

PROJETO BÁSICO DE UM SISTEMA CENTRAL DE AR CONDICIONADO COM TERMOACUMULAÇÃO  
PARA O CAMPUS II DO CEFET-MG

Gustavo Machado Condessa – [gustavlonos@gmail.com](mailto:gustavlonos@gmail.com)

José Henrique Martins Neto – [henrique@des.cefetmg.br](mailto:henrique@des.cefetmg.br)

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica

[http://www.graduacao.cefetmg.br/site/sobre/aux/cursos/engenharia\\_mecanica.html](http://www.graduacao.cefetmg.br/site/sobre/aux/cursos/engenharia_mecanica.html)

F4 - PROJETO DE AR CONDICIONADO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO

**Resumo.** Este trabalho apresenta uma investigação que gerou um projeto básico de um sistema de ar condicionado do tipo expansão indireta com armazenamento de energia para condicionamento das edificações de um Campus do CEFET-MG. O sistema é composto de Unidades de Resfriamento de Líquido, tanques de armazenamento de energia a gelo e sistema hidrônico. O dimensionamento do sistema hidrônico e seleção dos equipamentos primários se basearam no levantamento das cargas térmicas das edificações. A seleção do conceito de distribuição do fluido operante foi realizada após estudo dos diferentes conceitos. A seleção do sistema de armazenamento de energia foi feito após estudo dos vários sistemas de armazenamento de energia, sendo selecionado o sistema “bancos de gelo” do tipo “internal-melt-ice-on-coil”. Os resultados mostraram que o sistema de termoacumulação apresenta vantagens em relação ao sistema convencional, pois possibilitam operar os “chillers” em horários de tarifa reduzida de energia elétrica. O sistema a gelo comparado ao sistema de água gelada possibilita redução dos diâmetros das tubulações de fluido de trabalho devido às maiores diferenças de temperaturas que acarreta redução das vazões. A seleção dos equipamentos primários considerou as cargas térmicas, perdas de carga no circuito de distribuição e nas serpentinas internas dos tanques de gelo.

**Palavras-chave:** Sistema hidrônico, termo acumulação, ar condicionado, dimensionamento, tanques de gelo.

## 2. INTRODUÇÃO

O conforto térmico representa uma situação em que uma pessoa se sente satisfeita no que diz respeito às condições climáticas do meio em que ela se encontra (ABNT, 2008 a), sendo considerado um fator de relevância quanto à produtividade das pessoas (McQuiston et al, 2005), a exemplo de um ambiente universitário (i.e., salas de aulas).

No Campus II do CEFET-MG são poucas as edificações climatizadas, entretanto, ultimamente, devido as altas temperaturas do verão, a Instituição decidiu adotar uma política de instalar sistemas de pequeno porte do tipo “split” nas varias edificações. Esses equipamentos, embora apresentem boa eficiência e sejam simples de instalar, acabam por gerar elevados custos de manutenção por demandarem intervenções pontuais (ASHRAE, 2008 a). Adicionalmente, esses equipamentos têm contribuído de forma significativa para aumentar a demanda de energia elétrica do Campus o que tem acarretado quedas no suprimento de energia elétrica do Campus nas primeiras horas do período da tarde. Adicionalmente, os equipamentos do tipo “split” não aproveitam o fator de diversidade das cargas térmicas do Campus, apresentam impacto estético visual negativo devido à instalação das Unidades Condensadoras em locais externos, além de serem questionados sobre o cumprimento dos quesitos da renovação do ar que afeta a boa qualidade do ar interno.

Esses fatores motivaram um estudo, com posterior elaboração de um projeto básico, para apresentação à Instituição referente à implantação de um sistema central do tipo Central de Fluido Secundário “CFS”, composto por um sistema de armazenamento de energia. A utilização de sistemas dotados de termoacumulação permitirá o atendimento das cargas térmicas simultâneas das diversas edificações do Campus com uma menor capacidade instalada de Unidades de Resfriamento de Líquido “URL” (i.e., “chillers”), conforme mencionado na ASHRAE (2008 d), McQuiston et al (2005) e Howell et al (2005). Adicionalmente foi dimensionado um sistema hidrônico para conectar a “CFS” às várias Unidades de Climatização (i.e., “fan-coils”) localizadas nas diferentes edificações do Campus.

Este trabalho contemplou investigar, realizar um estudo comparativo dos sistemas e elaborar um projeto básico com seleção do conceito de um sistema hidrônico, dimensionamento da tubulação do sistema de distribuição de fluido secundário, seleção dos equipamentos primários da “CFS” (i.e., chillers e tanque de termoacumulação), seleção dos acessórios e de estratégias de controle necessárias para o funcionamento do sistema hidrônico.

## 3. DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DO SISTEMA

Os cálculos das cargas térmicas das edificações do Campus II do CEFET-MG foram realizados de forma simplificada utilizando-se valores de “benchmarking” apresentados por Creder (2004), que se baseia em valores específicos de carga térmica para diferentes tipos de edificação. Portanto, os cálculos das cargas térmicas foram realizados multiplicando essas cargas térmicas específicas ( $\text{kW/m}^2_{\text{piso}}$ ) pelas áreas dos pisos ( $\text{m}^2_{\text{piso}}$ ) das diferentes zonas de climatização de cada edificação do Campus, sendo essas áreas obtidas das plantas arquitetônicas dos vários prédios

do Campus. A carga térmica de pico de cada edificação foi assumida ser igual a somatória das cargas térmicas de cada zona de climatização da referida edificação.

O método de dimensionamento do reservatório de energia pôde ser realizado considerando ciclos completos de carga e descarga, sendo necessária a elaboração de gráficos que relacionavam a solicitação térmica horária, denominada “Perfil de Solicitação Térmica”, (i.e., perfil diário da carga térmica de resfriamento de verão) com a variação da temperatura externa ambiente. Neste projeto optou-se pela utilização de ciclos “carga - descarga” dos reservatórios de energia com duração de um dia, visando obter reservatórios de menor capacidade e menores dimensões (Dorgan, 1994).

Para determinação do “perfil de solicitação térmica das edificações” considerou-se que a diferença entre a temperatura horária do ar externo e a temperatura máxima do mesmo dia num dia típico de verão, conforme apresentado na Tab. 1, fosse diretamente proporcional à variação da carga térmica máxima instantânea diária. O período de ocupação considerado foi de 7 h às 23 h considerando as variações de ocupação dos ambientes (i.e., salas de aula).

Tabela 1. Variação percentual da temperatura do ar externo e carga térmica para um dia típico de verão.

