



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEM/POLITÉCNICA/UFRJ



## OTIMIZAÇÃO DO CONSUMO ELÉTRICO EM UM HIPERMERCADO A PARTIR DE SUA CLIMATIZAÇÃO

**Jackeline Leal Aleksitch**

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Nisio de Carvalho Lobo Brum

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

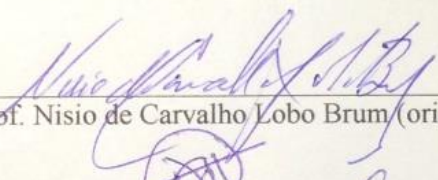
JANEIRO DE 2015


OTIMIZAÇÃO DO CONSUMO ELÉTRICO EM UM HIPERMERCADO A PARTIR DE  
SUA CLIMATIZAÇÃO

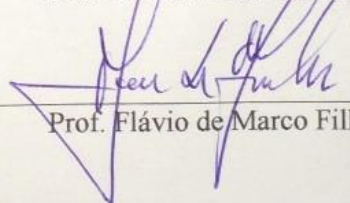
Jackeline Leal Aleksitch

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO  
DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS  
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE  
ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Nisio de Carvalho Lobo Brum (orientador)

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Daniel Alves Castello

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Flávio de Marco Filho

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

JANEIRO DE 2015

Aleksitch, Jackeline Leal.

Otimização do consumo elétrico em um hipermercado a partir de sua climatização / Jackeline Leal Aleksitch – Rio de Janeiro: UFRJ / Escola Politécnica, 2015.  
X,82 p.:il.; 29,7 cm

Orientador: Prof. Nisio de Carvalho Lobo  
Brum.

Projeto de Graduação – UFRJ / Escola Politécnica / Curso de Engenharia Mecânica, 2015.

Referências Bibliográficas: p. 82

1. Sistema de climatização 2. Redução do consumo energético 3. Hipermercado 4. Bandeiras tarifárias

I. Brum, Nisio de Carvalho. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Estudo do consumo elétrico de um sistema de climatização do tipo chiller com condensação a água em um hipermercado e apresentação de soluções para sua otimização.

*Dedico este projeto  
aos meus pais, Walter e  
Elisabete e à minha irmã  
Danielle.*

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Elisabete Leal Aleksitch e Walter Aleksitch Junior, pelo amor, dedicação e reprodução de seus valores. Por me darem sempre asas para conhecer o mundo sabendo que em qualquer lugar estarei perto de casa. Por acreditarem e confiarem no meu estudo para que um dia eu seja capaz de passar aos meus filhos os mesmos princípios de bondade, honestidade e trabalho a mim transmitidos.

A minha irmã Danielle Cozer que muitas vezes assume papel de mãe e não deixa nenhum mal me acontecer. Por ser minha conselheira e amiga em todos os momentos. E principalmente por, junto com meu irmão mais velho trazido pelo coração Vitor Cozer, me proporcionar as duas maiores alegrias da minha vida.

Aos meus sobrinhos Carolina e Enzo que me ensinaram a forma mais forte e pura do amor. Por me deixarem ser mãe por alguns momentos ou mesmo virar criança em outros. Pela luz e bondade que trouxeram a toda a família. Por serem minha maior motivação para ajudar na construção de um mundo melhor.

A minha família em geral por todo apoio ao longo desses anos de estudo, por aceitar minha ausência durante um ano e meio e me receber de braços abertos sempre que eu voltei para casa. Pelos sorrisos e palavras de motivação em momentos difíceis e pelo amor sincero.

Ao meu companheiro Stanislas Sender por sempre acreditar em nós. Pelo sorriso que me proporciona todos os dias. Por me apoiar e incentivar mesmo nos momentos de distância. Por entender a dificuldade da realização deste projeto e me ajudar de forma ativa. E principalmente por ser meu parceiro em todos os momentos.

Aos meus amigos, que traçam seus caminhos diversos, mas que sempre estão presentes. Por crescermos juntos e compartilharmos diversas fases da vida. Pelas palavras de conforto, pelas horas de conselhos e pelos abraços sempre sinceros. Agradeço em especial à Natalia Guerra e Nathalia Ribeiro, por serem minha família em um ano e meio no exterior e por me mostrarem que amizade não depende de localidade, religião ou crença e sim de amor e sinceridade.

Ao meu professor orientador, Nisio de Carvalho Lobo Brum, por toda orientação e atenção dedicados ao longo da construção deste projeto. Pela disponibilidade de me orientar à distância e por todo conhecimento que foram fundamentais na realização deste trabalho.

A toda equipe GreenYellow, por me proporcionar um enorme crescimento profissional e um ambiente de trabalho muito especial, com a oportunidade de alinhar conhecimento acadêmico e vontade de melhorar o planeta no qual vivemos. Em especial à Wellington Cesar e Aristide Muller pela amizade e ajuda na realização deste projeto.

A todos que participaram direta ou indiretamente na realização deste projeto, através de palavras de apoio e motivação. A todos que acompanharam minha trajetória de muito trabalho e vivenciaram comigo cada etapa.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica / UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Otimização do consumo elétrico em um hipermercado a partir de sua climatização

Jackeline Leal Aleksitch

Janeiro / 2015

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Curso: Engenharia Mecânica

Este projeto tem como objetivo a análise do potencial de redução de consumo elétrico de um hipermercado situado na cidade de Niterói, no estado do Rio de Janeiro. Devido a um grande desperdício energético e aos custos cada vez mais elevados da energia fornecida pelas concessionárias, muitos estabelecimentos deste setor são fortemente incentivados a realizar soluções de eficiência energética. Este documento demonstra então propostas para a redução de consumo na climatização, desconsiderando outros potenciais focos de diminuição de consumo energético, como o frio alimentar e a iluminação do ambiente. Este documento apresenta os problemas no contexto atual de energia elétrica, explicitando o conceito de bandeiras tarifárias a ser adotado no País a partir do ano de 2015. Ele também expõe a repartição do consumo energético e as condições físicas e operacionais em que são encontrados os equipamentos necessários para a climatização do recinto. O cálculo do consumo atual, a apresentação da carga térmica do recinto, as recomendações propostas para a redução do consumo energético no sistema de climatização são reproduzidos ao longo deste documento.

Palavras-chave: Sistema de climatização, redução do consumo energético, hipermercado e bandeiras tarifárias.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

Optimization of electrical consumption in a hypermarket due to its cooling system

Jackeline Leal Aleksitch

January / 2015

Advisor: Nisio de Carvalho Lobo Brum

Course: Mechanical Engineering

This project aims to analyze the potential for reducing electrical consumption of a hypermarket located in Niteroi, in the state of Rio de Janeiro. Due to the important energy waste and the increasingly cost of energy delivered by the supplier, many establishments in this sector are strongly encouraged to implement energy efficiency solutions. Thus this document brings proposals to reduce consumption in air conditioning and neglecting other potential sources for reducing the energy consumption, such as food cold and ambient lighting. This document presents an issue in the actual context of electric energy, explaining the concept of “bandeiras tarifárias”, which are going to be implanted in the country from the year 2015. It also exposes the distribution of energy consumption and the physical and operating conditions that are found in the necessary equipment for the HVAC enclosure. The calculation of current consumption, the presentation of the coil load of the enclosure, the proposed recommendations for reducing energy consumption in the HVAC system are played throughout this document.

Keywords: HVAC system, energetic consumption reduction, hypermarket and electric energy costs.

## Sumário

Lista de figuras.....	1
Lista de tabelas.....	2
Simbologia para índices.....	4
1 Introdução.....	5
2 Objetivo.....	8
3 Gestão do consumo energético.....	9
3.1 Monitoramento.....	9
3.2 Tarifação de energia elétrica.....	11
4 Conceitos fundamentais sobre climatização de recintos.....	15
4.1 Pressão parcial de vapor.....	15
4.2 Pressão de saturação (ponto de orvalho).....	16
4.3 Entalpia do ar úmido.....	17
4.4 Climatização do recinto.....	18
4.4.1 Resfriamento e desumidificação do ar serpentina.....	20
4.4.2 Calor sensível e calor latente.....	21
4.4.3 Fator de <i>by-pass</i> .....	22
4.4.4 Taxa e fator efetivos de calor sensível e latente.....	24
4.5 Elementos do <i>Fan coil</i> .....	25
4.6 Bombas.....	26
4.6.1 Curva característica da bomba (Head x $V$ ).....	26
4.6.2 Curva de potência absorvida.....	26
4.6.3 Efeito na mudança de rotação nas curvas características.....	27
4.7 Dimensionamento de equipamentos através de motores.....	27
5 Levantamento de dados do hipermercado.....	29
5.1 Localização geográfica e descrição arquitetônica.....	29
5.2 Sublocatários.....	29
5.3 Avaliação e levantamento de dados dos equipamentos.....	31
5.3.1 <i>Chillers</i> .....	33
5.3.2 Bombas de água gelada (bag).....	33
5.3.3 Bombas água de condensação (bac).....	34
5.3.4 Torre de resfriamento.....	35
5.3.5 <i>Fan coils</i> .....	36
6 Carga térmica.....	38
6.1 Conforto térmico dos ocupantes.....	38



6.2	Condições do ar externo.....	41
6.3	Ocupação.....	42
6.4	Superfícies da construção .....	42
6.5	Dados adicionais para simulação .....	43
6.6	Resultado da simulação.....	44
7	Características do ar úmido .....	45
7.1	Vazão de ar de renovação insuflado .....	45
7.2	Condições do ar de renovação – OA.....	47
7.3	Condições ar proveniente do recinto - RA.....	49
7.4	Definição do fator de by-pass da serpentina .....	50
7.5	Condições insuflação – SA .....	51
7.5.1	Vazão mássica de insuflação .....	52
7.5.2	Temperatura de insuflação.....	53
7.5.3	Umidade absoluta de insuflação .....	53
7.5.4	Entalpia de insuflação.....	54
7.6	Condições da mistura – EA.....	54
8	Consumo do sistema de climatização.....	56
8.1	Chiller .....	57
8.1.1	Condição atual de funcionamento do <i>chiller</i> .....	58
8.1.2	Consumo proposto <i>chiller</i> .....	59
8.2	Fan coil.....	60
8.2.1	Condição de funcionamento atual <i>fan coil</i> .....	61
8.2.2	Consumo proposto <i>fan coil</i> .....	62
8.3	Bombas água gelada (bag) .....	63
8.3.1	Condição de funcionamento atual bombas água gelada .....	64
8.3.2	Consumo proposto bombas água gelada.....	66
8.4	Bombas de água de condensação (bac).....	69
8.4.1	Consumo atual bombas água de condensação .....	69
8.4.2	Consumo proposto bombas água de condensação .....	71
8.5	Torres de resfriamento .....	74
8.6	Resultados da redução de consumo .....	75
9	Conclusão.....	80
10	Bibliografia.....	82

## Lista de figuras

<b>Figura 3.1</b> - Sistema de monitoramento online para o ano de 2013 dividido em horário de ponta e fora ponta. ....	10
<b>Figura 3.2</b> – Exemplificação sistema de monitoramento de consumo elétrico para um dia genérico.....	10
<b>Figura 3.3</b> - Ilustração de forma gráfica referente a tarifa verde.....	12
<b>Figura 3.4</b> - Ilustração de forma gráfica referente a tarifa azul. ....	13
<b>Figura 3.5</b> - Representação ilustrativa dos mercados cativo e livre. ....	14
<b>Figura 4.1</b> – Ilustração diagrama temperatura-entropia para pressão de saturação do ar úmido no ponto 1.....	17
<b>Figura 4.2</b> - Ciclo ilustrativo de condicionamento de ar. ....	19
<b>Figura 4.3</b> – Mistura ar de retorno do recinto (RA) com o ar de renovação (OA) e sua ilustração na carta psicrométrica. ....	20
<b>Figura 4.4</b> – Condições do ar que entra (EA) e sai (SA) da serpentina.....	21
<b>Figura 4.5</b> - Ilustração do ar que passa pela serpentina.....	23
<b>Figura 4.6</b> – Esquema ilustrativo do ar ao passar pela serpentina.....	23
<b>Figura 4.7</b> - Esboço de dois <i>fan coils</i> juntamente com seus acessórios. ....	25
Figura 4.8 - Curva genérica da bomba para diferentes rotações do eixo.....	26
Figura 4.9 – Curva genérica de potência x vazão da bomba. ....	27
<b>Figura 4.10</b> - Potências consideradas no conjunto motor-máquina.....	28
<b>Figura 5.1 (a) (b)</b> – Sublocatários presentes no hipermercado. ....	30
<b>Figura 5.2</b> - Esquema ilustrativo da planta hidráulica do estabelecimento. ....	32
<b>Figura 5.3 (a)</b> Associação bombas água gelada em paralelo <b>(b)</b> - Bomba água gelada.	34
<b>Figura 5.4 (a)</b> Bombas água de condensação associadas em paralelo. <b>(b)</b> Bomba água de condensação.....	35
<b>Figura 5.5</b> - Torre de resfriamento. ....	36
<b>Figura 5.6 (a)</b> - <i>Fan coil</i> . <b>(b)</b> Entrada e saída de água gelada evidenciando a válvula de três vias.....	37
<b>Figura 6.1</b> - Carga térmica total, sensível e latente simuladas para o recinto. ....	44
<b>Figura 7.1</b> - Abertura para o ar de renovação.....	45
<b>Figura 8.1</b> – IPLV <i>chiller</i> . ....	57
<b>Figura 8.2</b> - Válvula de três vias do sistema atual.....	60
<b>Figura 8.3 (a)</b> - Esquema hidráulico com válvula de três vias. <b>(b)</b> - Esquema hidráulico com válvula de duas vias.....	61
<b>Figura 8.4</b> - Curvas de desempenho do motor acoplado a bomba de água gelada.....	64
<b>Figura 8.5</b> - Curva ( <i>head</i> ) x vazão bomba de água gelada.....	67
<b>Figura 8.6</b> - Curvas de desempenho do motor acoplado na bomba de água de condensação.....	70
<b>Figura 8.7</b> - Altura manométrica bomba de água de condensação.....	73
<b>Figura 8.8</b> - Esquema hidráulico ilustrativo da instalação de climatização. ....	79

## Lista de tabelas

<b>Tabela 3.1</b> - Subgrupos de consumidores e suas tensões de atendimento. ....	11
<b>Tabela 4.1</b> - Principais componentes do ar seco. ....	15
<b>Tabela 5.1</b> - Consumo elétrico mensal dos sublocatários. ....	30
<b>Tabela 5.2</b> - Dados técnicos <i>chillers</i> . ....	33
<b>Tabela 5.3</b> - Dados técnicos bombas de água gelada. ....	34
Tabela 5.4 – Dados técnicos bombas de água de condensação. ....	35
Tabela 5.5 – Dados técnicos dos <i>fan coils</i> . ....	36
<b>Tabela 6.1</b> – Isolamento [clo] de cada tipo de vestimenta escolhido para o projeto. ....	39
<b>Tabela 6.2</b> - Condições para insuflação do ar no recinto. ....	40
<b>Tabela 6.3</b> – Características do ar referentes aos dias 21 de cada mês considerados na simulação – ponto OA. ....	41
<b>Tabela 6.4</b> – Número máximo de ocupantes por segmento de comercio varejista. ....	42
<b>Tabela 6.5</b> – Taxa de ocupação considerada para as simulações de carga térmica. ....	42
<b>Tabela 6.6</b> – Orientações das superfícies do recinto. ....	43
<b>Tabela 6.7</b> - Materiais utilizados nas superfícies do recinto. ....	43
<b>Tabela 7.1</b> - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação. ....	46
<b>Tabela 7.2</b> - Eficiência de distribuição na zona. ....	47
<b>Tabela 7.3</b> – Dados meteorológicos do Aeroporto Santos Dumont. ....	48
<b>Tabela 7.4</b> - Pressão de saturação do vapor e pressão de vapor no ponto OA. ....	48
<b>Tabela 7.5</b> - Umidade absoluta e entalpia específica ponto OA. ....	48
<b>Tabela 7.6</b> - Volume específico do ar ponto OA. ....	49
<b>Tabela 7.7</b> - Vazão mássica ponto OA. ....	49
<b>Tabela 7.8</b> - Fator de <i>by-pass</i> por segmento de aplicação (*traduzido). ....	50
<b>Tabela 7.9</b> - Fator de calor sensível efetivo. ....	51
<b>Tabela 7.10</b> - Temperatura de ponto de orvalho do equipamento. ....	52
<b>Tabela 7.11</b> - Vazão mássica de insuflação. ....	52
<b>Tabela 7.12</b> - Temperatura de insuflação de ar no recinto. ....	53
<b>Tabela 7.13</b> - Umidade absoluta de insuflação. ....	53
<b>Tabela 7.14</b> - Entalpia específica de insuflação. ....	54
<b>Tabela 7.15</b> - Entalpia específica da mistura. ....	54
<b>Tabela 7.16</b> - Umidade absoluta ar de mistura. ....	55
<b>Tabela 8.1</b> - Número de <i>chillers</i> ligados a partir temperatura externa. ....	58
<b>Tabela 8.2</b> - Características consumo funcionamento atual <i>chillers</i> . ....	58
<b>Tabela 8.3</b> - Características consumo funcionamento proposto <i>chillers</i> . ....	59
<b>Tabela 8.4</b> - Consumo elétrico absorvido pelos <i>fan coils</i> proposto. ....	62
<b>Tabela 8.5</b> - Número bombas água gelada acionadas. ....	65
<b>Tabela 8.6</b> – Consumo elétrico absorvido bag. ....	65
<b>Tabela 8.7</b> – Vazão volumétrica de água gelada sistema proposto. ....	66
<b>Tabela 8.8</b> - Altura manométrica para vazões específicas. ....	67
<b>Tabela 8.9</b> – Consumo elétrico absorvido bag proposto. ....	68
<b>Tabela 8.10</b> - Número de bombas acionadas no sistema. ....	71
<b>Tabela 8.11</b> - Potência total absorvida nas bac consumo atual. ....	71
<b>Tabela 8.12</b> - Consumo elétrico bombas de água de condensação. ....	71
<b>Tabela 8.13</b> - Volume necessário água de condensação. ....	72
<b>Tabela 8.14</b> - Altura manométrica para vazões específicas. ....	73
<b>Tabela 8.15</b> – Consumo elétrico absorvido bac proposto. ....	74
<b>Tabela 8.16</b> - Repartição consumo total hipermercado. ....	76
<b>Tabela 8.17</b> – Consumo sistema de climatização com funcionamento atual. ....	77
<b>Tabela 8.18</b> - Consumos calculados sistema de climatização. ....	77

## Simbologia

$A_z$  - Área útil ocupada [ $m^2$ ];

ADP - *Apparatus Dew Point*;

Bac – Bomba de água de condensação;

Bag – Bomba de água gelada;

BF - Fator de *by-pass*;

Ct – Carga térmica [kW];

$E_z$  – Eficiência de distribuição na zona.

$F_a$  – Vazão por área útil ocupada [ $L/s.m^2$ ];

$F_p$  – Vazão por pessoa [ $L/s \cdot$  pessoa];

H - Entalpia [kJ];

h - Entalpia específica [kJ/kg];

P – Pressão [Pa]

$\dot{m}$  – Vazão mássica [kg/s];

M – Massa molar [g/moles];

n – Número de moles;

$\eta_m$  –Rendimento do motor;

P – Pressão [Pa];

Pot – Potência [kW];

Q – Troca de calor [kJ];

RSH - Taxa de calor sensível;

RLH – Taxa de calor latente;

RSHF - Fator de calor sensível do recinto;

t – Temperatura;

$\mu_m$  – Rendimento mecânico;

$V_{ef}$  – Vazão eficaz de ar exterior [L/s];

$\dot{V}$  - Vazão volumétrica [ $m^3/h$ ];

V2V – Válvula de duas vias;

$\omega$  - Umidade absoluta [kgágua/kgarseco];

x – Umidade relativa [%].

## **Simbologia para índices**

a – ar seco;

abs – absorvida;

atm – Atmosférico;

Dissip motor – Dissipado motor;

EA – ar de mistura;

entr – Entrada;

OA – Ar de renovação;

Prop – Proposto em estudo;

RA – Ar condicionado do recinto;

SA – Ar de insuflação;

sat – Saturação;

v – Vapor;

w – Água (de forma geral no estado líquido).

# 1 Introdução

A economia brasileira está em processo de reajustes, onde por consequência as previsões para o comércio varejista nacional são pessimistas para o próximo ano. Existem perspectivas de crescimento zero ou mesmo retração no setor segundo a Federação de Comércio de Bens, Serviços e Turismo do Estado de São Paulo (FecomercioSP), que projeta um cenário macroeconômico preocupante para o ano de 2015.

A porcentagem de vendas totais no País para os três primeiros trimestres do ano de 2014 mostra o baixo crescimento de vendas no setor em relação ao ano anterior. Estes dados refletem a diminuição do poder de compra do consumidor brasileiro segundo a Associação brasileira de Supermercados (ABRAS).

As vendas reais dos supermercados no Brasil apresentaram um aumento, em relação ao ano anterior de 2,08 por cento nos meses de janeiro a outubro no ano de 2014. Contudo, as previsões de crescimento apresentadas no início do ano pela ABRAS foram de 3,0 por cento. Esta queda reafirma o modesto desempenho do setor no primeiro trimestre e as frustradas expectativas de impulso das vendas devido à Copa do Mundo.

Em paralelo ao quadro de consumo do setor varejista, existe uma problemática importante quanto ao gasto energético das lojas físicas e o aumento constante das tarifas de eletricidade. As contas de energia elétrica são reajustadas anualmente todos os anos, mas, com longos períodos de estiagem em grande parte do País, os reajustes serão mais intensos a partir de 2015.

A energia elétrica no Brasil é gerada predominantemente por usinas hidrelétricas. Para funcionar, essas usinas dependem das chuvas e do nível de água nos reservatórios. Quando há pouca água armazenada, as usinas termelétricas podem ser ligadas com a finalidade de poupar água nos reservatórios das usinas hidrelétricas. Com isso, o custo de geração de energia aumenta, pois essas usinas são movidas a combustíveis como gás natural, carvão, óleo combustível e diesel. Por outro lado, quando há muita água armazenada, as térmicas não precisam ser ligadas e o custo de geração é menor.

Segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) as contas de energia passarão a funcionar com o sistema de Bandeiras Tarifárias a partir de 2015. Essas bandeiras, representadas pelas cores verde, amarela e vermelha, indicarão se a energia custará mais ou menos, em função das condições de geração de eletricidade.

