, neste objeto é finalmente detalhou-se o modelo estrutural das salas, isto é, aqui foram colocadas todas as coordenadas dos vértices que compõem a estrutura civil das salas. Da mesma forma, adicionou-se as informações dos materiais pertencentes a cada divisória, previstos no objeto *Construction*, dando origem ao esquemático 3D da Figura 15 que traz as dimensões exatas em escala da planta.

Figura 15 - Vista 3D das salas, gerada pelo *software* EnergyPlus (DOE, 2019)



Fonte: Arquivo .dwg gerado por meio do *EnergyPlus* (DOE, 2019).

- *FenestrationSurface:Detailed*: Analogamente à colocação dos vértices das paredes no programa, as frestas, tais como portas e visores das salas, também foram posicionadas no *software* de acordo com suas coordenadas de projeto, vide planta civil no Anexo C.
- *People*: Corresponde à implantação das cargas internas relativas às pessoas no modelo computacional. Colocou-se as quantidades de pessoas necessárias para atingir o ganho de calor interno do contingente ocupacional visto na seção 4.2.3, juntamente com o cronograma de operação visto no item *ScheduleCompact*.
- *Lights*: Seguindo o cronograma de funcionamento da iluminação da fábrica, que fica ligada o tempo todo, estabeleceu-se as potências das luminárias das salas, de acordo com a planta elétrica do Anexo B.
- *ElectricEquipment*: Assim como nos itens anteriores, modelou-se os ganhos de calor interno dos motores das linhas de produção, de acordo seu período de funcionamento.

Para isso, foram inseridas no programa as potências dos motores que levassem à parcela de calor interno calculada anteriormente para estas máquinas.

- *ZoneInfiltration:DesignFlowRate* e *ZoneVentilation:DesignFlowRate*: Estas variáveis foram utilizadas para modelagem da infiltração e da ventilação ao interior do espaço.

Para tal, inseriu-se nos respectivos objetos as taxas, em $\frac{m^3}{s}$, de infiltração e ventilação de ar calculadas anteriormente na seção 4.2.

- *ZoneControl:Thermostat*: Finalmente, neste objeto definiu-se a temperatura desejada para o controle do sistema de refrigeração das salas, fixada em 23°C.

A partir de todas estas entradas, que carregaram os cálculos de calores instantâneos internos aliados aos cronogramas de operação, o *EnergyPlus* (DOE, 2019) possibilitou a modelagem do sistema térmico que é estudado neste trabalho. Prova disso, a Tabela 23 gerada pelo programa por meio do objeto *Output:Variable* traz os valores horários de carga térmica total de resfriamento que foram utilizados como base para aplicação do projeto de melhorias energéticas.

Tabela 23 - Carga térmica total de resfriamento horária, em W

Horário	Carga total de resfriamento [W] (horária)	Horário	Carga total de resfriamento [W] (horária)
01:00:00	248.566,19	13:00:00	475.874,90
02:00:00	246.349,28	14:00:00	473.138,28
03:00:00	244.770,64	15:00:00	466.000,00
04:00:00	243.658,58	16:00:00	454.540,11
05:00:00	242.901,13	17:00:00	438.577,73
06:00:00	243.305,33	18:00:00	417.932,47
07:00:00	256.218,79	19:00:00	289.722,64
08:00:00	285.350,09	20:00:00	281.655,37
09:00:00	426.935,35	21:00:00	270.315,38
10:00:00	440.719,24	22:00:00	261.977,15
11:00:00	460.908,63	23:00:00	255.976,74
12:00:00	472.698,84	24:00:00	251.662,73

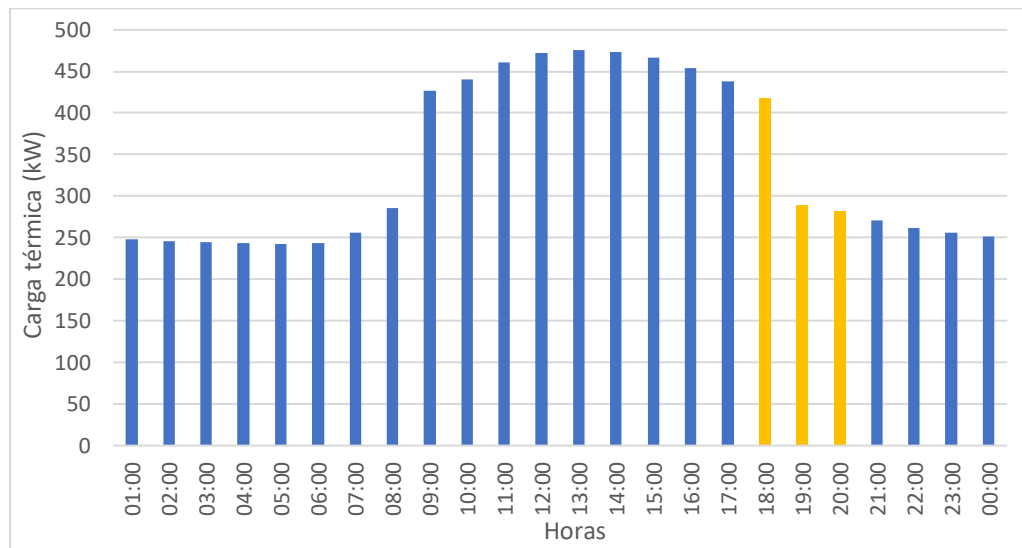
Fonte: Tabela gerada como resultado no *EnergyPlus* (DOE, 2019).

Nota-se a partir da análise da Tabela 23, que a carga máxima de 475.874,9 W é atingida à uma hora da tarde. Utilizou-se este valor, equivalente a 135,31 toneladas de refrigeração, para o dimensionamento correto do sistema de refrigeração, tendo em vista que o conforto térmico

deve ser atingido mesmo quando a maior parcela de calor é gerada pelos operadores, máquinas e luminárias.

A Figura 16 apresenta a curva diária da carga térmica gerada a partir dos dados da Tabela 23 gerados no *EnergyPlus* (DOE, 2019).

Figura 16- Curva da carga térmica diária das salas de produção



Fonte: Autor, a partir da Tabela 23, resultada do *software EnergyPlus* (DOE, 2019).

5. Resultados: Auditoria Energética da Fábrica

As capacidades frigoríficas dos equipamentos do sistema de refrigeração, como o *chiller*, as bombas de circulação de água, *AHU* e torre de resfriamento foram vistas anteriormente neste estudo. No capítulo 4 mais especificamente, ficaram evidenciadas essas capacidades, sendo elas 141,96 toneladas de refrigeração para as duas unidades de distribuição, 178,2 TR para o *chiller* e 215 TR para a torre de arrefecimento. Nota-se, dessa forma, que todas elas são capazes de atender a demanda máxima solicitada pela operação da fábrica, vide a carga de resfriamento máxima diária encontrada na curva de carga térmica da Figura 16, igual a 135,31 toneladas de refrigeração.

No entanto, permite-se também observar que há uma “folga” nesse atendimento à demanda frigorífica do ambiente. Por esse motivo, é possível notar que há espaço para instauração de uma auditoria energética do sistema, visando uma redução do consumo energético dos equipamentos, já que máquinas que atendem demandas frigoríficas menores consomem menos energia e conseqüentemente trazem ganhos em eficiência energética para a planta.

A partir da proposição de materiais e melhorias que tragam significativa redução da demanda calorífica dos ambientes, este capítulo trará o projeto e os resultados de uma auditoria que possibilitou a instalação de equipamentos de refrigeração que apresentam taxas de consumo aproximadamente 65% mais baixas que os atuais, mantendo-se sempre o nível de conforto desejado.

5.1 Modelo tarifário da fábrica

A indústria de cosméticos que foi usada como base para este estudo segue o padrão de comercialização cativa, adquirindo uma demanda de energia fixa por mês da companhia CPFL Piratininga.

Seguindo esta regulamentação, a indústria de cosméticos, que apresenta tensão de fornecimento na classe de 11,9 kV, se enquadra como consumidora da classe A, mais precisamente no subgrupo A4. As tarifas desse grupo são definidas por horários de Ponta e Fora de ponta, sendo que o primeiro representa três horas diárias consecutivas, entre as 18:00h e 21:00h, e o segundo as horas complementares do dia, de acordo com a ANEEL (2010).

Vista a estrutura tarifária apresentada, tornou-se possível o cálculo do custo relativo ao consumo energético do sistema *HVAC* da planta industrial.

5.2 Custo relativo ao consumo dos equipamentos de refrigeração existentes

O custo do sistema está diretamente relacionado ao gasto de energia dos equipamentos, entre eles *chiller*, torre, *AHUs* e bombas, que visam atender a demanda de energia originada pelos ganhos de calor internos calculados anteriormente neste estudo.