Hora	%	Hora	%	Hora	%
1	87	9	71	17	10
2	92	10	56	18	21
3	96	11	39	19	34
4	99	12	23	20	47
5	100	13	11	21	58
6	98	14	3	22	68
7	93	15	0	23	76
8	84	16	3	24	82

Fonte: Dorgan, et al (1993)

Com base nesses dados foi traçado o gráfico que mostrava a variação da solicitação térmica ao longo de um dia típico de verão, que corresponde aos valores mais altos de solicitação térmica.

## 2.1. Definição da agenda de funcionamento e dimensionamento primário dos URLs

A agenda de funcionamento da URLs (i.e., chillers) foi concebida a partir de uma estimativa dos custos considerando o custo do consumo de energia elétrica e o custo devido à aquisição dos equipamentos comparando-se dois cenários. No primeiro cenário, os chillers funcionariam em um regime de 24 horas por dia à plena carga e seriam assistidos por um termo acumulador. No segundo caso os chillers operariam durante o período em que as tarifas de energia elétrica fossem mais baixas, ou seja, no período de 20 h às 17 do dia seguinte, totalizando 21 horas de funcionamento. A capacidade nominal dos “chillers” pôde ser determinada pela Eq. 1, Dorgan, et al (1994), considerando diferentes cenários de utilização dos chillers com o carregamento de energia realizado diariamente.

$$C_{nc} = \frac{C_{TT}}{H_{car} FC_{car} + H_{ap} FC_{ap} + H_{fp} FC_{fp}} \quad (1)$$

Onde:  $C_{nc}$  é a capacidade nominal dos “chillers” [TR];  $C_{TT}$  é a carga térmica total diária a ser atendida [TRh];  $H_{car}$  é o número de horas que o chiller trabalharia para carregar o termo acumulador [h];  $FC_{car}$  é a fração da capacidade dos “chillers” utilizada para efetuar o carregamento do termo-acumulador [adimensional];  $H_{ap}$  é o número de horas que os “chillers” operariam para atender à demanda no horário de pico [h];  $FC_{ap}$  é a fração da capacidade dos chillers utilizada para atendimento da demanda no horário de pico [adimensional];  $H_{fp}$  é o número de horas que os “chillers” operariam para atender à demanda fora do horário de pico [h];  $FC_{fp}$  é a fração da capacidade dos chillers para atendimento da demanda fora do horário de pico [adimensional].

Para a estimativa de custo com consumo de energia elétrica considerou-se um coeficiente de performance (COP) igual a 3 para as “URLs” operando com 100% da sua capacidade nominal durante todo o período de funcionamento, ou seja,  $FC_{car}$ ,  $FC_{ap}$  e  $FC_{fp}$  foram iguais a unidade. O custo diário do consumo de energia elétrica (R\$/dia) foi obtido multiplicando o preço da tarifa (R\$/kWh) pelo número de horas de funcionamento do equipamento (h/dia) e pela potência elétrica necessária para o funcionamento dos mesmos (kW). O custo mensal de energia elétrica foi calculado multiplicando-se o valor do custo diário de energia pelo número de dias de operação dos chillers durante um mês, considerando-se 24 dias úteis incluindo os dias de sábados.

A seleção da agenda de funcionamento mais econômica foi efetuada com base na comparação dos custos de aquisição, instalação e operação das “URLs” para os dois cenários propostos ao longo de um período de 24 meses.

## 2.2. Seleção do conceito do sistema de armazenamento de energia

Neste trabalho foram analisadas duas alternativas de conceito de termoacumulação: (i) sistema de armazenamento de energia sensível (i.e, tanque de água gelada); (ii) sistema de armazenamento de energia latente usando o banco de gelo do tipo “internal-melt-ice-on-coil”. A comparação dos dois conceitos foi realizada com base nas vazões de fluido necessárias ao atendimento da carga térmica máxima instantânea, que ocorre às 15 h, sendo calculadas conforme a Eq. 2 para os dois casos.

$$Q_a = \frac{\dot{q}_s}{\rho_a c_{p_a} \Delta T_a} \quad (2)$$

Onde:  $\dot{q}_s$  é a taxa de calor (carga térmica total máxima instantânea) no evaporador do chiller [kW];  $Q_a$  a vazão volumétrica de fluido [ $\text{m}^3/\text{s}$ ];  $\rho_a$  a densidade do fluido [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];  $c_{p_a}$  o calor específico da fluido [ $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ ];  $\Delta T_a$  a diferença de temperatura do fluido na entrada e saída do chiller definido pelas temperaturas de operação [K].

No primeiro caso o fluido de trabalho é a água pura tratada quimicamente, enquanto que, no segundo caso se trata de uma solução glicol - água com 20 a 30% em massa de etileno glicol. As diferenças de temperatura ( $\Delta T$ ) do fluido utilizadas entre a saída e o retorno do reservatório térmico, são 8° C e 11° C, respectivamente, para o primeiro e segundo casos, conforme estabelecido pela ASHRAE (2008 d) e Dorgan et al. (1994).

As propriedades termofísicas dos fluidos utilizados não apresentam variações significativas sendo adotados valores constantes para o calor específico e massa específica no cálculo das vazões. A solução de etileno glicol - água com 25% de concentração em peso apresenta ponto de fusão de -11°C, massa específica de 1039  $\text{kg}/\text{m}^3$  e calor específico 3,725  $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$  conforme (McQuiston et al., 2005), (Medeiros, 2010) e (Perry et al., 1973).

## 2.3. Dimensionamento e seleção das “URLs” e tanques de armazenamento de energia

Os cálculos para o dimensionamento dos “chillers” e da capacidade do sistema de armazenamento de energia foram feitos simultaneamente de modo a estabelecer uma combinação desses equipamentos atendendo assim às solicitações térmicas. Para tanto foi desenvolvida uma tabela que relaciona, para cada hora do dia, a demanda térmica versus a capacidade de entrega desta energia diretamente pelos “chillers”. Nas horas em que a carga térmica excede a capacidade dos chillers foi necessária utilizar energia armazenada do termo acumulador. Por outro lado, nas horas que a carga térmica é inferior à capacidade dos chillers a energia excedente foi armazenada no termo acumulador.

