



Universidade Federal de Pernambuco

Centro de Tecnologia e Geociências
Departamento de Engenharia Mecânica

Curso de Graduação em Engenharia
Mecânica

**Dimensionamento de um termoacumulador para
aplicação de um sistema de climatização
ambiental utilizando Bancos de Gelo**

Israel Lira Gonçalves

Recife
2013

ISRAEL LIRA GONÇALVES

Dimensionamento de um termoacumulador para aplicação de um sistema de climatização ambiental utilizando Bancos de Gelo

Trabalho de conclusão de curso apresentado junto à Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez

Coordenador de curso: Prof. Dr. Flávio Figueiredo

Resultado: Aprovado

Média Final: 8,5 (oito e meio)

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez (UFPE)

Prof. Dr. Flávio Figueiredo (UFPE)

Dr. Eng. Rodolfo Jesús R. Silverio (TELSAN ENGENHARIA LTDA)

Catálogo na fonte

Bibliotecária: Rosineide Mesquita Gonçalves Luz / CRB4-1361 (BCTG)

G635d Gonçalves, Israel Lira.

Dimensionamento de um termoacumulador para aplicação de um sistema de climatização ambiental utilizando Bancos de Gelo / Israel Lira Gonçalves – Recife: O Autor, 2013.

54f. il., figs., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez.

TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Curso de Engenharia Mecânica, 2013.

Inclui Referências e Anexo.

1. Engenharia Mecânica. 2. Armazenamento Térmico. 3. Banco de Gelo. 4. Dimensionamento. 5. Calor Latente I. . Henríquez , Jorge Recarte (Orientador). II. Título.

RESUMO

Este trabalho apresenta o dimensionamento de termoacumulador para um sistema de climatização ambiental que visa diminuir o consumo da potência dos compressores durante os picos de demanda e os gastos energéticos em horários de ponta. Foi selecionada a tecnologia de bancos de gelo para o dimensionamento do termoacumulador, sendo necessário estudar o processo de armazenamento de energia térmica por calor latente. Para tanto foi empregado um modelo experimental que consiste de cápsulas esféricas preenchidas com material de mudança de fase em um leito fixo.

Palavras - chave: Armazenamento térmico, Bancos de gelo, Dimensionamento, Calor latente.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Cápsulas esféricas.....	19
Figura 3.2 - Modelo de bancada.....	20
Figura 3.3 - Bancada experimental	20
Figura 4.1 - Experimento 1 com Vazão 0,0245 L/s e Temperatura de -2,4°C....	24
Figura 4.2 - Experimento 1 com Vazão 0,0245 L/s e Temperatura de -2,4°C....	24
Figura 4.3 - Experimento 2 com Vazão 0,0245 L/s e Temperatura de -1,8°C....	25
Figura 4.4 - Experimento 3 com Vazão 0,0128 L/s e Temperatura de -1,8°C....	25
Figura 4.5 - Experimento 4 com Vazão 0,0128 L/s e Temperatura de -2,4°C....	26
Figura 4.6 - Experimentos 1 e 2 com vazão semelhante (0,0245L/s)	26
Figura 4.7 - Experimentos 1 e 2 com vazão semelhante (0,0245L/s)	27
Figura 4.8 - Experimentos 2 e 3 que possui temperatura semelhante (-1,8°C)..	27
Figura 4.9 - Experimentos 2 e 3 que possui temperatura semelhante (-1,8°C)..	28
Figura 4.10 - Experimentos 1 e 3 com vazão e temperatura diferentes	28
Figura 5.1 - Distribuição do horário de ponta e fora de ponta	29
Figura 5.2 - Distribuição atual da carga térmica do sistema de climatização	30
Figura 5.3 - Sistema proposto	31
Figura 5.4 - Distribuição da carga térmica do sistema proposto.....	32
Figura 6.2 - Camadas do Termoacumulador.....	35
Figura 6.3 – Esquema do tanque e das cápsulas esféricas	37
Figura 6.4 - Carga térmica com a variação da vazão.....	38
Figura 6.5 - Carga térmica com a mudança de material	38
Figura 6.6 - Cálculo do raio crítico	40
Figura 6.7 - Circuito elétrico a situação física.....	40

LISTA DE QUADROS

Quadro 3.1 – Projetos de termoacumulação na cidade do Rio de Janeiro	16
Quadro 3.1 - Propriedades do polietileno glicol 400, HO(C ₂ H 4 O) _n H.....	21
Quadro 4.1 - Temperaturas do líquido refrigerante	22
Quadro 4.2 - Vazões de trabalho	22
Quadro 6.1 - Cálculo do número de esferas para $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$	36
Quadro 6.2 - Parâmetros fixos	37
Quadro 6.3 - Material de mudança de fase para encapsulamento.....	37
Quadro 6.4 - Relação da energia, variação de temperatura e volume	40
Quadro 7.1 - Relação dos Investimentos	42
Quadro 7.2 - Gasto energético com e sem termoacumulador.....	43
Quadro 7.3- Gasto energético por mês	44
Quadro 7.4 - Tempo de retorno do investimento.....	44

NOMENCLATURA

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica

LHTES - Armazenador de energia térmica de calor latente

PCM – Material de mudança de fase

PROCEL – Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica

RTD – Detector de temperatura por resistência

TR – Toneladas de Refrigeração

TR-Hora – Toneladas de Refrigeração Hora

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, professor Jorge Recarte Henríquez Guerrero, agradeço pela sua orientação ao longo de todo o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço ao amigo, engenheiro e doutor Rodolfo Jesús Rodriguez Silverio por sua imensa colaboração.

Sou grato a todos os professores, alunos e funcionários desta Universidade que participaram direta ou indiretamente na realização deste trabalho.

Um agradecimento especial a minha companheira de longas datas, Camila Meneghini, pela dedicação, amor e compreensão diárias que sempre me mantiveram motivado a trabalhar na conclusão deste trabalho e do curso.

Finalmente, agradeço aos meus pais Armando Gonçalves da Silva e Rosineide Lira Gonçalves e ao meu ídolo e irmão Armando Gonçalves da Silva Junior que me proporcionaram a melhor formação possível, tanto em caráter quanto intelectual, sem deixar de lado a ética e amor que tanto contribuiu e contribui para me motivar em todos os desafios.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	9
1.1 Justificativa.....	10
1.2 Objetivos.....	11
1.2.1 Objetivo geral	11
1.2.2 Objetivos específicos.....	11
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	12
2.1 Termoacumulação.....	12
2.2 Bancos de gelo.....	13
2.3 Mudança de fase.....	14
2.4 Impactos do armazenamento de gelo sobre o consumo de energia	15
2.5 Termoacumulação no âmbito brasileiro.....	16
3. MATERIAIS E MÉTODOS	17
3.1 Bancada Experimental.....	18
4. AQUISIÇÃO E PROCEDIMENTO DE COLETA	22
4.1 Experimentos.....	22
4.2 Análise dos Experimentos	23
4.3 Comparação entre os experimentos.....	26
5. APRESENTAÇÃO DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO	29
5.1 Análise tarifária.....	29
5.2 Distribuição da demanda de energia.....	30
5.3 Sistema de refrigeração proposto e modo de operação.....	31
5.4 Fator de carga (FC).....	33

6. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA	34
6.1 Temperaturas	34
6.2 Esferas	35
6.2.1 Cálculo inicial do número de esferas.....	36
6.3 Volume do tanque sem perdas.....	36
6.3.1 Volume	37
6.3.2 Vazão	39
6.3.3 Bomba.....	39
6.4 Volume do tanque considerando as trocas térmicas	39
6.5 Válvulas	41
6.6 Chillers.....	41
7. ANÁLISE DOS INVESTIMENTOS DO DIMENSIONAMENTO	42
7.1 Custos de implementação	42
7.2 Análise dos gastos energéticos	43
7.3 Análise de retorno	44
8. CONCLUSÃO	46
REFERÊNCIAS.....	47
ANEXOS	50

1. INTRODUÇÃO

O armazenamento de energia térmica durante um determinado período de tempo é uma boa estratégia para o uso racional da energia, pois possibilita armazenar a energia que momentaneamente está disponível, mas para a qual não existe uma demanda imediata, tornando possível seu emprego posterior de uma maneira mais adequada.

Um campo de aplicação desta estratégia são os processos industriais, onde a energia térmica rejeitada de um estágio do processo pode ser aproveitada para outra etapa do mesmo processo, ou até mesmo em outros processos, isso possibilita redução de custos e uma maior eficiência do sistema global. Como exemplo disto pode-se citar o aproveitamento térmico de gases residuais de um processo de combustão para aquecimento de água que será armazenada temporariamente em tanques para posterior utilização.

Conceitualmente, existe uma grande variedade de soluções tecnológicas envolvendo tanto o conceito de calor latente quanto o conceito de calor sensível em sistemas de termoacumulação, sendo que as soluções baseados no conceito de calor latente apresentam como vantagem uma maior capacidade de armazenamento de energia por unidade de volume, quando comparados aos sistemas de armazenamento por calor sensível tornando-os mais atrativo quando a disponibilidade de espaço for um parâmetro crítico.

Neste mesmo sentido, a geometria ótima de encapsulamento ou a razão de área para volume é mais bem atendida pela geometria esférica das cápsulas. (BEDECARRATS et al. 1996, apud ISMAIL e HENRÍQUEZ, 2002).

Como exemplo dos sistemas por calor sensível tem-se o armazenamento de energia térmica em grandes reservatórios de água gelada utilizados em *shopping* e supermercados, onde a água é resfriada durante a madrugada e antes do horário de funcionamento do estabelecimento para aproveitar tarifas elétricas mais baratas. Em seguida é utilizada para condicionamento ambiental durante os horários de atendimento ao público. O mesmo efeito poderia ser alcançado se ao invés de apenas resfriar a água, esta for congelada a noite e descongelada durante o dia para ser utilizada no condicionamento ambiental. Os sistemas de armazenamento térmico que funcionam conforme este último processo são conhecidos como bancos de gelo (ISMAIL, 1998).

A Termoacumulação é, neste caso, o armazenamento de frio, visando tanto a transferência do consumo de energia elétrica do horário de ponta de carga (consumo geral) para horário fora de ponta quanto o nivelamento de consumo reduzindo assim os picos de demanda de energia elétrica.

A Termoacumulação é a armazenagem do frio visando tanto a transferência do consumo de energia do horário de ponta de carga (consumo geral) para horário fora de ponta quanto o nivelamento de consumo reduzindo assim os picos de energia.

No presente trabalho é dimensionado um sistema para resfriamento ambiental fazendo uso de armazenamento de energia térmica aplicando o conceito de bancos de gelo. Será considerada a escolha de uma unidade onde o sistema de condicionamento ambiental é demandado durante o período diurno e noturno.

Assim, será realizado o dimensionamento do banco de gelo levando em conta diferentes considerações relacionadas à operação do sistema, tais como: a) no horário de ponta, a demanda será atendida exclusivamente pelo banco de gelo ativado com energia térmica produzida no horário de não funcionamento do estabelecimento e b) atendimento da carga modulando com energia térmica do banco de gelo e do sistema convencional nos horários fora de ponta.

1.1 Justificativa

O armazenamento de energia térmica ou termoacumulação representa uma forma eficiente de aumentar a flexibilidade de operação em processos industriais onde a disponibilidade de energia térmica não coincide exatamente com o perfil de demanda no tempo. Estas características tornam estes dispositivos cada vez mais importantes em aplicações que envolvem o uso de energia solar, aquecimento e resfriamento ambiental, sistemas regenerativos, sistemas de cogeração e geração de energia elétrica distribuída. Em aplicações de refrigeração ambiental, a utilização de termoacumulação também se justifica pela redução de custos devido à diferenciação horária das tarifas elétricas, deslocando a produção de “frio” e armazenamento térmico para o período noturno com menores tarifas, e recuperação da energia armazenada e utilização para o conforto ambiental durante o período diurno quando ocorre a maior

demanda por conforto como é o caso de centros comerciais, *shopping*, supermercados, agências bancárias, etc.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Dimensionar um termoacumulador para o condicionamento ambiental utilizando estratégias de armazenamento de energia térmica através do uso de bancos de gelo.

1.2.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo proposto foi definido um conjunto de objetivos específicos que foram importantes para o desenvolvimento desta pesquisa.

- Levantar parâmetros necessários para o dimensionamento através de uma bancada experimental.
- Selecionar a unidade para a qual será realizado o dimensionamento do banco de gelo.
- Analisar as cargas térmicas do sistema de refrigeração selecionado.
- Selecionar a tecnologia do sistema de termoacumulação.
- Dimensionar o sistema de termoacumulação conforme as cargas da unidade e da estratégia de funcionamento do sistema de refrigeração.
- Avaliar técnica e economicamente o sistema com as novas modificações.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será realizada uma apresentação dos principais trabalhos encontrados a partir de uma pesquisa bibliográfica realizada considerando os temas principais envolvidos neste estudo. A revisão bibliográfica foi realizada consultando livros e o portal de periódicos da Capes.

2.1 Termoacumulação

O conhecimento e a utilização de sistemas de termoacumulação com água gelada são relativamente antigos no âmbito de condicionamento de ar onde sua grande importância e utilização apenas aconteceram com o aumento do preço da energia e da necessidade de sua racionalização. Desde a década de 30, instalações de termoacumulação de frio já são empregadas quando necessárias as cargas térmicas elevadas e de curta duração. Como exemplo, pode ser citado o banco de gelo para refrigeração que armazena a energia térmica na forma de calor latente, suprimindo, deste modo, o consumo de energia nas horas de pico levando a uma diminuição na potência instalada na planta aplicável em processos de refrigeração ou condicionamento de ar (ANDREPONT, 2004).

O conceito de termoacumulação redistribui consideravelmente as curvas de potência do usuário que possuem um perfil de carga com pontas acentuadas de demanda e é beneficiado quanto maior for o tempo para produzir frio em relação ao tempo de sua aplicação. Nestas circunstâncias a redução do custo do sistema de refrigeração será maior do que o custo do sistema de acumulação.

A termoacumulação tem como propósito básico, a transferência no tempo de cargas térmicas que não estão sendo utilizadas em determinados momentos, e que podem ser manuseadas com relativa facilidade nos horários ociosos do sistema, observando isso pode se dizer que a termoacumulação não economiza energia térmica, sendo apenas uma ferramenta de gerenciamento energético no qual desloca as cargas térmicas do sistema em horários que a energia é mais cara e também em horários que a demanda é elevada.

Há dois tipos básicos de sistemas de acumulação que fornecem água gelada para resfriamento, com acumulação de gelo ou com acumulação de água gelada onde as duas maneiras apresentam vantagens e desvantagens, de forma que é necessária uma avaliação técnica para a implantação de cada caso.

Normalmente, os custos para a aquisição de máquinas de refrigeração capazes de produzir gelo são maiores que os custos para a aquisição de uma máquina que produz água gelada, porém, por possuir uma capacidade menor de armazenar energia na forma sensível (considerando uma diferença de 7°C), os tanques de armazenamento de água gelada são muito maiores. (ANDREPONT, 2004).

2.2 Bancos de gelo

O armazenamento de energia na forma de calor latente está se tornando mais comum quando se fala no armazenamento de frio para sistemas de refrigeração ambiental onde o espaço para o sistema é reduzido.

Segundo BECKMAN e GILLI (1982), os bancos de gelo são armazenadores de energia térmica por calor latente (LHTES) e utilizados principalmente em processos de ar condicionado para climatização ambiental.

