

ESCOLA POLITÉCNICA
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

OTIMIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO E
REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL EM SUPERMERCADOS

Alexandre Lee

São Paulo
2007

ESCOLA POLITÉCNICA
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

OTIMIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO E
REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL EM SUPERMERCADOS

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
Graduação em Engenharia

Alexandre Lee

Orientador: Prof. Doutor
Alberto Hernandez Neto

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2007

RESUMO

A constante necessidade de racionamento de energia durante o período do “apagão” no Brasil deu origem ao tema deste trabalho de formatura. O foco é a redução do consumo de energia nos sistemas de climatização e refrigeração em supermercados.

Inicialmente foi feita uma pesquisa para levantar todas as possibilidades de redução de consumo de energia nestes sistemas num supermercado. Foram selecionadas duas principais opções, descritas abaixo.

No caso em estudo já existia na edificação um sistema de termoacumulação, sendo feito um estudo para que água gelada fosse armazenada para ser utilizada no lugar dos resfriadores nos horários de pico, onde a energia elétrica chega a custar de 5 a 10 vezes mais caro que o normal.

A ANVISA determina uma captação mínima de ar exterior em ambientes climatizados artificialmente, em função do número de pessoas que ocupam o mesmo, para que este não se torne insalubre. O equipamento de recuperação de calor permite que o ar quente, proveniente do exterior, passe através de um trocador de calor, que faz com que ele perda calor para o ar frio que está sendo descartado ao meio ambiente. Assim aproveita-se o ar que já foi previamente condicionado para realizar o pré-resfriamento do ar exterior que será utilizado na mistura de insuflação do ambiente climatizado. Estes equipamentos já são bastante difundidos no exterior, porém no Brasil ainda não é muito utilizado. Os mais conhecidos na atualidade são das marcas Lossnay e RenewAire, ambos pertencentes a Mitsubishi Electric.

Foi utilizado o programa chamado SoftLoad para traçar a curva das cargas térmicas que incidem no estabelecimento ao longo do dia.

Foram aplicados diversos conceitos para avaliar a viabilidade técnica de cada uma das alternativas sendo realizado um estudo simplificado da viabilidade econômica das mesmas.

Os resultados mostram que ainda há espaço para a redução do consumo de energia em supermercados. Para o estudo em questão, a alternativa da termoacumulação se mostrou mais satisfatória que a de recuperação de energia.

ABSTRACT

The theme of this report was originated from the constant necessity of energy rationing during the “blackout” period in Brazil. It focuses on the reduction of the air conditioning and refrigeration systems’ power consumption.

Initially there has been a research to gather all the alternatives to reduce the power consumption from these systems in a supermarket. It was selected two main options that are described below.

For the analyzed building, there is already a thermal storage system where an analysis is done for cold water to be used replacing the chillers on peak time when the electricity costs 5 to 10 times than the normal period.

ANVISA determines a minimum outdoor fresh air supply in artificially acclimatized environments in order to keep the inside air healthy. This rate depends on the number of people that occupies the environment. The energy recovery equipment lets the outdoor hot air that’s being exchanged for the conditioned air to recapture heat of it passing through its core. Pre-cooling the fresh air stream by transfer of heat reduces the air conditioning demand. These equipments are already used abroad but not that much in Brazil. The most known brands are Lossnay and RenewAire and both of them belong to Mitsubishi Electric.

Os resultados mostram que ainda há espaço para a redução do consumo de energia em supermercados. Para o estudo em questão, a alternativa da termo-acumulação se mostrou mais satisfatória que a de recuperação de energia.

It was used the SofLoad software to trace de curve of the thermal load all over the day.

Several concepts were applied to evaluate the technical viability of each alternative and a simplified economic viability study was also made.

The results show that there’s still room to reduce the power consumption in supermarkets. At this report specifically the thermal storage alternative shown to be more interesting than the energy recuperation.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Justificativa do trabalho	1
1.2. Objetivos	2
1.3. Metodologia do trabalho	2
2. DESCRIÇÃO DA LOJA E SISTEMAS	4
2.1. A loja	4
2.2. Sistema de climatização	4
2.2.1. Descrição do sistema de climatização	4
2.2.2. Controle	8
2.2.3. Sistema de água gelada	8
2.2.4. Sistema de água de condensação	11
2.2.5. Sistema de controle	12
2.2.6. Carga térmica	13
2.3. Sistema de refrigeração	20
2.3.1. Descrição do sistema de refrigeração	20
2.3.2. Carga térmica	22
3. ANÁLISE DA IMPLANTAÇÃO DE AÇÕES DE REDUÇÃO DE CONSUMO DE ENERGIA E CUSTO	23
3.1 Sistema de termo-acumulação	23
3.1.1. Conceito de acumulação térmica	23
3.1.2. Tipos de sistemas de termo-acumulação	26
3.1.3. Armazenamento de água gelada	27
3.1.3.1. Método do tanque vazio	27
3.1.3.2. Método da separação por densidade	28
3.1.3.5. Ciclo de carga/descarga de água gelada	29
3.1.3.6. Fluxograma hidráulico do sistema de termo-acumulação	31
3.1.2. Tarifação Horo-Sazonal	32
3.1.2.1. Principais Definições	33
3.1.2.2. Classificação dos Consumidores	35
3.1.2.3. Tarifas Extra Aeroporto	35
3.1.3. Análise técnico-econômica	36
3.1.3.1. Quantidade de água a ser armazenada	36
3.1.3.2. Tempo de carga do sistema	37
3.1.3.3. Avaliação do retorno sobre o investimento	37
3.2. Recuperação de energia	39
3.2.1. Análise técnico-econômica do sistema de recuperação de energia	41
3.2.1.1. Cálculo da carga térmica do ar exterior sem recuperação de energia	42
3.2.1.2. Cálculo da carga térmica do ar exterior com recuperação de energia	43
4. CONCLUSÃO	47
5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	49
6. ANEXOS	52

Anexo A – “Fan coils” existentes na loja.....	52
Anexo B1 – Circuito “A” - Resfriados	53
Anexo B2 – Circuito “B” - Resfriados.....	54
Anexo B3 – Circuito “C” - Congelados.....	55
Anexo C – Especificações técnicas do recuperador de energia selecionado	56
Anexo D – Especificações técnicas e orçamento do ventilador industrial selecionado.....	57

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Extra Aeroporto	4
Figura 2. Resfriadores de água gelada com condensação a água.....	5
Figura 3. Bombas de água gelada e água de condensação	6
Figura 4. Torres de resfriamento	7
Figura 5. "Fan-coil"	8
Figura 6. Válvula "on-off" de bloqueio dos chillers	9
Figura 7. Tubo de "by-pass"	10
Figura 8. Válvula pressostática	10
Figura 9. Válvula "on-off" de bloqueio de água de condensação	11
Figura 10. Condensador do tipo casco tubo	12
Figura 11. Gráfico da carga térmica ao longo do dia.....	16
Figura 12. Esquema básico da circulação do ar	18
Figura 13. Rack de refrigeração	21
Figura 14. Bombas da água de condensação.....	22
Figura 15. Perfil de carga térmica ao longo do dia	25
Figura 16. Perfil de carga com sistema de termo-acumulação.....	25
Figura 17. Método do tanque vazio.....	28
Figura 18. Separação por densidade.....	29
Figura 19. Central de água gelada sem termo-acumulação.....	29
Figura 20. Central de água gelada com termo-acumulação	30
Figura 21. Fluxograma hidráulico do sistema de termo-acumulação	31
Figura 22. Recuperador de energia Lossnay.....	40
Figura 23. Núcleo do recuperador de energia	40
Figura 24. Eficiência de troca do recuperador modelo RenewAire PA12X	43
Figura 25. Pressão estática do recuperador modelo RenewAire PA12X.....	44

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Parâmetros de Entrada SoftLoad.....	13
Tabela 2. Carga térmica distribuída ao longo do dia	16
Tabela 3. Propriedades do ar.....	17
Tabela 4. Cálculo da carga térmica sobre a serpentina	20
Tabela 5. Economia energética na termo-acumulação.....	38
Tabela 6. Retorno sobre o investimento na termo-acumulação	39
Tabela 7. Propriedades do ar exterior e do ar de retorno	41
Tabela 8. Recuperação de energia.....	45
Tabela 9. Economia proporcionada pelo recuperador de energia.....	46
Tabela 10. Retorno sobre o investimento.....	46

1. INTRODUÇÃO

O Brasil aprendeu a economizar energia através da necessidade durante a fase do racionamento de energia (vulgo “apagão”). Analisando este episódio, pode-se observar o seu lado positivo onde se pode verificar que não é tão difícil assim reduzir o consumo e diminuir os valores gastos com energia.

Esta experiência deve ser cada vez mais repassada para a área industrial e comercial na montagem de sistemas frigoríficos e devemos buscar novos conceitos e tecnologias sobre o assunto.

De acordo com o IBGE, o comércio varejista do País vem registrando seqüências de resultados positivos, o que proporciona o crescimento do setor. Dessa forma, deve haver uma busca constante deste segmento em aprimorar seus sistemas de refrigeração visando, principalmente, o uso racional de energia.

O estudo se concentrará na loja da rede Extra de supermercados localizada na Avenida Washington Luis, 5859, próximo ao Aeroporto de Congonhas.

Com este trabalho pretende-se apresentar e analisar alternativas tecnológicas para reduzir o consumo de energia através da otimização dos processos de refrigeração.

Serão avaliados diferentes potenciais de redução de energia e seu custo para sistemas de recuperação de calor e termo-acumulação.

De acordo com o engenheiro responsável da loja em estudo, os sistemas de refrigeração e climatização são os maiores responsáveis pelo consumo de energia de um supermercado. Como são essenciais ao bom funcionamento do estabelecimento, deve-se trabalhar com eles da melhor maneira possível para que não se tenha gastos excessivos com energia elétrica.

1.1. Justificativa do trabalho

No Brasil, mais de 90% da energia é produzida nas hidrelétricas, que dependem de água em níveis adequados em seus reservatórios para gerar energia. A ausência de chuvas e o aumento da demanda têm prejudicado a oferta de energia. (ENERQ, 2005)

Além do problema da oferta da energia, há um grande impacto ambiental e social na instalação de cada nova hidrelétrica:

- ✓ Impacto ambiental: o clima muda, espécies de peixes desaparecem, animais fogem para refúgios secos, árvores viram madeira podre debaixo da inundação, etc.;
- ✓ Impacto social: milhares de pessoas deixam suas casas e têm de recomeçar sua vida do zero num outro lugar. (ABRIL, 2005)

Além de todos estes problemas, a vantagem mais óbvia e direta ao consumidor é a redução dos gastos operacionais com o menor consumo de energia provenientes da otimização dos sistemas de climatização e refrigeração.

1.2. Objetivos

Os principais objetivos a serem atingidos neste trabalho são:

- ✓ Levantamento das principais características dos sistemas de refrigeração encontrados na loja em estudo;
- ✓ Levantamento da carga térmica incidente no local ao longo do dia através do auxílio do programa SoftLoad disponibilizado pela Escola Politécnica da Universidade de São Paulo;
- ✓ Estudo técnico das alternativas para redução do consumo de energia relativo aos sistemas de refrigeração;
- ✓ Viabilidade econômica da implantação dos mesmos.

1.3. Metodologia do trabalho

O estudo em questão foi desenvolvido na loja Extra Aeroporto devido à existência de um vínculo entre a Escola Politécnica e o engenheiro responsável da loja. Desta maneira houve total abertura por parte do estabelecimento para o esclarecimento de qualquer tipo de dúvidas.

Foram realizadas pesquisas na internet e consultas a empresas e engenheiros do ramo a respeito das últimas tecnologias adotadas para a redução do consumo de energia em refrigeração e ar condicionado. Após a determinação das alternativas a

serem estudadas, deu-se início o levantamento de todos os dados necessários para o estudo.

Primeiramente foi realizado um levantamento a respeito dos equipamentos existentes na loja, tanto da parte de refrigeração como de ar condicionado. Também foi necessário calcular a carga térmica incidente no local ao longo do dia para o estudo das possíveis melhorias do sistema de ar condicionado que proporcionassem uma redução no consumo de energia. Esta estimativa foi realizada com o auxílio do programa SoftLoad. Os parâmetros de entrada foram determinados através de visitas ao local e consultas a profissionais da área de construção, pois a empresa de engenharia que realizou a construção do hipermercado não existe mais.

