



PROGRAMA  
BRASILEIRO DE  
ELIMINAÇÃO DOS  
**HCFCs**  
Projeto para o Gerenciamento de Etileno

# AR CONDICIONADO

GUIA PRÁTICO SOBRE SISTEMAS DE ÁGUA GELADA

**Presidência da República**

*Michel Temer*

**Ministério do Meio Ambiente**

*José Sarney Filho*

**Secretaria Executiva**

*Marcelo Cruz*

**Secretaria de Mudança do Clima e Florestas**

*Everton Frask Lucero*

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE  
SECRETARIA DE MUDANÇA DO CLIMA E FLORESTAS  
DEPARTAMENTO DE MONITORAMENTO, APOIO E FOMENTO DE AÇÕES EM MUDANÇA DO CLIMA  
COORDENAÇÃO-GERAL DE PROTEÇÃO DA CAMADA DE OZÔNIO

# AR CONDICIONADO

GUIA PRÁTICO SOBRE SISTEMAS DE ÁGUA GELADA

**Departamento de Monitoramento, Apoio e Fomento de Ações de Mudanças do Clima**

*Adriano Santhiago de Oliveira*

**Gerência de Proteção da Camada de Ozônio**

*Magna Ludovice*

**Coordenação da Atividade**

*Ana Paula Pinho Rodrigues Leal*

*Frank Edney Gontijo Amorim*

*Marina Lopes Ribeiro*

**Elaboração**

*Leonilton Tomaz Cleto*

**Colaboração**

*Alex Marques da Silva*

*Cleonice Soares de Araújo*

*Gabriela Teixeira Rodrigues Lira*

*Maurício Salomão Rodrigues*

*Tatiana Lopes de Oliveira*

**Coordenação do Projeto BRA/12/G77**

**Secretaria de Mudança do Clima e Florestas**

*Departamento de Monitoramento, Apoio e Fomento de Ações em Mudança do Clima*

*Coordenação-Geral de Proteção da Camada de Ozônio*

*SEPN 505, Lote 2, Bloco B, Ed. Marie Prendi Cruz*

*CEP: 70.730-542 – Brasília-DF*

*Telefone: (61) 2028-2272*

*ozonio@mma.gov.br*

*www.mma.gov.br/ozonio*

**Implementação do Projeto BRA/12/G77**

**Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento – PNUD**

*Unidade de Implementação e Monitoramento, Protocolo de Montreal*

*Setor de Embaixadas Norte, Quadra 802, Conj. C, Lote 17*

*Brasília-DF, CEP: 70800-400*

*Tel: (61) 3038-9007*

*www.protocolodemontreal.org.br*

**Empresa Contratada para Execução**

**Somar Engenharia Ltda**

*Tel: (11) 3763 6964/ 3719 0932*

**Revisão**

*Sarah de Oliveira Santana*

**Arte da Capa**

*Emille Catarine Rodrigues Cançado*

**Diagramação**

*Sara Mota Ribeiro*

---

Dados Internacionais para Catalogação na Publicação - CIP

B823a Brasil. Ministério do Meio Ambiente.

Ar condicionado : guia prático sobre sistemas de água gelada / Ministério do Meio Ambiente, Secretaria de Mudança do Clima e Florestas, Departamento de Monitoramento, Apoio e Fomento de Ações em Mudança do Clima. – Brasília, DF: MMA, 2017.

106 p. : il. (algumas color). ; gráficos.

Esta publicação é o guia da Coleção: Ar condicionado : manual sobre sistemas de água gelada.

ISBN: 978-85-7738-341-2

1.Refrigeração de ar condicionado. 2.Sistema de água gelada. 3.Vantagens de sistemas de água gelada. 3.Sistema chillers. 4.Tecnologia alternativa. 5.Normas técnicas. I.Secretaria de Mudança do Clima e Florestas. II.Departamento de Monitoramento, Apoio e Fomento de Ações em Mudança do Clima. III.Título.

CDU: 502.1:614.72(058)

---

Ministério do Meio Ambiente  
Biblioteca

**REPRODUÇÃO DESTE DOCUMENTO**

Este documento pode ser reproduzido na íntegra ou em parte sem consentimento prévio por escrito desde que a parte reproduzida seja atribuída ao Ministério do Meio Ambiente e ao Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento.



# LISTA DE FIGURAS



 LISTA DE TABELAS

 LISTA DE QUADROS



## LISTA DE GRÁFICOS





## SUMÁRIO



## PREFÁCIO

O Protocolo de Montreal sobre Substâncias que Destroem a Camada de Ozônio é um tratado internacional que objetiva proteger a camada de ozônio por meio da eliminação da produção e consumo das Substâncias Destruidoras do Ozônio (SDOs). Estabelecido em 1987, este acordo entrou para a história ao se tornar o primeiro tratado sobre o meio ambiente a ser universalmente ratificado por 197 Estados-Partes.

Para auxiliar os países em desenvolvimento, em 1990 foi instituído o Fundo Multilateral para a Implementação do Protocolo de Montreal (FML) que visa prover assistência técnica e financeira para o cumprimento dos cronogramas específicos de eliminação das substâncias químicas controladas.

O Brasil promulgou os textos da Convenção de Viena para Proteção da Camada de Ozônio e do Protocolo de Montreal por meio do Decreto nº 99.280, de 06 de junho de 1990, assumindo os prazos e compromissos estabelecidos. Desde 1988 o País realiza ações para a proteção da camada de ozônio, já tendo eliminado o consumo dos CFCs (clorofluorcarbonos), Halon, CTC (tetracloroeto de carbono) e brometo de metila das práticas agrícolas.

Na 47ª reunião do Comitê Executivo do FML, em 2005, foi aprovado o desenvolvimento de um projeto demonstrativo com o objetivo de aumentar o interesse pela substituição de resfriadores de líquidos (*chillers*) com CFCs por equipamentos energeticamente eficientes e livres dessas substâncias. Tal iniciativa deu origem ao Projeto Demonstrativo para o Gerenciamento Integrado do Setor de *chillers* (Projeto BRA/12/G77) que tem como finalidade estimular projetos otimizados e processos de retrocomissionamento em sistemas de ar condicionado de edifícios existentes na busca de uma operação eficiente que proporcione redução de custos e conforto ao usuário.

O projeto envolveu uma série de atividades, tais como cursos e seminários para capacitação de engenheiros e técnicos especializados que atuam com projeto, instalação, operação e manutenção de sistema de ar condicionado de edificações públicas e privadas, a publicação de materiais técnicos, a divulgação de informações e a realização de quatro processos de retrocomissionamento, sendo duas edificações públicas e duas privadas, com o objetivo de divulgar informações e resultados motivadores que aumentem o interesse por ações semelhantes. Todas essas ações têm como objetivo apresentar procedimentos atualizados, com base nas normas técnicas nacionais e internacionais, para o adequado funcionamento do sistema de ar condicionado que proporcione conforto aos usuários, sem deixar de lado aspectos extremamente importantes como os custos de operação e manutenção, a eficiência energética e a proteção ao meio ambiente.

Esta publicação traz de forma simples e clara os conceitos e fundamentos de funcionamentos de um sistema de ar condicionado, abordando aspectos fundamentais para a escolha do tipo de sistema mais adequado conforme as características da edificação e necessidades dos usuários. Além disso, destaca as tecnologias atuais que proporcionam eficiência, redução do consumo de fluidos frigoríficos, melhor funcionamento e os procedimentos de operação e manutenção.

Everton Fask Lucero  
Secretário de Mudança do Clima e Florestas



## 1 INTRODUÇÃO

O objetivo deste guia informativo é de divulgar de uma maneira sucinta e objetiva as características e vantagens dos sistemas de água gelada, utilizando *chillers*, e apresentar os desafios e oportunidades para substituição de sistemas obsoletos ou renovação de sistemas existentes, considerando as mais novas tecnologias disponíveis no mercado.

Os sistemas de água gelada são amplamente utilizados em processos de resfriamento, sejam destinados para aplicações de ar condicionado para conforto térmico ou para processos industriais que incluem resfriamento e desumidificação de ar, resfriamento de gases, líquidos, metais, vidros, plásticos, alimentos, controle de processos com reações exotérmicas entre outros.

Os sistemas mais comuns utilizam unidades compactas para resfriamento de água gelada – os chamados *chillers* (termo em inglês para estas unidades, amplamente utilizado no Brasil), que são equipamentos com ciclo de refrigeração completo, em circuito fechado, montados em base compacta única (*skid*) e que necessitam apenas de interligações hidráulicas (com os circuitos de bombeamento de água gelada e água de resfriamento, quando aplicável) e interligações elétricas para se integrarem ao sistema.

As principais vantagens de um sistema de água gelada que utiliza *chillers* são:

- ▶ **Carga de fluido refrigerante reduzida.** Por se tratar de sistema de resfriamento indireto, é o que proporciona a menor carga de fluido refrigerante. Já existem sistemas com *chillers* com carga total de até 50 vezes menor que sistemas com expansão direta para a mesma capacidade.
- ▶ **Eficiência energética.** Apesar do sistema de resfriamento indireto requerer um nível de temperatura menor (para o resfriamento da água que irá resfriar o produto final), a eficiência total do sistema de água gelada é maior, por causa da eficiência dos equipamentos do sistema (principalmente dos *chillers*) e pela perda de carga mínima no circuito de refrigeração, quando comparado com sistemas de expansão direta.
- ▶ **Controle do processo.** Os sistemas hidráulicos proporcionam um controle mais preciso sobre os processos de resfriamento (principalmente de resfriamento e desumidificação de ar) quando comparados com sistemas de refrigeração com expansão direta de fluido refrigerante, que normalmente requerem um controle extra na injeção de fluido refrigerante para garantir a proteção contra arraste de líquido para o compressor no ciclo de refrigeração.



## 2 APLICAÇÃO DE CHILLERS EM SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

A primeira definição funcional de ar condicionado foi criada em 1908 e é creditada a G. B. Wilson. É a definição que Willis Carrier, o “pai do ar condicionado”, adotou para um sistema que:

- ▶ Mantem a umidade em uma faixa adequada ao longo do ano em todas as partes de um edifício;
- ▶ Reduz a umidade excessiva do ar durante determinadas épocas do ano;
- ▶ Fornece uma taxa constante e adequada de ventilação;
- ▶ Remove de forma eficiente micro-organismos, poeira, fuligem e outros corpos estranhos do ar ambiente;
- ▶ Resfria de forma eficiente o ar ambiente durante determinadas épocas do ano;
- ▶ Aquece ou ajuda a aquecer os ambientes no inverno;
- ▶ Não é de custo proibitivo na compra ou manutenção.

A Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-condicionado, ASHRAE (do inglês *American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers*) define o termo “ar condicionado” como “o processo de tratamento de ar para atender os requisitos de um espaço condicionado por meio do controle de umidade, temperatura, limpeza e distribuição do ar”. Também da ASHRAE, o termo “ar condicionado para conforto” se refere ao “processo de tratamento de ar para controlar sua temperatura, umidade relativa, limpeza e distribuição para atender os requisitos de conforto dos ocupantes de um espaço condicionado”.

Portanto, durante períodos mais quentes, um sistema de ar condicionado deverá resfriar e desumidificar o ar para manter o ambiente condicionado dentro dos requisitos de conforto dos ocupantes. Durante períodos mais frios, deverá aquecer e umidificar o ar ambiente. E durante todo tempo operacional, o sistema de ar condicionado deverá garantir um nível de limpeza do ar, por meio do uso de filtros apropriados e um sistema de distribuição de ar limpo para o ambiente condicionado.

Os requisitos de conforto térmico para os ambientes condicionados típicos podem ser obtidos na norma brasileira **ABNT NBR 16401 Parte 2 – Instalações de Ar Condicionado Sistemas Centrais e Unitários – Parâmetros de Conforto Térmico**, que estabelece os requisitos de temperatura e umidade relativa, associados ao tipo de vestimenta dos ocupantes e suas atividades físicas típicas no ambiente condicionado.

Os requisitos de qualidade do ar interior estão estabelecidos na **ABNT NBR 16401 Parte 3 – Instalações de Ar Condicionado Sistemas Centrais e Unitários – Qualidade do Ar Interior**, que estabelece os requisitos de filtragem do ar exterior e do ar de recirculação no ambiente condicionado, em função dos elementos contaminantes (externos e internos) contidos no ar e as taxas de renovação de ar mínima, em função da área útil ocupada e da quantidade de pessoas

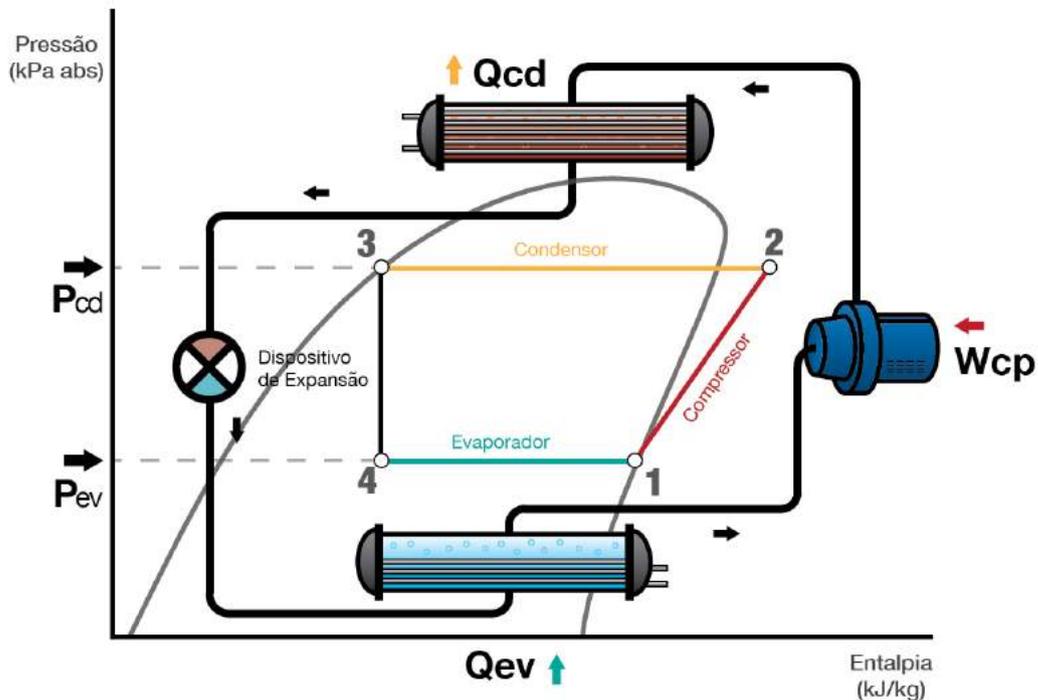
que ocupam o ambiente condicionado.

Deve-se observar que fundamentalmente o condicionamento de ar não se trata apenas do processo de resfriamento de ar. O controle adequado da umidade e o atendimento aos requisitos de filtragem e renovação do ar e sua distribuição no ambiente são mais importantes que o resfriamento. Portanto, para se obter um ambiente condicionado, de acordo com sua definição completa e conforme os requisitos de conforto e saúde humana, é fundamental que sejam atendidos os requisitos estabelecidos pelas normas de referência.

Os sistemas de ar condicionado mais comuns utilizam o processo de refrigeração (ou aquecimento) através de compressão de vapor de um fluido (chamado normalmente de fluido frigorífico ou fluido refrigerante), que consiste em um ciclo fechado composto de quatro etapas:

1. Compressão do fluido frigorífico no estado vapor, de baixa pressão para alta pressão, através de um compressor;
2. Dessuperaquecimento e condensação do fluido frigorífico, a alta pressão, através de um trocador de calor que normalmente utiliza o ar externo direto ou água proveniente de uma torre de resfriamento, onde é resfriada pelo ar externo;
3. Expansão (ou despressurização) do fluido frigorífico líquido, através de um dispositivo de expansão (válvula, orifício, tubo capilar, etc), que resultará em uma mistura de líquido e vapor a baixa pressão;
4. Evaporação total do fluido frigorífico a baixa pressão, através de um trocador que irá resfriar (e desumidificar) o ar (direta ou indiretamente) a ser insuflado no ambiente condicionado.

**Figura 1** – Ciclo de compressão a vapor aplicado aos sistemas de ar condicionado.



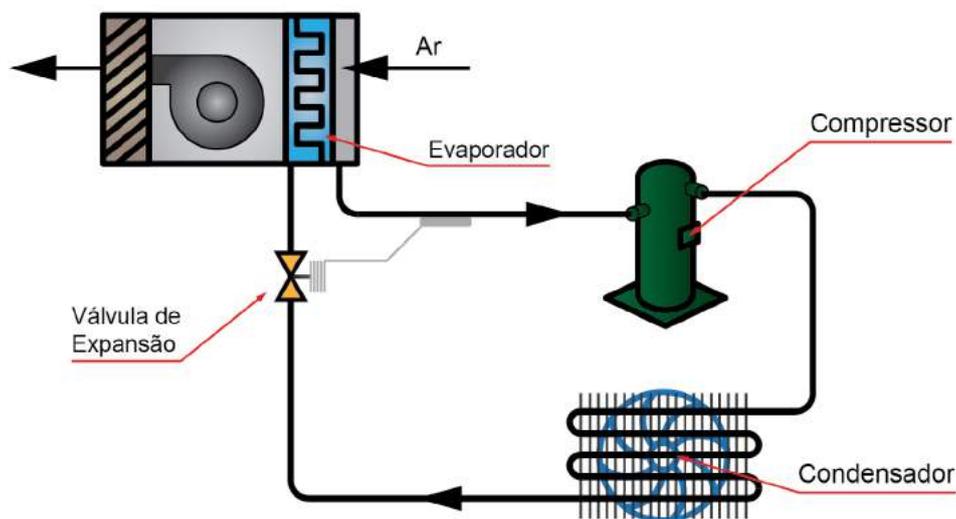
O sistema de refrigeração pode ser também chamado de “bomba de calor”, pois ele retira o calor de um ambiente e o “bombeia” para outro. No caso de um sistema de resfriamento do ar ambiente, o calor é retirado do ambiente a ser condicionado e rejeitado ou “bombeado” para o ambiente exterior (ar externo). No caso de um sistema de aquecimento do ar ambiente, o calor é retirado do ambiente exterior (através do resfriamento do ar externo) e “bombeado” para o ambiente a ser condicionado.

Os sistemas de ar condicionado podem ser divididos em dois tipos principais:

## 2.1 SISTEMAS DE EXPANSÃO DIRETA

Quando o ar a ser insuflado no ambiente condicionado é resfriado (ou aquecido) em um trocador de calor do tipo serpentina, que utiliza o próprio fluido refrigerante evaporando no interior dos tubos da serpentina em uma temperatura mais baixa (ou no caso de aquecimento, condensando em uma temperatura mais elevada).

**Figura 2** – Sistema de ar condicionado (resfriamento) do tipo expansão direta.



Fonte: Elaboração do autor e arte de Q&A Designers.

Os exemplos mais comuns de sistemas de ar condicionado (para resfriamento) do tipo de expansão direta são:

- ▶ **Aparelho de ar condicionado de janela** – sistema unitário compacto, típico para instalações residenciais para um único ambiente, com controle apenas da temperatura ambiente (com sensor no retorno do equipamento) e extremamente limitado para atender os requisitos de qualidade do ar interior;

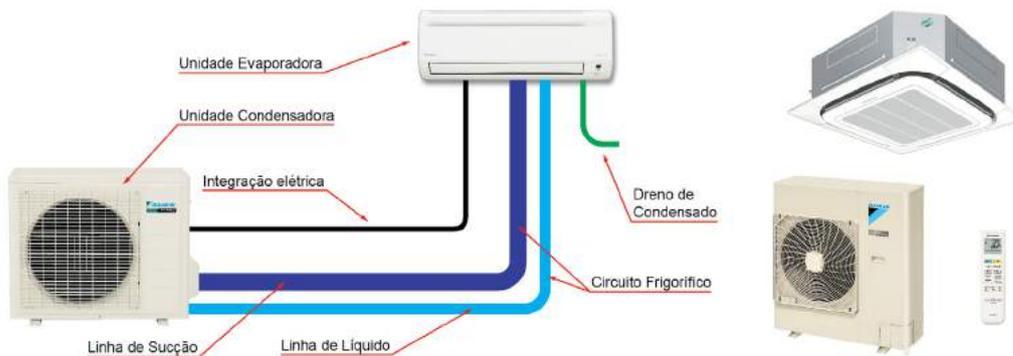
**Figuras 3 e 4** – Aparelhos de Ar Condicionado de janela.



Fonte: Media Carrier do Brasil Ltda.

- ▶ **Sistema tipo Split** – sistema unitário, com a unidade evaporadora instalada no ambiente condicionado e a unidade condensadora (compressor e condensador) instalada em área externa remota, típico para instalações residenciais para um ou dois ambientes, com controle apenas da temperatura ambiente (com sensor no retorno da unidade evaporadora) e extremamente limitado para atender os requisitos de qualidade do ar interior;

**Figuras 5 e 6** – Aparelhos de ar condicionado do tipo Split.



Fonte: Daikin do Brasil Ltda.

- ▶ **Sistema do tipo *Self-Contained*** – sistema central de ar condicionado, instalado fora do ambiente condicionado, com ventilação de insuflamento para uma rede de distribuição de ar no ambiente condicionado. Os sistemas *Self-Contained* podem servir diferentes ambientes e podem ser projetados para atender os requisitos de conforto térmico e qualidade do ar interior;

**Figuras 7 e 8** – Sistemas de ar condicionado do tipo *Self Contained*.



Fonte: Trane - Ingersoll Rand do Brasil Ltda.

- ▶ **Sistema do tipo *Rooftop*** – sistema central de ar condicionado do tipo *Self-Contained*, tipicamente com condensação a ar, instalado fora do ambiente condicionado (no teto do edifício), com ventilação de insuflamento para uma rede de distribuição de ar no ambiente condicionado. Normalmente instalados em edifícios baixos, com grande área de teto (supermercados, shopping centers, galpões). Os sistemas *Rooftop* podem servir diferentes ambientes e podem ser projetados para atender os requisitos de conforto térmico e qualidade do ar interior;

**Figuras 9 e 10** – Sistemas de ar condicionado do tipo Rooftop.



Fonte: Fonte: Midea Carrier do Brasil Ltda.

- ▶ **Sistema tipo “Splitão”** – sistema *Split* de maior capacidade, com característica de sistema central, com ventilação de insuflamento para uma rede de distribuição de ar no ambiente condicionado. Os sistemas “Splitão” podem servir diferentes ambientes e podem ser projetados para atender os requisitos de conforto térmico e qualidade do ar interior;

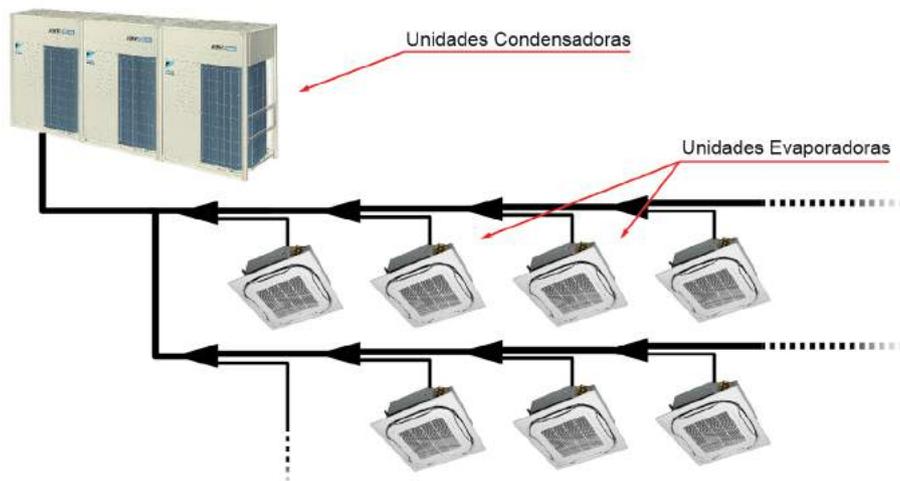
**Figuras 11 e 12** – Sistemas de ar condicionado do tipo Splitão.



Fonte: Trane - Ingersoll Rand do Brasil Ltda.

- ▶ **Sistema tipo VRF (Vazão de Fluido Refrigerante Variável) ou Sistema *Multi-Split*** – com uma unidade condensadora central que atende simultaneamente várias unidades evaporadoras (típicos equipamentos unitários), instaladas nos ambientes condicionados ou no forro, com ventilação de insuflamento direta para o ambiente condicionado. Os sistemas VRF podem servir diferentes ambientes, porém, para atender aos requisitos de conforto térmico e qualidade do ar interior será necessária a inclusão de sistemas complementares para resfriamento e desumidificação do ar externo e filtragem adequada.

**Figura 13** – Esquema de Distribuição do Fluido Frigorífico para as Unidades Evaporadoras de Sistema de ar condicionado do tipo VRF.



Fonte: Daikin do Brasil Ltda.

## 2.2 SISTEMAS DE EXPANSÃO INDIRETA

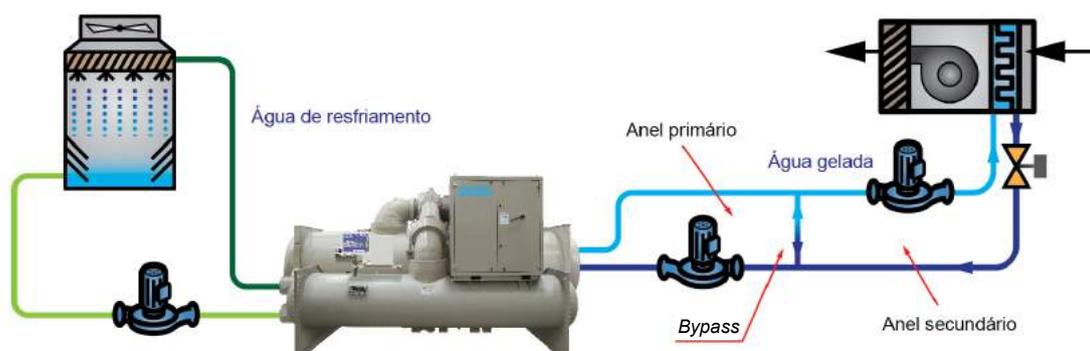
Quando o ar a ser insuflado no ambiente condicionado é resfriado (ou aquecido) em uma serpentina que utiliza um fluido secundário, normalmente água no estado líquido. O fluido secundário é bombeado e circula por uma rede hidráulica (tipicamente um circuito hidrônico fechado) e, após passar pela serpentina de resfriamento (ou aquecimento) do ar, retorna para o trocador de calor do sistema de refrigeração onde é resfriado pelo fluido frigorífico que evapora em uma temperatura mais baixa (ou no caso de aquecimento, que condensa em uma temperatura mais elevada).

Os sistemas do tipo expansão indireta são os sistemas de água gelada que utilizam as unidades resfriadoras de líquido – os *chillers* – como equipamentos do processo de refrigeração. Os condicionadores de ar típicos são as unidades *Fan Coil* (Ventilador e Serpentina) ou unidades de tratamento de ar (AHU – *Air Handling Units*).

Os sistemas de água gelada são mais complexos, porém o sistema de refrigeração fica restrito apenas aos *chillers*, ou seja, em equipamento compacto e em área restrita fora dos ambientes condicionados. As redes de distribuição são apenas do circuito de água gelada dos *chillers* para os condicionadores de ar, e as redes de distribuição de ar dos condicionadores de ar para os ambientes condicionados. Devido à sua complexidade, os sistemas de água gelada são aplicáveis a edificações de maior porte, tipicamente com carga térmica superior a 1000 kW (aproximadamente 300 ton).

Os sistemas de água gelada associados a condicionadores de ar devidamente projetados podem atender plenamente os requisitos de conforto térmico e de processos industriais, com controle de temperatura e umidade relativa e os requisitos de filtragem e renovação de ar para servir diferentes ambientes condicionados.

**Figura 14** – Sistema de ar condicionado do tipo expansão indireta utilizando *chillers*.



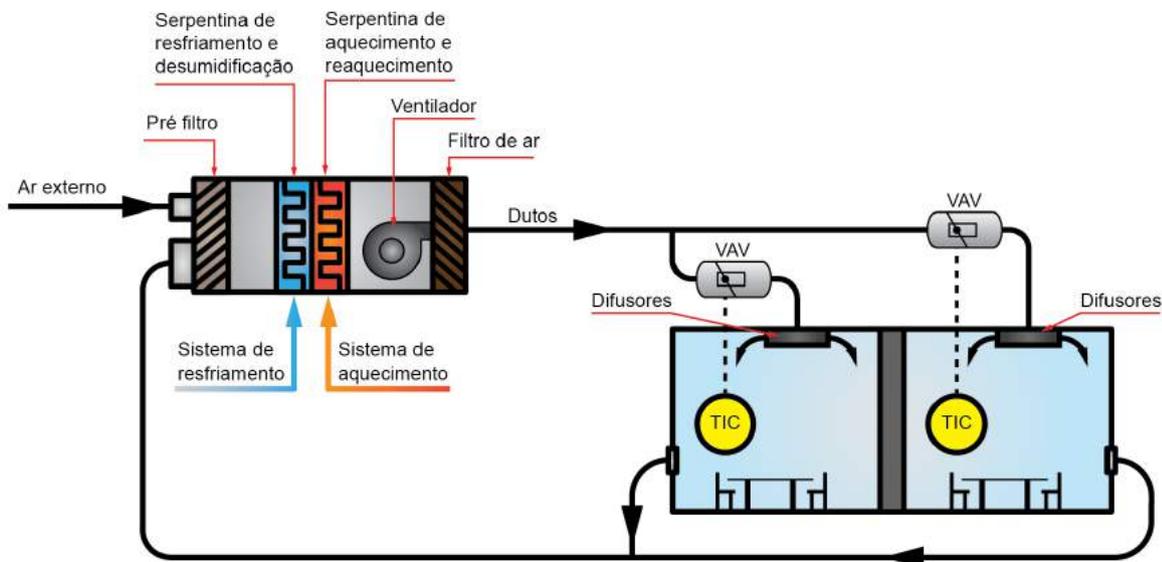
Fonte: Daikin do Brasil Ltda.