Nessa fase do projeto foram consideradas, além de uma tolerância de fabricação de 5% na capacidade nominal das “URLs”, perdas térmicas nas tubulações e no sistema de armazenamento de energia. Com base nos valores arbitrados para essas perdas, foram calculadas as capacidades de “entrega” da energia produzida para o atendimento direto à solicitação térmica ou para o carregamento dos reservatórios de energia. Para seleção do chiller foi utilizado um método de tentativa e erro em que se variou a capacidade nominal até se encontrar o menor valor de capacidade que atendesse à demanda térmica do dia típico de verão, sem a ocorrência de déficit de carga térmica em nenhuma hora. Posteriormente, foram selecionados os chillers compatíveis com a carga nominal determinada encontrada nos cálculos.

A capacidade dos tanques de armazenamento de energia foi obtida a partir dos dados gerados no cálculo dos níveis de reserva de energia, tendo como base o excedente produzido pelas “URLs”, e um fator de perda térmica no termo acumulador. Uma vez fixada a capacidade nominal dos chillers para o atendimento do perfil das cargas estipuladas foi adotado o maior nível de energia armazenada, considerando o dia de projeto, como valor para a capacidade nominal.

## 2.4. Dimensionamento da tubulação e seleção de equipamentos de climatização e bombeamento

O critério de dimensionamento da tubulação foi feito observando uma velocidade máxima de 1,2 m/s para escoamentos em tubulações com diâmetros inferiores a 50 mm e perda de carga unitária de 400 Pa/m (ABNT, 2008 a) para diâmetros maiores que 50 mm. Para efetuar os cálculos foi necessário definir as vazões do circuito primário, considerando valores máximos indicados na documentação das “URLs” selecionadas. Para o circuito secundário a vazão foi obtida pela Eq. 3 para a máxima demanda de carga térmica por Unidade de Climatização (i.e, fan coil).

$$Q_a = \frac{\dot{q}_s}{\rho_a c_{p_a} \Delta T_a} \quad (3)$$

Onde:  $\dot{q}_s$  é a taxa de calor na serpentina do fan coil [kW];  $Q_a$  é a vazão volumétrica de fluido [ $\text{m}^3/\text{s}$ ];  $\rho_a$  é a densidade do fluido [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];  $c_{p_a}$  é o calor específico da água [ $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ ];  $\Delta T_a$  é a diferença de temperatura do fluido que entra e sai da serpentina, sendo essa definida pelas temperaturas de operação [K].

O dimensionamento também permitiu determinar a velocidade de escoamento do fluido nos diferentes trechos da tubulação e da perda de carga por unidade de comprimento, segundo as Eq. 4 e a Eq. 5 respectivamente.

$$Q_a = \frac{\pi D^2}{4} \bar{v} \quad (4)$$

Onde:  $D$  é o diâmetro interno da tubulação no trecho [m];  $\bar{v}$  é a velocidade média do fluido no trecho [m/s].

$$\Delta p_u = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{\rho_a \bar{v}^2}{2} \right) \quad (5)$$

Onde:  $\Delta p_u$  é a perda de carga em cada trecho de tubulação [Pa];  $f$  é o fator de atrito obtido do “ábaco de Moody” .

As perdas de carga nos acessórios foram calculadas da Eq. 6, utilizando valores de comprimento equivalente (Fox et al, 2006) e (Lengsfeld et al. 2003).

$$\Delta p = f \left( \sum \frac{L_e}{D} \right) \left( \frac{\rho \bar{v}^2}{2} \right) \quad (6)$$

Onde:  $L_e$  é o comprimento equivalente de cada acessório.

A seleção dos trocadores de calor dos “fan coils” foi feita com base na demanda térmica de pico de cada um dos prédios, observando as vazões calculadas nos trechos correspondentes.

A seleção das bombas dos circuitos primário e secundário foi realizada conforme a Eq. 7 para cálculo da potencia, sendo as variáveis de entrada valores da perda de carga e das vazões determinadas anteriormente. Para cálculo da perda de carga primeiramente foi elaborado um digrama unifilar da tubulação mostrando o seu traçado a partir da planta geral do Campus, visando estimar os comprimentos dos trechos da tubulação bem como definir os acessórios necessários.

$$\dot{W} = Q_b \Delta p_{\text{trecho}} \quad (7)$$

Onde:  $\dot{W}$  é a potência de bombeamento [W];  $Q_b$  é a vazão de água que passa pela bomba [m<sup>3</sup>/s];  $\Delta p_{\text{trecho}}$  é a perda de carga calculada ao longo do trecho de maior distancia atendido pela bomba [Kgf/cm<sup>2</sup>].

## 4. RESULTADOS

Os resultados mostram os cálculos de carga térmica máxima e diária, seleção dos chillers e tanques de termoacumulação, além do dimensionamento do circuito hidrônico do sistema proposto para o Campus do CEFET-MG.

### 4.1 CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS E PERFIL DE SOLICITAÇÃO TÉRMICA

A solicitação térmica horária de cada ambiente climatizado foi calculada multiplicando os valores de “benchmarking” (Creder, 2004) pelas suas respectivas áreas de piso, obtidas das plantas arquitetônicas dos prédios do Campus. Os valores de carga térmica horárias são apresentados na Tab.2, para o dia típico de verão, sendo utilizados os números oficiais que designam os vários prédios do Campus.

Tabela 2. Somatório das Cargas Térmicas de Pico por edificação do Campus.

Prédio	Carga térmica [TR]
1	116,40
2	25,59
3	1,51
4	7,81
5	2,09
6 e 7	52,66
8 e 9	13,21
12	37,50
15	2,86
17	12,56
18	13,31
19	33,04
Total	318,53

O perfil de carga térmica, apresentado na Fig. 2, foi calculado a partir da variação de temperaturas esperadas em um dia típico de projeto, apresentada na Tab. 2, multiplicando o valor da carga térmica de pico total pela fração da

variação da temperatura correspondente a cada hora, de acordo com a Tab. 1, levando em conta apenas o período de 7 h às 23h, que corresponde aos horários de ocupação dos ambientes do Campus.