De posse de todos os dados foi feito o estudo da viabilidade técnica e econômica de cada uma das alternativas. Para o estudo da viabilidade técnica foram utilizados os fundamentos aprendidos no curso de Engenharia Mecânica e consultas a outros estudos já desenvolvidos.

2. DESCRIÇÃO DA LOJA E SISTEMAS

2.1. A loja

A loja sobre a qual o estudo será dirigido é o Extra Aeroporto, localizada na Avenida Washington Luiz número 5859, próximo ao Aeroporto de Congonhas na cidade de São Paulo (vide Figura 1). Esta loja, assim como as demais lojas da rede, pertence ao Grupo Pão de Açúcar.



Figura 1. Extra Aeroporto

2.2. Sistema de climatização

2.2.1. Descrição do sistema de climatização

O sistema implantado para a loja é de expansão indireta, utilizando-se a água gelada como elemento frigorígeno, não sendo utilizado sistema de termoacumulação.

O sistema de geração e bombeamento de água gelada projetado é composto pelos seguintes equipamentos:

- ✓ Três unidades resfriadoras de água gelada com condensação a água, fabricação Carrier, modelo 30HRP195 386 S, de capacidade nominal unitária de 686 kW, localizadas na Central de Água Gelada (CAG) no 2º Subsolo, perfazendo um total de 2.058 kW (vide Figura 2).



Figura 2. Resfriadores de água gelada com condensação a água

- ✓ Quatro bombas de água gelada – sistema único de bombeamento – sendo uma bomba reserva, localizadas ao lado dos resfriadores.
- ✓ Quatro bombas de água de condensação, sendo uma bomba reserva, localizadas ao lado dos resfriadores (vide Figura 3).



Figura 3. Bombas de água gelada e água de condensação

- ✓ Quatro torres de resfriamento de água de condensação (também atendem ao sistema de frio alimentar), localizadas na cobertura como apresentado na Figura 4.



Figura 4. Torres de resfriamento

- ✓ 17 condicionadores de ar tipo “fan-coil”, de diversas capacidades. Na Figura 5 é apresentado um exemplo deste equipamento instalado na loja em estudo.



Figura 5. "Fan-coil"

A identificação, capacidades nominais e a área servida pelos condicionadores de ar tipo “fan-coil” encontram-se no Anexo A.

2.2.2. Controle

As unidades condicionadoras de ar possuem válvulas de 2 vias para controle de temperatura, com o sensor localizado no interior da casa de máquinas, próximo a saída do ar de retorno da rede de distribuição de ar do sistema de climatização.

2.2.3. Sistema de água gelada

O sistema de água gelada é dotado de um sistema de bombeamento único de água, através de 4 (quatro) bombas de água gelada (sendo uma delas reserva) que recalcam para uma tubulação única, que por sua vez encaminha a água gelada para cada um dos três resfriadores.

Para cada resfriador, há uma válvula motorizada do tipo “on-off” (vide Figura 6) na tubulação de saída de água gelada. Desta forma, na eventualidade de desligar-

se um resfriador, o bloqueio da passagem de água pelo mesmo deve ser realizado de forma automática, evitando-se o retorno de água não resfriada pela unidade inoperante. Adicionalmente, quando ocorre a paralisação de um resfriador, uma bomba de água gelada também é desligada.



Figura 6. Válvula "on-off" de bloqueio dos chillers

Encontra-se instalado no interior da central de água gelada um tubo de “bypass” (vide Figura 7) dotado de uma válvula pressostática (vide Figura 8). A função desta válvula, de operação automática, é a de desviar o fluxo de água gelada no interior da própria central, quando a pressão no circuito hidráulico for alta, que é o indicativo de fechamento das válvulas de 2 vias dos “fan-coils”.



Figura 7. Tubo de "by-pass"



Figura 8. Válvula pressostática

2.2.4. Sistema de água de condensação

O sistema de água de condensação é dotado de um sistema de bombeamento único de água, que utiliza 4 (quatro) bombas (sendo uma delas reserva) que recalcam para uma tubulação única, que por sua vez encaminha a água gelada para cada um dos três resfriadores.

Para cada resfriador, há uma válvula motorizadas do tipo “on-off” na tubulação de saída de água de condensação, como mostra a Figura 9. Desta forma, na eventualidade de desligar-se um resfriador, o bloqueio da passagem de água pelo mesmo deve ser realizado de forma automática, evitando-se com isso retorno de água pela unidade inoperante. Adicionalmente, quando ocorre a paralisação de um resfriador, uma bomba de água de condensação também deve ser desligada.

O trocador de calor do sistema de água de condensação é do tipo casco tubo (vide Figura 10).

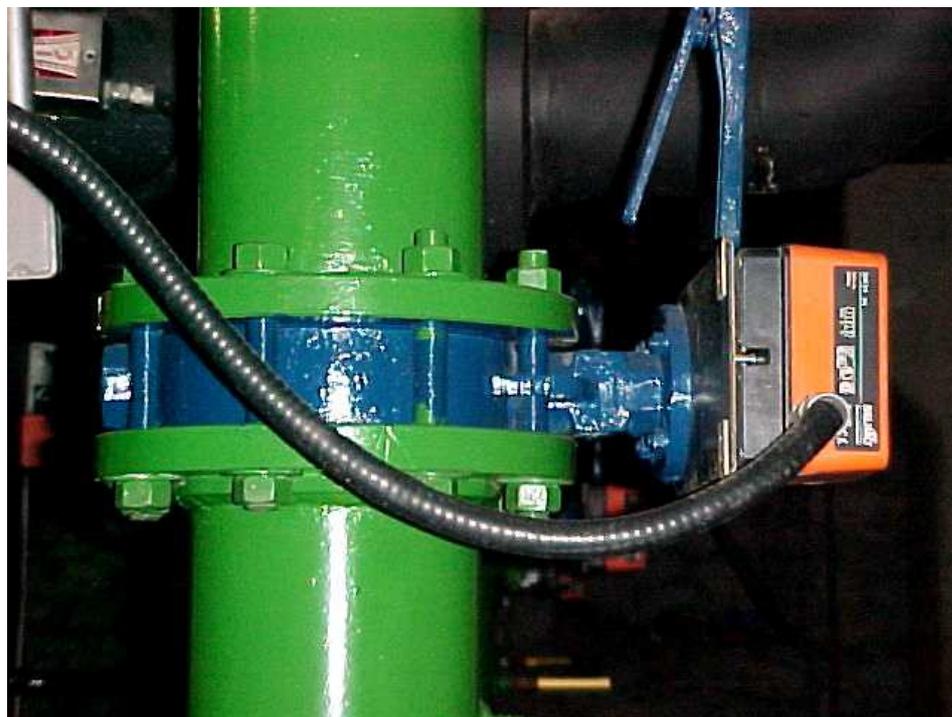


Figura 9. Válvula "on-off" de bloqueio de água de condensação



Figura 10. Condensador do tipo casco tubo

As quatro torres de resfriamento de água de condensação, que se encontram instaladas na cobertura da Loja, atendem ao sistema de climatização e ao sistema de frio alimentar simultaneamente, porém cada sistema possui suas próprias bombas para movimentação da água de condensação.

2.2.5. Sistema de controle

Para esta instalação foi instalado no local um sistema de controle automatizado, fornecido e instalado pela empresa Microblau. O programa de gerenciamento deste sistema fornece a temperatura na entrada dos resfriadores (uma única temperatura para todos) e a temperatura na saída de cada um deles. A indicação da temperatura de mistura dos resfriadores (entrada dos “fan-coils”) não existe.

Da mesma forma, o controle da água de condensação encontra-se bem simplificado e só há a indicação da temperatura geral de saída de água das torres de resfriamento.

Com relação ao sistema de climatização, há indicação de:

- ✓ Status dos equipamentos (ligado ou desligado) e;

- ✓ Temperatura ambiente.

Com relação aos sistemas de ventilação mecânica, há indicação de:

- ✓ Status dos equipamentos (ligado ou desligado).

2.2.6. Carga térmica

Para se determinar a curva da carga térmica do ar condicionado ao longo do dia foi utilizado o programa SoftLoad v.1.0.

Para o cálculo das cargas térmicas das paredes e dos vidros foi considerada a dimensão da edificação de 160 x 80 x 12 metros. A área frontal envidraçada se encontra voltada ao norte, é de aproximadamente 40% da área frontal. Os parâmetros de entrada estão listados na Tabela 1.

O resultado final desta solução pode ser observado tanto na Tabela 2 como na Figura 11, onde se pode verificar que a carga máxima obtida foi de 1.488 kW às 19 hs.

Foram utilizados os seguintes parâmetros de entrada no SoftLoad:

Tabela 1. Parâmetros de Entrada SoftLoad

DADOS INICIAIS	
Temperatura Interna [°C]	23
Temperatura Externa [°C]	32,5
Fator K - Ajuste de Cor	Industrial

PAREDES	
Número de Camadas	3
Camada 1	Acabamento
Camada 2	Concreto pesado 150mm
Camada 3	Acabamento
Área Parede N [m²]	1152
Área Parede E [m²]	960
Área Parede S [m²]	1920
Área Parede W [m²]	960

TETO	
Existe forro suspenso?	Não
Existem dutos acima do	Não

forro?	
Área [m ²]	12800
Descrição	Concreto(100mm) com 25mm de isolamento
Hemisfério	Sul
Latitude / Mês	24 / Novembro ou Janeiro

JANELAS	
Características construtivas da janela	Vidraça simples - Vidro
Área [m ²]	768
Características de sombreamento "interno"	Simple / Absorvedor de calor / 5,6mm / 0,46 / Média / Não
Possue sombreamento externo?	Não
Orientação da janela	Norte
Tipo de construção interior	Construção pesada, ex: piso de concreto 150-200mm
	Sem carpete
Mês (H. Norte / H. Sul)	julho/janeiro
Latitude (graus)	24

OCUPANTES	
Número de ocupantes	400
Grau de Atividade / Aplicação Típica	Em pé, trabalho leve ou andando / Lojas
Tempo de ocupação	18 horas
Entrada (horário)	8

ILUMINAÇÃO	
Tipo de mobília / Suprimento e retorno de ar / Tipo de aparato da lâmpada	Leve, sem carpete / Baixo fornecimento e retorno, V menor que 2,5 L/s / Recesso, não ventilado
Tipo de construção (massa do piso, Kg/m ²) / Circulação de ar	Piso de concreto 200mm (590) / Médio
Tempo de funcionamento	16
Início	16
Potência (W)	400
Quantidade	550
Fator de permissividade (p/ fluorescentes)	Lâmpadas em geral
Fator de uso (Pu/Pinst)	1

MOTORES ELÉTRICOS	
Potência (HP)	
Quantidade	0
Disposição	
Tempo de funcionamento	
Início de operação	

APARELHOS / ELETRODOMÉSTICOS	
Descrição	Computador (torre)
Duração	18 horas
Início	6
Quantidade	100
Em modo de espera?	Não
Aparelho com sistema de ventilação?	Não
Descrição	Monitor (13" - 15")
Duração	18 horas
Início	6
Quantidade	100
Em modo de espera?	Não
Aparelho com sistema de ventilação?	Não

Tabela 2. Carga térmica distribuída ao longo do dia

Hora	Carga Térmica (kW)
1	1.184
2	1.114
3	1.031
4	972
5	914
6	866
7	833
8	826
9	864
10	904
11	975
12	1.055
13	1.138
14	1.230
15	1.312
16	1.386
17	1.437
18	1.479
19	1.488
20	1.456
21	1.410
22	1.367
23	1.303
24	1.227