O sistema possui três bandeiras que indicam:

- Bandeira verde: condições favoráveis de geração de energia. A tarifa de energia elétrica não sofre nenhum acréscimo;
- Bandeira amarela: condições de geração menos favoráveis. A tarifa sofre acréscimo de R\$ 1,50 para cada 100 quilowatt-hora (kWh) consumidos;
- Bandeira vermelha: condições mais custosas de geração. A tarifa sofre acréscimo de R\$ 3,00 para cada 100 kWh consumidos.

A abrangência das bandeiras é definida por quatro regiões distribuídas no País:

- Subsistema Sudeste/Centro-Oeste (SE/CO): Regiões Sudeste e Centro-Oeste, Acre e Rondônia;
- Subsistema Sul (S): Região Sul;
- Subsistema Nordeste (NE): Região Nordeste, exceto o Maranhão;
- Subsistema Norte (N): Pará, Tocantins e Maranhão.

Através da regulação dessas bandeiras, que se encontram no último semestre de 2014 todas vermelhas, a tarifação elétrica irá aumentar além do reajuste anual para os próximos anos. Os danos causados principalmente pelo baixo nível das hidrelétricas precisarão ser repassados ao consumidor final e amortizados nos próximos anos.

As empresas de varejo alimentício do Brasil, impulsionadas pelo baixo índice de vendas e alto quadro de despesas elétricas, começaram a investir em formas de redução de gastos. Neste contexto o aperfeiçoamento de utilização da energia elétrica torna-se bastante interessante. Reduções de despesas energéticas podem ser propostas através dos principais setores de consumo de um hipermercado, como climatização, iluminação e gestão do frio alimentar.

Neste projeto será tratado especialmente o setor de climatização que possui e grande potencial de redução energética. Inicialmente será apresentado o objetivo deste trabalho, no capítulo dois. Em seguida será realizado um estudo sobre a tarifação e monitoramento da energia elétrica do empreendimento no capítulo três. No capítulo quatro serão apresentados os conceitos teóricos necessários à compreensão do projeto,

seguido pela apresentação das informações do hipermercado no capítulo cinco, e o cálculo da carga térmica do recinto no capítulo seis. O estudo do ar úmido e dos equipamentos nos capítulos sete e oito. O capítulo nove finaliza o trabalho através de uma conclusão



## 2 Objetivo

O objetivo do presente trabalho é reproduzir o consumo energético de um hipermercado situado na cidade de Niterói, Rio de Janeiro, avaliando as possíveis soluções para a redução de gastos energéticos provindos da climatização. Os cálculos do consumo energético atual e proposto após a implementação de tais soluções são apresentados de forma detalhada ao longo deste documento.

O hipermercado possui uma área dedicada às vendas de 4012 m<sup>2</sup> e seu sistema de climatização é composto por *chillers* com condensação à água. Este equipamento produz água gelada para diversos processos, inclusive a climatização de ambientes. Este sistema possui maior eficiência quando comparado ao sistema de unidades de resfriamentos independentes conhecidas também em inglês como *rooftops*. Os *chillers*, devido a uma maior eficiência, possibilitam uma melhor forma de gestão e controle de consumo.

A otimização do consumo do sistema de climatização tem como finalidade a redução do faturamento elétrico do empreendimento e a diminuição do desperdício energético. Sendo assim, o sistema, além de adequar as condições do ar interno às normas nacionais e internacionais, deve promover menos despesas de energia à empresa.

O sistema proposto deve ser capaz de promover conforto aos clientes do empreendimento e manter a integridade dos alimentos sensíveis ao calor que não se encontram em balcões refrigerados. Este deve garantir também uma redução de consumo energético em kWh e diminuição de desperdícios.

### **3 Gestão do consumo energético**

O cálculo dos ganhos adquiridos após a implantação das soluções de eficiência energética necessita de um período de referência onde o consumo possa ser comparado. Tal período precisa apresentar a mesma situação de operação dos equipamentos, a fim de reduzir ao máximo sua influência no cálculo dos ganhos. Serão considerados os mesmos equipamentos instalados e mesmo horário de abertura/fechamento do hipermercado antes e após a proposição das soluções energéticas.

Este período, denominado “período de referência”, será composto por 365 dias de medições de consumo. O levantamento de dados para o estabelecimento em questão foi feito entre o primeiro dia de Junho de 2013 (01/06/2013) e o último dia de Maio de 2014 (31/05/2014).

#### **3.1 Monitoramento**

Entender detalhadamente o consumo é de suma importância para a escolha das soluções e acompanhamento da eficiência energética do empreendimento.

Para o acompanhamento possa ser realizado de maneira segura e eficiente, utilizamos uma ferramenta que possibilita acompanhamento através de uma plataforma *online*. As medições de consumo elétrico são realizadas continuamente e registradas a cada quinze minutos. A soma destes valores fornecerá uma estimativa do consumo elétrico da loja. Estes dados podem ser obtidos também pela concessionária de energia elétrica. Contudo, este serviço é faturado e bastante custoso.

Esta ferramenta é composta por um *gateway* que está interligado ao relógio da concessionária. Este sistema envia os dados à plataforma *online* que os armazena. Esta ferramenta reconstitui de maneira fiel o comportamento da loja durante o dia, realizamos ao final de cada mês, um comparativo entre a faturação realizada pela concessionária e as medições realizadas pela plataforma *online*, a fim de garantir a coerência dos dados. Em caso de incoerência um plano de ação corretiva deve ser apresentado.

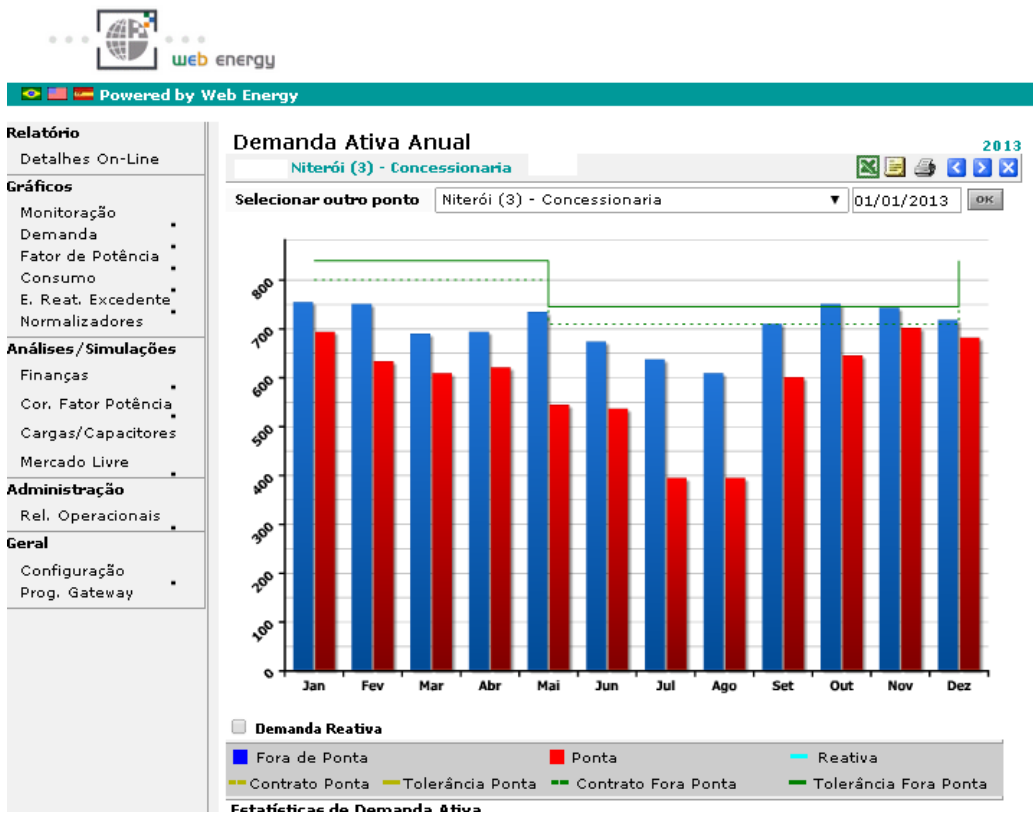


Figura 3.1 - Sistema de monitoramento online para o ano de 2013 dividido em horário de ponta e fora ponta.

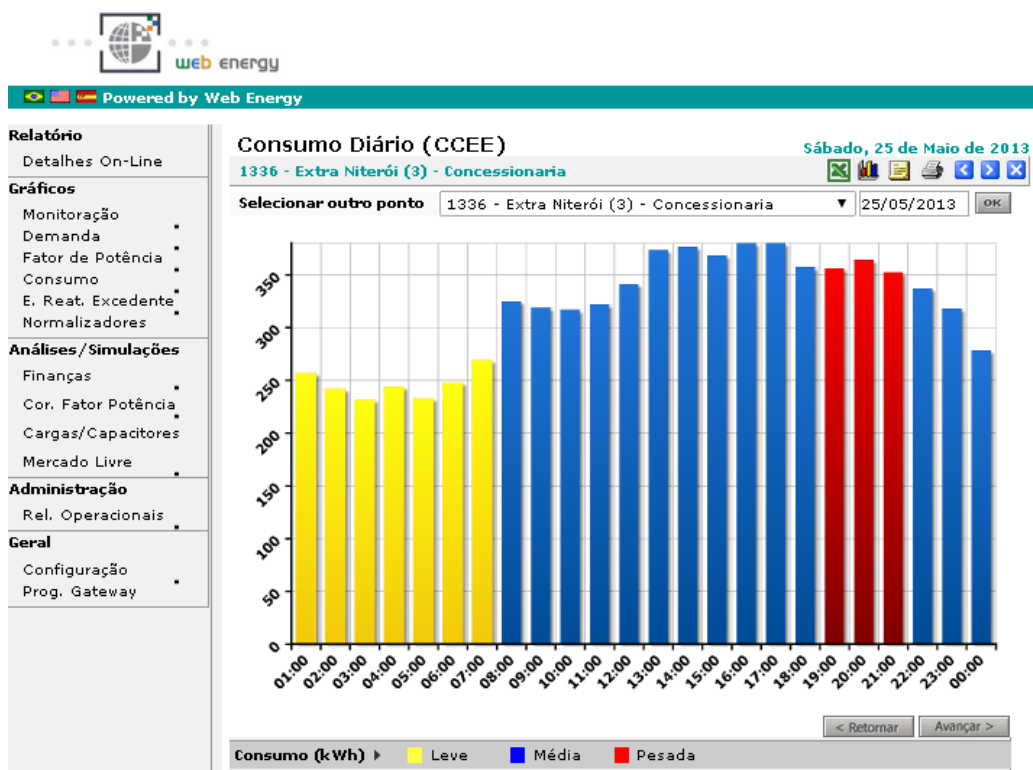


Figura 3.2 – Exemplificação sistema de monitoramento de consumo elétrico para um dia genérico.

O consumo leve descrito na figura 3.2 pode ser conhecido como capacitivo. Já os consumos médio e pesado possuem relação entre o horário de fora ponta e ponta respectivamente. O horário de ponta é um período de três horas durante os dias úteis onde a concessionária pode faturar o kWh a um valor mais elevado. Este conceito será mais aprofundado ao longo deste documento.

### 3.2 Tarifação de energia elétrica

A comercialização de energia elétrica no Brasil é regulamentada pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), na qual, através de processo licitatório estabelece as empresas que poderão operar as instalações para geração, transmissão ou distribuição de energia no País.

A concessionária, empresa autorizada pela ANEEL a atuar na distribuição de energia elétrica, classifica seus consumidores de acordo com os níveis de tensão que recebem. Os consumidores atendidos em baixa tensão, em geral entre 127 V a 220 V, são classificados no Grupo B. Este grupo é dividido em subgrupos, de acordo com a atividade do consumidor. Consumidores residenciais, por exemplo, são classificados como B1 e os rurais como B2.

Os consumidores atendidos em alta tensão, acima de 2300 V, são classificados no Grupo A. Esse grupo é subdividido de acordo com a tensão de atendimento, como mostrado na tabela 3.1.

**Tabela 3.1** - Subgrupos de consumidores e suas tensões de atendimento.

Subgrupos Tensão de Fornecimento	Tensão
A1	$\geq 230$ kV
A2	88 kV a 138 kV
A3	69 kV
A3a	30 kV a 44 kV
A4	2,3 kV a 25 kV
AS	Subterrâneo

Com base na classificação que o consumidor recebe, a concessionária estabelece um valor de tarifa pré-estabelecido na Publicação dos Reajustes Tarifários, que são as tarifas protocoladas da concessionária na ANEEL. O usuário com consumo menor que 300 kWh poderá ser enquadrado na Tarifa Convencional, que fatura de acordo com o seu consumo.

$$\text{Faturação} = \text{Tarifa de consumo} \times \text{consumo medido} \quad (3.1)$$

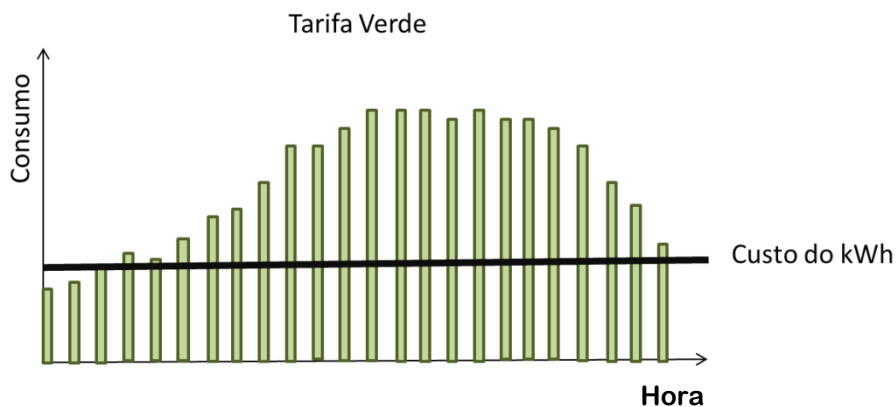
Os consumidores do grupo A, como o caso do hipermercado apresentado neste projeto, são cobrados tanto pela demanda que estabelecem antecipadamente quanto pela energia que consomem. Estes clientes podem se enquadrar em uma das três tarifas:

- Tarifa convencional
- Tarifa horo-sazonal Verde
- Tarifa horo-sazonal Azul

O enquadramento na Tarifa Convencional exige um contrato específico com a concessionária, no qual se pactua um único valor da demanda pretendida pelo consumidor (demanda contratada), independentemente da hora do dia (ponta ou fora de ponta) ou período do ano (seco ou úmido). Os consumidores dos grupos A3a, A4 e AS podem ser enquadrados na tarifa convencional quando a demanda contratada for inferior a 300 kWh, desde que não tenham ocorrido, nos 11 meses anteriores, três registros consecutivos ou seis registros alternados de demanda superior a 300 kWh.

O enquadramento na tarifa Verde dos consumidores do Grupo A, exige um contrato específico com a concessionária na qual se pactua a demanda pretendida pelo consumidor (demanda contratada), independentemente da hora do dia (hora de ponta ou fora de ponta). Embora não seja explícita, são permitidos contratos com dois valores diferentes de demanda, um para o período seco e outro para o período úmido.

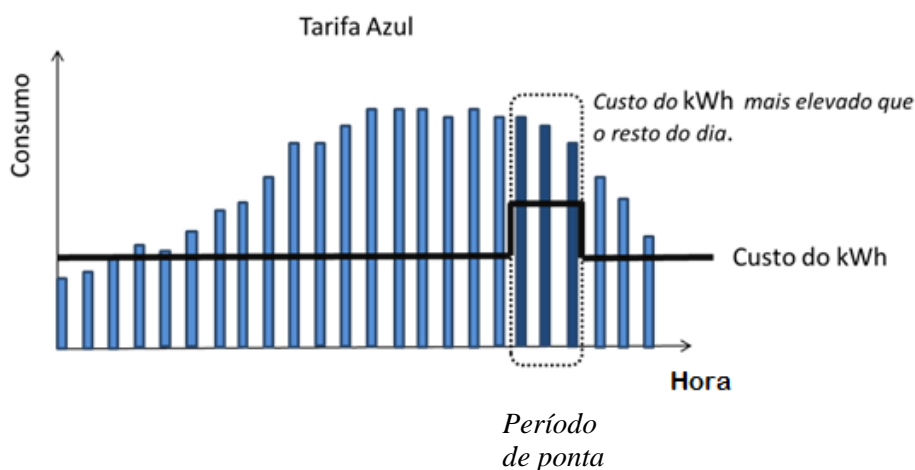
A conta de energia elétrica desses consumidores é composta da soma de parcelas referentes ao consumo, demanda e ultrapassagem. A figura 3.3 apresenta de forma gráfica ilustrativa um consumo genérico ao longo do dia e o custo do kWh.



**Figura 3.3** - Ilustração de forma gráfica referente a tarifa verde.

O enquadramento dos consumidores do Grupo A na tarifação horo-sazonal azul é obrigatório para os consumidores dos subgrupos A1, A2 ou A3. Essa modalidade tarifária exige um contrato específico com a concessionária no qual se pactua tanto o valor da demanda pretendida pelo consumidor no horário de ponta (demanda contratada na ponta) quanto o valor pretendido nas horas fora de ponta (demanda contratada fora de ponta).

A conta de energia elétrica desses consumidores é composta da soma de parcelas referentes ao consumo, demanda e ultrapassagem. Em todas as parcelas observa-se a diferenciação entre horas de ponta e horas fora de ponta. A figura 3.4 apresenta um gráfico ilustrativo com o consumo diário de um usuário e o custo do kW por hora.



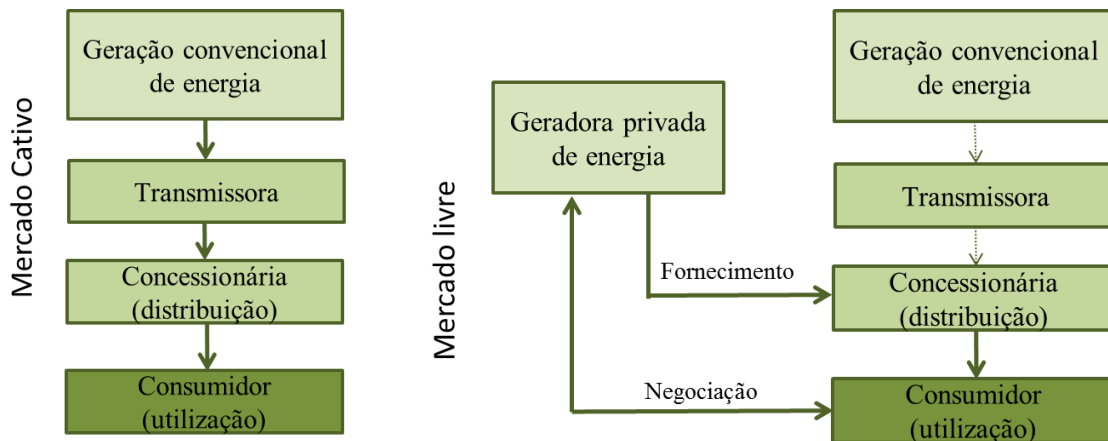
**Figura 3.4** - Ilustração de forma gráfica referente a tarifa azul.

Em complemento ao tipo de tarifa, existem os mercados de energia que podem ser de forma cativo ou livre.

No mercado cativo a energia é comprada de uma geradora de energia e repassada ao consumidor através da concessionária de forma tradicional. Os Agentes de Distribuição, através de leilões públicos promovidos pelo Poder Concedente (Agência Nacional de Energia Elétrica - ANEEL) e operacionalizados pela Câmara de Comercialização de Energia Elétrica – CCEE, adquirem a energia elétrica para atender seu mercado (consumidores cativos).

No mercado livre uma empresa terceirizada vende energia diretamente ao cliente, utilizando somente a rede de fornecimento da concessionária. Os Agentes geradores, produtores independentes de energia, autoprodutores, comercializadores e importadores de energia negociam livremente com consumidores livres e especiais, a

contratação de energia elétrica por meio de contratos bilaterais. Consumidores “livres” podem comprar energia alternativamente ao suprimento da concessionária local. Neste ambiente o consumidor negocia o preço da sua energia diretamente com os agentes geradores e comercializadores. Desta forma, o cliente livre pode escolher qual será o seu fornecedor de energia. Neste caso o valor da energia é somado ao valor do seu transporte cedido pela rede de abastecimento da concessionária.



**Figura 3.5** - Representação ilustrativa dos mercados cativo e livre.

O hipermercado analisado neste projeto possui tarifação conhecida como: Mercado Livre Azul, ou seja, existe uma diferenciação de custo energético entre os horários de consumo (ponta e fora ponta). A energia é paga em duas parcelas devido ao consumo e o transporte através da concessionária.

O faturamento desse consumo elétrico, quando dentro dos limites máximo/mínimo de demanda, é dado por um valor médio de 295,20 R\$/MWh. Cabe ressaltar que este valor é uma média estimada a partir do faturamento no período de referência (1/06/13 – 31/05/14). Ele será importante para o cálculo dos futuros ganhos financeiros adquiridos a partir da redução de energia consumida.

## 4 Conceitos fundamentais sobre climatização de recintos

O objetivo principal desta seção é apresentar os conceitos de climatização de forma simplificada, permitindo a compreensão das condições do ar úmido e do sistema de climatização estudados neste trabalho.

### 4.1 Pressão parcial de vapor

Uma relação essencial no estudo de sistemas gasosos é a equação universal de gases ideais, também denominada equação universal de gases. A equação descreve as inter-relações entre as coordenadas que descrevem o sistema, no caso a pressão, o volume, o número de moles e a temperatura de um sistema composto por um gás ideal.

Pela Lei de Dalton a pressão total de uma mistura de gases ideais é igual à soma das pressões parciais dos gases ideais constituintes. Estes resultados são de grande importância na determinação das propriedades das misturas gasosas como o ar atmosférico.

**Tabela 4.1** - Principais componentes do ar seco.

Molécula	Símbolo	Massa molecular (g mol <sup>-1</sup> )	n <sub>i</sub> / n (%)
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	28,0	78,1
Oxigênio	O <sub>2</sub>	32,0	20,9
Argônio	Ar	40,0	0,934
Dióxido	CO <sub>2</sub>	44,0	0,063
Néon	Ne	20,2	0,00189
Metano	CH <sub>4</sub>	16,0	0,000200
Hélio	He	4,0	0,000524
Criptônio	Kr	83,8	0,000114
Hidrogênio	H <sub>2</sub>	2,0	0,000050
Xenônio	Xe	131,3	8,7E-06

Os componentes descritos na tabela 4.1 somados formam o chamado “ar seco”, ou seja, o ar atmosférico desconsiderando o vapor d’água existente. Este vapor é encontrado em quantidade variável no ar atmosférico, conforme, por exemplo, a temperatura, a localização e a estação do ano.