GRUMMAN e BUTKUS (1988) descrevem os princípios básicos de funcionamento dos bancos de gelo da seguinte maneira: "A energia armazenada no gelo é produzida pelo sistema de refrigeração e sua recuperação e utilização desta energia contida no gelo é feita pelo sistema de transporte de energia onde um fluido com temperatura de solidificação menor do que a água circula através de tubos no meio do banco de gelo, absorve o calor e o transfere ao ar por meio de trocadores de calor".

Na confecção de um banco de gelo todo o sistema deve ser controlado cuidadosamente, pois possuem diversas variáveis, como temperatura do banho, velocidades do fluido refrigerante, determinação do material de mudança de fase (PCM) e outros.

Além da descrição do funcionamento do banco de gelo GRUMMAN e BUTKUS (1988) fizeram um estudo técnico com o objetivo de justificar o uso deste equipamento, apresentando vantagens e desvantagens das diversas

opções e mostram uma relação de custo benefício que ajuda na escolha dos bancos de gelo.

CHEN e YUE (1991) investigaram teórica e experimentalmente o desempenho térmico de um sistema de armazenamento de frio. O sistema de termoacumulação por eles proposto utiliza energia elétrica nos períodos de baixa demanda da rede elétrica (energia com menor preço) para ser posteriormente utilizada nos períodos onde a demanda é maior (energia maior preço).

O projeto e dimensionamento dos componentes de um sistema de armazenamento térmico ou banco de gelo, depende de algumas características da planta como energia total de resfriamento diária, a estratégia utilizada (carga total ou carga parcial) e alguns outros.

2.3 Mudança de fase

BARBA e SPIGA (2003) analisaram o processo de descarregamento do material de mudança de fase (PCM) e estudaram analiticamente os seus efeitos para condições de contorno com temperatura da superfície constante em três configurações geométricas, considerando que o PCM é encapsulado em um cilindro, em uma placa e em uma esfera de polietileno. Eles também estudaram o efeito da influência da geometria e o número de Jacob no fim da solidificação.

MOORE e BAYAZITOGU (1982) estudaram a solidificação de parafina dentro de uma esfera como no presente trabalho, utilizando um modelo matemático validado experimentalmente.

ISMAIL e HENRÍQUEZ (2002) propuseram um modelo para simular um sistema de armazenamento térmico, compostos por cápsulas esféricas cheias de material de mudança de fase contidas em um tanque cilíndrico com fluido de trabalho refrigerante. Entretanto, o processo de solidificação dentro da cápsula esférica é tratado usando o modelo de mudança de fase unidimensional com condição de contorno na superfície externa. A solução da equação diferencial é resolvida por aproximação em diferenças finitas com a técnica da grade móvel.

2.4 Impactos do armazenamento de gelo sobre o consumo de energia

Sistemas de armazenamento de gelo podem alterar de forma permanente o consumo de energia em sua utilização nos períodos de *peak hours* para períodos *off-peak*, assim, cortando a demanda de eletricidade de pico. Isto é feito através do congelamento da água durante o carregamento térmico do termoacumulador operando em períodos fora de pico e posteriormente descongelando o gelo durante o descarregamento térmico do termoacumulador para atender a demanda térmica do estabelecimento, o que ocorre no período de pico de demanda elétrica.

Tais técnicas levantam a possibilidade de reduzir ou mesmo eliminar a operação da máquina durante os períodos de pico segundo DINCER e ROSEN (2011) os quais realizam uma extensa revisão de vários tipos de técnicas de armazenamento de energia térmica.

De acordo com LAYBOURN e BACLAWSKI (1985) muitos estudos realizados no campo do monitoramento de sistemas de armazenamento de gelo descrevem a capacidade de mudar o pico de energia causada pelo sistema de refrigeração, mantendo todos os requisitos de refrigeração. AKBARI e SEZGEN (1992) analisaram o desempenho energético de um sistema parcial de armazenamento de gelo operado em um escritório com quatro andares e os resultados mostram a economia de energia durante *peak hours*, em comparação com três tipos de sistemas de refrigeração convencionais.

HASNAIN e ALABBADI (2000) investigaram as perspectivas do uso de armazenamento de frio para edifícios de escritórios em locais com clima quente. A maioria dos estudos é baseada na busca da estratégia de controle ótimo para maximizar a economia de energia líquida e reduzir custo sem prejudicar o conforto.

2.5 Termoacumulação no âmbito brasileiro

Diferente dos Estados Unidos, no Brasil não existe uma política de incentivo ao uso da termoacumulação por água gelada ou mesmo por bancos de gelo (SATHLER DE QUEIROZ, 2011). Por este motivo essas técnicas não foram exploradas de forma significativa no país.

As concessionárias de energia elétrica quase não participam do debate do assunto. Como evidência dessa afirmação, basta observar que o Procel, no contexto do seu Programa Nacional de Eficiência Energética em Edificações, ainda não promoveu o uso da termoacumulação como oportunidade de estimular o uso dessa técnica no Brasil.

No Rio de Janeiro, algumas implementações bem sucedida encontram-se no Quadro 2.1 onde resume os principais projetos de termoacumulação implantados de conhecimento público. De um modo geral, as implantações de projetos de termoacumulação ocorrem de formas segmentadas, tendo como principais usuários: *shopping centers*, condomínios comerciais, centrais administrativas, hospitais, centros de convenção, etc.

Quadro 2.1 - Projetos de termoacumulação na cidade do Rio de Janeiro

Empreendimento	Setor	Local	Sistema
Norte Shopping	Shopping center	Pilares	Aéreo
Madureira Shopping	Shopping center	Madureira	Aéreo
Bolsa de Valores do Rio de Janeiro	Edifício comercial	Centro	Subterrâneo
Centro Empresarial Cidade Nova	Edifício comercial	Centro	Subterrâneo
Shopping Nova América	Shopping center	Pilares	Aéreo
Shopping Mourisco	Edifício comercial	Botafogo	Subterrâneo
Shopping H.Stern	Edifício comercial	Centro	Subterrâneo
Citibank	Edifício comercial	Centro	Subterrâneo
Condomínio Mario Henrique Simonsen	Edifício comercial	B. Tijuca	Aéreo

Fonte: SATHLER DE QUEIROZ (2011)

3. MATERIAIS E MÉTODOS

No presente capítulo serão apresentados os materiais e métodos de desenvolvimento do trabalho onde se trata de um edifício comercial localizado na região metropolitana do Recife, Pernambuco no qual foi proposta uma solução que atendesse com eficiência e menor custo sua demanda e os diferentes perfis de carga durante o dia.

A unidade escolhida para a implementação do termoacumulador foi determinada em uma pesquisa de campo, onde vários estabelecimentos analisados não possuíam os registros das cargas térmicas utilizadas, ou mesmo os equipamentos responsáveis pela climatização ambiental. Diante dessas dificuldades apenas dois contatos forneceram a maioria dos dados necessários para o dimensionamento. No primeiro contato, um supermercado de pequeno porte, a climatização é realizada através de diversos aparelhos de ar condicionados convencionais enquanto que no segundo contato, edifício comercial, que foi utilizado no trabalho em questão, utiliza dois *chillers* de resfriamento que é uma opção muito mais atrativa, pois o equipamento também pode ser utilizado para o carregamento do termoacumulador.

Um dos principais requisitos do projeto em questão é atender as condições das cargas térmicas do edifício comercial diminuindo o custo com energia elétrica. Diversas alternativas foram pensadas para o sistema, desde a utilização do termoacumulador unicamente nos horários de pico até a utilização dele para reduzir os picos de demanda do sistema.

Para o dimensionamento do sistema, diversos outros equipamentos seriam necessários. Suas escolhas foram decorrentes a utilização de catálogos de bombas, válvulas, isolantes, *chillers*, entre outros. A determinação final do equipamento foi a de utilizar o melhor aparelhamento compatível com o sistema e que tem o menor preço de mercado.

O dimensionamento da bancada experimental foi parte de um projeto de iniciação científica no qual foi feita algumas análises experimentais numa bancada de teste (LIRA GONÇALVES e HENRIQUEZ, 2012) e que foi utilizado no presente trabalho de conclusão de curso onde tais experimentos estão detalhados no capítulo 4.

3.1 Bancada Experimental

No projeto foi utilizada a técnica de armazenamento por calor latente e foi escolhido construir uma unidade de armazenamento térmico tipo leito fixo. Neste tipo de sistemas o material de mudança de fase, que é o meio de armazenamento da energia térmica, se encontra no interior de cápsulas que são distribuídas aleatoriamente no interior de um recipiente percorrido por um fluido que atravessa o leito com a finalidade de carregar ou descarregar termicamente o armazenador. A geometria escolhida para as cápsula foi a esférica, pois este tipo de geometria representa a melhor relação área de transferência de calor e energia por unidade de volume armazenada.

Algumas técnicas de encapsulamento do material de mudança de fase foram estudadas neste período. O encapsulamento deve ser hermético uma vez que o material de armazenamento muda de fase durante o processo passando de sólido para líquido e vice-versa dependendo se o sistema está sendo carregado ou descarregado energeticamente. Outra função do encapsulamento é de promover superfície necessária para a troca de calor.

As propriedades físicas dos encapsulantes foram estudadas e observadas a sua resistência térmica, pois o mesmo deve manter uma forma aceitável e íntegra durante toda sua operação e também no transporte e manuseio. Foi escolhido o uso de esferas de plástico polietileno para encapsular o material de mudança de fase as quais podem ser observadas na Figura 3.1

Foi construída uma bancada com o dispositivo experimental para obtenção dos dados experimentais de resfriamento de materiais de mudança de fase no interior de cápsulas esféricas sob um regime e condições controladas. Onde se observou a temperatura do banho, o tempo de solidificação, a temperatura de mudança de fase e as temperaturas no centro da cápsula e na parede interna e externa da mesma.

A bancada conta: com um reservatório com ampla capacidade; uma unidade condensadora na qual se resfria a água deixando a mesma numa temperatura constante; termopares tipo T para medição das temperaturas; *Data Logger* para aquisição das medições dos termopares; um computador responsável pela execução do programa *Data Logger* que permite visualizar a variação das temperaturas em tempo real; uma bomba para circulação do fluido

refrigerante; e a seção de teste formada pelo armazenador térmico que é um reservatório cilíndrico de acrílico com um conjunto de cápsulas esféricas preenchidas com o material de mudança de fase (Polietileno glicol 400).

Figura 3.1 - Cápsulas esféricas



Fonte: Israel Gonçalves (2012)

A solidificação do material no interior das esferas é provocada pela água gelada que atravessa o leito de esferas no interior do cilindro. A Figura 3.2 mostra o esquema da bancada experimental indicando a localização dos termopares na unidade de teste enquanto que a Figura 3.3 mostra a bancada real.

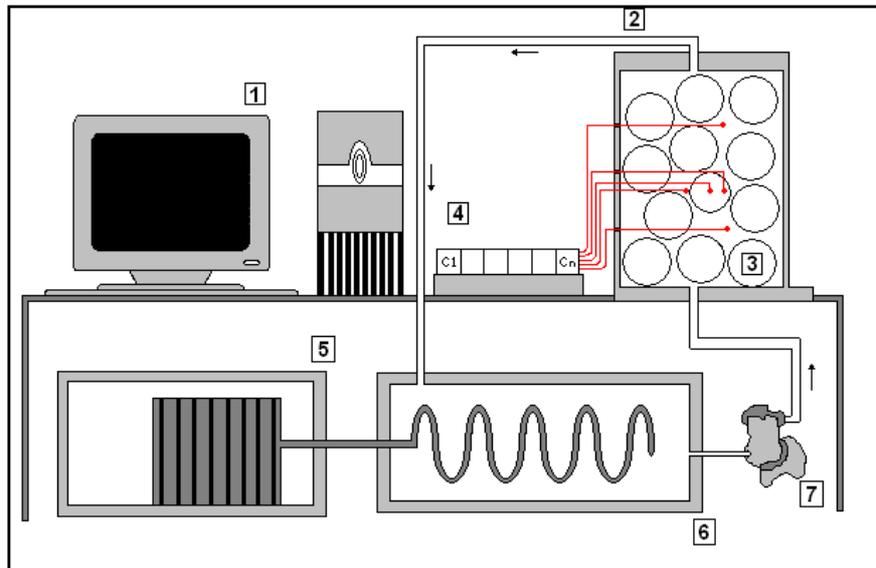
Nesta bancada o tanque de baixas temperaturas tem como função armazenar o fluido de transferência até atingir e manter a temperatura desejada para iniciar o teste.

O fluido de transferência utilizado é a água que é posta para circular entre o tanque de resfriamento e a unidade de teste por uma bomba, com finalidade de solidificar o material de mudança de fase no interior das cápsulas esféricas por convecção.

O banho de temperatura controlada tem como função manter a temperatura do fluido que resfria as cápsulas esféricas. Para tal controle utilizou-

se um termostato com precisão de $1 \pm ^\circ\text{C}$, que sinaliz a a temperatura do fluido no reservatório.

Figura 3.2 - Modelo de bancada: 1. Computador, 2.Termopares, 3. Esferas com polietileno glicol, 4. Sistema de aquisição de dados, 5. Condensador, 6. Reservatório, 7. Bomba



Fonte: Israel Gonçalves (2012)

Figura 3.3 - Bancada experimental



Fonte: Israel Gonçalves (2012)

Na escolha do material a ser utilizado como material de mudança de fase utilizou-se a tese de ZALBA *et al.* (2003) no qual possui diversas características de vários materiais de mudança de fase onde teve-se o cuidado de não escolher um material com características indesejadas, pois não poderiam: ser corrosivos, quimicamente instável, tóxico e deveria suportar diversos ciclos de operação sem degradação apreciável, ponto de fusão acima do da água.

Ao observar tais aspectos escolhemos um material orgânico, Polietileno Glicol 400 cujas propriedades estão especificadas no Quadro 3.1.

Quadro 3.1 - Propriedades do polietileno glicol 400, HO(C₂H₄O)_nH

Dados Físico-químicos	
Ponto de fusão	4 – 8 °C
Densidade	1.13 g/cm ³ (20°C)
Valor de pH	5 – 7 (100g/l, H ₂ O, 20°C)
Pressão de Vapor	<-0.1hPa (20°C)
Viscosidade cinemática	97 – 110 mm ² /s (20°C)
Cp kJ/kg °C	0,55 – 0,7
Calor latente de fusão	150696 J/kg

4. AQUISIÇÃO E PROCEDIMENTO DE COLETA

O processamento de aquisição de dados foi composto por nove termopares tipo T conectados a um *Data Logger* onde quatro ficaram coletando as temperaturas do leite no sistema de refrigeração, três termopares foram colocados em uma esfera (um no centro, um na parede externa e um na parede interna), um captando a temperatura do ambiente e um coletando a temperatura do reservatório.

As temperaturas foram computadas e processadas no computador pelo programa DELLOGER a intervalos constantes de 10 segundos, e armazenadas em forma de tabelas no Microsoft Excel para em seguida serem tratados e analisados.

4.1 Experimentos

Neste estudo foram realizados seis experimentos com algumas modificações de parâmetros:

1. Temperatura do banho.

Quadro 4.1 - Temperaturas do líquido refrigerante

Temperatura
$T_1 = -2,4 \text{ }^\circ\text{C}$
$T_2 = -1,8 \text{ }^\circ\text{C}$

2. Vazão do fluido refrigerante.

Quadro 4.2 - Vazões de trabalho

Vazão
$Q_1 = 0,01 \text{ L/s}$
$Q_2 = 0,02 \text{ L/s}$
$Q_3 = 0,03 \text{ L/s}$

A temperatura do banho foi medida com um termopar e controlada também por um termostato, já a medição da vazão foi realizada com um recipiente de 1,8L e um cronômetro.