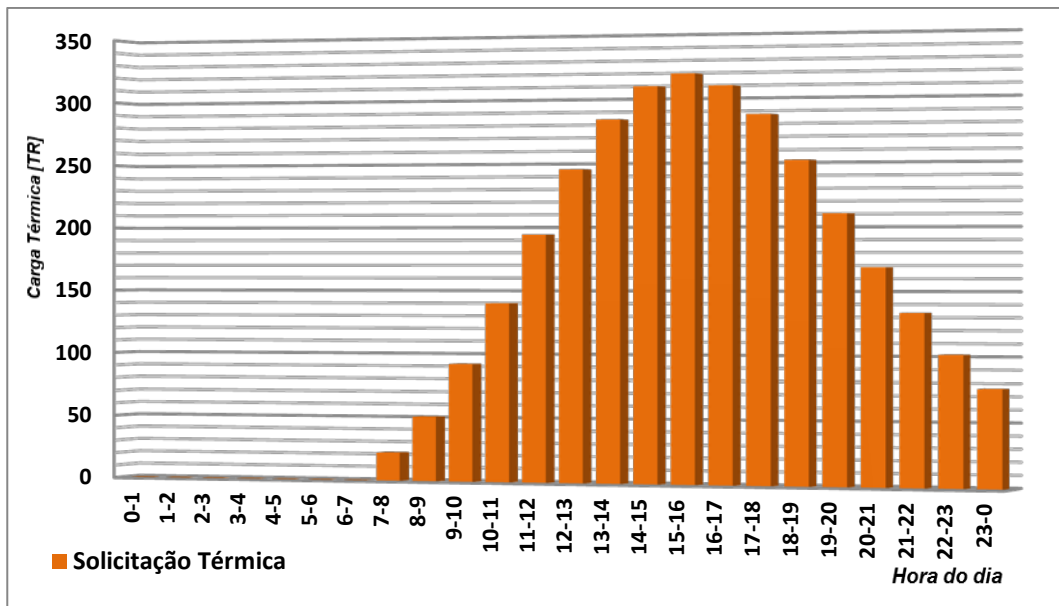


Figura 2. Perfil da carga térmica total simultânea máxima do Campus II, CEFET MG.

A carga térmica diária total (TRh) conforme mostrado na Tab. 3 foi obtida somando os valores das solicitações térmicas horárias. Para ambos os casos as “URLs” foram assumidas operar à plena carga durante o período de funcionamento. A capacidade nominal dos chillers para os dois casos foi obtida dividindo-se o valor da carga térmica total pelo número de horas de operação de cada um dos casos. Com base nesses cálculos, foram selecionados os equipamentos (i.e., chillers) com capacidades imediatamente superiores às calculadas. A Tab. 3 mostra também as horas de funcionamento dos chillers durante o dia e a potência nominal dos mesmos, enquanto que, a Fig. 3 mostra as cargas térmicas atendidas pelos chillers para ambos os casos além do perfil de carga térmica.

Tabela 3. Capacidade nominal do equipamento de refrigeração

Caso	Carga térmica [TRh]	Período funcionamento [h]	Calculada [TR]	Selecionada [TR]
Caso 1	3195	24	133	140
Caso 2	3195	21	152	160

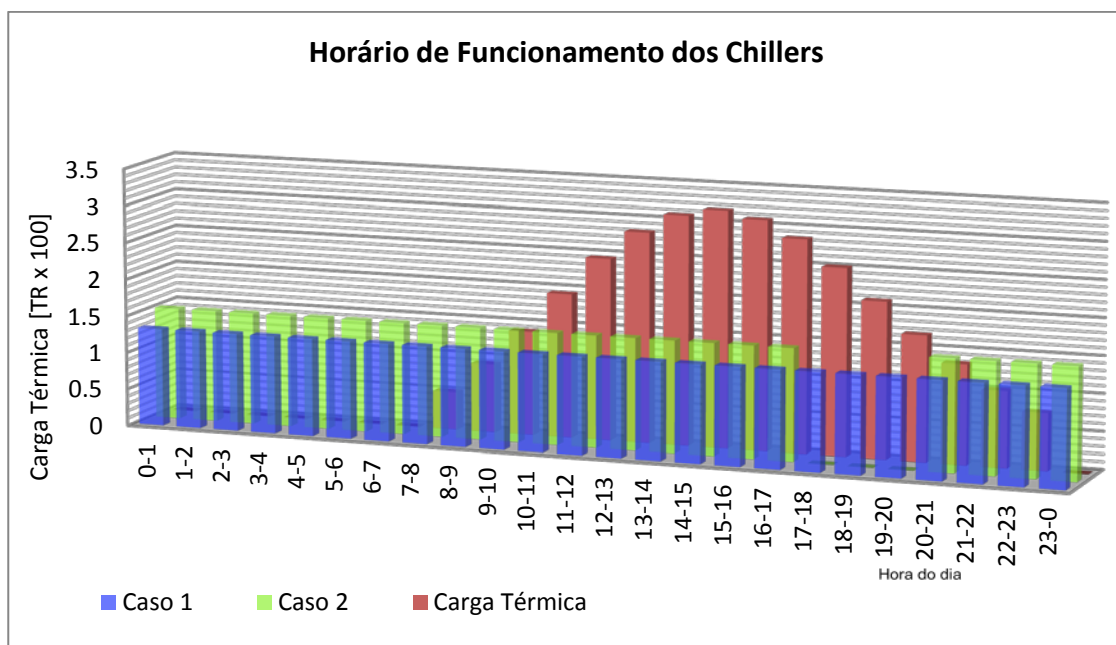


Figura 3. Perfil de carga térmica horária e esquema de operação dos “chillers” nos dois casos.

O custo para aquisição do sistema de refrigeração para cada caso foi verificado junto a empresa especializada sendo o valor base para aquisição e instalação das “URLs” de aproximadamente R\$8000/TR. Em seguida foram estabelecidos os consumos de energia elétrica de cada um dos equipamentos, de acordo com as potências requeridas, dividindo o valor de carga térmica pelo coeficiente de performance que foi assumido igual a 3. O cálculo do custo de operação diário foi efetuado multiplicando-se o valor do consumo horário de energia pelo tempo de operação e pelo custo da energia elétrica durante o período de operação que foi assumido igual a R\$0,915 para horários de pico e R\$ 0,181 para o período fora de pico. Os dados econômicos são apresentados na Tab. 4 mostrando os valores obtidos por estes cálculos.

Tabela 4. Custos com aquisição e operação dos equipamentos de refrigeração.

	Caso 1 - funcionamento 24 h/dia	Caso 2 - Funcionamento 21 h/dia
Capacidade Nominal [TR]	140	160
Aquisição e instalação [R\$]	1.120.000	1.280.000
Consumo Horário [KWh]	164	187
Custo diário [R\$]	1073	711
Custo mensal [R\$]	26.812	17.776

Para avaliar qual dos dois casos analisados apresenta maior vantagem do ponto de vista econômico, elaborou-se um gráfico, mostrado na Fig. 4, que relaciona os custos mensais acumulados de aquisição e instalação dos chillers e os custos do consumo de energia. Dessa forma foi possível estimar o tempo necessário para que o investimento em uma “URL” de maior porte, caso 2, fosse compensado pela utilização do horário de tarifas reduzidas de energia elétrica.