Pela Lei de Dalton existirá, portanto uma pressão parcial desse vapor de água ( $P_v$ ). Essa pressão é de grande importância para muitos fenômenos ligados à



meteorologia, agronomia, condicionamento do ar, pois em conjunto de fatores como temperatura e vento determina a taxa de evaporação da água líquida.

$$P_{atm} = P_v + P_a \quad (4.5)$$

A fração entre a pressão deste vapor d'água pela pressão total de ar seco (soma da pressão de todos os gases desconsiderando a pressão da água -  $P_a$ ) fornece um dado importante na psicrometria chamado umidade absoluta ( $\omega$ ).

A fração das pressões de vapor d'água pelo ar seco através da lei de Dalton:

$$\frac{P_v}{P_a} = \frac{n_v}{n_a} \cdot \frac{M_a}{M_v} \quad (4.6)$$

Considerando:

$M_v$  – Massa molar do vapor d'água igual a 18,019;

$M_a$  – Massa molar do ar seco igual a 28,964.

Tem-se que a umidade absoluta ( $\omega$ ) [ $\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{arseco}}$ ]:

$$\omega = \frac{P_v}{P_a} \cdot \frac{M_v}{M_a} = \frac{18,019}{28,964} \cdot \frac{P_v}{P_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \quad (4.7)$$

$$\omega = 0,622 \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \quad (4.8)$$

## 4.2 Pressão de saturação (ponto de orvalho)

A água contida no ar pode se tornar líquida através da condensação que ocorre geralmente com esfriamento do ar ou umidificação do ar. A pressão de vapor saturado depende da temperatura do ar, ou seja, quanto maior a temperatura, mais água em forma de vapor o ar pode conter.

A equação 4.9 fornecida pelo Handbook Fundamentals da ASHRAE apresenta a pressão de saturação ( $P_{sat}$ ) em função da temperatura ( $t$ ) desejada, válida para o intervalo de 0°C a 200°C.

$$P_{sat} = \exp\left(\frac{C_8}{t} + C_9 + C_{10} \cdot t + C_{11} \cdot t^2 + C_{12} \cdot t^3 + C_{13} \cdot \ln(t)\right) \quad (4.9)$$

Onde:

$$C_8 = -5800,2206$$

$$C_9 = 1,3914993$$

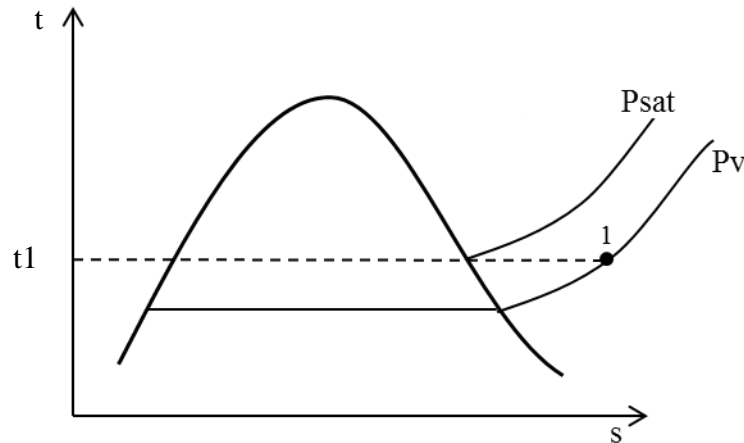
$$C_{10} = -0,04864024$$

$$C_{11} = 4,1754768 \cdot 10^{-5}$$

$$C_{12} = -1,4452093 \cdot 10^{-8}$$

$$C_{13} = 6,5459673$$

A figura 4.1 apresenta o diagrama temperatura-entropia (t-s) para o vapor d'água. Ele ilustra esta definição de pressão de saturação representando um ponto 1 hipotético. Sua pressão de vapor e sua pressão de saturação de vapor correspondente para a mesma temperatura t1.



**Figura 4.1** – Ilustração diagrama temperatura-entropia para pressão de saturação do ar úmido no ponto 1.

Considerando a pressão de saturação, tem-se o conceito de umidade relativa ( $x$ ). Este valor é a divisão da pressão de vapor ( $P_v$ ) pela pressão de saturação do vapor ( $P_{sat}$ ), ou seja, é a porcentagem de vapor d'água presente no ar atmosférico em relação ao total de vapor possível para a mesma temperatura.

$$x = \frac{P_v}{P_{sat}} \quad (4.10)$$

Com isso, a equação para a umidade absoluta ( $\omega$ ) pode ser reescrita através da fórmula 4.11.

$$\omega = 0,622 \cdot (P_{sat} \cdot x) / (P_{atm} - P_{sat} \cdot x) \quad (4.11)$$

### 4.3 Entalpia do ar úmido

Como a mistura de ar seco e vapor d'água segue a Lei de Dalton, pode-se calcular, por exemplo, a entalpia considerando a soma da parcela de ar seco com a parcela de vapor:

$$H = \sum H_i = \sum m_i \cdot h_i = m_a \cdot h_a + m_v \cdot h_v \quad (4.12)$$

Quando considerada a entalpia específica, ou seja, o valor pela unidade de massa de ar seco (massa do vapor d'água considerada desprezível), tem-se, conforme a equação 4.13.

$$h = \frac{m_a}{m_a} \cdot h_a + \frac{m_v}{m_a} \cdot h_v = h_a + \omega \cdot h_v \quad (4.13)$$

Para gases ideais a entalpia função somente da temperatura e, como visto anteriormente, é possível considerar o ar seco como um gás ideal nas aplicações de condicionamento de ambientes. Podemos também considerar linear esta função e usando como referência para a entalpia nula a 0°C.

$$h_a = cp_a \cdot T \quad (4.14)$$

Onde  $cp_a$  é o calor específico do ar seco igual a 1,0025 kJ/kg.K.

A entalpia específica do vapor d'água precisa considerar a condensação no processo de desumidificação do ar, indicando a proximidade do estado de saturação do vapor d'água que representa um indício da não idealidade do ar. Entretanto devido a pressão a que o vapor está submetido ser muito baixa na mistura com o ar seco, a hipótese de gás ideal também para o vapor d'água também é aceitável. A expressão para essa entalpia específica é dada pela equação 4.15.

$$h_v = cp_v \cdot T + h_{lv} (0^\circ C) \quad (4.15)$$

Onde  $cp_v$  é o calor específico do vapor d'água igual a 1,873 kJ/kg.K e  $h_{lv} (0^\circ C)$  representa a variação de entalpia da água líquida saturada a 0°C até a condição de vapor saturado a mesma temperatura igual 2501,2 kJ/kg.

Com isso, substituindo as equações 4.14 e 4.15 na equação 4.13, tem-se uma entalpia específica para o ar úmido através da expressão 4.16.

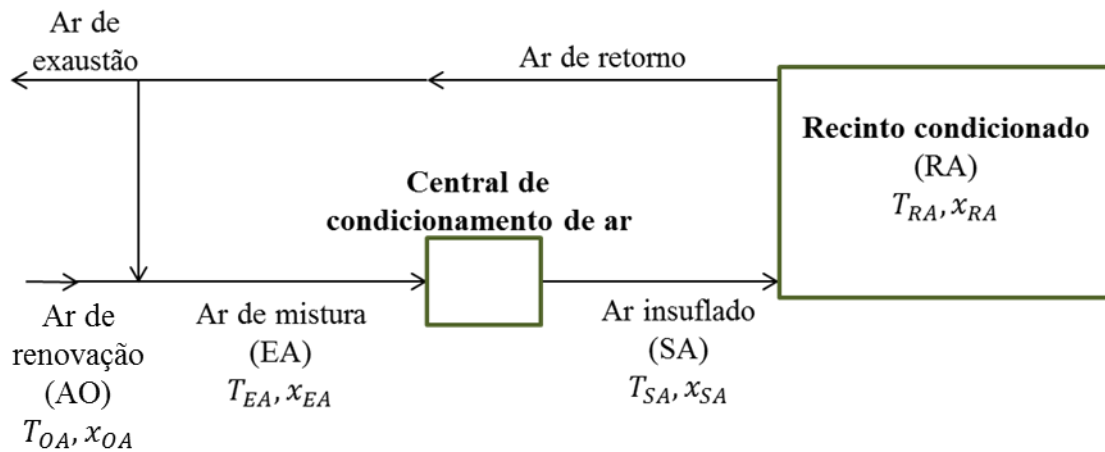
$$h = 1,006 \cdot T + \omega \cdot (2501,2 + 1,873 T) \quad (4.16)$$

#### 4.4 Climatização do recinto

No conjunto de processos mostrados são definidas características importantes do ar como temperatura e umidade relativa. A partir destes dados faz-se possível o cálculo

das demais características representativas necessárias para o processo de climatização de um recinto.

A figura 4.2 apresenta um esboço do ciclo de condicionamento de ar para a climatização de um recinto.

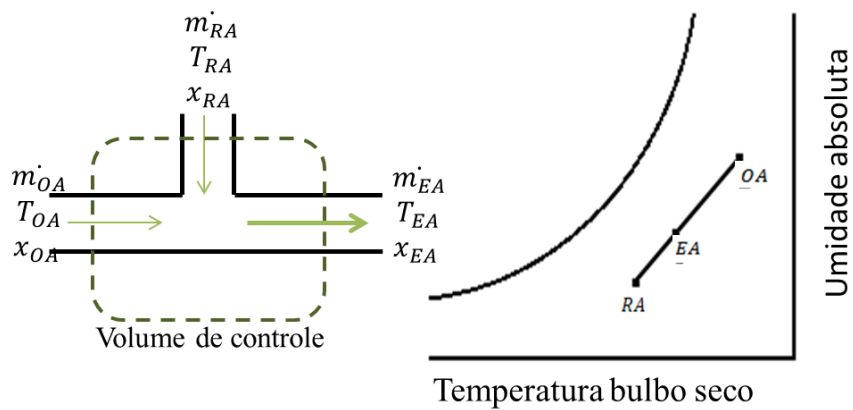


**Figura 4.2** - Ciclo ilustrativo de condicionamento de ar.

O ciclo ilustrativo mostrado na figura 4.2 apresenta, de forma geral, o recinto condicionado, onde uma mistura de ar de renovação e ar proveniente do próprio ambiente é mesclado e condicionado em uma central retornando ao recinto. Parte do ar de retorno é liberada através da exaustão a fim de diminuir a concentração de CO<sub>2</sub>, outras impurezas e organismos presentes no ar.

O ar indicado por EA na figura 4.2 é resultado da mistura do ar que retorna do recinto, conhecido também como ar de retorno (RA) com o ar proveniente do meio externo (OA). O ar proveniente do meio externo tem por objeto a renovação do ar do recinto, diminuindo a concentração de CO<sub>2</sub>, impurezas no ambiente e possíveis microrganismo presentes.

Neste processo tem-se que a temperatura da mistura depende das temperaturas do ar nos pontos RA e OA de forma ponderada com a vazão de ar proveniente.



**Figura 4.3** – Mistura ar de retorno do recinto (RA) com o ar de renovação (OA) e sua ilustração na carta psicrométrica.

Pela lei da conservação de massa, a soma do que “entra” e “sai” do volume de controle precisa ser de mesmo valor. A vazão total após a mistura precisa ser necessariamente a soma das vazões provindas de RA e OA.

$$\dot{m}_{EA} = \dot{m}_{RA} + \dot{m}_{OA} \quad (4.17)$$

A entalpia da mistura é considerada através da média ponderada das entalpias com relação às vazões de cada “entrada” no volume de controle.

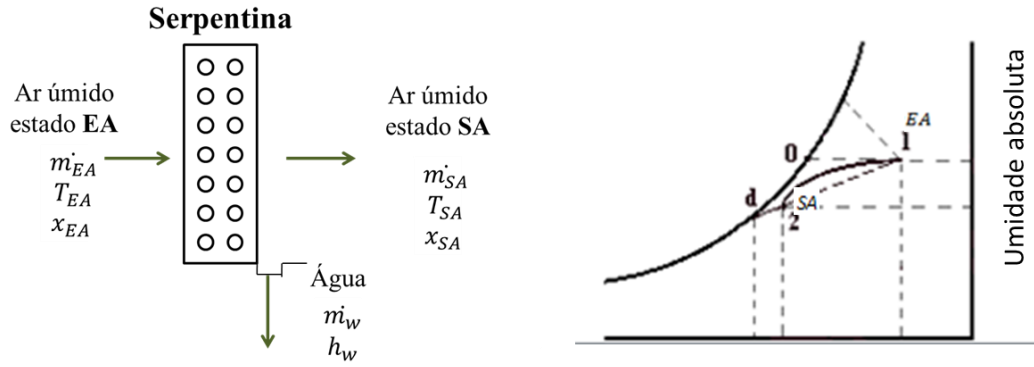
$$h_{EA} = \frac{\dot{m}_{RA} \cdot h_{RA} + \dot{m}_{OA} \cdot h_{OA}}{\dot{m}_{EA}} \quad (4.18)$$

O mesmo acontece para a umidade absoluta, expressa na equação 4.19.

$$\omega_{EA} = \frac{\dot{m}_{RA} \cdot \omega_{RA} + \dot{m}_{OA} \cdot \omega_{OA}}{\dot{m}_{EA}} \quad (4.19)$$

#### 4.4.1 Resfriamento e desumidificação do ar serpentina

A figura 4.3 apresenta de forma ilustrativa o ar de mistura (EA) entrando na central de condicionamento para trocar calor com o fluido que passa nos tubos interiores da serpentina.



**Figura 4.4** – Condições do ar que entra (EA) e sai (SA) da serpentina.

Na troca de calor entre o ar e o fluido ocorre também a desumidificação. O vapor de água presente no ar se condensa e “goteja” com uma pequena vazão ( $\dot{m}_w$ ) no fundo da máquina.

$$Q_{SA-EA} = \dot{m}_{EA} \cdot (h_{EA} - h_{SA}) - \dot{m}_w \cdot h_w \quad (4.20)$$

A entalpia do ar úmido pode ser reescrita através da equação 4.16 e, com isso, pode ser apresentada da forma mostrada abaixo.

$$Q_{SA-EA} = \dot{m}_{EA} \cdot [cp_a \cdot (t_{EA} - t_{SA}) + 2501,2 (\omega_{EA} - \omega_{SA}) + cp_v (\omega_{EA} \cdot t_{EA} - \omega_{SA} \cdot T_{SA})] - \dot{m}_w \cdot cp_w \cdot t_w \quad (4.21)$$

Desconsiderando as duas últimas parcelas à direita da equação 4.21, por serem muito inferiores quando comparadas as primeiras. A equação da troca de calor na serpentina se resume a expressão 4.22.

$$Q_{SA-EA} = \dot{m}_{EA} \cdot [cp_a \cdot (t_{EA} - t_{SA}) + 2501,2 (\omega_{EA} - \omega_{SA})] \quad (4.22)$$

#### 4.4.2 Calor sensível e calor latente

Na prática do condicionamento de ar a divisão de qualquer variação de energia em variação sensível e variação latente tornaram-se clássica.

$$CT = RSH + RLH \quad (4.23)$$

$$RSH \text{ taxa de calor sensível} = \dot{m}_{EA} \cdot cp_a \cdot (t_{EA} - t_{SA}) \quad (4.24)$$

$$RLH \text{ taxa de calor latente} = 2501,2 (\omega_{EA} - \omega_{SA}) \quad (4.25)$$

Assim na determinação da carga térmica de um recinto é usual a subdivisão em carga sensível e latente e desta forma pode-se definir o fator de calor sensível do recinto (RSHF).

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} \quad (4.26)$$

$$RSHF = \frac{\text{taxa de calor sensível}}{\text{taxa de calor sensível} + \text{taxa de calor latente}} \quad (4.27)$$

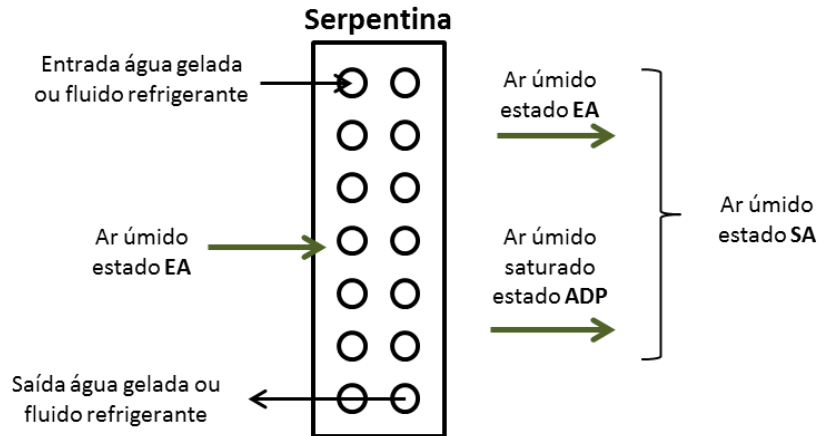
Durante o processo de condensação e assumindo praticamente uniforme a temperatura da superfície metálica pode-se dizer que a porção do ar afetada pelo escoamento contra a serpentina estará a uma temperatura igual a temperatura da superfície perdendo toda sua energia sob a forma de água condensada.

Esta temperatura denomina-se temperatura de ponto de orvalho do equipamento, ou *Apparatus Dew Point Temperature* em inglês ( $t_{ADP}$ ).

#### **4.4.3 Fator de *by-pass***

O fator de *by-pass* (desvio) é um parâmetro próprio da serpentina de resfriamento e desumidificação que varia em função da velocidade do ar e da intensidade de turbulência provocada durante a passagem do ar pela serpentina.

O ar que passa através de uma serpentina tende a aproximar-se da temperatura de sua superfície pela troca de calor. Contudo, uma determinada “porção” do ar que passa na serpentina não troca calor com o fluido e, com isso, deixa a serpentina na mesma condição que entrou. A figura 4.5 ilustra esse processo.



**Figura 4.5** - Ilustração do ar que passa pela serpentina.

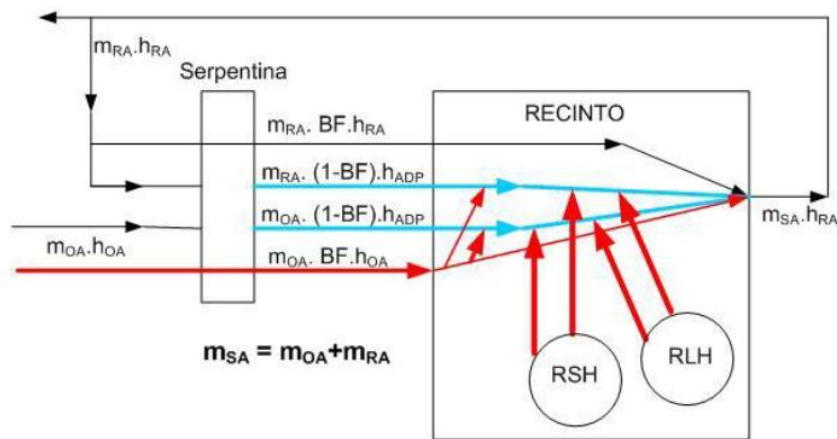
Considerando o fator de *by-pass* (BF) da serpentina, tem-se a equação 4.28.

$$\dot{m}_{SA} \cdot h_{SA} = \dot{m}_{SA} \cdot h_{ADP} \cdot (1 - BF) + \dot{m}_{SA} \cdot h_{EA} \quad (4.28)$$

Da equação 4.29 resulta a definição do fator de *by-pass*:

$$BF = \frac{h_{SA} - h_{ADP}}{h_{EA} - h_{ADP}} \quad (4.29)$$

Após a compreensão do conceito do fator de *by-pass*, pode-se escrever um balanceamento de energia na serpentina considerando a figura 4.6.



**Figura 4.6** – Esquema ilustrativo do ar ao passar pela serpentina.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{RA} \cdot (1 - BF) \cdot (h_{RA} - h_{ADP}) + \dot{m}_{OA} \cdot (1 - BF) \cdot (h_{RA} - h_{ADP}) \\ = RSH + RLH + \dot{m}_{OA} \cdot BF \cdot (h_{RA} - h_{OA}) \end{aligned} \quad (4.30)$$

Do último termo da equação 4.30 e considerando a equação 4.23, o balanço de energia pode ser completamente subdividido em parte sensível e latente.

Parcela de calor sensível:



$$\dot{m}_{SA} \cdot cp_a \cdot (1 - BF) \cdot (t_{RA} - t_{ADP}) = RSH + \dot{m}_{OA} \cdot BF \cdot cp_a (t_{OA} - t_{RA}) \quad (4.31)$$

Parcela de calor latente:

$$\dot{m}_{SA} \cdot h_{lv}^0 \cdot (1 - BF) \cdot (\omega_{RA} - \omega_{ADP}) = RLH + \dot{m}_{OA} \cdot BF \cdot h_{lv}^0 \cdot (\omega_{OA} - \omega_{RA}) \quad (4.32)$$

#### 4.4.4 Taxa e fator efetivos de calor sensível e latente

A partir das definições das seções 4.4.2 de calor latente e sensível e 4.4.3 do fator de *by-pass*, pode-se escrever a taxa de calor sensível efetiva do recinto mostrada na equação 4.33.

$$\begin{aligned} ERSH &= RSH + \dot{m}_{OA} \cdot cp_a \cdot BF \cdot (t_{OA} - t_{RA}) \\ &= \dot{m}_{SA} \cdot cp_a \cdot (1 - BF) \cdot (t_{RA} - t_{ADP}) \end{aligned} \quad (4.33)$$

Analogamente, a taxa de calor latente efetiva pode ser escrita pela expressão 4.34.

$$\begin{aligned} ERLH &= RLH + \dot{m}_{OA} \cdot h_{lv}^0 \cdot BF \cdot (\omega_{OA} - \omega_{RA}) \\ &= \dot{m}_{SA} \cdot h_{lv}^0 \cdot (1 - BF) \cdot (\omega_{RA} - \omega_{ADP}) \end{aligned} \quad (4.34)$$

Com isso, é possível escrever a equação 4.35 que define o fator de calor sensível efetivo *ESHF*.

$$\begin{aligned} ESHF &= \frac{RSH + \dot{m}_{OA} \cdot cp_a \cdot BF \cdot (t_{OA} - t_{RA})}{RLH + \dot{m}_{OA} \cdot h_{lv}^0 \cdot BF \cdot (\omega_{OA} - \omega_{RA}) + RSH + \dot{m}_{OA} \cdot cp_a \cdot BF \cdot (t_{OA} - t_{RA})} \end{aligned} \quad (4.35)$$

Quando considerada a expressão 4.35, pode-se substituir as parcelas do numerador e denominador considerando a vazão de insuflamento ( $\dot{m}_{SA}$ ) por:

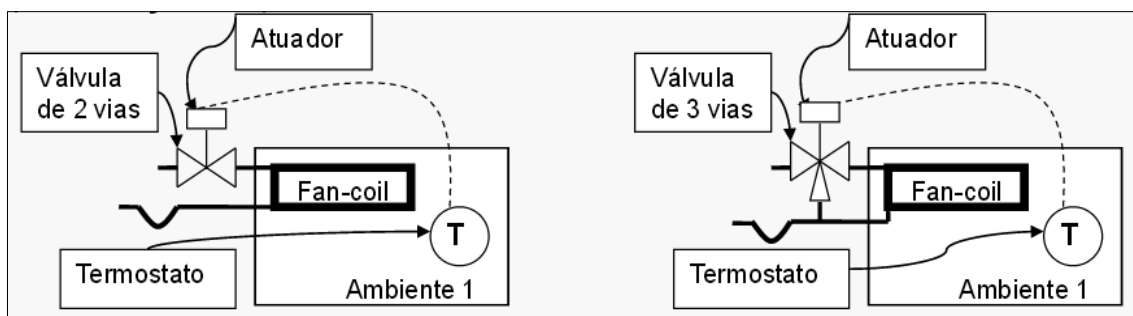
$$\begin{aligned} &\frac{\dot{m}_{SA} \cdot cp_a \cdot (1 - BF) \cdot (t_{RA} - t_{ADP})}{\dot{m}_{SA} \cdot cp_a \cdot (1 - BF) \cdot (t_{RA} - t_{ADP}) + \dot{m}_{SA} \cdot h_{lv}^0 \cdot BF \cdot (\omega_{RA} - \omega_{ADP})} \\ &= ESHF \end{aligned} \quad (4.36)$$

Com isso, têm-se que o fator de calor sensível depende das condições de insuflação (ponto SA), condições do ar do recinto (ponto RA) e das condições de orvalho do equipamento (ADP).