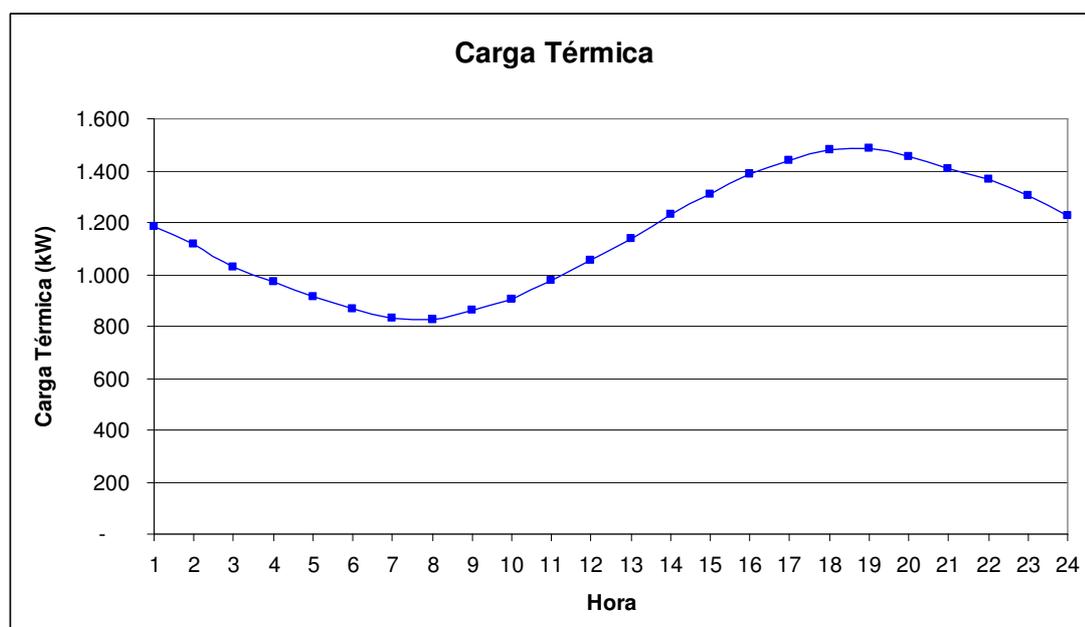


Figura 11. Gráfico da carga térmica ao longo do dia

Para calcular a carga térmica na serpentina, de acordo com parâmetros utilizados em sala de aula, foram utilizadas as propriedades do ar apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3. Propriedades do ar

	Unidade	Ar Exterior	Ar de Retorno (Ambiente)	Insuflação
Temperatura de Bulbo Seco (TBS)	°C	32,5	24,0	14,0
Temperatura de Bulbo Úmido (TBU)	°C	24,0	17,0	7,2
Umidade Relativa (ϕ)	%	56	50	40
Umidade Absoluta (w)	kg de vapor / kg ar seco	0,0175	0,0105	0,0045
Entalpia (h)	kJ / kg ar seco	77	50	25
Densidade (ρ)	kg ar seco / m ³	1,03	1,07	1,12

Para a definição das propriedades do ar de insuflação, as seguintes hipóteses foram adotadas:

- $T_{\text{insuflação}} = T_{\text{ar_ambiente}} - 10 \text{ °C}$
- $w_{\text{insuflação}} = w_{\text{ar_ambiente}} - 10\%$

Realizando um balanço de energia no ambiente climatizado, temos que:

$$\dot{Q}_{\text{total_ambiente}} = \dot{m}_{\text{ar_insuflação}} \cdot (h_{\text{ar_ambiente}} - h_{\text{ar_insuflação}}) \quad (1)$$

$$\dot{m}_{\text{ar_insuflação}} = \frac{\dot{Q}_{\text{total_ambiente}}}{h_{\text{ar_ambiente}} - h_{\text{ar_insuflação}}} \quad (2)$$

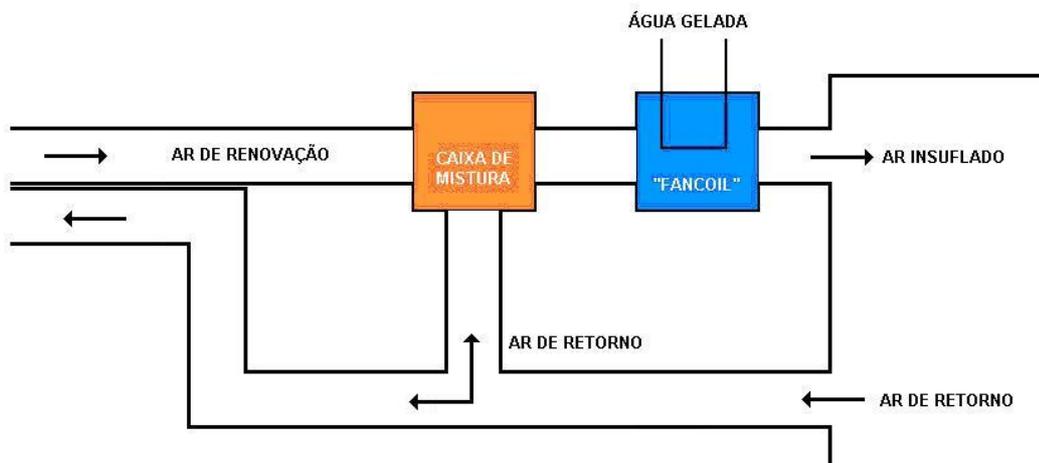


Figura 12. Esquema básico da circulação do ar

Como as condições do ambiente e de insuflação são conhecidas, bem como é a carga térmica total no ambiente, pode-se determinar a vazão do ar de insuflação. De acordo com a Eq. 2 temos:

$$\dot{m}_{\text{ar_insuflação}} = 59,52 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Para se avaliar as condições do ar na saída da caixa de mistura, verifica-se a necessidade de definir a vazão de renovação de ar para o ambiente climatizado. Para tanto se recorreu a Resolução 09 Item 3.4 da ANVISA, publicada no dia 16 de janeiro de 2003. Neste documento define-se que a taxa de renovação mínima para ambientes climatizados artificialmente, ou seja, a captação de ar exterior deve ser de $27 \text{ m}^3 / \text{hora} * \text{pessoa}$. Em função das hipóteses anteriores, definiu-se uma população constante de 400 pessoas, temos a vazão de $10.800 \text{ m}^3/\text{hora}$.

$$\dot{m}_{\text{ar_renovação}} = 3,09 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Realizando um balanço de energia na serpentina, obtêm-se:

$$\dot{Q}_{total_serpentina} = \dot{m}_{ar_insuflação} \cdot (h_{ar_mistura} - h_{ar_insuflação}) \quad (3)$$

Para a determinação da carga térmica na serpentina pela a Equação 3, é preciso definir a condição do ar após a saída da caixa de mistura (vide Figura 12). Neste caso lança-se mão do balanço de massa e energia na caixa de mistura onde:

$$T_{mist} = \frac{Vazão_de_retorno}{Vazão_de_insuflação} \cdot T_{ret} + \left(1 - \frac{Vazão_de_retorno}{Vazão_de_insuflação}\right) \cdot T_{ext} \quad (4)$$

$$T_{mist} = 24,44^{\circ}\text{C}$$

$$w_{mist} = \frac{Vazão_de_retorno}{Vazão_de_insuflação} \cdot w_{ret} + \left(1 - \frac{Vazão_de_retorno}{Vazão_de_insuflação}\right) \cdot w_{ext} \quad (5)$$

$$w_{mist} = 0,0109 \frac{\text{kg_vapor}}{\text{kg_ar_seco}}$$

De posse da temperatura e umidade absoluta da mistura, com o auxílio da carta psicrométrica, pode-se determinar o valor da entalpia da mistura.

$$h_{mist} = 54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

De posse dessas informações podemos calcular a carga térmica total na serpentina com o auxílio da Equação 3. Assim temos:

$$\dot{Q}_{total_serpentina} = 59,52 \cdot (54,00 - 25,00) = 1.726,08\text{kW}$$

Os cálculos foram feitos com o auxílio da Tabela 4 apresentada abaixo.

Tabela 4. Cálculo da carga térmica sobre a serpentina

m ar renovação	[kg/s]	3,09
Q total ambiente	[kW]	1.488,00
h ar ambiente	[kJ/kg]	50,00
h ar insuflado	[kJ/kg]	25,00
m ar insuflação	[kg/s]	59,52
m retorno	[kg/s]	56,43
TBS ar exterior	[°C]	32,50
w ar exterior	kg vapor/kg ar seco	0,0175
TBS retorno (ambiente)	[°C]	24,00
w retorno (ambiente)	kg vapor/kg ar seco	0,0105
TBS mistura	[°C]	24,44
w mistura	kg vapor/kg ar seco	0,0109
h ar mistura (carta psicrométrica)	[kJ/kg]	54,00
Q total serpentina	[kW]	1.726,08

2.3. Sistema de refrigeração

2.3.1. Descrição do sistema de refrigeração

O sistema implantando para a loja é de expansão direta, na forma de grandes linhas que transportam o fluido refrigerante para os locais onde sofrerá expansão direta, como balcões e câmaras frigoríficas. O fluido refrigerante utilizado é o R22.

O sistema é composto pelos seguintes equipamentos:

- ✓ Duas unidades de refrigeração para alimentos refrigerados, fabricação Racks Tecnologia em Refrigeração, modelo PRR 160 A-SHW, de

capacidade nominal unitária de 194.495 W, localizadas no 2º Subsolo, perfazendo um total de 388.991 W (Figura 13).

- ✓ Uma unidade de refrigeração para alimentos congelados, fabricação Racks Tecnologia em Refrigeração, modelo PRC 80 SHW, de capacidade nominal unitária de 94.017 W, localizada no 2º Subsolo.



Figura 13. Rack de refrigeração

- ✓ Duas bombas de água de condensação, sendo uma bomba reserva, localizadas ao lado das unidades de refrigeração (Figura 14).



Figura 14. Bombas da água de condensação

- ✓ 4 torres de resfriamento de água de condensação (também atendem ao sistema de ar condicionado), localizadas na cobertura (Figura 4).

2.3.2. Carga térmica

As cargas térmicas nominais de refrigeração estão listadas nos anexos B1, B2 e B3. Os anexos B1 e B2 mostram as cargas térmicas dos produtos refrigerados e o anexo B3 dos produtos congelados. Estas cargas são as nominais, fornecidas pelo fabricante do equipamento.

3. ANÁLISE DA IMPLANTAÇÃO DE AÇÕES DE REDUÇÃO DE CONSUMO DE ENERGIA E CUSTO

Neste capítulo será apresentada a análise de duas ações para redução de consumo de energia e custo propostos e viáveis para serem implementadas na loja em estudo, a saber:

- Sistema de termo-acumulação
- Sistema de recuperação de energia

3.1 Sistema de termo-acumulação

3.1.1. Conceito de acumulação térmica

Através de ASHRAE (ASHRAE, 1991), podemos retirar algumas informações a respeito da acumulação térmica. O objetivo da acumulação térmica aplicada a instalações de água gelada é obter uma racionalização do consumo de energia, quer seja pela redução da demanda instalada e/ou pela possibilidade de desligamento dos resfriadores durante o horário de ponta.

Para atingir estes objetivos, o sistema passa a operar durante um período onde a carga instalada seja baixa ou não exista (normalmente à noite), acumulando energia térmica na forma de calor latente.

Desta forma, utiliza-se a energia acumulada para suprimir os picos de carga térmica e/ou para possibilitar a parada dos resfriadores no horário de ponta, sem prejuízo do conforto térmico da instalação.

As principais vantagens da termo-acumulação são as seguintes:

- ✓ Sensível redução da potência instalada do sistema de água gelada em função da possibilidade de acumular energia para cortar os picos de consumo. Com a redução da capacidade instalada de resfriadores e bombas, obtêm-se, conseqüentemente, ganhos na implantação de subestações elétricas, instalações elétricas e hidráulicas, etc.;

- ✓ Melhor aproveitamento de energia durante as 24 horas do dia por meio da utilização dos equipamentos durante os períodos que normalmente os mesmos ficariam ociosos. O consumo de energia elétrica da instalação se dá durante um período maior durante o dia, melhorando a curva de carga e reduzindo a demanda instalada, mantendo ainda a possibilidade que este consumo seja reduzido também no horário de ponta;
- ✓ Redução dos gastos com energia elétrica: devido à possibilidade de parada dos resfriadores no horário de ponta e da redução da demanda instalada, o custo operacional do sistema sofre uma redução significativa em seus valores. Usualmente a diferença de custos de instalação de uma central de água gelada com e sem termo-acumulação é paga somente com a redução da conta de energia elétrica em um período de 24 a 36 meses;
- ✓ Maior confiabilidade do sistema de água gelada, pois o sistema passa a operar com uma fonte reserva de energia – o sistema de termo-acumulação – além dos resfriadores. No caso de quebra de algum resfriador, pode-se recorrer a termo-acumulação para suprir a necessidade da instalação, sem a necessidade da instalação de equipamentos de reserva.

A diferença entre um sistema de climatização com central de água gelada convencional e outro com termo-acumulação pode ser facilmente visualizada com um exemplo, como o encontrado em um estudo da empresa MONITRON (2005), sobre termo-acumulação, mostrando o perfil de carga térmica de uma instalação convencional (Figura 15) e de uma instalação com termo-acumulação (Figura 16).