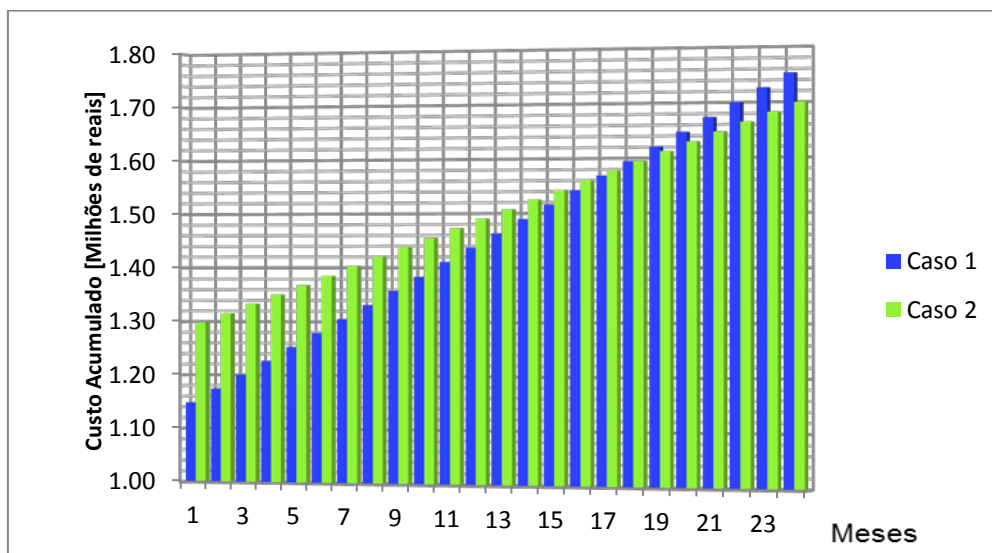


Figura 4. Custo acumulado de investimento inicial e gasto com energia elétrica.

Analisando a Fig. 4 verifica-se que o segundo caso apresenta após um período de 19 meses de funcionamento maiores vantagens econômicas em relação ao caso 1, com superação do valor investido.

#### 4.2 Seleção do tipo de armazenamento de energia a ser usado e estratégias de operação.

A comparação das vazões dos fluidos, calculado pela Eq. 3, serviu como base para seleção do sistema de armazenamento de energia empregado no projeto, considerando a carga térmica de pico igual a 319 TR, que ocorre no período de 15 h às 16 h, conforme mostrado na Fig. 3.

No primeiro caso, analisou-se um reservatório de energia sensível, usando água como meio de armazenamento e também como fluido de trabalho, considerando a diferença de temperatura igual a 8 °C (i.e., 13°C na entrada e 5°C na saída dos chillers e tanque de armazenamento). Para o segundo caso adotou-se um sistema de armazenamento de energia latente, do tipo banco de gelo “internal-melt-ice-on-coil”, cujo meio de armazenamento de energia é a água, e o fluido de trabalho é uma solução etileno glicol e água de 25% em massa glicol adotando-se uma diferença de temperatura de 11 °C (i.e., 13°C na entrada e 2°C na saída dos chillers e tanque de armazenamento). As vazões mássicas dos fluidos operantes foram, respectivamente, 33,3 kg/s e 27,3 Kg/s, para a água e solução de glicol.

O fluido operante selecionado foi a solução de etileno glicol - água (i.e., sistema de termoacumulação a gelo) que requer uma menor vazão para o atendimento da solicitação térmica. O critério adotado desconsidera a diferença de viscosidade entre os fluidos de trabalho que influencia na perda de carga e potência de bombeamento. O fluxograma do conceito do sistema utilizado no projeto é apresentado na Fig. 5 mostrando os tanques de armazenamento de gelo do tipo “internal-melt-ice-on-coil” e o chiller conforme (Dorgan, 1994), e catalogo de um fabricante nacional de tanque de gelo.

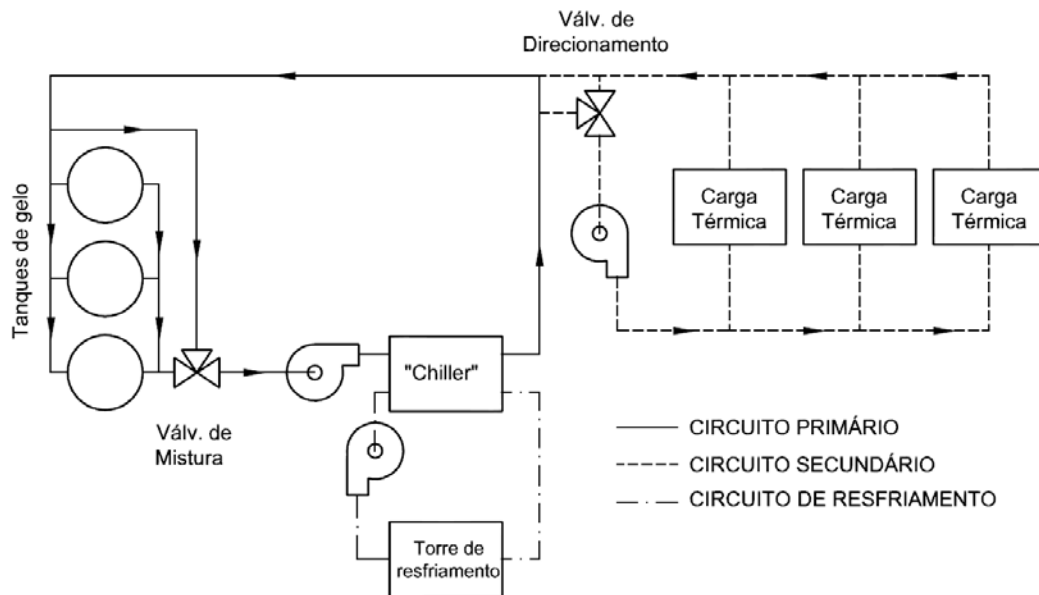


Figura 5. Fluxograma do sistema hidráulico do sistema selecionado com banco de gelo.

O conceito do circuito hidráulico selecionado consiste de anel primário e anel secundário com o chiller instalado à jusante dos tanques de gelo. Esta configuração permite um maior aproveitamento da energia armazenada comparada ao conceito no qual o chiller é instalado à montante dos tanques. Por outro lado, o conceito “chiller à jusante dos tanques”, requer maior consumo de energia, pois a temperatura de evaporação é mais baixa e, conseqüentemente o coeficiente de performance do mesmo. A válvula de direcionamento de três vias permite variar a vazão do fluido do circuito secundário de forma a atender à carga térmica, enquanto que, a vazão do fluido no anel primário permanece constante. Durante o período de carregamento dos tanques a solução de glicol circula pelo circuito primário com temperatura inferior à do ponto de congelamento da água (i.e.,  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), retirando calor latente necessário para solidificação da água contida dentro dos tanques. A válvula de mistura permite regular a vazão do fluido nos tanques de forma que a temperatura na entrada do chiller permaneça constante.