A fim de obter uma análise comparativa entre o custo operacional atual da planta e os investimentos futuros propostos pelas melhorias, alguns indicadores de eficiência devem ser conhecidos, de acordo com Andreos (2013). Entre outros parâmetros como o COP (coeficiente de operação) e consumo de combustíveis, o consumo de energia elétrica é variável importante para análise da eficiência.

A Tabela 24 apresenta os valores destes parâmetros relacionados a diferentes instalações, com *chillers* movidos a gás natural ou abastecidos eletricamente e vários modelos de distribuidores de ar.

Tabela 24 - Consumo de energia de equipamentos variados do sistema de refrigeração

Consumo Energético								
Sistema	Tipo	Equipamento	Condensação	Estado	COP kW/kW	Consumo Energia Elétrica (kW/TR)		Consumo Gas Natural (m ³ /TR) PCI = 8560 kcal/m ³
						Equipamento	Sistema	
Gás Natural	D X S	GHP	Ar	Novo	1,41	0,10	0,10	0,24 (0,21 a 0,27)
	C W S	GHP Chiller	Ar	Novo	1,41	0,10	0,15	0,24 (0,21 a 0,27)
		Chiller Absorção Amônia	Ar	Novo	0,69	0,10	0,30	0,50
		Chiller Absorção < 300TR	Água	Novo	1,36	0,03	0,18	0,22 (0,22 a 0,26)
		Chiller Absorção > 300TR	Água	Novo	1,36	0,03	0,18	0,22 (0,22 a 0,26)
Elétrico	D X S	Aparelho de Janela	Ar	Novo	1,76	2,00	2,00	-
		Split	Ar	Novo	2,61	1,35	1,35	-
		Self	Ar	Novo	2,61	1,35	1,35	-
			Água	Novo	2,93	1,20	1,40	-
		Splitão	Ar	Novo	2,61	1,35	1,35	-
		VRF	Ar	Novo	4,14	0,85	0,85	-
			Água	Novo	5,23	0,67	0,75	-
	C W S	Chiller Alternativo	Ar	Velho	2,33	1,51	1,61	-
			Água	Velho	3,20	1,10	1,35	-
		Chiller Scroll	Ar	Novo	3,66	0,96	1,05	-
				Velho	2,61	1,35	1,41	-
			Água	Novo	3,82	0,92	1,16	-
				Velho	3,55	0,99	1,23	-
		Chiller Parafuso	Ar	Novo	3,29	1,07	1,16	-
				Velho	2,91	1,21	1,31	-
			Água	Novo	4,51	0,78	1,02	-
				Velho	4,00	0,88	1,12	-
		Chiller Centrifugo	Água	Novo	7,03	0,50	0,72	-
				Velho	5,50	0,64	0,87	-

Fonte: Estudo de viabilidade técnico-econômica de pequenas centrais de cogeração a gás natural no setor terciário do estado de São Paulo, Andreos (2013).

O catálogo do fabricante (CARRIER, 2017) no Anexo D especifica o tipo de *chiller* utilizado na indústria que está sendo estudada: parafuso de condensação à água. Dessa forma, observa-se pela Tabela 24 que este tipo de equipamento, em um CWS (*Chilled Water System*) como o da fábrica, apresenta um consumo elétrico de $0,88 \frac{kW}{TR}$, já que se trata de um modelo mais antigo já implantado na área. Mais do que isso, a tabela apresenta o consumo de energia elétrica relativo a todos os equipamentos do sistema HVAC, incluindo as bombas e os ventiladores da torre e das unidades de distribuição: $1,12 \frac{kW}{TR}$.

Visto que a capacidade frigorífica do *chiller* instalado já foi demonstrada nos capítulos anteriores, equivalente a 178,2 TR, os consumos em horários de ponta e fora de ponta mensais puderam ser definidos para o sistema de refrigeração. Considerou-se para os

cálculos a seguir um regime mensal de 24 dias de operação, resultando em 72 horas para período de ponta e 504 horas para o fora de ponta.

$$C_{ponta} = 1,12 \times 178,2 \times 72 = 14.370,05 \text{ kWh}$$

$$C_{fora\ de\ Ponta} = 1,12 \times 178,2 \times 504 = 100.590,34 \text{ kWh}$$

$$C_{total} = C_{ponta} + C_{fora\ de\ Ponta} = 114.960,39 \text{ kWh}$$

Mensalmente, portanto, o consumo total do sistema de refrigeração é de 114.960,39 kWh.

Outra variável que compõe o levantamento dos custos mensais de energia é a demanda contratada. Segundo o Procel (2011), trata-se de uma parcela de potência ativa que deve ser fornecida obrigatória e continuamente pela distribuidora à indústria, a partir de um contrato pré-estabelecido. Considerou-se para este estudo de caso uma aproximação da demanda contratada para o sistema de refrigeração, já que usualmente esse valor é contratado para todas as instalações da fábrica. Dessa forma, procurou-se aplicar o fator de demanda geral da indústria ao sistema de refrigeração, aproximadamente 75% segundo os engenheiros do projeto, originando uma demanda contratada específica para este sistema de 200 kW.

$$D_{contratada} = \frac{Fator_{demanda\ contratada}}{P_{chiller} + P_{torre} + P_{AHUs} + P_{bombas}} = \frac{0,75}{120,1 + 5,59 + 111,86 + 30} = 200 \text{ kW}$$

Os valores nominais para as potências dos equipamentos desta equação foram extraídos dos dados de placa e informações de fabricantes expostos no capítulo 4, ressaltando que, além do *chiller* e da torre de refrigeração, duas unidades refrigeradoras e duas bombas de circulação compõem o sistema. Para fins de cálculo não será considerada a ultrapassagem desta demanda contratada, uma vez que não há como prever a quantidade de energia que foi ultrapassada para um sistema específico dentro da planta industrial.

Por fim, definiu-se o custo mensal originado pela demanda e pelo consumo do atual sistema de refrigeração de acordo com as equações relativas à tarifação verde, (15), (16) e (17). Para isso, tributos e tarifas aplicáveis ao cálculo foram obtidos por meio da página da CPFL e expostos na Tabela 25, para consumidores do subgrupo A4.

Tabela 25 - Valores tarifários estabelecidos para a planta industrial

Sub Grupo	TUSD				TE (R\$/MWh)								Ultrapassagem (R\$/KW)
	R\$ KW	Ponta		TE	Ponta			TE	Fora Ponta				
		R\$ MWh	R\$ MWh		Bandeira Verde	Bandeira Amarela	Bandeira Vermelha		Bandeira Verde	Bandeira Amarela	Bandeira Vermelha		
A4 (2,3 a 25 kV)	8.57	566.38	63.65	498.67	498.67	508.67	548.67	313.29	313.29	323.29	363.29	17.14	

Fonte: Página da CPFL Piratininga, 2019.

Para o cálculo do custo anual do sistema de refrigeração para a planta de cosméticos utilizou-se como base o ano de 2018. O histórico de bandeiras tarifárias aplicadas aos meses daquele ano foi obtido diretamente na página da ANEEL, conforme a Tabela 26.

Tabela 26 - Histórico de bandeiras tarifárias entre nov/2017 e mai/2019

Mês	Bandeira Tarifária
nov/17	 Vermelha 2
dez/17	 Vermelha 1
jan/18	 Verde
fev/18	 Verde
mar/18	 Verde
abr/18	 Verde
mai/18	 Amarela
jun/18	 Vermelha 2
jul/18	 Vermelha 2
ago/18	 Vermelha 2
set/18	 Vermelha 2
out/18	 Vermelha 2
nov/18	 Amarela
dez/18	 Verde
jan/19	 Verde
fev/19	 Verde
mar/19	 Verde
abr/19	 Verde
mai/19	 Amarela

Fonte: Página da ANEEL, 2019.

Dessa forma, cada consumo mensal no ano de 2018 pôde ser calculado. Considerando-se que,

$$TC_{ponta} = TUSD_{ponta} + TE_{ponta}$$

$$TC_{fora\ de\ ponta} = TUSD_{fora\ de\ ponta} + TE_{fora\ de\ ponta}$$

A parcela total mensal do sistema tarifário horo-sazonal verde foi calculada conforme a equação:

$$P_{total} = (TC_{ponta} \times C_{ponta} + TC_{fora\ de\ ponta} \times C_{fora\ de\ Ponta} + TD \times D_{contratada}) \times \frac{1}{1 - (PIS + COFINS + ICMS)}$$

A aplicação desta fórmula, considerando todas as tarifas, tributos, consumos e demandas mensais, trouxe como resultado os custos mensais do sistema de refrigeração da planta, conforme a Tabela 27.