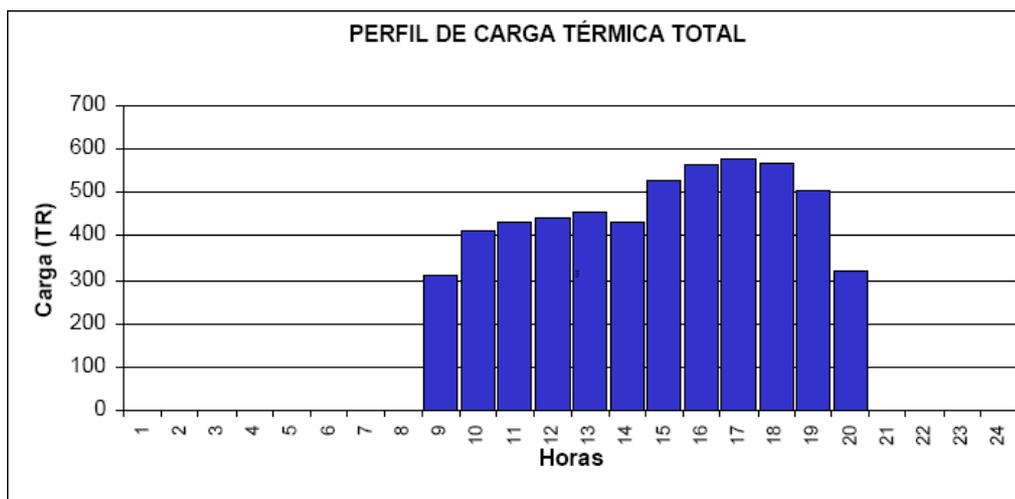


Figura 15. Perfil de carga térmica ao longo do dia

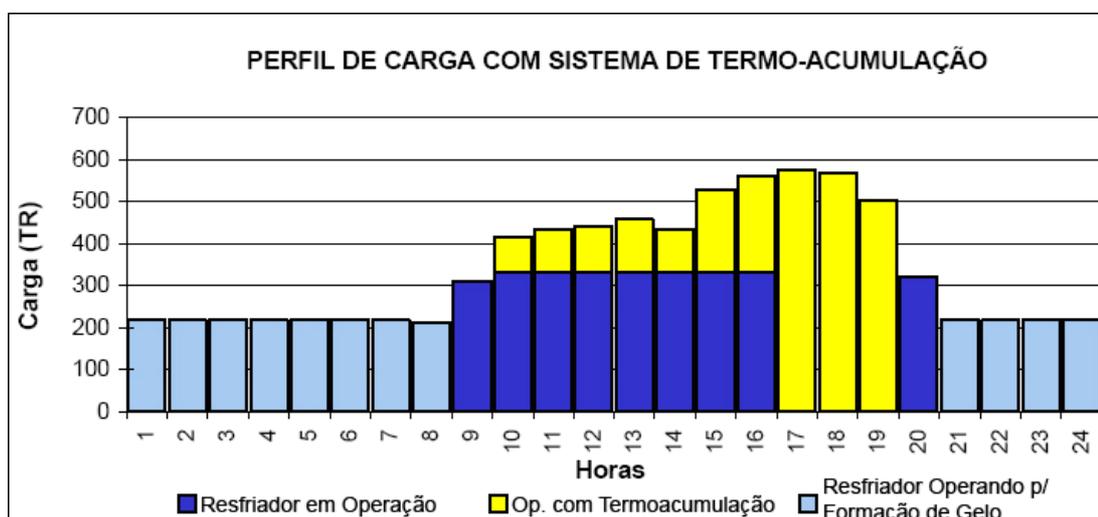


Figura 16. Perfil de carga com sistema de termo-acumulação

Em um sistema sem termo-acumulação, o dimensionamento de toda instalação é feito para que o pico de carga seja atendido. Este pico ocorre durante o dia mais quente do ano.

Além de todos os equipamentos da central de água gelada - resfriadores de líquidos, torres de arrefecimento, bombas, rede hidráulica, etc. – também subestação e redes elétricas deverão ser dimensionadas para esta demanda.

Se nesta mesma condição utilizarmos um sistema de termo-acumulação, com a produção de frio durante o período que a central de água gelada estaria parada (das 21hs às 09hs) acumula energia para depois utilizá-la para eliminar os picos de carga, além de desligar os equipamentos no horário de ponta (17hs às 20hs).

No exemplo, obteve-se uma redução da capacidade nominal dos resfriadores de 2.022 kW para 1.161 kW, mais de 40% de redução de capacidade, além de estabilizar a curva de consumo da instalação, sem reduzir o nível de conforto da instalação.

3.1.2. Tipos de sistemas de termo-acumulação

Os sistemas de termo-acumulação utilizam normalmente como meio de acumulação a água gelada ou o gelo. (ASHRAE, 1991)

No caso dos sistemas com água gelada, utilizamos somente o calor sensível (mudança de temperatura = $4.186,8 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$). (ASHRAE, 2003) Como é utilizado um diferencial de temperatura em torno de 7 a 8°C em instalações com este tipo de acumulação, obtém-se uma capacidade térmica de $29.307,6$ a $33.494,4 \text{ J/kg}$ de água.

As principais desvantagens da acumulação com água gelada em relação ao gelo são a baixa densidade de armazenamento ($1\text{kcal/kg} \sim 1,16 \text{ kWh}/^\circ\text{C.m}^3$), o que implica em grandes volumes de água acumulada (grandes tanques) e a dificuldade em evitar a mistura entre água fria armazenada e quente de utilização, que chegam ao mesmo depósito, o que reduz o desempenho dos sistemas estratificados. (GOMES, 1997)

Como referência, os valores de acumulação térmica com água gelada situam-se usualmente entre 7 a 14 kWh/m^3 , dependendo da diferença de temperatura entre armazenamento e utilização.

Quando se utiliza o gelo como meio de acumulação, a principal fonte de energia utilizada é o calor latente (entalpia de liquefação = 334.944 J/kg). (ASHRAE, 2003) Nota-se que esta energia é pelo menos dez vezes maior que a energia contida na mesma quantidade de água.

Utilizando-se gelo como acumulador de energia, conseguem-se valores de acumulação térmica entre 52 a 68 kWh/m^3 , ou seja, capacidades 5 a 10 vezes superiores àquelas conseguidas com água gelada para um mesmo volume.

Na prática, o volume do tanque não é ocupado totalmente por gelo ou água gelada devido aos sistemas de distribuição, de fluido circulante, etc.. Para uma mesma capacidade de armazenamento, o volume de um tanque de gelo é de 6 a 8

vezes menor que um de água gelada, o que representa um elevado ganho em áreas utilizadas pelos tanques, que podem ser utilizadas para outras aplicações, além de reduzir o impacto sobre a arquitetura da obra.

Neste projeto decidiu-se pela a utilização do sistema de acumulação com água gelada baseado nas seguintes considerações:

- Produção de água gelada a uma temperatura de evaporação mais alta do que para a produção de gelo, gastando menos energia;
- Utilização de um sistema convencional, como os resfriadores já existentes na loja;
- Abundância de espaço na loja em estudo;
- Estrutura preparada para receber grandes tanques (subsolo) na loja em estudo.

3.1.3. Armazenamento de água gelada

Neste item serão apresentados os principais tipos de sistemas de acumulação por água gelada bem como será definido o sistema ser avaliado e implementado.

3.1.3.1. Método do tanque vazio

Na estocagem de água gelada, alguns cuidados são requeridos para prevenir a troca de calor entre a água gelada estocada com o retorno da água aquecida. Na seqüência, será descrito um método para evitar esta transferência das águas estocadas.

Um método para obter completa separação do que foi estocado para o que retornou é separá-los por tanques horizontais, deixando um tanque vazio entre a água gelada estocada e o retorno da água aquecida. (CARVALHO, 2006) Na Figura 17 pode-se visualizar como é esta instalação e percebe-se que o conceito de tanque vazio pode alcançar uma excelente separação de líquidos em diferentes temperaturas.

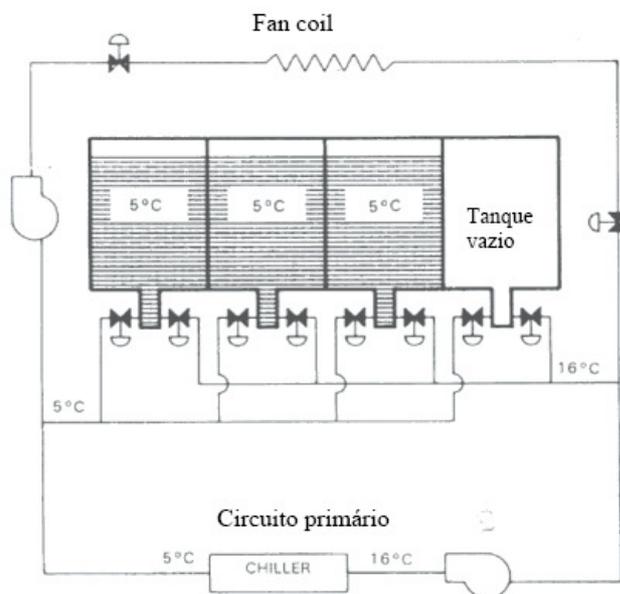


Figura 17. Método do tanque vazio

3.1.3.2. Método da separação por densidade

Ainda, uma forma mais comum e simples de armazenagem é a de utilizar um único tanque. A água fria armazenada se separa da água de retorno única e exclusivamente por diferença de densidade (vide Figura 18).

Por não ser um método 100% eficiente, deve-se adotar um “colchão” de segurança para poder suprir as necessidades do sistema, mesmo havendo uma pequena quantidade de água que se mistura. (ASHRAE, 1991)

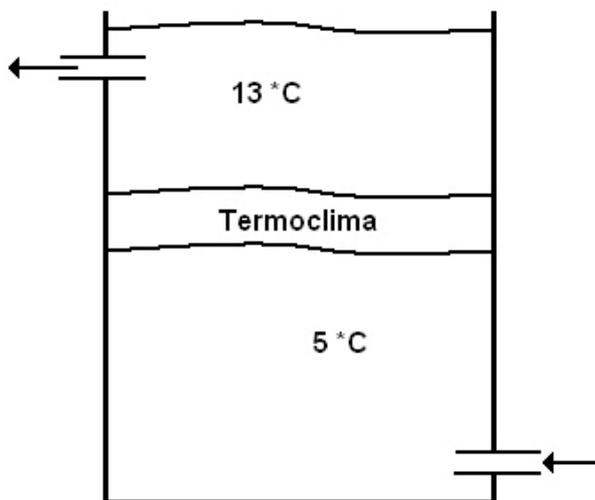


Figura 18. Separação por densidade

3.1.1.5. Ciclo de carga/descarga de água gelada

De acordo com MONITRON (2005), o circuito de carga e descarga de água gelada se dá da seguinte maneira:

O circuito básico de uma CAG convencional é bomba – chiller – carga (“fan-coil”) – bomba, conforme a Figura 19.

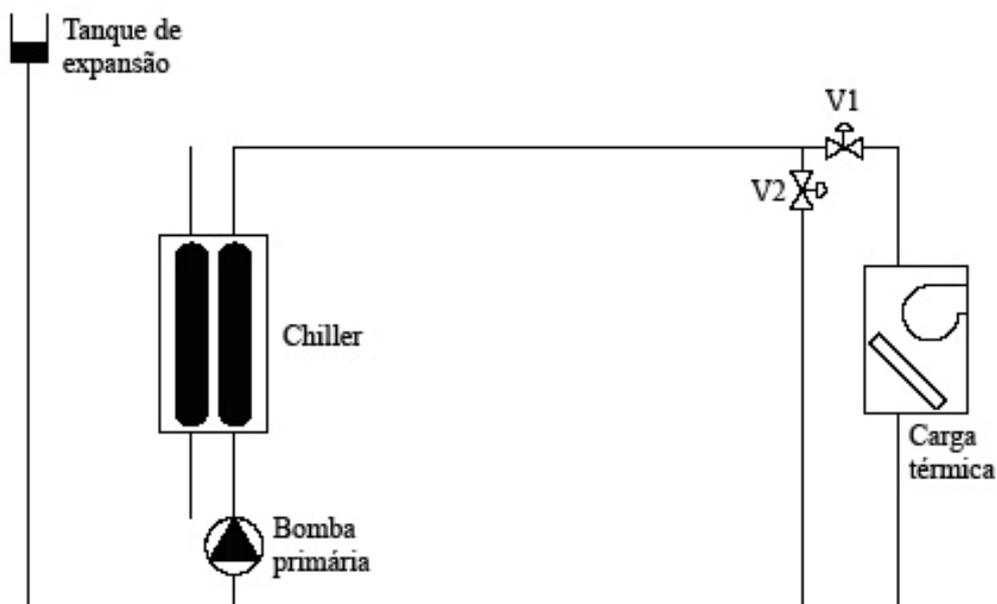


Figura 19. Central de água gelada sem termo-acumulação

Devido a variações de cargas nos “fan-coils”, necessitamos de um “by-pass” controlado por um sistema de válvulas (duas válvulas de duas vias ou uma de três vias – V1 e V2) a fim de desviar parte da vazão, fazendo-a retornar diretamente ao chiller, mantendo a capacidade do “fan-coil” igual a carga térmica.

