

## **RACIONALIZAÇÃO DA CURVA DE DEMANDA TÉRMICA DE UMA CÂMARA DE ESTOCAGEM DE ALIMENTOS OPERADA COM FLUIDO SECUNDÁRIO TERMOACUMULADO**

**Juliano José Fiori**

[fiorijuliano@hotmail.com](mailto:fiorijuliano@hotmail.com)

Faculdade de Engenharia de Alimentos, DEA – Departamento de Engenharia de Alimentos – UNICAMP.

**Vivaldo Silveira Junior**

Faculdade de Engenharia Química, DESQ – Departamento de Engenharia de Sistemas Químicos – UNICAMP.

**Flávio Vasconcelos da Silva**

Faculdade de Engenharia Química, DESQ – Departamento de Engenharia de Sistemas Químicos – UNICAMP.

### **RESUMO**

A refrigeração destaca-se como sendo grande consumidora de energia elétrica, devido principalmente aos compressores. Durante o horário de ponta, há a possibilidade dos compressores serem desligados, utilizando a energia a baixa temperatura que foi termoacumulada durante o período fora de ponta, podendo resultar em investimento fixo e custo variável menores. Neste trabalho, estudou-se a curva típica de carga térmica de uma câmara fria e construiu-se uma instalação de fluido secundário de um sistema de resfriamento, adequando-se demais equipamentos. Os ensaios realizados mostraram que o sistema mantém a temperatura da câmara abaixo de 5 °C, durante o horário de ponta.

**Palavras-chave:** Refrigeração, Termoacumulação, Calor sensível, Propileno glicol.

### **ABSTRACT**

Refrigeration stands out as being a great energy consumer, mainly due to its compressors. During the peak time, refrigeration systems could be turned off, and the energy that was thermally stored during the off-peak period could be used, which could result in lower fixed investment and lower variable costs. In this work, the typical thermal load curve of a cold chamber was studied and a secondary fluid chiller system was set up, adapting other equipments. The tests demonstrated that the system maintains the chamber temperature below 5 °C during the peak hours.

**Keywords:** Refrigeration, Thremas storage, sensible heat, Propylene glycol.

## 1. INTRODUÇÃO

Atualmente, é uma preocupação mundial a utilização racional da energia, seja ela de fontes renováveis ou não. A energia elétrica figura como sendo um requisito básico da sobrevivência humana, sendo exaustivamente utilizada e muitas vezes, desperdiçada.

Os equipamentos de refrigeração possuem uma importante aplicação na indústria de alimentos e setores dos quais dela dependem, tais como entrepostos, centros de distribuição, supermercados e o consumidor final. Sem o refrigeração e a manutenção da cadeia do frio, muitos alimentos não suportariam toda a rede logística, impossibilitando seu consumo, onerando custos e aumentando desperdícios. Além disso, em muitas indústrias e supermercados os sistemas de refrigeração contribuem com o maior consumo energético da empresa.

O horário de ponta (ou de pico) é definido como o período compreendido entre 18:00 e 21:00 na maioria das regiões nacionais, onde o consumo de energia elétrica é muito mais alto do que nos outros horários, porque estão funcionando ao mesmo tempo, além das fábricas, a iluminação pública e residencial, vários eletrodomésticos e a maioria dos chuveiros residenciais.

A variação da rotação do compressor é, energeticamente, o meio mais eficiente para controlar a capacidade de refrigeração de um sistema. Nesse caso, a capacidade de refrigeração ajusta-se à carga térmica. Em condições de baixa carga térmica, por exemplo, o compressor reduz a rotação e conseqüentemente a capacidade de refrigeração, minimizando assim a frequência de ciclagem. A consequência direta disso é um aumento do coeficiente de performance (COP) e uma redução do consumo de energia do compressor (Qureshi and Tassou, 1996).

Uma estratégia interessante para racionalização de energia em sistemas frigoríficos é a termoacumulação, definida como sendo um sistema convencional de refrigeração que estoca energia térmica à baixa temperatura em gelo, água gelada ou algum outro material. Essa estratégia tem como objetivo a racionalização da demanda elétrica no período de ponta, através do deslocamento de carga de resfriamento para períodos fora de ponta, nos quais a tarifa elétrica é menor (Wulfinghoff, 1999).