## 4.5 Elementos do *Fan coil*

Uma unidade de tratamento de ar, ou *fan coils*, é composta geralmente por uma serpentina e um ventilador acionado por um motor. Sua função é resfriar, desumidificar e filtrar o ar a ser insuflado no recinto. As equações consideradas para a serpentina já foram citadas neste documento na seção 4.4.

Os *fan coils* possuem diversos elementos acoplados que contribuem para seu bom funcionamento, como, por exemplo, válvulas, atuadores e termostatos. A escolha correta de cada um destes elementos promove uma integração eficiente do equipamento. A figura 4.7 ilustra dois exemplos de configurações hidráulicas com acessórios em um *fan coil* genérico.



**Figura 4.7** - Esboço de dois *fan coils* juntamente com seus acessórios.

- Válvulas – A válvula de duas vias visa o controle de fluxo do fluido e a automação pneumática. Já a válvula de três vias tem por objetivo o desvio e a convergência de fluxos.
- Atuador - Elemento que produz movimento, atendendo a comandos de origem manual, elétrica ou mecânica.
- Termostato - Instrumento que tem a função de impedir a variação da temperatura fora de certos limites preestabelecidos. Um mecanismo desse tipo é composto, fundamentalmente, por dois elementos: o primeiro indica a variação térmica sofrida pelo sistema e é identificado como elemento sensor; o outro controla essa variação e corrige os desvios de temperatura mantendo-a dentro do intervalo desejado.

O mercado de climatização de ambientes oferece diversas marcas e modelos de *fan coils* com uma grande gama de potências para a insuflação do ar no recinto.

Diversas disposições dos equipamentos e acessórios adaptáveis aos diferentes projetos também são fornecidos.

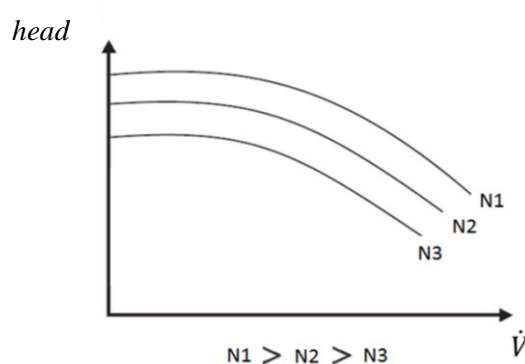
## 4.6 Bombas

As bombas geralmente consideradas em instalações para climatização de ambientes são do tipo centrífugas. Esta classe de bombas fornece energia ao fluido através da movimentação de uma roda (impelidor) com certo número de pás especiais. A energia fornecida ao líquido é primordialmente cinética. O movimento rotacional das pás do impelidor exerce força sobre o líquido, movimentando-o e acelerando suas partículas, que possuem velocidades muito mais altas na saída do que na entrada do impelidor. Sendo assim há um aumento de energia cinética.

### 4.6.1 Curva característica da bomba (Head x $\dot{V}$ )

A altura manométrica, também chamada de *head* é a quantidade de energia por unidade de peso que a bomba consegue fornecer ao sistema para uma dada vazão bombeada ( $\dot{V}$ ). Essa grandeza depende fortemente do diâmetro do impelidor e da velocidade de rotação do eixo.

A figura 4.8 ilustra a curva característica da bomba para diferentes rotações do eixo.

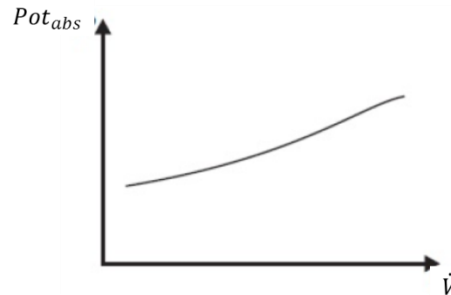


**Figura 4.8** - Curva genérica da bomba para diferentes rotações do eixo.

### 4.6.2 Curva de potência absorvida

A potência absorvida é a potência que a bomba precisa receber do acionador para fornecer energia ao fluido.

O comportamento da curva de potência em função da vazão varia de acordo com as características da bomba, porém pode ser observado certo padrão:



**Figura 4.9** – Curva genérica de potência x vazão da bomba.

### 4.6.3 Efeito na mudança de rotação nas curvas características

Sempre que a velocidade de rotação do eixo da bomba for alterada, haverá, por consequência, alteração nas curvas características da bomba. A correção para a nova rotação ( $N_2$ ) em relação à antiga rotação ( $N_1$ ) é feita através de proporções obtidas a partir de grupos adimensionais.

A vazão ( $\dot{V}_2$ ) para a nova rotação ( $N_2$ ) é diretamente proporcional:

$$\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (4.37)$$

A carga da bomba ou *head* ( $H_2$ ) para a nova rotação varia com o quadrado da rotação:

$$\frac{H_2}{H_1} = \left( \frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (4.38)$$

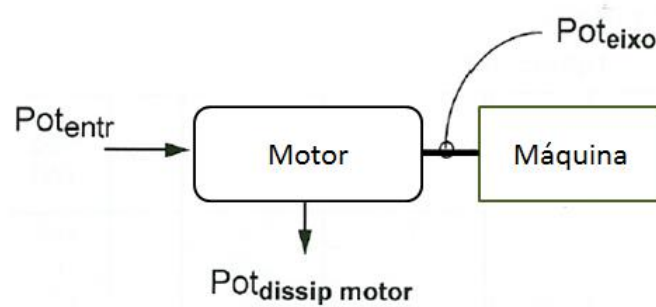
A potência absorvida ( $Pot_{abs2}$ ) varia com o cubo da rotação:

$$\frac{Pot_{abs2}}{Pot_{abs1}} = \left( \frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (4.39)$$

## 4.7 Dimensionamento de equipamentos através de motores

A análise dos fluxos de energia para o conjunto motor-máquina auxilia na determinação da potência absorvida pelos equipamentos já existentes em uma

instalação. O esquema ilustrativo 4.10 apresenta as potências consideradas para um conjunto genérico.



**Figura 4.10** - Potências consideradas no conjunto motor-máquina.

A Potência entrada ( $Pot_{entr}$ ) trata-se da potência que alimenta o motor. No caso dos motores elétricos há somente uma entrada de energia elétrica. Na saída do motor, o fluxo de energia é dividido em basicamente duas partes:

- Energia mecânica no eixo ( $Pot_{eixo}$ ) – Identificada em geral pelo movimento de rotação do eixo. E expressão 4.40 determina uma simples maneira de calculá-la.

$$Pot_{eixo} = \eta_m \cdot P_{entr} \quad (4.40)$$

Onde:

$\eta_m$  – Rendimento do motor determinado em catálogo pelo fabricante.

- Energia na forma de calor – Esta parcela de energia é transferida como forma de calor para o ambiente onde o motor está instalado. Sendo  $\mu_m$  o rendimento (eficiência) do motor, a parcela convertida em calor é dada pela expressão 4.41.

$$Pot_{dissip\ motor} = (1 - \eta_m) \cdot Pot_{entr} \quad (4.41)$$

## **5 Levantamento de dados do hipermercado**

A compreensão da situação atual de funcionamento, assim como o estado em que se encontram os equipamentos é muito importante para o entendimento do quadro de consumo. A partir da aquisição dos dados necessários e uma hipótese de reprodução do consumo elétrico, uma enumeração de soluções torna-se possível.

Esta seção apresenta as condições físicas e operacionais que se encontra o sistema de ar condicionado do hipermercado em questão.

### **5.1 Localização geográfica e descrição arquitetônica**

O estabelecimento está situado na cidade de Niterói no estado do Rio de Janeiro e possui os seguintes dados geográficos:

- Cidade: Niterói
- Estado: Rio de Janeiro.
- 22,9 Graus Latitude Sul.
- 43,1 Graus Longitude Oeste.

O empreendimento segue o padrão do Grupo responsável pelo seu gerenciamento. Quanto à ocupação e operação, sendo dotado de pavimento subsolo destinado a estacionamento, pavimento térreo destinado ao salão de vendas, laboratórios de preparação e armazenamento de alimentos, áreas administrativas e mezaninos parciais, destinados a áreas técnicas e administrativas reservadas aos funcionários.

### **5.2 Sublocatários**

Muitos hipermercados, como o analisado neste documento, apresentam galerias com sublocatários que estão conectados ao sistema elétrico do estabelecimento. Seus consumos elétrico, hidráulico e de gás precisam ser medidos mensalmente e repassados a cada um. Logo, um estudo destes consumidores de energia elétrica dever ser também considerado no consumo do período de referência, pois este valor não pode ser utilizado como ganho energético para o empreendimento.



(a)



(b)

**Figura 5.1 (a) (b)** – Sublocatários presentes no hipermercado.

O consumo elétrico destes sublocatários é contabilizado através de uma leitura manual de cada relógio de luz. Este valor anotado pelo responsável de manutenção e mensalmente enviado à central, que o armazena em forma digital. A partir do histórico de dados o consumo destes sublocatários pode ser calculado para o período do ano de referência.

**Tabela 5.1** - Consumo elétrico mensal dos sublocatários.

Mês	Cons. mensal sublocatários [kWh]	Consumo hiper + subloc [kWh]	Consumo hiper sem sublocatários [kWh]	% consumo Sublocatários sobre o total
jun/13	1 662	236 428	234 766	0,70%
jul/13	1 506	224 497	222 991	0,67%
ago/13	1 512	225 187	223 675	0,67%
set/13	1 215	261 344	260 129	0,46%
out/13	1 542	280 589	279 047	0,55%
nov/13	1 642	286 940	285 298	0,57%
dez/13	2 113	332 575	330 462	0,64%
jan/14	1 766	383 682	381 916	0,46%
fev/14	1 840	374 228	372 388	0,49%
mar/14	1 799	402 631	400 832	0,45%
abr/14	2 209	348 844	346 635	0,63%
mai/14	1 949	282 252	280 303	0,69%
<b>Total</b>	20 755	3 639 197	3 618 442	0,58%

O consumo dos sublocatários representa em média 0,58% do consumo total do hipermercado para o período de referência, ou seja, 20,8 MWh. Cabe ressaltar que este consumo é considerado baixo para o ramo. Atualmente, os empreendimentos de varejo alimentício possuem a tendência de diminuir sua área destinada às vendas e ampliar as áreas de galeria. Os contratos de sublocação promovem maior lucro por área construída de empreendimento.

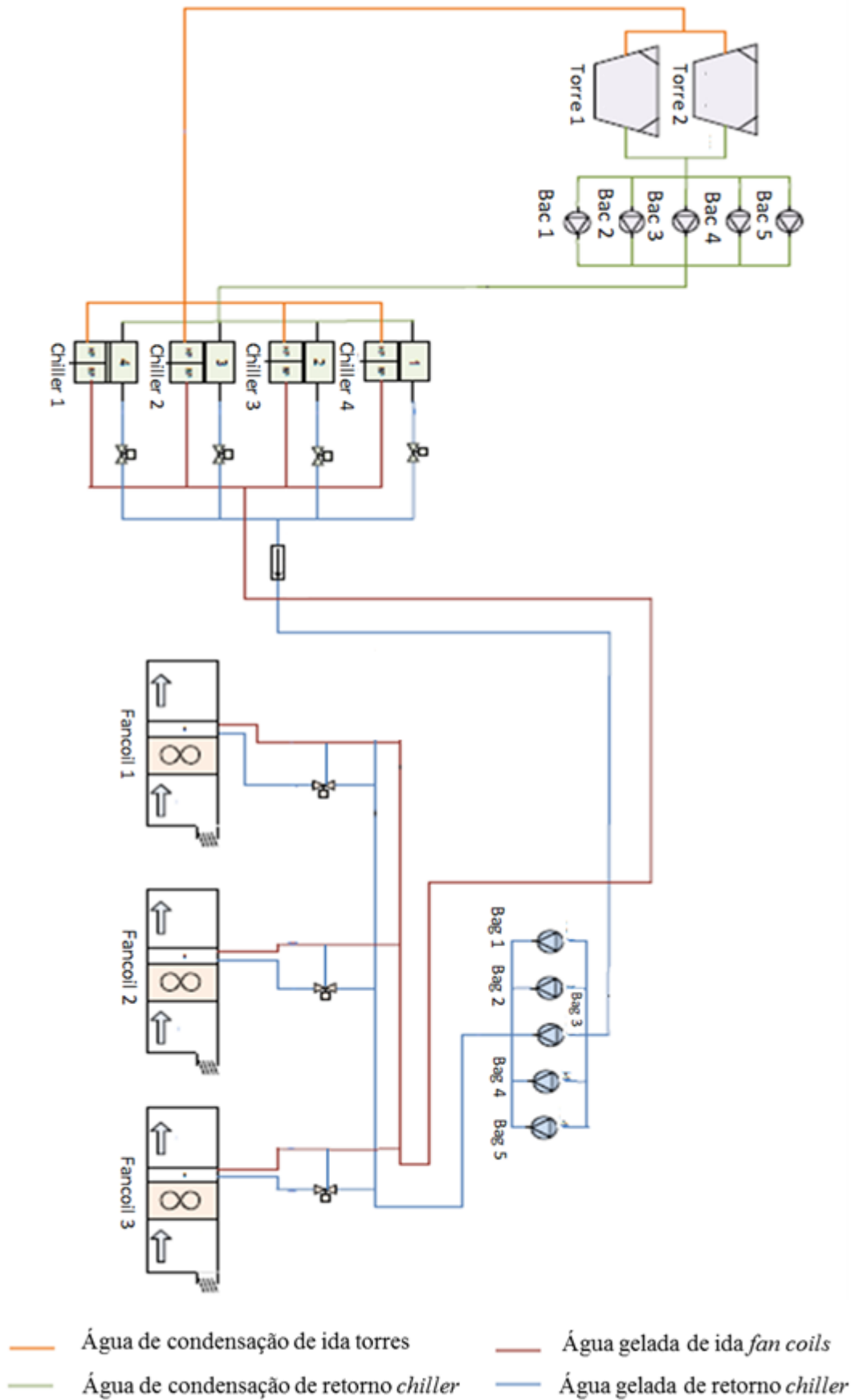
### 5.3 Avaliação e levantamento de dados dos equipamentos

A aquisição dos dados dos equipamentos foi feita através de uma visita técnica acompanhada do funcionário responsável pelas operações de manutenção da loja no dia 17/08/2014. Durante esta auditoria foram recolhidos nomes de marcas e modelos dos equipamentos, assim como algumas características principais de operação. Devido à idade e ao grande uso desses equipamentos, existem informações que não foram encontradas e foram consideradas posteriormente quando indicadas pelos fabricantes a partir de pesquisas bibliográficas.

O sistema de climatização é composto de *chiller* com condensação à água. A unidade de resfriamento é caracterizada pelos *chillers* e a central de condensação é feita através de torres de resfriamento. Nesse sistema são encontrados dois circuitos: água gelada (fluido que circula entre os *chillers* e *fan coils* para a climatização do ambiente interno) e o circuito de condensação (fluido que circula entre o *chiller* e a torre de resfriamento).

A figura 5.2 apresenta um esquema ilustrativo do sistema de climatização com um número de *fan coils* reduzido a três unidades para facilitar a compreensão.





**Figura 5.2** - Esquema ilustrativo da planta hidráulica do estabelecimento.

### 5.3.1 Chillers

O estabelecimento possui quatro *chillers* de mesma marca e mesmo modelo. Logo, todos possuem mesma capacidade de 106 TR e mesmo fluido refrigerante. Três desses quatro *chillers* estão em funcionamento normal sendo acionados de forma alternada durante os dias. O quarto *chiller* está com uma pane no sistema de comando desde janeiro de 2013 até o dia da visita impedindo seu uso. Esta unidade não será considerada então nos cálculos de repartição do consumo do ano de referência.

**Tabela 5.2-** Dados técnicos *chillers*.

	<b>Chiller 1</b>	<b>Chiller 2</b>	<b>Chiller 3</b>	<b>Chiller 4</b>
Marca	Carrier	Carrier	Carrier	Carrier
Modelo	30HXC106	30HXC106	30HXC106	30HXC106
Fluido refrigerante	R134a	R134a	R134a	R134a
Potência frigorífica	106 TR	106 TR	106 TR	106 TR
Presença de controlador	não	não	não	não
Set-point Entrada de água gelada	6,0 °C	5,9 °C	6,0 °C	Em manutenção no dia da visita
Set-point saída de água gelada	7,0 °C	8,0 °C	11,7 °C	Em manutenção no dia da visita
Estado do equipamento	Bom	Bom	Bom	Em manutenção no dia da visita

Cabe ressaltar que os *chillers* funcionam de forma paralela e sem válvula de bloqueio. Quando um *chiller* é acionado, a água gelada de retorno circula por todos, aumentando a perda de carga e diminuindo a eficiência do sistema.

### 5.3.2 Bombas de água gelada (bag)

No circuito de água gelada existem cinco bombas de mesma marca e potência. Elas estão dispostas em paralelo no sistema. Atualmente existem quatro dessas bombas que funcionam normalmente de forma revezada e uma que é utilizada como reserva, caso necessário.

A tabela 5.3 apresenta os dados levantados para essas bombas de água gelada encontradas no local.

**Tabela 5.3** - Dados técnicos bombas de água gelada.

	<b>Bag 1</b>	<b>Bag 2</b>	<b>Bag 3</b>	<b>Bag 4</b>	<b>Bag 5</b>
Marca	KSB	KSB	KSB	KSB	KSB
Modelo	Meganorm 65-250F	Meganorm 65-250F	Meganorm 65-250F	Meganorm 65-250F	Meganorm 65-250F
Potência	25 cv	25 cv	25 cv	25 cv	25 cv
Estado do equipamento	Bom	Bom	Bom	Bom	Bom Funcionamento como <i>stand-by</i>

A figura 5.3 apresenta uma bomba de água gelada instalada no sistema, assim como a associação em paralelo desta bomba com as outras presentes no circuito.



(a)



(b)

**Figura 5.3** (a) Associação bombas água gelada em paralelo (b) - Bomba água gelada.

As bombas de água gelada funcionam de forma satisfatória, contudo apresentam corrosão incipiente. Elas não possuem inversores de frequência ou qualquer outro mecanismo que as faça variar a vazão.

### 5.3.3 Bombas água de condensação (bac)

No sistema atual existem cinco bombas idênticas destinadas à água de condensação, onde quatro delas estão em funcionamento. A quarta bomba está em manutenção, fazendo com que o circuito opere em diversos casos com a bomba reserva.

A tabela 5.4 apresenta os dados levantados a partir da visita técnica.

**Tabela 5.4** – Dados técnicos bombas de água de condensação.

	<b>Bac 1</b>	<b>Bac 2</b>	<b>Bac 3</b>	<b>Bac 4</b>	<b>Bac 5</b>
Marca	KSB	KSB	KSB	KSB	KSB
Modelo	Meganorm Bloc 80- 200F	Meganorm Bloc 80- 200F	Meganorm Bloc 80-200F	Meganorm Bloc 80-200F	Meganorm Bloc 80- 200F
Potência	7,5 cv	7,5 cv	7,5 cv	7,5 cv	7,5 cv
Estado do equipamento	Bom	Bom	Bom	Em manutenção no dia da visita	Bom Funcioname nto como <i>stand-by</i>

A figura 5.4 apresenta as bombas de água de condensação associadas em paralelo no circuito de condensação.



(a)



(b)

**Figura 5.4** (a) Bombas água de condensação associadas em paralelo. (b) Bomba água de condensação.

As bombas de água de condensação encontram-se em condições melhores comparadas com as bombas de água gelada, com menos corrosões e desgastes, apresentando bom funcionamento no sistema.

### 5.3.4 Torre de resfriamento

A água destinada a condensação realiza a troca calor com o meio externo através de duas torres de resfriamento com potência elétrica calculada de 7 kW cada. Na visita técnica não foram encontradas placas de identificação das torres.



**Figura 5.5** - Torre de resfriamento.

### 5.3.5 *Fan coils*

O estabelecimento possui um total de onze *fan coils* de mesma marca e modelo que insuflam o ar no supermercado. Os dados técnicos nominais foram levantados a partir das placas fixadas aos mesmos.

**Tabela 5.5** – Dados técnicos dos *fan coils*.

	<b><i>Fan coils</i></b>
Marca	Sarco
Modelo	FLV-270.6.36.8
Número de <i>fan coils</i>	11
Potência do motor	10 cv
Vazão de ar nominal em cada ventilador	20420 m <sup>3</sup> /h
Número de motores por <i>fan coil</i>	1
Ar de renovação	sim
Controle do ar de renovação	Não – Entrada natural
Estado dos equipamentos	Todos bons

A mistura de ar de renovação (OA) e o ar do recinto (RA) é realizada na sala de *fan coils*, antes da entrada do ar de mistura (EA), nestas unidades de tratamento de ar. Este ar passa primeiramente por um filtro e posteriormente é resfriado na serpentina. O ar resfriado é insuflado no recinto através de um sistema de ventilação com dois ventiladores conectados à um mesmo motor.

A figura 5.6 apresenta um dos *fan coils* do sistema e sua entrada e saída de água gelada.