O acionamento das válvulas V1-V2 é realizado em função da temperatura de saída da água do “fan-coil”. Quanto mais fria, mais vazão retorna pelo by-pass, e vice-versa.

Além disso, faz-se necessário um pequeno tanque de expansão, a fim de compensar as variações de volume da água com a variação de temperatura.

Para um sistema com termo-acumulação há a necessidade de incluir no circuito básico o tanque de acumulação e seu by-pass, além do controle (duas de duas vias ou uma de três vias - V3 e V4) (Figura 20).

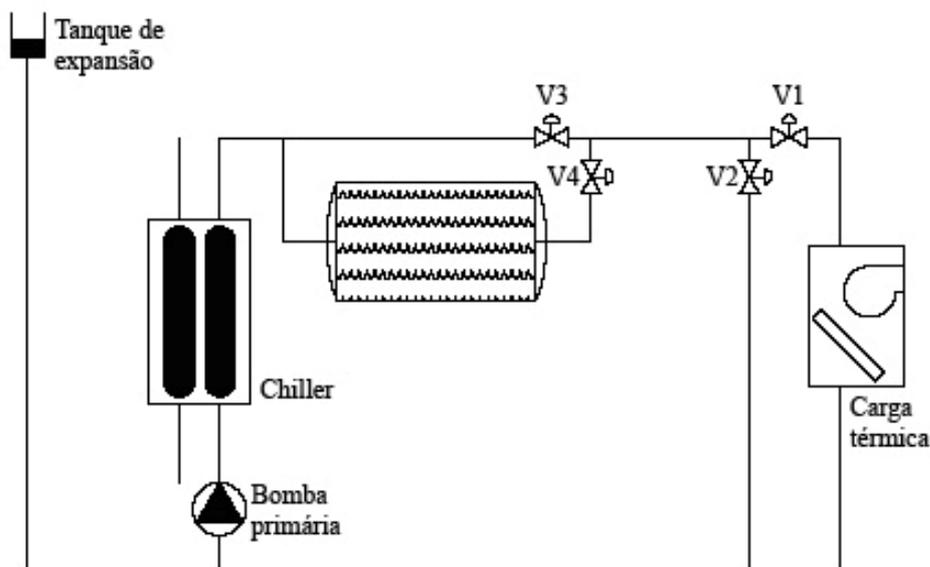


Figura 20. Central de água gelada com termo-acumulação

A atuação das válvulas no by-pass dos “fan-coils” é idêntica a convencional, porém com o cuidado de fecharmos totalmente a passagem de solução para os “fan-coils” (fechando-se V1), a fim de evitar a passagem de solução a temperaturas negativas no circuito secundário ou “fan-coils”.

O sistema de “by-pass” no tanque de acumulação tem dois objetivos: desviar toda a vazão do circuito para o tanque quando da produção de gelo (fechando-se V3)

e de manter a temperatura constante no circuito secundário (ou “fan-coils”) quando em uso normal (modulando-se a vazão através do tanque em V3 e V4).

O tanque de expansão compensa as variações de volume da solução com a variação de temperatura, absorvendo a dilatação causada pela formação do gelo. Como podemos ter uma boa noção da quantidade de gelo no sistema através do nível deste tanque, ele também é chamado de tanque de inventário.

3.1.1.6. Fluxograma hidráulico do sistema de termo-acumulação

Pode-se visualizar o fluxograma do sistema atual com a adição dos tanques de termo-acumulação na Figura 21.

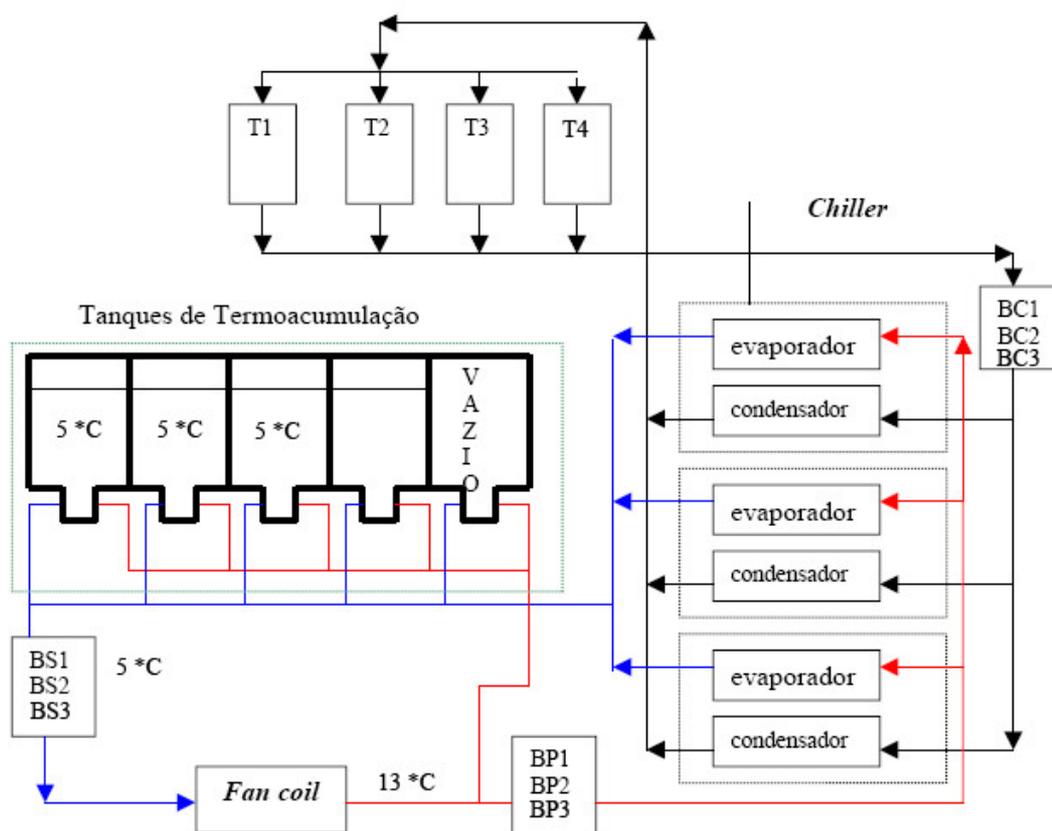


Figura 21. Fluxograma hidráulico do sistema de termo-acumulação

3.1.2. Tarifação Horo-Sazonal

Para realizar a análise econômica da solução utilizando sistemas de termo-acumulação, é preciso apresentar a estrutura da tarifação de energia elétrica a que está submetida à loja em estudo.

As tarifas de eletricidade em vigor possuem estruturas com dois componentes básicos na definição do seu preço:

- Componente relativo à demanda de potência (quilowatt ou kW)
- Componente relativo ao consumo de energia (quilowatt-hora ou kWh)

Até 1981, o único sistema utilizado, denominado Convencional, não permitia que o consumidor percebesse os reflexos decorrentes da forma de utilizar a eletricidade, já que não havia diferenciação de preços segunda sua utilização durante as horas do dia e períodos do ano.

Era indiferente para o consumidor utilizar a energia elétrica durante a madrugada ou no final da tarde, assim como consumir durante o mês de junho ou dezembro. Com isso, o perfil do comportamento do consumo ao longo desses períodos reflete uma tendência natural, vinculada exclusivamente aos hábitos de consumo e às características próprias do mercado de uma determinada região.

No horário das 17 às 22 horas, há uma intensificação do uso da eletricidade. Esse comportamento resulta das influências individuais das várias classes de consumo que normalmente compõem o mercado: industrial, comercial, residencial, iluminação pública, rural e outras.

O horário de maior uso é denominado horário de ponta do sistema elétrico, e é justamente o período em que as redes de distribuição assumem maior carga, atingindo seu valor máximo aproximadamente às 19 horas, variando um pouco este horário de região para região do país.

Devido ao maior carregamento das redes de distribuição neste horário, verifica-se que um novo consumidor a ser atendido pelo sistema custará mais à concessionária nesse período de maior solicitação do que em qualquer outro horário

do dia, tendo em conta a necessidade de ampliação do sistema para atender ao horário de ponta.

Da mesma forma, o comportamento do mercado de eletricidade ao longo do ano tem características próprias.

Em função da disponibilidade hídrica, uma época do ano denominada "período seco", compreendido entre maio e novembro de cada ano, e outra denominada "período úmido", de dezembro de um ano até abril do ano seguinte. O atendimento ao mercado no período seco só é possível em virtude da capacidade de acumulação nos reservatórios das usinas que estocam a água afluyente durante o ano.

Assim, o fornecimento de energia no período seco tende, também, a ser mais oneroso, pois leva à necessidade de se construir grandes reservatórios, e eventualmente, operar usinas térmicas alimentadas por insumos energéticos importados.

Devido a estes fatos típicos do comportamento da carga ao longo do dia e ao longo do ano em função da disponibilidade de água, foi concebida a Estrutura Tarifária Horo-Sazonal, com suas Tarifas Azul e Verde, que compreende a sistemática de aplicação de tarifas e preços diferenciados de acordo com o horário do dia (ponta e fora de ponta) e períodos do ano (seco e úmido). (ENGECOMP, 2005)

3.1.2.1. Principais Definições

Baseado no cenário anteriormente descrito, serão apresentadas algumas definições, a saber:

- Horário de Ponta: corresponde ao intervalo de 3 horas consecutivas, definido por cada concessionária local, compreendido entre as 17 e 22 horas, de segunda à sexta-feira.
- Horário Fora de Ponta: corresponde às horas complementares às relativas ao horário de ponta, acrescido do total das horas dos sábados e domingos.
- Período Seco: compreende o intervalo situado entre os fornecimentos abrangidos pelas leituras dos meses de maio a novembro de cada ano.

- Período Úmido: compreende o intervalo situado entre os fornecimentos abrangidos pelas leituras dos meses de dezembro de um ano a abril do ano seguinte.

Definem-se ainda os segmentos horo-sazonais que são as combinações dos intervalos de ponta e fora de ponta com os períodos seco e úmido, conforme abaixo:

- Horário de ponta em período seco - PS
- Horário de ponta em período úmido - PU
- Horário fora de ponta em período seco - FPS
- Horário fora de ponta em período úmido - FPU

Além disso, temos as seguintes definições:

- Tarifas de ultrapassagem: são as tarifas aplicadas à parcela da demanda medida que superar o valor da demanda contratada, no caso de Tarifas Horo-Sazonais, respeitados os respectivos limites de tolerância.
- Modulação: corresponde a redução percentual do valor de demanda no horário de ponta em relação ao horário fora de ponta.
- Consumidor do Grupo A: são aqueles atendidos em tensão de fornecimento igual ou superior a 2,3 KV ou ligados em baixa tensão em sistema de distribuição subterrâneo, mas considerados, para efeito de faturamento, como de alta tensão. Nesta categoria, os consumidores pagam pelo consumo, pela demanda e por baixo fator de potência, mediante três tipos de tarifação: convencional, horo-sazonal azul e horo-sazonal verde.
- Consumidor do Grupo B: são os demais consumidores, divididos em três tipos de tarifação: residencial, comercial e rural. Neste grupo, os consumidores pagam apenas pelo consumo medido.
- Tolerância de ultrapassagem de demanda: é uma tolerância dada aos consumidores das tarifas horo-sazonais para fins de faturamento de ultrapassagem de demanda. Esta tolerância é de:

- 5% para os consumidores atendidos em tensão igual ou superior a 69 KV.
- 10% para os consumidores atendidos em tensão inferior a 69 KV (a grande maioria), e demanda contratada superior a 100 kW.
- 20% para os consumidores atendidos em tensão inferior a 69 KV, e demanda contratada de 50 a 100 kW. (ENGECOMP, 2005)

3.1.2.2. Classificação dos Consumidores

Os consumidores de energia podem ser divididos em três categorias:

- Consumidores do Grupo B (Baixa Tensão): Residências, Iluminação Pública, Consumidores Rurais, e todos os demais usuários alimentados em baixa tensão (abaixo de 600V).
- Consumidores do Grupo A (Alta Tensão) Tarifação Convencional: Pequenas indústrias ou instalações comerciais que não estejam enquadradas na Tarifação Horó-Sazonal (THS), normalmente com demanda abaixo de 300 KW.
- Consumidores do Grupo A (Alta Tensão) Tarifação Horó-Sazonal: Grandes consumidores, alimentados em alta tensão (exceto os do grupo AS), e normalmente com demanda acima de 300 KW (para alguns consumidores, o enquadramento ou não à THS é facultativo). (ENGECOMP, 2005)

3.1.2.3. Tarifas Extra Aeroporto

Na loja alvo de nosso estudo é aplicada a seguinte tarifa horó-sazonal (ELETROPAULO, 2005):

- ✓ Horário de ponta: R\$ 0,87718 R\$/kWh
- ✓ Horário fora de ponta: R\$ 0,14 R\$/kWh

Pode-se notar que a tarifa no horário de ponta é mais de 6 vezes superior à tarifa do horário fora de ponta.