Tabela 27 - Custos mensais do sistema HVAC

Mês	Bandeira	TUSD ponta (R\$/kWh)	TUSD fora (R\$/kWh)	TE ponta (R\$/kWh)	TE fora (R\$/kWh)	TD (R\$/kW)	Consumo ponta (kWh)	Consumo fora (kWh)	Demanda contratada (kW)	(PIS+COFINS +ICMS)	Custo (R\$)
Janeiro	Verde	0,56638	0,06365	0,49867	0,31329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$71.567,67
Fevereiro	Verde	0,56638	0,06365	0,49867	0,31329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$71.567,67
Março	Verde	0,56638	0,06365	0,49867	0,31329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$71.567,67
Abril	Verde	0,56638	0,06365	0,49867	0,31329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$71.567,67
Maiο	Amarela	0,56638	0,06365	0,50867	0,32329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$73.065,33
Junho	Vermelha	0,56638	0,06365	0,54867	0,36329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$79.055,97
Julho	Vermelha	0,56638	0,06365	0,54867	0,36329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$79.055,97
Agosto	Vermelha	0,56638	0,06365	0,54867	0,36329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$79.055,97
Setembro	Vermelha	0,56638	0,06365	0,54867	0,36329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$79.055,97
Outubro	Vermelha	0,56638	0,06365	0,54867	0,36329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$79.055,97
Novembro	Amarela	0,56638	0,06365	0,50867	0,32329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$73.065,33
Dezembro	Verde	0,56638	0,06365	0,49867	0,31329	8,57	14370,05	100590,3	200	0,2324	R\$71.567,67
										Total Anual:	R\$899.248,88

Fonte: Autor, com dados retirados da ANEEL, CPFL e da conta de energia da fábrica, 2019.

Os valores de PIS, COFINS e ICMS foram retirados da conta de energia da fábrica, sendo respectivamente iguais a 0,95%, 4,39% e 18%, respectivamente. Finalmente, como pode-se observar na tabela, o sistema representa um custo anual de aproximadamente R\$899.248,88.

5.3 Projeto de melhoria de eficiência energética da fábrica

Nesta seção serão apresentados alguns métodos para redução do consumo energético dos equipamentos do sistema de refrigeração. Consequentemente, mantendo-se os padrões de qualidade da operação da produção de cosméticos da fábrica, a planta deve se tornar mais eficiente energeticamente, com maior adequação à utilização dos equipamentos e menor consumo, acarretando numa redução considerável de gastos mensais para o processo.

Portanto, elaborou-se um projeto que visa diminuir a carga térmica do espaço, juntamente com a implantação de melhorias que tragam eficiência ao processo, entre elas um sistema de termoacumulação.

Por etapas, o projeto consistiu em:

- Redução da utilização da iluminação das salas nos horários noturnos, quando apenas 50% da produção está funcionando;
- Modificações no forro atual, considerando que, um rebaixamento dessa estrutura para uma altura menor diminui consideravelmente o volume do espaço e, conseqüentemente, a taxa de infiltração de ar e as taxas de transferência de calor pelas paredes das salas;
- A partir da geração de uma nova curva de carga térmica no *EnergyPlus* (DOE, 2019) com a implantação das alterações, propôs-se a implantação de um sistema termoacumulador, que possibilita a instalação de um *chiller* mais econômico e eficiente que o antigo da fábrica, reduzindo custos de consumo. Possivelmente, o equipamento antigo pode ser comercializado a fim de que haja retorno financeiro e maior viabilidade da implantação deste projeto;

Os tópicos a seguir trarão passo a passo a resolução destas propostas.

5.3.1 Redução da iluminação das salas

Num primeiro momento, a carga térmica do sistema de iluminação dos ambientes de produção foi calculada a partir de um cronograma de funcionamento no *EnergyPlus* (DOE, 2019) que determinava a utilização das luminárias o tempo todo durante os dias de operação da fábrica, mesmo considerando que três das cinco linhas de produção ficam paralisadas durante o período noturno, entre 18:00h e 8:00h.

A sugestão para melhoria nessa situação consistiu em deixar as lâmpadas situadas sobre as linhas paradas apagadas neste período, de forma que somente as linhas em funcionamento ficassem visíveis e suas operações pudessem continuar normalmente sem prejuízo à visibilidade e conforto dos funcionários. Para isso, gerou-se um novo cronograma no programa, considerando o desligamento de aproximadamente 50% da iluminação dos processos à noite.

A Figura 17 apresenta inicialmente o cronograma de funcionamento utilizado para o cálculo anterior da carga térmica e, posteriormente, a nova situação de funcionamento.

Figura 17 - Modificação do funcionamento de luminárias no *EnergyPlus* (DOE, 2019)

Obj5		Obj5
ScheduleIuminacao		ScheduleIuminacao
ScheduleFabrica		ScheduleFabrica
Through:12/31		Through:12/31
For:alldays		For:alldays
Until:8:00		Until:8:00
1	→	0.5
Until:12:00		Until:12:00
1		1
Until:18:00		Until:18:00
1		1
Until:24:00		Until:24:00
1		0.5

Fonte: *Software EnergyPlus* (DOE, 2019).

5.3.2 Rebaixamento do forro

Uma importante alternativa que apresentou resultados satisfatórios para redução da carga térmica dentro do espaço é o rebaixamento da cobertura, ou seja, do forro da sala. Esta solução permitiu que o volume da sala diminuísse consideravelmente e, dessa forma, variáveis dependentes desse volume, como a infiltração, a ventilação de ar e as transferências térmicas pelas paredes, passassem a originar menos calor interno dentro do ambiente.

É necessário enfatizar que essa alteração não afetou de forma nenhuma os procedimentos de produção, pelo contrário, possibilitou uma manutenção mais eficiente da temperatura ideal em 23°C para os processos ali realizados. A norma regulamentadora NR 8 (BRASIL, 2001) prevê que altura mínima de coberturas em ambientes de trabalho não seja inferior a 3 metros, de forma que sejam mantidas as condições necessárias de salubridade e conforto térmico. Dessa forma, as modificações sugeridas atenderam à norma, visto que sugeriu-se uma nova altura para implantação do forro, em 4,5 metros.

Considerando-se que a altura máxima dos equipamentos e tubulações é de 3,25 metros e não houve interferência com a nova posição, e enfatizando-se que a adaptação foi aceita pelos funcionários da empresa, o rebaixamento da estrutura apresentou resultados satisfatórios para o estudo.

Analogamente aos cálculos realizados na seção 4.2.5, o novo volume e os novos calores internos sensíveis e latentes de infiltração foram dados conforme a seguir:

$$VOL' = 640,72 \, m^2 \times 4,5 \, m = 2.883,24 \, m^3$$

$$CFM'_{inf} = ACH \times VOL' = 9,4 \times 2883,24 = 27.102,46 \frac{m^3}{h}$$

$$q'_{sinf} = 1,2 \times CFM' \times c \times (T_{out} - T_{in}) = 1,2 \times 27.102,46 \times 0,24 \times (25 - 23) = 15.611,01 \frac{kcal}{h}$$

$$= 18,16 kW$$

$$q'_{l_{inf}} = 583 \times (UE_2 - UE_1) \times y \times CFM' = 583 \times (0,02016 - 0,01757) \times 1,2 \times 27.102,46$$

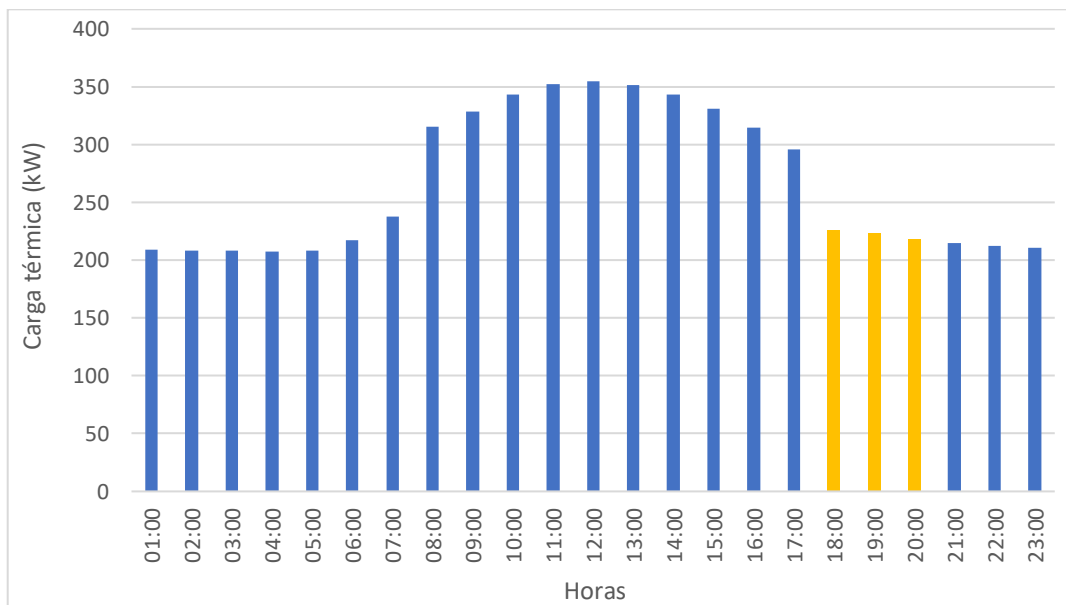
$$= 49.108,68 \frac{kcal}{h} = 57,11 kW$$

$$q'_{inf} = q'_{sinf} + q'_{l_{inf}} = 75,27 kW$$

Observou-se que esta redução de geração de calor é significativa, já que diminuindo o volume da sala para metade do anterior, apresentou-se um ganho de calor instantâneo também 50% menor.