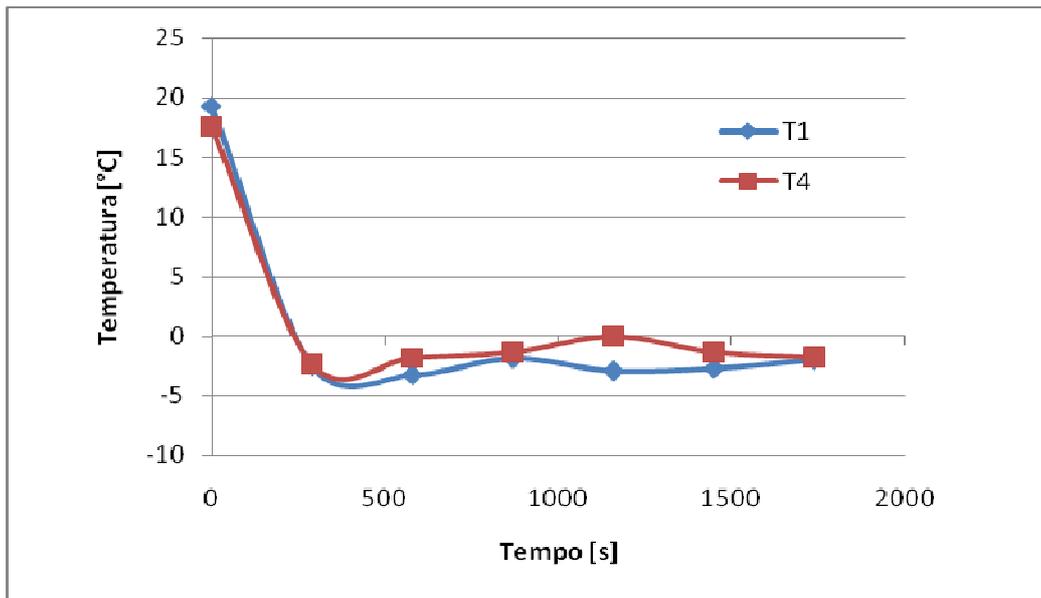
Todos os experimentos foram realizados seguindo as respectivas etapas:

1. Ligar a chave geral para o fornecimento de energia para todo o sistema.
2. Ligar o computador, carregar o programa para recebimento dos dados da temperatura feito pelas leituras dos termopares posicionados no sistema.
3. Ajustar o termostato para iniciar o resfriamento do líquido refrigerante.
4. Regular a vazão desejada na válvula reguladora de fluxo mesmo sem passagem do fluido.
5. Ligar a bomba em curto com o tanque para homogeneizar a temperatura do fluido.
6. Após a temperatura se estabilizar liberar a água mineral para que circule pela tubulação, até chegar ao cilindro que contém as esferas e ligar o cronômetro.
7. Iniciar a aquisição de dados.
8. O experimento termina quando a temperatura no centro das cápsulas esféricas atinja um valor constante ou temperatura de mudança de fase medido por um termopar tipo T no centro da mesma.

4.2 Análise dos Experimentos

A Figura 4.1 mostra o esperado do sistema, pois o fluido refrigerante chega ao tanque com uma temperatura (T_1) e ao longo do mesmo vai ganhando calor, aumentando sua temperatura (T_4).

Figura 4.1 - Experimento 1 com Vazão 0,0245 L/s e Temperatura de -2,4°C



As Figuras 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5 mostram a diferença da temperatura no centro da cápsula esférica contra a temperatura externa de cada experimento. Observa-se que as curvas da temperatura no centro da esfera apresenta-se superior a temperatura externa durante a mudança de fase e ao iniciar a solidificação se torna inferior ou igual.

Figura 4.2 - Experimento 1 com Vazão 0,0245 L/s e Temperatura de -2,4°C

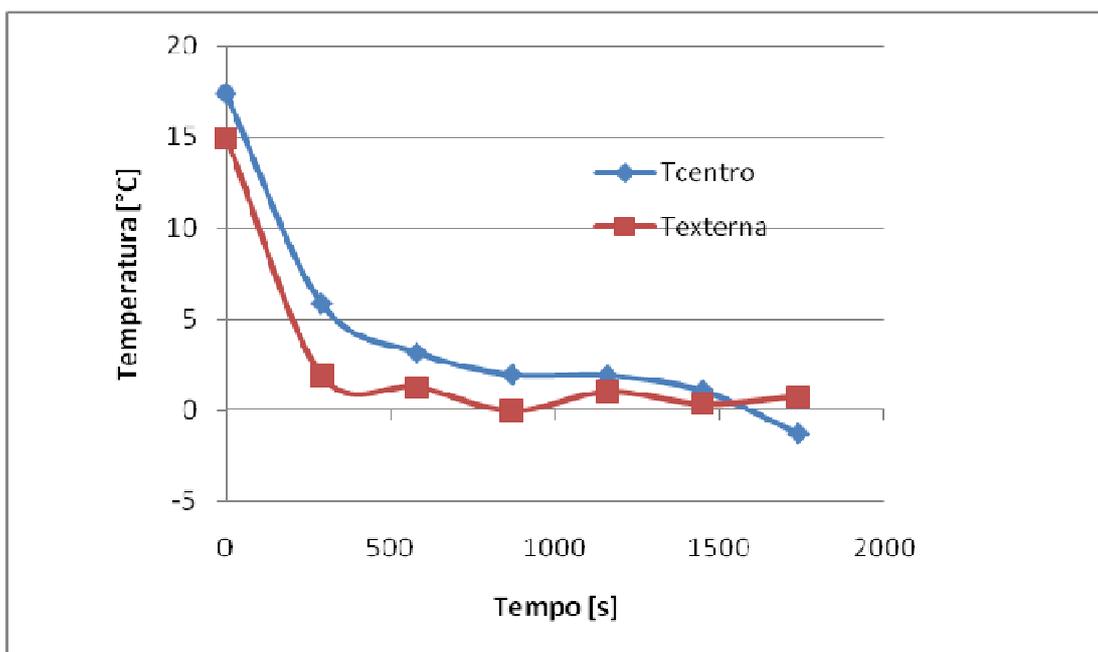


Figura 4.3 - Experimento 2 com Vazão 0,0245 L/s e Temperatura de -1,8°C

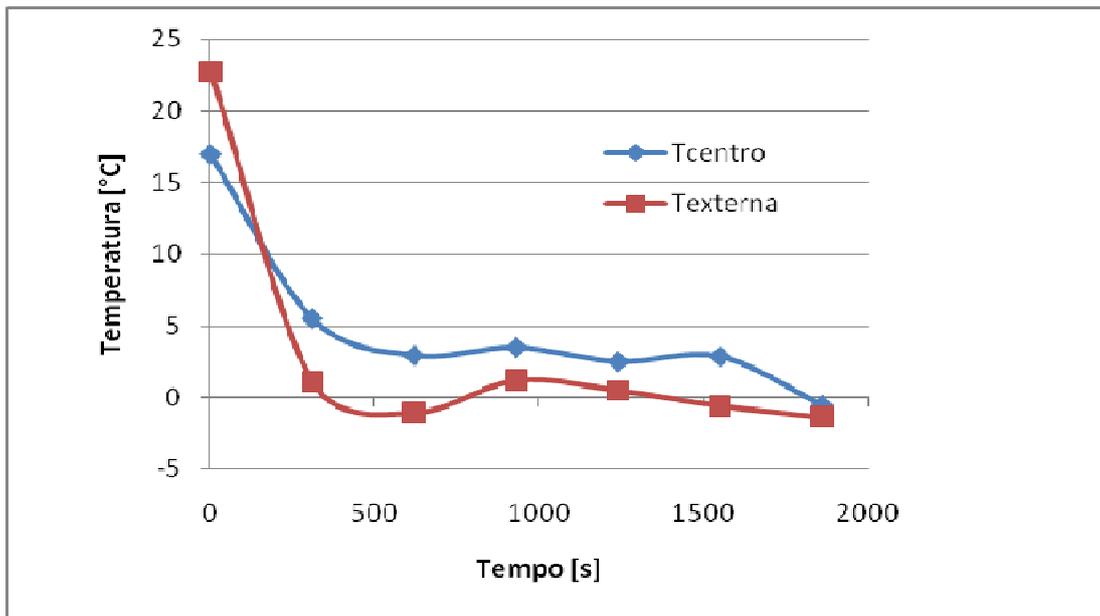


Figura 4.4 - Experimento 3 com Vazão 0,0128 L/s e Temperatura de -1,8°C

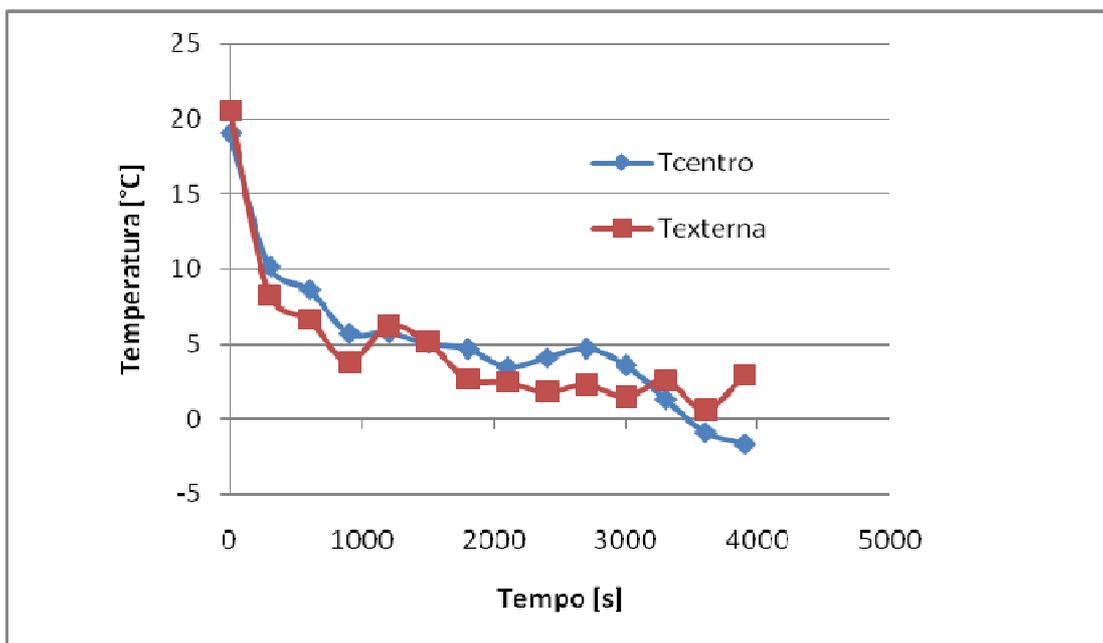
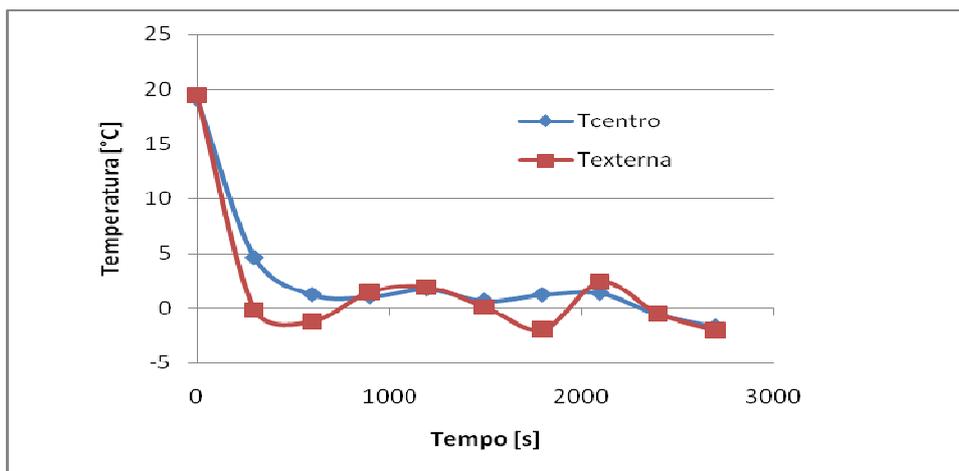


Figura 4.5 - Experimento 4 com Vazão 0,0128 L/s e Temperatura de -2,4°C



4.3 Comparação entre os experimentos

As Figuras 4.6 e 4.7 mostram a comparação de resultados entre o experimento 1 e o experimento 2 realizados com a mesma vazão e diferentes temperaturas do fluido de trabalho.

Os experimentos 2 e 3 (Figura 4.8 e 4.9) mostram a comparação para temperatura na saída do tanque no qual possuem a mesma vazão. Observa-se que as curvas de temperatura do ultimo termopar ($T4_{(experimento1)}$) e a curva referente ao centro da esfera ($Tcentro_{(experimento1)}$) apresenta-se inferior as temperaturas do outro experimento ($T4_{(experimento2)}$ e $Tcentro_{(experimento2)}$).

Figura 4.6 - Experimentos 1 e 2 com vazão semelhante (0,0245L/s)

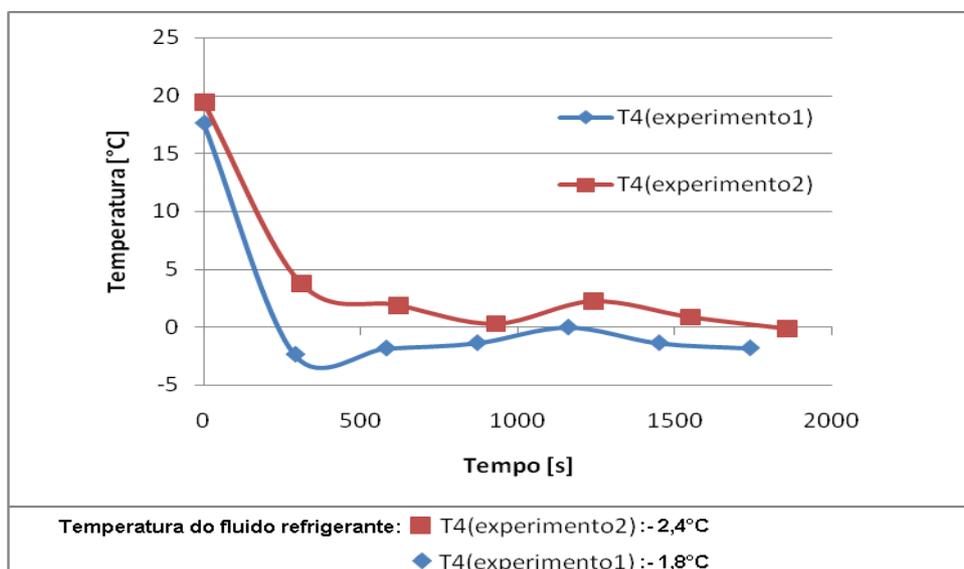
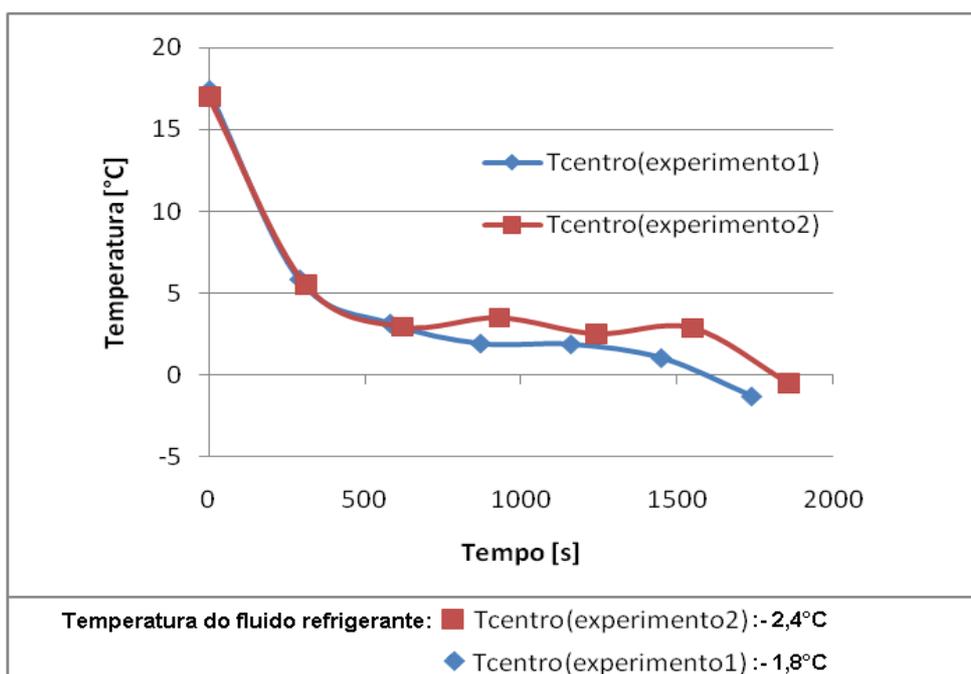


Figura 4.7 - Experimentos 1 e 2 com vazão semelhante (0,0245L/s)



Na comparação do experimento 2 com o experimento 3, os quais possuem a mesma temperatura de banho, os gráficos mostram a diferença causada pela mudança de vazão. Observa-se que as curvas de temperatura do ultimo termopar ($T_{4(\text{experimento2})}$) e a curva referente ao centro da esfera no experimento 2 ($T_{\text{centro}(\text{experimento2})}$) apresenta-se inferior as temperaturas do experimento 3 ($T_{4(\text{experimento3})}$ e $T_{\text{centro}(\text{experimento3})}$).