De acordo com MacCracken (2004), o resfriamento de líquido em períodos fora de ponta utiliza eletricidade de baixo custo, a qual possui geração mais eficiente e limpa, claramente podendo ser qualificada como uma tecnologia verde.

Bancos de gelo ou outros sistemas e termoacumulação não só podem reduzir até pela metade os custos operacionais, como também podem diminuir substancialmente o desembolso de capitais, quando os sistemas são adequadamente projetados para novos edifícios comerciais e industriais. Como regra geral, a capacidade do compressor ou *chiller* de um sistema de estocagem parcial pode ser dimensionada para 60% da carga necessária no pico de capacidade frigorífica (Gatley, 1987).

Nos sistemas de armazenagem parcial, o *chiller* opera continuamente, armazenado energia durante os períodos de menor requerimento e, durante o horário de ponta, permanece desligado, reduzindo a incidência da tarifa de ponta da demanda e consumo.

Um dos maiores mitos da utilização da tecnologia de termoacumulação diz respeito aos custos de instalação. Supostamente, uma unidade de termoacumulação requer maior quantidade de equipamentos, devido a instalação de um tanque termoacumulador. O que MacCracken (2004) prova não ser verdade, pois, segundo o autor, em muitas aplicações, o *chiller* pode ser dimensionado com 40 a 50 % de redução. De acordo com o estudo econômico realizado pelo autor, o sistema com termoacumulação apresenta um investimento fixo inicial cerca de 1 % menor em relação a um tradicional.

Outra afirmação recorrente é que sistemas de termoacumulação não economizam energia. De fato, a economia energética pode ou não ocorrer na unidade instalada, mas certamente ela ocorrerá na geração, isto é, nas usinas e centrais de distribuição (MacCracken, 2004). Na realidade a distribuição consiste no fator econômico mais importante. No horário de ponta, onde a demanda aumenta sensivelmente, os cabos de distribuição poderiam não suportar o excesso, uma vez que o diâmetro com que foram construídos é fixo. A racionalização da demanda através do deslocamento de carga para os períodos fora de ponta é um aspecto bastante vantajoso para as empresas distribuidoras de energia.

Uma desvantagem dos sistemas de bancos de gelo comparado a *chillers* é que menores temperaturas de evaporação precisam ser empregadas, o que resulta em redução no COP, aumentando o uso de energia elétrica por unidade de efeito frigorífico (Finer et al., 1993).

O etileno glicol é comumente aplicado como fluido secundário, embora outros refrigerantes possam ser utilizados, como, por exemplo, o propileno glicol. Esse último produz soluções mais viscosas na mesma concentração, se comparado ao primeiro. Essa propriedade resulta em maior custo de bombeamento quando se opera com propileno glicol. Uma grande vantagem desse, porém, é a inocuidade e possibilidade de uso em indústrias alimentícias.

A grande vantagem da utilização de fluidos secundários é a contenção do refrigerante primário (geralmente um clorofluorcarboneto CFC ou misturas destes) na unidade frigorífica, evitando a circulação por grandes comprimentos de tubulações, válvulas e conexões. Qualquer imperfeição na estrutura mecânica da tubulação pode provocar vazamento de refrigerante, acarretando problemas de efeito estufa e depleção da camada de ozônio, aliado aos custos de reposição.

Woolrich (1965) cita que nos sistemas de expansão direta não há a possibilidade de termocumular a energia. Assim, quando o compressor para, não há reserva de meio de transferência de calor que possa ser bombeado aos trocadores de calor para a manutenção da temperatura desejada.

Minea (2007) discute sobre a aplicação de sistemas com fluido secundário em supermercados, afirmando que os mesmos são montados com componentes padrão, sua operação e controle são relativamente simples e empregam menor quantidade de válvulas e acessórios. Entretanto, o conceito representa uma mudança tecnológica significativa, logo, sua utilização requer técnicos de refrigeração e operadores treinados.