(a)



(b)

**Figura 5.6 (a) - Fan coil. (b) Entrada e saída de água gelada evidenciando a válvula de três vias.**

Os condicionadores de ar existentes no empreendimento encontram-se instalados em uma única casa de máquinas ao nível do mezanino. Eles apresentam problemas de deterioração devido ao tempo de uso, condições inadequadas das serpentinas e muitas vezes aletas danificadas.

## **6 Carga térmica**

A carga térmica de um determinado ambiente se identifica com o fluxo de calor extraído ou introduzido no mesmo, em determinada hora do dia a fim de manter níveis internos de condições termo higrométricas do projeto. O hipermercado analisado já possui equipamentos instalados para uma carga térmica pré-estabelecida em projeto. Contudo, faz-se necessário reproduzir tal carga térmica diária durante o período de referência para que o consumo das máquinas seja reproduzido de forma coerente.

O programa HVAC Explorer foi utilizado para a simulação de carga térmica, por ser de fácil interface e atender as necessidades do projeto.

### **6.1 Conforto térmico dos ocupantes**

O conforto térmico é tomado como uma sensação humana, situa-se no campo do subjetivo e depende de fatores físicos, fisiológicos e psicológicos. Os fatores físicos determinam as trocas de calor do corpo com o meio; já os fatores fisiológicos referem-se às alterações na resposta fisiológica do organismo, resultantes da exposição contínua a determinada condição térmica; e finalmente os fatores psicológicos, que são aqueles que se relacionam às diferenças na percepção e na resposta a estímulos sensoriais, frutos da experiência passada e da expectativa do indivíduo.

Os estudos em conforto térmico visam principalmente analisar e estabelecer as condições necessárias para a avaliação e concepção de um ambiente térmico adequado, às atividades e ocupação humanas, bem como estabelecer métodos e princípios para uma detalhada análise térmica de um ambiente. A importância do estudo de conforto térmico está baseada principalmente em três fatores:

- A satisfação do homem ou seu bem-estar em se sentir termicamente confortável;
- A performance humana, muito embora os resultados de inúmeras investigações não sejam conclusivos a esse respeito, e a despeito dessa inconclusividade, os estudos mostram uma clara tendência de que o desconforto causado por calor ou frio reduz a performance humana. As atividades intelectuais, manuais e perceptivas, geralmente apresentam um melhor rendimento quando realizadas em conforto térmico.

- A conservação de energia, pois devido à crescente mecanização e industrialização da sociedade, as pessoas passam grande parte de suas vidas em ambientes condicionados artificialmente.

Ao conhecer as condições e os parâmetros relativos ao conforto térmico dos ocupantes em seus ambientes, evitam-se desperdícios com calefação e refrigeração, muitas vezes desnecessários. Convém ressaltar que devido à variação biológica entre as pessoas, é muito difícil que todos os ocupantes do ambiente se sintam confortáveis termicamente, buscando-se sempre criar condições de conforto para um grupo, ou seja, condições nas quais a maior porcentagem das pessoas esteja em conforto térmico.

O conforto térmico é um estado de espírito no qual a pessoa sente satisfação com o ambiente térmico. Os fatores que afetam o conforto térmico são a temperatura do ar, a temperatura radiante média, a estratificação, o movimento do ar, a umidade relativa do ar ambiente, o nível de atividade realizada pelos usuários e o seus vestuários. Para tal, é indicado seguir recomendações da ASHRAE Standard 55-2010.

No caso do hipermercado é interessante considerar a situação de pessoas em pé realizando atividades de leve intensidade, visto que geralmente caminham lentamente. A vestimenta usada por esses ocupantes para o estado do Rio de Janeiro pode ser considerada leve a pouco moderada em alguns casos.

Para tais cálculos foi importante estabelecer o nível de isolamento individual dos tipos de vestimenta. A tabela 6.1, apresenta os valores representativos para cada tipo de roupa considerado no projeto com base nos dados do *Center of the Built Environment* (CBE).

**Tabela 6.1** – Isolamento [clo] de cada tipo de vestimenta escolhido para o projeto.

<b>Roupas</b>	<b>Isolamento [clo]</b>
Roupa íntima	0,04
Meia soquete	0,02
Sapatos	0,02
Blusa manga comprida	0,25
Blusa manga curta	0,14
Calça jeans	0,25
Total	0,72

O valor total de isolamento proposto para a vestimenta está inserido no intervalo de valores estabelecidos na norma ABNT 16401 de 0,5 clo para o verão e 0,9 clo para o inverno. Este será então utilizado para todos os 365 dias simulados.



A atividade desempenhada pela pessoa determina a quantidade de calor gerado pelo organismo. As atividades metabólicas previstas através dos níveis de atividades realizados são consideradas a partir da ISO 7730. O valor da atividade metabólica foi considerado neste projeto a partir de pessoas em pé com atividades leves. A nomenclatura esta definida pela ISO 7730.

A temperatura média radiante também precisa ser pré-definida como hipótese neste projeto. Esta temperatura considera principalmente o calor emitido pela radiação dos elementos do invólucro do prédio, sendo o teto o elemento mais crítico. Contudo, no hipermercado analisado o teto possui uma grande espessura e isolamento. Com isso, a temperatura média radiante foi considerada como coincidente com a temperatura de conforto do recinto.

As condições internas de projeto propostas para o ambiente beneficiado pelo sistema de ar condicionado são:

- Temperatura de bulbo seco 24,0 °C (75,2 °F);
- Umidade relativa (não controlada) de 50 %.

Estes valores, arbitrados, unidos às outras premissas para o ar de insuflação são simulados a partir da norma ISO 7730. Este conjunto de valores irá propor a taxa de satisfação dos usuários do recinto. Caso as condições não sejam adequadas, novos valores de temperatura e umidade relativa devem ser arbitrados garantindo o índice mínimo de satisfação dos usuários do recinto.

**Tabela 6.2** - Condições para insuflação do ar no recinto.

<b>Características</b>	<b>Valores</b>
Isolamento de roupas	0,72 [clo]
Temperatura do ar	24 [°C]
Atividade metabólica	1,2 [met]
Temperatura média radiante	24 [°C]
Velocidade do ar	0,1 [m/s]
Umidade relativa	50 [%]
<b>Resultado</b>	
PMV	-0,02

O índice PMV ou voto médio previsto indica através de análises estatísticas a partir de resultados obtidos por Franger em um estudo na Dinamarca em câmaras climatizadas onde as pessoas registravam seus votos sobre uma escala sétima estabelecida pela ASHRAE que aponta de “muito frio” a “muito quente”. Faz-se recomendável pela ISO7730 possuir um índice PMV entre  $\pm 0,05$  para o projeto de climatização.

## 6.2 Condições do ar externo

Outros dados importantes a serem considerados estão relacionados ao ambiente externo ao recinto. Faz-se necessário transmitir as características do local onde o estabelecimento foi construído. No caso do hipermercado, mesmo que sua localização seja na cidade de Niterói, foram usados dados do aeroporto Santos Dummont indicados pelo Departamento Norte-Americano de Energia (U.S. Department of Energy) através de sua plataforma online de dados meteorológicos para simulações energéticas e térmicas. Isso se deve ao grande histórico de informações meteorológicas desse local e sua aproximação geográfica com a cidade de Niterói.

O Departamento Norte-Americano de Energia transmite dados meteorológicos de um “ano padrão”, ou seja, dados representativos calculados a partir de um histórico no local de acordo com a ASHRAE 90.1. Eles podem ser usados para qualquer data de projeto a ser simulada. A tabela 6.3 evidencia os valores usados para os dias 21 de cada mês como forma de referência do formato dos dados adquiridos. Lembrando que foram adquiridos dados para todos os 365 dias de simulação.

**Tabela 6.3** – Características do ar referentes aos dias 21 de cada mês considerados na simulação – ponto OA.

Data	Temperatura de bulbo seco do ar ( $T_{DB}$ ) [°C]	Umidade relativa do ar ( $x$ )[%]	Temperatura de saturação do ar ( $T_{sat}$ ) [°C]	Correção hemisfério*
21/06	24,8	68	18,5	21/12
21/07	25,0	65	18,0	21/01
21/08	24,4	78	20,4	21/02
21/09	23,0	83	20,0	21/03
21/10	30,4	46	17,4	21/04
21/11	26,0	79	22,0	21/05
21/12	27,0	70	21,0	21/06
21/01	30,0	66	23,0	21/07
21/02	28,9	62	20,9	21/08
21/03	25,0	78	21,0	21/09
21/04	26,0	79	22,0	21/10
21/05	34,0	41	19,0	21/11

\*A última coluna da tabela 6.3 “correção hemisférios” foi adicionada devido a reorganização dos dados no programa de simulação de carga térmica HVAC Explorer. Este foi elaborado originalmente para países do hemisfério norte onde o inverno ocorre entre os meses de dezembro-março e o verão entre junho-setembro. Logo, para utilizá-lo

em países do hemisfério sul é preciso realizar tal correção, ou seja, transferir o inverno para o mês de janeiro e o verão para o mês de julho. A localização geográfica (latitude) precisa também ser corrigida para o hemisfério norte para obter coerência nos resultados. As paredes norte e sul precisam ser trocadas para garantir fidelidade à construção em relação aos hemisférios.

### 6.3 Ocupação

Quando considerada a área da loja de 4012 metros quadrados e o tipo de segmento do empreendimento pode-se calcular um número máximo de ocupantes estabelecidos na ABNT 16041.

**Tabela 6.4** – Número máximo de ocupantes por segmento de comércio varejista.

Local	D (Pessoas / 100 m <sup>2</sup> )
Comércio varejista	
Supermercado de alto padrão	8
Supermercado de médio padrão	10
Supermercado popular	12

Considerando o empreendimento em questão como um supermercado de alto padrão, tem-se então que o número máximo de ocupantes ( $P_z$ ):

$$P_z = D \cdot \text{Área de vendas} = \frac{8}{100} \cdot 4012 = 321 \text{ pessoas} \quad (6.1)$$

A taxa de ocupação foi identificada através de observação no funcionamento do supermercado e está indicada como hipótese de projeto.

**Tabela 6.5** – Taxa de ocupação considerada para as simulações de carga térmica.

Hora	% de pessoas	Hora	% de pessoas	Hora	% de pessoas
0h - 1h	1	8h - 9h	60	16h - 17h	80
1h - 2h	0	9h - 10h	70	17h - 18h	90
2h - 3h	0	10h - 11h	70	18h - 19h	95
3h - 4h	0	11h - 12h	80	19h - 20h	95
4h - 5h	0	12h - 13h	70	20h - 21h	80
5h - 6h	0	13h - 14h	70	21h - 22h	70
6h - 7h	20	14h - 15h	70	22h - 23h	50
7h - 8h	40	15h - 16h	75	23h - 0h	20

### 6.4 Superfícies da construção

As orientações das superfícies como paredes, chão e teto foram definidas através de uma planta do supermercado, onde foram retirados dados de metragem e angulação em relação ao norte geográfico. A tabela 6.6 apresenta esses valores de forma detalhada.

**Tabela 6.6** – Orientações das superfícies do recinto.

	Ângulo em relação ao norte	Ângulo em relação ao solo	Área [m <sup>2</sup> ]
Parede 1	32°	90°	253,7
Parede 2	122°	90°	542,8
Parede 3	212°	90°	253,7
Parede 4	302°	90°	542,8
Teto	-	0°	4012
Chão	-	0°	4012

Os materiais utilizados para a confecção destas superfícies, assim como suas espessuras, são descritos na tabela 6.7. Sua ordem é definida do exterior para o interior do recinto.

**Tabela 6.7** - Materiais utilizados nas superfícies do recinto.

Superfície	Material	Cp [kJ/ kg . °C]	K [W/m . °C]	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	Espessura [mm]
<b>Parede 1</b>	Concreto 1	0,84	0,87	976	203,2
	Cimento	0,84	0,97	1600	12,7
<b>Parede 3</b>	Argamassa	1,02	0,19	1050	3,0
<b>Parede 4</b>					
<b>Teto</b>	Concreto 2	0,84	0,81	640	101,6
	Espaço (Gap) ar	1	0,29	2	101
	Placa interior	0,59	0,07	368	15
<b>Chão</b>	Concreto 3	0,92	1,73	2304	203,2
	Cimento	0,88	1,4	1920	69,85
	Piso	1,26	0,61	800	5,08

## 6.5 Dados adicionais para simulação

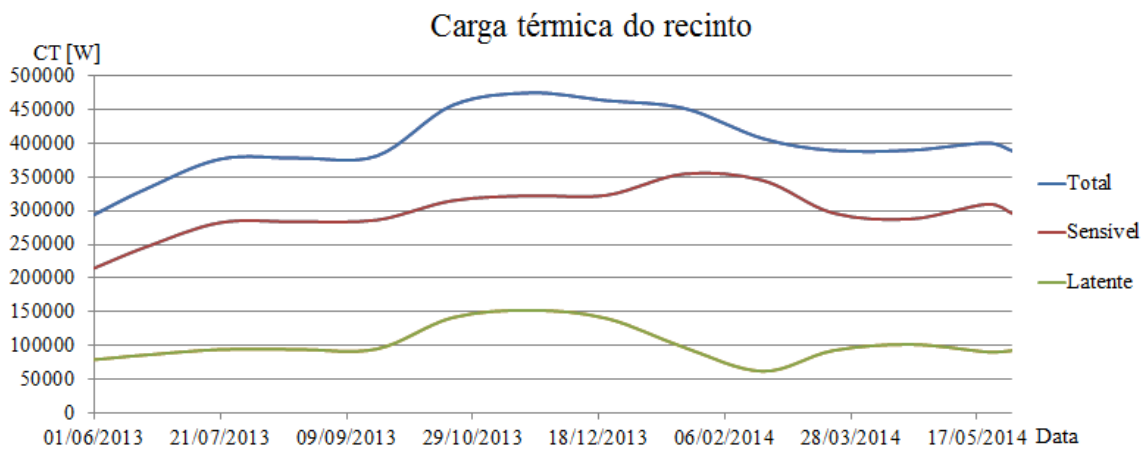
Os dados de potência de iluminação do estabelecimento foram levantados na visita ao supermercado. A potência total de iluminação é de 64,5 kW no salão de vendas. Este valor, quando apresentado por metro quadrado de construção é identificado por 16,08 W/m<sup>2</sup>.

Os equipamentos considerados somados possuem uma potência 5,62 W/m<sup>2</sup>, e por serem em grande maioria balcões de exposição de alimentos, ficam ligados durante as vinte e quatro horas do dia.

A área de infiltração considerada a partir da entrada principal de clientes que não possui cortina de ar foi de 4,2 m<sup>2</sup>. Já a fenestração não foi considerada no cálculo de carga térmica, pois o estabelecimento não apresenta janelas.

## 6.6 Resultado da simulação

A carga térmica do recinto foi simulada no período de 365 dias do ano de referência no programa HVAC Explorer. A figura 6.1 apresenta esse resultado de forma gráfica.



**Figura 6.1** - Carga térmica total, sensível e latente simuladas para o recinto.

A carga térmica total do recinto foi separada em duas parcelas: carga sensível e carga latente a fim de ajudar no cálculo das características do ar úmido no processo de climatização.

A carga térmica do sistema, como idealizado, é maior no período de verão, onde as temperaturas são mais elevadas. Neste período a demanda por climatização é maior.

## 7 Características do ar úmido

Neste capítulo serão apresentados os cálculos das características do ar úmido nos diversos pontos pertinentes para a climatização do recinto. Serão apresentados cálculos dos dias 21 de julho (inverno) e 21 de janeiro (verão) a fim de reduzir a reprodução de cálculos neste documento e explicitar principalmente o método utilizado. Contudo, é importante ressaltar que todos os cálculos apresentados foram realizados para os 365 dias do ano de referência.

### 7.1 Vazão de ar de renovação insuflado

O ar proveniente do meio externo insuflado no ambiente após tratamento chama-se ar de renovação. Sua função é a renovação do ar do recinto, diminuindo a concentração de CO<sub>2</sub>, impurezas no ambiente e possíveis microrganismos presentes no recinto.

No hipermercado essa renovação do ar é feita de forma natural, ou seja, não existe algum mecanismo de ventilação para ajudar a entrada deste ar na sala onde estão localizados os *fan coils*. A figura 7.1 apresenta uma das aberturas da sala de *fan coils* com o meio externo.



**Figura 7.1** - Abertura para o ar de renovação.

A proporção das áreas de aberturas para o ar de retorno do recinto e de renovação proveniente do meio externo atualmente é de 90% ar de retorno, 10% ar de renovação. Contudo, estes valores não estão de acordo com a ABNT 16041.

A proposta do novo processo de climatização precisa considerar a vazão mínima necessária pela ABNT 16041 utilizando a metodologia AHRI 500/590 e ANSI/ASHRAE 62.1 para garantir baixos níveis de poluentes e CO<sub>2</sub> no ar do recinto. A equação 7.1 apresenta o valor proposto para o ar proveniente do meio externo.

$$V_{ef} = P_z \cdot F_p + A_z \cdot F_a \quad (7.1)$$

Onde:

$V_{ef}$  – Vazão eficaz de ar exterior, expressa em litros por segundo [L/s];

$F_p$  – Vazão por pessoa, expressa em litros por segundo [L/s.pessoa];

$F_a$  – Vazão por área útil ocupada [L/s.m<sup>2</sup>];

$A_z$  - Área útil ocupada [m<sup>2</sup>].

Os valores das variáveis descritas são encontrados na norma a partir do segmento de comércio. O supermercado, conforme mencionado anteriormente, é considerado de alto padrão para os cálculos.

**Tabela 7.1** - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação.

Local	Nível 1		Nível 2		Nível 3	
	$F_p$	$F_a$	$F_p$	$F_a$	$F_p$	$F_a$
Supermercado de alto padrão	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5

Os três níveis definidos pela ABNT 16401 representam:

- Nível 1 – Nível mínimo de ar exterior para ventilação;
- Nível 2 – Nível intermediário de ar exterior para ventilação;
- Nível 3 – Vazões de ar exterior para ventilação que segundo estudos existem evidências de redução de reclamações e manifestações alérgicas.

O valor de vazão efetiva, considerando o nível 1 mínimo de ar exterior:

$$V_{ef} = 321 \cdot 3,8 + 4012 \cdot 0,3 = 2423,4 \text{ L/s} = 8724,4 \text{ m}^3/\text{h} \quad (7.2)$$

A vazão total de ar ( $V_s$ ) a ser suprida na zona é considerada a partir da vazão efetiva ( $V_{ef}$ ) e um fator de correção identificado como: eficiência de distribuição na zona ( $E_z$ ).

$$V_s = V_{ef}/E_z \quad (7.3)$$

Os valores da eficiência de distribuição na zona ( $E_z$ ) são descritos também na ABNT 16401.

**Tabela 7.2** - Eficiência de distribuição na zona.

Configurações de distribuição de ar	( $E_z$ )
Insuflação de ar frio pelo forro.	1,0
Insuflação de ar quente e retorno pelo piso.	1,0
Insuflação de ar quente pelo forro a menos de 8°C acima da temperatura do espaço pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m do piso à velocidade de 0,8 m/s.	0,8
Insuflação de ar frio pelo piso e retorno pelo forro desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4m ou mais do piso à velocidade de 0,8 m/s.	1,0
Insuflação de ar frio pelo piso, com fluxo de deslocamento a baixa velocidade e estratificação térmica, e retorno pelo forro.	1,2
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo piso.	1,0
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo forro.	0,7

Para este projeto foi considerada a insuflação de ar frio pelo forro com valor de  $E_z = 1,0$ . Com isso, a nova vazão de ar a ser insuflada no recinto ( $V_s$ ) proposta neste projeto:

$$V_s = \frac{V_{ef}}{E_z} = \frac{8724,4}{1} = 8724,4 \text{ m}^3/h \quad (7.4)$$

## 7.2 Condições do ar de renovação – OA

Os dados de ar externo ao recinto, como explicitado no capítulo quatro foram considerados a partir do Departamento Norte-Americano de Energia através do software *Energyplus*. Foram coletados dados a cada hora para todos os 365 dias de um ano padrão para simulações.

As informações horárias de temperatura, umidade, temperatura de saturação e pressão atmosférica foram convertidas em dados diários para facilitar os cálculos, reduzindo a escala de consumo à nível diário.

As premissas para o tratamento das informações:

- A temperatura de bulbo seco ( $t_{BS}$ ) máxima diária foi considerada a fim de uma reprodução do caso de condições extremas para a climatização.
- Os valores da umidade relativa ( $x$ ), temperatura de saturação ( $t_{sat}$ ) e a pressão atmosférica ( $P_{atm}$ ) correspondem a hora de maior temperatura de bulbo seco.



- O número de horas diárias durante o dia em que a temperatura externa é superior a 24°C (condição de conforto) para a correção do número de horas de funcionamento do sistema de climatização proposto neste trabalho. Esta aproximação será melhor explicada posteriormente neste documento.

A tabela 7.3 apresenta os dados extraídos para os dias 21 de julho e 21 de janeiro do ano de referência.

**Tabela 7.3** – Dados meteorológicos do Aeroporto Santos Dumont.

<b>Data</b>	<b>Temp. externa máxima [°C]</b>	<b>Umidade relativa ligada a T máxima [%]</b>	<b>Temp. orvalho [K]</b>	<b>Pressão atmosférica [Pa]</b>
21-jul	25	65	291	102300
21-jan	30	66	296	101300

A equação para o cálculo da pressão de saturação do vapor e pressão de vapor foram definidas no capítulo quatro. A pressão de saturação para o dia 21 de julho e 21 de janeiro.

**Tabela 7.4** - Pressão de saturação do vapor e pressão de vapor no ponto OA.

<b>Dias</b>	<b>Pressão de saturação do vapor [Pa]</b>	<b>Pressão de vapor [Pa]</b>
21 de julho	3166,40	2058,16
21 de janeiro	4242,13	2799,81

A umidade absoluta e a entalpia específica são calculadas através das equações definidas neste documento por 4.11 e 4.16 respectivamente. Os valores apresentados para os dias 21 de julho e 21 de janeiro são apresentados na tabela 7.5.

**Tabela 7.5** - Umidade absoluta e entalpia específica ponto OA.

<b>Dias</b>	<b>Umidade absoluta [kg<sub>água</sub>/kg<sub>ar</sub>]</b>	<b>Entalpia Específica [kJ/kg]</b>
21 de julho	0,0128	57,82
21 de janeiro	0,0177	75,53

O volume específico do ar úmido ( $v$ ) em [m<sup>3</sup>/h] pode ser considerado então pela equação 7.5.

$$v = \frac{T [K] \cdot 287,042 \cdot 3600}{(P_{atm}[Pa] - P_v[Pa])} \quad (7.5)$$

**Tabela 7.6** - Volume específico do ar ponto OA.

Dias	O volume específico do ar úmido [m <sup>3</sup> /h]
21 de julho	3060
21 de janeiro	3168

A vazão mássica pode ser encontrada através do volume específico ( $v$ ) e da vazão volumétrica de ar externo ( $\dot{V}$ ):

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v} \quad (7.6)$$

Os valores de vazão mássica encontrados através da relação de vazão volumétrica e volume específico estão indicados na tabela 7.7.