A Figura 15 mostra um sistema completo de condicionamento de ar, com controle de temperatura e distribuição de ar em ambientes (zonas) distintos da seguinte forma:

- ▶ O sensor de temperatura de um ambiente controla a vazão de ar de insuflamento da respectiva caixa de VAV (Volume de Ar Variável). Quando a carga térmica diminui, o sensor de temperatura ambiente controla a vazão na caixa de VAV, que irá diminuir;

- ▶ O sensor de pressão do ar na saída do ventilador de insuflamento controla a vazão de ar total do condicionador de ar, através de um inversor de frequência que atua sobre o motor do ventilador. Quando a carga térmica diminui, a vazão total nas caixas de VAV diminui e o sensor de pressão controla a frequência do ventilador, que irá diminuir;
- ▶ O sensor de temperatura do ar no insuflamento controla a vazão de água gelada que circula na serpentina do condicionador de ar, através de uma válvula de controle de vazão de água gelada (de 2 ou 3 vias). Quando a carga térmica diminui, a vazão total do ventilador diminui e o sensor de temperatura do ar no insuflamento controla a abertura da válvula de controle de vazão de água gelada, que irá diminuir;
- ▶ Na continuidade do controle, um sensor de pressão (diferencial) controla a vazão total do circuito de água gelada através de um inversor de frequência que atua sobre o motor da bomba de água gelada. Quando a carga térmica diminui, a vazão total de água gelada nos condicionadores de ar diminui e o sensor de pressão diferencial controla a frequência da bomba de água gelada, que irá diminuir;
- ▶ Finalmente, um sensor de temperatura de saída de água gelada de cada *chiller* controla a capacidade atual do *chiller* (de diversas formas, dependendo das características do compressor e seus dispositivos internos de controle). Quando a carga térmica diminui, a temperatura de água gelada na saída dos *chillers* em funcionamento tende a diminuir e o sensor de temperatura na saída de cada *chiller* controla a sua capacidade total, que irá diminuir para manter a temperatura de saída de água gelada constante.

**Figura 15** – Sistema de ar condicionado completo com caixas do tipo VAV com controle de temperatura dedicado para cada ambiente (zona condicionada).



Fonte: Elaboração do autor e arte de Q&A Designers.

Em qualquer sistema de condicionamento de ar, a capacidade atual do sistema de refrigeração (ou de aquecimento) é exatamente igual à carga térmica atual de resfriamento (ou aquecimento)

que está sendo retirada (ou adicionada) do (ao) ambiente condicionado pelos condicionadores de ar ligados àquele sistema, exceto quando há um sistema complementar de termoacumulação (acumulação de energia térmica). Neste caso, a igualdade se mostra ao final de um período envolvendo a termoacumulação e o consumo da energia térmica acumulada.



### 3 CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DOS SISTEMAS DE ÁGUA GELADA

#### GELADA

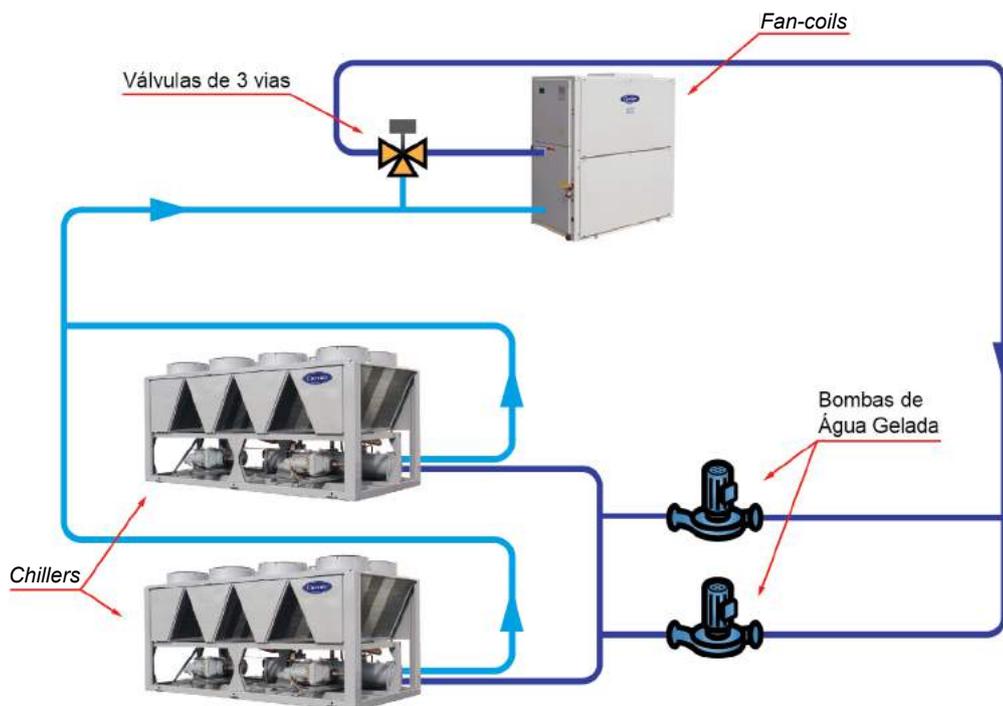
Como já mencionado, os sistemas de água gelada são sistemas de resfriamento indireto, ou seja, o sistema de refrigeração (normalmente um *chiller*) resfria o fluido secundário (água ou outro fluido em caso de temperaturas abaixo de 0 °C) que circula no sistema de água gelada com a utilização de bombas, e o fluido secundário resfria o processo final.

Os sistemas de água gelada mais utilizados são os seguintes:

#### 3.1 CIRCUITO ÚNICO DE ÁGUA GELADA COM VÁLVULAS DE 3 VIAS

Circuito único de água gelada, com vazão total constante nos *chillers* e prumadas, e válvulas de 3 vias para controle de vazão de água gelada nos equipamentos usuários (condicionadores de ar ou trocadores de processos de resfriamento), em função da carga térmica atual. Este sistema possui apenas um conjunto de bombas de água gelada, com vazão constante para atender os *chillers* e os equipamentos usuários.

**Figura 16** - Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada e válvula de 3 vias.



Fonte: Media Carrier do Brasil Ltda. e arte de Q&A Designers.

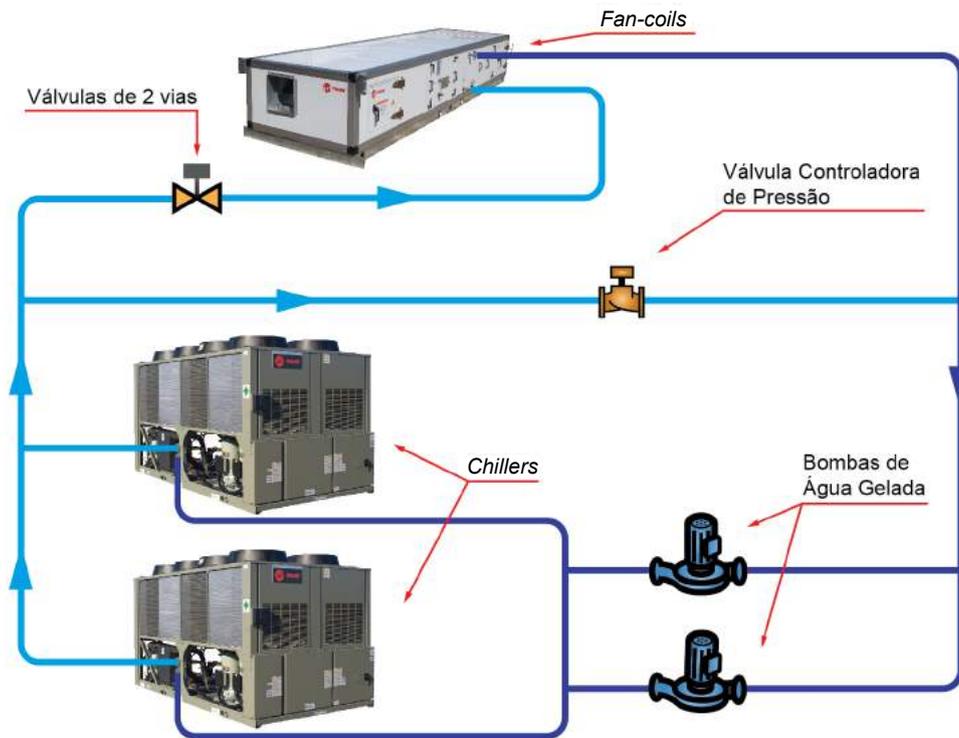
### 3.2 CIRCUITO ÚNICO DE ÁGUA GELADA COM VÁLVULAS DE 2 VIAS

Circuito único de água gelada, com vazão total constante nos *chillers* e válvulas de 2 vias para controle de vazão de água gelada nos equipamentos usuários.

Este sistema possui uma tubulação de *bypass* de vazão água gelada, entre a tubulação principal de saída dos *chillers* e a tubulação principal de retorno dos equipamentos usuários.

O *bypass* possui uma válvula de 2 vias, controlada pela pressão diferencial entre a tubulação de alimentação e retorno, para permitir o controle de vazão de água gelada (nas válvulas de 2 Vias) dos usuários, em função da carga térmica atual e garantir a vazão constante nos *chillers*. Este sistema também possui apenas um conjunto de bombas de água gelada, com vazão constante para atender os *chillers* e os usuários.

**Figura 17** – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada com vazão constante e válvula de 2 vias.

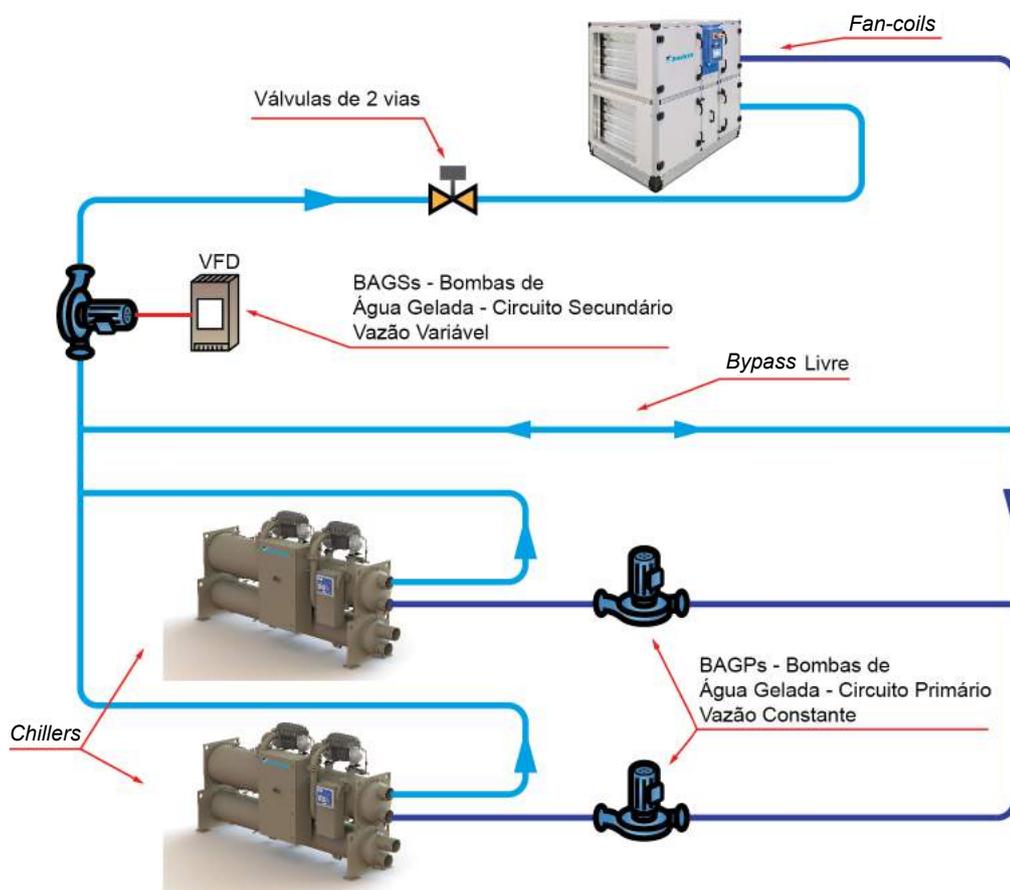


Fonte: Trane - Ingersoll Rand do Brasil Ltda. e arte de Q&A Designers.

### 3.3 CIRCUITO PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO DE ÁGUA GELADA

O sistema com circuito primário e secundário de água gelada é composto por um conjunto de bombas de água gelada do circuito primário, dimensionadas com vazão constante para atender aos *chillers*, em circuito restrito à área da Central de Água Gelada e um conjunto de bombas de água gelada do circuito secundário, dimensionadas com vazão variável (com inversores de frequência) com controle em função da vazão total dos equipamentos usuários para atender a carga térmica atual. Esse sistema possui uma tubulação de *bypass* entre os circuitos primário e secundário, porém sem nenhum controle, que serve apenas para garantir o equilíbrio entre os circuitos e mantê-los na mesma pressão de sucção.

**Figura 18** – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito primário e secundário de água gelada.



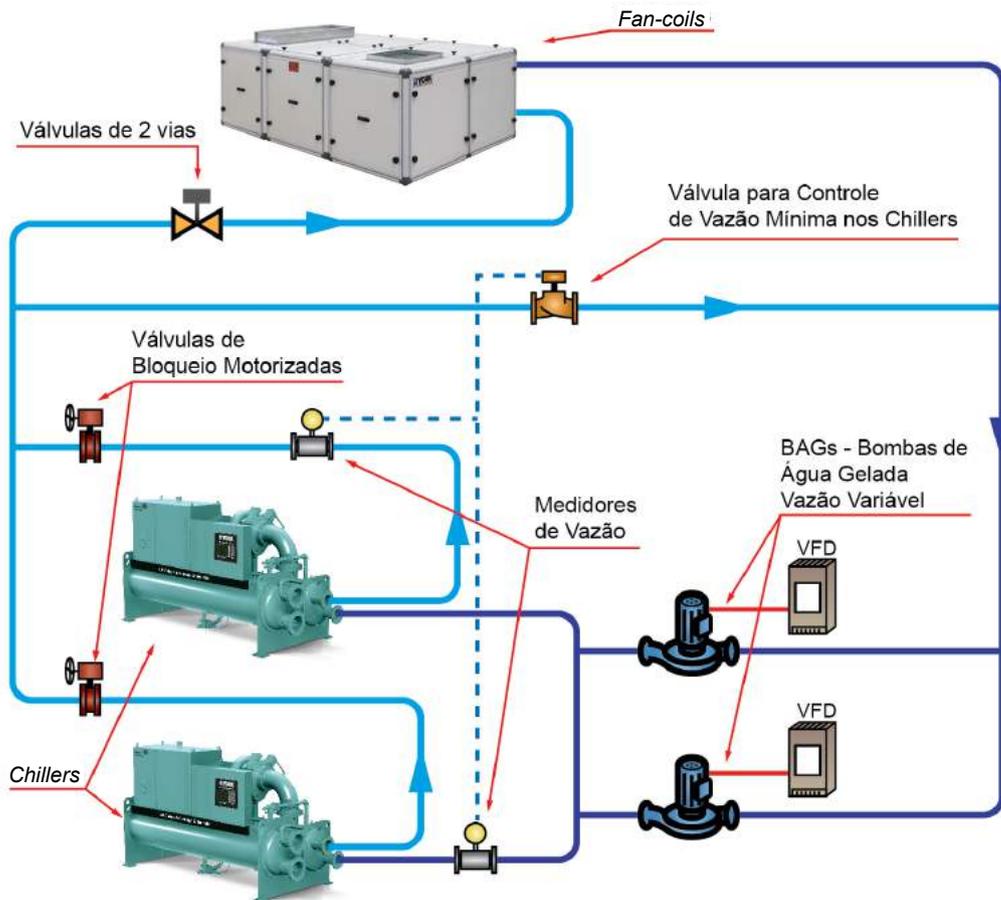
Fonte: Daikin do Brasil Ltda. e arte de Q&A Designers.

### 3.4 CIRCUITO PRIMÁRIO DE ÁGUA GELADA VARIÁVEL

Circuito único de água gelada, com vazão variável em todo sistema, comumente chamado de circuito com primário variável. Este sistema possui apenas um conjunto de bombas de água gelada, com vazão variável para atender aos *chillers* em série com os equipamentos usuários. Neste caso, o fluxo de recalque das bombas segue para os *chillers* e depois aos usuários. Assim, diferente dos demais circuitos, a vazão atual nos *chillers* é variável, igual à vazão total dos usuários, que possuem válvulas de 2 vias para controle de vazão de água gelada.

Este sistema possui também uma tubulação de *bypass* de vazão água gelada, entre a tubulação principal de saída dos *chillers* e a tubulação de retorno dos usuários. O *bypass* possui uma válvula de controle, porém com atuação limitada, apenas para evitar que os *chillers* operem com vazão abaixo do limite mínimo especificado pelo fabricante.

**Figura 19** – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito primário de água gelada com vazão variável.



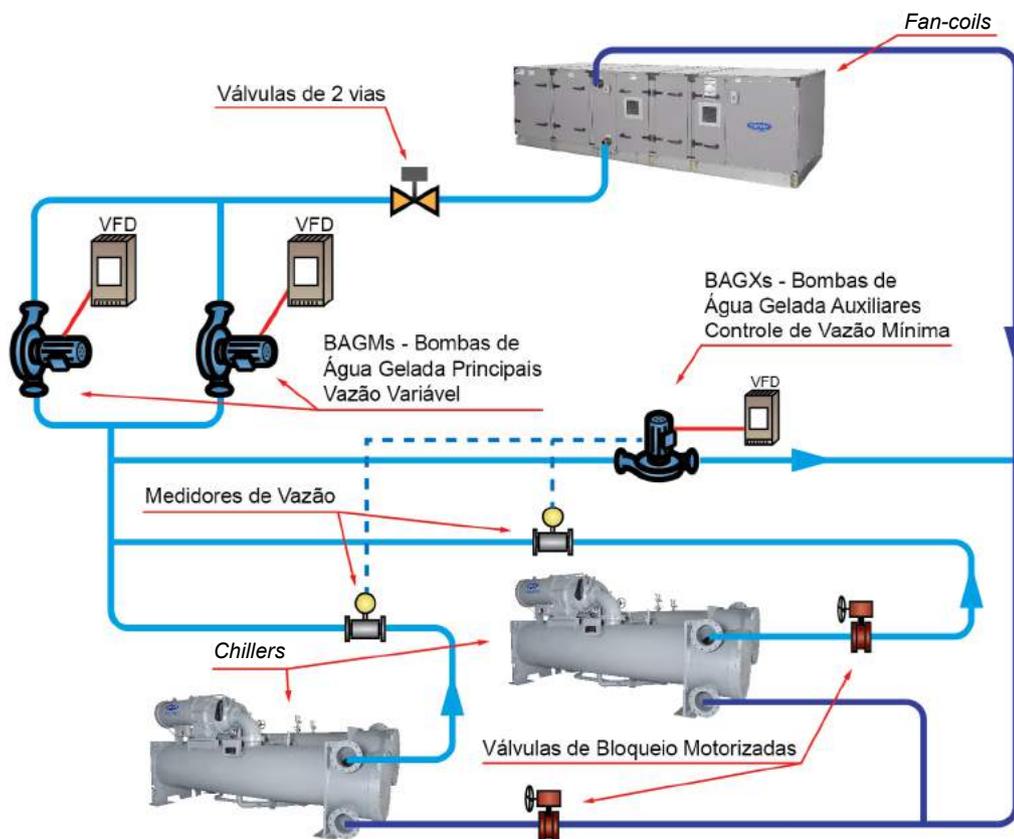
Fonte: Johnson Controls BE Ltda. e arte de Q&A Designers.

### 3.5 CIRCUITO ÚNICO COM VAZÃO DE ÁGUA GELADA VARIÁVEL

Circuito único de água gelada, com vazão variável em todo sistema, porém com as bombas dimensionadas para atender aos equipamentos usuários em série com os *chillers*. Ou seja, diferente do anterior, os *chillers* estão instalados antes da sucção das bombas de água gelada. A vantagem deste sistema é que em caso de vários circuitos paralelos de distribuição de água gelada, cada circuito com um conjunto de bombas com curvas características distintas, é possível ter um controle de pressão (e vazão) independente em cada circuito. No retorno, através de um barrilete, todos os circuitos independentes se unem e seguem para os *chillers*. Neste caso, a vazão atual nos *chillers* também é variável, igual à vazão total dos usuários.

Os equipamentos usuários possuem válvulas de 2 vias para controle de vazão de água gelada. Outra diferença do sistema anterior é que o trecho de *bypass* (na sucção das bombas de água gelada principais) possui uma bomba auxiliar, que é acionada apenas para evitar a vazão mínima nos *chillers*, que também opera com vazão variável.

**Figura 20** – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada, com vazão variável e bombas auxiliares de vazão mínima.



### 3.6 SISTEMAS DE TERMOACUMULAÇÃO

Os sistemas de água gelada podem operar em conjunto com sistemas de termoacumulação (acumulação de energia em baixa temperatura, ou em forma de “frio”), que utiliza tanques para a termoacumulação.

Nestes sistemas, durante os períodos de baixa carga térmica no sistema principal ou quando não há demanda alguma (ex. período noturno em edifícios comerciais), os *chillers* são ajustados para resfriar os tanques de termoacumulação.

A energia térmica acumulada será então utilizada durante o período de ponta (da tarifa de energia elétrica) o que permite a redução ou mesmo o desligamento dos *chillers* (com apenas as bombas de água gelada circulando pelos tanques e os equipamentos usuários), proporcionando em alguns casos a redução substancial da demanda contratada e do consumo de energia elétrica no período de ponta.

Eventualmente, alguns sistemas são dimensionados para completar a carga térmica necessária durante o período de pico de carga, no alto verão. Neste caso, os tanques possuem maior capacidade (maior volume) e os *chillers* são dimensionados para uma menor capacidade. Esta proposta tende a diminuir a demanda contratada também no período de fora de ponta. No entanto, este tipo de solução deve ser cuidadosamente dimensionado e é imprescindível a instalação de um *chiller* reserva.

Os tipos de sistemas de termoacumulação mais comuns são os seguintes:

#### 3.6.1 TERMOACUMULAÇÃO DE ÁGUA GELADA

Este é o melhor e mais eficiente sistema de água gelada disponível (pode-se incluir na sua concepção algumas variações que melhorem ainda mais a eficiência e controlabilidade do sistema). O sistema mais utilizado é aquele que possui um tanque de grande volume, com fluxo estratificado (onde a velocidade da água no tanque é tão baixa que garante a separação entre a porção “gelada” e a porção “quente”, pela diferença de densidade).

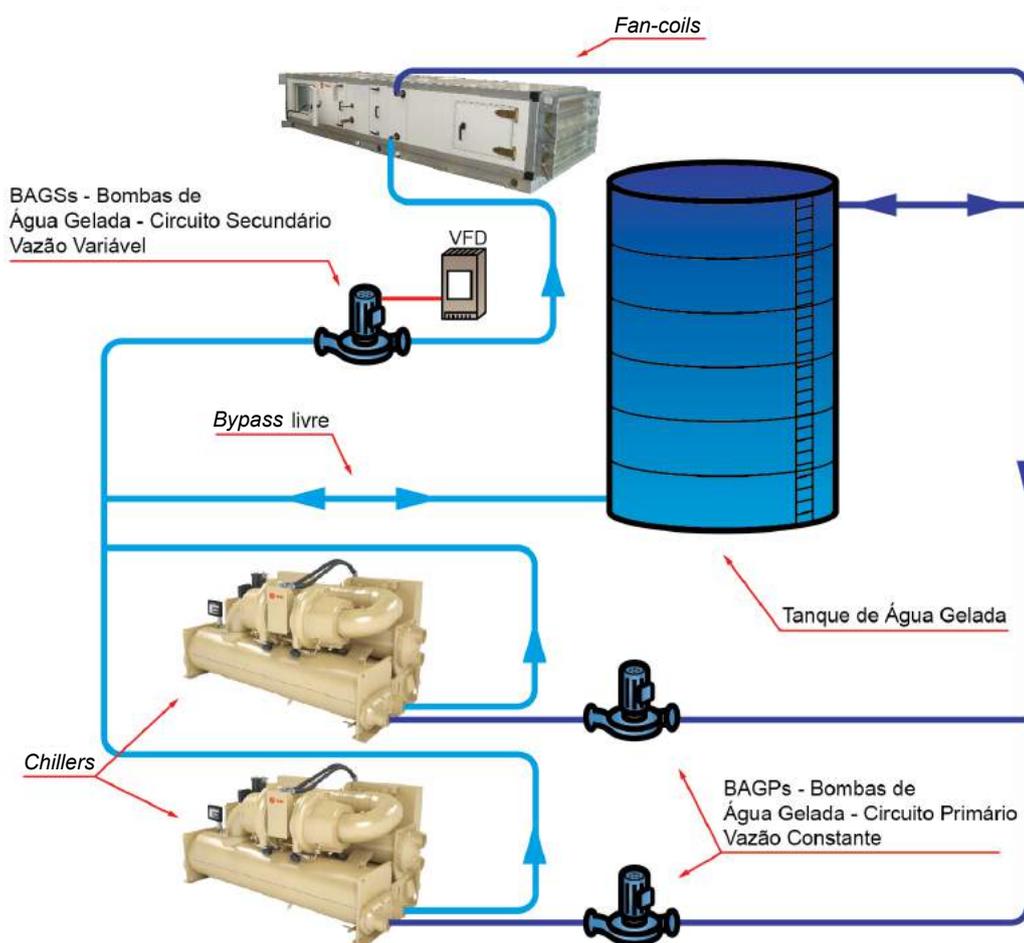
O arranjo típico é o de duplo circuito, com as bombas primárias atendendo os *chillers* e as bombas secundárias atendendo os equipamentos usuários. O tanque de termoacumulação é instalado na tubulação de *bypass* entre os dois circuitos e o fluxo para o tanque será em função da diferença de vazão entre o circuito primário e secundário.

Com o tanque totalmente cheio de “água quente” (estado “descarregado”), no período de parada de funcionamento do sistema de ar condicionado (ou dos processos de resfriamento), as BAGSs estarão desligadas. Assim, os *chillers* e BAGPs em funcionamento naturalmente “carregam” o tanque com água gelada. Todo fluxo de água gelada que sai dos *chillers* alimenta diretamente a parte inferior do tanque. No retorno, o fluxo de “água quente” sai do anel superior (topo do tanque) e volta para a entrada dos *chillers*.

No período de ponta da tarifa de energia elétrica, com os *chillers* e BAGPs desligados, naturalmente as BAGSs em funcionamento succionam água gelada do inferior do tanque (com baixa temperatura – a mesma temperatura de saída dos *chillers*). O fluxo de água gelada é enviado aos equipamentos usuários e o retorno de água “quente” volta para o anel superior, que vai se aquecendo (“descarregando”) e se acumulando nos anéis subsequentes abaixo.

A única desvantagem deste sistema é que utiliza apenas o calor sensível da água (resfriamento e aquecimento da massa de água no interior do tanque), o que irá requerer um volume de água muito maior (cerca de 7 vezes), quando comparado com o sistema de termoacumulação de gelo, que utiliza o calor latente da água (solidificação e fusão). Por esta razão também é mais difícil conceber sistemas de termoacumulação de água gelada em edifícios por causa do volume e da área ocupada. Além disso, a altura do edifício irá impor uma pressão elevada no tanque, o que implica em um aumento de custo expressivo da instalação. Existem soluções para este problema, mas não são aplicadas no Brasil.

**Figura 21** – Fluxograma esquemático de um sistema de água gelada com circuito primário e secundário e termoacumulação de água gelada.



Fonte: Trane - Ingersoll Rand do Brasil Ltda. e arte de Q&A Designers.

### 3.6.2 TERMOACUMULAÇÃO DE GELO

Os sistemas com termoacumulação de gelo utilizam o calor latente de fusão da água como “fonte” de resfriamento, o que reduz o volume dos tanques de termoacumulação, porém requer que os *chillers* operem em condições diferentes, com temperaturas mais baixas (em torno de  $-6$  °C) durante o período de termoacumulação (fabricação de gelo).

Os sistemas mais utilizados são os seguintes:

- ▶ **Ice Balls** – Normalmente utilizam um ou dois tanques de grande volume, com centenas de milhares de *Ice Balls* (esferas herméticas, com cerca de 100 mm de diâmetro, contendo água destilada) soltas no seu interior. O volume dos tanques é preenchido tipicamente com solução anticongelante de água e etileno glicol a 25% em peso, que possui um ponto de início de congelamento a  $-11,5^{\circ}\text{C}$  e é o fluido que circula por todo sistema de água gelada.

No processo de produção de gelo, a solução de glicol circula em baixa temperatura (em torno de  $-6^{\circ}\text{C}$ ) pelo tanque, congelando a água no interior das *Ice Balls*.