#### 4.3 Dimensionamento das “URLs” e tanques de armazenamento de energia.

O dimensionamento das capacidades nominais do URL (i.e., chiller) e tanques de termo acumulação levou em conta as cargas térmicas e as perdas de energia ao longo do circuito hidráulico (circuitos primário e secundário e no reservatório de energia). Observou um fator de tolerância de fabricação igual a 0,95 e uma perda de 5% da carga térmica gerada devido ao longo trajeto do fluido operante no circuito secundário. O cálculo da capacidade dos tanques de termo acumulação e da energia armazenada nos mesmos levou em conta uma perda da energia armazenada de 1% devido às perdas de calor do fluido de trabalho no circuito primário durante o período de carga. Também foi considerado que os tanques de gelo não descarregam completamente, sendo que 5% da energia total acumulada não é aproveitada (Dorgan et al.,1994). O inventário de energia acumulada no final de um período horário nos tanques foi calculado levando em conta a energia armazenada no início do período e as perdas de energia no circuito primário. O chiller (caso 2) atende a carga térmica desde que essa não ultrapasse o valor da sua potência máxima (Fig. 3). Os tanques de gelo complementam a carga do chiller nos momentos que a demanda de carga térmica ultrapassa a potência do chiller e durante as três horas que o mesmo se encontrar desligado. O processo de seleção do chiller constou de um método de “tentativa - erro” em que se arbitrou diferentes capacidades nominais até que fosse encontrado um valor que atendesse à demanda de energia diária sem que houvesse ocorrência de déficit de energia. Observaram-se no dimensionamento do tanque de gelo os níveis de energia horária acumulada. O resultado foi um chiller de capacidade nominal igual a 172 TR, sendo selecionados duas “URLs” com condensação a água de um fabricante nacional, 94 TR cada (330 kW).

O dimensionamento dos tanques de gelo considerou o maior nível de energia alcançado no reservatório durante o dia (i.e., final do período de carga) sendo este igual a 1573 TRh. Um catálogo de um fabricante nacional de tanques de gelo do tipo (internal-melting-ice-on-coil) foi consultado sendo selecionados seis unidades de capacidade nominal 238 TRh (833 kWh), volume de água de água líquida dentro do tanque igual a  $7,7\text{ m}^3$  e volume de glicol nas serpentinas do

tanque igual a  $0,7\text{m}^3$ . A capacidade de carga e descarga de energia dos chillers e tanques de gelo são apresentadas na Fig. 6 juntamente com o perfil de carga térmica para o dia de design.

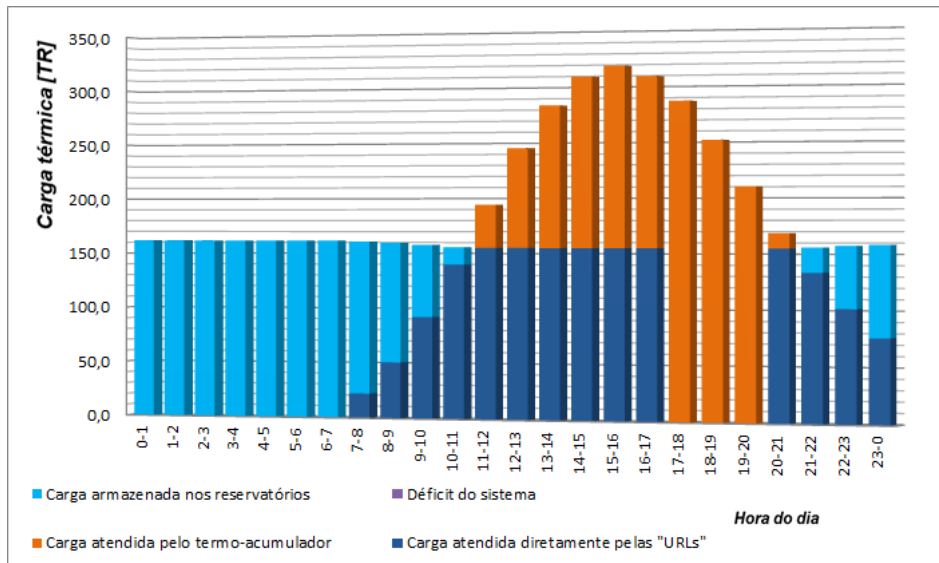


Figura 6 - Capacidade de atendimento do sistema (chillers e termo - acumulador).

#### 4.4 Dimensionamento da tubulação e seleção de equipamentos de climatização e bombeamento

O traçado das tubulações de alimentação e de retorno do fluido de trabalho (i.e., solução glicol - água) foi definido selecionando primeiramente o local da CFS (Central de Fluido Secundário), que abriga os chillers, tanques de gelo, bombas dos circuitos primário e secundário, além da tubulação do circuito primário e acessórios. Esse local é apresentado na planta arquitetônica do Campus, conforme mostrado na Fig.7, juntamente com as linhas de alimentação e retorno do fluido de trabalho. Essas linhas conectam a CFS com as Unidades de Climatização instaladas em cada prédio do Campus, observando-se que as tubulações estão enterradas isoladas termicamente. As vazões de cada trecho foram determinadas e as tubulações dimensionadas conforme exposto anteriormente. Um isométrico, mostrado na Fig. 8, foi elaborado mostrando as tubulações de alimentação e retorno, as dimensões de cada trecho e os acessórios.