Aplicando-se a modelagem de todas estas variáveis no EnergyPlus (DOE, 2019), em conjunto com a implantação de novos horários do sistema de iluminação, a nova curva de carga térmica gerada nos ambientes foi exposta na Figura 18:

Figura 18 - Novo perfil da carga térmica após as modificações



Fonte: Tabela gerada a partir dos resultados do software *EnergyPlus* (DOE, 2019).

Observou-se pela Figura 18 que houve uma redução bastante significativa da carga térmica máxima diária dos espaços refrigerados, mais precisamente 25,42% em relação à previamente calculada. Este tipo de melhoria possibilitou a escolha de um sistema HVAC mais

compacto, com dimensões mais adequadas à carga térmica resultante dos equipamentos internos do ambiente.

5.3.3 Termoacumulação

Nota-se pelo resultado exposto na seção 5.3.2 que os benefícios obtidos a partir de algumas alterações são alcançados trazendo um resultado positivo considerável na eficiência energética. Em conjunto com estas mudanças, a implantação de um sistema termoacumulador deve representar ganhos ainda mais eficientes para o sistema energético estudado.

Como foi visto na fundamentação teórica deste sistema, sua implantação pode significar uma redução de até 60% da capacidade do *chiller* já instalado. Para este estudo, esse resultado pode ser ainda melhor, considerando que o resfriador existente da fábrica se encontraria com um fator de carga bastante baixo na nova configuração de carga térmica, após a implantação das alterações:

$$FC(\%) = \frac{TRh \text{ (carga real)}}{TRh \text{ (carga potencial total do chiller)}} \times 100 = \frac{6.132,88 \text{ kWh}}{626,70 \text{ kW} \times 24h} \times 100 = 40,77 \%$$

O valor de 6.132,88 kWh foi calculado a partir da soma de toda a carga térmica estabelecida durante o período diário da Figura 18.

A proposição de um novo *chiller*, aliado à implementação do sistema de acumulação térmica, considera uma aproximação a um fator de carga de 100%, trazendo enorme ganho na eficiência energética do processo.

Para a planta em questão, propôs-se a instalação de um sistema de armazenamento parcial, que como visto anteriormente, representa a melhor alternativa energética, por possibilitar a sugestão de um *chiller* de menor capacidade se comparado ao sistema de armazenamento total.

Observa-se pela Figura 18 que os picos de carga térmica do espaço ocorrem entre 8:00h da manhã e 18:00h da tarde. Por meio da armazenagem parcial, sugeriu-se que o resfriador ficasse ligado 24h por dia, como já acontecia anteriormente, desta vez alimentando o sistema de termoacumulação no período noturno, entre as 18:00h e as 8:00h. Com o auxílio do sistema termoacumulador, o ambiente pode ser eficientemente refrigerado durante as horas mais críticas.

Esse procedimento permitiu uma redução considerável da capacidade nominal do resfriador, de acordo com a equação (21) apresentada no capítulo 2:

$$Cap_{chiller} = \frac{\text{carga de resfriamento em kWh}}{n^{\circ} \text{ de horas fazendo gelo} + n^{\circ} \text{ de horas refrigerando} \times 1,5} = \frac{6.132,88}{14 + 10 \times 1,5} = 211,48 \text{ kW}$$

Pela formulação, conclui-se que um *chiller* de 211,48 kW, ou 60,13 TR, é suficiente para suprir a demanda de calor com a ajuda da acumulação térmica.

Essa modificação representa uma redução de 66% na capacidade nominal do resfriador utilizado e o ganho em consumo de energia elétrica deve ser considerável com a substituição do equipamento.

5.4 Cálculo relativo ao retorno financeiro do projeto

Esta seção demonstrará a real viabilidade de implantação das alterações previstas pelo projeto descrito até aqui, entre elas as modificações no funcionamento de luminárias, alterações em estruturas e substituição de equipamentos, como o *chiller*, a partir da montagem de um novo sistema de acumulação de energia térmica.

Algumas alternativas, tais como substituição de luminárias e motores foram analisadas para composição do projeto, no entanto, pelo fato da fábrica já apresentar luminárias eficientes do tipo LED e motores de alto rendimento, os benefícios térmicos não apresentam grande custo benefício.

Para fazer uma análise precisa do retorno financeiro, é necessário o levantamento de todos os custos relacionados às alterações que estão sendo realizadas. Posteriormente, serão calculados os novos gastos com o consumo elétrico dos equipamentos de refrigeração, de forma que seja demonstrada a viabilidade econômica para implantação das modificações sugeridas por meio do tempo de *payback* do projeto.

Uma empresa constante no ramo de montagens industriais por 30 anos nas mais variadas áreas de atuação, ultimamente com enfoque em áreas limpas de indústrias farmacêuticas e de cosméticos, propôs um orçamento para implantação do projeto descrito.

O orçamento proposto pela empresa contempla os seguintes requerimentos de projeto:

- Rebaixamento da estrutura de forro, considerando-se a desmontagem e a posterior montagem na nova altura;

- Implantação do sistema de termoacumulação, considerando a aquisição de um tanque de água gelada para acumulação térmica, tubulações, válvulas e mão-de-obra para instalação;
- Implementação de um novo circuito de água gelada, considerando que com a substituição do resfriador para um novo de condensação à ar, que possui uma vazão de trabalho diferente da anterior, novas tubulações, unidades distribuidoras de ar (AHU) e bombas devem ser adquiridas. Quanto ao chiller, um modelo de condensação a ar, de menor capacidade frigorífica, atenderá perfeitamente o novo sistema. Dessa forma, uma torre de resfriamento deixa de ser necessária e equipamentos como o *chiller*, *AHU*, tubulações, bombas e a torre antigos tentarão ser descartados tendo em vista uma recuperação financeira. Os custos relativos à mão-de-obra tanto para montagem do novo CWS quanto para a desmontagem e descarte dos equipamentos usados serão previstos;
- Readequação do painel elétrico que atende o sistema *HVAC*, considerando a substituição dos disjuntores para outros mais adequados aos novos motores do sistema.

A Tabela 28 a seguir traz detalhadamente os preços dos novos equipamentos e encargos relacionados à mão-de-obra disponível para instauração do projeto:

Tabela 28 – Investimento total para implantação das modificações

Atividade	Descrição	Quantidade	Unidade	Preço do equipamento (R\$)	Encargos (R\$/hh)	Custo (R\$)
Rebaixamento do forro	Desmontagem	120	hh	-	40	R\$ 4.800,00
	Montagem	380	hh	-	40	R\$ 15.200,00
Instalação do Sistema Termoacumulador	Tanque de água gelada	1	unid.	350.000,00	-	350.000,00
	Instalação de Tubulações, válvulas e conexões	1	verba	70.000,00	-	70.000,00
	Mão-de-obra	800	hh	-	72,50	58.000,00
Adequação do novo sistema de água gelada (CWS)	Chiller (condensação a ar)	1	unid.	120.000,00	-	120.000,00
	AHU	2	unid.	120.000,00	-	240.000,00
	Bomba Centrífuga	3	unid.	20.000,00	-	60.000,00
	Instalação de Tubulações, válvulas e conexões	1	verba	60.000,00	-	60.000,00
	Mão-de-obra para desmontagem	400	hh	-	72,50	29.000,00
	Mão-de-obra para montagem	1200	hh	-	72,50	87.000,00
Adequação do painel elétrico	Disjuntor	5	unid.	800,00	-	4.000,00
	Mão-de-obra	10	hh	-	72,50	725,00
					Total	1.098.725,00

Fonte: Orçamento para realização dos trabalhos, 2019.