Figura 4.8 - Experimentos 2 e 3 que possui temperatura semelhante (-1,8°C)

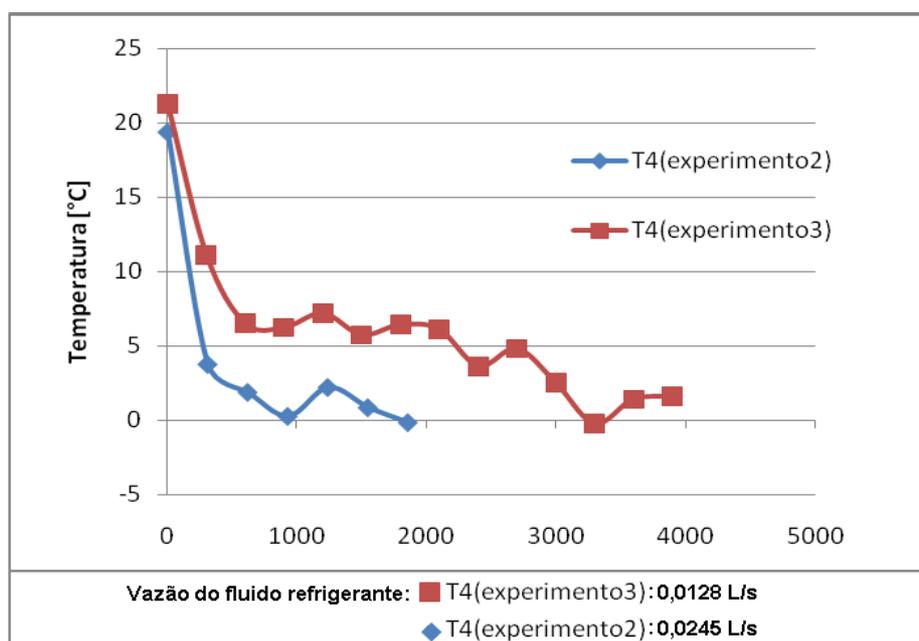
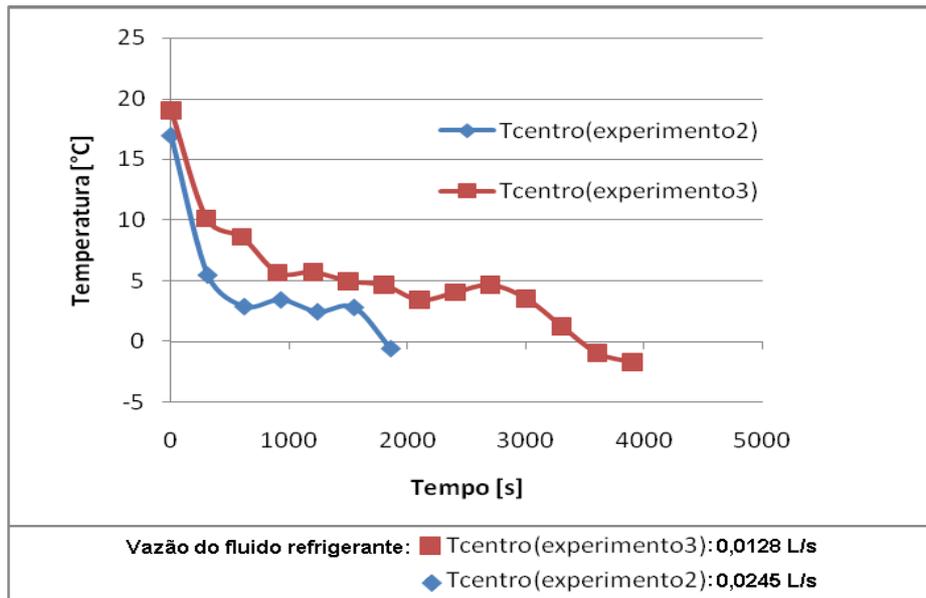


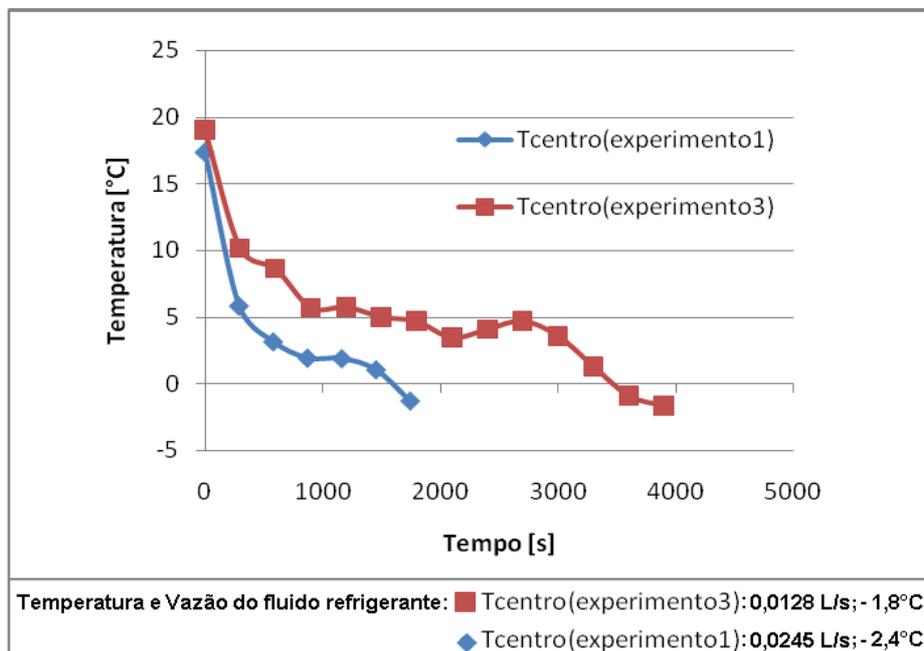
Figura 4.9 - Experimentos 2 e 3 que possui temperatura semelhante (-1,8°C)



Ao comparar o experimento 1 e o experimento 3 (Figura 4.10) onde ocorrem as variações de temperatura do líquido refrigerante e vazão.

O experimento 1 possui maior vazão e menor temperatura favorecendo um congelamento mais rápido. O experimento 3 possui uma vazão menor e uma temperatura maior fazendo com que a mudança de fase seja atingida em um período de tempo mais elevado comparado com o experimento um, gerando o seguinte gráfico:

Figura 4.10 - Experimentos 1 e 3 com vazão e temperatura diferentes



5. APRESENTAÇÃO DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO

O atual sistema de climatização conta com dois *chillers* de resfriamento que juntos resultam numa potencia de refrigeração de aproximadamente 500 TR onde são responsáveis por refrigerar um edifício comercial localizado na região metropolitana do Recife.

Tal estabelecimento conta com diversas lojas independentes dispostas em quatro andares no qual circulam um grande número de pessoas por dia e opera das 8h da manhã às 22h.

5.1 Análise tarifária

Os comércios analisados na região de recife possuem contratos com a concessionária de energia elétrica com valores diferenciados em função do horário, ou seja, no momento em que a população está demandando maior quantidade de energia. O valor diferenciado e aplicado durante três horas do dia, das 17h30min as 22h30min, com exceção de sábados, domingos e feriados nacionais e é o período do dia de maior utilização de energia elétrica e é conhecido como horário de ponta, como mostra a figura 5.1.

Figura 5.1 - Distribuição do horário de ponta e fora de ponta

Horário	Fora de Ponta																Ponta	Fora de Ponta						
Hora do dia	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23

No horário de ponta devido a grande demanda existe um acréscimo de aproximadamente 68,9% no valor do consumo de energia. Atualmente, o contrato prevê que o preço do kW.h seja de R\$ 0,17486 no horário fora de ponta e de R\$ 0,29541 no horário de ponta.

O objetivo é estimular o uso de energia nos períodos mais favoráveis, a fim de aperfeiçoar a geração e o consumo. Onde tais valores são fixados pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), que é o órgão regulador das relações entre as concessionárias e consumidores, estabelecendo os diversos tipos de contratos, normas e instruções e com isso foi criado, o incentivo para

que os consumidores industriais deslocassem sua carga para o horário fora de ponta.

5.2 Distribuição da demanda de energia

Durante o dia a demanda térmica possui uma variação ligada diretamente à alteração da temperatura ambiente.

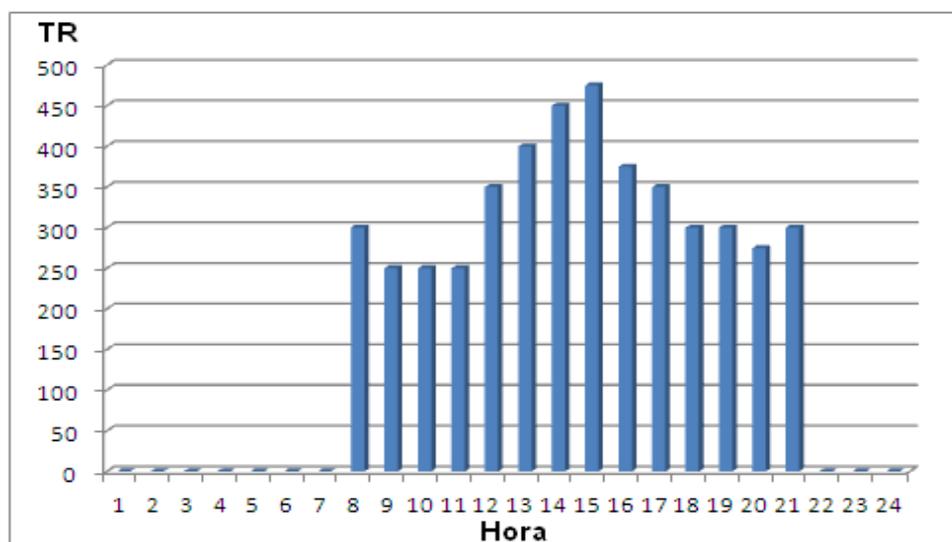
Na área climatizada a troca térmica pelas paredes e pelas entradas do ambiente são inevitáveis e aumentam consideravelmente nos dias em que a temperatura ambiente está mais alta e quando o volume de pessoas no ambiente é grande.

Atualmente, o estabelecimento opera com um sistema de refrigeração composto por dois *chillers*, que são responsáveis por refrigerar um sistema de condicionamento de ar de um edifício comercial.

Estes equipamentos juntos resultam numa potência de refrigeração de aproximadamente 500 TR, onde toda a energia utilizada é proveniente da rede elétrica em todos os horários de funcionamento (*Peak hours* e *Off-peak*).

A carga do condicionamento do ar atinge o seu pico durante o período da tarde (entre as 14h e 16h), quando a temperatura ambiente é mais alta. A Figura 5.2 representa o perfil típico da carga térmica do sistema de climatização de ar atual.

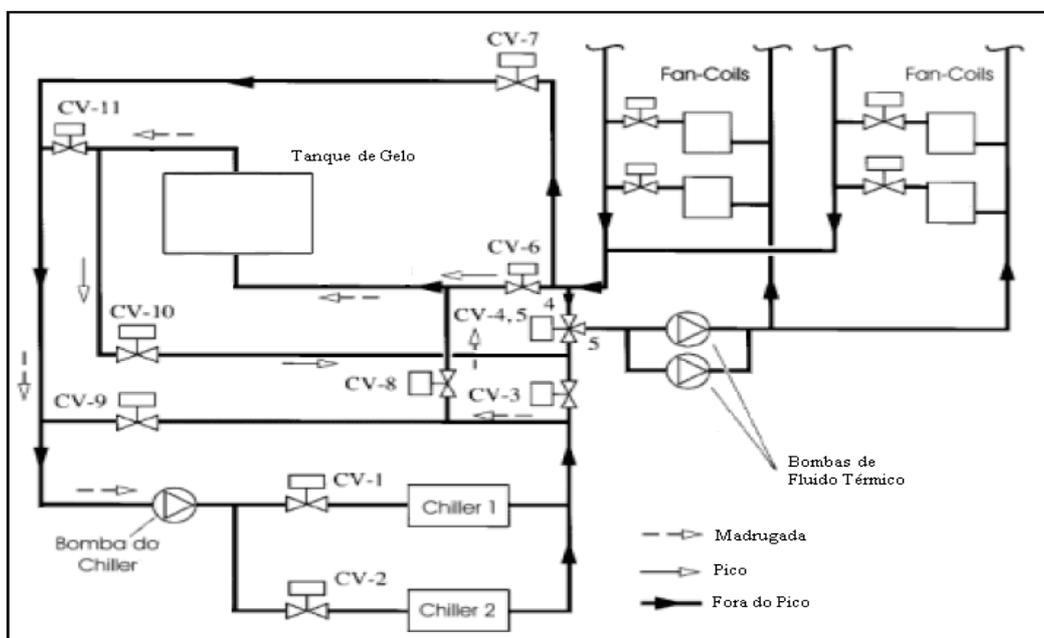
Figura 5.2 - Distribuição atual da carga térmica do sistema de climatização



5.3 Sistema de refrigeração proposto e modo de operação

O modelo estudado para aprimoração do sistema de refrigeração propõe a implantação de um reservatório de gelo localizado em cima do estabelecimento. O reservatório seria preenchido com cápsulas esféricas como estudado na bancada experimental onde as variações das vazões da água seriam controladas pelas bombas e a temperatura pelos *chillers* de resfriamento, dependendo da demanda por frio, onde o sistema inicialmente proposto ficaria como mostra a Figura 5.3.