Talvez uma grande dificuldade da substituição de fluidos primários pelos secundários no local de aplicação seja a menor transferência de calor que ocorre entre o fluido que está circulando no trocador de calor e o ar do interior da câmara. Os trocadores de calor aletados do tipo evaporador foram originalmente desenhados para a evaporação de um refrigerante. Dessa forma, o coeficiente de transferência de calor no lado do líquido é bastante alta. Entretanto, a utilização de um fluido secundário como meio de transferência de calor diminuirá as taxas de transferência, especialmente se o fluxo adquirido for laminar, o que é muito comum para fluidos secundários, devido a relativa alta viscosidade a baixas temperaturas (Stignor, 2007).

Assim, o objetivo deste trabalho foi de analisar uma curva típica de carga térmica para uma câmara de estocagem de produtos resfriados (temperatura acima de 0 °C), verificando a aplicabilidade e economia de energia vinculada à utilização de um sistema com fluido secundário e termoacumulação utilizando sensível.

## **2. MATERIAL E MÉTODOS**

O trabalho prático foi iniciado estudando-se a carga térmica numa câmara de refrigeração (marca Moduloc Dânica<sup>®</sup>, dimensões externas de 1.750x2.100x2.450 mm, construída em painéis com revestimento em aço zincado pré-pintado na cor branca e núcleo

isolante de PUR (espuma de poliuretano), com retardante a chama (caracterizado como R-1, conforme a Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT), na espessura de 70 mm. Unidade de refrigeração *plug-in*, marca Kit Frigor<sup>®</sup>, modelo KFN 100, que opera com R-22 em um compressor hermético, consumindo 1.200 W de potência elétrica), localizada internamente a um prédio, durante um período de 24 horas para que fosse possível dimensionar um tanque acumulador de energia térmica a baixa temperatura.

Paralelamente ao estudo teórico da carga térmica (método de cálculo do balanço de energia, o qual considera equações de balanço, dimensões, propriedades dos materiais, tempo de permanência útil no interior da câmara – pessoas, equipamentos e iluminação – e dados psicrométricos [Dossat, 2002]), dados reais do comportamento da temperatura externa e interna da câmara auxiliaram o cálculo prático da carga térmica, bem como a estimativa da capacidade do tanque de termoacumulação.

A carga térmica média de uma determinada aplicação pode ser estimada levando em consideração a capacidade frigorífica nominal do sistema de refrigeração multiplicado pelo tempo em que este ficou ligado durante o ensaio, de acordo com a Equação 1. Esta forma de cálculo foi chamada de cálculo prático da carga térmica.

$$Q_{Dia} = \dot{Q}_0 \sum_{i=0}^N \Delta t_i \quad (1)$$

onde  $Q_{Dia}$  é a quantidade de energia (kJ) utilizada durante o período de experimento,  $\dot{Q}_0$  é a capacidade frigorífica do equipamento e  $t$  é o tempo em que este permanece ligado.

Assim, a carga térmica média da aplicação pode ser obtida dividindo-se  $Q_{dia}$  pelo período total de tomada de dados.

Foi instalado um transdutor de corrente TNI Hartmann & Braun<sup>®</sup> na alimentação elétrica do sistema de refrigeração monobloco *plug-in* da câmara modulada. O dispositivo apresenta entrada de 0-5 A e saída de 0-5 mA. Como a câmara possui um consumo de aproximadamente 5,5 A, optou-se por adicionar um transformador de corrente, a fim de que o transdutor de corrente ficasse protegido. Instalou-se um transformador de corrente de barra, marca Kron<sup>®</sup>, modelo TCKR125, 10/5 A. A potência elétrica consumida foi calculada considerando-se uma tensão constante de alimentação de 220 V.

A temperatura externa foi monitorada através de registradores de dados compactos com diagnóstico em campo (*data loggers*) Testo<sup>®</sup> 175.