Observa-se que o investimento total necessário para instauração do projeto é de R\$1.098.725,00.

Os preços considerados na Tabela 28 foram obtidos diretamente do orçamento da empresa de engenharia. Para o cálculo dos encargos, foi considerada uma equipe mecânica incluindo supervisores, encarregados, encanadores, soldadores e ajudantes que compõem uma média de mão-de-obra de R\$72,50 por hora-homem, responsáveis pelas desmontagens e montagens dos *chillers*, das bombas, de tubulações, válvulas, conexões e do tanque de água gelada. Analogamente, a mesma taxa se aplica à equipe de elétrica formada pelo supervisor e eletricitas que realizarão a troca dos disjuntores do painel. Para o rebaixamento do forro a mão-de-obra é mais barata, composta apenas pelo supervisor e ajudantes.

Quanto aos equipamentos, estes foram dimensionados de acordo com a implantação do novo resfriador, de forma que as novas bombas atendem suas vazões máxima e mínima e o tanque apresenta a capacidade suficiente de água para acumulação térmica do sistema. As *AHU*, que apresentam custo de mercado de R\$2.000,00/TR segundo a fabricante desses equipamentos, foram dimensionadas para atender tranquilamente o pico de 100 TR da nova configuração da carga térmica.

Na Tabela 29 seguem algumas especificações do *chiller* que levaram a empresa de engenharia a dimensionar os outros componentes e, conseqüentemente, o custo total de implantação das alterações.

- Modelo: CGAD70, condensação à ar com compressor do tipo *scroll* (Anexo E);
- Capacidade frigorífica nominal: 65,7 TR ou 231,06 kW, sendo suficiente para atender a nova demanda térmica do sistema;
- Vazões de trabalho: máxima igual a $65,4 \frac{m^3}{h}$ e mínima de $21,8 \frac{m^3}{h}$;
- Tubulações de entrada e saída: 4".

Tabela 29 - Características nominais do novo resfriador

Modelo(1) 60Hz	CGAD070
Capacidade Nominal TR	65,7
Compressor	
Modelo (7) Tipo	SM185 SM125 Scroll
Evaporador	
Volume Armazenamento Litros	151
Vazão Mínima de Água m3/h	21,8
Vazão Máxima de Água m3/h	65,4
Conexão de Entrada (8)	4"
Conexão de Saída (8)	4"

Fonte: Adaptada do catálogo técnico do fabricante (TRANE, 2014).

O consumo energético desta máquina pode ser calculado novamente com a utilização da Tabela 24. Na tabela em questão, determina-se que o sistema de água gelada refrigerado por um *chiller* com condensação à ar novo, com compressão do tipo *scroll* apresenta um consumo energético de $1,05 \frac{kW}{TR}$.

Refazendo os cálculos de consumo de energia consumida pelo sistema de refrigeração, tem-se os seguintes valores mensais, para ponta e fora de ponta:

$$C_{ponta} = 1,05 \times 65,7 \times 72 = 4.966,92 \text{ kWh}$$

$$C_{fora\ de\ Ponta} = 1,05 \times 65,7 \times 504 = 34.768,44 \text{ kWh}$$

$$C_{total} = C_{ponta} + C_{fora\ de\ Ponta} = 39.735,36 \text{ kWh}$$

Para efeito de comparação com as faturas de energia anterior, o ano base utilizado para os cálculos será exatamente o de 2018. Dessa forma, aplicando os consumos calculados em conjunto com as tarifas e tributações convenientes, pôde-se construir a Tabela 30, que traz os custos mensais do sistema de condicionamento de ar após as modificações sugeridas.

Tabela 30 - Custos mensais do sistema HVAC após implantação de melhorias

Mês	Bandeira	TUSD ponta (R\$/kWh)	TUSD fora (R\$/kWh)	TE ponta (R\$/kWh)	TE fora (R\$/kWh)	TD (R\$/kW)	Consumo ponta (kWh)	Consumo fora (kWh)	Demanda contratada (kW)	(PIS+COFINS+ICMS)	Custo (R\$)
Janeiro	Verde	0,56638	0,06365	0,49867	0,31329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$26.198,06
Fevereiro	Verde	0,56638	0,06365	0,49867	0,31329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$26.198,06
Março	Verde	0,56638	0,06365	0,49867	0,31329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$26.198,06
Abril	Verde	0,56638	0,06365	0,49867	0,31329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$26.198,06
Mai	Amarela	0,56638	0,06365	0,50867	0,32329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$26.715,72
Junho	Vermelha	0,56638	0,06365	0,54867	0,36329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$28.786,35
Julho	Vermelha	0,56638	0,06365	0,54867	0,36329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$28.786,35
Agosto	Vermelha	0,56638	0,06365	0,54867	0,36329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$28.786,35
Setembro	Vermelha	0,56638	0,06365	0,54867	0,36329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$28.786,35
Outubro	Vermelha	0,56638	0,06365	0,54867	0,36329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$28.786,35
Novembro	Amarela	0,56638	0,06365	0,50867	0,32329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$26.715,72
Dezembro	Verde	0,56638	0,06365	0,49867	0,31329	8,57	4966,92	34768,44	200	0,2324	R\$26.198,06
										Total Anual:	R\$328.353,51

Fonte: Autor, com dados retirados da ANEEL, CPFL e da conta de energia da fábrica, 2019.

Após as alterações, observa-se que a redução dos gastos anuais com energia para o sistema de água gelada é bastante eficiente:

$$Redução (\%) = 1 - \frac{328.353,51}{899.248,88} = 63,49\%$$

Esses 63,49% representam uma economia de R\$570.895,37 por ano de operação da indústria. Assumindo-se que o investimento total para implantação do projeto foi calculado, igual a R\$1.098.725,00, o *payback* simples, ou seja, o tempo de retorno financeiro desconsiderando a taxa interna de retorno, é equivalente a:

$$tempo\ de\ payback = \frac{R\$1.098.725,00}{R\$570.895,37} = 1,92\ anos$$

Conclui-se que com o projeto de instalação das melhorias descritas neste capítulo a fábrica de produtos cosméticos passaria a ter um *payback* simples após um período de 1,92 anos, ou aproximadamente 1 ano e 11 meses.

6. Conclusão

Durante a apresentação deste estudo demonstrou-se que a eficiência energética apresenta grande importância atualmente, visto que a evolução da sociedade tem acarretado no aumento dos processos industriais e, conseqüentemente, no maior consumo de energia elétrica. Para resolução deste problema, metodologias como a implantação de auditorias energéticas se mostram cada vez mais eficazes para redução do consumo elétrico, aliadas à instauração de tecnologias e procedimentos que respeitem a preocupação relacionada ao meio ambiente observada nos dias de hoje.

Portanto, conforme este estudo foi se desenvolvendo, foram apresentadas alternativas estabelecidas por uma auditoria nos processos industriais de uma indústria voltada para produção de produtos de beleza e higiene pessoal. Mais especificamente, buscou-se uma aproximação no sistema de refrigeração desta fábrica, já que este apresenta, geralmente, uma grande parcela do consumo de energia no meio industrial.

Inicialmente, por meio do levantamento dos ganhos de calor que originaram a curva de carga térmica do espaço no *software EnergyPlus* (DOE, 2019), procurou-se evidenciar a possibilidade de os equipamentos do sistema de ar condicionado atualmente instalados na fábrica estarem sobre dimensionados, representando um baixo índice de eficiência em seus processos energéticos.

Como projeto da auditoria, primeiramente sugeriu-se uma adaptação das salas de produção, com a redução da demanda de iluminação e uma modificação na estrutura do forro, de forma que a carga térmica fosse recalculada no *software* para valores significativamente inferiores. Estas alterações permitiram, em conjunto com um sistema de acumulação térmica, a proposição de um novo sistema de refrigeração baseado em máquinas que apresentam um consumo energético e financeiro considerável.

Mais precisamente, a implantação do processo de aplicação da auditoria realizada no sistema possibilitaria um retorno financeiro num período bastante interessante para a indústria. Os cálculos no capítulo 5 demonstraram uma redução de 63,49%, equivalente a R\$570.895,37, no consumo energético anual do sistema *HVAC*. Isso representaria um *payback* do investimento num período de 1 ano e 11 meses, bastante viável para a empresa do estudo visto que os equipamentos do sistema apresentam vida útil longa e o tempo de retorno é relativamente curto. Aliado a isso, a redução considerável no consumo energético do sistema permite concluir que, além de um projeto financeiramente eficiente, foram apresentadas

alternativas que resultam em ganhos de sustentabilidade, visto que menores consumos de energia acarretam em benefícios para o meio ambiente.