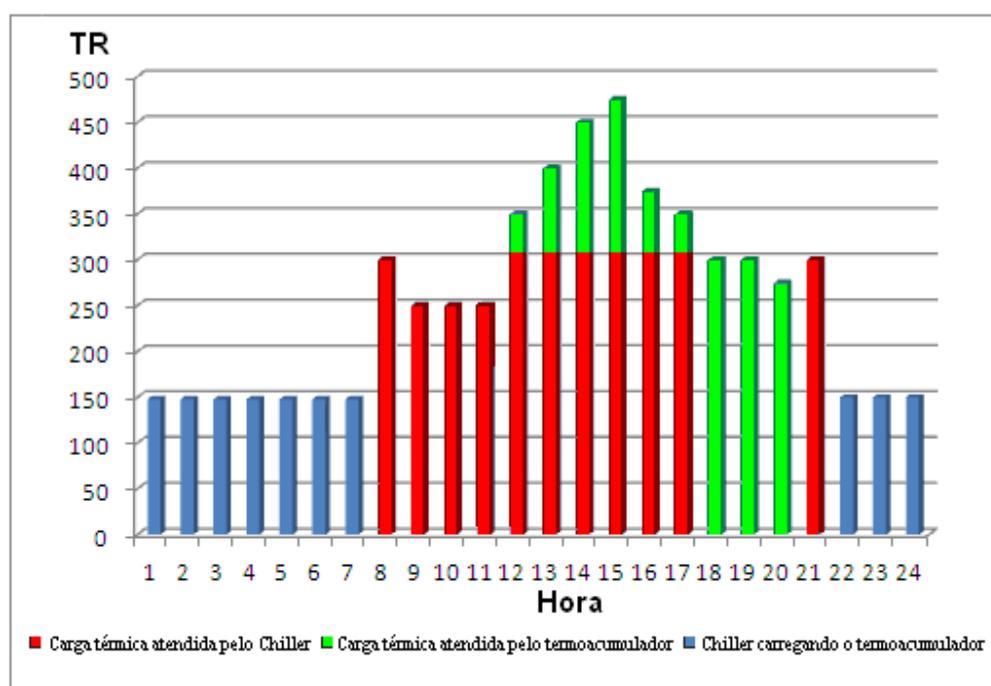
Figura 5.3 - Sistema proposto



Fonte: Marcelo José Pirani 2005 (Modificada)

Com o novo sistema de refrigeração proposto a carga de condicionamento mudaria substancialmente, onde a energia térmica armazenada atuaria tanto nos horários de pico quanto nos horários de maior potência requerida. A Figura 5.4 representa o perfil típico da carga térmica do sistema de climatização proposto, no qual possui uma carga fixa de 148 TR dos *chillers* durante o carregamento do termoacumulador.

Figura 5.4 - Distribuição da carga térmica do sistema proposto



Durante o funcionamento do sistema no horário de ponta, das 17h30min às 20h30min, o sistema de refrigeração convencional é desligado, utilizando apenas a energia de refrigeração dos termoacumuladores, armazenada no horário fora de ponta para refrigerar o ambiente. O tanque de armazenamento deve possuir capacidade necessária para suprir toda demanda térmica do estabelecimento comercial durante este intervalo.

O funcionamento do horário fora de ponta acontece entre as 20h30min e 17h30min do dia seguinte, em que o preço da energia é menor. A refrigeração a ser utilizada será de acordo com o funcionamento do estabelecimento onde no horário de não funcionamento (das 22h às 8h) o sistema de termoacumulação é carregado pela água gelada proveniente dos *chillers* que ingressa no reservatório por meio de uma tubulação na parte inferior do leito cilíndrico, como feito na bancada experimental, com uma vazão pré-determinada de acordo com a velocidade desejada de congelamento das esferas. Ao mesmo tempo a água de retorno do leito, mais quente que a de envio, regressa ao reservatório por uma tubulação localizada na parte superior.

Durante o horário de funcionamento em que as tarifas são menores a refrigeração a ser utilizada seria a de forma convencional, ou seja, com os

chillers de resfriamento e também com a energia de refrigeração dos termoacumuladores. Como mostra a Figura 5.4.

5.4 Fator de carga (FC)

Segundo a ANEEL, o fator de carga é definido como sendo a razão entre a demanda média e a demanda máxima da unidade consumidora no mesmo intervalo de tempo especificado. Também pode-se afirmar que o fator de carga é a razão entre a energia ativa consumida e a energia máxima que poderia ser utilizada em um dado intervalo de tempo, ou seja:

$$\text{Fator de carga (\%)} = \frac{\text{TR HORA (carga real)} \times 100}{\text{TR- HORA-CARGA (Potencial total)}}$$

$$\text{Fator de carga (\%)} = \frac{4625 \times 100}{7000} = 66,071 \%$$

Neste caso os *chillers* tem um fator de carga de 66,071% capaz de prover 7000 TR-HORA, quando somente são solicitadas pelo estabelecimento 4625 TR-HORA como visto na Figura 5.2. Se o fator de carga é baixo o desempenho econômico do sistema também é baixo.

6. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA

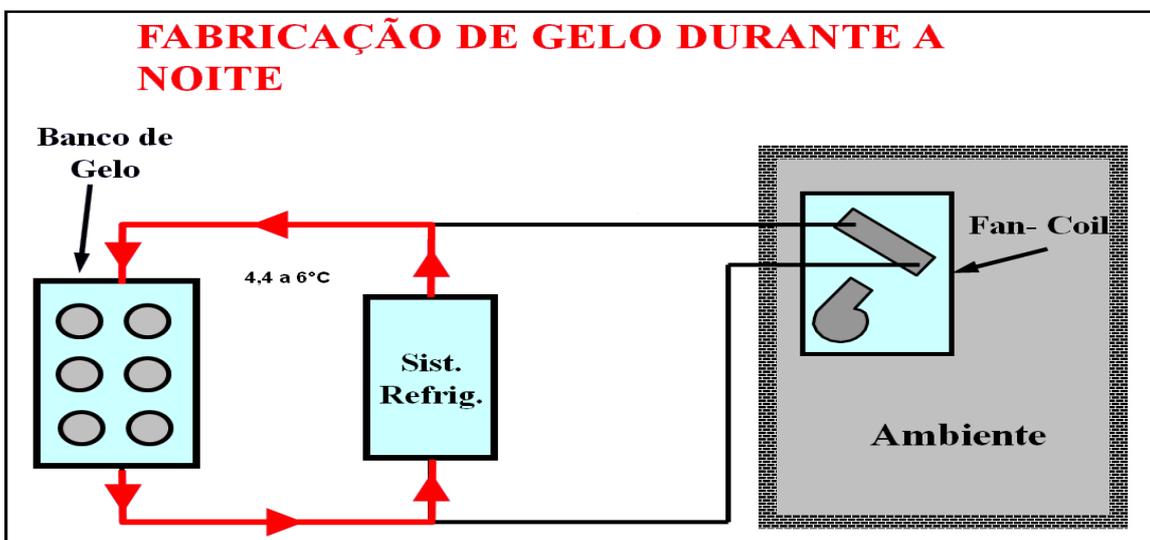
Durante os últimos anos, o uso da termoacumulação de frio tem se tornado uma prática comum nas indústrias e nos supermercados. O que levou ao desenvolvimento de diferentes sistemas para produção e armazenamento de gelo e água gelada, porém no Brasil, o número de instalações que utilizam técnicas de termoacumulação com gelo ainda é pequena.

Como solução para estes problemas, como o caso do estabelecimento estudado, podem ser utilizados os sistemas de condicionamento de ar que adotem a técnica de termoacumulação com gelo, pois este é um método para nivelar as potências demandadas, o que também permite tirar proveito da tarifa elétrica através do planejamento do funcionamento da central frigorífica, de modo a deslocar o consumo total ou parcial para os horários cuja tarifa elétrica é menos elevada.

6.1 Temperaturas

Diversas temperaturas de entrada no termoacumulador foram propostas e variaram de 4,4°C a 6°C como é mostrado no sistema de carregamento do banco de gelo representado na Figura 6.1. Onde a temperatura para o projeto final proposta de saída dos *chillers* é de 5°C.

Figura 6.1 - Sistema de carregamento do banco de gelo

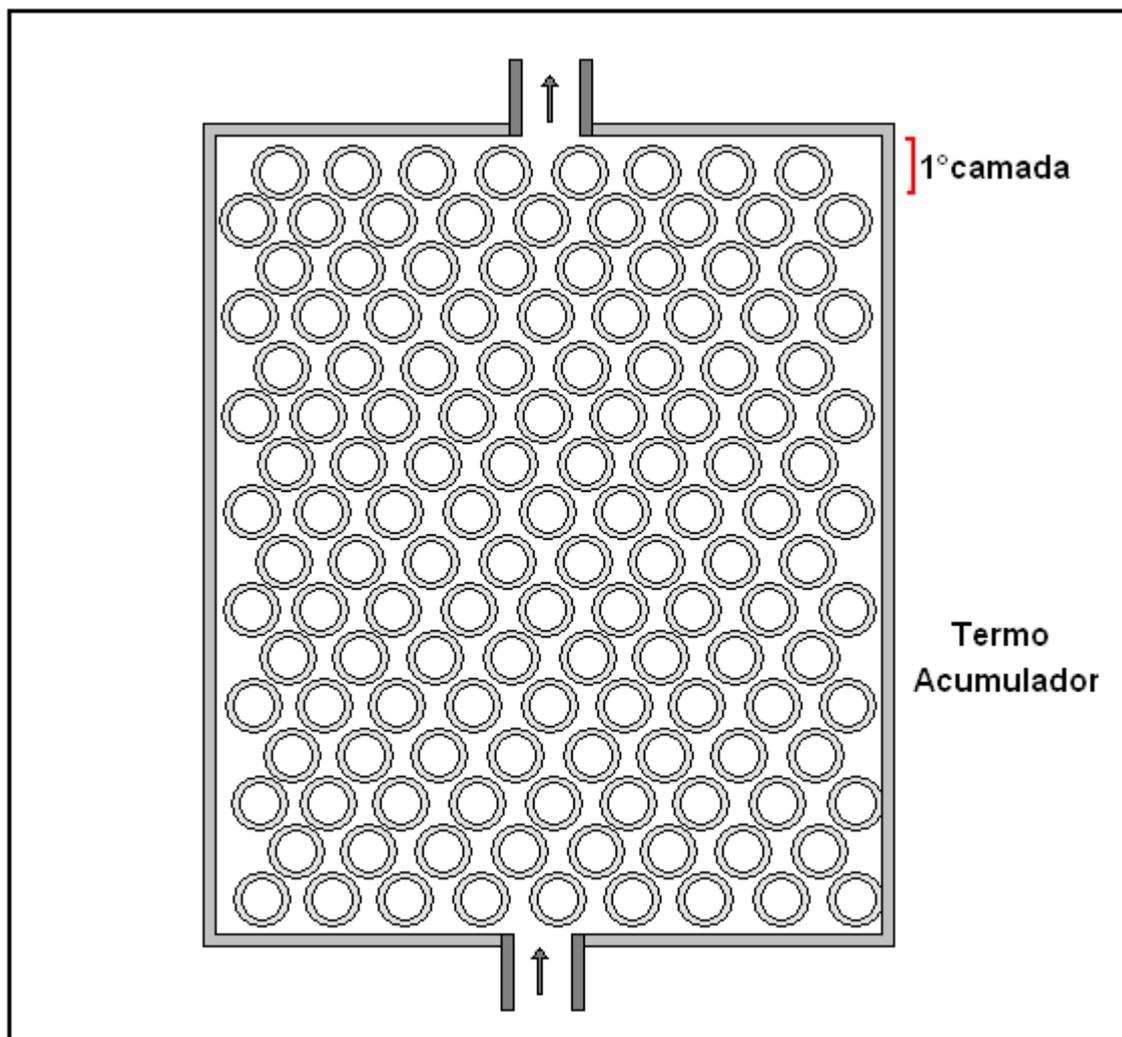


Fonte: Marcelo José Pirani, 2005 (Modificada)

6.2 Esferas

Com o programa de simulação de um sistema de refrigeração com termoacumulação tipo leito com cápsulas esféricas, elaborado pelo Prof. Jorge Henríquez orientador do presente trabalho, calculou-se o número de esferas por camadas dentro do tanque através da potência requerida de 1475 TR.h (5187,36kW.h). Onde os diâmetros das esferas utilizadas e seu volume usual são 10,6 cm e 561,253 cm³, respectivamente.

Figura 6.2 - Camadas do Termoacumulador



6.2.1 Cálculo inicial do número de esferas

Para o cálculo inicial do número de esferas foi considerada a capacidade individual de cada uma delas considerando seu coeficiente de dilatação (10%) e a necessidade da carga térmica do sistema proposto. Sua capacidade total foi dividida em três etapas onde na primeira só a variação de temperatura (Calor sensível), na segunda que é onde possui maior parcela térmica à mudança de fase (Calor latente), e em seguida a terceira etapa que só a variação de temperatura (Calor sensível).

Quadro 6.1 - Cálculo do número de esferas para $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$

Volume		Transmissão de Calor	
Esfera	623,615 cm ³	Sensível	1,159 kJ
90% da Esfera	561,253 cm ³	Latente	173,141 kJ
		Sensível	1,239 kJ
	Massa	TOTAL	175,538 kJ
90% da Esfera	634,22 g		
	Energia		
1475 TR.h	18674213,709 kJ	Número de esferas:	106383 Uni

6.3 Volume do tanque sem perdas

Foi calculado o volume do termoacumulador que deve ser capaz de manter o sistema de refrigeração ambiental do estabelecimento comercial tanto no horário de ponta quanto nos horários que a demanda de energia é elevada.

Para tal dimensionamento foi levado em consideração a curva de demanda do estabelecimento (Figura 5.4) e calculado um consumo de 1475 TR.h durante todo período proposto de utilização dos bancos de gelo.

Algumas considerações foram feitas e diversos parâmetros foram alterados para o dimensionamento do termoacumulador para achar um valor ótimo de dimensionamento no qual se adequasse a necessidade do projeto.

Para o dimensionamento do termoacumulador alguns parâmetros foram considerados fixos como mostrado no Quadro 6.2 e outros parâmetros foram alterados, como os materiais de mudança de fase para o encapsulamento como mostrado no Quadro 6.3.

Quadro 6.2 - Parâmetros fixos

Parâmetros fixos:	
Viscosidade do fluido	1.01×10^6 m ² /s
Calor específico do fluido	4190 J/kg K
Diâmetro da cápsula	0,106 m
Espessura da cápsula	0,0011 m
Condutividade do fluido	0,58 w/m K
Densidade do fluido	1000,9 kg/m ³
Porosidade do leito	0,40
Temperatura inicial do leito	25,4 °C

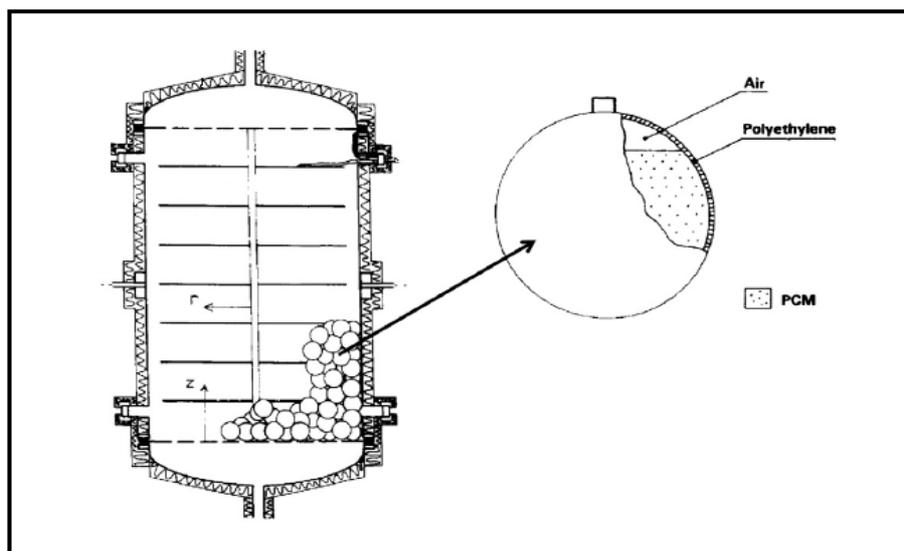
Quadro 6.3 - Material de mudança de fase para encapsulamento

Composição do PCM	Temperatura de fusão (°C)	Calor latente (kJ/kg)
LiClO ₃ .3H ₂ O	8.1	273
Parafina C ₁₅	10	225
Ácido Fórmico	7.8	257

6.3.1 Volume

O melhor volume obtido com auxílio do programa de HENRIQUEZ, J.R para suprir a necessidade da carga térmica do sistema pelo termoacumulador durante todo o horário de ponta quanto nos horários que a demanda de energia é elevada foi a do teste dois do anexo, no qual possui um diâmetro de 5 metros e uma altura de 6,45 metros utilizando como PCM o LiClO₃.3H₂O.