No processo de “queima” de gelo, a solução de glicol que retorna dos equipamentos usuários (em torno de  $12^{\circ}\text{C}$ ), circula pelo tanque fundindo o gelo no interior das *Ice Balls*.

- ▶ **Tanques com Serpentinhas** – Sistema desenvolvido pela empresa Calmac, que utiliza vários tanques de menor volume com serpentinhas flexíveis de polietileno, imersas em água (da rede de abastecimento). No interior das serpentinhas circula solução de água e etileno glicol a 25% em peso, que é o fluido que circula por todo sistema de água gelada.

No processo de produção de gelo, a solução de glicol circula em baixa temperatura (em torno de  $-6^{\circ}\text{C}$ ) no interior das serpentinhas imersas nos tanques, congelando a água no interior dos tanques.

No processo de “queima” de gelo, a solução de glicol que retorna dos equipamentos usuários (em torno de  $12^{\circ}\text{C}$ ), circula no interior das serpentinhas imersas nos tanques fundindo o gelo no interior dos tanques.

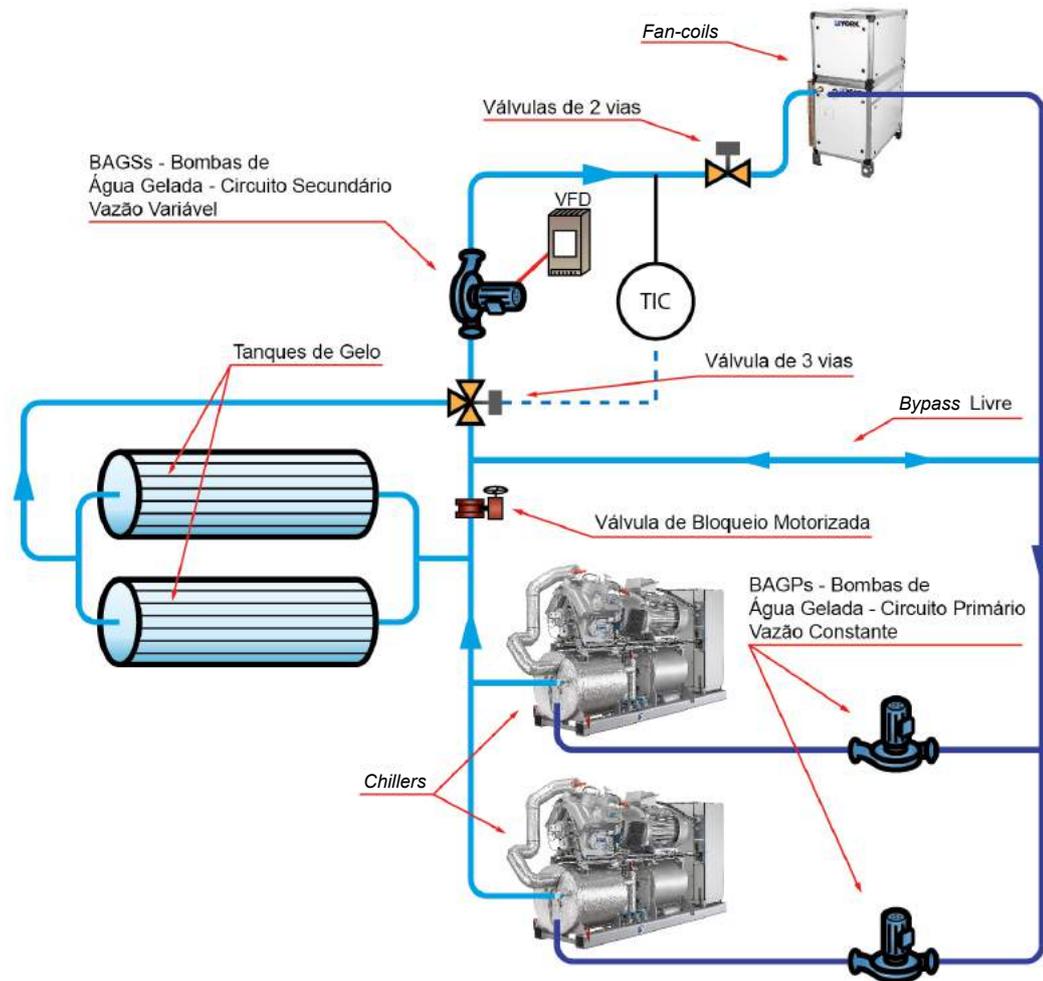
O arranjo é o de duplo circuito, com as bombas primárias atendendo os *chillers* e os tanques de gelo, e as bombas secundárias atendendo os equipamentos usuários.

Em sistemas típicos de ar condicionado, os *chillers* operam com duplo *setpoint* de controle de água gelada. No período normal de operação (Modo Ar Condicionado), os *chillers* atendem o circuito secundário de água gelada do sistema de ar condicionado, com *setpoint* da temperatura de saída de água gelada dos *chillers* típico de  $6^{\circ}\text{C}$ . No período noturno, os *chillers* atendem os tanques de termoacumulação de gelo, durante o período de fabricação de gelo (Modo Fabricação de Gelo), com *setpoint* da temperatura de saída de água gelada dos *chillers* em  $-6^{\circ}\text{C}$ .

As bombas do circuito primário atendem aos *chillers* e os tanques de termoacumulação de gelo (em série com os *chillers*) durante a fabricação (congelamento) e “queima” (fusão) de gelo.

Durante o período da tarifa de ponta (Modo Queima de Gelo), os *chillers* são mantidos desligados e apenas as bombas de água gelada operam. As bombas secundárias continuam atendendo os condicionadores de ar e as bombas primárias (com a água gelada circulando pelos *chillers* desligados, sem nenhum resfriamento, e em série) atendem aos tanques de gelo, descongelando o gelo dos tanques e resfriando a água gelada que retorna dos condicionadores de ar (variável entre  $8^{\circ}\text{C}$  e  $13^{\circ}\text{C}$ ) até o valor do *setpoint* de água gelada que alimenta o circuito secundário para os condicionadores de ar ( $6^{\circ}\text{C}$ ).

**Figura 22** – Fluxograma esquemático de um sistema de água gelada com circuito primário e secundário e termoacumulação de gelo.



Fonte: Johnson Controls BE Ltda. e arte de Q&A Designers.



## 4 SUBSTITUIÇÃO DE *CHILLERS* OBSOLETOS CONTENDO CFC OU HCFC

Após a completa eliminação do consumo de CFCs em 20, o governo brasileiro vem atuando no gerenciamento do passivo de CFCs para sistemas existentes, com o objetivo de reduzir vazamentos e realizar a destinação ambientalmente adequada dessas substâncias.

Atualmente encontra-se em execução o Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs (PBH) com diversas ações voltadas para a redução do consumo e a eliminação de vazamentos de HCFCs, principalmente no setor de serviços durante as atividades de instalação e manutenção de equipamentos de refrigeração e ar condicionado. Esse programa foi dividido em etapas de implementação. A etapa 1 do PBH, aprovada em julho de 2011, se comprometeu com a eliminação de 16,6% do consumo de HCFCs com base no consumo médio nos anos 2009-2010 (linha de base).

A etapa 2 do PBH, aprovada em novembro de 2015, se comprometeu com a eliminação de 39,3% do consumo de HCFCs em 2020 e de 51,6% em 2021.

No âmbito do PBH é executado o Projeto Demonstrativo para o Gerenciamento Integrado do Setor de *chillers* (Projeto BRA/12/G77) como a finalidade de promover capacitação e disseminação de informações a respeito de sistemas de água gelada com o intuito de incentivar a substituição de equipamentos que utilizam CFCs e HCFCs e melhorar a eficiência energética.

No Brasil, os *chillers* que ainda utilizam CFCs são raríssimos e a maioria deles funciona apenas como equipamento reserva. Já os *chillers* que utilizam HCFCs representam uma parcela maior, cerca de 7% do parque total instalado, principalmente em aplicações industriais e em sistemas de menor capacidade, com *chillers* com condensação a ar. Porém, desde o início dos anos 2000 a utilização de *chillers* com HCFCs em novos sistemas reduziu muito, principalmente com o aumento acentuado da oferta de mercado com *chillers* utilizando HFCs.

Os sistemas de água gelada com *chillers* que utilizam fluido refrigerante contendo CFC ou HCFCs, além do problema potencial da destruição da camada de ozônio, são sistemas muito deficientes, devido às seguintes causas:

- ▶ Estes *chillers* foram concebidos antes do período de desafio à eficiência energética, que teve seu início nos anos 1990 e se intensificou com o estabelecimento do Protocolo de Kyoto. Atualmente, os *chillers* padrões disponíveis no mercado possuem índices de eficiência de pelo menos 30% superiores aos *chillers* padrões fabricados naquela época, utilizando CFC ou HCFC.
- ▶ O controle otimizado dos *chillers* atuais permite que estes tenham índices de desempenho em cargas parciais ainda melhores que os *chillers* antigos.
- ▶ A vida útil destes *chillers* já está no final. Isto implica diminuição acentuada do desempenho (por diversas causas) e gastos contínuos com manutenção.

Os programas de eficiência energética e muitos contratos de substituição de sistemas de água gelada, com pagamento baseado no retorno pela melhoria do desempenho, proporcionam soluções otimizadas com excelentes resultados e retorno de investimento muito atrativo.

Porém, é muito importante observar que o *chiller* é apenas um dos componentes do sistema de água gelada. Apesar de ser o principal elemento consumidor de energia, o desempenho do sistema (e dos próprios *chillers*) dependem muito dos demais componentes e de uma maneira especial, do controle geral do sistema de água gelada.

Portanto, quando da análise de um projeto para substituição de *chillers* antigos, é essencial que todo o sistema de água gelada atual seja verificado, para que, após a instalação dos *chillers* novos, o sistema opere em condições otimizadas.

A Tabela 1 mostra os requisitos mínimos de eficiência requerida dos principais tipos de *chillers* estabelecidos pelo **ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1 – Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings** (norma padrão de requisitos mínimos de eficiência energética para equipamentos e componentes de sistemas prediais, utilizada como referência no RTQ-C do PBE Edifica), comparando a versão de 1989 (padrão utilizado nos anos 1990) e a versão atual (2013).

**Tabela 1** – Requisitos mínimos de eficiência requerida para *chillers* estabelecidos pelo ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1.

Tipo de <i>chiller</i>	Faixa de Capacidade	Eficiência Energética Mínima Requerida	
	kW	ASHRAE 90.1 1989	ASHRAE 90.1 2013 PATH B
Condensação a Ar (Scroll ou Parafuso)	< 528	2,40 COP 2,40 IPLV	2,87 COP 4,67 IPLV
	> 528	2,60 COP 2,60 IPLV	2,87 COP 4,76 IPLV
Condensação a Água (Scroll ou Parafuso)	< 528	3,70 COP 3,80 IPLV	4,69 COP 7,18 IPLV
	> 528 e < 1.055	3,70 COP 3,80 IPLV	5,18 COP 8,00 IPLV
	> 1.055 e < 2.110	4,60 COP 4,70 IPLV	5,63 COP 8,59 IPLV
Condensação a Água (Centrífugo)	< 528	3,70 COP 3,80 IPLV	5,07 COP 8,00 IPLV
	> 528 e < 1.055	3,70 COP 3,80 IPLV	5,54 COP 8,00 IPLV
	> 1.055 e < 2.110	4,60 COP 4,70 IPLV	6,02 COP 9,26 IPLV
	> 2.110	4,60 COP 4,70 IPLV	6,02 COP 9,26 IPLV

Fonte: Elaboração do autor.

obs.: O índice de COP (Coeficiente de Desempenho) se refere à condição de operação do *chiller* com 100% de carga e o índice IPLV (Valor Integrado Médio das Cargas Parciais) se refere à média integrada das condições de operação do *chiller* em cargas parciais. As condições de operação padrões para esses dois índices são estabelecidas no **ANSI/ARI Standard 550/590 – Performance Rating of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle**.

Na comparação dos requisitos entre as duas versões verifica-se que em 25 anos houve um aumento médio superior a 25% nos requisitos de eficiência mínima dos *chillers* com o equipamento a 100% e um aumento médio superior a 70% dos requisitos de eficiência mínima com o equipamento operando em carga parcial.

No entanto, as oportunidades no restante do sistema de água gelada também são muitas e, apesar da parcela de economia extra ser menor em relação à economia total de um projeto que contempla apenas a substituição dos *chillers*, os investimentos extras para a otimização de todo sistema de água gelada são muito menores, com um retorno de investimento em um prazo menor do que apenas a substituição dos *chillers*.

A Tabela 2 mostra os resultados de economia de energia de um projeto de substituição de *chillers* de uma instalação existente com HCFC-22 (R-22), com capacidade total de 4.571 kW (1.300 ton), e o mesmo projeto contemplando também a otimização da Central de Água Gelada – CAG.

**Tabela 2** - Resultados de economia de energia de um projeto de substituição de *chillers* com HCFC-22 (R-22).

Condição	Projeto Inicial	Substituição dos <i>chillers</i>	Substituição dos <i>chillers</i> + Otimização da CAG		
	Potência	Potência	Redução (Inicial)	Potência	Redução (Inicial)
	kW	kW	%	kW	%
<i>Chillers</i>	1.027	773	-24,7	773	-24,7
BAGPs	65	65	0,0	0	-100,0
BAGSs	83	83	0,0	65	-21,7
BACs	95	95	0,0	59	-37,9
Torres (Ventiladores)	49	49	0,0	33	-32,7
PotênciaTotal	1.319	1.065	-19,3	930	-29,5
<b>Consumo de Energia Anual Estimado</b>	MWh	MWh	%	MWh	%
	3.087	2.492	-19,3	1.775	-42,5

Fonte: Elaboração do autor.

No caso do projeto que incluiu a otimização da CAG, o investimento extra foi de apenas 13% (87% do investimento total foi para a substituição dos *chillers*) e o resultado final da redução do consumo de energia anual estimado foi de 42,5% em relação ao sistema existente, uma redução extra de 28% em relação ao projeto que contemplava apenas a substituição dos *chillers*.

O projeto de otimização incluiu a eliminação das Bombas do Circuito Primário de Água Gelada (BAGPs) e as alterações necessárias para a transformação do sistema com circuito primário e secundário para circuito único de vazão variável, mantendo as Bombas do Circuito Secundário de Água Gelada (BAGSs) como Bombas Principais do Circuito Único de Água Gelada (BAGMs). Também foram otimizadas as Bombas de Água de Resfriamento (BACs) e substituídos os enchimentos e ventiladores das Torres de Resfriamento aumentando a eficácia das Torres. Finalmente, um novo sistema de automação foi implantado.



## 5 APLICAÇÃO DE CHILLERS COM FLUIDOS FRIGORÍFICOS DE BAIXO GWP

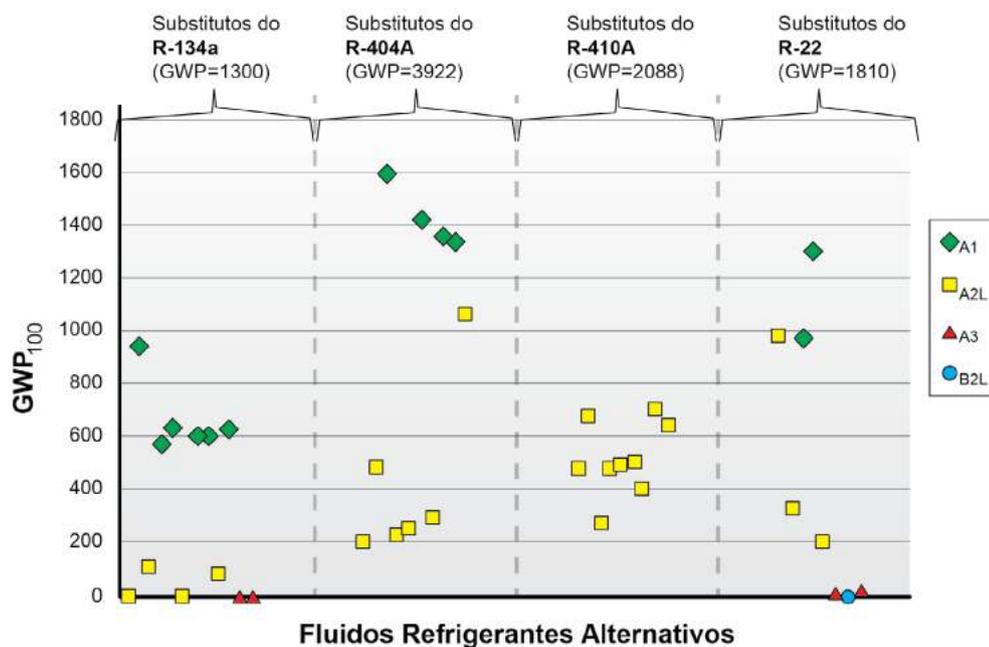
Um novo desafio se apresenta para a substituição dos HCFCs, principalmente em sistemas com expansão direta, pois com a emenda de Kigali (Ruanda) ao Protocolo de Montreal, publicada em 10/2016, num futuro muito próximo serão iniciados os programas de redução de utilização dos HFCs (que até então se apresentavam como substitutos aos CFCs e HCFCs), pois apesar de não serem danosos à camada de ozônio, a maioria deles contribui sensivelmente para o efeito estufa.

Com os recentes desafios na busca de fluidos refrigerantes com baixo GWP (com Potencial de Aquecimento Global menor que 300 ou menor que 150 em algumas propostas de redução), as melhores alternativas exigem restrições de uso. As melhores alternativas disponíveis até o presente são os chamados fluidos refrigerantes naturais (que podem ser encontrados nos ciclos da natureza). Porém há restrições que se tornam desafios para algumas aplicações, como índice de toxicidade elevado (Amônia), e a inflamabilidade (Hidrocarbonetos).

Novas alternativas com fluidos sintéticos (principalmente os HFOs, que são HFCs não saturados) também possuem baixo GWP, porém apresentam índices de inflamabilidade, embora que com baixa velocidade de propagação de chama.

O Gráfico 1 indica algumas alternativas para substituição de HFCs e do HCFC R-22, com indicação dos valores de GWP e a classificação do fluido quanto aos aspectos de segurança, conforme o **ANSI/ASHRAE Standard 34-2013**.

**Gráfico 1** – Alternativas para substituição do HCFC R-22 e de HFCs, com os valores de GWP e a classificação do fluido quanto aos aspectos de segurança.



Fonte: Elaboração do autor.

O Gráfico 1 indica a classificação dos fluidos quanto à segurança da seguinte forma:

- ▶ **A1** – Baixa toxicidade e não inflamável;
- ▶ **A2L** – Baixa toxicidade e inflamabilidade com baixa velocidade de propagação de chama;
- ▶ **B2L** – Alta toxicidade e inflamabilidade com baixa velocidade de propagação de chama;
- ▶ **A3** – Baixa toxicidade e inflamabilidade com alta velocidade de propagação de chama.

Ainda não há uma solução final, mas já é consenso geral no desenvolvimento de novas tecnologias que, independente de quais sejam os novos fluidos, a carga total do fluido frigorífica no sistema deverá ser muito reduzida.

Os sistemas de água gelada apresentam a menor carga de fluido frigorífico em relação à capacidade total (restrita apenas à central de água gelada). Além disso, já estão disponíveis *chillers* com cargas da ordem de 10 a 15 vezes menores que *chillers* convencionais e 50 vezes menores que sistemas de expansão direta. Este é um requisito pouco observado no Brasil, mas que se intensificará nos próximos anos.

A maioria dos fabricantes de *chillers* já dispõe de linhas comerciais com fluidos frigoríficos de baixo GWP em diversos tipos de equipamentos, destinados principalmente ao mercado europeu, onde os requisitos de legislações já demandam a aplicação de fluidos com esta característica. Algumas opções são apresentadas na Tabela 3.

**Tabela 3** - Opções de fluidos frigoríficos para vários tipos de equipamentos.

Tipo de Compressor	Tipo de Condensação	Fluido Atual	Novo Fluido	GWP	Classificação de Segurança
Scroll – Hermético/ Parafuso – Semi-Hermético	a Ar/ Água	R-22	R-290 (Propano)	3	A3
		R-134a	R-1234yf (HFO)	4	A2L
		R-407C	R-1234ze (HFO)	6	A2L
			R-444B (Blend)	296	A2L
	a Água	R-410A	R-446A (Blend)	461	A3
Parafuso – Aberto	a Ar/ Água	R-22	R-290 (Propano)	3	A3
		R-134a			
	a Água	R-22	R-717 (Amônia)	0	B2L
		R-134a			
Centrífugo Baixa Pressão	a Água	R-123	R-1233zd(E) (HFO)	<1	A1
Centrífugo Média Pressão	a Água	R-134a	R-1234yf (HFO)	4	A2L
			R-1234ze (HFO)	6	A2L

Fonte: Elaboração do autor.



## 6 OPÇÕES TECNOLÓGICAS ALTERNATIVAS AOS HCFCs EM APLICAÇÕES PARA EDIFÍCIOS

Os sistemas mais comuns que ainda utilizam HCFCs em edifícios são:

- ▶ Sistemas de água gelada com *chillers* com condensação a ar ou a água;
- ▶ Sistemas de água gelada com *chillers* com condensação a ar ou a água, utilizando tanques de termoacumulação de gelo ou de água gelada;
- ▶ Sistemas com condicionadores de ar com expansão direta, do tipo *Self Contained*, normalmente com condensação a água;
- ▶ Sistemas com condicionadores de ar com expansão direta, do tipo VRF, normalmente com condensação a ar;
- ▶ Sistemas com condicionadores de ar com expansão direta, do tipo *Split*, com condensação a ar, principalmente em edifícios residenciais e pequenos edifícios comerciais.

Há outros desafios para a substituição de sistemas de ar condicionado em edifícios que utilizam HCFCs, que vão além da destruição da camada de ozônio, do aquecimento global e da eficiência energética. Os edifícios existentes mais antigos não atendem muitos dos requisitos de qualidade do ar e até mesmo de conforto térmico.

Como já mencionado no capítulo 5, na execução de um projeto de substituição de um sistema de ar condicionado que contenha HCFCs em um edifício existente, é altamente recomendável realizar a análise de todo sistema (não apenas dos *chillers*), o que poderá resultar em um projeto de otimização com redução relevante do consumo de energia.

Porém, é essencial que todo restante do sistema de ar condicionado também seja analisado (principalmente os sistemas com expansão direta), incluindo os condicionadores de ar e o sistema de distribuição de ar, que são os elementos que estão mais diretamente ligados aos aspectos da qualidade do ar e do conforto térmico.

Além disso, há novas opções conceituais de sistemas de ar condicionado com potencial de aplicação em edifícios existentes. Algumas de alta viabilidade para um projeto de substituição de *chillers* e outros de maior impacto, mas que poderão ser aplicados em substituição de sistemas com expansão direta. A seguir, algumas opções disponíveis:

### 6.1 SISTEMA DE CIRCUITO ÚNICO COM VAZÃO VARIÁVEL DE ÁGUA GELADA

Edifícios existentes com circuito primário e secundário de água gelada normalmente operam com vazão excessiva no circuito secundário, que é uma das principais causas do efeito chamado “Síndrome de Baixo  $\Delta T$ ” (baixo diferencial de temperatura de água gelada no sistema).

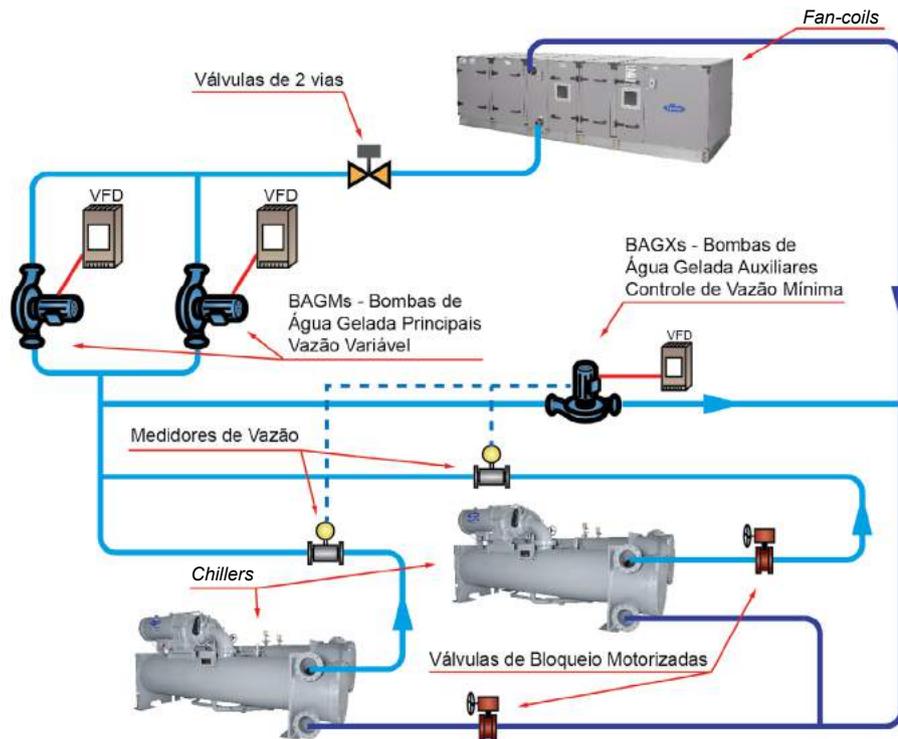
Este problema diminui a controlabilidade do sistema de ar condicionado, além de provocar o aumento do consumo de energia no sistema. Além disso, muitas vezes é necessário operar mais *chillers* e/ou mais bombas do que o necessário para diminuir o efeito, o que resulta em consumo de energia ainda maior no sistema.

A alteração de um sistema com circuito primário e secundário para um sistema com circuito único com vazão variável de água gelada diminui a Síndrome de Baixo  $\Delta T$  e melhora sensivelmente o desempenho de todo sistema de água gelada.

De modo geral, as BAGSs são superdimensionadas com altura manométrica elevada. Isto permite a aplicação direta do sistema único com a eliminação das BAGPs e o aproveitamento das BAGSs, que passam a atender os condicionadores de ar em série com os *chillers*. Como já descrito, será necessário instalar bombas auxiliares para o funcionamento apenas nas condições de operação com vazão mínima nos *chillers*.

A aplicação de circuito único com vazão variável em sistemas existentes tem se mostrado muito efetiva, com resultados sensíveis de melhoria do controle operacional e redução de consumo de energia anual superior a 25% em sistemas com Síndrome de Baixo  $\Delta T$ .

**Figura 23** – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada com vazão variável e bombas auxiliares de vazão mínima.



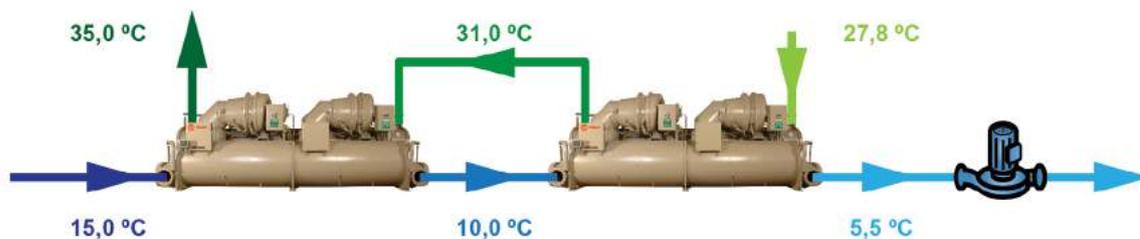
Fonte: Media Carrier do Brasil Ltda. e arte de Q&A Designers.

## 6.2 SISTEMA DE CIRCUITO ÚNICO COM VAZÃO VARIÁVEL DE ÁGUA GELADA COM CHILLERS EM SÉRIE

Com a aplicação do sistema de água gelada com circuito único variável fica muito fácil a associação dos *chillers* em série. A configuração com *chillers* em série pode ainda incluir a adaptação do circuito de água de resfriamento para se obter também este circuito em série, em contra fluxo com o circuito de água gelada como indica a Figura 24.

Esta aplicação pode resultar em um ganho extra de eficiência da ordem de 15% no sistema de água gelada (além do ganho com a utilização do circuito único variável).

**Figura 24** – Fluxograma esquemático de um sistema com circuito único de água gelada com vazão variável com a associação de *chillers* em série em contra-fluxo entre os circuitos de água gelada e água de resfriamento.



Fonte: Trane - Ingersoll Rand do Brasil Ltda. e arte de Q&A Designers.

No entanto, a implantação deste sistema requer um aumento no diferencial de temperatura de água gelada dos *chillers*, tipicamente de 5,5 °C, para um diferencial entre 9 °C e 11 °C. Esta alteração deve ser analisada com cuidado, principalmente sobre o desempenho dos condicionadores de ar existentes. Sistemas com fancoletes ou cassetes hidrônicos não conseguem operar com um diferencial de temperatura elevado. Caso a carga térmica total destes equipamentos em um determinado sistema seja maior que 30% da carga térmica total do sistema de ar condicionado, recomenda-se não utilizar o conceito de *chillers* em série. Porém a melhor solução será a substituição desses condicionadores menores, que provavelmente não atendem os requisitos de filtração do ar e nem promovem uma distribuição adequada de ar no ambiente.

No caso de condicionadores do tipo *Fan Coil*, normalmente devido ao superdimensionamento desses equipamentos em sistemas existentes (típico de 30%), é bem possível que não haja necessidade de substituição destes equipamentos. Eventualmente será necessário substituir apenas as válvulas de controle de água gelada, para um tamanho menor, devido à redução de vazão em cada condicionador de ar.