A partir dessa análise pode-se concluir que o investimento na implantação de uma auditoria energética nos processos, principalmente na indústria, deve ser levado em consideração, já que com base no que foi apresentado neste trabalho investimentos em eficiência energética possibilitam retornos tanto econômicos quanto em termos de sustentabilidade.

Espera-se que este estudo sirva de exemplo e base para outros estudos que procurem implantações de melhorias energéticas, seja em âmbitos residenciais, comerciais ou industriais, de forma que estimule a análise de viabilidade financeira e a evolução dos conceitos de eficiência. Sugere-se, em virtude da relevância que este estudo apresenta, que os trabalhos relacionados a este procurem sempre pela utilização e/ou desenvolvimento de novas tecnologias que possibilitem aumentos de rendimento e eficiência dos processos no ramo de energia elétrica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADECLAIR. **Catálogo Torres de Refrigeração Oficial**, 31 jul. 2009. Disponível em: http://adeclair.com.br/produtos/Catalogo_AdeclairTorresdeRefrigeracaoOficial.pdf. Acesso em: 12 mar. 2019.

AGOSTINHO, Fábio Ribeiro et al. Estudo sobre a viabilidade financeira na atualização tecnológica de uma planta fabril: Utilização de motores elétricos de alta eficiência e iluminação LED. **Revista Espacios**, Caracas, Venezuela, v. 38, n. 12, p.5, set. 2017. Disponível em: <http://www.revistaespacios.com>. Acesso em: 05 nov. 2018.

AHN, Byung-lip et al. **Savings in Cooling Energy with a Thermal Management System for LED Lighting in Office Buildings**. *Energies*, [s.l.], v. 8, n. 7, p.6658-6671, 30 jun. 2015. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/en8076658>. Disponível em: <https://www.mdpi.com/1996-1073/8/7/6658/htm>. Acesso em: 16 jan. 2019.

ALVES, Maurício C.; BATISTA, Eduardo de Miranda. **Análise computacional do fenômeno de transferência de calor em paredes divisórias do tipo dry wall**. Rem: Revista Escola de Minas, [s.l.], v. 60, n. 2, p.303-313, jun. 2007. FapUNIFESP (SciELO). <http://dx.doi.org/10.1590/s0370-44672007000200013>. Disponível em: <http://www.scielo.br>. Acesso em: 16 jan. 2019.

ANDREOS, Ronaldo. **Estudo de viabilidade técnico-econômica de pequenas centrais de cogeração a gás natural no setor terciário do estado de São Paulo**. 2013. 168 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Energia, EP/FEA/IEE/IF, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013. Disponível em: www.teses.usp.br. Acesso em: 01 mai. 2019.

ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica. **Resolução Normativa nº414 de 9 de setembro de 2010**. Estabelece as Condições Gerais de Fornecimento de Energia Elétrica de forma atualizada e consolidada. Disponível em: www.aneel.gov.br. Acesso em: 06 mai. 2019

ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica. **Resolução Normativa nº 547, de 16 de abril de 2013**. Estabelecer os procedimentos comerciais para aplicação do sistema de bandeiras tarifárias. Disponível em: www.aneel.gov.br. Acesso em: 06 mai. 2019

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6023**: Informação e documentação - Referências - Elaboração. 2 ed. Rio de Janeiro, 2018. 68 p. Disponível em: www.gedweb.com.br. Acesso em: 22 nov. 2018.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6027**: Informação e documentação - Sumário - Apresentação. 2 ed. Rio de Janeiro: Moderna, 2012. 3 p. Disponível em: www.gedweb.com.br. Acesso em: 27 nov. 2018.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14724**: Informação e documentação - Trabalhos acadêmicos - Apresentação. 3 ed. Rio de Janeiro, 2011. 11 p. Disponível em: www.gedweb.com.br. Acesso em: 27 nov. 2018.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1**: Instalação de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários Parte 1 Projetos das instalações. 1 ed. Rio de Janeiro, 2008. 60 p. Disponível em: <https://www.gedweb.com.br>. Acesso em: 26 out. 2018.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220-2**: Desempenho térmico de edificações – Parte 2: Método de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes em edificações. 1 ed. Rio de Janeiro, 2005. 34p. Disponível em: <https://www.gedweb.com.br>. Acesso em: 26 out. 2018.

AUTODESK. **AutoCAD**. Versão 2019. Disponível em: <https://www.autodesk.com.br>. Acesso em: 05 apr. 2019.

BALTAR, Marta Garcia. **Redução da Demanda de Energia Elétrica utilizando Parâmetros Construtivos visando ao Conforto Térmico**. 2006. 153 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica, Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul) – Porto Alegre, 2006. Disponível em: <http://tede2.pucrs.br>. Acesso em: 15 nov. 2018.

BARBOSA, Venilton de Camargo. **Avaliação do comportamento do cop de um sistema de condicionamento de ar, quando se varia o fluxo de refrigerante através de um sistema empregando inversor de frequência**. 2017. 40 f. TCC (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2017. Disponível em: <https://repositorio.unesp.br>. Acesso em: 12 nov. 2018.

BRASIL. Ministério do Trabalho e Emprego. **NR 8 - Edificações**. Brasília: Ministério do Trabalho e Emprego, 2001. Disponível em: <http://www.trabalho.gov.br/>. Acesso em: 11 jun. 2019.

BUILDING SIMULATION CONFERENCE, 2014, Atlanta. **Optimization of the water-cooled chiller plant system operation**. Miami: Ashrae, 2014. 8 p. Disponível em: <https://www.researchgate.net>. Acesso em: 10 nov. 2018.

CARRIER. **Catálogo Técnico Aquaforce 30XW-F**, 13 jul. 2017. Disponível em: https://img.carriero brasil.com.br/downloads_docs/d1dc9-CT-AquaForce-30XW---F---03-17--view-.pdf. Acesso em: 10 mar. 2019.

CASTELINO, Richard Lawrence. **Implementation of the revised Transfer Function Method and evaluation of the CLTD/SCL/CLF Method**. 1992. Dissertação (Mestrado) – Oklahoma State University, Oklahoma, 1992. Disponível em: <https://shareok.org/>. Acesso em: 06 nov. 2018.

CREDER, Hélio. **Instalações de ar condicionado**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004. 318 p. Disponível em: <https://s3.amazonaws.com>. Acesso em: 20 fev. 2019.

DA SILVA, Marcelino Nascimento. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. PROCEL, Rio de Janeiro, 2005. Disponível em: <http://www.marioloureiro.net>. Acesso em: 06 nov. 2018.

DOE, U.S. Department of Energy. **EnergyPlus**. Versão 9.1.0, 27 mar. 2019. Disponível em: <https://energyplus.net/downloads>. Acesso em: 01 abr. 2019.

EPE, Empresa de Pesquisa Energética – EPE. **Anuário estatístico de energia elétrica 2018: Ano Base 2017**. Rio de Janeiro, 2008. Disponível em: <http://www.epe.gov.br>. Acesso em: 17 nov. 2018.

FROZZA, Janquiel Fernando. **Eficiência energética em indústria frigorífica; Desafios de implantação**. 2013. 126 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica, Área de Concentração: Sistemas e Processamento de Energia) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2013.

FUJIMORI, N.A.S., **Dimensionamento do sistema de água gelada e vapor da área de utilidades de uma fábrica de sucos**. 2018. 70p. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia. Disponível em: <http://repositorio.ufu.br/>. Acesso em: 06 fev. 2019.

FUNARO, Vânia Martins Bueno de Oliveira et al. **Diretrizes para apresentação de dissertações e teses da USP**. 3. ed. São Paulo: SibiUSP, 2016. 100 p.

HANDBOOK, ASHRAE et al. **Fundamentals**. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineering, Atlanta, v. 111, 2001. Disponível em: <https://www.academia.edu>. Acesso em: 13 nov. 2018.

IEA. International Energy Agency. **Energy efficiency**. França, 2016. Disponível em: <https://www.iea.org>. Acesso em: 28 out. 2018.

IEA, International Energy Agency. **Energy Efficiency: Industry: The global exchange for energy efficiency policies, data and impacts**. Disponível em: <https://www.iea.org>. Acesso em: 06 nov. 2018.

INATOMI, Thais Ana Hassan. **Análise da eficiência energética do sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso em ambiente de escritório, na cidade de São Paulo, utilizando o modelo computacional Energyplus**. 2008. 87 f. Dissertação

(Mestrado em Engenharia de Construção Civil e Urbana) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008. Disponível em: <http://www.teses.usp.br/>. Acesso em: 20 out. 2018.