Figura 6.3 – Esquema do tanque e das cápsulas esféricas



Fonte: BEDECARRATS et al (2009)

Com a determinação/fixação do volume do termoacumulador pode-se ter variações no tempo de carregamento do leito e diversas capacidades térmicas alterando alguns parâmetros como vazão do fluido refrigerante, PCM, entre outros.

Figura 6.4 - Carga térmica com a variação da vazão

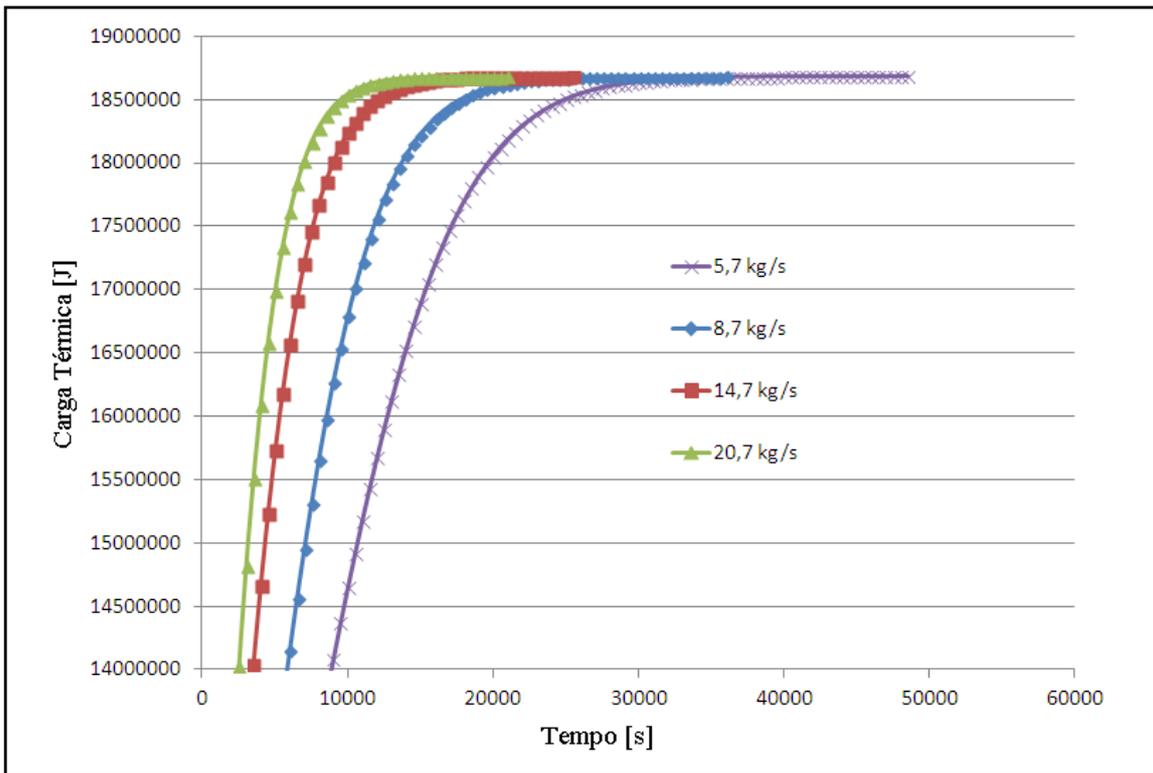
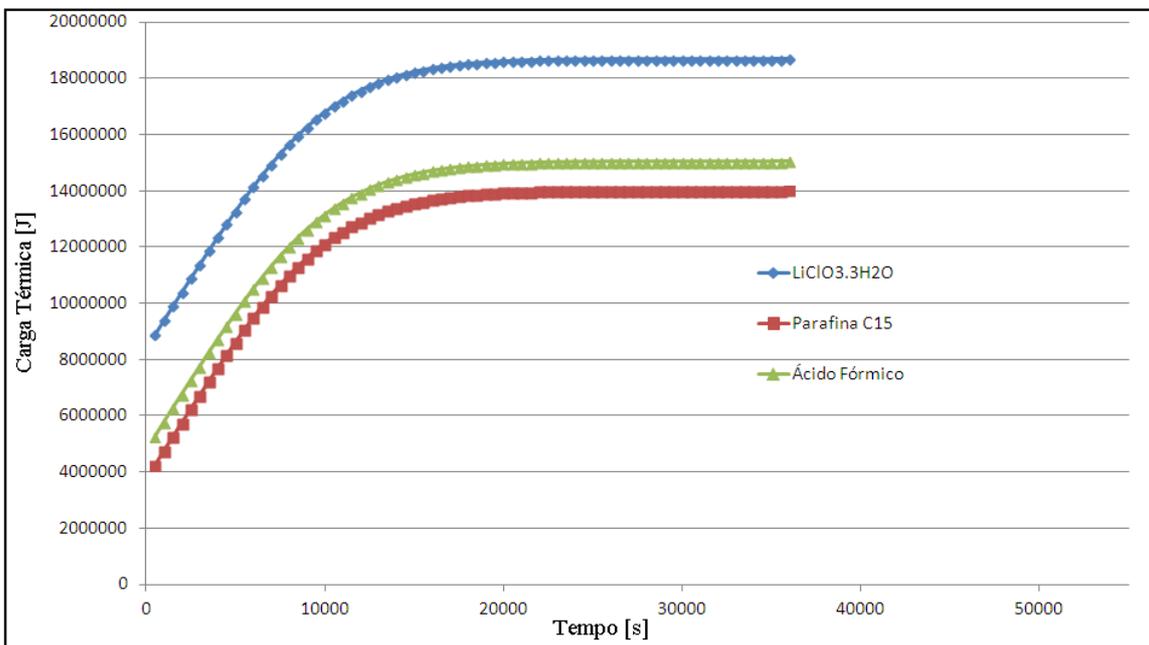


Figura 6.5 - Carga térmica com a mudança de material



6.3.2 Vazão

Para o funcionamento do sistema de refrigeração é importante a definição da relação entre as vazões aplicadas no sistema.

A vazão calculada com o auxílio do programa de HENRIQUEZ, J.R para o momento de carregamento do termoacumulador é constante, de modo que a vazão do fluido refrigerante fornecida aos *chillers* para o carregamento seja de, 8,7kg/s. A mesma foi determinada com a fixação de um tempo de não funcionamento do estabelecimento comercial de 10 horas.

6.3.3 Bomba

Para o sistema proposto (Figura 5.3) ter um funcionamento adequado serão necessários dois sistemas de bombas, o primeiro sistema serve para succionar a de retorno do tanque e despachar para os *chillers* com a vazão de 8,7kg/s e uma pressão de 20 kg/m².

O sistema funcionará com uma bomba MEGABLOC 40-250 escolhida de acordo com a catálogo do Anexo 6. Já o segundo sistema de bombas que o estabelecimento já possui tem a função de enviar a água gelada proveniente dos *chillers* com pressão suficiente para a refrigeração do edifício comercial.

6.4 Volume do tanque considerando as trocas térmicas

Para calcular o volume do tanque real é fundamental a consideração das trocas térmicas que ocorrerão durante o dia entre o fluido e o meio externo.

Utilizando um tanque cilíndrico e adicionando uma camada de poliestireno expandido de aproximadamente 40 mm ao redor das paredes do tanque. Onde os revestimentos utilizados visam à diminuição das trocas térmicas que ocorrerão durante o dia.

Consideremos um sistema de paredes planas devido que o raio do tanque é muito maior que a espessura do mesmo e através do cálculo do raio crítico como mostra a Figura 6.6 fez-se a consideração da associação em série, submetidas ao calor do ambiente ($T_{amb} = 25,4^{\circ}C$). Assim, haverá a transferência

de um fluxo de calor contínuo através da parede composta por 50 mm de aço inoxidável AISI 316L e a adição de 40 mm de poliestireno expandido como mostra a Figura 6.7.

Figura 6.6 – Cálculo do raio crítico

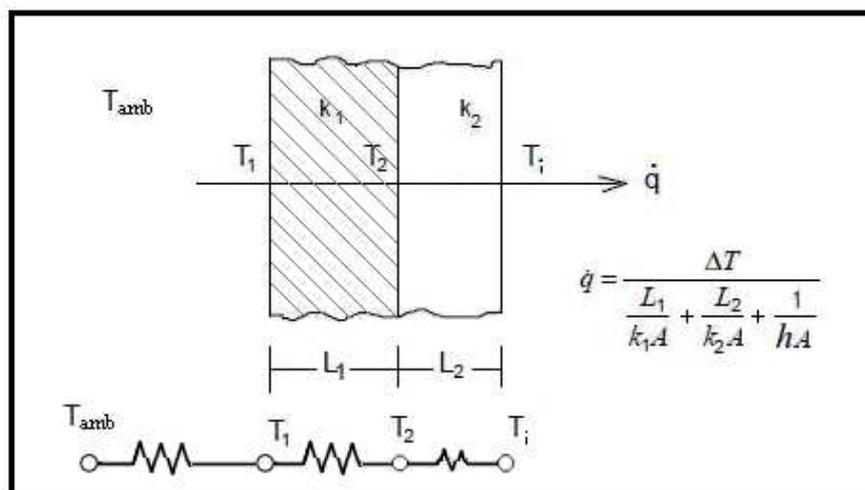
$$r_c = \frac{k}{h} = 0,0072 \ll r = 5 \text{ m}$$

k = Condutividade térmica
h = Coeficiente de convecção

Quadro 6.4 - Relação da energia, variação de temperatura e volume

Material	Condutividade térmica	Espessura	Área
Poliuretano	0,036 W/(m*K)	L ₁ = 40 mm	116,2 m ²
Aço Inoxidável	20,75 W/(m*K)	L ₂ = 50 mm	116,2 m ²
Troca térmica sem isolante		Troca térmica com isolante	
11711,26 W		0,62 W	

Figura 6.7 - Circuito elétrico a situação física



Com a redução entre as trocas térmicas do fluido e o ambiente de 11711,26 W para 0,62 W o volume final do tanque não aumentaria devido a energia perdida em forma de calor.

6.5 Válvulas

As válvulas escolhidas são destinadas a bloquear, restabelecer, controlar ou interromper o fluxo de uma tubulação para o sistema e serviram para direcionar o fluxo do fluido refrigerante e para as manutenções.

6.6 Chillers

Os *chillers* utilizados no sistema proposto serão os mesmos do sistema anterior os quais são capazes de manter tanto o sistema de refrigeração ambiental do estabelecimento comercial quanto necessário nos horários em que a demanda é voltada para carregar o sistema de termoacumulação.

A seleção de dois *chillers* para o sistema foi feita a partir de uma ampliação anterior do estabelecimento e serve para garantir que em caso de falha de um dos aparelhos o outro ainda opere atendendo parcialmente o sistema.

Os *chillers* foram configurados a atribuir semelhantes prioridades de funcionamento. Em um primeiro momento entram em operação apenas os *chillers* para o carregamento do tanque de gelo. Finalizando o carregamento do banco de gelo e começando a operação do estabelecimento, toda a carga de refrigeração que estava voltada para o carregamento do tanque é utilizada para refrigeração ambiental junto com a energia térmica do degelo do armazenador.

7. ANÁLISE DOS INVESTIMENTOS DO DIMENSIONAMENTO

Para calcular o retorno do investimento com o dimensionamento do termoacumulador foi levada em consideração a demanda média da refrigeração, os custos de implementação e os gastos energéticos.

7.1 Custos de implementação

Para execução deste projeto será necessário um investimento inicial. Devido ao sistema atual de refrigeração do edifício comercial já possuir alguns equipamentos fundamentais e de alto valor para a efetivação do projeto, o custo inicial não será tão elevado.

A empresa já possui a quantidade necessária de *chillers*, o sistema de bombas dos *chillers*, algumas válvulas de retenção, a tubulação de refrigeração dos *chillers* para o ambiente e os *fan-coils* necessários para a demanda.

Para a aplicação do projeto faz-se necessário a aquisição de dois conjuntos de bombas para o fluido térmico. Um conjunto de válvulas para realizar a orientação do fluido refrigerante e para futuras manutenções.

Os diversos equipamentos e materiais necessários foram escolhidos decorrentes de uma pesquisa de mercado e a utilização de catálogos de venda de bombas, válvulas, isolantes, entre outros, utilizando o melhor aparelhamento compatível com o sistema e que tenham o menor preço.

Quadro 7.1 - Relação dos Investimentos

Sistema	Equipamento	Valor por unidade ou m ²	Quantidade	Valor final
Bomba	Bomba	R\$ 7.500,00	1 Uni	R\$ 7.500,00
	Inversor de Frequência	R\$ 21.000,00	1 Uni	R\$ 21.000,00
	Motor Elétrico	R\$ 16.500,00	1 Uni	R\$ 16.500,00
Tanque	Esferas	R\$ 1000,00	3 x 5000 Uni	R\$ 3000,00
	Impermeabilização	R\$ 31,50	121 m ²	R\$ 3.811,50
	Paredes	R\$ 11,20	140 m ²	R\$ 1568,00
	Termopar	R\$ 35,00	4 Uni	R\$ 140,00
Válvulas	Válvulas de Controle	R\$ 5.500	7 Uni	R\$ 38.500,00
SOMA:				R\$ 92019,50
TOTAL				R\$ 128827,30

Com o levantamento de tais custos utilizou-se um fator de correção de 40% para prever supostos investimentos não listados como a soldagem das chapas, calandragem das mesmas, etc.

7.2 Análise dos gastos energéticos

Os gastos energéticos com as operações de resfriamento foram calculados a partir dos preços preestabelecidos com a concessionária, de R\$ 0,17486 no horário fora de ponta e de R\$ 0,29541 no horário de ponta.

Quadro 7.2 - Gasto energético com e sem termoacumulador

Hora	TR requerido	Custos antes do termoacumulador	TR Gerado Pelos Chillers	Custos com termoacumulador
1	0	0,00	148	91,01
2	0	0,00	148	91,01
3	0	0,00	148	91,01
4	0	0,00	148	91,01
5	0	0,00	148	91,01
6	0	0,00	148	91,01
7	0	0,00	148	91,01
8	300	184,49	300	184,49
9	250	153,74	250	153,74
10	250	153,74	250	153,74
11	250	153,74	250	153,74
12	350	215,23	300	184,49
13	400	245,98	300	184,49
14	450	276,73	300	184,49
15	475	292,10	300	184,49
16	375	230,61	300	184,49
17	350	215,23	300	184,49
18	300	311,67	0	0,00
19	300	311,67	0	0,00
20	275	285,70	0	0,00
21	300	184,49	300	184,49
22	0	0,00	148	91,01
23	0	0,00	148	91,01
24	0	0,00	148	91,01
TOTAL	4625	3215,14	4630	2847,25

No novo modelo proposto em que a potência requerida dos *chillers* é constante em todo o horário fora de ponta e inexistente no horário de ponta o consumo mensal calculado seria de aproximadamente R\$ 85.417,52 enquanto que no modelo antigo de resfriamento o consumo mensal calculado seria de aproximadamente R\$ 96.454,13 como mostra o Quadro 7.3 abaixo.