A temperatura interna da câmara e as temperaturas de entrada e saída foram medidas por sensores de temperatura tipo Pt100, montados a três fios e com terminação em termorresistência de platina CRZ 2005 classe B, de  $99,93 \Omega$  a  $0^\circ\text{C}$ , montada em substrato de cerâmica. Os foram calibrados fazendo-se uso de um banho termostático com circulação na faixa de  $-5$  a  $+50^\circ\text{C}$ , intervalos de  $5^\circ\text{C}$ , de acordo com as normas de medição de temperatura ANSI/ASHRAE 41.1 (ASHRAE, 1986). Utilizou-se solução de propileno glicol 37% (p/p) e comparação dos dados com termômetro padrão de mercúrio. Para a realização das leituras, aguardou-se a estabilização da temperatura do banho no valor desejado e a manutenção desta por um período de tempo suficiente para aquisição de pontos de dados.

Realizou-se a montagem de uma derivação em tubos de aço carbono de 1" de diâmetro nominal na linha de fluido secundário (solução de propileno glicol) da unidade frigorífica de resfriamento de líquido (*chiller*) previamente instalada até a câmara frigorífica, instalando um trocador de calor aletado com convecção forçada em seu interior, bem como todos os acessórios necessários. A linha foi isolada externamente com isolamento de espuma expandida Tubex<sup>®</sup> 10/35 de 9 mm de espessura.

Foi acrescido um reservatório de fibra de vidro com capacidade para 2.000 L de fluido, marca Fortlev<sup>®</sup>, instalado em uma plataforma de alvenaria localizada externamente. O reservatório foi isolado termicamente, em sua lateral, com duas camadas de espuma elastomérica AF/Armaflex<sup>®</sup>, de 19 mm de espessura cada. Isolação adicional para reflexão dos raios solares foi feita com filme de alumínio canelado de 0,35 mm de espessura. Sob sua base, foram acomodadas placas de cortiça de 25 mm de espessura, recobertas com plástico e lona de borracha para proteção contra umidade e transferência de calor com o piso. O reservatório é tampado com uma peça de mesmo material do corpo, face externa branca, sem isolamento.

O ensaio realizado com o sistema completo é caracterizado pela operação somente com fluido secundário e a unidade frigorífica desligada, testando a estratégia de operação com equipamento continuamente, evitando liga e desliga, de tal forma a racionalizar o consumo de energia e utilizar a energia excedente termoacumulada no horário de ponta, durante o qual o *chiller* também foi desligado.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