3.1.3. Análise técnico-econômica

A carga térmica a ser acumulada é equivalente a que deve ser fornecida no período do horário de ponta, que são 3 horas consecutivas no período das 17 às 22hs. No período mais crítico, entre as 18 e 20hs, a carga térmica a ser acumulada é de 1.741 kW, totalizando uma carga total de 4.423 kWh a ser acumulada.

3.1.3.1. Quantidade de água a ser armazenada

Para o cálculo da quantidade de água gelada a ser armazenada, temos:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (6)$$

Onde temos:

$$\dot{Q} = 4.423 \text{ kWh} = 3.802.895 \text{ kcal/h};$$

$$\dot{m} = \text{massa de água a ser armazenada, kg/s};$$

$$c_p = 4,182 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} = 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C};$$

$\Delta T = T_{\text{entrada}} - T_{\text{saída}} = 13 \text{ }^\circ\text{C} - 5 \text{ }^\circ\text{C} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$ para as condições de operação do resfriador utilizado na loja.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot \Delta T} \quad (7)$$

$$\dot{m} = 475.362 \text{ kg}$$

A Eq. 7 fornece uma massa de 475.362 kg que representa um volume de água de aproximadamente 475 m³.

Considerando que há perdas de calor para o meio ambiente, e que a separação entre a água fria armazenada e a água de retorno não é perfeita, será considerada para o dimensionamento do tanque uma margem adicional de 10% no volume de água gelada armazenada, totalizando 522 m³.

3.1.3.2. Tempo de carga do sistema

Durante a carga máxima do sistema, o resfriador fornece 195 TR, trabalhando a uma diferença de temperatura de 8 °C.

$$Q_{\text{resfriador}} = 195 \text{ TR} = 589.660 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{m}_{\text{resfriador}} = \frac{\dot{Q}_{\text{resfriador}}}{c_p \cdot \Delta T} \quad (8)$$

Desta maneira pode-se calcular a vazão volumétrica do resfriador. De acordo com a Equação 8 temos:

$$\dot{m}_{\text{resfriador}} = 72,7 \text{ m}^3 / \text{h}$$

E assim os 3 resfriadores perfazem uma vazão total de 218 m³/h.

Assim, pode-se calcular o tempo de carga do tanque como sendo:

$$t_{\text{carga}} = \frac{522}{218} \cong 2\text{hs}30 \text{ min}$$

3.1.3.3. Avaliação do retorno sobre o investimento

Devido à idade da instalação, a eficiência do resfriador não é tão alta quanto o dos equipamentos dos dias de hoje. Baseado em informações junto aos fabricantes,

adotou-se uma eficiência de aproximadamente 1 kW/TR para água gelada. Para efeito de comparação, será realizado o cálculo da viabilidade econômica simplificado da solução.

No pico de funcionamento do resfriador, a carga térmica a ser retirada do ambiente é de 1.741 kW, o que equivale a 165 TR por resfriador.

Com o auxílio da Tabela 5 tem-se os números abaixo.

Tabela 5. Economia energética na termo-acumulação

Funcionamento do chiller em horário de pico		
Capacidade	165	TR
Quant. Chillers	3	unidade(s)
COP	1,0	kW/TR
Núm. Horas	3	hs
Consumo	1.485	kWh
Tarifação	0,88	R\$/kWh
Custo	1.307	R\$

Carga do sistema de termo-acumulação		
Capacidade	195	TR
Quant. Chillers	3	unidade(s)
COP	1,0	kW/TR
Núm. Horas	2,5	hs
Consumo	1.463	kWh
Tarifação	0,14	R\$/kWh
Custo	205	R\$

Economia	33.062	R\$/mês
-----------------	--------	---------

O custo de instalação do sistema de termo-acumulação mostrado na Tabela 6 foi estimado pela empresa Concept Engenharia, que realiza projetos em parceria com construtoras de grandes empreendimentos como shopping centers, hipermercados, centros de distribuição, etc..

Tabela 6. Retorno sobre o investimento na termo-acumulação

Retorno sobre o investimento		
Tanque de termo-acumulação	350.000	R\$
Instalação (válvulas, tubulações, etc.)	75.000	R\$
Mão-de-obra	50.000	R\$
Total	475.000	R\$
Economia	33.062	R\$/Mês
Retorno	14,4	Meses

3.2. Recuperação de energia

A Figura 22 ilustra o funcionamento do equipamento de recuperação de calor. O ar quente, proveniente do exterior, passa através de um trocador de calor (vide Figura 23), que faz com que ele perca calor para o ar frio que estaria sendo descartado no meio ambiente. Assim, o ar que foi condicionado pode ser aproveitado para realizar o pré-resfriamento do ar exterior que posteriormente será utilizado na mistura do ar de insuflação do ambiente climatizado.

Nos dias de hoje os dois principais recuperadores de energia disponíveis no mercado são o Lossnay e o RenewAire, ambos pertencentes à empresa Mitsubishi Electric, com a diferença de que o RenewAire é composto por equipamentos para maiores vazões.

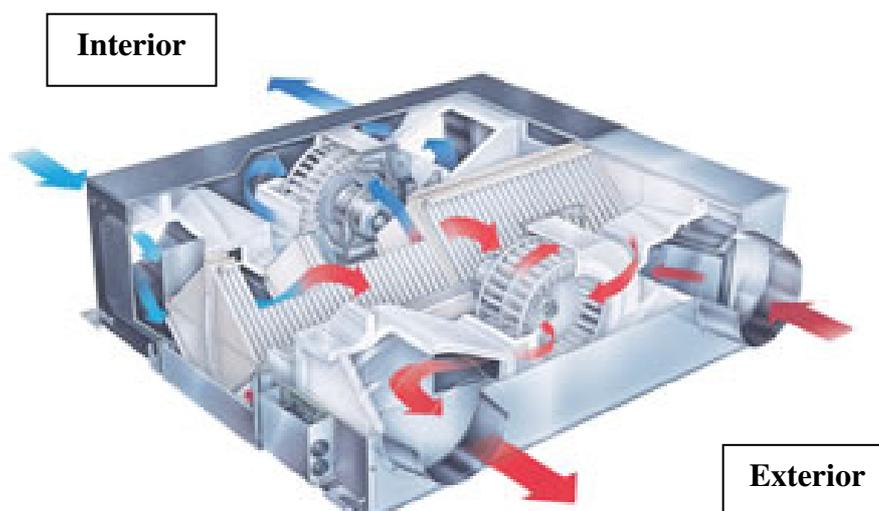


Figura 22. Recuperador de energia Lossnay.

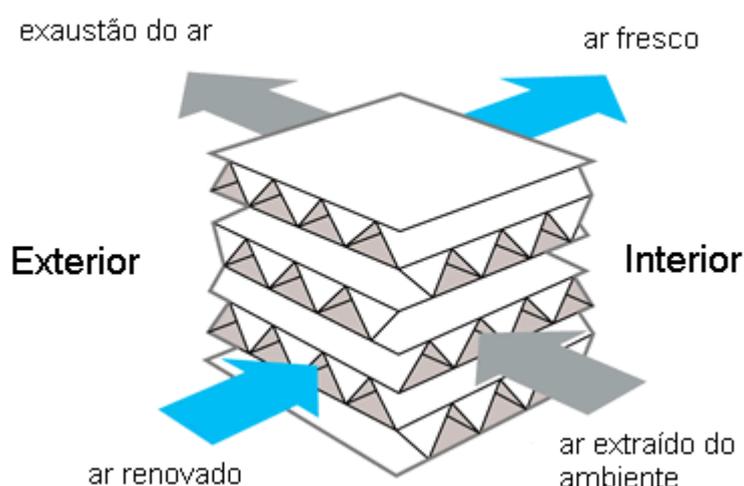


Figura 23. Núcleo do recuperador de energia

Como ambos os equipamentos, Lossnay e RenewAire, funcionam de maneira similar, para efeitos deste estudo se fará referência apenas ao RenewAire, apenas para que não haja confusão entre nomes e produtos.

Este equipamento proporciona não apenas a recuperação de calor, mas também uma melhor qualidade de ar, pois possibilita que o ar interior condicionado seja renovado com menores perdas energéticas, tornando o processo de renovação de ar para o bem estar da saúde das pessoas menos oneroso financeiramente.

Os recuperadores de energia (Energy Recovery Ventilators – ERV) trocam tanto calor como massa. Um ERV proporciona maior controle dos níveis de umidade, o que pode ser uma consideração importante dependendo do clima local.

A utilização do recuperador de energia traz como principal benefício a economia de energia, pois o ar exterior sendo previamente resfriado resultar num ar de mistura (ar exterior + ar de retorno) a uma menor temperatura, necessitando de uma carga térmica sobre a serpentina de resfriamento menor para atingir a temperatura de insuflação desejada. (RENEWAIRE, 2005)

3.2.1. Análise técnico-econômica do sistema de recuperação de energia

Conforme visto anteriormente, a vazão de renovação para o estudo aqui apresentado é de 10.800 m³/hora.

Para que seja possível calcular a economia proporcionada pelo ERV, deve-se calcular a carga térmica do ar exterior sem e com a recuperação de energia.

Com o auxílio da carta psicrométrica, foram levantadas as temperaturas e as demais propriedades termodinâmicas do ar exterior (AE) e do ar de retorno (AR) encontradas na Tabela 7. Para o ar de retorno podem ser consideradas as propriedades do ar ambiente climatizado.

Tabela 7. Propriedades do ar exterior e do ar de retorno

	Unidade	Ar Exterior	Ar de Retorno (Ambiente)
Temperatura de Bulbo Seco (TBS)	°C	32,5	24,0
Temperatura de Bulbo Úmido (TBU)	°C	24,0	17,0
Umidade Relativa (ϕ)	%	56	50
Umidade Absoluta (w)	kg de vapor / kg ar seco	0,0175	0,0105
Entalpia (h)	kJ / kg ar seco	77	50

3.2.1.1. Cálculo da carga térmica do ar exterior sem recuperação de energia

Para o cálculo de carga térmica do ar exterior sem recuperação de energia temos:

$$\text{Carga térmica sensível: } H_s = \rho \cdot Q \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (9)$$

Onde:

$$\rho = \text{densidade do ar} = 1,05 \text{ kg ar seco} / \text{m}^3$$

$$Q = \text{vazão de ar exterior}$$

$$c_p = \text{calor específico do ar} = 1.000 \text{ J} / \text{kg ar seco} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = \text{temperatura de bulbo seco} [^\circ\text{C}]$$

De acordo com a Equação 9 temos:

$$H_s = 1,05 \cdot \frac{10.800}{3.600} \cdot 1.000 \cdot (31 - 24) = 22 \text{ kW}$$

$$\text{Carga térmica latente: } H_L = \rho \cdot Q \cdot h_{lv} \cdot \Delta w \quad (10)$$

Onde:

$$\rho = \text{densidade do ar} = 1,05 \text{ kg ar seco} / \text{m}^3$$

$$Q = \text{vazão de ar exterior}$$

$$h_{lv} = \text{entalpia de vaporização da água} = 2.340 \text{ J} / \text{g vapor d'água}$$

$$\Delta w = \text{umidade absoluta} [\text{g vapor d'água} / \text{kg ar seco}]$$

De acordo com a Equação (10) temos:

$$H_L = 1,05 \cdot \frac{10.800}{3.600} \cdot 2.340 \cdot (17,5 - 10,5) = 52 \text{ kW}$$

Por tanto a carga térmica total é: $H_T = H_s + H_L = 22 + 52 = 74 \text{ kW}$

3.2.1.2. Cálculo da carga térmica do ar exterior com recuperação de energia

Para o cálculo de carga térmica do ar exterior com recuperação de energia temos:

$$\text{Carga térmica total de recuperação: } H_{Tr} = \rho \cdot Q \cdot \Delta h \cdot \eta \quad (11)$$

Onde:

ρ = densidade do ar = 1,05 kg ar seco / m³

Q = vazão de ar exterior

Δh = entalpia [kJ / kg ar seco]

η = eficiência de troca [catálogo]

Para a vazão de 6.357 CFM, será utilizada 1 unidade do ERV de fabricação RenewAire, modelo PA12X. Suas especificações encontram-se no Anexo C.