Quadro 7.3- Gasto energético por mês

Sem termoacumulação	R\$ 96454,13
Com termoacumulação	R\$ 85417,52
Economia	R\$ 11036,61

7.3 Análise de retorno

Com a construção do termoacumulador e a utilização dos *chillers* para fazer a refrigeração o sistema iria economizar em média 11,44% dos gastos em energia elétrica provenientes da refrigeração comparado com o modelo anterior sem contar na diminuição da potencia do sistema no qual diminuiria ainda mais os custos com a energia de refrigeração.

O estabelecimento comercial passaria de gastar R\$ 96.454,13 para gastar R\$ 85.417,52 mensais gerando uma economia de R\$ 11.036,61.

Contando que a fabrica já possui os itens mais caros para a execução do projeto que são os dois *chillers*, para execução desse projeto o estabelecimento deverá desembolsar em torno de 92 mil reais, entretanto após a instalação do tanque de termoacumulação o retorno devido à economia de energia elétrica previsto seria de aproximadamente 11,04 mil reais mensais gerando um retorno do investimento em pelo menos 0,97 anos, como mostra o Quadro 7.4.

Quadro 7.4 - Tempo de retorno do investimento

Custo do investimento	R\$ 128827,3
Economia mensal	R\$ 11036,62
Tempo de retorno	0,97 anos

O cálculo do retorno de investimento deve levar em conta o custo inicial dos equipamentos, a vida útil dos equipamentos, e a economia energética no mesmo período.

Para a determinação da vida útil do sistema proposto devem-se levar em conta os equipamentos nela adicionados como o tanque de acumulação, que tem uma vida útil fica em torno de 65 anos, as bombas e as máquinas já existentes no modelo atual já possuem um tempo calculado de troca.

8. CONCLUSÃO

Neste trabalho efetuou-se um estudo experimental da dinâmica de resfriamento em células esféricas armazenadas em tanque cilíndrico e aplicou-se no dimensionamento de um termoacumulador.

Os resultados apontam que o objetivo proposto de analisar e comparar a distribuição de temperatura experimental das esferas e a distribuição de temperatura obtida pelo modelo foi alcançado, sendo de fundamental importância para o entendimento do sistema de resfriamento.

Pode-se perceber que com o aumento da vazão do fluido refrigerante ou a diminuição da temperatura do tanque há uma queda no tempo total de carregamento das esferas.

Observou que o sistema de termoacumulação com tecnologia de bancos de gelo apresentado não reduz o consumo diário de energia elétrica, porém faz com que a energia a ser consumida seja utilizada no momento em que a tarifa é mais baixa, onde gera um benefício financeiro para o empreendimento.

A implantação do sistema de termoacumulação no caso proposto teve o benefício de não necessitar de grandes modificações no sistema de refrigeração atual, por isso os investimentos não são muito elevados e o tempo de retorno dos investimentos ficou baixo.

REFERÊNCIAS

AKBARI, H.; SEZGEN O. **Case studies of thermal energy storage (TES) systems: evaluation and verification of system performance**, LBL-30852, Lawrence Berkeley Laboratory, University of California, Energy and Environment Division, Berkeley, CA, 1992.

ANDREPONT J. S. **Termo acumulação**, artigo publicado na revista Climatização. São Paulo, Abril de 2004.

ASSIS, E.; KATSMAN, L.; ZISKING, G.; LETAN, R. **Numerical and experimental study of melting in a spherical shell**. International journal of heat and mass transfer, 50, 2007, p.1790-1804.

BARBA, A.; SPIGA, M. **Discharge mode for encapsulated PCMs in storage tanks**. *Solar energy*, 74, 2003, p. 141-148.

BEDECARRATS, J.P.; STRUB, F.; FALCON, B.; DUMAS, J.P. **Phase-change thermal energy storage using spherical capsules: performance of a test plant**, Int. Journal of refrigeration, 19(3), 1996, p.187-196.

BEDECARRATS, J.P.; STRUB, F.; FALCON, B.; DUMAS, J.P. **Study of a phase change energy storage using spherical capsules. Part I: experimental results**. *Energy Convers Manage* 2009, 50:2527–36.

BEKMANN, G.; GILLI, P. V. **Thermal energy storage**. 2.ed. N.Y: Springer Verlag Wien, USA,1982, 530 p.

CHEN, S. L., YUE, J. S. **Water thermal storage with solidification**. Heat Recovery Systems & CHP, v. 11(1), 1991, p. 79-90.

DINCER, I. ;ROSEN, M.A. **Thermal Energy Storage Systems and Applications**, 2nd edition, John Wiley, Hoboken, N.J., 2011.

GRUMMAN, D.; BUTKUS A., **The Ice Storage Operation**, ASHRAE Journal, Vol. 30, no. 5, May, 1988, p. 20-27.

HASNAIN, S.M.; ALABBADI, N.M. **Need for thermal energy storage in Saudi Arabia**, Applied Energy 65, 2000, p. 153-164

INCROPERA, F. P.; WITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, LTC, Rio de Janeiro, 1992.

ISMAIL, K.A.R. **Bancos de gelo: fundamentos e aplicações**. Campinas, SP: Ed. do autor, 1998.

ISMAIL, K.A.R.; HENRIQUEZ, J.R.; DA SILVA, T. M.. **A parametric study on ice formation inside a spherical capsule**. International journal of thermal science, 42, 2003, p. 881-887.

ISMAIL, K.A.R.; HENRIQUEZ, J.R.. **Solidification of PCM inside a spherical capsule**. Applied mathematical modelling, 41, 2000, p.173-187.

ISMAIL, K.A.R.; HENRIQUEZ, J.R. **Numerical and Experimental Study of Spherical Capsules Packed Bed Latent Heat Storage System**. Applied Thermal Engineering, v. 22, 2002, p. 1705-1716

ISMAIL, K.A.R.; HENRIQUEZ, J.R.; MOURA, L.F.M.; GANZAROLLI, M.M., **Ice formation around isothermal radial finned tubes**, Energy Conversion & Management, 41, 2000, p.585-605.

LAYBOURN, D.R.; BACLAWSKI, V.A. **The benefits of thermal energy storage for cooling commercial buildings, power apparatus and systems**, IEEE Transactions PAS-104 (9), 1985, p.2356-2360.

LIRA GONÇALVES, I., HENRIQUEZ, J.R. **Avaliação numérica e experimental do fenômeno de fusão/solidificação em cápsulas esféricas para aplicações em termoacumulação por calor latente** In: XX CONIC, 2012, Recife.. XX Congresso de Iniciação Científica da UFPE. , 2012.

[NÃO FOI CITADA NO TEXTO]

MOORE, F.E.; BAYAZITOLOGLU, Y. **Melting within a spherical enclosure**, Journal of Heat Transfer, vol. 104, 1982, p.19-23.

PIRANI M. J., **Refrigeração e ar condicionado**, Parte II Ar condicionado, UFBA. 2005.

SATHLER DE QUEIROZ P. V., **Mensuração do consumo de energia elétrica: algoritmo para detecção de potenciais usuários da termoacumulação como alternativa para deslocamento de carga**, 2011.

ZALBA, B.; MARÍN, J.M.; CABEZA, L.F.; MEHLING, H. **Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications**, Applied Thermal Engineering, 23, 2003, p. 251–283.

ANEXOS

Anexo 1 - Teste 1

The screenshot displays the Microsoft Developer Studio interface. The main window shows a Fortran program named 'bed.f90' with the following code:

```
real(8), dimension (100,3,100) :: TL
real(8), dimension (100) :: xis_posf, Eoutson, Einson, efice, axi, xxs, mtsc, Es, rx, aliqvt, nsolvf
real(8), dimension (100) :: asolidtotal, Ein, Eout, Ev, Epcavt1, Epcavt2, Epcavt3, QTROCC, DELTAE
real(8), dimension (100) :: Tcanada, CALORSVET, CALORLVET, ENTLVET, ENTSVET, Epcm, fas
real(8), dimension (100) :: insolid

OPEN (2, FILE = "saida.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (3, FILE = "tcentro.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (7, FILE = "sai.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (8, FILE = "sainassa.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (9, FILE = "sasstotal.dat", STATUS = "unknown")

tmf=8.1           !temperatura de mudança de fase, [oC]
tentrada=5        !temperatura de entrada do leite, [oC]
vazf=7.9          !vazão de fluido de trabalho, [kg/s]
Desf=0.106        !diâmetro de esferas, [m]
Tini=25.4         !temperatura inicial do leite, [oC]
vallcap= 0.0011   !espessura da capsula esférica [m]
hleito = 9.10     !altura do leite
Dleito1 = 4.2     !diâmetro do leite
Nc=hleito/Desf   !numero de camadas

if (Nc-int(Nc)<0.5) then !ARREDONDAMENTO
  Nc=int(Nc)
else
  Nc=int(Nc)+1
endif

nesfdleito=Dleito1/desf ! numero de esferas no diâmetro do leite

if (nesfdleito-int(nesfdleito)<0.5) then !ARREDONDAMENTO
  nesfdleito=int(nesfdleito)
else
  nesfdleito=int(nesfdleito)+1
endif

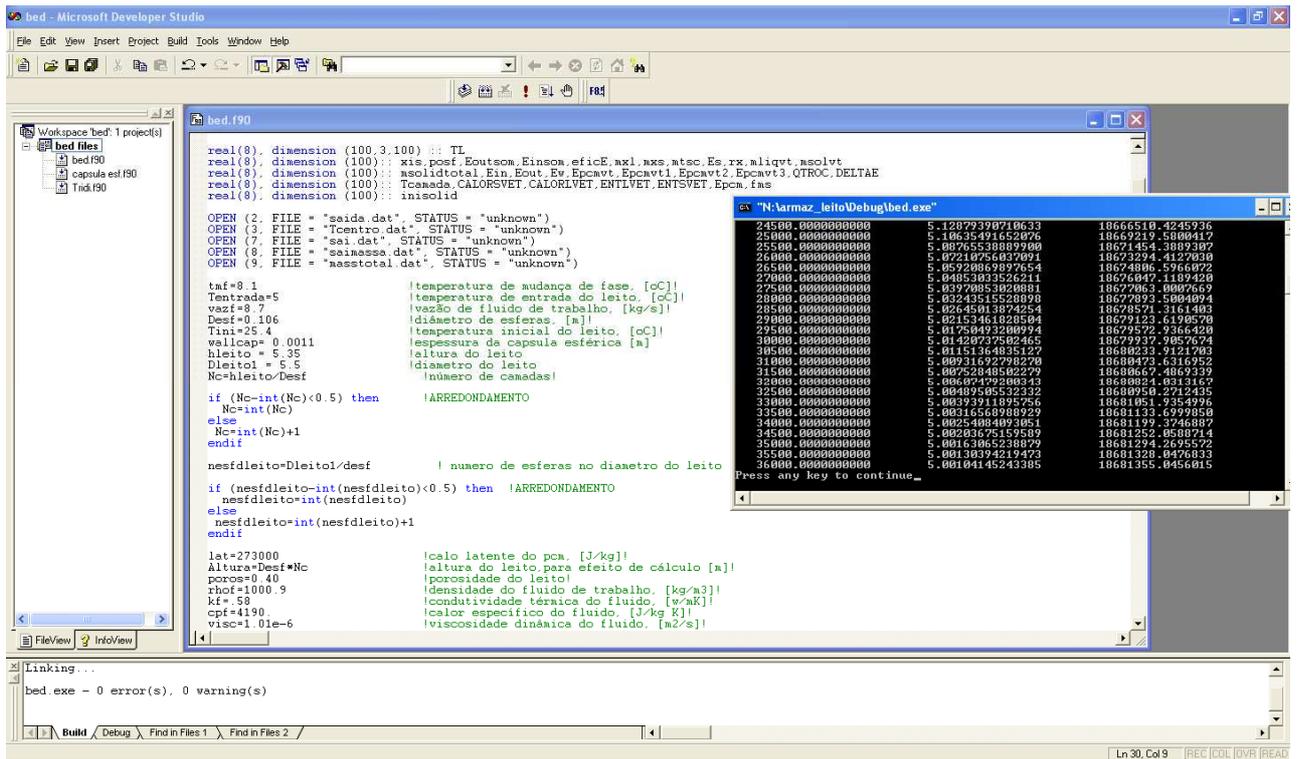
lat=273000        !calo latente do pcm, [J/kg]
altura=Desf*Nc    !altura do leite para efeito de cálculo [m]
porcos=0.40       !porosidade do leite
rhoF=1000.9       !densidade do fluido de trabalho, [kg/m3]
kf=58             !condutividade térmica do fluido, [w/mK]
cpf=4190          !calor específico do fluido, [J/kg K]
visc=1.01e-6     !viscosidade dinâmica do fluido, [n2/s]
```

The output window, titled "N-larmaz_leitoDebug\bed.exe", shows the following numerical results:

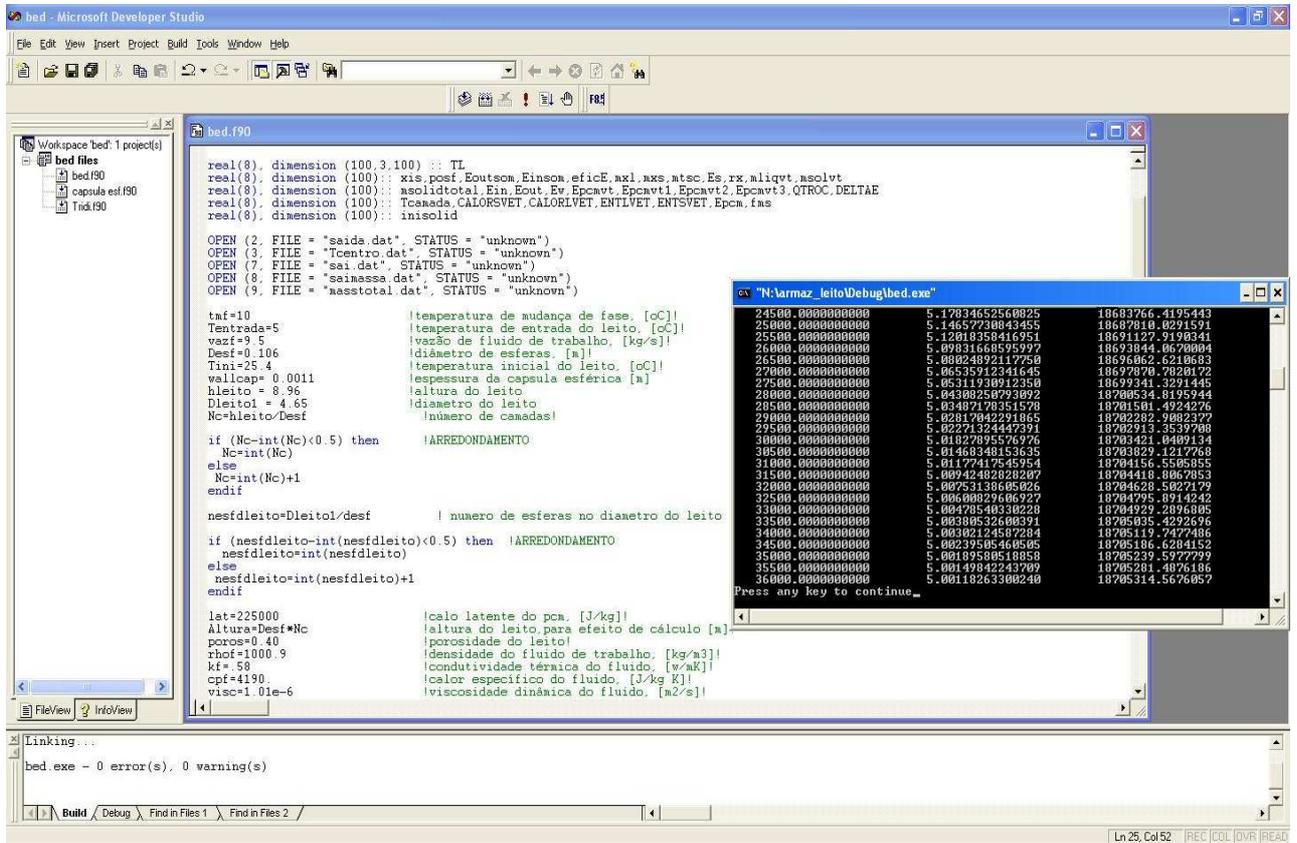
25000.0000000000	5.11283310992866	18699261.1186463
26000.0000000000	5.09213659676810	18691379.4245282
26500.0000000000	5.07506823294755	18693106.5176272
27000.0000000000	5.06182870161496	18694511.5635252
27500.0000000000	5.04958968729791	18695652.1783998
28000.0000000000	5.04008183431823	18706376.2054844
28500.0000000000	5.03238386393406	18707323.2560571
29000.0000000000	5.02611288561764	18707926.0328707
29500.0000000000	5.021801584294619	18708411.4611526
30000.0000000000	5.01838281735974	18708801.6586639
30500.0000000000	5.015353659568146	18709114.7104679
31000.0000000000	5.012683457450571	18709365.4361024
31500.0000000000	5.010365681097841	18709565.8888639
32000.0000000000	5.0083497113136	18709725.0687684
32500.0000000000	5.006549844794671	18709853.3385084
33000.0000000000	5.004937127941989	18709954.7363271
33500.0000000000	5.00346962504841	18720035.2655638
34000.0000000000	5.002174964638086	18720099.1287438
34500.0000000000	5.00117573382196	18720149.6764992
35000.0000000000	5.000471902863835	18720189.6425230
35500.0000000000	5.000135619533132	18720221.1904309
36000.0000000000	5.000106840549507	18720246.8573774

The status bar at the bottom indicates "Ln 30, Col 7" and "PREC | COD | OVR | READ".