**Tabela 7.7** - Vazão mássica ponto OA.

Dias	Vazão mássica de ar externo [kg/s]
21 de julho consumo atual	0,735
21 de janeiro consumo atual	0,710
21 de julho consumo proposto	2,850
21 de janeiro consumo proposto	2,750

### 7.3 Condições ar proveniente do recinto - RA

As características do ar que retorna ao sistema de climatização a partir do recinto são definidas a partir da situação de conforto estabelecida aos ocupantes. A seção 6.1 apresentou a temperatura de 24°C e a umidade relativa de 50% para o ar que deixa o recinto. Com isso, para todos os dias de simulação, incluindo os dias 21 de janeiro e 21 de julho, a gestão de climatização proposta foi considerada a mesma condição.

Não existem dados que indiquem as características do ar de retorno atualmente no supermercado. Por isso, a hipótese de mesmas condições que o sistema de climatização proposto foi adotada (24°C e 50% umidade relativa). Sabe-se que esses dados não são exatos, mas por serem idênticos aos propostos não distorcem os ganhos energéticos.

A umidade absoluta do ar de retorno ( $\omega_{RA}$ ) foi considerada através da Carta Psicrométrica de Carrier.

$$\omega_{RA} = 0,0092 \text{ kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar}} \quad (7.7)$$

A pressão de saturação do vapor no ponto RA é calculada através da fórmula 4.11 quando se evidência a pressão de saturação em relação à umidade absoluta.

$$P_{sat RA} = \frac{P_{atm}}{\left(x\right) \cdot \left(\frac{0,622}{\omega_{RA}} + 1\right)} = 2982,13 Pa \quad (7.8)$$

$$P_{sat RA} = \frac{P_{atm}}{\left(x\right) \cdot \left(\frac{0,622}{\omega} + 1\right)} = \frac{101300}{(0,50) \cdot \left(\frac{0,622}{0,0092} + 1\right)} = 2952,98 Pa \quad (7.9)$$

A entalpia específica do ar úmido proveniente do recinto é calculada através da equação 4.16 a partir da temperatura ( $T$ ) e da umidade absoluta ( $\omega$ ). Esses dois parâmetros não variam nas premissas neste projeto. Com isso, o valor da entalpia específica será o mesmo para todos os dias da simulação. A entalpia específica no ponto RA:

$$\begin{aligned} h_{RA} &= 1,006 \cdot (24) + (0,0092) \cdot (2501,2 + 1,805 \cdot 24) \\ &= 47,73 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (7.10)$$

## 7.4 Definição do fator de by-pass da serpentina

Muitos fabricantes de serpentinas determinam em seus catálogos o fator de *by-pass* do equipamento. Contudo, os *fan coils* encontrados no hipermercado são modelos com mais de quinze anos e com muitas identificações removidas. A empresa que os fabricou (Sarco) não existe mais no mercado, tornando impossível a aquisição de dados através do fabricante.

Carrier em seu livro Handbook of Air Conditioning Design propôs valores de fatores de *by-pass* de acordo com o segmento de aplicação. A tabela 7.8 traz de forma traduzida ao português, esses valores.

**Tabela 7.8** - Fator de *by-pass* por segmento de aplicação (\*traduzido).

BF	Tipo de aplicação	Exemplo
0,3 – 0,5	Grandes ganhos de calor latente	Apartamentos
0,2 – 0,3	Baixa carga térmica, condicionamento para conforto	Grades recintos
0,1 – 0,2	Alta carga térmica, condicionamento para	Pequenos recintos

	conforto	
<b>0,05 – 0,1</b>	Grandes ganhos de calor sensível, alta vazão de ar exterior	Restaurantes
<b>0,00 – 0,1</b>	Funcionamento com 100% de ar externo	Hospitais, laboratórios

O empreendimento, apesar de ser considerado um grande recinto, possui alta carga térmica, sendo assim, o fator de *by-pass* (BF) escolhido para melhor reproduzir o projeto é de 0,2.

## 7.5 Condições insuflação – SA

O capítulo quatro apresenta o conceito de fator de calor sensível efetivo *ESHF*. Com isso, é possível escrever a equação 7.11 que define esse fator.

$$ESHF = \frac{RSH + \dot{m}_{OA} \cdot cp_a \cdot BF \cdot (t_{OA} - t_{RA})}{(CT) + \dot{m}_{OA} \cdot h_{lv}^0 \cdot BF \cdot (\omega_{OA} - \omega_{RA}) + \dot{m}_{OA} \cdot cp_a \cdot BF \cdot (t_{OA} - t_{RA})} \quad (7.11)$$

Este fator foi calculado para todos os dias de simulações. Os valores para os dias 21 de julho e 21 de janeiro para a vazão de ar externo ( $\dot{m}_{OA}$ ).

**Tabela 7.9** - Fator de calor sensível efetivo.

Dias	Fator de calor sensível efetivo <i>ESHF</i>
21 de julho consumo atual	0,747
21 de janeiro consumo atual	0,780
21 de julho consumo proposto	0,741
21 de janeiro consumo proposto	0,768

Quando considerada a expressão 7.11, pode-se substituir *ESHF* de forma análoga em função da vazão de insuflação ( $\dot{m}_{SA}$ ):

$$\frac{\dot{m}_{SA} \cdot cp_a \cdot (1 - BF) \cdot (t_{RA} - t_{ADP})}{\dot{m}_{SA} \cdot cp_a \cdot (1 - BF) \cdot (t_{RA} - t_{ADP}) + \dot{m}_{SA} \cdot h_{lv}^0 \cdot (1 - BF) \cdot (\omega_{RA} - \omega_{ADP})} = ESHF \quad (7.12)$$

Simplificando a equação 7.12 com os termos  $\dot{m}_{SA}$  e  $(1 - BF)$ :

$$\frac{cp_a \cdot (t_{RA} - t_{ADP})}{cp_a \cdot (t_{RA} - t_{ADP}) + h_{lv}^0 \cdot (\omega_{RA} - \omega_{ADP})} = ESHF \quad (7.13)$$

A única variável presente na equação 7.13 será no ponto ADP. Com isso, é possível encontrar a temperatura  $t_{ADP}$ . A tabela 7.10 traz esse valor para os dois dias apresentados neste documento, tanto em seu consumo atual quanto o proposto neste projeto.

**Tabela 7.10** - Temperatura de ponto de orvalho do equipamento.

Dias	Temperatura de ponto de orvalho do equipamento ( $t_{ADP}$ ) [°C]
21 de julho consumo atual	9,8
21 de janeiro consumo atual	9,6
21 de julho consumo proposto	10,3
21 de janeiro consumo proposto	9,2

### 7.5.1 Vazão mássica de insuflação

O capítulo quatro define parcela sensível de calor que passa pela serpentina com um fator de *by-pass* (BF). Nesta expressão é possível igualar a vazão mássica aos outros termos como mostrado na equação 7.12.

$$\dot{m}_{SA} = RSH + \frac{\dot{m}_{OA} \cdot BF \cdot cp_a \cdot (t_{OA} - t_{RA})}{cp_a \cdot (1 - BF) \cdot (t_{RA} - t_{ADP})} \quad (7.14)$$

Considerando o valor da vazão mássica para os dias calculados neste documento para a situação atual e situação proposta de consumo.

**Tabela 7.11** - Vazão mássica de insuflação.

Dias	Vazão mássica de insuflação ( $\dot{m}_{SA}$ ) [kg/s]
21 de julho consumo atual	24,74
21 de janeiro consumo atual	30,69
21 de julho consumo proposto	25,71
21 de janeiro consumo proposto	30,07

### 7.5.2 Temperatura de insuflação

A temperatura de insuflação é calculada através da equação 7.15.

$$t_{SA} = t_{RA} - \frac{RSH}{\dot{m}_{SA} \cdot c p_a} \quad (7.15)$$

Logo, calculando as temperaturas de insuflação para os dias apresentados neste documento temos os valores descritos na tabela 7.12.

**Tabela 7.12** - Temperatura de insuflação de ar no recinto.

Dias	Temperatura de insuflação ( $T_{SA}$ ) [°C]
21 de julho consumo atual	12,63
21 de janeiro consumo atual	12,50
21 de julho consumo proposto	13,10
21 de janeiro consumo proposto	12,20

### 7.5.3 Umidade absoluta de insuflação

A umidade absoluta de insuflação pode ser considerada através da umidade absoluta do ar que sai do recinto climatizado (ponto RA) e a carga térmica latente, ou seja, a diferença entre a carga térmica total e a sua parcela referente ao calor sensível.

$$\omega_{SA} = \omega_{RA} - \frac{(CT - RSH)}{\dot{m}_{SA} \cdot 2501,2} \quad (7.16)$$

A umidade absoluta apresentada para os dias 21 de julho e 21 de janeiro é encontrada na tabela 7.12.

**Tabela 7.13** - Umidade absoluta de insuflação.

Dias	Umidade absoluta de insuflação ( $\omega_{SA}$ ) [kgágua/kgar]
21 de julho consumo atual	$7,678 \cdot 10^{-3}$
21 de janeiro consumo atual	$7,935 \cdot 10^{-3}$
21 de julho consumo proposto	$7,735 \cdot 10^{-3}$
21 de janeiro consumo proposto	$7,909 \cdot 10^{-3}$

### 7.5.4 Entalpia de insuflação

A entalpia de insuflação é calculada a partir da fórmula geral de entalpia 4.16 apresentada no capítulo quatro. Os dias representativos apresentados neste documento possuem entalpia de insuflação apresentada pela tabela 7.14.

**Tabela 7.14** - Entalpia específica de insuflação.

Dias	Entalpia específica de insuflação ( $h_{SA}$ ) [kJ/kg]
21 de julho consumo atual	32,09
21 de janeiro consumo atual	32,60
21 de julho consumo proposto	32,70
21 de janeiro consumo proposto	32,23

### 7.6 Condições da mistura – EA

O capítulo quatro apresenta a equação de conservação de massa que pode ser aplicada também entre os pontos de entrada (EA) e saída (SA) do ar na serpentina. A massa de água proveniente da desumidificação ( $\dot{m}_w$ ) é desconsiderada por possuir valor desprezível quando comparada à vazão de ar que atravessa a serpentina.

$$\dot{m}_{EA} \approx \dot{m}_{SA} \quad (7.17)$$

A vazão mássica para os dois dias apresentados antes e após a modificação na vazão de ar exterior do sistema.

$$\dot{m}_{EA21jul} = 24,74 \text{ kg/s} \quad (7.18)$$

$$\dot{m}_{EA21jan} = 30,69 \text{ kg/s} \quad (7.19)$$

$$\dot{m}_{EA21julprop} = 25,71 \text{ kg/s} \quad (7.20)$$

$$\dot{m}_{EA21janprop} = 30,07 \text{ kg/s} \quad (7.21)$$

A entalpia específica da mistura é considerada através da média ponderada das entalpias com relação às vazões de cada “entrada” no volume de controle.

$$h_{EA} = \frac{(\dot{m}_{EA} - \dot{m}_{OA}) \cdot h_{RA} + \dot{m}_{OA} \cdot h_{OA}}{\dot{m}_{EA}} \quad (7.22)$$

Os dias 21 de julho e 21 de janeiro apresentados neste documento possuem como valor da entalpia específica especificados na tabela 7.15.

**Tabela 7.15** - Entalpia específica da mistura.

<b>Dias</b>	<b>Entalpia específica da mistura (<math>h_{EA}</math>) [kJ/kg]</b>
21 de julho consumo atual	48,03
21 de janeiro consumo atual	48,37
21 de julho consumo proposto	48,85
21 de janeiro consumo proposto	50,27

O mesmo ocorre para a umidade absoluta, expressa na equação 7.23.

$$\omega_{EA} = \frac{(\dot{m}_{EA} - \dot{m}_{OA}) \cdot \omega_{RA} + \dot{m}_{OA} \cdot \omega_{OA}}{\dot{m}_{EA}} \quad (7.23)$$

Os valores de umidade absoluta para os dias 21 de julho e 21 de janeiro estão apresentados na tabela 7.16.

**Tabela 7.16** - Umidade absoluta ar de mistura.

<b>Dias</b>	<b>Umidade absoluta ar de mistura (<math>\omega_{EA}</math>) [kg água/kg ar]</b>
21 de julho consumo atual	0,0093
21 de janeiro consumo atual	0,0094
21 de julho consumo proposto	0,0096
21 de janeiro consumo proposto	0,0100

Todos os dados apresentados neste capítulo foram calculados através de ferramenta Excel para todos os dias de simulação do “ano de referência”.



## 8 Consumo do sistema de climatização

Neste capítulo serão descritas as características dos equipamentos, principalmente sua potência absorvida, que leva ao consumo elétrico absorvido por cada máquina quando consideradas as horas de funcionamento do sistema de climatização. As soluções propostas para o novo consumo total estão também abordadas neste capítulo diretamente em cada tópico de cada equipamento.

O sistema de climatização atual do empreendimento funciona durante 16 horas diárias, totalizando 5840 horas no ano de referência, desconsiderando a temperatura externa. A proposta de redução de consumo visa reduzir este número de horas implementando três sensores de temperatura na área de vendas. Eles devem monitorar a temperatura interna do salão de vendas a uma altura de dois metros.

Uma aproximação do número de horas total foi feita a partir da temperatura do ambiente externo. As horas em que a temperatura ultrapassou 24°C foram consideradas como propícias para o funcionamento do sistema de climatização. Este valor foi estimado a partir da carga térmica gerada no recinto desconsiderando a influência do invólucro do prédio.

O programa HVAC Explorer foi utilizado para a simulação da carga térmica proveniente do interior do supermercado. Para isso, todas as superfícies que separam o recinto ao meio externo desconsideraram a influência do sol e vento. A temperatura ao longo do dia foi estabelecida em 24°C para o pior caso, o verão.

A carga térmica máxima proveniente das pessoas, equipamentos e iluminação chegou a um pico de 98,73 kW. Este valor representa 28,05 TR e pode ser considerado baixo quando comparado ao valor total da carga térmica. Esta análise mostra que a carga térmica é bastante sensível a variação de temperatura externa. Portanto foi considerada a hipótese de que o sistema será acionado quando a temperatura externa for igual ou maior que a temperatura de conforto do recinto de 24°C.

Contudo, cabe ressaltar que a temperatura do recinto pode chegar a 24,5°C devido à consideração de uma banda morta de 0,5°C. Banda morta é a diferença entre a percepção por parte do sistema das condições de acionamento e o momento real em que o sistema começa a operar de maneira eficiente. Este conceito previne a oscilação e ciclos repetitivos de ativação/desativação do sistema.

Com isso, o consumo diário torna-se variável atendendo a demanda de climatização. O total de horas de funcionamento do sistema propostas para o mesmo ano de referência foi de 3671 horas, ou seja, somente 63% do total de horas anterior.

## 8.1 Chiller

As unidades de resfriamento são, atualmente, alimentadas com água gelada de forma simultânea, independentemente de seus funcionamentos. Essa água circula através da unidade de resfriamento que não está acionada, promovendo uma perda de carga desnecessária.

A potência absorvida ( $Pot_{abschiller}$ ) por cada *chiller* depende da potência necessária a ser fornecida à serpentina, ou seja, potência frigorífica ( $Pot_{frigo}$ ) e o desempenho da máquina. A equação 8.1 apresenta esta relação, onde COP é o coeficiente de performance.

$$Pot_{abschiller} = \frac{Pot_{frigo}}{COP_{chiller}} \quad (8.1)$$

O fator de eficiência do *chiller* é, muitas vezes, indicado pelo fabricante para cada modelo. Seu valor está baseado no IPLV (valor de carga parcial integrado). Este valor é obtido através de testes em condições de temperatura e carga definidas pela AHRI. A conversão entre esses valores apresentada pela AHRI [21].

### AHRI\* capacity ratings



30HXC WATER-COOLED CHILLER AHRI RATINGS (60 Hz ONLY)

UNIT SIZE 30HXC	CAPACITY		INPUT POWER (kW)	COOLER FLOW		COOLER PRESSURE DROP		CONDENSER FLOW		CONDENSER PRESSURE DROP		FULL-LOAD EFFICIENCY (kW/Ton)	IPLV† (kW/Ton)
	Tons	Output kW		GPM	L/s	Ft of Water	kPa	GPM	L/S	Ft of Water	kPa		
076	75.4	265.2	53.7	181.0	11.4	14.5	43.2	226.2	14.3	8.9	26.6	0.712	0.512
086	83.0	292.3	60.4	199.3	12.6	17.2	51.4	249.1	15.7	10.7	31.8	0.728	0.523
096	94.0	330.5	67.0	225.5	14.2	17.0	50.7	281.9	17.8	10.9	32.7	0.714	0.513
106	104.3	366.8	75.3	250.4	15.8	15.4	46.0	313.0	19.7	13.3	39.6	0.722	0.520
116	113.5	399.3	83.2	272.3	17.2	13.3	39.8	340.4	21.5	17.0	50.6	0.733	0.530
126	122.9	432.1	92.2	294.9	18.6	15.4	45.9	368.6	23.3	19.6	58.5	0.750	0.541

Figura 8.1 – IPLV *chiller*.

Os *chillers* instalados são todos de mesma marca Carrier e modelo 30HRC106, conforme foi descrito no capítulo cinco deste documento.

A conversão de IPLV para COP definida também pela AHRI 500-590 através da equação 8.2.

$$COP_{chiller} = \frac{K1}{IPLV} \quad (8.2)$$

Onde  $K1 = 3,516$ .

O valor do fator de eficiência do *chiller* usado na instalação:

$$COP_{chiller} = \frac{3,516}{0,522} = 6,73 \quad (8.3)$$

### 8.1.1 Condição atual de funcionamento do *chiller*

O número de *chillers* em funcionamento diário é definido através da temperatura externa ao recinto a ser climatizado. A manutenção atenta a previsão de temperatura para o dia e aciona os equipamentos durante dezesseis horas seguidas. A tabela 8.1 apresenta as condições para o acionamento. Cabe ressaltar que não existe qualquer estudo energético para este dados.

**Tabela 8.1-** Número de *chillers* ligados a partir temperatura externa.

Temperatura externa máxima do dia	Nº de <i>chillers</i> ligados
Temperatura externa < 27°C	1
27°C ≤ Temperatura externa < 32°C	2
Temperatura externa ≥ 32°C	3

Quando analisados os dias apresentados neste documento, temos o número de *chillers* ligados.

$$t_{OA21jul} = 25^\circ C \Rightarrow N^\circ \text{ chillers} = 1 \quad (8.4)$$

$$t_{OA21jan} = 30^\circ C \Rightarrow N^\circ \text{ chillers} = 2 \quad (8.5)$$

A potência frigorífica necessária a ser fornecida à serpentina ( $Pot_{frigo\ chiller}$ ) é calculada a partir da vazão mássica de ar a ser resfriada, e da entalpia específica na entrada (ponto EA) e saída (ponto SA) da serpentina.

$$Pot_{frigo\ chiller} = \dot{m}_{EA} \cdot (h_{SA} - h_{EA}) \quad (8.6)$$

A potência frigorífica ( $Pot_{frigo\ ch}$ ) necessária a ser repassada à serpentina, a potência absorvida ( $Pot_{abs\ ch}$ ) definida na equação 8.1 e o consumo elétrico destas máquinas ( $Consumo\ ch$ ) nos dias 21 de julho e 21 de janeiro são apresentados na tabela 8.2.

**Tabela 8.2** - Características consumo funcionamento atual *chillers*.

<b>Dias</b>	<b><math>Pot_{frigo\ ch}</math> [kW]</b>	<b><math>Pot_{abs\ ch}</math> [kW]</b>	<b><math>Consumo\ ch</math> [kWh]</b>
21 de julho consumo atual	394,40	58,60	937,65
21 de janeiro consumo atual	484,11	71,92	1150,85

O consumo elétrico total dos *chillers* durante o ano de referência é calculado a partir da soma dos consumos diários.

$$Cons\ total\ ch = 394,7\ MWh \quad (8.7)$$

### 8.1.2 Consumo proposto *chiller*

Faz-se necessária a instalação de uma válvula com funcionamento a 0% ou 100%, ou seja, que permita ou impeça que o fluxo total de fluido passe através da unidade de resfriamento. Esta válvula permite que a água gelada não passe pela unidade que não está acionada, evitando assim uma maior perda de carga no sistema. Por isso, é importante que essa válvula esteja localizada na entrada ou saída de cada *chiller* e não no circuito comum.

Outra forma de reduzir o consumo é a redução no número de horas de funcionamento do sistema de climatização. Os *chillers* atuais são máquinas de alta tecnologia embutida que precisam de grande potência elétrica, então, é muito importante a ideia de que um *chiller* deve ser acionado somente quando necessário. Uma vez que um *chiller* é acionado, ele precisa de todo o sistema de bombas, válvulas e demanda por parte dos *fan coils*.

A potência frigorífica a ser fornecida à serpentina para a nova vazão de ar externo proposta, calculada através da norma ABNT 16401, e a potência absorvida calculada a partir do coeficiente de eficiência (COP) são indicados na tabela 8.3.

**Tabela 8.3** - Características consumo funcionamento proposto *chillers*.

<b>Dias</b>	<b><math>Pot_{frigo\ ch\ prop}</math> [kW]</b>	<b><math>Pot_{abs\ ch\ prop}</math> [kW]</b>
21 de julho consumo proposto	415,17	61,69
21 de janeiro consumo proposto	543,44	80,74

O consumo diário das unidades de resfriamentos é calculado a partir da potência absorvida e o número de horas de seu funcionamento. As equações 8.8 e 8.9 trazem os

valores calculados para os dias 21 de julho e 21 de janeiro apresentados neste documento.

$$\begin{aligned} \text{Cons chiller 21jul} &= Pot_{abs21jul} \text{chiller} \cdot N^{\circ} \text{ horas} & (8.8) \\ &= 61,69 \cdot 6 = 370,14 \text{ kWh} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Cons chiller 21jan} &= Pot_{abs21jul} \text{chiller} \cdot N^{\circ} \text{ horas} & (8.9) \\ &= 80,74 \cdot 15 = 1211,23 \text{ kWh} \end{aligned}$$

O cálculo de consumo elétrico dos *chillers* foi realizado para os 365 dias do ano de referência para a vazão de ar externo ( $m'_{OAprop}$ ) e o número de horas de reduzido de funcionamento propostos.

$$\text{Cons total chiller prop} = 366,9 \text{ kWh} \quad (8.10)$$

A redução de consumo referente ao acionamento dos *chillers* para o ano de referência:

$$\text{Redução consumo chiller} = 394,7 - 366,9 = 27,9 \text{ MWh} \quad (8.11)$$

## 8.2 Fan coil

Como mencionado anteriormente, o sistema de controle da temperatura ambiente na sala de vendas nos *fan coils* está equipado de válvulas de três vias que estão inoperantes. O sistema está bastante degradado neste ponto com a corrosão dos dutos.