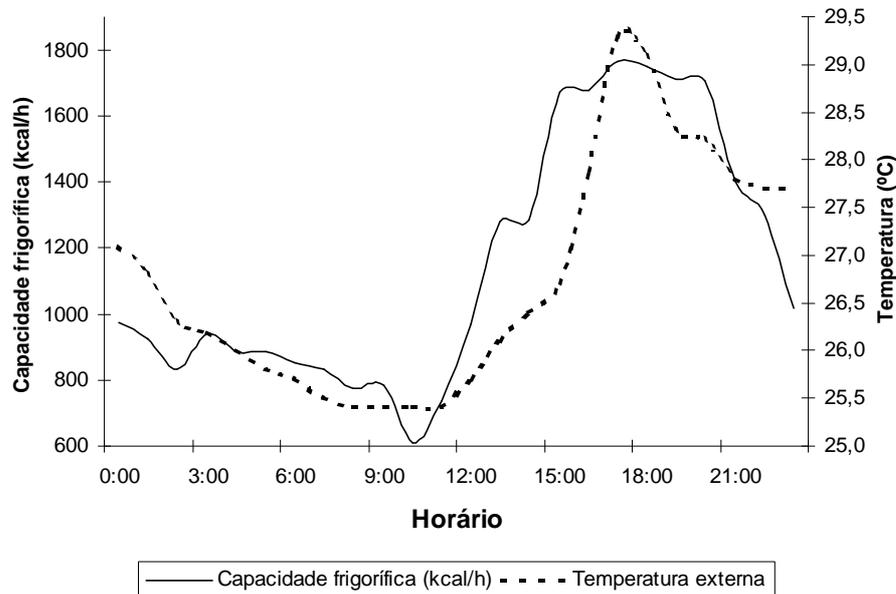
#### 3.1 AVALIAÇÃO DA CARGA TÉRMICA E DEMONSTRAÇÃO DA OCIOSIDADE DA APLICAÇÃO

O sistema de refrigeração original da câmara é uma unidade frigorífica *plug-in* de 1,2 kW de potência nominal (demanda elétrica) e capacidade nominal de 1.878 kcal/h (conforme catálogo do equipamento). O cálculo teórico com todas as suas considerações mostrou que a carga térmica a ser suprida é de 0,9 kW (ou 760 kcal/h), portanto menor que o dado do catálogo, mostrando um possível superdimensionamento para a câmara de estocagem. Assim, a manutenção da temperatura interna é feita por ciclos de acionamentos e desligamentos (controle liga-desliga), indicando que o sistema opera com parte da capacidade frigorífica ociosa.

Com a câmara de estocagem fechada, não considerando as perturbações na carga térmica mas apenas a transmissão como o fator mais importante, então, a temperatura do ar externo tem grande influência na quantidade de calor trocado através das paredes da câmara. Apesar da temperatura interna da câmara não ser exatamente constante, pode-se fazer essa consideração para uma faixa de valores, já que a variação que ela sofre é aproximadamente desprezível. A partir dos dados obtidos e tratados, considerando-se os períodos ligados e desligados e a capacidade frigorífica da unidade frigorífica *plug-in* dada em catálogo, calcula-se a média da capacidade frigorífica como se o sistema estivesse operando a uma capacidade constante dentro de um intervalo especificado. Nos casos estudados, utilizou-se o período de uma hora e graficou-se 24 pontos (das 24 horas do dia), que são mostrados na Figura 1.

Assim, confirma-se a proposição de que a transmissão de calor é variável durante o dia e é diretamente proporcional à variação da diferença de temperatura entre o ambiente e a câmara. Além disso, quanto maior a temperatura externa, maior a troca de energia térmica (calor). Uma vez que a câmara fica localizada na parte interna de um prédio, a variação da temperatura externa é mais suave em relação a uma câmara instalada externamente.

Se o equipamento de refrigeração é dimensionado e instalado para suprir a carga térmica do período mais quente do dia (geralmente das 12:00 as 18:00), em outros períodos, ele operaria com capacidade ociosa. Se a potência elétrica nominal da unidade frigorífica *plug-in* é de 1,2 kW e essa consome em média, metade desse valor, conforme os dados coletados pelo transdutor de corrente, então, o equipamento já opera com capacidade ociosa.



**Figura 1:** Histórico da temperatura do ar externo durante o dia e da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão.

Apesar de nenhum dado de pressão e temperatura do refrigerante primário da unidade frigorífica *plug-in* (R-22) haver sido coletado, pode-se supor que para manter a temperatura da câmara em 2 °C, a temperatura de evaporação foi de –3 °C. Desta forma, um novo sistema denominado “pseudo-chiller”, que seria um equipamento de mesma capacidade frigorífica que a unidade *plug-in*, deveria apresentar uma temperatura de evaporação menor, considerada –10 °C, para efeito de cálculo simulatório. Considerando uma temperatura de condensação de 40 °C, um superaquecimento de 6 °C e utilizando o *software* CoolPack<sup>®</sup>, pôde-se construir os ciclos frigoríficos e obteve-se os dados termodinâmicos.

Utilizando uma equação reduzida do balanço de energia, conforme mostrado na Equação 2, pode se encontrar a vazão mássica de refrigerante requerida para suprir a carga térmica da câmara, considerando uma operação a 100% da capacidade (1.878 kcal/h).

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta\hat{H} \quad (2)$$

onde  $\dot{Q}$  é a capacidade frigorífica da unidade frigorífica *plug-in* (1.878 kcal/h, conforme catálogo);  $\dot{m}$  é a vazão mássica de refrigerante (kg/s) e  $\Delta\hat{H}$  é a variação de entalpia de evaporação (kJ/kg).