### 6.3 SISTEMA DEDICADO PARA RESFRIAMENTO DE AR EXTERNO

O sistema dedicado para resfriamento do ar externo – DOAS (do inglês, *Dedicated Outdoor Air System*) nada mais é que um condicionador de ar dedicado para o resfriamento e desumidificação da parcela de ar externo (de renovação), com possível aplicação em edifícios com sistema central de ventilação para insuflamento de ar externo nos pavimentos.

O maior benefício da aplicação do DOAS é na melhoria da qualidade do ar nos ambientes climatizados. O ar externo é totalmente tratado no DOAS, com um nível de filtração muito melhor seguindo para os condicionadores dos pavimentos com umidade absoluta bem baixa, o que permite a operação seca das serpentinas destes equipamentos.

Além disso, a aplicação do DOAS traz um ganho de eficiência no sistema de água gelada em relação ao sistema tradicional de água gelada, pois permite que os condicionadores de ar existentes, que atendem os pavimentos, passem a operar com redução da carga total e redução substancial da parcela de desumidificação do ar.

Para isso será melhor instalar um circuito de água gelada independente, para atender exclusivamente ao DOAS, com o *chiller* operando com temperatura de saída de água gelada em torno de 5 °C. Esta carga representa cerca de 20-25% da carga térmica total.

Já o circuito existente, com os condicionadores de ar dos pavimentos operando com menor carga térmica e sem a parcela de desumidificação do ar externo, passa a operar com temperatura de alimentação de água gelada mais elevada (em torno de 10 °C), devido à redução da carga de desumidificação do ar e da folga de área resultante da diminuição da carga térmica. Esta carga representa cerca de 75-80% da carga térmica total. Com o aumento da temperatura de saída de água gelada nos *chillers* do circuito principal, há um ganho de eficiência neste circuito superior a 18% e um ganho total no sistema de água gelada entre 10% e 15%.

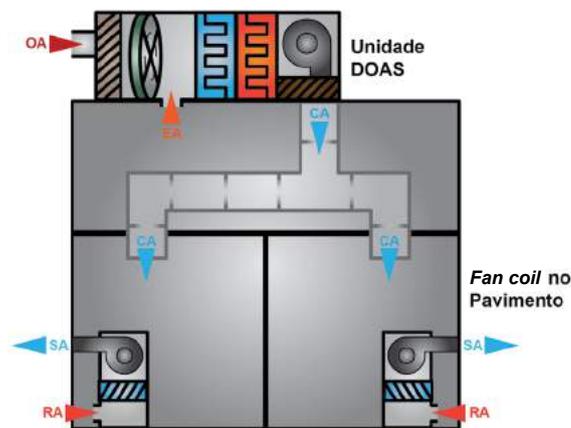
Neste conceito de operação do sistema de água gelada, é possível utilizar 2 circuitos únicos com vazão variável de água gelada, com os *chillers* associados em série, porém com a saída de água de gelada do *chiller* do 1º estágio de resfriamento ligada a uma bomba dedicada a atender os condicionadores de ar dos pavimentos e a água gelada na saída do *chiller* do 2º estágio ligada a uma bomba dedicada a atender o DOAS.

O DOAS pode requerer alterações de *layout* do sistema de distribuição de ar e a sua viabilidade em sistemas existentes depende muito da facilidade da instalação de uma rede de dutos dedicada. Em sistemas com insuflamento de ar externo central (não resfriado), onde já existe um *shaft* dutado, a aplicação do DOAS é muito mais fácil.

O uso de DOAS deveria ser obrigatório (pelo menos para atender os requisitos de conforto e qualidade do ar) em sistemas com condicionadores de ar de pequena capacidade, que normalmente utilizam serpentinas de poucas filas (3 ou 4 rows), onde não é possível desumidificar o ar, e com ventiladores com pressão estática onde não é possível instalar um filtro de ar adequado aos requisitos da ABNT NBR 16401.

Os exemplos típicos dos sistemas que necessitam obrigatoriamente de DOAS são as unidades evaporadoras de sistemas *Splits* e de sistemas VRF, e os condicionadores de ar com água gelada do tipo fancoletes e cassetes hidrônicos.

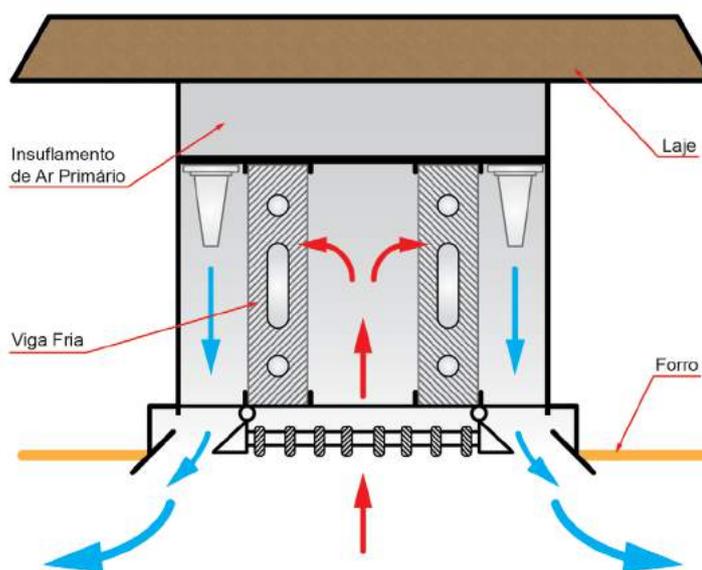
**Figura 25** – Esquema de um sistema dedicado para resfriamento de ar externo indicando o insuflamento de ar externo tratado para as casas de máquinas dos *Fan Coils* que atendem os ambientes condicionados.



#### 6.4 SISTEMA COM VIGAS FRIAS

Vigas frias são dispositivos de resfriamento para retirada de calor sensível do ambiente, constituídos de serpentinas com circulação de água gelada, porém com temperatura acima do ponto de orvalho (*dew point*) do ar ambiente (em torno de 13 °C). Em edifícios existentes com sistema do tipo VRF utilizando HCFC-22 (R-22), esta é uma possível aplicação para viabilidade da implantação técnica com sistema de água gelada, sempre associadas a um sistema DOAS complementar, caso ainda não exista.

**Figura 26** – Esquema de funcionamento de viga fria instalada no forro, indicando o fluxo de ar insuflado pelas laterais e o ar de retorno pelo centro.



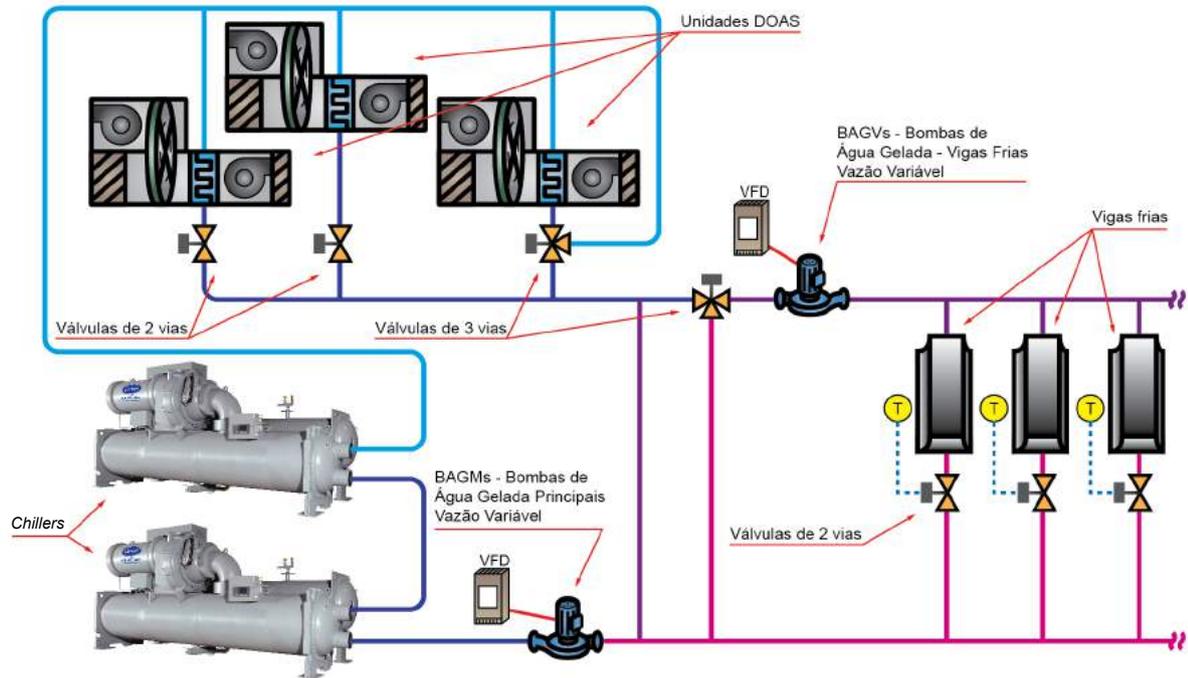
Fonte: Elaboração do autor e arte de Q&A Designers.

As principais vantagens da aplicação de vigas frias são:

- ▶ Menor vazão de ar;
- ▶ Rede de dutos mínima;
- ▶ Não há sistema de ventilação de recirculação nos ambientes (apenas o DOAS);
- ▶ Casas de máquinas menores. Em caso de DOAS central, não há casa de máquinas no pavimento;
- ▶ Melhor conforto ambiental devido à baixa velocidade do ar na zona condicionada.

Os sistemas com viga fria são aplicados em conjunto com o DOAS e permitem ganhos de eficiência acima de 30% quando comparados a sistemas tradicionais. A Figura 27 ilustra um sistema de água gelada com aplicação conjunta de vigas frias e DOAS, com associação de *chillers* em série e circuito único com vazão variável de água gelada para o DOAS.

**Figura 27** – Sistema de água gelada com aplicação conjunta de vigas frias e DOAS, com associação de *chillers* em série e circuito único de vazão variável para o sistema DOAS.



Fonte: Semco LLC - Flakt Woods Company e arte de Q&A Designers.

O conjunto de bombas para as vigas frias não se trata exatamente de um circuito secundário, mas de um circuito exclusivo, pois necessita trabalhar com temperatura de entrada de água gelada mais elevada (típico acima de 13 °C).

**Figura 28** – Detalhe de um sistema de viga fria instalada no forro, indicando a tubulação de água gelada e o suprimento de ar primário (DOAS) desumidificado e tratado.



Fonte: Media Carrier do Brasil Ltda.



## 7 COMPARATIVO ENTRE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

Há muitas discussões sobre quais as melhores alternativas de sistemas de ar condicionado e, por causa de apelos comerciais, também há muita confusão.

Tratando-se de sistemas não residenciais há várias alternativas, porém em muitos casos instala-se um sistema de ar condicionado por que simplesmente alguém disse que precisa ter. Por ser um dos sistemas prediais necessários e com investimento considerável, muitas vezes o resultado é um sistema mais barato, porém sem um projeto adequado e totalmente em desacordo com o conceito de conforto ambiental e os requisitos de saúde humana.

Outro fato é que o ar condicionado é considerado por muitos o “vilão” do consumo de energia, então busca-se por um sistema mais eficiente. É muito comum em projetos, mesmo de edifícios de grande porte, a priorização de equipamentos mais eficientes em detrimento do controle adequado do conforto ambiental e em detrimento dos requisitos mínimos para a qualidade do ar interior, mesmo com impacto à saúde humana.

É óbvio que o objetivo de um sistema de ar condicionado não é economizar energia, mas muitas vezes parece que os fornecedores de serviços e equipamentos de um sistema de ar condicionado e até mesmo o cliente final esquecem deste detalhe e preferem gastar mais com equipamentos mais eficientes do que com um bom projeto, controles mínimos necessários e elementos que garantam o bom desempenho de um sistema de ar condicionado para atender os seus reais objetivos.

Pode-se ainda dizer que a melhor forma de economizar energia com um sistema de ar condicionado é mantê-lo desligado! Ou ainda, pode-se também concluir que se um sistema de ar condicionado muito eficiente produzir desconforto (normalmente muito frio) ou causar danos à saúde humana, todo o investimento inicial e o consumo de energia “eficiente” é um total desperdício. Portanto, o “vilão” do consumo de energia é aplicação inadequada de um sistema de ar condicionado.

Como resultado, é comum se observar em edifícios comerciais, principalmente em instituições públicas, incluindo escolas e hospitais, sistemas do tipo *Split*, que não atendem as mínimas condições de requisitos de filtragem e de renovação de ar, além de normalmente trazerem uma série de desconfortos por causa de jatos de ar frio na área ocupada pelos usuários do ambiente condicionado. No entanto, muitos desses equipamentos possuem o selo de eficiência com nível “A” do PBE – Programa Brasileiro de Eficiência e, portanto, são aceitos como “sistemas de ar condicionado”.

Por outro lado, quando um sistema de ar condicionado bem projetado opera de maneira adequada para atender os requisitos de conforto ambiental e qualidade do ar interior é quando ele opera de maneira mais eficiente.

A Tabela 4 mostra uma comparação entre níveis de eficiência energética em vários tipos de sistemas ar condicionado mais utilizados em instalações não residenciais, de diversas faixas de capacidade, para edifícios localizados em São Paulo.

**Tabela 4** - Níveis de eficiência energética em sistemas ar condicionado.

Sistema (Faixas Típicas)	Observações	COP	
		Compressor	Total do Sistema
Roof-Top/ Self a Ar (10 à 30 ton)	Compressor Scroll	2,50 - 2,70	2,10 - 2,35
VRF a Ar (10 → 40 ton)	Compressor Scroll - VFD	3,30 - 3,35	2,50 - 3,00
VRF a Água (10 → 40 ton)	Compressor Scroll - VFD	3,70 - 4,40	3,00 - 3,70
Chiller a Ar (150 → 400 ton)	Compressor Parafuso /Scroll	2,90 - 4,15	2,20 - 3,00
Chiller a Água (150 → 700 ton)	Compressor Parafuso	5,00 - 6,40	3,00 - 3,90
Chiller a Água (300 → 4.000 ton)	Compressor Centrífugo - VFD	5,80 - 7,00	3,70 - 4,70
Sistema de Termoacumulação de Gelo com <i>chiller</i> a Água (250 à 3.000 ton)	Compressor Parafuso		
	Ar Condicionado	4,70 - 5,40	3,70 - 4,15
	Fabricação de Gelo	3,20 - 3,90	2,60 - 2,93
Sistema de Termoacumulação de Água Gelada com <i>chiller</i> a Água (250 à 10.000 ton)	Compressor Parafuso ou Compressor Centrífugo - VFD	5,80 - 7,00	4,70 - 5,50

Fonte: Elaboração do autor.

obs.: VFD indica compressores com inversores de frequência (ou “inverter”).

Deve-se observar que alguns números aqui apresentados divergem de valores típicos de mercado. Porém, neste caso, foi considerado um projeto que atende as condições típicas de ar condicionado para um sistema de conforto, com temperatura de bulbo seco de 24 °C e umidade relativa de 50% no ambiente condicionado e em conformidade com os requisitos de filtragem e qualidade do ar interior. Para isso, algumas das alternativas listadas necessitam de sistemas de resfriamento e desumidificação complementares, além de ventiladores adequados para o tipo de filtro necessário, os quais foram incluídos nos resultados finais de consumo de energia e de eficiência energética.

Um dos casos mais comuns são os sistemas do tipo VRF que vem crescendo muito no mercado brasileiro, porém muitas vezes aplicados de maneira incompleta, que não atendem todos os requisitos de conforto térmico e qualidade do ar interior e sem a instalação de sistemas complementares, o que pode resultar em limitações ao atendimento das normas técnicas e legislação.

O Quadro 1 mostra uma comparação entre sistemas do tipo VRF e sistemas de água gelada, abordando vários aspectos a serem considerados não só durante o projeto e instalação ou sobre eficiência energética, mas outros aspectos operacionais de um sistema de ar condicionado. Deve-se ainda observar que esta é apenas mais uma comparação dentre várias apresentadas por vários defensores de cada um dos sistemas aqui comparados.

**Quadro 1** - Sistemas do tipo VRF vs Sistemas de água gelada.

Item	Descrição	Sistema tipo VRF	Sistema de Água Gelada
1	Conforto Humano	Parcial, com controle da umidade limitado, e distribuição de ar limitada no ambiente. Umidade Relativa > 60%	Atende plenamente desde que projetado de forma completa.
2	Carga Térmica	Cerca de 15% menor quando (normalmente) não atende os requisitos de umidade relativa.	Atende plenamente desde que projetado de forma completa.
3	Processos de resfriamento, aquecimento, umidificação e desumidificação	De difícil aplicação, devendo ser analisado caso a caso.	Atende plenamente desde que projetado de forma completa.
4	Qualidade Interna do Ar	Parcial – necessita de um sistema dedicado de ar externo com resfriamento e desumidificação, filtragem e distribuição nos pavimentos.	Atende plenamente desde que projetado de forma completa. Sistemas dedicados de ar externo são sempre recomendáveis.
5	Custo Inicial	10% a 15% mais caro.	
6	Custo Operacional	COP de 3,70 para condensação a água e COP de 3,00 para condensação a ar.	COP de 4,70 com condensação a água (Centrífuga + Bombas + Torres + <i>Fan Coils</i> ) e COP de 3,00 com condensação a ar.
7	Capacidade de refrigeração	Bom desempenho para distâncias de até 100 m. Acima de 100 m a redução de capacidade é significativa.	Distâncias são vencidas no projeto da tubulação e seleção da bomba.
8	Aumento da capacidade de refrigeração	Não é simples. Poderá ser necessário novas linhas e acréscimo de equipamentos.	Fácil de ser atingido com a nova seleção da serpentina e da válvula de controle.
9	Operação em carga parcial	Bom desempenho e controle.	Bom desempenho e controle.
10	Controle dos custos operacionais pelo usuário	Controle total (até para desligar o ar condicionado).	Controle limitado sobre a CAG. Controle somente do Condicionador da própria sala.
11	Compatibilidade com Normas e Legislação	Parcial. O projeto deverá ser feito considerando as restrições.	Totalmente compatível.
12	Gerenciamento do fluido frigorífico	Há riscos de vazamentos em muitos pontos. Depende muito dos cuidados durante a montagem da tubulação.	Simple de ser feito. Probabilidade de vazamento mínima, restrita aos <i>chillers</i> .
13	Carga de Fluido Frigorífico	4 a 15 vezes maior.	Novos sistemas com cargas muito reduzidas – até 10 vezes menor que <i>chillers</i> convencionais.

Item	Descrição	Sistema tipo VRF	Sistema de Água Gelada
14	Operação pelo usuário	Simple através das mais diferentes interfaces desde um termostato com controle a um computador.	Em sistemas mais convencionais ainda não é simples para o usuário.  Em novas concepções já é bem mais simples, igual ao VRF.
15	Possibilidade de pane	Elevada devido à quantidade excessiva de componentes e partes.	Reduzida - menor quantidade de componentes e partes.
16	Tempo de vida	Até 15 anos.	Até 25 anos.

Fonte: Elaboração do autor.

Deve-se observar que os sistemas existentes do tipo VRF que utilizam R-22 terão dificuldades na ocasião de um projeto de *retrofit* do fluido frigorífico, pois os novos sistemas VRF são fabricados com R-410A, um HFC de alta pressão.

Neste caso, seria necessário substituir todo o sistema (incluindo unidades condensadoras, evaporadoras, toda a tubulação e demais componentes) para atender os requisitos de pressão de projeto da **ABNT NBR 16069:2010** para o novo fluido.

Finalmente, apesar das várias comparações, cada projeto precisa ser avaliado de maneira particular. A contratação de profissionais competentes para a implantação do processo de comissionamento desde a fase da concepção e projeto do sistema de ar condicionado é essencial para que os requisitos de projeto do proprietário (e usuários finais) sejam garantidos até a fase de ocupação do edifício, quando o sistema de ar condicionado será desafiado a atender os seus objetivos.



## 8 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E AS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DO SISTEMA DE ÁGUA GELADA

O sistema de água gelada funciona de maneira dinâmica, em condições de operação variáveis, em função da carga térmica do edifício e das condições do ar exterior. Portanto, o desempenho do sistema e a eficiência energética dos equipamentos são variáveis e, para se obter os melhores resultados do sistema, é importante conhecer algumas características essenciais da operação dos *chillers* e os demais equipamentos. Além disso, é fundamental que se desenvolva um projeto de automação e controle adequado, com elementos de controle que permitam a otimização do sistema de água gelada.

A seguir algumas recomendações para se obter os melhores resultados de desempenho de um sistema de água gelada.

### 8.1 DESEMPENHO DOS CHILLERS

Para um determinado *chiller*, a eficiência energética desde o projeto e durante a sua vida útil operacional depende:

- ▶ da característica dos componentes
  - ▷ Eficiência do Compressor
  - ▷ Eficácia dos Trocadores de Calor
- ▶ da característica dos fluidos
  - ▷ Fluido Refrigerante
  - ▷ Fluido Secundário
  - ▷ Fluido para Rejeição de Calor (Água, Ar)
- ▶ das condições de operação
  - ▷ Temperaturas de Saída (Evaporador/ Condensador)
  - ▷ Condições do Ar Externo
- ▶ do dimensionamento do Circuito de Refrigeração
- ▶ do tipo de Evaporação
  - ▷ Expansão Seca (Válvula de Expansão com Controle de Superaquecimento)
  - ▷ Evaporação Inundada
- ▶ da manutenção do *chiller*
  - ▷ Carga de Fluido Refrigerante
  - ▷ Tratamento de Água
  - ▷ Limpeza dos Trocadores de Calor

Os itens relacionados ao projeto dependem da tecnologia desenvolvida pelo fabricante e da decisão de compra por um equipamento mais eficiente, o que normalmente implica em maior custo, ou por um equipamento mais barato e menos eficiente.

Já os itens operacionais dependem de um bom programa de manutenção e do entendimento do cliente sobre a importância de manter os *chillers* operando em boas condições. Se não houver investimento para um bom programa de manutenção haverá mais investimento em custos de consumo de energia (e água eventualmente) e maior custos com reparos.

A seguir, algumas recomendações aos usuários finais relativas à manutenção do bom desempenho de um *chiller* em sua vida útil.

### 8.1.1 PROGRAMA DE MANUTENÇÃO

Os *chillers* são equipamentos complexos e que dependem muito de uma configuração de controle no seu painel local, além de ajustes nos dispositivos de controle e regulagem.

Também é necessário que o circuito interno de refrigeração esteja limpo, sem a presença de ar e com a carga do fluido frigorífico adequada, conforme a folha de dados do *chiller* para aquela determinada aplicação.

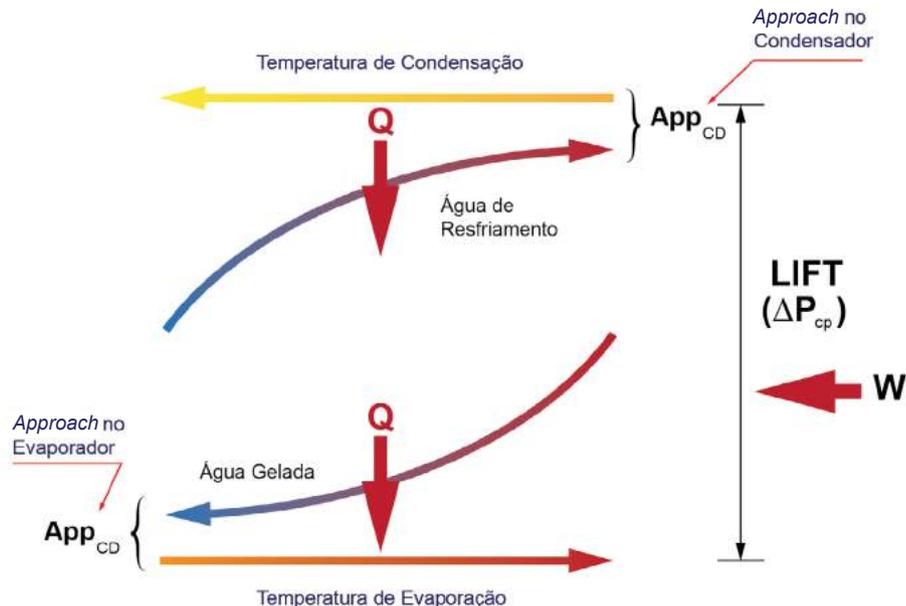
Esses ajustes e configurações são de responsabilidade e competência do fabricante do *chiller*, por isso é extremamente importante manter um programa de manutenção adequado, com a atuação de técnicos especialistas, representantes do fabricante.

No entanto, para que os *chillers* sejam bem mantidos e otimizados, o primeiro requisito dos usuários aos fabricantes é que os técnicos conheçam os *chillers* daquela instalação. Não apenas o modelo e o tipo, mas os detalhes específicos dos *chillers* ali instalados e ter sempre em mãos a folha de dados do selecionamento dos *chillers* para aquela instalação, com indicação das condições de temperatura e vazão de água gelada e água de resfriamento (quando aplicável), o *approach* no evaporador e no condensador, a carga de fluido frigorífico de projeto, a corrente e a potência nominal do equipamento.

### 8.1.2 APPROACH

O termo *approach* (a melhor tradução do inglês seria “aproximação”) é muito empregado pelas equipes de operação na análise de desempenho dos trocadores de calor de um *chiller*. No evaporador indica o diferencial entre a temperatura de saída de água gelada e a temperatura de evaporação do fluido frigorífico. No condensador, o *approach* indica o diferencial entre a temperatura de condensação do fluido frigorífico e a temperatura de saída de água de resfriamento.

**Figura 29** – *Approach* no Condensador e no Evaporador de um *chiller*.



Fonte: Elaboração do autor e arte de Q&A Designers.

Na Figura 29 é possível observar que, uma vez determinadas as condições de projeto de operação de um *chiller*, principalmente a temperatura de saída de água gelada e a temperatura de saída de água de resfriamento, quanto menor o *approach* no evaporador (isto é, mais alta a temperatura de evaporação) e quanto menor o *approach* no condensador (isto é, mais baixa a temperatura de condensação do fluido refrigerante), menor será o *lift* ou a relação de pressão no compressor do *chiller*. Pode-se então concluir que quanto menor forem os *approaches*, menor será o trabalho de compressão e a potência absorvida no motor do compressor.

O *approach* de projeto é resultado do dimensionamento prévio do evaporador e do condensador. Quanto menor o *approach* de projeto, mais eficiente será o *chiller*.

Já o *approach* de operação depende de alguns fatores externos, principalmente da qualidade da água gelada (no evaporador) e da água de resfriamento (no condensador). O *approach* também pode ser afetado pela carga de fluido refrigerante inadequada no *chiller*.

O Quadro 2 mostra alguns indicativos de baixo desempenho de um *chiller* e suas causas a partir da verificação dos *approaches* atuais.

**Quadro 2** – Influência do *Approach* nos trocadores sobre o desempenho de um *chiller*.

Trocador	<i>Approach</i>	Resultado	Provável Causa	Recomendação
Evaporador	Alto	Diminuição da Capacidade	Sujeira no Evaporador, no lado água gelada	Limpeza dos tubos do Evaporador
Condensador	Normal			
Evaporador	Normal	Aumento do Consumo de Energia	Sujeira no Condensador, no lado água de resfriamento	Limpeza dos tubos do Condensador
Condensador	Alto			
Evaporador	Alto	Diminuição da Capacidade	Carga de fluido refrigerante baixa	Corrigir a carga de fluido refrigerante
Condensador	Baixo			
Evaporador	Baixo	Aumento do Consumo de Energia	Carga de fluido refrigerante excessiva	Corrigir a carga de fluido refrigerante
Condensador	Alto			
Evaporador	Alto	Diminuição da Capacidade e Aumento do Consumo de Energia	Sujeira no Condensador e carga de fluido refrigerante baixa	Limpeza no Evaporador e Condensador e Corrigir a carga de fluido refrigerante
Condensador	Alto			

Fonte: Elaboração do autor.

É importante observar que as análises devem ser realizadas com o *chiller* operando apenas em 100% de carga e sempre simultânea nos dois trocadores do *chiller*. O *approach* de referência deve ser o *approach* de projeto. É muito comum o técnico desconhecer estes valores e “adotar” valores típicos. Os termos alto e baixo podem variar muito na ocasião da análise. *chillers* de baixa eficiência podem ter *approaches* de projeto bem elevados, de 2 °C ou mais. *chillers* de alta eficiência propiciam *approaches* de até 0,1 °C. Portanto, 0,7 °C de *approach* pode ser um valor muito alto para um *chiller* de alta eficiência ou pode indicar um valor baixo para um *chiller* de baixa eficiência de projeto.

### 8.1.3 VAZÃO DE ÁGUA GELADA

Uma vez definido o *setpoint* de saída de água gelada de um *chiller*, a vazão de água gelada tem um impacto mínimo no desempenho de um *chiller*. De um modo geral se acredita que quanto menor a vazão de água gelada, menor a velocidade nos tubos e menor o coeficiente de transferência de calor do lado da água.

Isto é verdade, mas o impacto no coeficiente global de transferência de calor é menor. De fato, para uma determinada capacidade, com menor vazão haverá um aumento no diferencial de temperatura da água gelada, o que resultará em um aumento (mínimo) na eficácia global do evaporador do *chiller*.

É ainda importante observar que a diminuição ou aumento da vazão de água gelada dentro de uma boa faixa em relação à vazão de projeto (até +/-50% em alguns casos) não traz nenhum impacto no *approach* do evaporador.