Anexo 2 - Teste 2



Anexo 3 - Teste 3



Anexo 4 - Teste 4

Workspace 'bed': 1 project(s)

bed files

- bed.f90
- capsula esf.f90
- Trid.f90

```

real(8), dimension (100,3,100) :: TL
real(8), dimension (100) :: xis, posf, Eoutson, Einson, eficoE, axl, axs, atsc, Es, rx, aliqvt, asolvt
real(8), dimension (100) :: asolidtotal, Ein, Eout, Ev, Epcav1, Epcav2, Epcav3, QTRC, DELTAE
real(8), dimension (100) :: Tcaada, CALORSVET, CALORLVET, ENTLVET, ENTSVET, Epcn, fas
real(8), dimension (100) :: insolid

OPEN (2, FILE = "saida.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (3, FILE = "Tcentro.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (7, FILE = "sai.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (8, FILE = "sainassa.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (9, FILE = "sasstotal.dat", STATUS = "unknown")

taf=10      !temperatura de mudança de fase, [oC]
Tentrada=5 !temperatura de entrada do leite, [oC]
vazf=10.0   !vazão de fluido de trabalho, [kg/s]
Desf=0.106  !diâmetro de esferas, [m]
Tini=25.4   !temperatura inicial do leite, [oC]
wallcap=0.0011 !espessura da capsula esférica [m]
hleito = 7.05 !altura do leite
Dleito1 = 5.25 !diâmetro do leite
Nc=hleito/Desf !numero de camadas!

if (Nc-int(Nc)<0.5) then !ARREDONDAMENTO
  Nc=int(Nc)
else
  Nc=int(Nc)+1
endif

nesfdleito=Dleito1/desf ! numero de esferas no diametro do leite
if (nesfdleito-int(nesfdleito)<0.5) then !ARREDONDAMENTO
  nesfdleito=int(nesfdleito)
else
  nesfdleito=int(nesfdleito)+1
endif

lat=225000 !calo latente do pcm, [J/kg]
Altura=Desf*Nc !altura do leite, para efeito de cálculo [m]
poros=0.40 !porosidade do leite!
rhoF=1000.9 !densidade do fluido de trabalho, [kg/m3]
kf= 58 !condutividade térmica do fluido, [w/mK]
cpf=4190 !calor específico do fluido, [J/kg K]
visc=1.01e-6 !viscosidade dinâmica do fluido, [m2/s]
    
```

Linking...

bed.exe - 0 error(s), 0 warning(s)

Ln 30, Col 40-a-févs, 7 de maio de 2013

Anexo 5 - Teste 5

Workspace 'bed': 1 project(s)

bed files

- bed.f90
- capsula esf.f90
- Trid.f90

```

real(8), dimension (100,3,100) :: TL
real(8), dimension (100) :: xis, posf, Eoutson, Einson, eficoE, axl, axs, atsc, Es, rx, aliqvt, asolvt
real(8), dimension (100) :: asolidtotal, Ein, Eout, Ev, Epcav1, Epcav2, Epcav3, QTRC, DELTAE
real(8), dimension (100) :: Tcaada, CALORSVET, CALORLVET, ENTLVET, ENTSVET, Epcn, fas
real(8), dimension (100) :: insolid

OPEN (2, FILE = "saida.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (3, FILE = "Tcentro.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (7, FILE = "sai.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (8, FILE = "sainassa.dat", STATUS = "unknown")
OPEN (9, FILE = "sasstotal.dat", STATUS = "unknown")

taf=7.8      !temperatura de mudança de fase, [oC]
Tentrada=5 !temperatura de entrada do leite, [oC]
vazf=8.4     !vazão de fluido de trabalho, [kg/s]
Desf=0.106  !diâmetro de esferas, [m]
Tini=25.4   !temperatura inicial do leite, [oC]
wallcap=0.0011 !espessura da capsula esférica [m]
hleito = 8.8 !altura do leite
Dleito1 = 4.4 !diâmetro do leite
Nc=hleito/Desf !numero de camadas!

if (Nc-int(Nc)<0.5) then !ARREDONDAMENTO
  Nc=int(Nc)
else
  Nc=int(Nc)+1
endif

nesfdleito=Dleito1/desf ! numero de esferas no diametro do leite
if (nesfdleito-int(nesfdleito)<0.5) then !ARREDONDAMENTO
  nesfdleito=int(nesfdleito)
else
  nesfdleito=int(nesfdleito)+1
endif

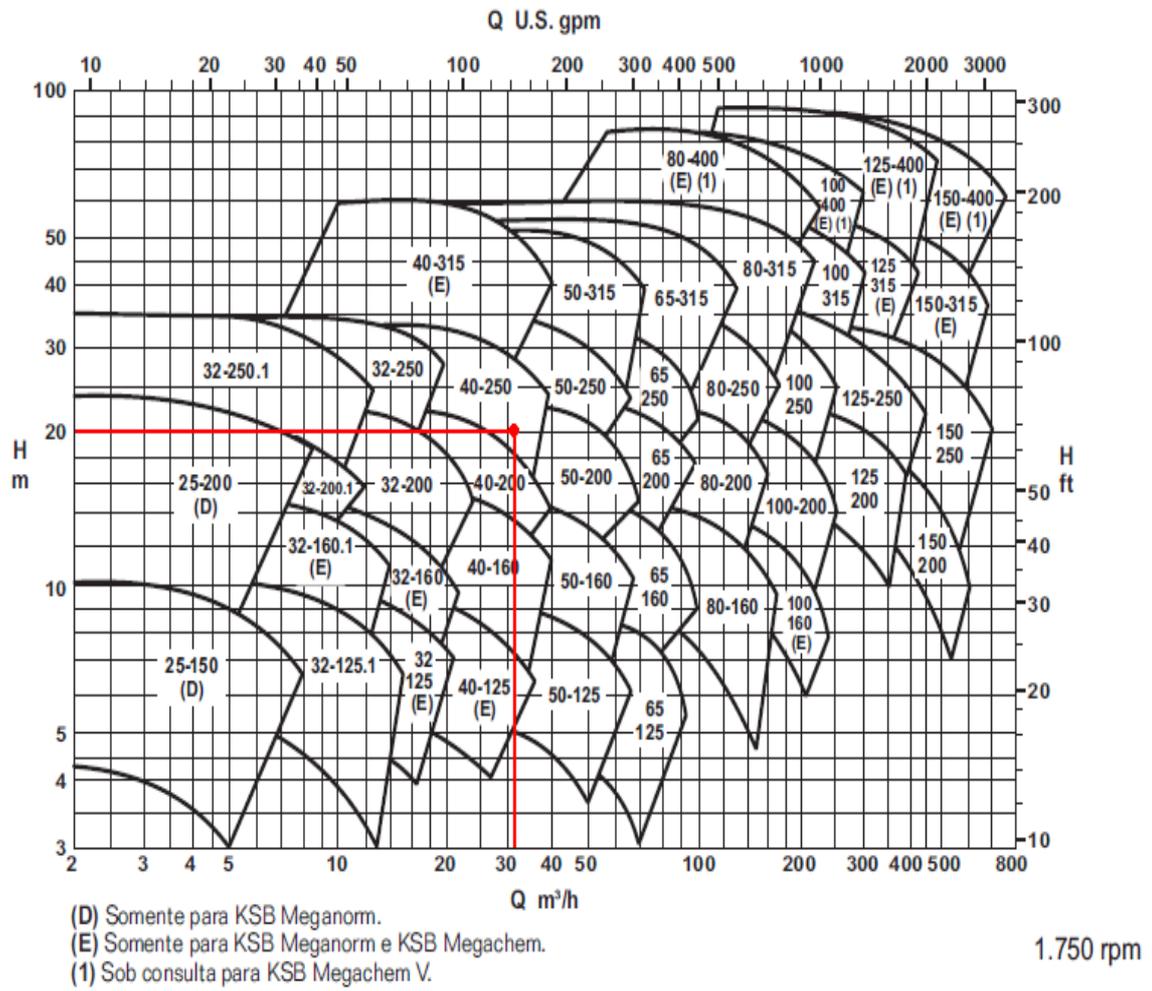
lat=257000 !calo latente do pcm, [J/kg]
Altura=Desf*Nc !altura do leite, para efeito de cálculo [m]
poros=0.40 !porosidade do leite!
rhoF=1000.9 !densidade do fluido de trabalho, [kg/m3]
kf= 58 !condutividade térmica do fluido, [w/mK]
cpf=4190 !calor específico do fluido, [J/kg K]
visc=1.01e-6 !viscosidade dinâmica do fluido, [m2/s]
    
```

Linking...

bed.exe - 0 error(s), 0 warning(s)

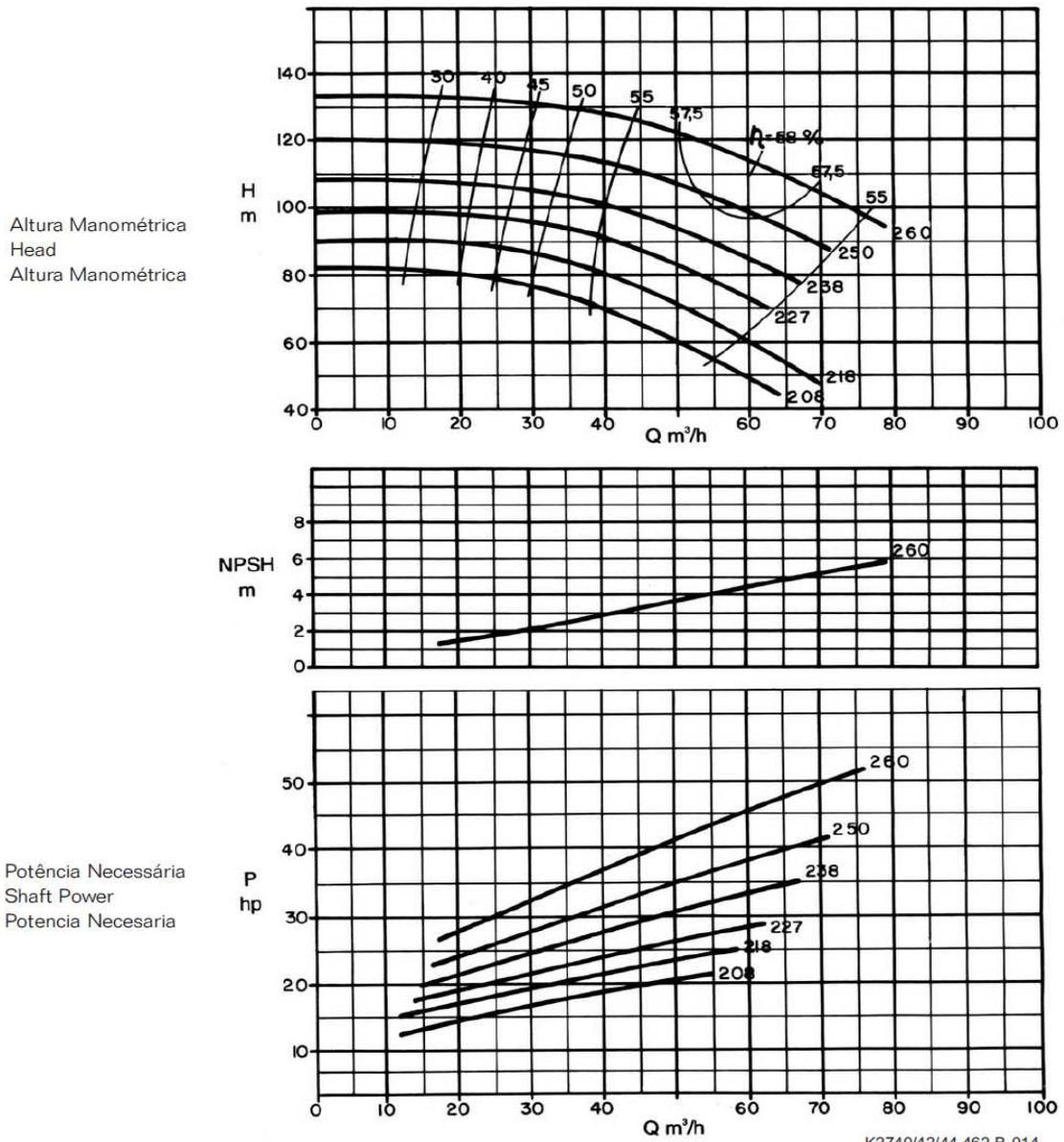
Ln 30, Col 9 REC [COL OVER] READ

Anexo 6 - Catálogo de bombas KSB



Anexo 7 - Curva da Bomba MEGABLOC

Bomba Tipo Pump Type Tipo de Bomba	KSB MEGANORM KSB MEGABLOC KSB MEGACHEM KSB MEGACHEM V	Tamanho Size Tamaño	40-250	
Oferta nº Project - No. Oferta - nº	Item nº Item - No. Pos - nº	Velocidade Nominal Nom. Rotative Speed Velocidad Nominal	3500 rpm	



Dados válidos para densidade de 1 kg/dm³ e viscosidade cinemática até 20 mm²/s.
Data applies to a density of 1 kg/dm³ and Kinematic viscosity up to 20 mm²/s.
Datos válidos para densidad 1 kg/dm³ y viscosidad cinemática hasta 20 mm²/s.

Garantia das características de funcionamento conforme ISO 9906 anexo A.
Operating data according to ISO 9906 annex A.
Garantía de las características de funcionamiento según ISO 9906 suplemento A.