Assim:

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta\hat{H}$$

$$1.878 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \frac{1\text{h}}{3.600\text{s}} \frac{4,184\text{kJ}}{1\text{kcal}} = \dot{m} 158,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{m} = 0,014 \text{ kg} / \text{s}$$

Utilizando a Equação 3, estimou-se o deslocamento volumétrico para as condições consideradas (temperatura de evaporação  $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ , temperatura de condensação  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  e capacidade frigorífica de  $1.878\text{ kcal/h}$ ).

$$\dot{V} = v\dot{m} \quad (3)$$

onde  $\dot{V}$  é o deslocamento volumétrico de refrigerante ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) e  $v$  é o volume específico do refrigerante ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ).

Então:

$$\dot{V} = 0,053 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} 0,014 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{V} = 7,35 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Considerando que o mesmo equipamento resfriando primeiramente o fluido secundário, com as condições operacionais de temperatura de evaporação  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  e temperatura de condensação  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , e que o deslocamento volumétrico útil de refrigerante seja igual em ambos os casos, pode-se estimar que a redução da capacidade frigorífica foi de 22 %, aproximadamente.

Dados do ciclo com redução na temperatura de evaporação:

$$v = 0,067 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\Delta\hat{H} = 156,0 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\dot{Q} = \frac{\dot{V}}{v} \Delta\hat{H}$$

$$\dot{Q} = \frac{7,35 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}}{0,067 \text{ m}^3 / \text{kg}} 156,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 0,011 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 156,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

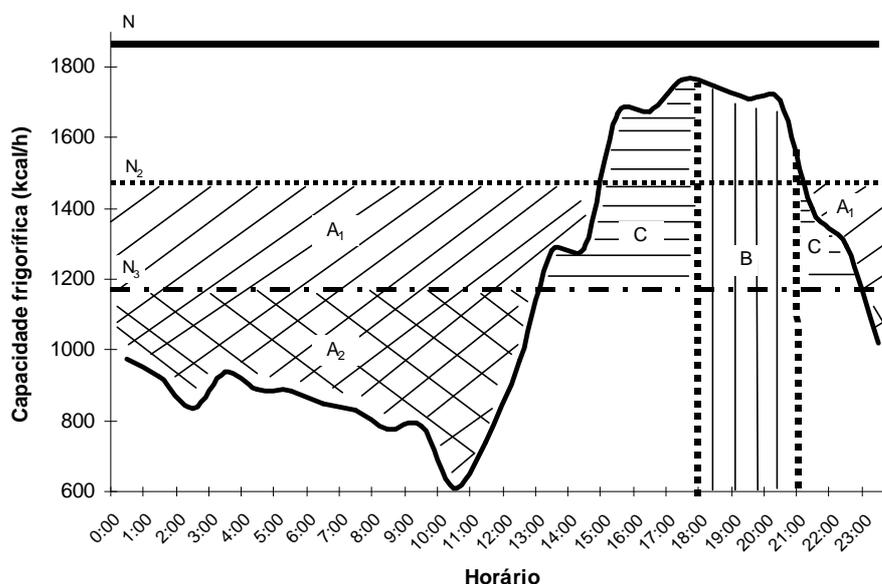
$$\dot{Q} = 1.470 \text{ kcal} / \text{h}$$

Assim, o ciclo de refrigeração para o resfriamento de fluido secundário, reduziu sua capacidade frigorífica em 22 %.

$$\% \text{ redução} = \frac{Q_{-3^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}} - Q_{-10^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}}}{Q_{-3^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}}} \cdot 100 = \frac{1.878 - 1.470}{1.878} \cdot 100 = 22 \%$$

Fazendo uma analogia com a Figura 1, agora considerando a capacidade frigorífica variável para a aplicação, obtém-se o diagrama da Figura 2.