A redução da vazão de água gelada resulta em menor consumo de energia na bomba de água gelada.

Porém o impacto operacional de redução de vazão de água gelada em um sistema existente pode afetar negativamente o desempenho dos *Fan Coils*, onde o aumento do diferencial de temperatura da água gelada (e não a diminuição da vazão) pode diminuir a eficácia das serpentinas de água gelada.

Em um sistema novo, isto pode ser previamente dimensionado visando otimização geral do sistema. Em sistemas existentes, a diminuição de vazão de água gelada pode trazer melhorias no desempenho, porém será necessária uma análise prévia para verificação do impacto da diminuição da vazão de água gelada nos condicionadores de ar existentes.

#### 8.1.4 VAZÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO

Em *chillers* com condensação a água, o *setpoint* a ser controlado é o da temperatura de entrada de água no condensador. Neste caso, a diminuição da vazão de água de resfriamento (em relação ao valor de projeto) trará um impacto negativo no desempenho de um *chiller*, pois com a redução da vazão, para uma determinada capacidade, haverá um aumento na temperatura de saída e na temperatura de condensação. Isto resulta em maior *lift* no compressor e maior consumo de energia.

Porém, analisando rigorosamente o conjunto *chiller* + Bomba (BAC) + Torre de Resfriamento, a diminuição da vazão pode resultar em uma pequena redução no consumo de energia total destes equipamentos.

É importante observar que também no caso do condensador, a diminuição de vazão de água de resfriamento dentro de uma faixa bem ampla (em alguns casos até 50% da vazão de projeto) traz um impacto mínimo na eficácia e no *approach* do condensador.

#### 8.1.5 CONTROLE DA TEMPERATURA DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO

A temperatura de projeto de saída de água gelada dos *chillers* é um valor para *setpoint* de controle. No entanto, a temperatura de projeto de entrada de água de resfriamento nos *chillers* (saída das torres – típica de 29,5 °C) **não** é um valor para *setpoint* de controle. É a temperatura máxima admissível e serve para dimensionamento das torres em condições extremas de funcionamento dos *chillers*.

Pode-se imaginar inicialmente que um *setpoint* de temperatura de água de resfriamento mais baixa requer mais tempo de funcionamento dos ventiladores das torres (ou maior frequência quando houver inversores).

Mas a temperatura de água de resfriamento mais baixa reduz o *lift* e a potência dos *chillers*, a qual é cerca de 20 vezes maior que a potência dos ventiladores das torres.

Portanto, o *setpoint* de controle da temperatura de água de resfriamento na entrada dos *chillers* (saída das torres) deve ser ajustado para um valor mais baixo.

Para um determinado conjunto de *chillers* e respectivas BACs e Torres de Resfriamento, aplicados a uma determinada localidade, há uma condição ótima de mínima temperatura de saída de água de resfriamento das torres para alimentação dos condensadores dos *chillers*. Acima desta temperatura haverá um maior consumo dos *chillers*. Abaixo desta temperatura a parcela de potência dos ventiladores das torres supera a redução do consumo de energia nos *chillers*.

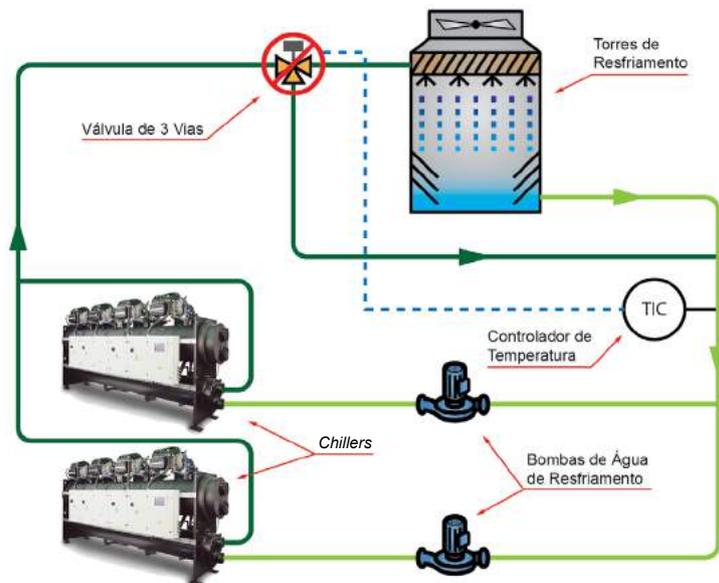
No entanto, há um limite estabelecido pelo fabricante do *chiller*, que é a mínima temperatura de entrada de água de resfriamento recomendada, definida em função do modelo do equipamento:

- ▶ *chillers* Centrífugos permitem temperaturas de entrada de água de resfriamento no condensador muito baixas (até 10 °C dependendo do modelo → ver no manual do *chiller*).
- ▶ *chillers* Parafuso ou *Scroll*, principalmente os que utilizam válvula de expansão, não permitem grandes variações e devem ser cuidadosamente analisados. A melhor referência é o manual do *chillers*, pois muitos técnicos possuem “valores mágicos na memória”, que podem ser diferentes do real. Portanto, é muito importante confirmar os dados corretos com o fabricante para a operação otimizada do *chiller* em conjunto com o controle da temperatura da água de resfriamento na saída das torres.

Quanto ao elemento de controle para manter a temperatura de água de resfriamento no valor de *setpoint* (baixo), recomenda-se que nunca seja utilizado uma válvula de 3 vias.

A Figura 30 indica a válvula de 3 vias instalada próxima à entrada das torres. Nunca instalar nesta posição. Considerando que o sistema é aberto, nesta posição há uma grande possibilidade de presença de ar na linha de retorno próxima à entrada das torres e a pressão é praticamente a pressão atmosférica. Quando a via do *bypass* se abre, devido à queda de pressão na linha, haverá um fluxo de ar direto para a sucção das BACs.

**Figura 30** – Nunca utilizar válvula de 3 vias para o controle da temperatura de saída de água das torres.



Fonte: Transcalor Ltda. e arte de Q&A Designers.

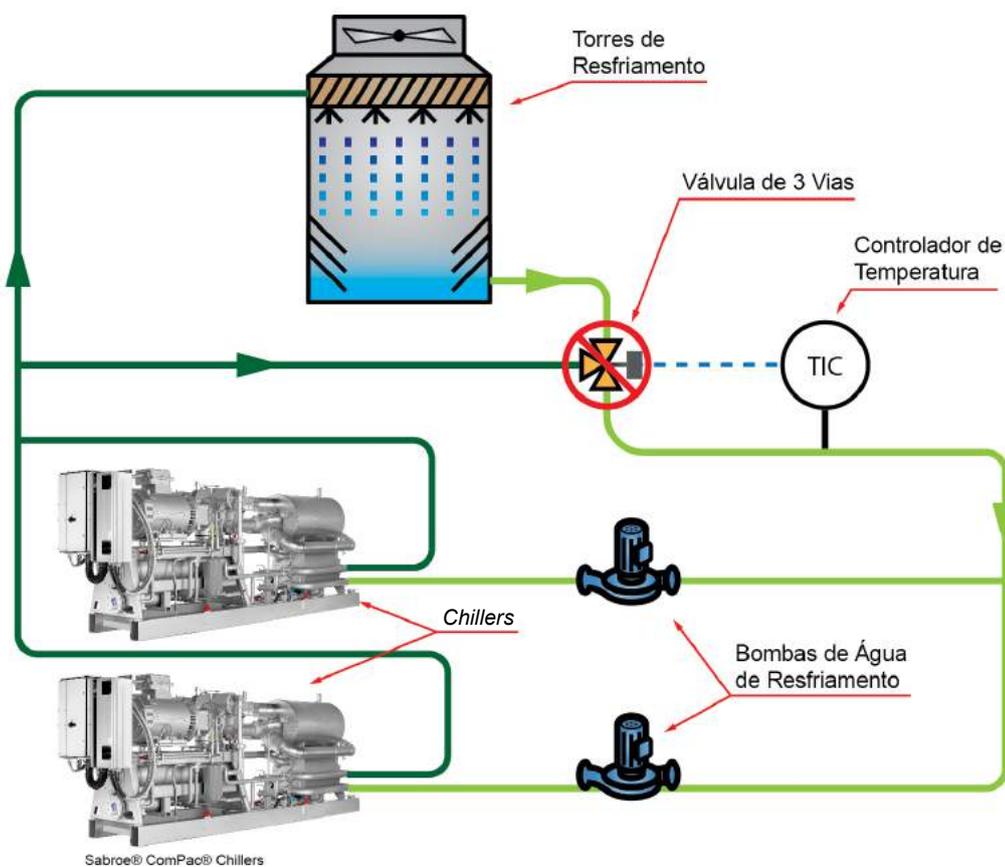
Há quem diga que o arranjo da Figura 31 indica a posição correta de instalação da válvula, na saída da torre, com o *bypass* proveniente de um trecho da tubulação de retorno dos *chillers*,

com pressão mais elevada. Porém esta posição também é inadequada, pois implica em uma perda de carga extra na sucção das BACs.

Para possibilitar a instalação da válvula de 3 vias nesta posição é necessário que haja uma altura mínima entre o nível das bacias das torres e a linha de sucção das BACs de pelo menos 3 m (recomenda-se uma altura de 7 m) a fim de evitar pressão negativa na sucção das BACs e fluxo de ar. Além disso, a válvula de 3 vias deve ser instalada no nível mais baixo, próximo à sucção das BACs.

Outro problema é que as válvulas de 3 vias, com o tempo, podem perder estanqueidade no bloqueio do *bypass* e permitir passagem de fluxo de água quente durante o verão, aumentando a temperatura de alimentação para os *chillers*, o que é um desperdício.

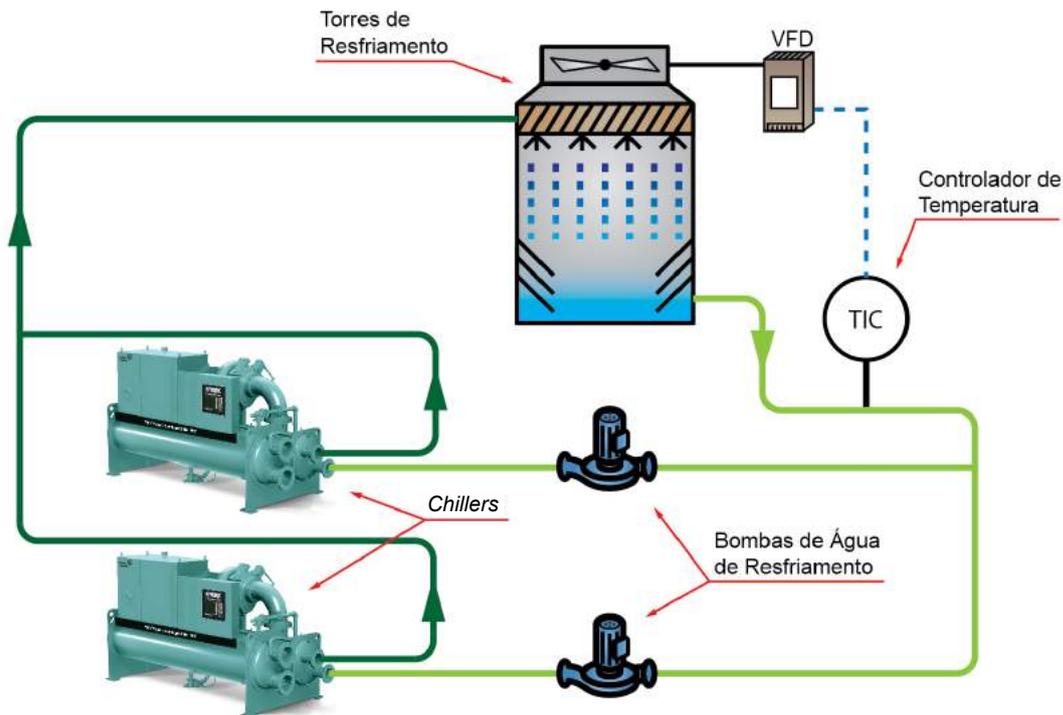
**Figura 31** – Nunca utilizar válvula de 3 vias para o controle da temperatura de saída de água das torres.



Fonte: Johnson Controls BE Ltda. e arte de Q&A Designers.

A melhor solução de controle de temperatura é apresentada na Figura 32, com o controlador de temperatura atuando sobre inversores de frequência instalados nos motores dos ventiladores das torres para diminuir a vazão de ar, mantendo a vazão de água constante.

**Figura 32** – Utilizar inversores de frequência nos motores dos ventiladores das torres de resfriamento para o controle da temperatura de saída de água das torres.



Fonte: Johnson Controls BE Ltda. e arte de Q&A Designers.

É comum ainda se utilizar termostatos (ou sensores de temperatura) para um controle *On-Off* dos motores dos ventiladores. Este tipo de controle não altera o fluxo de água de resfriamento, porém provoca ciclos intermitentes de parada-partida dos motores (mais de 10 partidas por hora), o que resulta na diminuição da vida útil dos motores elétricos, de componentes do painel e das correias ou redutores de rotação dos ventiladores. Com a diminuição sensível do custo inicial dos inversores, esta alternativa não chega a ser muito mais barata e implica em custos de manutenção mais elevados, sem contar o tempo parado de uma torre de resfriamento avariada no verão, que pode aumentar a temperatura da água na entrada dos *chillers* e o consumo de energia total do sistema.

## 8.2 DESEMPENHO DAS BOMBAS DE ÁGUA GELADA DO CIRCUITO SECUNDÁRIO

As BAGSs (bombas do circuito secundário de água gelada) possuem vazão variável contínua, em função da variação da carga térmica. Com a diminuição da carga térmica nos ambientes, as válvulas de 2 vias de controle de vazão de água nos condicionadores de ar irão fechar e reduzir a vazão. O controle é realizado de forma indireta através do sensor de pressão diferencial instalado entre a tubulação principal de alimentação e retorno de água gelada.

Na maioria dos projetos, o sensor de pressão diferencial é instalado próximo das BAGSs onde a diferença de pressão na vazão de projeto é a altura manométrica da bomba.

Neste caso, o *setpoint* deverá ser a altura manométrica da bomba, o que irá limitar em muito a faixa de operação da bomba (faixa de variação de frequência), pois independente da vazão, a

diferença de pressão a ser mantida será a altura manométrica da vazão de projeto e a frequência normalmente deve variar entre 60 Hz e 50 Hz apenas, e dificulta muito o controle da vazão de água. Como resultado haverá maior instabilidade operacional (com as válvulas de 2 vias dos condicionadores de ar muito restringidas) e maior consumo de energia em condições de carga parcial.

Portanto, é essencial que o sensor de pressão diferencial seja instalado no final da linha para possibilitar uma ampla variação da faixa de operação dos inversores de frequência. Assim, as válvulas de 2 vias irão operar mais abertas, o que diminuirá o consumo de energia de bombeamento. Nesta configuração também haverá redução do efeito da Síndrome de baixo  $\Delta T$ .



## 9 NORMAS TÉCNICAS

Todos os sistemas de refrigeração aplicados ao ar condicionado devem atender as normas técnicas aplicáveis (nacionais ou internacionais) e as normas regulamentadoras conforme legislação do Ministério do Trabalho. A seguir as principais normas requeridas para sistemas de ar condicionado, em especial as que se aplicam aos *chillers*:

### ABNT NBR 16069 – SEGURANÇA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

- ▶ Requerida para todos os sistemas de refrigeração incluindo *Splits*, VRF, *Self-Contained*, *chillers*, instalações industriais entre outros.
- ▶ Define as pressões de projeto de todos os componentes do sistema, os requisitos de segurança e a aplicabilidade do sistema em função do local onde será instalado e do tipo de ocupação.

obs.: Alguns sistemas de expansão direta instalados em edifícios, principalmente do tipo VRF, podem não atender os requisitos de segurança desta norma.

### ABNT NBR 13598 – VASOS DE PRESSÃO PARA REFRIGERAÇÃO

- ▶ Requerida para todos os vasos de pressão aplicados a sistemas de refrigeração incluindo trocadores de calor, separadores de líquido, recipientes de líquido, separadores de óleo, entre outros. Deve ser aplicada aos evaporadores e condensadores dos *chillers* (exceto serpentinas).
- ▶ Define a pressão de projeto dos vasos de pressão em função do tipo de fluido frigorífico, da zona de pressão no ciclo (alta/baixa), e do tipo de condensação (ar/água) em função das condições climáticas máximas do local instalado.

### ABNT NBR 16401 – INSTALAÇÕES DE AR CONDICIONADO – SISTEMAS CENTRAIS E UNITÁRIOS – PARTES 1/ 2/ 3

- ▶ Requerida para todos os sistemas de ar condicionado incluindo aparelhos de janela, *Splits*, VRF, *Rooftop*, *Self-Contained*, sistemas de água gelada, sistemas para instalações industriais entre outros.
- ▶ Estabelece os requisitos de projeto para sistemas de ar condicionado, os parâmetros de conforto térmico e os requisitos de qualidade do ar interior.

obs.: Muitos sistemas existentes e novos, principalmente quando se utiliza *Splits*, VRF e sistemas com fancoletes, não atendem os requisitos desta norma.

### NR-13 – CALDEIRAS E VASOS DE PRESSÃO (MINISTÉRIO DO TRABALHO)

- ▶ Requerida para todos os vasos de pressão aplicados a sistemas de refrigeração incluindo trocadores de calor, separadores de líquido, recipientes de líquido, separadores de óleo, entre outros. Deve ser aplicada aos evaporadores e condensadores dos *chillers*.
- ▶ Define requisitos de segurança e os padrões para inspeções e testes periódicos dos equipamentos nos locais instalados. Define também os requisitos de capacitação técnica relativos à segurança para os profissionais das equipes de operação e manutenção de sistemas envolvendo os vasos de pressão.

### ANSI/AHRI STANDARD 550/590 – PERFORMANCE RATING OF WATER-CHILLING AND HEAT PUMP WATER-HEATING PACKAGES USING THE VAPOR COMPRESSION CYCLE

- ▶ Aplicável a *chillers* e Bombas de Calor utilizando ciclo de compressão a vapor. Para *chillers* com ciclo de absorção deve ser utilizado o **ANSI/AHRI Standard 560**.
- ▶ Define os requisitos e as condições de operação para **testes em fábrica** de *chillers* para certificação de capacidade e desempenho. Conforme já mencionado no capítulo 4, o **ANSI/AHRI Standard 550/590** estabelece as condições para os testes com 100% de capacidade do equipamento, onde se obtém o COP, e as condições para os testes com cargas parciais de 75%, 50% e 25%, que compõem o índice IPLV – *Integrated Part Load Value*, definido por esta norma.
- ▶ Os modelos de *chillers* dos vários fabricantes do mercado são testados em bancadas de fábrica certificadas pelo AHRI. Após aprovados os testes, os *chillers* são certificados pelo AHRI (*American Heating and Refrigerating Institute*).
- ▶ Os requisitos de eficiência mínima estabelecidos pelo **IESNA/ANSI/ASHRAE Standard 90.1** são para os modelos de *chillers* que são certificados pelo AHRI, conforme o **ANSI/AHRI Standard 550/590**.
- ▶ O **ANSI/AHRI Standard 550/590** utiliza exclusivamente o sistema I-P de unidades de medidas (sistema americano) e não possui uma versão para o sistema SI.
- ▶ Há ainda o **ANSI/AHRI Standard 551/591**, que utiliza exclusivamente o sistema SI de unidades de medidas (sistema internacional), porém não se trata de uma simples conversão de unidades. Os valores requeridos de diversas grandezas utilizadas para as condições de testes são próximos, porém diferentes dos valores definidos na versão 550/590. Por exemplo, a versão 550/590 utiliza as temperaturas de água gelada de referência 54 °F (12,22 °C) e 44 °F (6,67 °C), e a versão 551/591 utiliza 12 °C e 7 °C. Portanto, para um mesmo modelo de *chiller*, testado conforme as condições do **ANSI/AHRI Standard 551/591**, os resultados de COP e IPLV serão diferentes dos valores obtidos nos testes conforme o **ANSI/AHRI Standard 550/590**.

### IESNA/ANSI/ASHRAE STANDARD 90.1 – ENERGY STANDARD FOR BUILDINGS EXCEPT LOW-RISE RESIDENTIAL BUILDINGS

- ▶ Aplicável aos vários componentes de um edifício para os diversos sistemas prediais incluindo envoltória, iluminação, ar condicionado e aquecimento, entre outros.
- ▶ Define os requisitos de eficiência mínima dos equipamentos e requisitos mandatórios na execução de projetos de ar condicionado, incluindo o cálculo de carga térmica (de acordo com **ANSI/ASHRAE/ACCA Standard 183 – Peak Cooling and Heating Load Calculations in Buildings Except Low-Rise Residential Buildings**), parâmetros de projetos, lógicas de controle e componentes necessários ao sistema, a fim de se obter a eficiência mínima requerida durante a operação.
- ▶ Define os requisitos mínimos de eficiência energética dos vários tipos de *chillers*, tendo como referência as condições do **ANSI/AHRI Standard 550/590**.

### ANSI/ASHRAE STANDARD 30-1995 – METHOD OF TESTING LIQUID-CHILLING PACKAGES

- ▶ Aplicável a *chillers* e Bombas de Calor utilizando ciclo de compressão a vapor.
- ▶ Define os procedimentos para a execução dos testes de capacidade e desempenho de *chillers*. Estabelece os requisitos de instrumentação necessária e os níveis de exatidão e resolução mínima necessária dos instrumentos, além das condições de estabilidade operacional (por um determinado período de tempo) do *chiller* em teste, para se obter as leituras válidas dos dados necessários aos cálculos e análises.
- ▶ Diferente do **ANSI/AHRI Standard 550/590**, esta norma **não** estabelece as condições de operação para os testes e nem as faixas de operação em carga parcial. Mas o **ANSI/AHRI Standard 550/590**, estabelece que os procedimentos dos testes de fábrica deverão ser de acordo com o **ANSI/ASHRAE Standard 30-1995**.
- ▶ Atualmente, o **ANSI/ASHRAE Standard 30-1995** é o teste a ser requerido para testes em campo (na instalação), pois não é possível obter as condições de operação previamente estabelecidas no **ANSI/AHRI Standard 550/590** em campo.
- ▶ Neste caso, os resultados dos testes de campo deverão ser comparados com os resultados do *software* de cálculo do fabricante para o *chiller* testado, porém considerando como dados de entrada as condições dos testes de campo (e não nas condições de projeto, tipicamente as definidas pelo **ANSI/AHRI Standard 550/590**).



## 10 PROCESSOS DE RETROCOMISSIONAMENTO

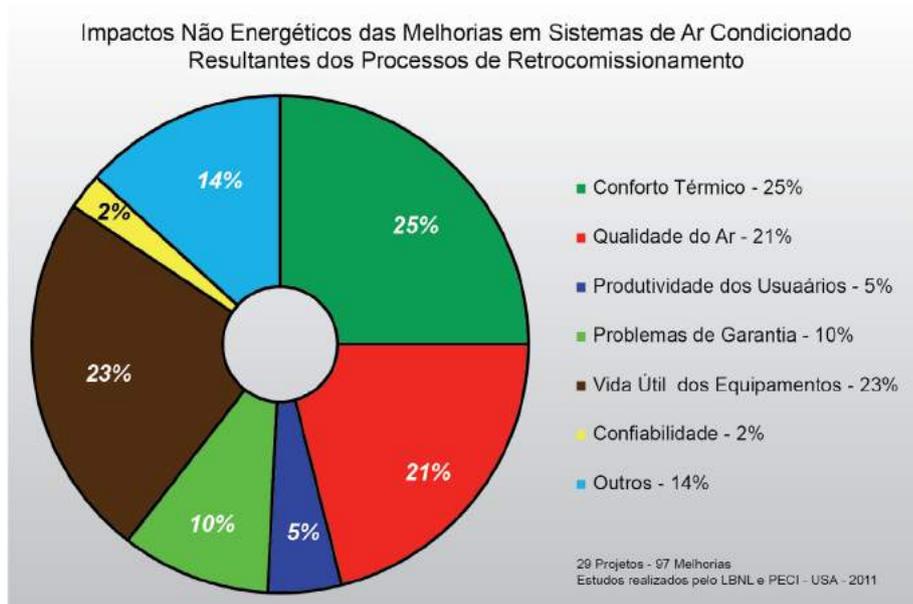
O retrocomissionamento é o processo de comissionamento a ser realizado em edifícios existentes, que consiste em uma investigação detalhada do sistema, incluindo projeto executivo, instalação e condições de operação e desempenho atuais, a fim de identificar problemas e otimizar o sistema de ar condicionado do edifício.

O retrocomissionamento não se trata de um simples diagnóstico energético do sistema, pois tem como principal objetivo recuperar os requisitos de conforto, qualidade do ar e eficiência do projeto. Os processos de auditoria de energia utilizados como referência de análise para projetos de substituição de *chillers* nem sempre se mostram eficazes, pois muitas vezes todo sistema de ar condicionado está ineficiente, incluindo, equipamentos, controle e operação. Além disso, os projetos de substituição de *chillers* exigem maiores investimentos e só se viabilizam em edifícios com sistemas obsoletos e muito deficientes.

Já o processo de retrocomissionamento se mostra viável mesmo em sistemas com poucos anos de funcionamento. Quanto melhor elaborado o projeto e mais eficiente o conceito do sistema, maiores são as oportunidades de otimização para efetivamente atender os requisitos dos usuários nos ambientes, com aumento significativo da eficiência do sistema e retorno do investimento em prazos muito curtos.

Processos de retrocomissionamento em sistemas de ar condicionado aplicados nos EUA mostraram resultados com aumento da eficiência energética entre 15% e 40% após as medidas de correções, além de impactos não energéticos, alguns mais relevantes, como o conforto térmico, a qualidade do ar interior e a produtividade dos usuários.

**Gráfico 2** – Impactos não energéticos das melhorias em sistemas de ar condicionado, resultantes dos processos de retrocomissionamento.



Durante o **Projeto Demonstrativo de Gerenciamento Integrado no Setor de chillers** foram executados processos de retrocomissionamento em instalações de ar condicionado de quatro edifícios existentes com sistemas de água gelada utilizando *chillers*, com o objetivo de identificar oportunidades de melhorias no sistema, para aumento da eficiência energética, redução de custos operacionais e produção de benefícios ambientais para proteção da camada de ozônio e do sistema climático.

Na execução do processo de retrocomissionamento do Sistema de Ar Condicionado do Edifício 1 foram realizadas as principais atividades de investigação e análise do sistema, com os resultados conforme apresentados a seguir.

## 10.1 ANÁLISE DO PROJETO EXECUTIVO

### 10.1.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE ÁGUA GELADA

A central de água gelada do projeto inicial era constituída por um sistema com termoacumulação de gelo, utilizando dois *chillers* com compressores parafusos (cada um com capacidade de 1.408 kW – 400 ton), utilizando HCFC-22, com condensação a água, operando em sistemas com circuitos primário e secundário de água gelada (solução de água e etileno glicol a 25% em peso), com dois tanques de termoacumulação.

A carga térmica máxima de projeto do edifício é de 3.973 kW (1.130 ton). Portanto, nos períodos de picos de carga térmica durante o verão, era necessário o funcionamento dos 2 *chillers* em sua máxima capacidade (2.816 kW) e a “queima” de gelo parcial, como complemento de carga (máximo de 1.157 kW – 330 ton).

Os *chillers* (URs) operavam com duplo *setpoint* de controle de água gelada. No período normal de operação, os *chillers* atendiam o circuito secundário de água gelada do sistema de ar condicionado, com *setpoint* da temperatura de saída de água gelada dos *chillers* em 5,5 °C. No período noturno, os *chillers* atendiam os tanques de termoacumulação de gelo, durante o período de fabricação de gelo, com *setpoint* da temperatura de saída de água gelada dos *chillers* em -6,1 °C.

Em 2012 foi executado um projeto de alteração do sistema e adotado um novo conceito de operação que é o de circuito único com vazão variável, onde apenas a bomba principal (do circuito secundário existente) opera para a circulação da água gelada nos condicionadores de ar com os *chillers* operantes em série, no retorno da linha principal para o resfriamento da água gelada.

Deste modo, as BAGPs foram desativadas e desde então os *chillers* operam com vazão variável, a mesma vazão total que atende os condicionadores de ar do sistema de ar condicionado.

O projeto de alteração incluiu ainda a instalação de mais um *chiller* no sistema (UR-03), de maior capacidade (2.645 kW – 752 ton), de forma a atender a carga térmica máxima do edifício (3.973 kW – 1.130 ton), em operação paralela com um *chiller* menor, sem a necessidade de “queima” de gelo nos horários de pico de carga térmica. O outro *chiller* menor passou a operar como reserva.

Devido ao ótimo desempenho da operação do novo sistema, a rotina operacional mudou e o processo de termoacumulação de gelo foi desativado. Com isso, os tanques de termoacumulação de gelo foram isolados do restante do sistema e a solução de etileno glicol foi substituída por água gelada apenas.

O calor rejeitado dos *chillers* é retirado através de um circuito de água de resfriamento, com bombas de água de resfriamento (BACs) dedicadas aos *chillers* (além de uma bomba reserva) e enviado a 3 torres de resfriamento (TRs). No novo sistema, as 3 torres podem operar simultaneamente. Com apenas o UR-03 operam 2 torres. Cada *chiller* de menor capacidade opera com apenas 1 torre.

As bombas do circuito secundário, que foram renomeadas para bombas principais – BAGMs – suprem o circuito de distribuição de água gelada para as serpentinas dos *Fan Coils*, instalados nos pavimentos do edifício e os *chillers*. As bombas principais operam com frequência variável, sendo uma bomba operante e outra reserva.