**Figura 8.2** - Válvula de três vias do sistema atual.

A fim de que o sistema de regulação das bombas de água funcione corretamente, essas válvulas de três vias devem ser trocadas por válvulas de duas vias motorizadas. O

funcionamento será transformado de um tipo proporcional para um tipo “liga-desliga” (“ON-OFF”).



**Figura 8.3 (a)** - Esquema hidráulico com válvula de três vias. **(b)** - Esquema hidráulico com válvula de duas vias.

Os *fan coils* devem ser controlados de forma integrada, ou seja, juntos. Para isso, é necessária a instalação de uma válvula de duas vias antes da separação dos dutos de água gelada que leva a cada *fan coil*. Esta válvula deve ser regulada através de um sensor de temperatura instalado à no máximo 2,5 metros de altura longe da área de insuflação dos *fan coils* no salão de vendas. O sensor deve também ser instalado longe de portas ao meio externo e janelas (quando existirem).

Uma limpeza regular dos filtros e das serpentinas (normalmente a cada seis meses) é importante para garantir o bom funcionamento do equipamento. Elementos sujos podem baixar a eficiência energética da climatização, um consumo desnecessário dos ventiladores e das unidades de resfriamento e impactar o conforto na loja.

### 8.2.1 Condição de funcionamento atual *fan coil*

A potência absorvida pelos *fan coils* foi calculada através da potência do motor instalado nas máquinas descritas no capítulo quatro. Considerando o motor fixo em todos os dias do ano de referência, a potência absorvida no eixo do ventilador será sempre a mesma.

$$Pot_{eixo\ fancoil} = \eta_{m\ fancoil} \cdot P_{entr\ fancoil} \quad (8.12)$$

O motor apresentado na máquina é da marca WEG, que disponibiliza todos os catálogos necessários em seu site. O rendimento do motor para uma razão de potência de 100% é de 0,80.

$$Pot_{eixo\ fancoil} = 0,80 \cdot 128,6 = 102,88 \text{ kW} \quad (8.13)$$

Considerando a potência do motor invariável e o número de horas de uso padrão, o consumo energético do *fan coil* é considerado o mesmo para todos os dias do ano de simulação.

$$Cons\ fancoil = Pot_{eixo} fancoil . N^{\circ} horas \quad (8.14)$$

$$Cons\ fancoil = (102,88) . 16 = 1646,08\ kWh \quad (8.15)$$

O consumo considerado para os 365 dias do ano de referencia onde os *fan coils* estão todos acionados durante 16 horas:

$$Cons\ total\ fancoil = 1646,08 . 365 = 600,8\ MWh \quad (8.16)$$

### 8.2.2 Consumo proposto *fan coil*

Os *fan coils* devem ser controlados juntos e, para isso, faz-se necessário instalar uma válvula de duas vias antes da separação do circuito de água gelada. As válvulas de três vias em cada máquina também devem ser substituídas por outras de duas vias do tipo 0% ou 100% (“ON-OFF”), de forma que a vazão no circuito de água gelada varie e que o sistema funcione corretamente com inversores de frequência nas bombas de água gelada.

Contudo, a maior redução de consumo dos *fan coils* é possível através de uma redução no número de horas de uso. A redução do número de horas de funcionamento das máquinas proporciona uma grande redução de consumo energético.

A potência absorvida pelo eixo da máquina calculada na seção anterior através da fórmula 8.12 não variará, pois depende diretamente do motor instalado em cada *fan coil*.

$$Pot_{eixo} = 102,88\ kW \quad (8.17)$$

O consumo energético proposto para o mesmo ano de referencia, apesar de considerada a redução no número de horas de uso, é calculado da mesma maneira apresentada na formula 8.14. Os dias apresentados neste documento (21 de julho e 21 de janeiro) possuirão seus consumos descritos na tabela 8.4.

**Tabela 8.4** - Consumo elétrico absorvido pelos *fan coils* proposto.

Dias	Cons <i>fancoil</i> prop [kWh]
21 de julho consumo proposto	617,18
21 de janeiro consumo proposto	1543,2

O consumo total para todos os dias simulados, considerando as especificidades de funcionamento horário diário:

$$\text{Cons total fancoil prop} = 377,7 \text{ MWh} \quad (8.18)$$

A redução de consumo de energia elétrica durante o ano de referencia é calculada através da diferença entre os consumos atual e proposto apresentados neste capítulo.

$$\text{Reduc fancoil} = \text{Cons fancoil} - \text{Cons fancoil prop} \quad (8.19)$$

$$\text{Reduc fancoil} = 600,8 - 377,7 = 223,1 \text{ MWh} \quad (8.20)$$

### 8.3 Bombas água gelada (bag)

As bombas de água gelada levam a água resfriada nas centrais de resfriamento (*chillers*) às serpentinas dos *fan coils* a fim de remover calor do ar do recinto aquecido devido a carga térmica do local.

As bombas do sistema analisado não possuem inversores de frequência, o que ocasiona muitas vezes um consumo desnecessário de energia. Atualmente, não é possível um controle sobre elas causando bombeamento sempre da mesma vazão de fluido.

Outro inconveniente encontrado é a presença de uma válvula de três vias com *by-pass* nos *fan coils*. Com este sistema a água se desloca em todo o circuito, mesmo sem uma necessidade de refrigeração, fazendo com que o sistema não trabalhe em uma maior eficiência.

A instalação de inversores de frequência é feita em duas bombas do circuito de água gelada para que elas possam trabalhar em velocidade de rotação variável de acordo com as válvulas de duas vias instaladas no circuito principal.

A regulação das bombas deve ser feita através de uma pressão diferencial constante e não variável. Uma diferença de pressão variável de forma linear promoveria a utilização de uma menor potência elétrica e por consequência uma maior economia energética. Contudo, visto que as bombas trabalhariam em um  $\Delta P$  baixo, a altura manométrica necessária do sistema seria muito elevada, levando com que a bomba não tenha força para fazer o sistema circular.



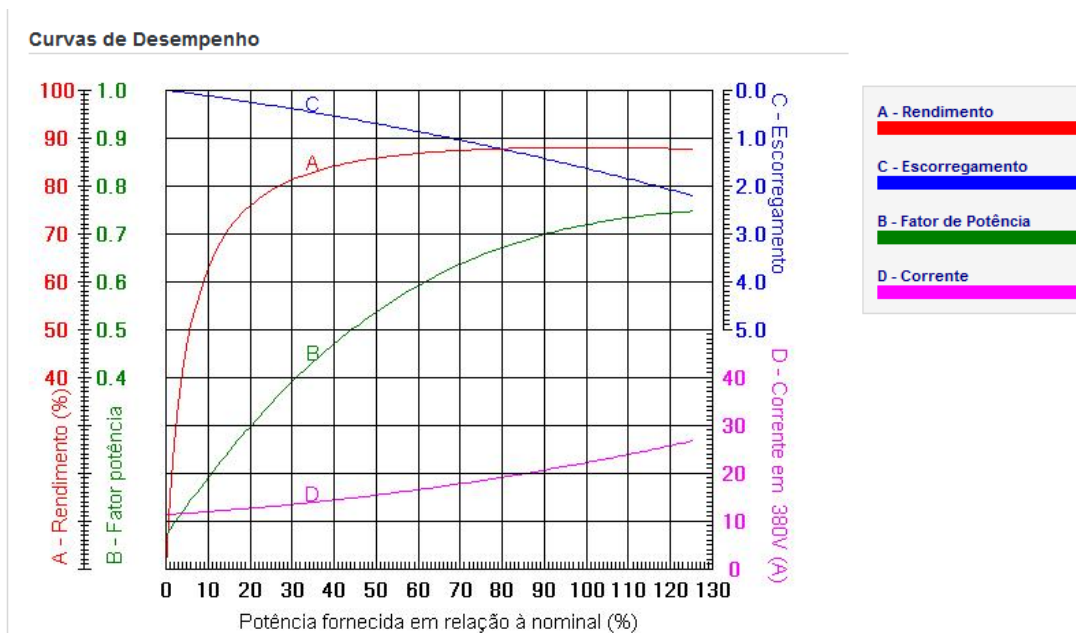
Para assegurar uma vazão de água mínima na sucção da bomba de distribuição, faz necessária a instalação de um *by-pass* entre a ida e a volta (antes da separação do circuito de água gelada). Este *by-pass* deve ser feito através de uma válvula de pressão diferencial travada a uma pressão mínima de funcionamento assegurando que a unidade de resfriamento (*chiller*) esteja trabalhando dentro das condições especificadas pelo fornecedor.

Qualquer outro *by-pass* que esteja no sistema deverá ser suprimido a fim de não interferir no funcionamento total do conjunto.

### 8.3.1 Condição de funcionamento atual bombas água gelada

O dimensionamento do consumo das bombas também é feito a partir do motor que ela utiliza para bombear o fluido. O fabricante do motor utilizado disponibiliza catálogos online de seus equipamentos, facilitando a aquisição de dados pelo cliente.

Os cinco motores são idênticos da marca Weg® de 9 kW cada um. O fator de carga destes motores varia com a razão de potência fornecida e a potência nominal. Para este projeto foi considerada a situação de atuação de 100% do motor quando acionado. A figura 8.4 apresenta quatro curvas características deste modelo de motor, destacando a curva B de fator de potência ou fator de carga.



**Figura 8.4** - Curvas de desempenho do motor acoplado a bomba de água gelada.

O modelo apresenta as seguintes características complementares:

- Carcaça: 180 M;

- Rotação nominal: 1750 rpm;
- Tensão nominal: 380 V;
- Corrente nominal: 22,1 A;
- Frequência: 60 Hz;
- Proteção: IP55.

O valor para o rendimento do motor ( $\eta_m$ ), característico do motor em uma relação de 100% entre a potência fornecida e a potência nominal é de 0,88. Com isso, a potência absorvida por cada bomba pode ser escrita de acordo com a equação 8.21.

$$Pot_{eixo\ bag} = Pot_{entr} \cdot \eta_m \quad (8.21)$$

O número de bombas acionadas atual não considera exatamente o volume necessário de água gelada. O responsável pela manutenção da loja tem a orientação de ligar duas bombas quando existe somente um *chiller* a funcionar. A tabela 8.5 apresenta o número de bombas acionadas a partir do número de *chillers* previstos a funcionar no dia.

**Tabela 8.5** - Número bombas água gelada acionadas.

Número <i>chillers</i> acionados	Número bag acionadas
1	2
2	3
3	4

Com isso, a potência absorvida ( $Pot_{abs\ bag}$ ) e o consumo elétrico das bombas de água gelada durante 16 horas para os dias 21 de julho e 21 de janeiro apresentados neste documento na tabela 8.6.

**Tabela 8.6** – Consumo elétrico absorvido bag.

Dias	Nº bombas acionadas	Potência total absorvida bag [kW]	Consumo elétrico [kWh]
21 de julho consumo atual	2	15,84	253,44
21 de janeiro consumo atual	3	23,76	380,16

O consumo total referente aos dias simulados será a soma dos consumos diários:

$$Conso\ total\ bag = 117,5\ MWh \quad (8.22)$$

### 8.3.2 Consumo proposto bombas água gelada

As bombas de água gelada recebem um inversor de frequência a fim de variar a vazão de fluido no circuito a partir da demanda requerida pelos *fan coils*. A potência absorvida pela bomba com inversor irá variar devido à rotação de seu eixo segundo a fórmula 4.40 apresentada no capítulo quatro.

Quando instalado, o inversor de frequência nas bombas de água gelada deve controlar a vazão de bombeio. A válvula de balanceamento do circuito principal deve estar completamente aberta a fim de que a vazão seja controlada somente pela variação de velocidade na bomba, diminuindo a perda de carga do sistema referente às válvulas de bloqueio.

O volume necessário de água gelada para atender a demanda dos *fan coils* é calculado a partir da potência frigorífica, da diferença de temperatura da água na entrada e saída da serpentina e do calor específico da água.

$$\dot{V} = \frac{Pot_{frigo}}{cp_{\acute{a}gua}^* \cdot \Delta T_f} \quad (8.23)$$

Onde:

$cp_{\acute{a}gua}^*$  - Calor específico da água em kW/m<sup>3</sup>.°C.

$\Delta T_f$  – Diferença de temperatura da água gelada na entrada e saída da serpentina de cada *fan coil*.

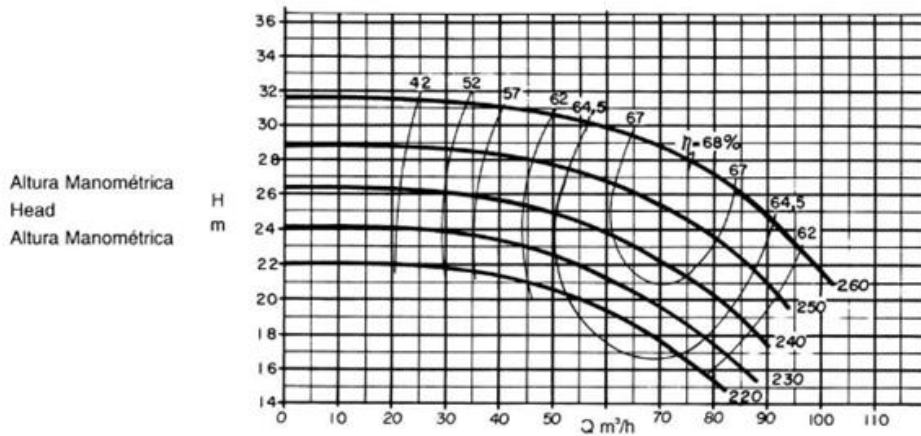
A diferença de temperatura da água gelada ( $\Delta T$ ) foi medida de forma instantânea e assumida neste projeto como hipótese para todos os dias de simulação devido à falta de dados diários. O valor encontrado é de 3,4°C.

**Tabela 8.7** – Vazão volumétrica de água gelada sistema proposto.

Dias calculados	Vazão volumétrica de água gelada [m <sup>3</sup> /h]
21 de julho consumo proposto	105,0
21 de janeiro consumo proposto	137,4

A curva de potência absorvida varia de acordo com a velocidade de rotação do eixo e a vazão de água bombeada. Para a modelização das curvas características da

bomba foram utilizados pontos de vazão e *head* fornecidos pelo fabricante para a rotação de 1750 rpm e diâmetro do impelidor de 260 mm.



**Figura 8.5** - Curva (*head*) x vazão bomba de água gelada.

A tabela 8.8 apresenta os valores extraídos de *head* para diversas vazões da curva analisada.

**Tabela 8.8** - Altura manométrica para vazões específicas.

Vazão [m³/h]	0	20	40	50	60	70	80	90	100
Head [mca]	31,8	31,5	31,2	30,7	30,0	28,8	27,0	25,0	22,0

A partir destes dados a curva de altura manométrica da bomba pode ser reproduzida através de um polinômio.

$$H = 31.7971 - 0,02854 \cdot \dot{V} + 0,001121 \cdot \dot{V}^2 - 2,0956 \cdot 10^{-5} \cdot \dot{V}^3 + 2,8410 \cdot \dot{V}^4 \quad (8.24)$$

Cada vazão entre zero e a vazão nominal das bombas possui um valor de altura manométrica calculado considerando a rotação máxima estabelecida de 1750 rpm e a relação entre head x rotação descrita na equação 8.24. Contudo, uma não é recomendável que uma bomba seja acionada para operar com vazão inferior a 20% de sua vazão nominal.

Esta altura manométrica pode ser descrita também em função da rotação do eixo da bomba:

$$H = 31.7971 \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 - 0,02854 \cdot \left(\frac{N_1}{N_2}\right) \cdot \dot{V} + 0,001121 \cdot \dot{V}^2 - 2,0956 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^{-1} \cdot \dot{V}^3 + 2,8410 \cdot \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^{-2} \cdot \dot{V}^4 \quad (8.25)$$

A curva de potência pode ser escrita de forma análoga.

$$Pot_{abs} = 2.4612 \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 + 0,02142 \cdot \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \cdot \dot{V} + 0,000862 \cdot \left(\frac{N_1}{N_2}\right) \cdot \dot{V}^2 - 1,4571 \cdot 10^{-5} \cdot \dot{V}^3 + 1,0941 \cdot 10^{-7} \cdot \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^{-1} \cdot \dot{V}^4 \quad (8.26)$$

Estas bombas associadas em paralelo deverão ser ajustadas para possuírem sempre a mesma vazão e por consequência a mesma rotação e potência absorvida. As vazões de operação estão entre a faixa de 20% a 100% de sua potência nominal (60 m<sup>3</sup>/h para este modelo, conforme indicado no capítulo cinco). Com isso, tem-se que a potência absorvida pelo sistema de bombas é a soma das potências absorvidas por cada bomba com inversor.

$$Pot_{abs,bag} = Pot_{abs,bomba} \cdot N^{\circ}bag \quad (8.27)$$

$$Cons_{bag} = Pot_{abs,bag} \cdot N^{\circ}horas \quad (8.28)$$

Os dias analisados neste documento (21 de julho e 21 de janeiro) possuem como potência absorvida e consumo elétrico estimado.

**Tabela 8.9** – Consumo elétrico absorvido bag proposto.

Dias	Potência absorvida bag [kW]	Consumo elétrico [kWh]
21 de julho consumo proposto	22,85	137,1
21 de janeiro consumo proposto	32,91	493,7

O consumo total calculado para todos os dias simulados:

$$Cons_{total\ bag} = 101,2\ MWh \quad (8.29)$$

A diferença entre o consumo atual e o proposto simulado após o aumento da vazão de ar externo:

$$Reduc\ bag = Cons\ total\ bag - Cons\ total\ bag\ prop \quad (8.30)$$

$$Reduc\ bag = 114,8 - 101,2 = 113,6\ MWh \quad (8.31)$$

## 8.4 Bombas de água de condensação (bac)

As bombas que levam a água de condensação às torres de resfriamento são acionadas de forma manual e comandadas pelo responsável de manutenção do hipermercado. Inversores de frequência devem ser instalados a fim de regular a vazão de água de condensação do circuito e, com isso, regular a potência absorvida pelas máquinas. Quando instalado, o inversor de frequência nas bombas deve atuar diretamente na vazão de água e todas as válvulas de balanceamento devem estar abertas a 100% para não interferirem no sistema e não aumentarem a perda de carga do circuito.

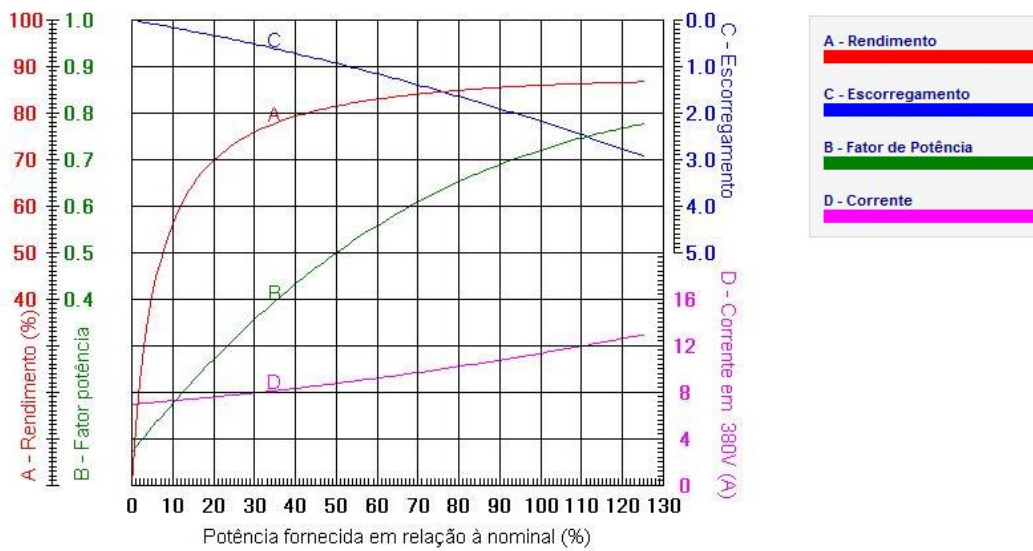
Qualquer outro *by-pass* do sistema será suprimido a fim de não interferir no funcionamento total do conjunto.

### 8.4.1 Consumo atual bombas água de condensação

O dimensionamento da potência absorvida atualmente pelas bombas de condensação é feito a partir do motor que ela utiliza para bombear o fluido. O fabricante do motor disponibiliza online o catálogo do motor usado, facilitando a aquisição de dados pelo cliente.

A instalação é composta de cinco motores idênticos da marca Weg® de 5,5 kW cada um. O fator de carga destes motores varia com a razão de potência fornecida e a potência nominal. Para este projeto foi considerada a situação de atuação de 100% do motor quando acionado e frequência de 60Hz. A figura 8.5 apresenta as quatro curvas características deste modelo de motor, destacando a curva A de rendimento do motor ( $\eta_m$ ).

Curvas de Desempenho



**Figura 8.6** - Curvas de desempenho do motor acoplado na bomba de água de condensação.

O modelo apresenta as seguintes características complementares:

- Carcaça: 132 M;
- Rotação nominal: 1750 rpm;
- Tensão nominal: 380 V;
- Corrente nominal: 11,3 A;
- Frequência: 60 Hz;
- Proteção: IP55.

O valor do rendimento característico do motor ( $\eta_m$ ) em uma relação de 100% entre a potência fornecida e a potência nominal é de 0,86. Com isso, a potência absorvida por cada bomba pode ser escrita através da equação 8.30.

$$Pot_{absbac} = Pot_{entr} \cdot \eta_m \quad (8.32)$$

O número de bombas acionadas atualmente não considera exatamente o volume necessário de água de condensação, assim como apresentado para as bombas de água gelada. O responsável pela manutenção da loja tem a orientação de ligar três bombas quando existe somente um *chiller* que irá funcionar. A tabela 8.10 apresenta o número de bombas acionadas a partir do número de *chillers* previstos a funcionar no dia.

**Tabela 8.10-** Número de bombas acionadas no sistema.

Número <i>chillers</i> acionados	Número bac acionadas
1	3
2	3
3	4

Com isso, a potência absorvida para os dias 21 de julho e 21 de janeiro apresentados neste documento é idêntica.