Considerando a hipótese de que a aplicação tenha sido dimensionada para a potência nominal  $N$  da Figura 2 e se fosse utilizado o mesmo sistema de refrigeração para um segundo, operando com fluido secundário, no qual é necessária a redução da temperatura de evaporação do fluido primário e conseqüentemente uma diminuição da capacidade frigorífica nominal para um valor abaixo da nominal, ou seja  $N_2$ , então a energia excedente diária,  $E_A$ , (dada pela área  $A_1$ , área sob a linha  $N_2$  e sobre a curva de potência modulada elétrica) seria suficiente para que não houvesse operação no horário de ponta, uma vez que o estoque de energia à baixa temperatura seria sobressuficiente para a demanda térmica no período de ponta e em outros períodos, com um consumo de energia dado pela área  $B$ , ou seja,  $E_{A1} > E_B$ .



**Figura 2:** Histórico da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão (kcal/h).

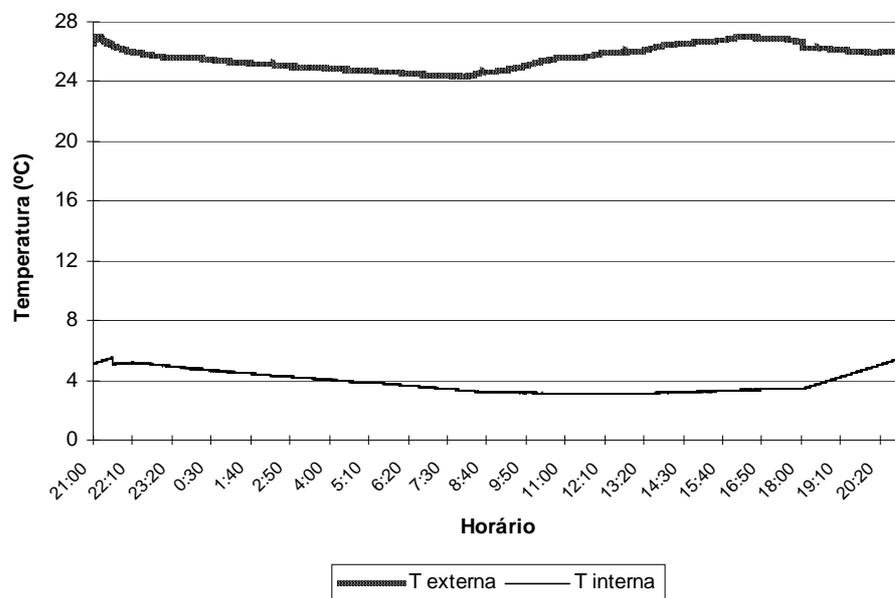
Em adição, é possível pressupor que para um dimensionamento racional da aplicação, seria possível dimensionar um sistema de refrigeração com capacidade frigorífica ainda menor ( $N_3$ ), com o propósito de que a energia excedente  $A_2$ , suprisse as necessidades de  $B$  e  $C$ .

### 3.2 COMPROVAÇÃO DA POSSIBILIDADE DE OPERAÇÃO RACIONALIZADA, UTILIZANDO ENERGIA TERMOACUMULADA EM CARGA PARCIAL

Como a capacidade de 2.000 kg de propileno glicol do tanque que foi instalada não comportaria uma estratégia de carga total (12 h de operação noturna de termoacumulação para 12 h de descarregamento), o teste foi realizado apenas para a estratégia parcial, com descarregamento no horário de ponta, no qual a tarifa elétrica é maior.

Partindo-se da câmara já resfriada, com a estabilização da temperatura, verifica-se que a operação com fluido secundário mantém a temperatura da câmara abaixo de 5 °C, indicando que a estratégia de termoacumulação sensível em carga parcial pode apresentar um bom desempenho quando operada continuamente, isto é, com o compressor ligado em período fora de ponta, alimentando o trocador de calor da câmara e a energia excedente sendo termoacumulada no tanque, para ser descarregada no período de tarifa elétrica maior, como é o caso do período de ponta.

Tendo essa última resposta favorável, o teste apresentou o histórico de temperatura mostrado na Figura 3.



**Figura 3:** Histórico de temperatura externa e interna da câmara durante o período completo do teste (operação somente com fluido secundário e descarregamento de energia termoacumulada em estratégia de carga parcial).