O edifício possui 27 pavimentos, com 1 *Fan Coil* por pavimento nos pavimentos típicos (1º a 24º) e *Fan Coils* menores nos pavimentos Térreo, Mezzanino, 25º a 27º. Os *Fan Coils* possuem válvulas de controle de vazão de água gelada do tipo 2 vias, que são controladas pela temperatura de insuflamento do ar, na saída de cada *Fan Coil*.

Em julho de 2012 foi realizado um diagnóstico de desempenho do sistema, quando se verificou que o COP da CAG era de 2,82 kW/kW. Com o novo sistema em funcionamento já em 2013, com os dados obtidos do novo diagnóstico de desempenho realizado, verificou-se que houve um aumento de eficiência energética da ordem de 50% em relação ao sistema em 2012, com o COP da CAG atingindo 4,23 kW/kW, mesmo com um *chiller* antigo em operação.

### 10.1.2 FUNCIONALIDADE DO SISTEMA

Com a execução do projeto de modificação, o sistema de água gelada foi readequado e otimizado para as novas condições de operação do sistema, incluindo novos elementos de controle e monitoração da eficiência do sistema. Foram verificadas as seguintes melhorias no sistema:

- ▶ Aumento da capacidade total dos *chillers*
- ▶ *chiller* reserva.
- ▶ Válvulas de balanceamento nos *chillers*.
- ▶ Circuito único com vazão de água gelada variável.
- ▶ Inversores de frequência nos ventiladores das torres de resfriamento e controle da temperatura de água de resfriamento na saída das torres.
- ▶ Inversores de frequência nas BACs.
- ▶ Monitoração da capacidade e da eficiência energética (COP) dos *chillers* e do sistema de água gelada.

A seguir, algumas figuras do sistema de água gelada:

**Figura 33** – CAG - Chillers.



Fonte: Yawatz Engenharia Ltda.

**Figura 34** – CAG – BAGMs/ BAGXs.



Fonte: Yawatz Engenharia Ltda.

**Figura 35** – CAG – BACs.



Fonte: Yawatz Engenharia Ltda.

**Figura 36** – Torres de Resfriamento



Fonte: Yawatz Engenharia Ltda.

### 10.1.3 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ÁGUA GELADA

O sistema atual foi dimensionado de maneira adequada para atender a carga térmica máxima de projeto do edifício, porém conforme análise de desempenho real realizada em 2012, verificou-se que os *chillers* com HCFC-22 estavam com capacidade efetiva de apenas 1.180 kW (335 ton). Apesar da deficiência dos *chillers*, na ocasião dos testes, a capacidade da CAG atual atendia a carga térmica do pico de verão, pois o índice de ocupação do edifício era inferior a 80%.

Os demais equipamentos estavam dimensionados de acordo com os requisitos do projeto e com controle adequado para manter a estabilidade operacional do sistema.

### 10.1.4 CIRCUITOS HIDRÔNICOS

O circuito de água gelada foi alterado e as vazões de projeto nos *chillers* readequadas para as novas condições do sistema. Foram instaladas válvulas de balanceamento nos *chillers*, para garantir a distribuição de vazão adequada. Porém, o circuito hidráulico de distribuição de água gelada para os *Fan Coils* não possuía válvulas de balanceamento.

### 10.1.5 CIRCUITOS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

O conceito utilizado no projeto, de vazão de ar constante (VACs) no centro do pavimento e vazão variável (VAVs) nas periferias não é coerente, pois quando a vazão nas caixas de VAVs (volume de ar variável) diminui há um aumento parcial de fluxo de ar nas caixas de VACs (sem controle).

Nos projetos avaliados, não havia referências quanto à existência de colarinhos para ajuste da vazão de ar dos difusores de insuflamento. Para um efetivo balanceamento, é necessário que haja meios de ajustar a vazão ponto a ponto.

Não ocorreram reformas no sistema de distribuição de ar nos ambientes, porém os ambientes sofreram mudanças de *layout*. Houve mudanças quanto ao posicionamento de pessoas na área, inclusive com a criação de salas reservadas a reuniões, estúdios e outros tipos de ocupações, o que muda a característica original de um ambiente único para todo o pavimento.

A não adequação do sistema de distribuição de ar condicionado após mudanças de *layout* pode gerar desconforto ao usuário, visto que o controle de temperatura do ambiente fica comprometido.

Dos pavimentos selecionados para esta análise, foram observados os seguintes desvios:

- ▶ **2º, 18º e 20º Pavimentos** – As salas de reunião podem trazer desconforto ao usuário, visto que a ocupação não é constante e não há caixas VAVs para cada uma dessas salas;
- ▶ **20º Pavimento** – As salas de diretoria podem trazer desconforto ao usuário, pois a densidade de pessoas é muito diferente dos ambientes adjacentes.

### 10.1.6 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

#### AR EXTERNO

Considerando a área útil de cada pavimento e a ocupação média por pavimento, a recomendação atual da ABNT NBR 16401:2008 parte III, exige uma vazão mínima de ar exterior em 3 níveis. A Tabela 5 mostra uma comparação entre os valores atuais de projeto por pavimento ocupado e a vazão mínima requerida pela NBR 16401 para os níveis 1 e 2.

**Tabela 5** – Influência do *Approach* nos trocadores sobre o desempenho de um *chiller*.

Pavimento	Nº de pessoas	Área	Vazão de Ar Externo Projeto	Vazão de Ar Externo NBR16401 Nível 01	Desvio	Vazão de Ar Externo NBR16401 Nível 02	Desvio
		(m <sup>2</sup> )	(m <sup>3</sup> /h)	(m <sup>3</sup> /h)	(%)	(m <sup>3</sup> /h)	(%)
1º	170	1.235	3.398	2.864	18,70%	3.676	-7,60%
2º	180	1.235	3.398	2.954	15,00%	3.787	-10,30%
3º	180	1.235	3.398	2.954	15,00%	3.787	-10,30%
12º	205	1.235	3.398	3.179	6,90%	4.066	-16,40%
16º	160	1.252	3.568	2.792	27,80%	3.588	-0,60%
17º	220	1.252	3.568	3.332	7,10%	4.258	-16,20%
18º	210	1.252	3.568	3.242	10,10%	4.146	-14,00%
19º	180	1.270	3.568	2.992	19,30%	3.838	-7,00%
20º	200	1.067	2.888	2.952	-2,20%	3.768	-23,40%
21º	210	1.067	2.888	3.042	-5,10%	3.880	-25,60%
22º	120	1.067	2.888	2.232	29,40%	2.876	0,40%
23º	80	576	1.546	1.342	15,20%	1.722	-10,20%
24º	40	554	1.699	958	77,30%	1.244	36,60%
25º	15	322	799	483	65,50%	631	26,60%
26º	20	365	866	574	50,80%	749	15,70%
<b>Total Atual</b>	<b>2.190</b>	<b>14.984</b>	<b>41.438</b>	<b>35.893</b>	<b>15,40%</b>	<b>46.017</b>	<b>-10,00%</b>

Fonte: Elaboração do autor.

A vazão de ar externo de projeto por pavimento está acima da vazão mínima requerida pela NBR 16401:2008 para atender o nível 1, em todos os pavimentos ocupados, exceto nos pavimentos 20 e 21, que apresentam desvios pequenos (2% e 5%), valores que podem ser ajustados com balanceamento. Verificou-se ainda que vários pavimentos estavam com vazão de ar externo bem acima do requerido para os níveis 1 e 2.

Para atender o nível 2, a maioria dos pavimentos apresentava vazão deficiente, com valor médio de 10% abaixo. Porém, a vazão total de ar externo necessária para atender o nível 2, com a ocupação atual (46.017 m<sup>3</sup>/h) era razoavelmente menor que a vazão do ventilador VC-14 (81.875 m<sup>3</sup>/h), que supre o ar externo para os pavimentos.

Com o balanceamento de vazão do ar externo para atender apenas os pavimentos ocupados (mantendo os *dampers* dos demais pavimentos fechados), seria possível atender o nível 2 da NBR 16401:2008 e ainda reduzir a vazão de ar no VC-14 (com ajuste no inversor de frequência), com redução do consumo de energia no motor da ordem de 70%.

#### BALANÇO DE AR DO EDIFÍCIO

Considerando o edifício totalmente ocupado, a vazão total de projeto de ar externo comparada com a vazão total dos sistemas de exaustão foi a seguinte:

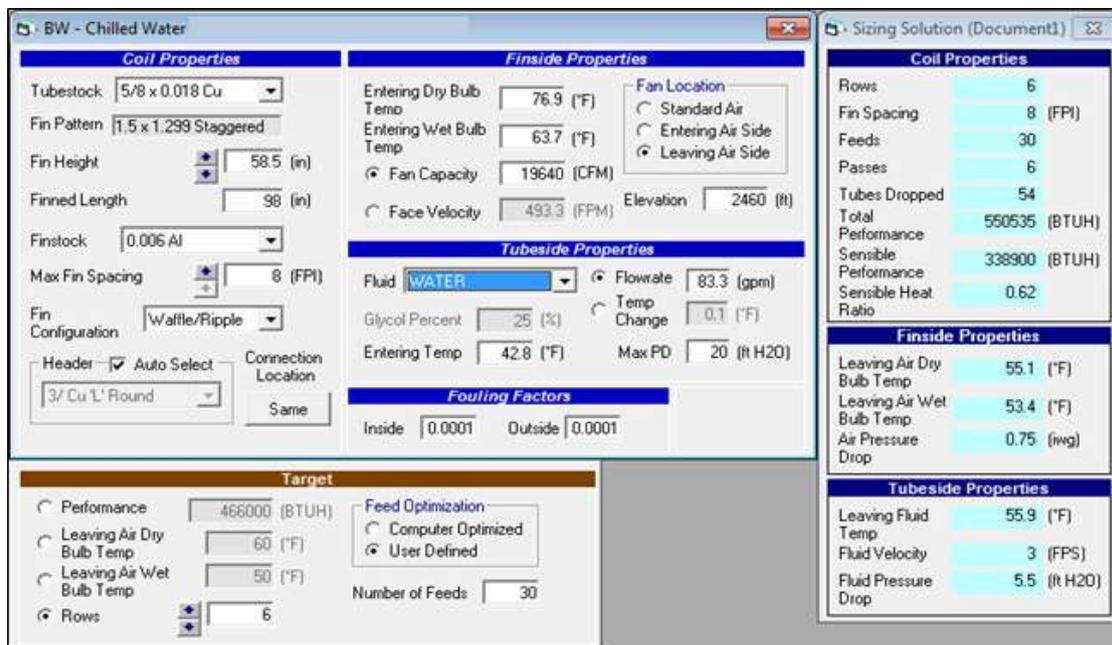
VAZÃO DE AR EXTERNO	84.168 m <sup>3</sup> /h
VAZÃO DE EXAUSTÃO	32.927 m <sup>3</sup> /h

Portanto, o edifício se encontra pressurizado com relação à atmosfera.

### VERIFICAÇÃO DA OPERAÇÃO COM ÁGUA GELADA NAS SERPENTINAS

Com a eliminação da solução de etileno glicol do circuito, e com o sistema operando com água gelada entrando a 6 °C nos *Fan Coils*, verificou-se um aumento da capacidade máxima dos *Fan Coils* típicos de 142 kW para 161 kW (13%).

**Figura 37** – Resultados da simulação do cálculo da serpentina de um *Fan Coil* típico, utilizando água gelada a 6 °C.



Fonte: Elaboração do autor.

## 10.1.7 DOCUMENTOS DE PROJETO

Na análise dos documentos de projeto do sistema de ar condicionado atual verificou-se que os seguintes documentos estavam desatualizados:

- ▶ Desenhos “As Built” da CAG e área das Torres de Resfriamento.
- ▶ Desenhos “As Built” da rede de dutos (com eventuais alterações nos pavimentos) e *layout* atualizado dos pavimentos e compatibilidade com a rede de dutos.
- ▶ Manual do Sistema e dos equipamentos do projeto de alteração.
- ▶ PMOC – Deve ser revisado para atender requisitos de otimização energética.

## 10.2 VERIFICAÇÃO DA INSTALAÇÃO

Os equipamentos e as instalações de um modo geral estavam instalados conforme os requisitos de projeto e de acordo com os desenhos e especificações técnicas. Os problemas verificados foram típicos da falta de manutenção adequada nos equipamentos e se referiam aos aspectos

mecânicos, elétricos e de automação dos componentes. Os problemas verificados devem ser incluídos nas rotinas do PMOC com ações de correções efetivas. Os Quadros 3 e 4 apresentam um resumo dos desvios encontrados.

### 10.2.1 CENTRAL DE ÁGUA GELADA

**Quadro 3** – Desvios encontrados na Verificação de Instalação – Central de Água Gelada.

Equipamento	Desvio	Correção	Atividade
BAGM-01	Vibração excessiva	Revisão Geral	Manutenção Mecânica
UR-01A	Atuador - Válvula Motorizada	Substituição	Manutenção Elétrica
UR-01B	Atuador - Válvula Motorizada	Substituição	Manutenção Elétrica
TR-01	Atuador - Válvula Motorizada	Substituição	Manutenção Elétrica
TR-02	Atuador - Válvula Motorizada	Substituição	Manutenção Elétrica
Filtros - Geral	Sujeira no circuito de água gelada	Rotina PMOC	Manutenção Mecânica
Medidor de Vazão FE-01	Leitura errada no sistema supervísório	Verificar Controladora	Manutenção de Automação
Purgadores de Ar	Não instalados	Instalar Purgadores	Instalação Mecânica

Fonte: Elaboração do autor.

### 10.2.2 CONDICIONADORES DE AR

**Quadro 4** – Desvios encontrados na Verificação de Instalação – Condicionadores de Ar.

Desvio	Equipamentos	Correção	Atividade
Sujeira nos filtros de água gelada	Geral	Rotina PMOC	Manutenção Mecânica
Isolamento Térmico da Tubulação	Geral	Substituição	Instalação Mecânica
Válvula de 2 Vias /Atuadores	16 <i>Fan Coils</i>	Revisão Geral/ Substituição	Manutenção Mecânica/ Elétrica/ Automação
Inversor de Frequência	13 <i>Fan Coils</i>	Revisão Geral/ Substituição	Manutenção Elétrica/ Automação

Fonte: Elaboração do autor.

Na avaliação geral das válvulas de 2 vias, considerando que elas já estão no final da vida útil, recomenda-se a substituição total por válvulas com controle otimizado do consumo de água gelada nos condicionadores de ar. O mesmo pode ser aplicado aos inversores de frequência dos ventiladores.

**Figura 38** – Sistema de Purga de Ar Manual Improvisada.



Fonte: Yawatz Engenharia Ltda.

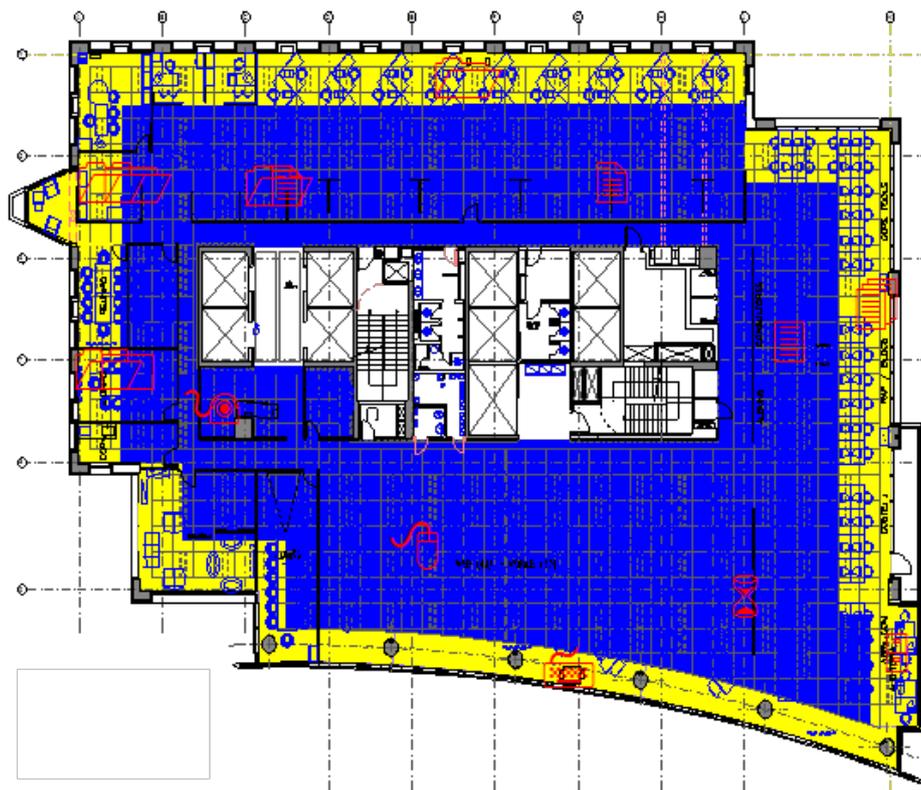
### 10.2.3 INSTALAÇÃO DE AR CONDICIONADO NOS PAVIMENTOS

Em todos os pavimentos, onde deveriam existir VACs estavam instaladas caixas VAVs com atuadores, porém sem controle de vazão. Este dispositivo tem a capacidade de operar como uma VAV, porém nunca foram operados com essa função. Os atuadores operavam apenas com a função de abrir 100% ou fechar totalmente (*On/Off*), mediante comando manual remoto (forçado). Assim, quando a vazão de ar nas regiões periféricas diminuía (devido ao controle nas VAVs), aumentava a vazão de ar nas regiões centrais dos pavimentos (nas VACs sem controle).

Na Figura 34, a área em amarelo é atendida por caixas VAV, mas seu controle de temperatura se faz através da variação da vazão do ar insuflado (com temperatura de insuflamento constante), nesta área estão distribuídos 65% da vazão de ar total do pavimento.

A área em azul é atendida por caixas VAC (caixas de volume de ar constante) sendo que a temperatura desta área é o resultado do balanço térmico entre a vazão de insuflamento constante à temperatura de insuflamento constante e a carga térmica da área (se a carga variar implica em variação de temperatura do ambiente, ou melhor, sem controle de temperatura).

**Figura 39** – Posições das caixas de VAVs e VACs no pavimento (números em vermelho) e as áreas atendidas pelas VAVs (amarelo) e VACs (azul).



Fonte: Elaboração do autor.

No 2º pavimento foi instalada uma sanca próxima à VAC-77. Isso provocou a retirada de 6 difusores deste dispositivo. A vazão destes difusores retirados era compensada pelos difusores vizinhos.

No 18º pavimento a VAV-162/172 não foi localizada no pavimento (provavelmente foi retirada). Neste local, havia um estúdio não previsto no projeto. Uma sala adjacente, de controle do estúdio, também não prevista em projeto foi instalada.

No 20º pavimento havia diferenças significativas comparando-se com o projeto. No pavimento haviam 8 VAVs e 6 VACs enquanto o projeto indicava 14 VAVs e 9 VACs.

O encaminhamento das redes de dutos de todos os pavimentos amostrados estava coerente com o projeto. Porém, observou-se em todos os pavimentos, que vários colarinhos/caixas estavam desencaixados das luminárias, passando a insuflar no forro, o que significa um total desperdício de energia referente à parcela insuflada no forro e o desconforto na área ocupada.

**Figura 40** – Duto desencaixado do *Troffer* na luminária – Ar insuflado no forro.



Fonte: Somar Engenharia Ltda.

### 10.3 VERIFICAÇÃO DE OPERAÇÃO – CENTRAL DE ÁGUA GELADA

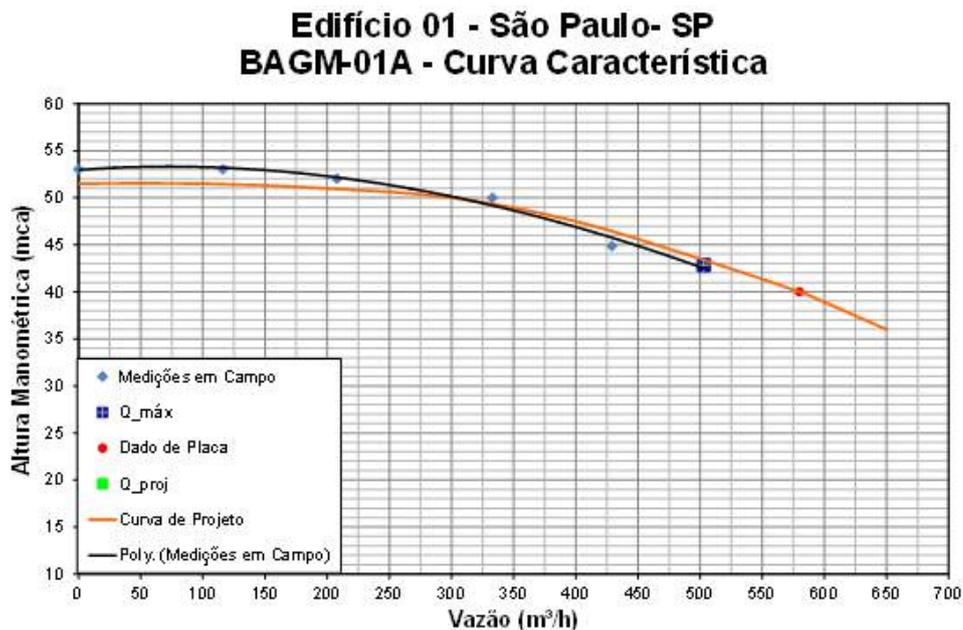
#### 10.3.1 TESTES OPERACIONAIS – BOMBAS

Os resultados dos testes das **BAGMs** indicaram que as curvas características obtidas em campo eram praticamente iguais à curva de catálogo do fabricante, em toda sua extensão. No entanto, as BAGMs não atingiram a vazão de projeto atual do circuito de água gelada (547 m<sup>3</sup>/h), porque as válvulas de bloqueio (utilizadas para o balanceamento hidráulico) dos *Fan Coils* estão muito restringidas.

Portanto, será necessário refazer o balanceamento do circuito, mas somente após a instalação de válvulas de balanceamento nos condicionadores de ar, onde será possível realizar o balanceamento adequado e diminuir a perda de carga total da instalação.

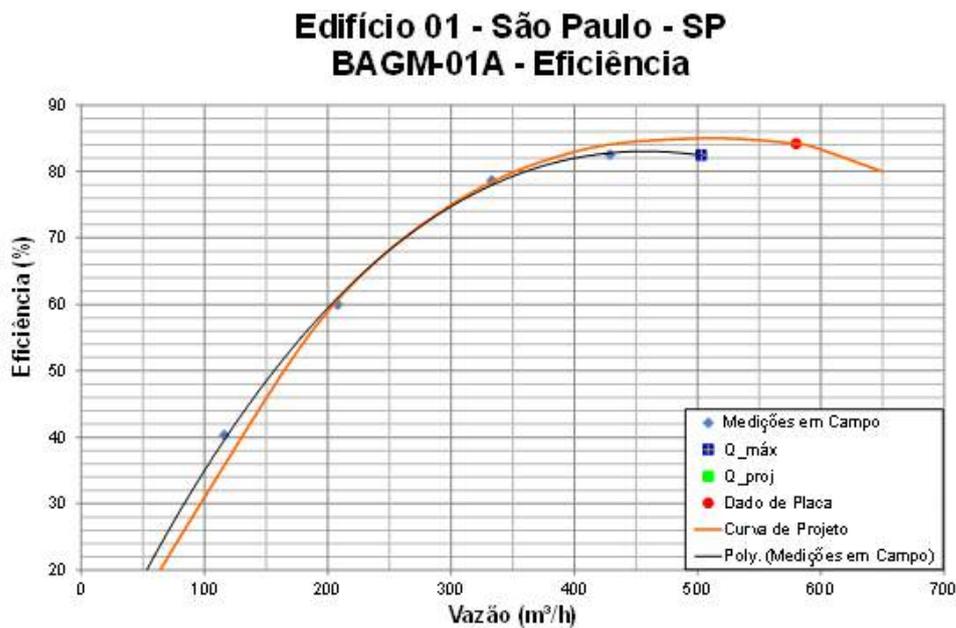
Os gráficos a seguir indicam um exemplo dos resultados das curvas características da **BAGM-01A** obtidas em campo em comparação com os valores de projeto:

Gráfico 3 – BAGM-01A – Curva Característica.



Fonte: Elaboração do autor.

Gráfico 4 – BAGM-01A – Eficiência.

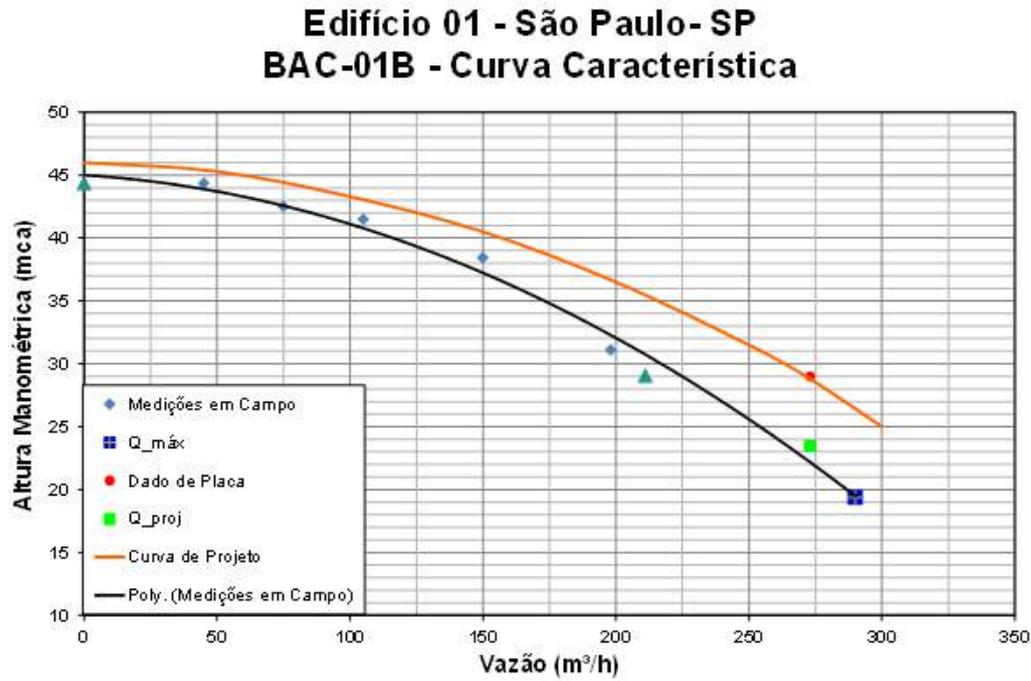


Fonte: Elaboração do autor.

As **BAC-01B** e **BAC-01R** (que atendem os *chillers* menores) apresentaram curvas características bem abaixo da curva de catálogo do fabricante, principalmente na faixa de operação dos *chillers* UR-01A/ UR-01B. Os resultados finais indicaram que as BACs estavam fora dos limites de tolerância e operavam com um consumo de energia cerca de 20% acima do valor de projeto.

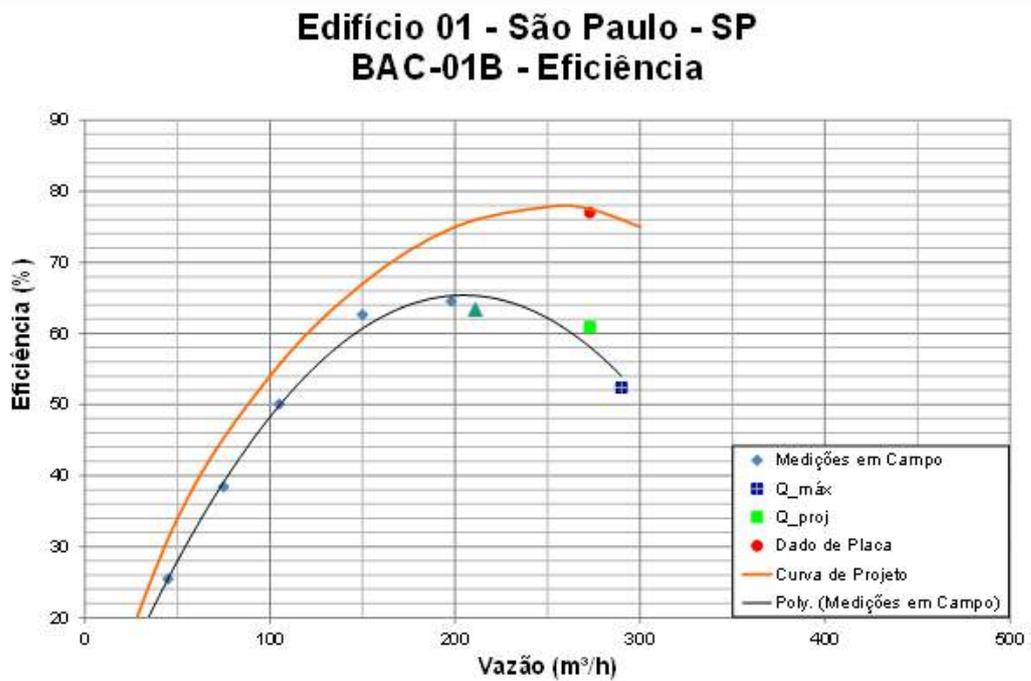
Os gráficos a seguir indicam um exemplo dos resultados das curvas características da **BAC-01B** obtidas em campo em comparação com os valores de projeto:

**Gráfico 5** – BAC-01B – Curva Característica.



Fonte: Elaboração do autor.