Nesta vazão, o aparelho tem uma eficiência de troca de aproximadamente 50 %, conforme a Figura 24.

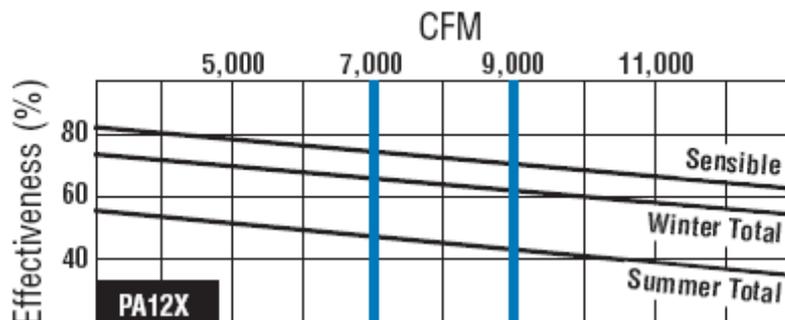


Figura 24. Eficiência de troca do recuperador modelo RenewAire PA12X

Assim, de acordo com a Equação 11 temos:

$$H_{Tr} = 1,05 \cdot \frac{10.800}{3.600} \cdot (77 - 50) \cdot 0,50 = 43kW$$

Para a seleção do ventilador adequado são necessários dois parâmetros: vazão de ar, calculada anteriormente, e pressão estática, que é determinada com o auxílio da Figura 25.

Airflow Performance

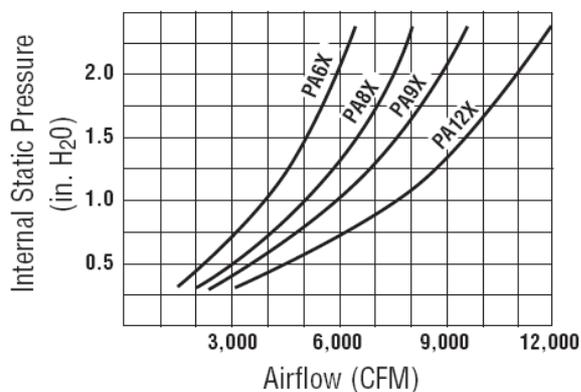


Figura 25. Pressão estática do recuperador modelo RenewAire PA12X

Para a vazão de 6.357 CFM temos a pressão estática igual a aproximadamente 19,05 mmH₂O.

De posse destes dados pode-se fazer a seleção do ventilador adequado. Foi escolhido o modelo TSA 30/14 da marca OTAM. Suas especificações encontram-se no Anexo D.

3.2.1.3. Resultado

A recuperação proporcionada pelo uso do recuperador de energia está calculada na Tabela 8.

Tabela 8. Recuperação de energia

Carga Térmica		
Sem Recuperadores	74	kW
Com Recuperadores	43	kW
Energia Recuperada	31	kW
Energia Recuperada	8,81	TR
COP	1,00	kW/TR
Economia Energética	8,81	kW
Potência Ventilador	3	cv
Quant.	2	
Potência total	4,41	kW
Recuperação Líquida	4,40	kW

Para o estudo de viabilidade econômica da implantação do sistema serão considerados os seguintes dados:

- Como a loja do Extra Aeroporto é uma loja 24 horas, será considerado que o sistema de ar condicionado funciona 16 horas por dia, 360 dias por semana (informação fornecida pelo técnico responsável da loja);
- Tarifação horo-sazonal;
- Custo do equipamento RenewAire PA12X fornecido pela loja Air Mechanical Inc dos Estados Unidos.

Assim temos calculada a economia proporcionada pelo recuperador de energia na Tabela 9.

Tabela 9. Economia proporcionada pelo recuperador de energia

Horário	Tarifação
Ponta	0,88
Fora	0,14

Horário	Horas	R\$/Dia	R\$/Mês
Ponta	3	12	348
Fora	13	8	240
Total		20	588

E o cálculo do retorno sobre o investimento na Tabela 10.

Tabela 10. Retorno sobre o investimento

	Preço Unitário	Quantidade	Total	Total [R\$]	
Lossnay	USD 25.661	1	USD 25.661	R\$ 51.322	
Ventilador	R\$ 4.519	2	R\$ 9.038	R\$ 9.038	
Total				R\$ 60.360	
Economia				588	R\$/Mês
Retorno				103	Meses

4. CONCLUSÃO

Neste trabalho foram estudadas diversas alternativas para a redução do consumo de energia em um hipermercado. Apesar de todos os estudos terem sido feitos sobre a loja do Extra Aeroporto em específico, pode-se notar facilmente que estes conceitos poderiam ser aplicados para diversos outros empreendimentos como outros hipermercados, shopping centers, centros de distribuição, etc..

A primeira parte do trabalho consistiu na determinação da carga térmica incidente no estabelecimento ao longo do dia. Durante a determinação da mesma, foram feitas diversas simulações das quais pôde se concluir que é possível obter uma futura economia de energia proveniente dos gastos com o sistema de ar condicionado já com uma seleção adequada dos materiais com os quais será construído o estabelecimento. De acordo com a escolha dos parâmetros de entrada utilizados na simulação da carga térmica no programa SoftLoad há uma variação expressiva nos valores finais.

Uma das escolhas para a redução do consumo de energia no estabelecimento alvo dos estudos foi a termo-acumulação. O perfil de consumo energético num hipermercado 24 horas possibilita a utilização dos resfriadores para armazenar gelo ou água gelada durante determinados períodos do dia. Devido à variação do custo de energia, que em horários normais é até seis vezes inferior comparado ao horário de pico, esta opção se mostra bastante atraente. Para estabelecimentos em que já existe um sistema de água gelada (resfriador e “fan-coil”) e que não há problemas de espaço físico, como é o caso do estabelecimento em questão, é interessante o uso da água gelada como modo de armazenamento pois o número de alterações pelas quais o sistema deve passar é menor. Para o estudo em questão esta opção se mostrou bastante atrativa do ponto de vista econômico.

A segunda opção estudada neste trabalho foi a utilização de trocadores de calor que ainda não são muito empregados no Brasil. Os produtos mais conhecidos mundialmente são o Lossnay e RenewAire. No caso em estudo esta opção não se mostrou muito atrativa, com um retorno de investimento calculado em mais de 8 anos. Economicamente esta opção não se mostra viável. Talvez com a maior

popularização desta tecnologia, e conseqüente redução de preço da mesma, esta opção venha a se tornar mais atrativa.

Pode-se concluir, portanto, que tanto para a loja em questão, como para diversos outros estabelecimentos, há muito espaço para a redução do consumo energético. Em tempos de racionamento de energia, a existência desta possibilidade é muito valiosa. Com o desenvolvimento e popularização de novas tecnologias, esta possibilidade se torna cada vez maior.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abril – Mundo Estranho. **Qual o impacto ambiental da instalação de uma hidrelétrica?**. Disponível em: http://mundoestranho.abril.com.br/edicoes/33/ambiente/conteudo_mundo_52952.shtml. Acesso em: 01 de setembro de 2005.

AES Eletropaulo. **Tarifas clientes industriais**. Disponível em: <http://www.eletropaulo.com.br/>. Acesso em: 01 de outubro de 2005.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. ASHRAE Handbook. 1991. p. 39.1-39.17.

ASHRAE HANDBOOK APPLICATIONS (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.). Atlanta - USA, 2003.

CARVALHO, MAURÍCIO. **Estudo da viabilidade de instalação de um sistema de termoacumulação visando redução no consumo de energia elétrica**. 2006. 25p. Disponível em <http://143.54.70.55/>. Acesso em: 01 de outubro de 2005.

Celsius Air Conditioning. **Mitsubishi electric – Lossnay**. Disponível em: <http://www.celsiusair.co.uk/equipment/mitsubishi/lossnay/lossnay.htm>. Acesso em: 16 de setembro de 2005.

Cogeração. Disponível em: <http://www.cogensp.com.br>. Acesso em: 9 de abril de 2005.

ENERQ. **Programa emergencial de redução do consumo de energia elétrica**. Disponível em: <http://www.pea.usp.br/enerq/acionamento/pagina1.htm>. Acesso em: 01 de setembro de 2005.

Engcomp. **Tarifação** **Horo-Sazonal**. Disponível em: http://www.engcomp.com.br/tar_hs.htm. Acesso em: 01 de outubro de 2005.

GOMES, JOSÉ EDUARDO ELIA. **Sistema de termoacumulação para ar-condicionado**. Trabalho de formatura apresentado a Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1997. 102p.

HARA, THAÍS CHRISTINA. **Projeto de um sistema central de refrigeração para um supermercado**. Trabalho de formatura apresentado a Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1997. 55p.

LOMBARDI, LUCIANO C.. **Ganho energético no degelo automático – Parte I**. Climatização & Refrigeração, a. 5, n. 52, p. 40-41, dezembro 2004.

LOMBARDI, LUCIANO C.. **Ganho energético no degelo automático – Parte II**. Climatização & Refrigeração, a. 5, n. 53, p. 50-52, janeiro 2005.

Mitsubishi Electric Canadá. **Lossnay & RenewAire**. Disponível em: http://www.mitsubishielectric.ca/hvac/erv_index.html. Acesso em: 16 de setembro de 2005.

MONITRON. **Ice balls**. 2005. Disponível em: <http://www.monitron.com.br>. Acesso em: 01 de outubro de 2005.10p.

NETO, ALBERTO HERNANDEZ. **Carga térmica, psicrometria**. Apostilas de aula da disciplina PME 2515 – Ar Condicionado e Ventilação da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005. 18p.

PITZER, RALPH S.; MALONE, MIKE. **Case credits & return air paths for supermarkets**. Ashrae Journal, vol. 47, n. 2, p. 42-47, February 2005.

RenewAire Energy Recovery Ventilation. **Catalogs**. Disponível em: <http://www.renewaire.com>. Acesso em: 16 de setembro de 2005.

RenewAire – Energy Recovery Ventilators. **Product catalog**. Disponível em: <http://www.renewaire.com/catalog/index.php>. Acesso em: 01 de outubro de 2005.

STOECKER, WILBERT F.; JONES, JEROLD W.. **Refrigeração e ar condicionado**. Editora McGraw-Hill.

STOECKER, W. F.. **Refrigeração industrial**. 2ª Edição. Editora Edgard Blücher Ltda, 2002.

WEI, JOHNNY CHI WE; PORTA, STEFANO. **Sistema de termoacumulação para embarcações de recreio**. Trabalho de formatura apresentado a Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1994. 129p.