JONES, William Peter. **Air conditioning engineering**. 5. ed. Burlington, Inglaterra: Routledge, 2007. 513 p.

KOBAYAKAWA, Fábio Akio. **Eficiência energética em ar condicionado e refrigeração através da aplicação da termoacumulação**. 2011. 51 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Mecânica de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011. Disponível em: repositorio.unesp.br. Acesso em: 06 maio 2019.

LEE, Alexandre. **Otimização dos sistemas de climatização e refrigeração industrial em supermercados**. 2007. 57 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007. Disponível em: <http://sites.poli.usp.br>. Acesso em: 06 maio 2019.

MIGUEL, Paulo Augusto Cauchick et al. Estudo de caso na engenharia de produção: estruturação e recomendações para sua condução. **Revista Produção**, v. 17, n. 1, p. 216-229, 2007. Disponível em: <http://www.scielo.br>. Acesso em: 02 nov. 2018.

MORABITO, Reinaldo et al. **Metodologia de pesquisa em engenharia de produção e gestão de operações**. 2. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2012. 265 p. Disponível em: <https://issuu.com>. Acesso em: 02 nov. 2018.

OLIVEIRA, Leandro Miguel Dias. **Optimização Energética de um Sistema de Climatização Industrial**. 2012. 204 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energias Sustentáveis) – Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto, 2012. Disponível em: <http://recipp.ipp.pt/>. Acesso em: 27 out. 2018.

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA. PROCEL. **Manual de tarifação de energia elétrica**. Rio de Janeiro, agosto de 2011. Disponível em: <http://www.mme.gov.br>. Acesso em: 05 mai. 2019.

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA. PROCEL. **Manual de iluminação**. Rio de Janeiro, agosto de 2011. Disponível em: <http://www.mme.gov.br>. Acesso em 05 mai. 2019.

QUEIROZ, Patrícia Valéria Sathler de; SOUZA, Reinaldo Castro. **Mensuração do consumo de energia elétrica [recurso eletrônico]: algoritmo para detecção de potenciais usuários da termoacumulação como alternativa para deslocamento de carga**. 2011. 98 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Metrologia Para Qualidade e Inovação, Centro Técnico Científico, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2011. Cap. 4.

Disponível em: <http://www.dbd.puc-rio.br/pergamum/biblioteca/index.php>. Acesso em: 07 mai. 2019.

TASSINI, J.O. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial: Estudo de Caso**. 2012. 113 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

TRANE. **Catálogo de produto CG-PRC002H PB**, abr. 2014. Disponível em: <https://www.trane.com/> . Acesso em: 10 mar. 2019.

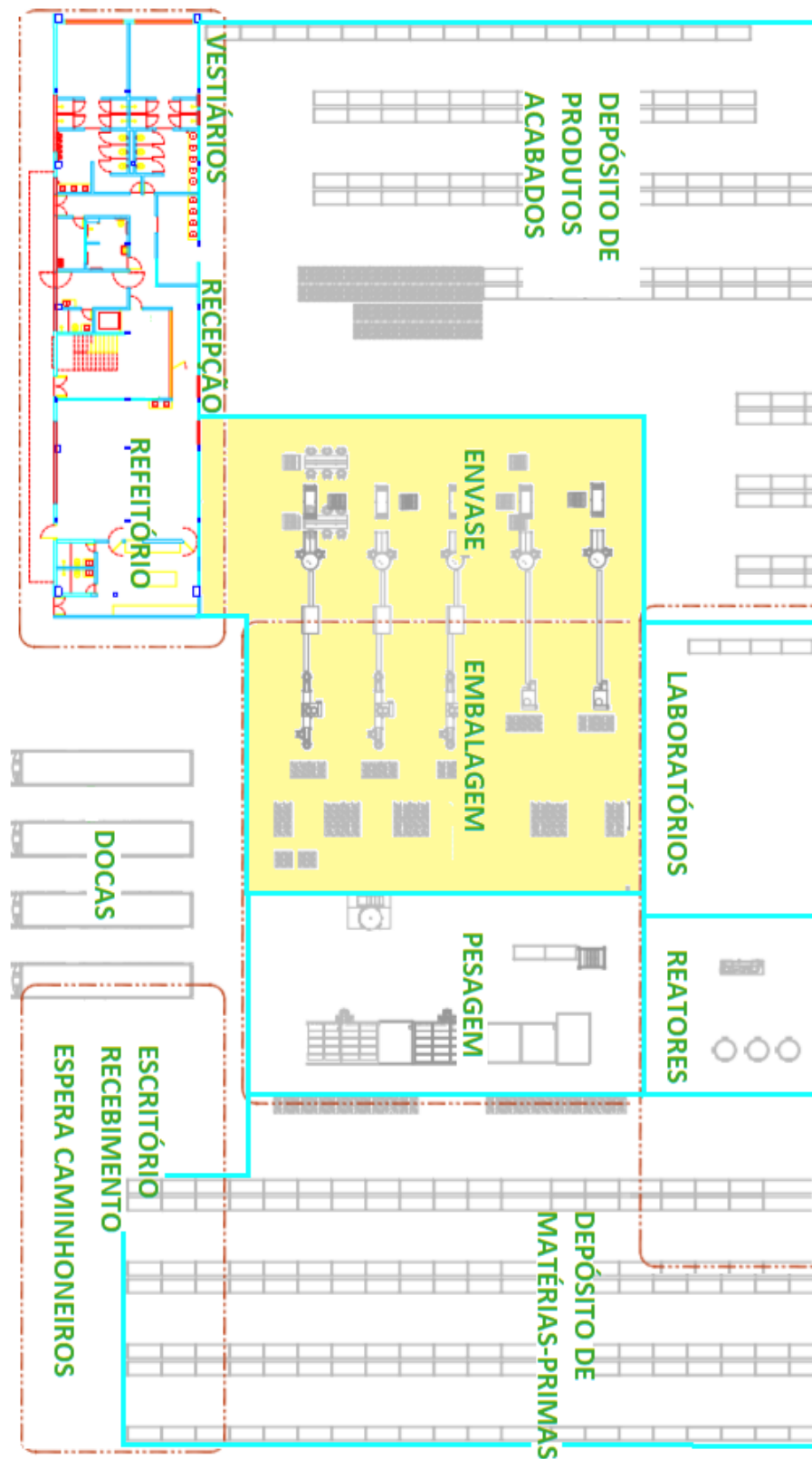
VIANA, Augusto Nelson Carvalho et al. **Eficiência energética: fundamentos e aplicações**. Campinas. Elektro, Universidade Federal de Itajubá, Excen, Fupai, 2012. 314 p.

YIN, Robert K. **Estudo de Caso: Planejamento e Métodos**. 5. Ed. Bookman editora, 2015. 271 p.

WEI, Xiupeng; XU, Guanglin; KUSIAK, Andrew. Modeling and optimization of a chiller plant. **Energy**. Iowa, p. 898-907. 14 ago. 2014. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com>. Acesso em: 10 nov. 2018.