**Tabela 8.11** - Potência total absorvida nas bac consumo atual.

Dias	Nº de bombas acionadas	Potência total absorvida bac [kW]
21 de julho consumo atual	3	14,19
21 de janeiro consumo atual	3	14,19

O consumo elétrico das bombas de água de condensação para estes dias será idêntico, pois foi considerado o mesmo número de bombas acionadas durante um período de 16 horas:

**Tabela 8.12** - Consumo elétrico bombas de água de condensação.

Dias	Consumo bag [kWh]
21 de julho	227,04
21 de janeiro	227,04

O consumo total referente aos dias simulados será a soma dos consumos diários:

$$\text{Conso total bag} = 82,9 \text{ MWh} \quad (8.33)$$

#### 8.4.2 Consumo proposto bombas água de condensação

As bombas de água de condensação recebem um inversor de frequência a fim de variar a vazão de fluido no circuito a partir da demanda requerida pelos *fan coils*. A potência absorvida pela bomba com inversor irá variar devido à rotação de seu eixo segundo a fórmula 4.40 apresentada no capítulo quatro.

Quando o inversor de frequência nas bombas de água de condensação for instalado, faz-se necessário abrir completamente a válvula de balanceamento do circuito



principal a fim de que a vazão seja controlada somente pela variação de velocidade na bomba, diminuindo a perda de carga do sistema referente às válvulas de bloqueio.

O volume necessário de água de condensação para atender a demanda dos *fan coils* é calculado a partir da potência frigorífica, da diferença de temperatura da água na entrada e saída da serpentina e do calor específico da água.

$$\dot{V} = \frac{Pot_{frigo} + Pot_{abs} \text{ chiler}}{cp_{\text{água}}^* \cdot \Delta T_t} \quad (8.34)$$

Onde:

$cp_{\text{água}}^*$  - Calor específico da água em kW/m<sup>3</sup>.°C.

$\Delta T_t$  – Diferença de temperatura da água de condensação na entrada e saída de cada torre de resfriamento.

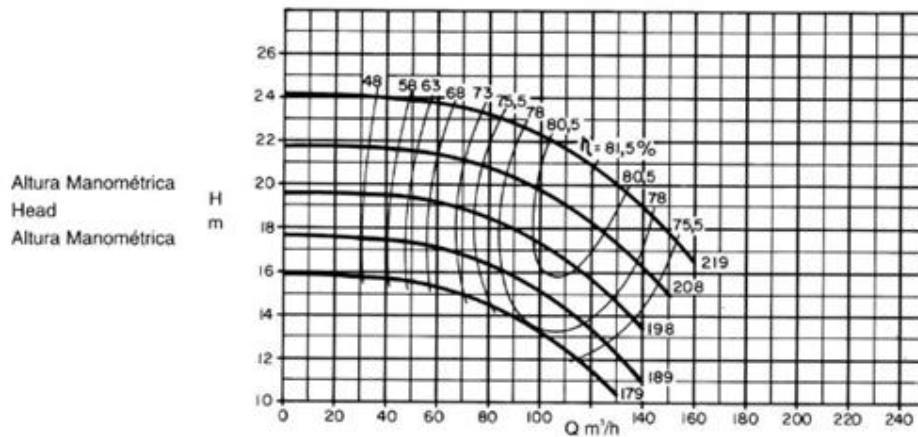
A diferença de temperatura da água gelada ( $\Delta T$ ) foi medida no dia da visita técnica e assumida neste projeto como hipótese para todos os dias de simulação devido à falta de dados diários. O valor encontrado de 4,25°C.

O volume total de água bombeado para os dias apresentados neste documento está apresentado na tabela 8.13.

**Tabela 8.13** - Volume necessário água de condensação.

Dias	Volume água de condensação [m <sup>3</sup> /h]
21 de julho consumo proposto	84,0
21 de janeiro consumo proposto	109,9

A curva de potência absorvida varia de acordo com a velocidade de rotação do eixo e a vazão de água bombeada, conforme explicitado no capítulo quatro. Para a modelização das curvas características da bomba foram utilizados pontos de vazão e *head* fornecidos pelo fabricante para a rotação de 1750 rpm e diâmetro do impelidor de 179 mm.



**Figura 8.7** - Altura manométrica bomba de água de condensação.

A tabela 8.14 apresenta os valores extraídos de *head* para diversas vazões da curva analisada.

**Tabela 8.14**- Altura manométrica para vazões específicas.

Vazão [m³/h]	0	20	40	50	60	70	80	90	100
Head [mca]	16,1	15,8	15,6	15,5	15,2	15,0	14,5	14,0	13,2

A partir destes dados a curva de altura manométrica da bomba pode ser reproduzida, assim como a bomba de água gelada, através do polinômio.

$$H = 16,0981 - 0,020303 \cdot \dot{V} + 3,7643 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}^2 - 2,2641 \cdot 10^{-6} \cdot \dot{V}^3 - 2,2641 \cdot 10^{-9} \cdot \dot{V}^4 \quad (8.35)$$

Onde  $\dot{V}$  é a vazão volumétrica bombeada em m³/h. A potência absorvida por cada bomba possui um polinômio de forma análoga a mostrada nas bombas de água gelada.

Um valor de altura manométrica pode ser calculado para as vazões entre zero e a vazão nominal (75 m³/h) das bombas. A rotação máxima estabelecida de 1750 rpm e a relação entre head x rotação descrita na equação 8.35 foram consideradas. Contudo, não é recomendável que uma bomba seja acionada para operar com vazão inferior a 20% de sua vazão nominal.

Estas bombas, associadas em paralelo, deverão ser ajustadas para que possuam sempre a mesma vazão e por consequência a mesma rotação e potência absorvida. As vazões de operação estão entre a faixa de 20% a 100% de sua potência nominal. Com

isso, tem-se que a potência absorvida pelo sistema de bombas de água de condensação é a soma das potências absorvidas por cada bomba com inversor.

$$Pot_{absbac} = Pot_{abs1bomba} \cdot N^{\circ}bac \quad (8.36)$$

$$Cons bac = Pot_{absbac} \cdot N^{\circ} horas \quad (8.37)$$

Os dois dias analisados neste documento (21 de julho e 21 de janeiro) possuem como potência absorvida e consumo elétrico estimado.

**Tabela 8.15** – Consumo elétrico absorvido bac proposto.

Dias	Potência elétrica absorvida [kW]	Consumo elétrico absorvido [kWh]
21 de julho consumo proposto	10,82	64,9
21 de janeiro consumo proposto	15,73	236,0

O consumo total calculado para todos os dias simulados:

$$Cons total bac = 50,4 MWh \quad (8.38)$$

A diferença entre o consumo atual e o proposto simulado após o aumento da vazão de ar externo:

$$Reduc bac = Cons total bac - Cons total bac prop \quad (8.39)$$

$$Reduc bac = 70,3 - 50,4 = 19,9 MWh \quad (8.40)$$

As bombas de água de condensação apresentam redução de consumo. A proposta de inserção de inversores de frequência e a diminuição de horas de funcionamento do sistema de climatização são as soluções propostas que promoveram tal redução.

## 8.5 Torres de resfriamento

As torres de resfriamento são unidades onde água de condensação troca calor com o meio externo. A água circula verticalmente de cima para baixo e o ar é “puxado” para o interior da torre através de um ventilador alimentado por um motor.

A redução do consumo destas torres ocorre devido à diminuição de horas de funcionamento do sistema de climatização. Neste equipamento não serão recomendadas

outras modificações, ou seja, não são apresentadas soluções alternativas para a diminuição do consumo devido ao baixo potencial de redução.

A potência absorvida pelo equipamento pode ser também calculada a partir da potência elétrica do motor acoplado ao ventilador.

O motor de cada uma das duas torres do hipermercado possui em sua identificação a potência nominal ( $P_N$  ventilador) de 7 kW e o rendimento do motor de 0,83.

$$Pot_{eixo} ventilador torre = FC . P_N ventilador \quad (8.41)$$

$$Pot_{eixo} ventilador torre = 0,83 . 7 kW = 5,81 kW \quad (8.42)$$

O Consumo diário das duas torres de resfriamento do empreendimento é considerado através da multiplicação da potência absorvida no eixo, do número de torres em funcionamento e do número de horas em que o sistema está acionado.

O consumo total para o período atual onde o sistema está acionado durante 5840 horas e o consumo total proposto a partir da redução do número de horas de funcionamento do sistema para 3671.

$$Cons total torre \quad (8.43)$$

$$= Pot_{eixo} ventilador torre . N^\circ horas . N^\circ torres$$

$$Cons total torre = 5,81 . 5840 . 2 = 67,9 MWh \quad (8.44)$$

$$Cons total torre prop \quad (8.45)$$

$$= Pot_{eixo} ventilador torre . N^\circ horas prop . N^\circ torres$$

$$Cons total torre = 5,81 . 3671 . 2 = 42,7 MWh \quad (8.46)$$

A redução total do consumo elétrico das duas torres de resfriamento durante o período de referência é dada pela diferença entre o consumo atual e o proposto.

$$Reduc torre = Cons total torre - Cons total torre prop \quad (8.47)$$

$$Reduc bag = 67,9 - 42,7 = 25,2 MWh \quad (8.48)$$

## 8.6 Resultados da redução de consumo

A economia financeira desta proposta de redução de consumo elétrico no sistema de climatização está ligada ao entendimento do consumo total do supermercado. Faz-se necessária uma análise do quanto este sistema representa em porcentagem do consumo total. A tabela 8.16 traz os valores levantados de potências de iluminação, sublocatários, frio alimentar e outros equipamentos pertinentes.

**Tabela 8.16** - Repartição consumo total hipermercado.

<b>Posto de consumo</b>	<b>Potência [kW]</b>	<b>Horas de utilização no ano</b>	<b>Consumo</b>
Iluminação Área de vendas	75	8 760	18%
Iluminação depósitos	11	5 829	3%
Iluminação estacionamento	20	8 759	5%
Frio alimentar	127	8 760	31%
Fornos elétricos padaria	60	1 335	2%
<i>Chiller</i>	67	5 840	11%
Bombas primárias	20	5 840	3%
Bombas de condensação	14	5 840	2%
Ventiladores <i>fan coil</i>	103	5 840	16%
Torre de condensação	12	5 840	2%
Iluminação câmaras frigoríficas	8	8 763	2%
Escada rolante	10	5 820	2%
Sublocatários	4	5 837	1%
Outros (inferior a 10%)	15	8 760	4%
Total	545		100%

Uma parte do consumo elétrico não pôde ser identificada através do levantamento de dados de potência dos equipamentos. Este valor existirá em qualquer aquisição de dados, pois é praticamente impossível uma apresentação idêntica ao consumo real durante um ano para o estabelecimento. Com isso, são considerados valores inferiores a 10%. O sistema de climatização representa 34% do consumo total do hipermercado.

O custo associado ao funcionamento da climatização pode ser calculado através do valor médio do MWh calculado especificamente para o tipo de contrato deste estabelecimento de R\$295,2. O horário em que os equipamentos são ligados, como dito anteriormente, de sete horas da manhã até vinte e três horas. Dentro deste período são

estabelecidas três horas de consumo diferenciado (“consumo de ponta”) que possui um custo diferenciado considerado para o cálculo da média anual e uma demanda contratada associada.

**Tabela 8.17** – Consumo sistema de climatização com funcionamento atual.

<b>Horário de consumo</b>	<b>Consumo elétrico [MWh]</b>	<b>Custo [R\$]</b>
Consumo fora ponta	1 148	338 889
Consumo de ponta	115	33 226
Consumo total	1 263	372 133

A redução total prevista no consumo é igual à soma das reduções de consumo de cada tipo de equipamento apresentado neste capítulo: *chiller*, bombas, *fan coils* e torres de resfriamento.

**Tabela 8.18** - Consumos calculados sistema de climatização.

	<b>Consumo atual [MWh]</b>	<b>Consumo após recomendações [MWh]</b>	<b>Ganho em um ano [MWh]</b>
<i>Chiller</i>	394,7	366,9	27,9
Bomba água gelada	117,5	101,19	16
Bomba condensação	82,9	50,4	32,5
<i>Fan coils</i>	600,8	377,7	223,1
Torres de condensação	67,9	42,1	26
<b>Total</b>	<b>1263,76</b>	<b>938,22</b>	<b>325,55</b>

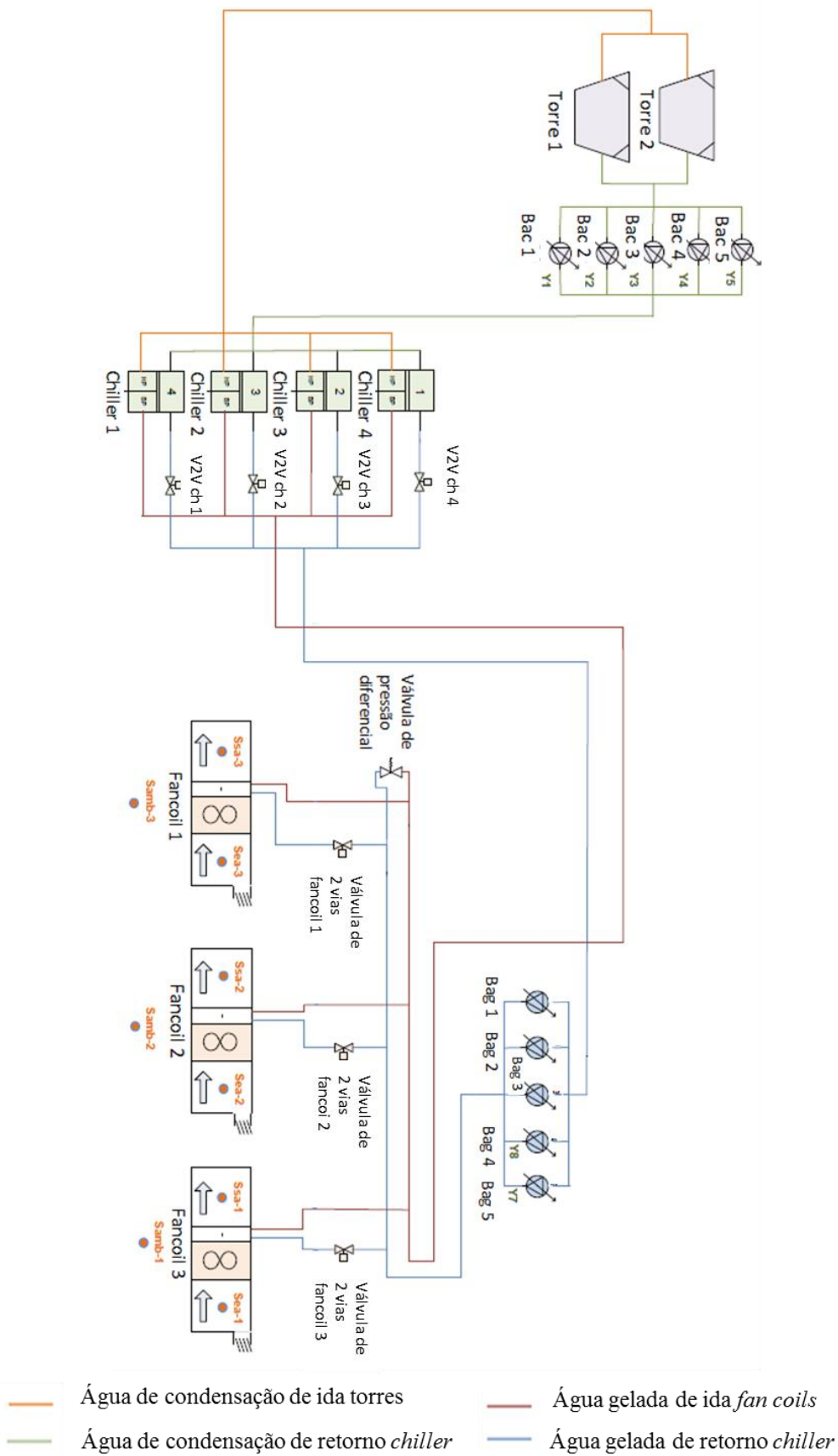
As modificações propostas neste projeto promovem uma redução de 295,7 MWh por ano. Este resultado representa uma diminuição de 25,8% do consumo elétrico absorvido pelos equipamentos do sistema de climatização. Esta redução, representando as condições atuais estabelecidas em contrato, é de R\$96.076 por ano nas despesas elétricas.

A redução nas despesas energéticas torna-se mais elevada quando os contratos de demanda contratada são revisados junto ao fornecedor de energia, O estabelecimento, por fazer parte do grupo de consumidores A4 (explicitado no capítulo três), deve pagar um valor mínimo de demanda contratada, que quando reduzido de forma adequada ao consumo do recinto, eleva o ganhos financeiros para R\$ 104.730.

O consumo proposto do sistema de climatização representa um ganho de 9,0% nas despesas totais de energia. Quando somado aos ganhos provenientes de outros

setores consumidores do estabelecimento, como iluminação e gestão do frio alimentar, este ganho pode chegar a aproximadamente 30%.

A figura 8.8 apresenta tais modificações em forma de um esquema ilustrativo. Os inversores de frequência são identificados pela letra Y e os sensores de temperatura pela letra S.



**Figura 8.8** - Esquema hidráulico ilustrativo da instalação de climatização.



## 9 Conclusão

O aumento anual do preço da energia fornecida pelas concessionárias e a inserção das bandas tarifárias nas despesas energéticas impulsionam a redução de consumo, principalmente elétrico, da rede de supermercados. A ANEEL autorizou para 2015 um reajuste nas contas de energia elétrica que será proporcional às reservas de água das hidrelétricas do País. Este valor será repassado a todos os clientes, independentemente do tipo de mercado energético proposto e da tensão na qual o cliente recebe sua energia elétrica.

Neste contexto são propostas soluções para a redução de gasto energético nos principais sistemas consumidores de energia em um comércio alimentício: climatização, gestão do frio alimentar e iluminação. Visto a complexidade dos sistemas, este documento apresentou cálculos para o sistema de climatização do recinto estudado na cidade de Niterói, Estado do Rio de Janeiro.

O levantamento dos dados nominais e operacionais dos equipamentos de climatização do tipo *chiller* com condensação a ar foram adquiridos em visita ao local. O acesso a algumas informações do projeto ocorreu através de placas fornecidas nos equipamentos e outros incluíram a sem a utilização de catálogos mais completos fornecidos pelos fabricantes. De posse do máximo de informações adquiridas e dados literários foram consideradas premissas de cálculo para este projeto.

Um estudo do consumo atual e um consumo proposto após modificações para a redução do gasto energético neste sistema foi realizado, trazendo dados de consumo para um cenário proposto.

A redução do número de horas de funcionamento de acordo com a temperatura externa promove uma grande diminuição de consumo evitando desperdício energético. Tal diminuição de horas de uso do sistema de climatização esta de acordo com as condições o conforto dos usuários calculadas a partir da ISO 7730. Cabe ressaltar que tais modificações não influenciam nas operações diárias do hipermercado.

A regulação da vazão de ar proveniente do meio externo no recinto garante o nível permitido pela ABNT para a concentração de  $CO_2$ , impurezas e outros microrganismos presentes no ar. O aumento da vazão de ar externo promove um crescimento no consumo dos equipamentos, pois uma maior parcela de ar deve ser

tratada para ser insuflada ao recinto. Contudo, o objetivo deste projeto é garantir a saúde e segurança dos usuários (clientes e funcionários) do empreendimento estudado.

O acoplamento de inversores de frequência nas bombas de água gelada e bombas de água de condensação proporciona a redução da potência absorvida pelas máquinas. Os inversores variam a rotação do eixo da bomba para uma vazão variável de fluido, reduzindo a potência absorvida sem grandes perdas de carga no sistema.

A troca de válvulas de três vias por válvulas de duas vias nos *fan coils* é fundamental para que o circuito possa funcionar corretamente com os inversores de frequência. Uma vez que um grupo de *fan coils* não precisa ser acionado esta válvula se fecha reduzindo a vazão de água gelada necessária para a climatização e evitando uma maior perda de carga no sistema.

O consumo energético proposto absorvido pelos equipamentos após a instalação das recomendações citadas neste documento é reduzido em 25,8%. Esta redução representa 9,0% atenuação no gasto de energia elétrica para o hipermercado.

Este trabalho envolveu a compreensão do funcionamento de um empreendimento alimentício com suas especificidades, o sistema de tarifação de energia elétrica adotado no País, o dimensionamento de um sistema complexo de climatização e o estudo de alternativas que possam reduzir o consumo energético de um estabelecimento.

## 10 Bibliografia

- ABNT. (2008). *Instalações de ar condicionados - sistemas centrais e unitários NBR 16401*. Rio de Janeiro.
- Agência Nacional de energia elétrica. (s.d.). Acesso em 8 de Novembro de 2014, disponível em <http://www.aneel.gov.br/>
- Air Conditioning, H. a. (2003). *AHRI 550/590*.
- ANSI/ASHRAE/IESNA. (2010). *Standard 90-1 2010*.
- ASHRAE. (9 de maio de 2005). HVAC Load Explorer versão 1.1.3.
- ASHRAE. (2010). *Standard 55-2010*. Atlanta.
- ASHRAE. (2013). *62.1-2010 Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*.
- ASHRAE. (2013). *Handbook—Fundamentals*.
- Associação brasileira de supermercados . (s.d.). Acesso em 18 de Dezembro de 2014, disponível em <http://www.abras.com.br/>
- Bolliguer Jr, R., & Mariani, A. L. (2013). *Programa Smacna de educação continuada em tratamento de ar*. São Paulo.
- Center of the Built Environment. (s.d.). Acesso em 22 de Dezembro de 2014, disponível em Berkeley Institute: <http://www.cbe.berkeley.edu>
- Company, C. C. (s.d.). *Handbook of Air Conditioning Design* . Nova Iorque.
- Federação de Comércio e Bens, Serviços e Turismo do Estado de São Paulo. (s.d.). Acesso em 16 de Dezembro de 2014, disponível em <http://www.fecomercio.com.br/>
- FROTA, A. B., & SCHIFFER, S. R. (1995). *Manual do conforto térmico*. São Paulo.
- ISO 7730 - *Ambientes térmicos moderados* . (2005).
- Journal, A. (2009). Visão aprofundada das avaliações de resfriadores.
- Lamberts, R., & Naranjo, A. (2011). *Desempenho térmico de edificações*. Florianópolis.
- Mattos, E. E., & Falco, R. d. (1998). *Bombas Industriais* . Editora Interciência.
- Mendes, L. M. (1994). *Refrigeração e Ar condicionado - Teoria e defeitos*. São Paulo: Editora Ediouro.
- PROCEL, P. N. (2001). *Manual tarifação elétrica ANEEL*.