6. ANEXOS

Anexo A – “Fan coils” existentes na loja

Fancoil	Área Beneficiada	Capacidade Nominal (TR)
FC-01	Salão de Vendas	40,00
FC-02	Salão de Vendas	40,00
FC-03	Salão de Vendas	40,00
FC-04	Salão de Vendas	40,00
FC-05	Salão de Vendas	40,00
FC-06	Salão de Vendas	50,00
FC-07	Salão de Vendas	50,00
FC-08	Salão de Vendas	50,00
FC-09	Salão de Vendas	50,00
FC-10	CPD / Recepção / PABX	7,50
FC-11	Sala de Reunião	10,00
FC-12	Escritórios da Administração	7,50
FC-13	Lazer / Treinamento / Médico	7,50
FC-14	Refeitório de Funcionários	7,50
FC-15	Tesouraria / Caixa Central	6,00
FC-16	Gerente / Segurança / Monitoração	4,00
FC-17	Salão de Vendas (Mall Escada Rolantes – Loja)	40,00
Total do Sistema de Água Gelada		490,00

Anexo B1 – Circuito “A” - Resfriados

Nº LINHA	DESCRIÇÃO E FINALIDADE DA LINHA exemplo E.= EXPOSITOR C.= CÂMARA P.= PREPARO	CARGA TÉRMICA [W]
1A1	LATICINÍOS 1	15.167
1A2	LATICINÍOS 2	12.116
1A3	LATICINÍOS 3	15.167
1A4	LATICINÍOS 4	12.116
		54.568
2A1	C. COZINHA (6m ²)	2.615
2A2	C. LIXO (5m ²)	1.860
2A3	E. VERDURAS 1	11.971
2A4	E. VERDURAS 2	10.896
2A5	E. PIZZAS	1.185
2A6	E. ROTISSERIA	4.533
		33.060
3A1	P. SALSICHARIA (53m ²)	8.136
3A2	C. EMBALADOS 2 (11m ²)	3.603
3A3	C. EMBALADOS 1 (24m ²)	6.334
3A4	C. ENTRADA (32m ²)	7.903
3A5	C. PRATOS PRONTOS (12m ²)	4.300
3A6	ANTE-CÂMARA (4m ²)	1.685
3A7	E. TORTAS	6.881
3A8	E. DOCES	372
3A9	P. CONFEITARIA (17m ²)	3.254
3A10	C. CONFEITARIA (22m ²)	5.986
		48.454
4A1	C. SEBO (7m ²)	2.906
4A2	P. CARNES (86m ²)	13.947
4A3	C. MOAGEM (15m ²)	4.998
4A4	C. CARNES (33m ²)	9.066
4A5	P. FRANGOS (18m ²)	4.010
4A6	C. FRANGOS (18m ²)	5.753
4A7	C. CARNES EMBALADAS (31m ²)	11.448
		52.127
	CARGA TOTAL CIRCUITO "A" [W]	188.209

Anexo B2 – Circuito “B” - Resfriados

Nº LINHA	DESCRIÇÃO E FINALIDADE DA LINHA Exemplo E.= EXPOSITOR C.= CÂMARA P.= PREPARO	CARGA TÉRMICA [W]
1B1	E. LATICÍNIOS 5	15.167
1B2	E. LATICÍNIOS 6	12.116
1B3	E. LATICÍNIOS 7	12.204
1B4	E. LATICÍNIOS 8	9.153
		48.640
2B1	E. PRATOS PRONTOS 1	6.915
2B2	E. FRIOS EMBALADOS 1	13.645
2B3	E. FRIOS EMBALADOS 2	12.116
2B4	E. PRATOS PRONTOS 2	6.915
2B5	E. PRATOS PRONTOS 3	6.915
		46.507
3B1	E. CARNES EM CORTE	1.093
3B2	E. CARNES EMBALADAS 1	20.921
3B3	E. CARNES EMBALADAS 2	15.690
		37.703
4B1	ANTE-CÂMARA 1 (6m ²)	2.092
4B2	P. PAS (23m ²)	4.068
4B3	C. TROCA (11m ²)	3.254
4B4	C. LATICÍNIOS (52m ²)	11.925
4B5	C. FLV (20m ²)	4.998
4B6	P. FLV (20m ²)	3.719
4B7	DOCA REFRIGERADA (102m ²)	13.656
4B8	C. PEIXES RESFRIADOS (13m ²)	4.533
4B9	P. PEIXES (15 m ²)	3.487
		51.732
	CARGA TOTAL CIRCUITO "B" [W]	184.583

Anexo B3 – Circuito “C” - Congelados

Nº LINHA	DESCRIÇÃO E FINALIDADE DA LINHA exemplo E.= EXPOSITOR C.= CÂMARA P.= PREPARO	CARGA TÉRMICA [W]
1C1	E. CONGELADOS 1	5.695
1C2	E. CONGELADOS 2	4.504
1C3	E. CONGELADOS 3	5.904
1C4	E. CONGELADOS 4	4.626
1C5	E. CONGELADOS 5	4.765
1C6	E. CONGELADOS 6	3.574
1C7	E. CONGELADOS 7	4.649
1C8	E. CONGELADOS 8	3.487
		37.204
2C1	E. SUCOS 1	2.034
2C2	E. SUCOS 2	1.017
2C3	E. VERDURAS CONGELADAS 1	2.981
2C4	E. VERDURAS CONGELADAS 2	2.906
2C5	E. ILHA DE CONGELADOS 1	4.951
2C6	E. ILHA DE CONGELADOS 2	4.068
2C7	E. ILHA DE CONGELADOS 3	3.934
2C8	E. ILHA DE CONGELADOS 4	3.051
		24.942
3C1	C. CONGELADOS 1 (24m ²)	6.625
3C2	C. CONGELADOS 2 (37m ²)	9.298
3C3	C. PEIXES CONGELADOS (12m ²)	3.952
3C4	E. PEIXES CONGELADOS 1	1.790
3C5	E. PEIXES CONGELADOS 2	1.743
3C6	C. SUINOS CONGELADOS (13m ²)	4.184
3C7	C. FRANGOS CONGELADOS (11m ²)	3.661
3C8	C. PADARIA CONGELADA (19m ²)	5.463
		36.715
	CARGA TOTAL CIRCUITO "A" [W]	98.861

Anexo C – Especificações técnicas do recuperador de energia selecionado

PA-Series Indoor Units

Unlimited Airflow in Multiple, Field-assembled Arrays.

Specifications

Ventilation Type: Static Plate, Heat and Humidity Transfer

Insulated sheet metal panels easily slide into receivers to enclose stacks of energy exchange cores using unique patented design, US Patent 5,660,228.

Individual P-Series units can be joined together to provide unlimited airflow capacities for larger air handling systems.

Blowers not included and must be specified to meet job requirements.

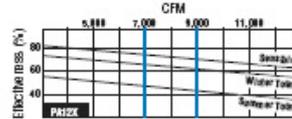
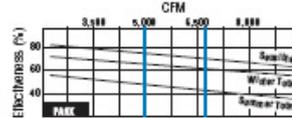
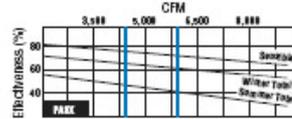
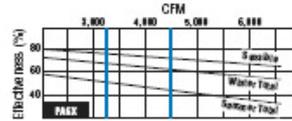
Description	PA6X	PA8X	PA9X	PA12X
Typical Airflow Range CFM	1,500-6,600	2,000-8,800	2,250-9,900	3,000-13,200
ARI 1060 Certified Core	Six L125-00	Eight L125-00	Nine L125-00	Twelve L125-00
Airflow Rating Points (for ARI)	4,500 and 3,375 CFM	6,000 and 4,500 CFM	6,750 and 5,062 CFM	9,000 and 6,750 CFM
Unit Weight	525 lbs	650 lbs	740 lbs	920 lbs
Shipping Weight	650 lbs	785 lbs	975 lbs	1,155 lbs

Filters: 30/30, 2" pleated, 20" x 20" nominal size
 PA6X - 12 Total PA8X - 18 Total
 PA9X - 16 Total PA12X - 24 Total

Insulation: One inch, high density, FSK faced, fiberglass



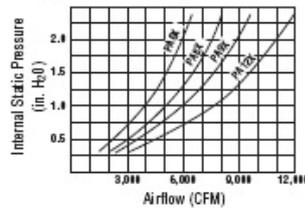
G3 Energy Performance*



* At ARI 1060 standard conditions
 (See certified data on page 43 for full G3 & G4 performance.)

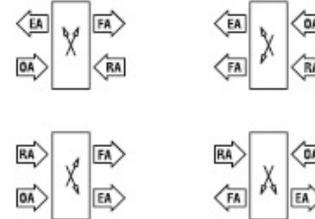
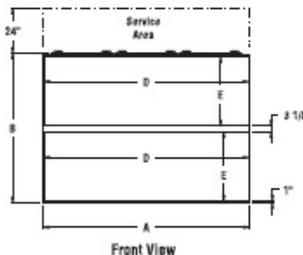
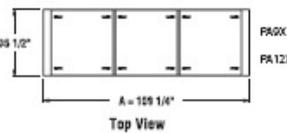
	PA6X	PA8X	PA9X	PA12X
A	75 1/4"	109 1/4"	75 1/4"	109 1/4"
B	60 1/2"	80 1/2"	80 1/4"	80 1/4"
D	74 3/4"	106 3/4"	74 3/4"	108 3/4"
E	28"	28"	37"	37"

Airflow Performance



Dimensions

- EA: Exhaust Air to outside
- OA: Outside Air Intake
- RA: Room Air to be exhausted
- FA: Fresh Air to Inside



Available Airflow Arrangements (side views)

Anexo D – Especificações técnicas e orçamento do ventilador industrial selecionado

OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA.

Av. Francisco S. Bitencourt, 1501 - Porto Alegre - RS / CEP: 91150-010

Tel: **+55 (51) 3349-6363** / FAX: +55 (51) 3349-6364



Cliente: SR. ALEXANDRE	Proposta: 007-0070-R00	
Atenção:	Data: 26/11/2007	Nº Folhas: 1 / 1

Item		01	02		
Quantidade		1,00	1,00		
Modelo		TSA 30/14	TDA 20/20		
Arranjo/Classe		3 / SR	3 / SR		
Posição Ventilador/Motor		S.A. / SIROCCO	D.A. / SIROCCO		
Temperatura de Operação	°C	20	20		
Pressão Barométrica	mmHg	698	698		
Densidade do Fluido	kg/m ³	1,107	1,107		
Vazão	m ³ /h	12000	12000		
Pressão Estática (SE)	mmca	20,00	20,00		
Pressão Total (SE)	mmca	23,40	24,70		
Pressão Total (ST)	mmca	25,40	26,90		
Pressão Estática (ST)	mmca	21,80	21,80		
Velocidade de Descarga	m/s	7,71	9,17		
Rendimento	%	67,37	67,68		
Rotação	rpm	340	497		
Potência Absorvida (ST)	cv	1,68	1,77		
Potência Absorvida (SE)	cv	1,54	1,62		
Velocidade Periférica	m/s	14,38	14,59		
Pressão Sonora (1m) Campo Livre	dBA	69	69		
Motor cv/polos/Hz - tipo		3,0/8/60-TFVE	3,0/6/60-TFVE		

SE - SERVIÇO (Dados de Projeto) ST - STANDARD (20°C, 760mmHg, 1,205kg/m³)

Ventilador	X	X		
Motor	X	X		
Polias	X	X		
Correias	X	X		
Base Regulavel	X	X		
Contra Flange Circular	X			
Contra Flange Descarga	X	X		
Placa Identificacao Inox	X	X		
Protetor de Polias	X	X		
54/R0 (Poliester a po)	X			
Desenho Original Eletronico A4	X	X		
Pintura Sistema 54/R0 (Poliester a po)		X		

PREÇOS UNITÁRIOS (R\$)	4.519,20	2.802,00		
------------------------	----------	----------	--	--

CONDIÇÃO DE PAGAMENTO: PR 30%C/PED70%21DD-SUL/SUD-ES - EMBALAGEM: INCLUSA 0,00%
 PRAZO DE ENTREGA: 45 DIAS DA CONFIRMAÇÃO DA ENCOMENDA E RECEBIMENTO DAS INFORMAÇÕES TÉCNICAS NECESSÁRIAS

FRETE: POR CONTA DO CLIENTE - VALIDADE DA PROPOSTA: 15 DIAS - IMPOSTOS: ALÍQUOTA ICMS 12,00% INCLUSO SOLICITE-NOS TERMO DE GARANTIA E QUALIDADE, CONDIÇÕES GERAIS DE VENDA E TERMO DE RESPONSABILIDADE TÉCNICA

OBSERVAÇÕES: 1 - INCLUSO PINTURA EPOXI (SISTEMA 54). 2 - VENTILADORES PADRÃO OTAM.

VALOR DA PROPOSTA = R\$ 7.321,20

ATENCIOSAMENTE

ORÇAMENTISTA: EPSA
 REPRESENTANTE: EPSA (11)3826.4166

OTAM Ventiladores Industriais Ltda