**Gráfico 6** – BAC-01B – Eficiência.



Fonte: Elaboração do autor.

As **BAGX-01, BAGX-02, BAC-03A e BAC-03R** apresentaram curvas características praticamente iguais à curva de catálogo do fabricante, em toda sua extensão. Os resultados finais indicaram que estas bombas estão operando conforme as características de projeto.

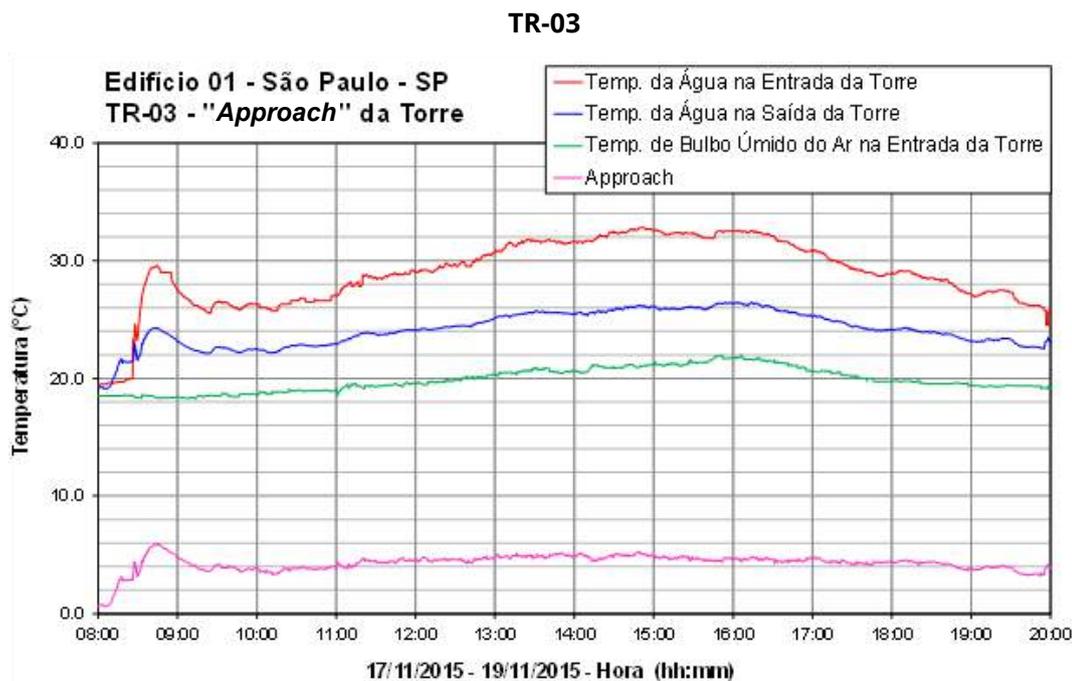
### 10.3.2 TESTES OPERACIONAIS – TORRES DE RESFRIAMENTO

Os resultados dos testes operacionais indicaram que a TR-03 estava com um desempenho praticamente igual ao de projeto com desvio menor que 2%.

No entanto, os resultados dos testes operacionais torres TR-01 e TR-02 indicaram um índice de desempenho pior, da ordem de 20% abaixo nas verificações comparativas das torres com a simulação.

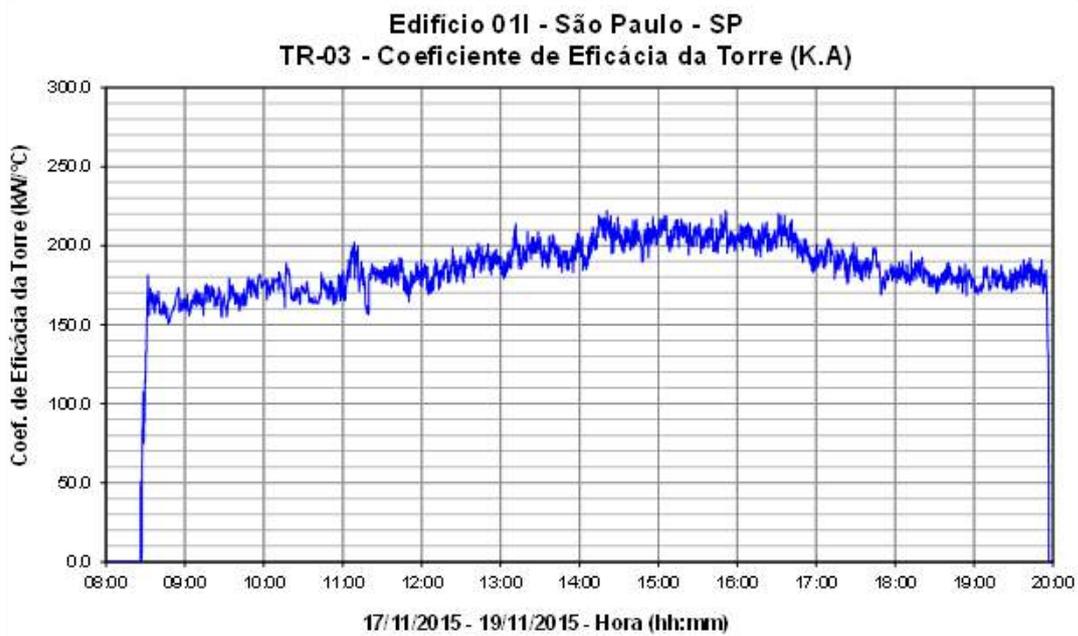
Os gráficos a seguir indicam alguns resultados da TR-03, seguidos da TR-02 onde se verificou as diferenças no desempenho considerando a operação em conjunto com um *chiller* pequeno operando em carga máxima.

**Gráfico 7** – TR-03 – *Approach* da torre.



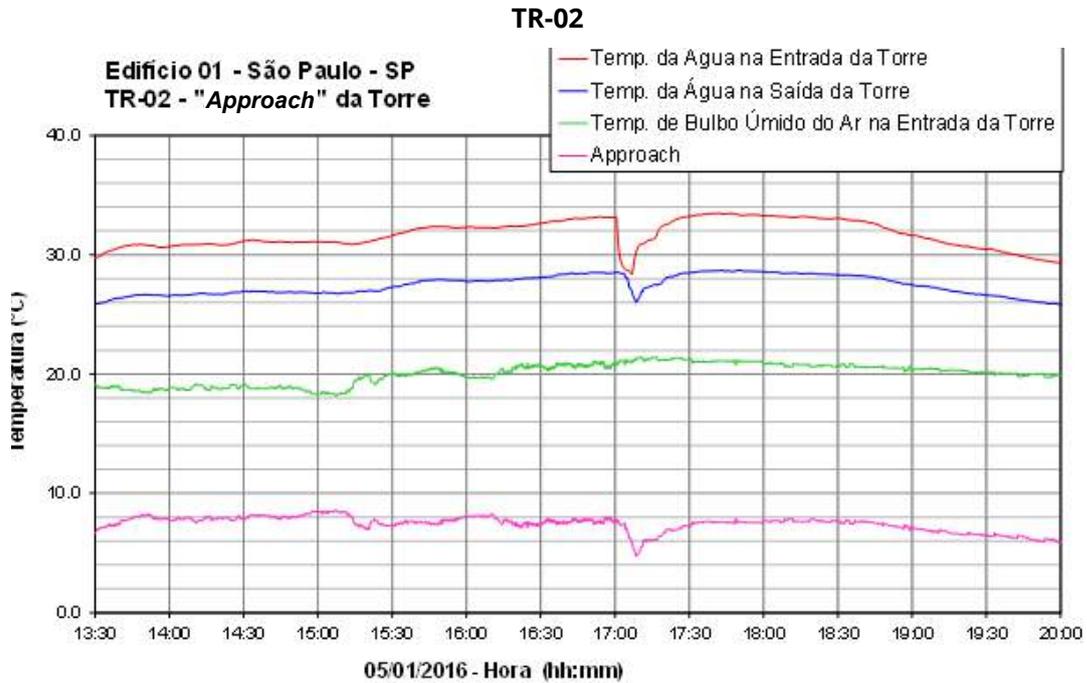
Fonte: Elaboração do autor.

**Gráfico 8** – TR-03 – Coeficiente de Eficácia da torre (K.A).

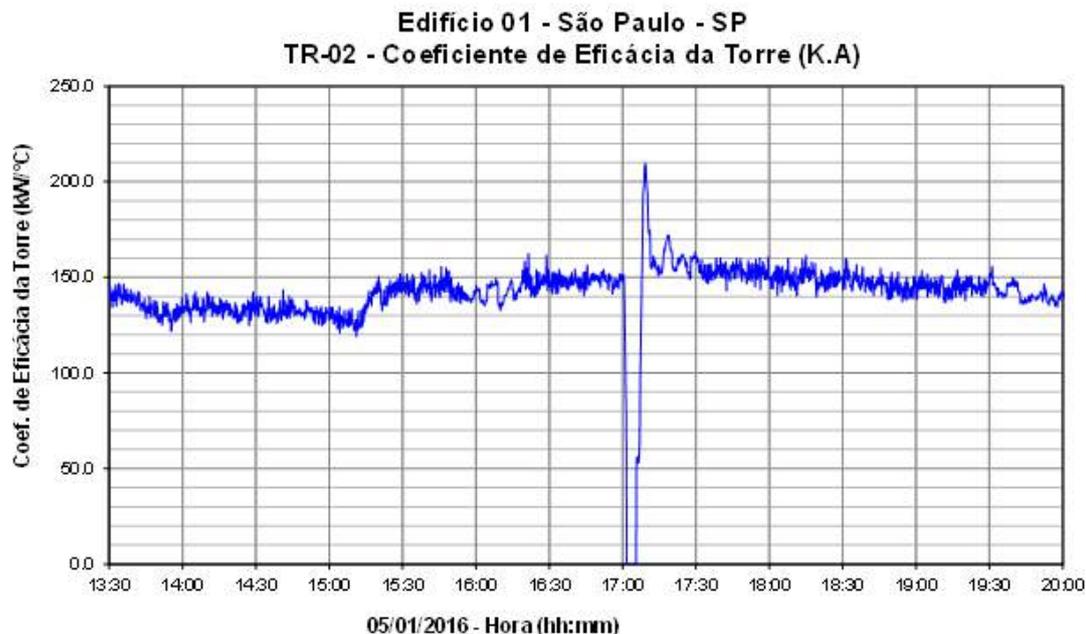


Fonte: Elaboração do autor.

**Gráfico 9** – TR-02 – Approach da torre.



Fonte: Elaboração do autor.

**Gráfico 10** – TR-02 – Coeficiente de Eficácia da torre (K.A).

Fonte: Elaboração do autor.

Nas análises comparativas, para a máxima capacidade, verificou-se que o *approach* na TR-03 estava cerca de 1,5 °C menor que as demais torres de resfriamento. Isto resulta em menor temperatura de entrada no condensador do *chiller* e reduz o consumo de energia no *chiller* da ordem 5%.

Pelos gráficos de potência, foi verificado também que os motores dos ventiladores das TR-01 e TR-02 (16 kW) eram de potência maior que o motor do ventilador da TR-03 (10 kW).

Na análise conjunta *chiller* + torre de resfriamento, a potência total quando um *chiller* pequeno operava a plena carga com a TR-03 era de aproximadamente 290 kW. Quando este mesmo *chiller* operava a plena carga com a TR-01 ou TR-02, a potência total era de aproximadamente 309 kW.

Com o edifício funcionando com ocupação plena, estima-se que o consumo anual extra da TR-01 (ou TR-02) seja da ordem de **55 MWh** em relação à TR-03. Nas condições atuais, com taxa de ocupação menor no edifício, recomendou-se priorizar o uso da TR-03.

## 10.4 VERIFICAÇÃO DE OPERAÇÃO – SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR NOS PAVIMENTOS

### 10.4.1 BALANCEAMENTO DA REDE DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

Conforme verificado em campo, o sistema não estava balanceado em nenhum dos pavimentos observados. Porém, havia dispositivos de ajustes de vazão (colarinhos), indicando que era possível executar o balanceamento.

No 10º pavimento a vazão total verificada no *Fan Coil* ficou 41% abaixo do valor de projeto. A rotação do ventilador estava insuficiente devido ao escorregamento das correias nas polias, cujo ruído podia ser observado em campo.

Também o *damper* corta-fogo do duto de ar externo permaneceu fechado, mesmo após o acionamento do *Fan Coil*. Isso prejudica a renovação do ar do pavimento, podendo afetar na saúde do usuário.

No 18º pavimento a vazão total verificada no *Fan Coil* ficou 27% abaixo do valor de projeto. No 20º pavimento a vazão total verificada no *Fan Coil* ficou 44% abaixo do valor de projeto.

Também se verificou em alguns pavimentos que algumas caixas de difusão foram desencalhadas dos difusores para melhorar o conforto dos usuários. Isso afeta o desempenho do *Fan Coil* e de todo o sistema de distribuição de ar, visto que há uma mistura do ar com o retorno.

Além disso, alguns difusores foram vedados com fitas adesivas pelo usuário, como mostra indicado na Figura 41.

**Figura 41** – Fitas adesivas colocadas pelos usuários bloqueando o fluxo de ar nos difusores.



Fonte: Somar Engenharia Ltda.

#### 10.4.2 TESTES OPERACIONAIS – VAVs E VACs

Nos pavimentos verificados, as caixas VACs somente abriam-se ou fechavam-se totalmente e a vazão era resultante da pressão de insuflamento do *Fan Coil*. Quanto maior a pressão de insuflamento, maior a vazão nestes dispositivos.

No 2º pavimento apenas 6 VAVs estavam atuando em conformidade com o *setpoint* definido. As outras quatro não modulavam quando alterados os valores de *setpoint*.

No 10º pavimento todas as VAVs estavam atuando em conformidade com o *setpoint* definido.

No 18º pavimento as VAVs estavam atuando em conformidade com o *setpoint* definido, com exceção da VAV 168/178 (VAV-04).

No 20º pavimento apenas 3 VAVs das 8 instaladas estavam operando em conformidade com o *setpoint* definido.

### 10.4.3 TESTES OPERACIONAIS – CONDICIONADORES DE AR

No *Fan Coil* do 2º pavimento, a válvula de 2 vias de controle de vazão de água gelada operava corretamente em função da temperatura de insuflamento e o inversor de frequência estava atuando conforme alteração do *setpoint* de pressão. Porém, o *Fan Coil* não respondeu aos comandos de ligar ou desligar pelo sistema supervísório.

No *Fan Coil* do 10º pavimento, a válvula de 2 vias de controle de vazão de água gelada operava corretamente, em função da temperatura de insuflamento, porém o inversor de frequência não estava operando e estava sem comunicação com o sistema supervísório.

No *Fan Coil* do 18º pavimento, a válvula de 2 vias de controle de vazão de água gelada operava corretamente, em função da temperatura de insuflamento e o inversor de frequência estava atuando conforme alteração do *setpoint* de pressão.

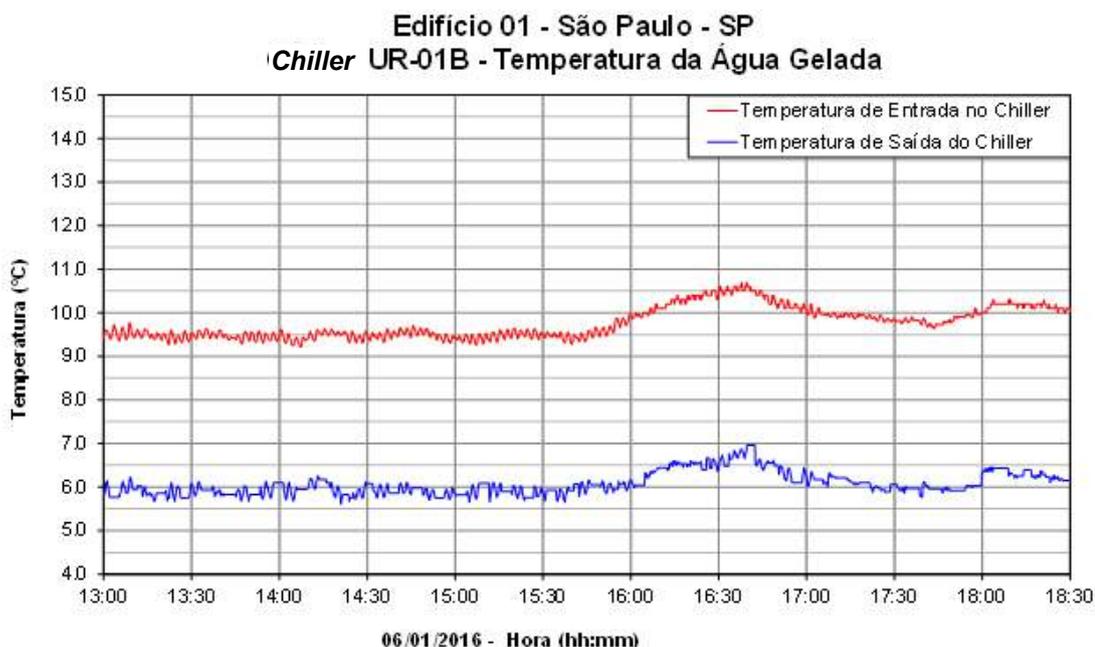
No *Fan Coil* do 20º pavimento, a válvula de 2 vias de controle de vazão de água gelada operava corretamente, em função da temperatura de insuflamento e o inversor de frequência estava atuando conforme alteração do *setpoint* de pressão.

## 10.5 VERIFICAÇÃO DE DESEMPENHO – CENTRAL DE ÁGUA GELADA

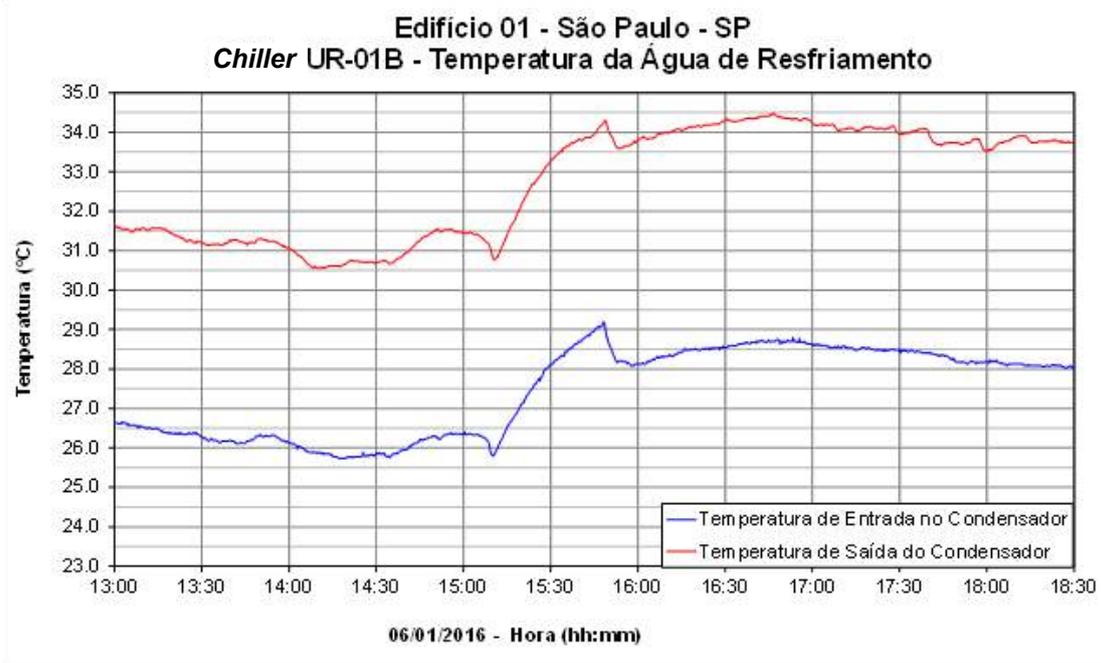
### 10.5.1 TESTES DE DESEMPENHO DOS CHILLERS

Foram realizados os testes de desempenho dos *chillers* UR-01B e UR-03. O UR-1A estava avariado. Os resultados indicaram que o **UR-01B** estava muito deficiente, conforme já indicava o relatório de análise de desempenho realizada anteriormente (em jul. 2012). A seguir, alguns gráficos com os resultados obtidos no teste atual:

**Gráfico 11** – *Chiller* UR-01B – Temperatura da Água Gelada.

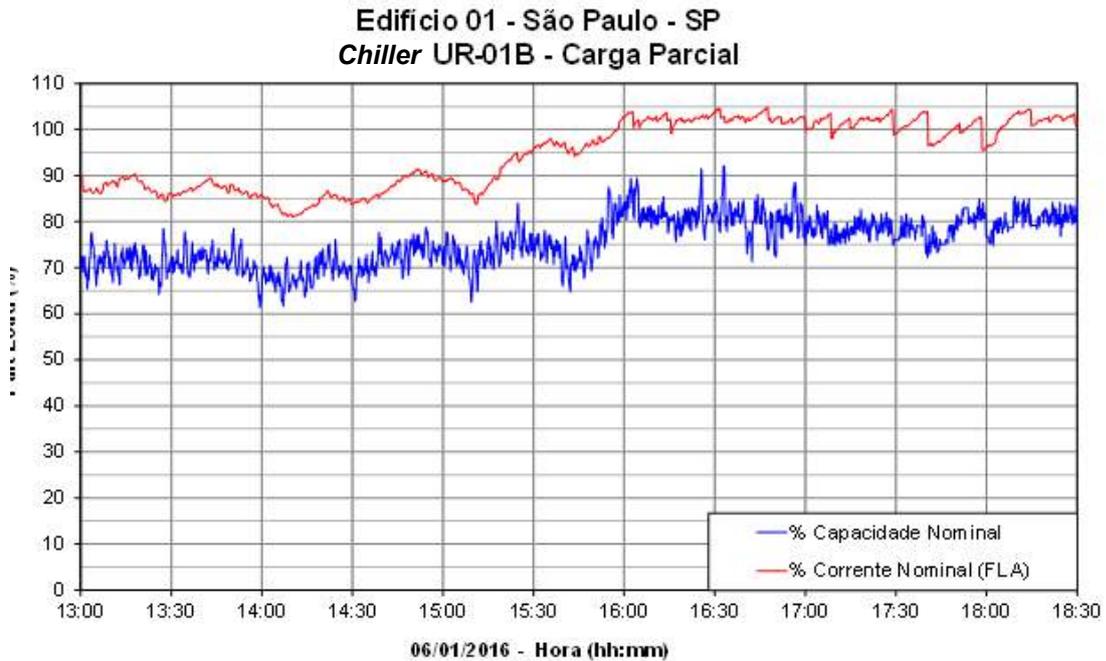


**Gráfico 12** - Chiller UR-01B - Temperatura da Água de Resfriamento.

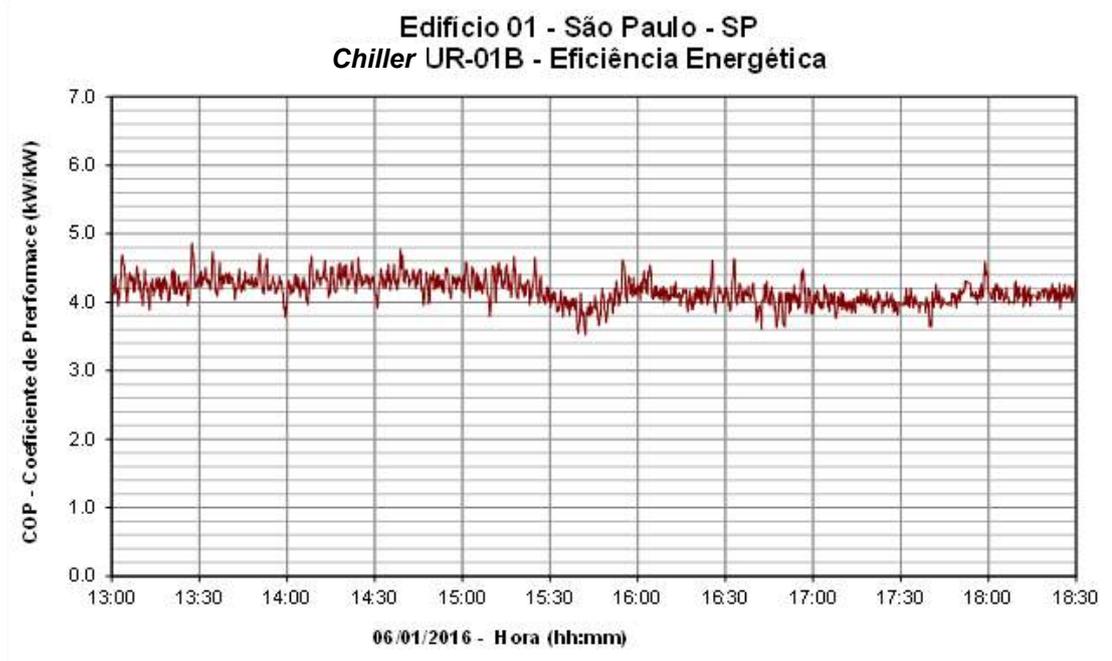


Fonte: Elaboração do autor.

**Gráfico 13** - Chiller UR-01B - Carga Parcial.



Fonte: Elaboração do autor.

**Gráfico 14** – Chiller UR-01B – Eficiência Energética.

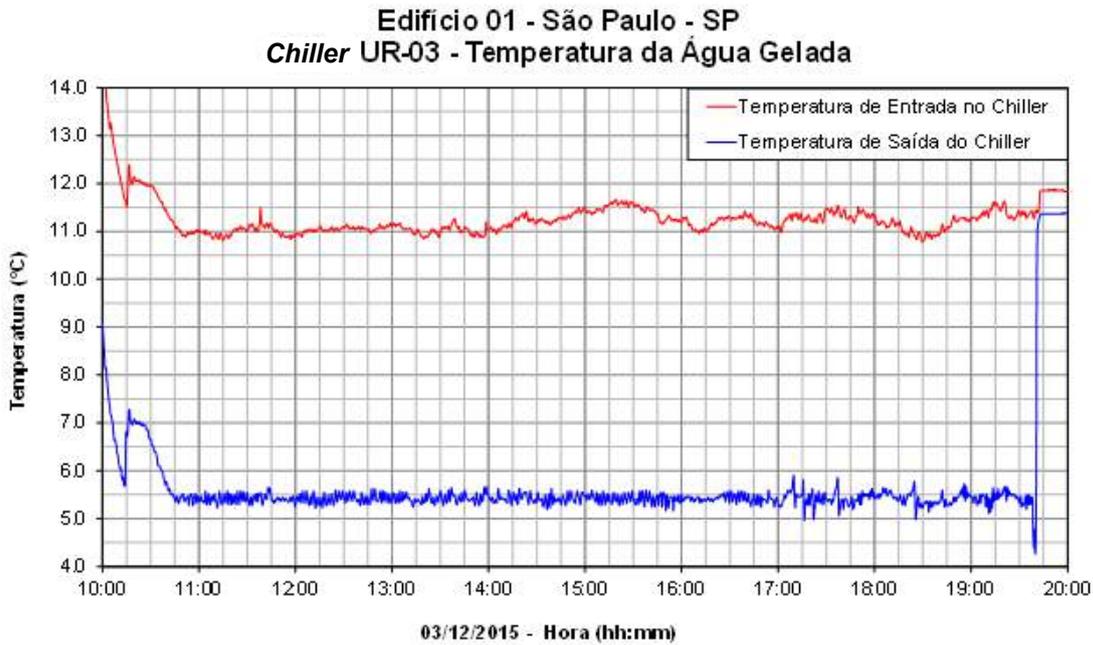
Fonte: Elaboração do autor.

A seguir um resumo dos valores verificados nos gráficos:

- ▶ A partir das 16 horas o UR-01B atingiu a máxima carga, ou seja, 100% da corrente nominal do motor (FLA).
- ▶ Neste período o *chiller* operava com temperatura de saída de água gelada em torno de 6 °C (valor um pouco acima do *setpoint* de projeto, o que indica uma condição favorável).
- ▶ A temperatura de entrada de água no condensador estava abaixo de 29 °C, o que também indica uma condição favorável.
- ▶ Nestas condições, o *chiller* atingiu uma capacidade em torno de 80% da capacidade nominal, porém este era o limite do equipamento.
- ▶ Finalmente, o COP verificado nestas condições foi de aproximadamente 4,05 kW/kW, menor valor que o verificado no relatório anterior (4,26 kW/kW).