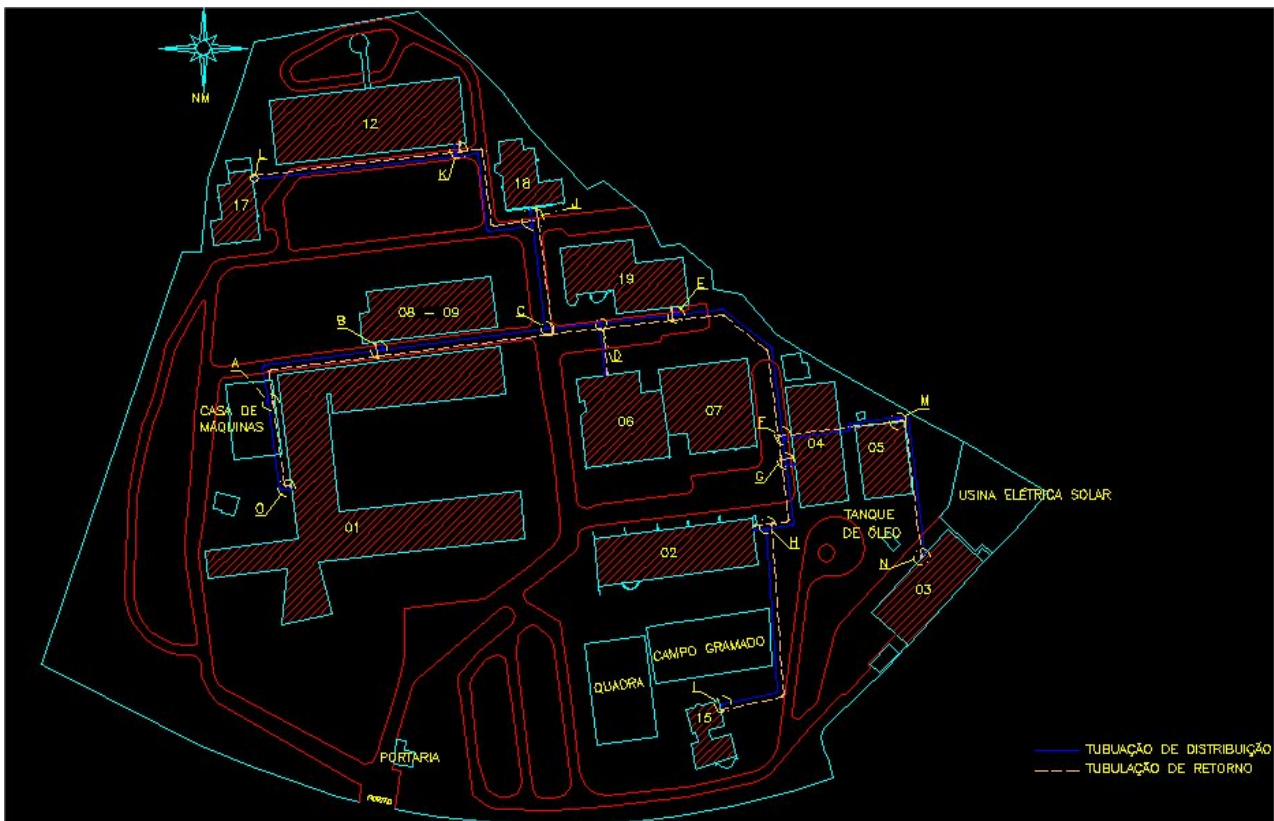


Fig. 7 - Planta do Campus mostrando a casa de máquinas e as tubulações do glicol de alimentação e retorno.



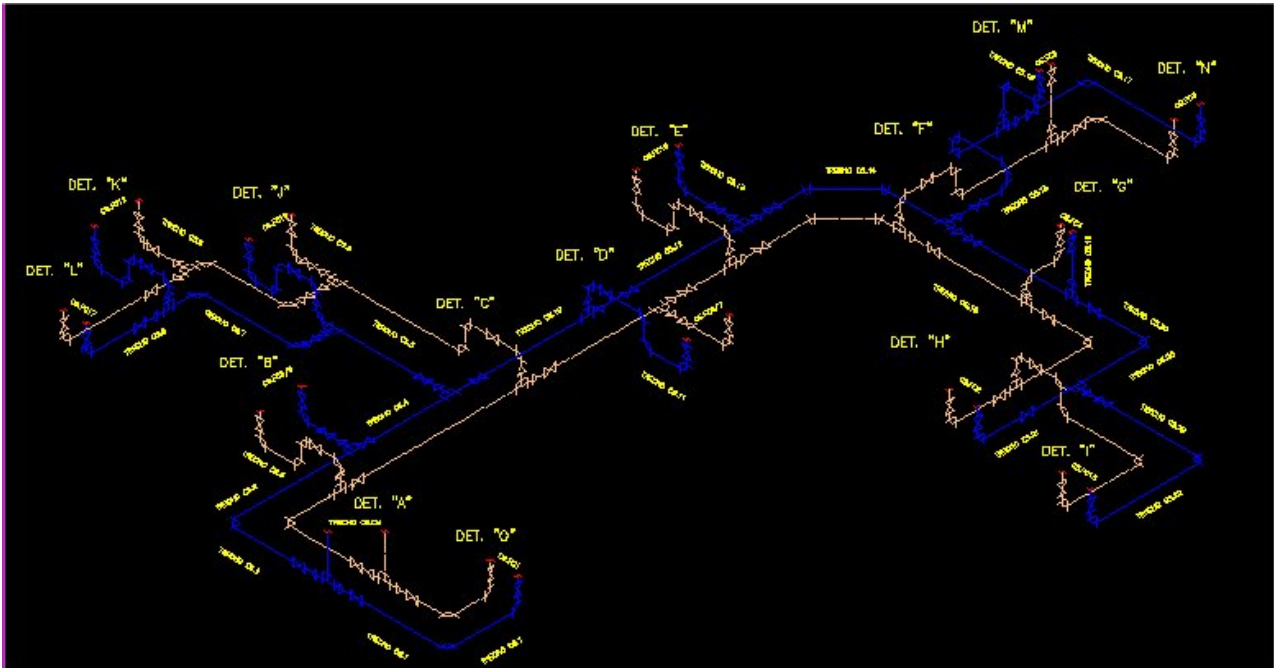


Fig. 8 - Isométrico mostrando as tubulações de alimentação e retorno de glicol.

O ponto "O" é o ponto de origem, ou seja, a casa de máquinas "CFS". Os maiores diâmetros dos circuitos primário e secundário foram 120 mm a 60 mm, enquanto que, as tubulações menores foram de 20 mm.

A seleção das bombas foi realizada calculando as perdas de cargas de todos os trechos e adotando a perda de carga máxima encontrada. No circuito primário a perda de carga máxima foi 3 kgf/cm<sup>2</sup> e a vazão requerida foi 3,4 m<sup>3</sup>/h, enquanto que, para o circuito secundário a perda de carga máxima foi de 2,5 Kgfc/m<sup>2</sup> e a vazão foi 33 m<sup>3</sup>/h. De posse desses dados selecionou-se de um catálogo comercial três bombas para o circuito primário e três para o circuito secundário.