ANEXO A – Disposição das salas de produção na fábrica de cosméticos

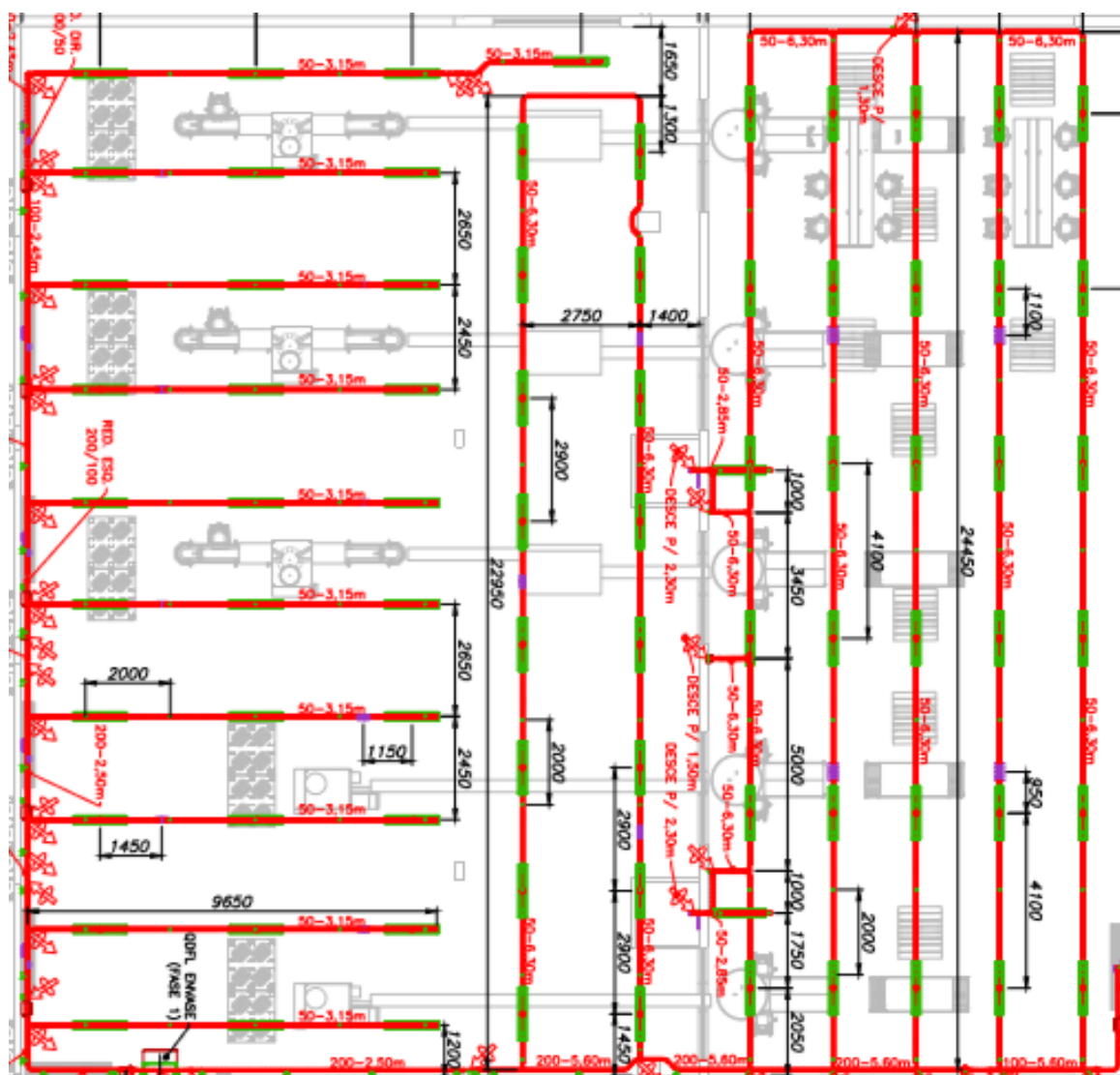
Figura 19 – Localização das salas de envase e embalagem na planta da indústria



Fonte: Fornecida pelos engenheiros responsáveis do projeto, 2018.

ANEXO B – Planta de iluminação das salas de envase e embalagem

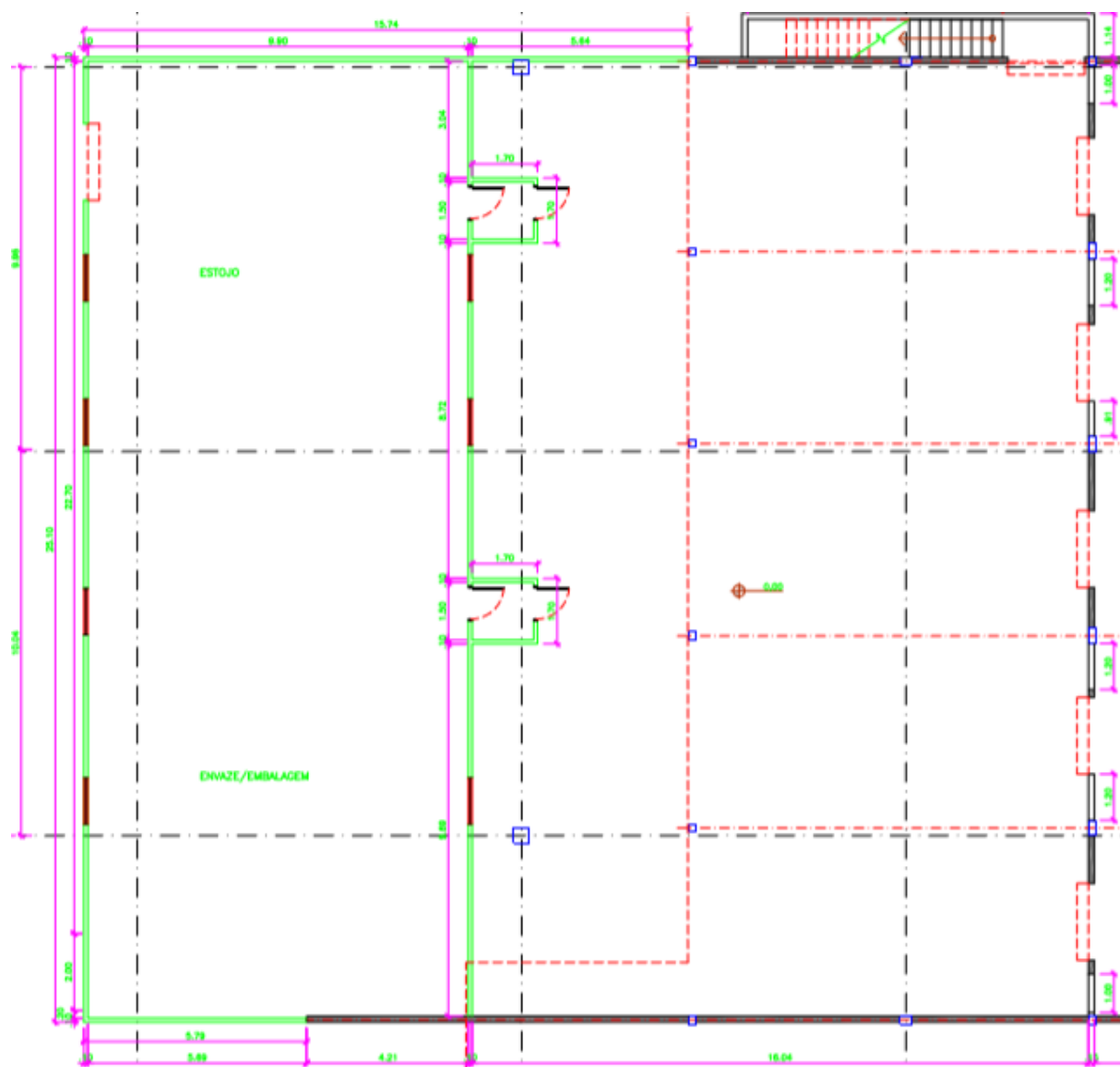
Figura 20 - Planta de iluminação das salas



Fonte: Fornecida pelos engenheiros responsáveis do projeto, 2018.

ANEXO C – Planta civil das áreas de envase e embalagem

Figura 21 - Planta civil das salas



Fonte: Fornecida pelos engenheiros responsáveis do projeto, 2018.

ANEXO D – Catálogo do fabricante do *chiller* antigo

Figura 22 - Página inicial do catálogo técnico do *chiller* instalado na indústria

	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div> <p>Catálogo Técnico</p> </div> <div style="text-align: right;"> <p>AQUAFORCE® 30XW150-400 Resfriador de Líquidos (Chiller) Tipo Parafuso Condensação a Água 150 a 400 Toneladas Nominais (528 a 1407 kW)</p> </div> </div>
---	---

AQUAFORCE™



Os chillers AquaForce 30XW da Carrier oferecem uma ótima combinação de desempenho e área de piso compactas, para aplicações em resfriamento de processo e condicionamento de ar. Estes chillers fornecem excelente confiabilidade e eficiência em condições operacionais reais, sem comprometer o meio ambiente.

- Refrigerante HFC R-134a sem cloro;
- Deslocamento positivo, compressores parafuso duplos;
- Eficiências certificadas pelo AHRI (Instituto de Ar Condicionado, Aquecimento e Refrigeração) de até 0,472 kW por tonelada (RLV) (valor de carga parcial integrada);
- Circuitos duplos de refrigerante independentes (tamanhos 325-400);
- Dimensões compactas, com menos de 1219 mm (48") de largura;
- Controles de fácil manuseio.

Características/ Benefícios

A qualidade no projeto e construção tornam os chillers AquaForce 30XW uma excelente escolha em instalações de água gelada eficientes.

Área de instalação compacta
Os chillers 30XW possuem áreas de piso compactas, com menos de 1219 mm (48") de largura para uma fácil instalação e espaço interno mínimo. As áreas de piso do chiller 30XW podem ser até 30% menores quando comparadas a outros chillers e exigem casa de máquinas com áreas menores e também calços de concreto menores.

Fonte: Catálogo do fabricante de *chillers* (CARRIER, 2017).

ANEXO E – Catálogo do fabricante do *chiller* novo proposto

Figura 23 - Página inicial do catálogo técnico do *chiller* proposto pelo projeto de melhorias



Fonte: Catálogo do fabricante de *chillers* (TRANE, 2014).