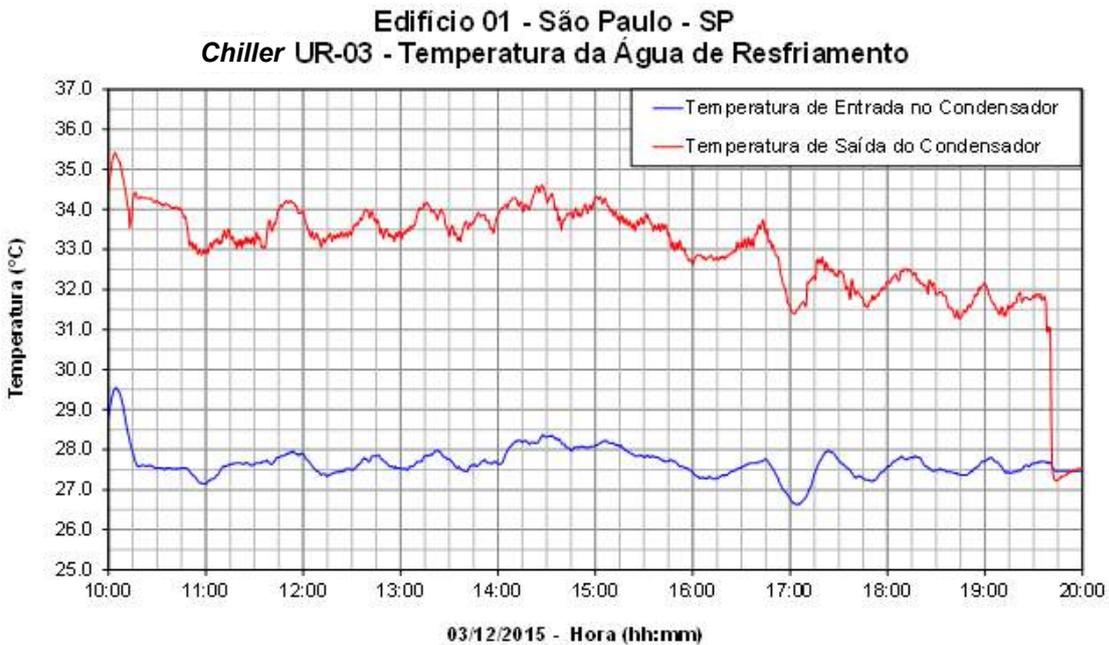
Quanto ao *chiller UR-03*, os resultados indicaram que o desempenho estava praticamente igual às condições de projeto. A seguir, alguns gráficos com os resultados obtidos:

**Gráfico 15** - *Chiller UR-03* - Temperatura da Água Gelada.



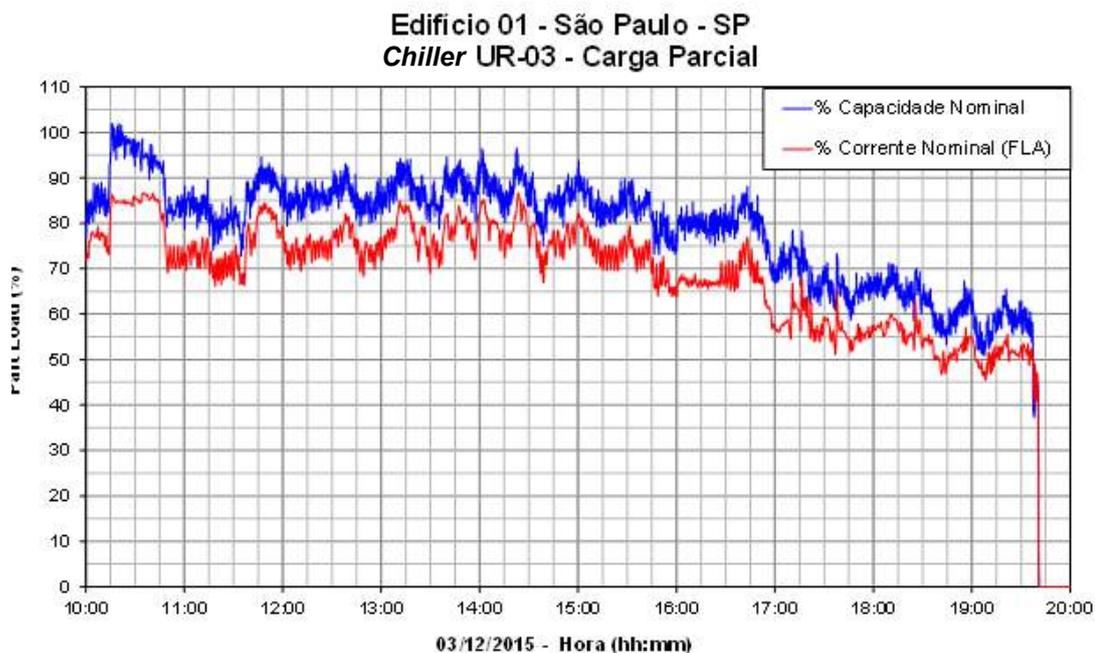
Fonte: Elaboração do autor.

**Gráfico 16** - *Chiller UR-03* - Temperatura da Água de Resfriamento.



Fonte: Elaboração do autor.

Gráfico 17 – Chiller UR-03 – Carga Parcial.



Fonte: Elaboração do autor.

Gráfico 18 – Chiller UR-03 – Eficiência Energética.



Fonte: Elaboração do autor.

A seguir um resumo dos valores verificados nos gráficos:

- ▶ A partir das 11 horas o UR-03 atingiu o valor do *setpoint* de controle de temperatura de

água gelada.

- ▶ O *chiller* não atingiu a condição de carga máxima em nenhum momento, mas diferente do UR-01B, a curva da porcentagem de Capacidade estava sempre acima da curva de porcentagem da corrente nominal do motor (FLA), indicando que o *chiller* operava com desempenho superior.
- ▶ Neste período o *chiller* operava com temperatura de saída de água gelada em torno do valor de *setpoint* de projeto inicial (5,5 °C).
- ▶ A temperatura de entrada de água no condensador estava muito próxima do valor de projeto para este equipamento (27,7 °C) na condição de máxima carga. É importante observar que na composição do NPLV, as temperaturas de referência são mais baixas quando o *chiller* opera em carga parcial.
- ▶ Nestas condições, o *chiller* atingiu uma capacidade em torno de 85-90% da capacidade nominal, com a corrente sempre menor, entre 75-80%.
- ▶ Finalmente, o COP verificado nestas condições foi de aproximadamente 6,15 kW/kW, valor maior que o de projeto operando em condições similares (5,92 kW/kW).

Comparando o desempenho dos *chillers*, recomendou-se priorizar a operação do UR-03, mesmo em carga parcial. Na prática, o UR-01B deveria entrar em operação apenas quando o UR-03 estivesse operando com carga inferior a 35% (925 kW).

### 10.5.2 TESTE DE DESEMPENHO FUNCIONAL DA CENTRAL DE ÁGUA GELADA EM MODO AUTOMÁTICO

Não foi possível realizar o teste de desempenho funcional da CAG operando em modo automático, controlado totalmente pelo sistema de automação.

O sistema operava em modo manual remoto apenas, com algumas manobras operacionais necessariamente realizadas manualmente em campo. As principais causas da operação manual eram as seguintes:

- ▶ A válvula motorizada de bloqueio de fluxo de água gelada do UR-01B estava com o atuador avariado. Para funcionamento e parada do UR-01B era necessário realizar a abertura ou o fechamento da válvula manualmente em campo.
- ▶ As válvulas motorizadas de bloqueio de fluxo de água de resfriamento das torres de resfriamento TR-01 e TR-02 estavam avariadas. Para evitar mais manobras, foi realizado um ajuste para que a válvula da TR-02 permanecesse sempre aberta e a válvula da TR-01 permanecesse sempre fechada. Com a operação do UR-01B, funcionava apenas a TR-02. Se necessário operar o UR-03 (que necessita de 2 torres), era então acionada automaticamente a válvula motorizada da TR-03 que operava normalmente. Em caso de falha em uma das torres, era necessário acionar o operador para realizar a manobra manual em campo para permitir a operação da TR-01.

O sistema iniciava a operação com o *chiller* UR-01B. Durante o dia, a equipe de operação do sistema de automação monitorava o funcionamento do *chiller* e caso atingisse a máxima carga, com a temperatura de saída de água gelada superior a 6 °C, então era solicitada a parada do UR-01B (com o fechamento manual da válvula de bloqueio) e acionada a partida do UR-03. Na

prática, não havia um controle visual adequado e era comum verificar o UR-01B operando em 100% de carga, com temperatura de água gelada superior a 7,5 °C.

Durante o teste foi possível verificar ainda os seguintes desvios em relação ao memorial descritivo do projeto do sistema de automação:

- ▶ O medidor de vazão FE-01 apresentava um valor fixo de 23,8 m<sup>3</sup>/h na tela do sistema supervisorio. No *display* do instrumento de campo, o valor estava correto (em torno de 250 m<sup>3</sup>/h). Portanto, recomendou-se uma verificação na controladora ou na conversão de valores no sistema supervisorio para identificar e corrigir o erro.
- ▶ Os medidores de vazão acoplados às válvulas de balanceamento estavam descalibrados, pois foram verificados desvios de vazão nos *chillers*.
- ▶ O sensor de temperatura TE-04 (retorno de água gelada dos condicionadores de ar) estava em falha.
- ▶ O sensor de pressão diferencial que controla a vazão de água gelada do sistema não estava funcionando adequadamente, e notoriamente opera com sobre pressão.
- ▶ As telas específicas dos *chillers* estavam desativadas no sistema supervisorio.
- ▶ Os cálculos da capacidade de cada *chiller* e total da CAG e os cálculos de COP de cada *chiller* e da CAG não estavam disponibilizados nas telas do sistema supervisorio.

## 10.6 VERIFICAÇÃO DE DESEMPENHO – SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

### 10.6.1 TESTE DE DESEMPENHO FUNCIONAL DO SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR NOS PAVIMENTOS EM MODO AUTOMÁTICO

Foram realizados os seguintes testes funcionais realizados no sistema de distribuição de ar nos pavimentos:

#### VERIFICAÇÃO DOS SENSORES

Poucos sensores de VAVs apresentaram desvios em suas leituras. Apenas o sensor da VAV-02 do 2º pavimento que não estava comunicando. Foi recomendada a calibração e ajustes dos sensores.

#### VERIFICAÇÃO DE DESEMPENHO FUNCIONAL DOS FAN COILS

No 2º, 18º e 20º pavimentos os outros resultados esperados foram positivos, os inversores de frequência responderam conforme esperado.

No 10º pavimento o inversor não estava comunicando com o sistema supervisorio e seus resultados foram todos insatisfatórios.

Nenhum dos *Fan Coils* observados possuía o relé de corrente. Além disso, nenhum dos sensores de pressão para indicação da saturação dos filtros dos *Fan Coils* estava operando.

## 10.7 RESULTADOS DA INVESTIGAÇÃO E ANÁLISE DO SISTEMA

A seguir um resumo dos principais problemas encontrados e as recomendações de ações de correção do sistema, que impactarão na eficiência energética do sistema e na melhoria do controle de temperatura dos ambientes condicionados e por consequência no conforto dos usuários dos pavimentos:

### 10.71 SISTEMA DE ÁGUA GELADA

Os principais problemas verificados no sistema de água gelada foram os seguintes:

- ▶ Documentação de projeto desatualizada, incluindo desenhos e manuais de equipamentos com características de operação de projeto. Recomendou-se que durante o projeto de substituição dos *chillers* UR-01A e UR-01B, a empresa contratada realizasse a atualização dos documentos do projeto;
- ▶ Vibração excessiva na bomba de água gelada BAGM-01. Seria necessária uma revisão geral na bomba abrangendo verificações internas, motor elétrico, alinhamento do conjunto moto-bomba e base do *skid*;
- ▶ Os atuadores das válvulas motorizadas dos *chillers* UR-01A e UR-01B e das torres de resfriamento TR-01 e TR-02 estavam avariados. Recomendou-se incluir a substituição dos atuadores no projeto de substituição dos *chillers*;
- ▶ Verificou-se que várias válvulas de 2 vias para controle de vazão de água gelada nos condicionadores de ar apresentavam problemas de mal funcionamento ou estavam avariadas. Estas válvulas deveriam ser incluídas no PMOC para correção dos problemas. Outra alternativa, seria a substituição de todas as válvulas de 2 vias (já no final da vida útil) por válvulas com controle otimizado do consumo de água gelada nos condicionadores de ar;
- ▶ Verificou-se também que vários inversores de frequência dos ventiladores dos condicionadores de ar apresentaram algum tipo de problema. A revisão geral dos inversores deveria ser incluída na rotina do PMOC. Recomendou-se ainda um programa de substituição dos inversores;
- ▶ O sistema de purga de ar manual no circuito de água gelada era precário. Recomendou-se a substituição por um sistema automático de purga;
- ▶ Os condicionadores de ar não possuíam válvulas de balanceamento e o sistema operava com vazão total abaixo do projeto. Recomendou-se a instalação de válvulas de balanceamento de água gelada para garantir a estabilidade operacional do circuito e possibilitar o ajuste de vazão adequado nos condicionadores;
- ▶ As bombas de água de condensação BAC-01A/B/R apresentaram um desempenho muito abaixo dos valores de projeto e com consumo de energia excessivo. Recomendou-se a substituição destas bombas no projeto de substituição dos *chillers*;
- ▶ As torres de resfriamento TR-01 e TR-02 apresentaram baixo desempenho com impacto no desempenho dos *chillers*. O resultado geral é de cerca de 5% de consumo excessivo na CAG. Recomendou-se uma revisão geral nas torres TR-01 e TR-02 com substituição dos enchimentos, além de uma análise do ventilador. Outra opção seria a substituição por novas torres, mantendo apenas os gabinetes das existentes;
- ▶ O *chiller* UR-01A estava avariado;
- ▶ O *chiller* UR-01B estava com o desempenho ainda menor que o último teste (realizado em 2012), com COP de 4,05 kW/kW para 100% de carga em condições de projeto. Os testes confirmaram a viabilidade do projeto de substituição dos *chillers*, que resultará em um ganho de eficiência energética no sistema de água gelada superior a 50%;

- ▶ O sistema de automação estava deficiente e não era possível operar em automático. As principais limitações eram resultantes dos problemas elétricos dos atuadores das válvulas de bloqueio dos *chillers* e torres de resfriamento. Após a substituição dos atuadores, recomendou-se ainda realizar algumas correções no sistema supervisor e controladoras, habilitar telas específicas dos *chillers* e incluir os cálculos para a monitoração da eficiência dos *chillers* e da CAG.

### 10.7.2 SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR NOS PAVIMENTOS

- ▶ A aplicação das VACs no projeto inicial (provavelmente resultante de corte de custos de investimentos) implicou em um problema operacional resultando em desconforto térmico para muitos usuários. Recomendou-se a alteração do sistema de controle de distribuição de ar, substituindo todas as caixas VAC por caixas VAV;
- ▶ Muitos pavimentos estavam com o sistema de distribuição de ar inadequado ao *layout* da ocupação. Recomendou-se a readequação do sistema de distribuição de ar em cada pavimento, para atender o respectivo *layout* atual de ocupação, com a atualização dos projetos como construído. Também recomendou-se a execução de um mapeamento das caixas VAV, em função do *layout* da ocupação do pavimento, para facilitar a identificação de possíveis problemas operacionais do sistema de controle. Recomendou-se que estes mapas fossem incorporados às telas do sistema supervisor;
- ▶ Vários sensores de temperatura de ambiente apresentaram desvios de leitura maiores do que 1 °C. Recomendou-se incorporar ao PMOC uma rotina de calibração dos sensores de temperatura de todo sistema de automação;
- ▶ Alguns pavimentos estavam com os sistemas de distribuição de ar desbalanceados, muitos deles resultantes da alteração de *layout* de ocupação. Recomendou-se a implantação de um programa de testes, ajustes e balanceamento do sistema de distribuição de ar, com definição dos novos *setpoints* do sistema de controle de temperatura dos pavimentos através de testes funcionais do sistema de distribuição de ar. Também recomendou-se a verificação dos colarinhos/caixas para identificar os que estão desconectados e recoloca-los em suas posições nas luminárias para correto insuflamento do ar;
- ▶ Considerando que o Edifício não está totalmente ocupado, recomendou-se fazer um ajuste de vazão de ar externo nos pavimentos ocupados, para atender os requisitos mínimos da ABNT NBR 16401:2008 – Nível 2, e ainda reduzir o consumo de energia no VC-14 em até 70%;
- ▶ Finalmente, recomendou-se a elaboração de um Manual de Operação do sistema de ar condicionado que descreva o funcionamento correto do sistema, os *setpoints* atuais, as capacidades dos condicionadores, a especificação dos componentes de controle e os procedimentos de operação e manutenção.

### 10.8 OPORTUNIDADES DE MELHORIAS NO SISTEMA

Além dos problemas verificados, foram ainda verificadas algumas oportunidades de melhorias no sistema atual.

### 10.8.1 SUBSTITUIÇÃO DOS CHILLERS ANTIGOS COM HCFC-22

Considerando que o sistema de termoacumulação de gelo foi desativado e os *chillers* antigos com HCFC-22 estão no final de sua vida útil e com baixo desempenho verificado, recomendou-se a substituição destes *chillers* por *chillers* com compressores centrífugos, de alta eficiência, para operar nas mesmas condições do UR-03, recentemente instalado.

Com a instalação dos novos *chillers* haverá apenas um circuito de água gelada, com alta eficiência, e mesmo com o funcionamento dos *chillers* no horário de ponta, o novo sistema será mais eficiente e de menor custo de manutenção que o sistema atual.

A Tabela 6 mostra os resultados de capacidade máxima e eficiência do novo sistema, comparados com o sistema atual.

**Tabela 6** - Capacidade máxima e eficiência – novo sistema vs sistema atual.

		Sistema em 07/2012	Sistema Atual Real (12/2015)	Retrofit - <i>Chillers</i> com HCFC-22
Capacidade Máx. do Sistema	kW	3.133	3.773	4.063
	ton	891	1.073	1.156
Capacidade Máx. dos <i>chillers</i>	kW	2.358	3.773	4.063
	ton	671	1.073	1.156
Potência Absorvida - <i>Chillers</i>	kW	554	737	687
Potência Absorvida - TOTAL (incluindo bombas e torres)	kW	752	921	849
<b>COP - TOTAL da CAG</b>	<b>kW/kW</b>	<b>2,815</b>	<b>4,097</b>	<b>4,786</b>
<b>COP CHILLERS UR-01A/B</b>	<b>kW/kW</b>	<b>4,256</b>	<b>4,050</b>	<b>5,910</b>

Fonte: Elaboração do autor.

### 10.8.2 SISTEMA DEDICADO DE RESFRIAMENTO DE AR EXTERNO (DOAS)

Outra melhoria seria a instalação de um sistema dedicado de resfriamento do ar externo (DOAS), com um condicionador de ar dedicado para o resfriamento da parcela de ar externo (de renovação).

A utilização do princípio de ar externo dedicado (DOAS) iria prover uma folga de capacidade nos *Fan Coils* dos pavimentos, pois o *Fan Coil* de ar externo ficaria encarregado de retirar a maior parcela de calor latente.

O *Fan Coil* DOAS teria capacidade para resfriar e desumidificar o ar externo na vazão de projeto, de 81.875 m<sup>3</sup>/h.

A capacidade total dos *Fan Coils* era de 3.973 kW. Considerando um fator de calor sensível médio de 0,83, a parcela de calor latente era de 676kW (192 ton).

Para 99% das horas do ano, a temperatura máxima de bulbo seco é de 31 °C, com temperatura de bulbo úmido de 20,4 °C. Para a vazão total de ar externo e a temperatura de alimentação de água gelada de 6 °C, a capacidade total do *Fan Coil* de DOAS seria de 1.000 kW (284 ton), com 382 kW (109 ton) de calor latente.

Isso supriria 57% da capacidade latente necessária, reduzindo a carga dos *Fan Coils* dos pavimentos, que passaria a possuir uma folga de capacidade.

O duto de ar externo possui dimensões limitadas e, portanto, não há a possibilidade de aumentar significativamente a vazão do ar externo.

### 10.8.3 CHILLER PARA SISTEMA DEDICADO DE RESFRIAMENTO DE AR EXTERNO (DOAS)

Além dos benefícios da melhoria da qualidade do ar nos ambientes climatizados este conceito resultaria em uma pequena alteração no sistema de água gelada que permitiria um ganho de eficiência ainda maior no sistema em relação ao obtido na substituição dos *chillers* antigos.

A Tabela 7 mostra os resultados de capacidade máxima e eficiência do novo sistema, com DOAS, comparados com o sistema atual.

**Tabela 7** - Capacidade máxima e eficiência – novo sistema com DOAS vs sistema atual.

		Sistema em 07/2012	Sistema Atual	Retrofit Chillers	Sistema DOAS
Capacidade Máx. do Sistema		3.133	3.825	4.063	4.063
	ton	891	1.088	1.156	1.156
Capacidade Máx. dos chillers	kW	2.358	3.825	4.063	4.063
	ton	671	1.088	1.156	1.156
Potência Absorvida - Chillers	kW	554	723	687	623
Potência Absorvida – TOTAL (incluindo bombas e torres)	kW	752	904	849	799
COP – TOTAL da CAG	kW/kW	2,815	4,231	4,786	5,086

Fonte: Elaboração do autor.

## 10.9 PLANO DE AÇÃO DE CORREÇÕES

Os Quadros 5 e 6 apresentam o resumo do plano de ação de correções e os custos de investimento estimado.

### 10.9.1 SISTEMA DE ÁGUA GELADA

**Quadro 5** - Plano de ação de correções e os custos de investimento estimado.

Proposta de Solução	Objetivos/ Resultados	Estimativa de Custos
Substituição dos Atuadores das Válvulas de Bloqueio Motorizadas dos UR-01A/ UR-01B e TR-01/ TR-02	Eliminar o problema e permitir o funcionamento otimizado da CAG sob o controle da automação	Incluso na obra de Substituição dos <i>chillers</i> UR-01A/ UR-01B
Substituição das BACs-01A/01B/01R que atendem os <i>chillers</i> menores.	Redução do consumo de energia na CAG da ordem de 2%.	Incluso na obra de Substituição dos <i>chillers</i> UR-01A/ UR-01B
Revisão de lógicas do sistema de automação, habilitação das telas dos <i>chillers</i> . Habilitação de telas de <i>trends</i> e <i>benchmarks</i> da CAG.	Permitir controle adequado na CAG e monitorar a eficiência do sistema	Custo de Manutenção do Sistema de Automação
Prover documentação de projeto adequada.	Controle de engenharia sobre o sistema existente.	R\$ 35.000,00
Realizar uma revisão geral na BAGM-01. Como opção verificar o custo de substituição da bomba.	Eliminar o problema e permitir o funcionamento normal da bomba.	R\$ 7.000,00

Proposta de Solução	Objetivos/ Resultados	Estimativa de Custos
Substituição das Válvulas de 2 Vias de controle de vazão de água gelada nos <i>Fan Coils</i> avariadas ou com mal funcionamento (42%), por válvulas inteligentes com controle e monitoração de consumo de energia.	Permitir controle adequado nos <i>Fan Coils</i> e redução do consumo de energia na CAG da ordem de 3%. Melhoria no conforto do usuário.	Substituição Total R\$ 70.000,00 Custo por Pavimento R\$ 2.700,00
Instalação das válvulas de balanceamento nos <i>Fan Coils</i> .	Redução do consumo de energia das BAGMs da ordem de 7%. Controlabilidade do Circuito Secundário.	Custo Total R\$ 50.000,00 Custo por Pavimento R\$ 1.900,00
Incluir no PMOC um plano de revisão geral e contínuo dos inversores de frequência dos ventiladores dos <i>Fan Coils</i> . Como opção, substituir os inversores (17 anos).	Permitir controle adequado nos <i>Fan Coils</i> e redução do consumo de energia na CAG da ordem de 3%. Melhoria no conforto do usuário.	Substituição Total R\$ 170.000,00 Custo por Pavimento Típico R\$ 5.000,00
Instalação de um sistema de purga automático no circuito de água gelada.	Eliminar excesso de ar e problemas de corrosão.	R\$ 23.000,00
Revisão geral nas torres TR-01 e TR-02 e substituição do enchimento, além de uma análise do ventilador OU substituição das torres.	Redução do consumo de energia na CAG da ordem de 5%. Redução no consumo de água das torres.	Substituição Total R\$ 190.000,00

Fonte: Elaboração do autor.

### 10.9.2 SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR NOS PAVIMENTOS

**Quadro 6** - Plano de ação de correções e os custos de investimento estimado.

Proposta de Solução	Objetivos/ Resultados	Estimativa de Custos
Substituição de todas as caixas VAC por caixas VAV.	Controlar a temperatura dos ambientes.	R\$ 200.000,00
Elaboração de projeto específico para cada pavimento com adequação do sistema de ar condicionado ao layout atual e posterior instalação das alterações.	Controlar a temperatura dos ambientes.	Depende de cada pavimento.
Calibração dos sensores de temperatura que apresentaram desvios maiores do que 1 °C.	Controlar a temperatura dos ambientes.	Depende de cada pavimento.
Execução dos Ajustes e Balanceamento na Rede de Distribuição de Ar nos Pavimentos, após as correções das VAVs e de layout.	Controlar a temperatura dos ambientes.	R\$ 11.000,00 por pavimento
Execução dos Ajustes e Balanceamento de Vazão de Ar Externo nos Pavimentos Ocupados.	Melhorar a qualidade do ar nos pavimentos e reduzir o consumo de energia de até 70% no motor do ventilador de ar externo.	R\$ 15.000,00
Durante a Execução do TAB, fazer o teste funcional para definição dos set points. Inserir estes <i>setpoints</i> no manual de operação do sistema.	Controlar a temperatura dos ambientes.	Incluso no custo do TAB.

Proposta de Solução	Objetivos/ Resultados	Estimativa de Custos
Prover documentação adequada que faz parte do manual de operação, e atualizar à medida que novas reformas forem executadas.	Controle de engenharia sobre o sistema existente.	Depende de cada pavimento.
		Pode ser elaborado pelas equipes de operação/ manutenção.
Elaborar o manual de operação do sistema.	Treinar novos operadores, manter um controle de alterações de set points e controlar a operação do sistema.	R\$ 17.000,00

Fonte: Elaboração do autor.

## 10.10 CONCLUSÕES

Após a investigação estruturada e sistematizada do sistema de ar condicionado do Edifício 1, foram identificados vários problemas de projeto, instalação, operação e manutenção do sistema que afetam o conforto ambiental e a eficiência energética do sistema.

Os resultados foram apresentados aos representantes dos proprietários e às equipes de administração, operação e manutenção do condomínio, que após entendimento dos resultados e benefícios, decidiram que o plano de ação seria completamente implantado, em um prazo estimado de 18 meses.

Após 12 meses da apresentação do relatório foi verificado que 75% das correções já foram implantadas.



## 11 REFERÊNCIAS

ABNT. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 13598/2011 – Vasos de Pressão para Refrigeração.** Rio de Janeiro, 2011.

\_\_\_\_\_. **NBR 16069/2010 – Segurança em Sistemas Frigoríficos.** Rio de Janeiro, 2010.

\_\_\_\_\_. **NBR 16401/2008 – Instalações de Ar Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários – Partes 1, 2 e 3.** Rio de Janeiro, 2008.

AHRI. AIR-CONDITIONING, HEATING, AND REFRIGERATION INSTITUTE. **Absorption Water Chilling and Water Heating Packages.** Standard 560 2000. Arlington, 2000.

\_\_\_\_\_. **Performance Rating of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle.** Standard 551/591 (SI) 2015. Arlington, 2015.

\_\_\_\_\_. **Performance Rating of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle.** Standard 550/590 (IP) 2015. Arlington, 2015.

ASHRAE. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Handbook – Fundamentals.** American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2013.

\_\_\_\_\_. **ASHRAE Handbook – HVAC Applications.** American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2015.

\_\_\_\_\_. **ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment.** American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2016.

\_\_\_\_\_. **Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings.** Standard 90.1- 2013. ANSI/ASHRAE/IESNA. Atlanta, 2013.

\_\_\_\_\_. **Measurement, Testing, Adjusting and Balancing of Building HVAC Systems.** ASHRAE Standard 111-2008. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, 2008.

\_\_\_\_\_. **Method of Testing Liquid-Chilling Packages.** Standard 30-1995. ANSI/ASHRAE. Atlanta, 1995.

BRASIL. Ministério do Trabalho e Emprego. Norma Regulamentadora n. 13. Estabelece requisitos mínimos para gestão da integridade estrutural de caldeiras a vapor, vasos de pressão e suas tubulações de interligação nos aspectos relacionados à instalação, inspeção, operação e manutenção, visando à segurança e à saúde dos trabalhadores. Brasília, 2014.

DAIKIN INDUSTRIES. **AG 31-002 – Application Guide – Centrifugal Chiller Fundamentals**. Daikin Applied, 2015.

\_\_\_\_\_. **AG 31-003 – Chiller Application Guide - Fundamentals of Water and Air Cooled Chillers**. Daikin Applied, 2014.

DURKIN, T. H. **Evolving Design of Chiller Plants**. ASHRAE Journal v. 47, n. 11, pág. 40-50. Atlanta, nov. 2005..

ESTADOS UNIDOS DA AMÉRICA. Departamento de Energia. **Measures for Central Chiller Plants**. In: Continuous Commissioning Guidebook. Federal Energy Management Program. Washington, 2002.

MUMMA, S. A. **Understanding and Designing Dedicated Outdoor Air Systems (DOAS)**. Short Course. In:- ASHRAE Winter Conference. Orlando - Flórida, jan. 2016.

ROTH, K. et al. **Chilled Beam Cooling**. ASHRAE Journal v. 49 n. 9, pág. 84-86, set. 2007.

TAYLOR, S. T. **Primary-Only vs. Primary- Secondary Variable Flow Systems**. ASHRAE Journal v. 44 n. 2, pág. 25-29, fev. 2002.

TRANE. **TRG-TRC010-EN – Air Conditioning Clinic - Centrifugal Water Chillers**. Trane Heating and Air Conditioning Services & Systems, Ingersoll Rand, 2012.

\_\_\_\_\_. **TRG-TRC012-EN – Air Conditioning Clinic - Helical-Rotary Water Chillers**. Trane Heating and Air Conditioning Services & Systems, Ingersoll Rand, 2012.



Empoderando vidas.  
Fortalecendo nações.

MINISTÉRIO DO  
**MEIO AMBIENTE**