Quando o sistema opera em regime contínuo, como é o caso alcançado durante a coleta de dados para o teste, a temperatura interna da câmara é mantida aproximadamente constante durante as 24 horas, que tem início as 21:00 de um dia. Essa convenção é devido ao *chiller* estar operando a partir das 21:00 do dia anterior até as 18:00 do dia seguinte, ficando desligado nas três horas de ponta (18:00 as 21:00). Durante o horário de ponta, a temperatura da câmara, que estava em 3,5 °C, atinge um máximo de 5,5 °C exatamente no tempo final de descarregamento. Com o reacionamento do *chiller*, a temperatura tende a cair novamente, reiniciando mais um ciclo de operação.

#### 4. CONCLUSÃO

Tomando-se como objeto de estudo uma câmara de estocagem frigorificada localizada em ambiente interno e analisando a variação de sua carga térmica durante o dia, bem como a comparação desses dados com valores calculados de forma tanto teórica (método clássico) quanto prática e aliando essas realidades aos dados de catálogo da unidade frigorífica *plug-in* instalada, pode-se inferir que o sistema instalado apresenta superdimensionamento para a aplicação estudada. Esse fato é bastante evidenciado pelo constante acionamento e desacionamento da unidade.

Sendo assim, existe uma ociosidade de operação para os sistemas com fluido primário em que não há possibilidade de termocumular a energia. Aliado a esse fato, o sistema necessita operar no horário de ponta, no qual a tarifa elétrica é maior.

Partindo desse pressuposto, uma instalação com fluido secundário, como a que foi construída resultaria em melhor utilização da energia elétrica e térmica, mantendo uma reserva dessa última nos períodos do dia em que é mais vantajoso economicamente fazer uso reduzido da primeira, isto é, mantendo o compressor desligado.

O estudo realizado nas curvas de demanda considerando o equipamento com redução de capacidade em relação a um previamente dimensionado (*pseudo-chiller*) mostram claramente que um sistema operado continuamente em sua capacidade máxima e termoacumulando a energia excedente pode resultar numa melhor distribuição do consumo de energia elétrica durante o dia, resultando em economia financeira, já que as tarifas empregadas em horário de ponta são maiores que nos outros períodos do dia.

## AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer ao CNPq pelo apoio financeiro.

## 5. REFERÊNCIAS

ASHRAE, ANSI/ASHRAE 41.1. **Standard method for temperature measurement**, 1986.

COOLPACK. **A Collection of Simulation Tools for Refrigeration**. Technical University of Denmark – Department of Mechanical Engineering, free software, v 1.46, 2000, Disponível em: <<http://www.et.dtu.dk/CoolPack>>.

DOSSAT, R. J. **Principles of refrigeration**. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2002.

FINER, S. I., CLELAND, A. C., LOVATT, S. J. Simple mathematical model for predicting the transient behaviour of an ice-bank system. **Int. J. Refrig.**, 16 (5), 312-320, 1993.

GATLEY, D. P. Cooling thermal storage. **Heat. Pip. Air Cond.**, 59 (4), 73-83, 1987.

MACCRACKEN, M. M. Thermal energy storage myths. **Energy Eng.**, 101 (4), 69-80, 2004.

MINEA, V. Supermarket refrigeration system with completely secondary loops. **ASHRAE J.**, 49 (9), 40-56, 2007.

QURESHI, T. Q., TASSOU, S. A. Variable-speed capacity control in refrigeration systems. **Appl Therm. Eng.**, 16 (2), 103-113, 1996.

STIGNOR, C. H., SUNDÉN, B., FAHLÉN, P. Liquid side heat transfer and pressure drop in finned-tube cooling-coils operated with secondary refrigerants. **Int. J. Refrig.**, 30 (7), 1278-1289, 2007.

WOOLRICH, W. R. **Secondary refrigerants**, in: Handbook of Refrigeration Engineering, v 1, Fundamentals, 4th ed, The AVI Publishing Co., Westport, 1965.

WULFINGHOFF,. D. R. **Energy efficiency manual**, Wheaton: Energy Institute, 1999.