## 5. CONCLUSÕES

Este trabalho constou do estudo, investigação e elaboração de um projeto básico de um sistema central de ar condicionado usando solução glicol - água como fluido de trabalho e um sistema de termo acumulação formado por um banco de gelo. Esse trabalho foi entregue à Prefeitura do Campus que poderá estudar futuramente a implementação do sistema no Campus II do CEFET-MG. As cargas térmicas das varias edificações do Campus foram calculadas utilizando valores de "benchmark" e o perfil de carga horária foi determinado através de um modelo que leva em conta a variação da carga em função da temperatura do ar externo.

As considerações feitas acerca das agendas de funcionamento resultaram em uma estimativa do tempo de "pay-back" do investimento, seguindo procedimento sugerido por Dorgan et al. (1994), que aponta para a utilização da agenda de funcionamento dos "chillers" em horário de tarifa reduzida acarretando menores gastos a longo prazo.

Métodos para seleção dos chillers e tanques de gelo foram realizados levando em conta as cargas térmicas horárias, a carga térmica máxima e assumindo que os chillers não operam durante as três horas consecutivas correspondentes ao período de ponta da concessionária de energia elétrica. Dessa forma, a seleção de equipamentos de refrigeração e termo acumulação apresentada neste trabalho favorece a uma estimativa conservadora, havendo a possibilidade de que equipamentos de menor capacidade possam atender à carga térmica do Campus.

O dimensionamento do circuito hidráulico constou do método da perda de carga unitária constante e se utilizou valores recomendados encontrados na literatura e na norma nacional.

A seleção das bombas foi realizada calculando-se as perdas de cargas máximas e as vazões máximas dos circuitos primário e secundário.

## 6. REFERÊNCIAS

- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas - NBR 16401-1; Instalações de Ar Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários Parte 1: Projeto das Instalações, 2008 (a).
- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas - NBR 16401-2; Instalações de Ar Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários Parte 2: Parâmetros de Conforto Térmico, 2008 (b).

- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas - NBR 16401-3; Instalações de Ar Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários Parte 3: Qualidade do Ar Interior, 2008 (c).
- Andrepon, J.S. and M.W. Kohlenberg. A campus district cooling system expansion: Capturing millions of dollars in net present value using thermal energy storage. Proceedings of International District Energy Association (IDEA) 18th Annual Campus Energy Conference, March, 2005 apud ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers -Handbook Fundamentals - HVAC Systems and Equipment Chapter 50: THERMAL STORAGE, 2008.
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers -Handbook Fundamentals - HVAC Systems and Equipment Chapter 3: CENTRAL COOLING AND HEATING, 2008 (a).
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers -Handbook Fundamentals - HVAC Systems and Equipment Chapter 12: HYDRONIC HEATING, AND COOLING SYSTEM DESIGN, 2008 (b).
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers -Handbook Fundamentals - HVAC Systems and Equipment Chapter 36: PIPE SIZING, 2008 (c).
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers -Handbook Fundamentals - HVAC Systems and Equipment Chapter 50: THERMAL STORAGE, 2008 (d).
- Bahnfleth, W.P. and W.S. Joyce. 1994. Energy use in a district cooling system with stratified chilled-water storage. ASHRAE Transactions 100(1):1767-1778, apud ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers -Handbook Fundamentals - HVAC Systems and Equipment Chapter 50: THERMAL STORAGE, 2008.
- Creder, Hélio. Instalações de Ar Condicionado, 6ª Ed. Livros Técnicos e Científicos, 2004.
- Dorgan, Charles E., Elleson, James S. - Design Guide for Cool Thermal Storage, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, Georgia, 1993.
- EN 779 – European Air Filter Test Standart apud ABNT NBR 16401-3; Instalações de Ar Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários Parte 3: Qualidade do Ar Interior, 2008.
- Fox, R.W, Alan t. McDonald, Philip J. Pritchard, Introdução à Mecânica dos Fluidos, 6ª ed. LTC, 2006.
- Howell, Ronald H., Sauer Jr., Harry J., Coad, William J.; Principles of Heating, Ventilating and Air Conditioning – American Society of Heating, Ventilating and Air Conditioning Engineers, Inc. 2005.
- Incropera, Frank P., Dewitt, David P., Bergman, Theodore L., Lavine, Adrienne S.; Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, Sexta edição; Editora LTC 2008.
- Lengsfeld, Frank L., Duarte, Ronaldo, Altieri, Claudio; Manual de Treinamento – Seleção e Aplicação de Bombas Centrífugas – Centro de treinamento do Produto – KSB – 2003.
- McQuiston, Faye C., Parker, Jerald D, Spitler, Jeffrey D.; Heating, Ventilating and Air Conditioning – Analysis and Design Sixth Edition, John Willey & Sons, Inc. 2005.
- Medeiros, Pedro S. G., Barbosa, Cleiton Rubes F., Fontes, Francisco A. O.; Propriedades Termofísicas de Fluidos Secundários à Base de Álcool para Termo-acumulação; Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Grupo de Estudos em Sistemas Térmicos, Laboratório de Energia - 2010
- Miller, R. W.; Flow Measurements Engineering Handbook, 3rd Ed. New York: McGraw Hill, 1996, apud Fox, R.W, Alan t. McDonald, Philip J. Pritchard, Introdução à Mecânica dos Fluidos, 6ª ed. LTC, 2006.
- Perry, Robert H., Chilton, Cecil H.; Chemical Engineers' Handbook – International Student Edition; McGraw – Hill Kogakusha, LTD. - 1973

**Abstract.** *This work has as its purpose the basic project of a cool water distribution center for the air conditioning of the environments within the CEFET-MG Campus II, composed of cooling and thermal accumulation equipment, and the hydronics system responsible for the cool water distribution. The equipment and distribution strategies selection was made evaluating different “chiller” schedules and a comparison between two energy accumulation system, cool water tank and “internal-melt-ice-on-coil”. Those comparisons were made from thermal load assessments performed on each environment, based on “benchmarking” values. The results of the first evaluation favored the choice of a reduced schedule, where the “chillers” operate only during the hours when the electric energy cost is reduced. The comparison between the energy storage systems has shown economic advantages in using the ice tanks towards the cool water tank, due to the higher cooling fluid temperature differences, which results on lower flow and, consequently smaller tubes on the latent energy using system. “Chillers” and energy storage sizing accounted for thermal losses on the distribution circuits and on the energy storage tanks and the hydronics system design was made according to the Brazilian standards ABNT NBR 16401-1 recommendations concerning cool water distribution systems.*

**Keywords:** *Hydronic System, thermal storage, air conditioning, sizing, ice tanks.*