

PROGRAMA DE EDUCAÇÃO CONTINUADA
ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

SILVIA ANDRÉA BARICATTI NASCIMENTO

GANHO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA COM APLICAÇÃO SÉRIE
CONTRA FLUXO EM CENTRAIS DE ÁGUA GELADA

SÃO PAULO
2016

SILVIA ANDRÉA BARICATTI NASCIMENTO

GANHO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA COM APLICAÇÃO SÉRIE
CONTRA FLUXO EM CENTRAIS DE ÁGUA GELADA

Monografia apresentada ao PECE –
Programa de Educação Continuada da
Escola Politécnica da USP para obtenção
do título de Especialista em Energias
Renováveis, Geração distribuída e
Eficiência Energética.

Área de Concentração: Engenharia
Mecânica, Eficiência de Energia, Ar
Condicionado, Refrigeração

Orientador:
Prof. MSc. Ronaldo Andreos

SÃO PAULO

2016

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Catálogo-na-publicação

NASCIMENTO, SILVIA ANDRÉA BARICATTI
GANHO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA COM APLICAÇÃO SÉRIE
CONTRA FLUXO EM CENTRAIS DE ÁGUA GELADA / S. A. B. NASCIMENTO
– São Paulo, 2016.
91 p.

Monografia (Especialização em Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
PECE – Programa de Educação Continuada em Engenharia.

1.AR CONDICIONADO 2.CHILLER 3.EFICIÊNCIA ENERGÉTICA
4.REFRIGERAÇÃO 5.SÉRIE CONTRA FLUXO I.Universidade de São Paulo.
Escola Politécnica. PECE – Programa de Educação Continuada em Engenharia
II.t.

Dedico este trabalho ao meu marido, que sempre me apoiou e deu o suporte necessário para que eu pudesse dedicar-me aos estudos com tranquilidade.

AGRADECIMENTOS

Sempre o meu primeiro agradecimento é para Deus.

Embora não exista maior recompensa na vida que atingir qualquer meta através de nosso esforço, nada seria possível sem o apoio de muitas pessoas e em especial eu gostaria de agradecer:

- Ao meu marido Walder e aos meus filhos João Pedro e Ana Beatriz (Bibi) que são e sempre serão a grande motivação da minha vida.
- Aos meus pais, Antonio e Alzira, que sempre se desdobraram para me proporcionar uma educação de qualidade.
- A todos os professores do nosso curso que dedicaram uma parte muito especial de seu tempo, dividindo conosco sua experiência e seus conhecimentos.
- Aos colegas da turma, sempre alegres e divertidos, que também dividiram sua experiência e conhecimentos.
- Ao meu orientador, prof. Ronaldo Andreos, por sua dedicação e paciência.
- Ao engenheiro Luciano Marcato, da empresa *Daikin*, que gentilmente cedeu seu tempo para ajudar-me com as seleções de equipamentos.

E agradeço também a todos que colaboraram direta ou indiretamente na execução desse trabalho.

Se nada mudar, invente,
e quando mudar, entenda.
Se ficar difícil, enfrente,
e quando ficar fácil, agradeça.
Se a tristeza rondar, alegre-se,
e quando ficar alegre, contagie.
E quando recomeçar, acredite.
Você pode tudo.
Tudo consegue pelo amor e pela fé,
que você tem em Deus!

RESUMO

Esta monografia revisa os principais conceitos relacionados a instalações de *chillers* em centrais de água gelada: componentes do *chiller*, circuitos de distribuição de água gelada e arranjos de posicionamento de uma instalação.

E, com mais detalhes, traz um exemplo numérico de um arranjo de posicionamento de *chiller* conhecido como série contra fluxo.

O objetivo deste exemplo numérico é checar se o arranjo série contra fluxo realmente tem uma eficiência energética superior aos outros tipos de arranjo de posicionamento existentes.

Finalizando, é observado na conclusão que são muitos, complexos e interligados entre si os fatores que devem ser analisados para que se tenha de fato um projeto altamente eficiente do ponto de vista econômico e energético. Cada sistema tem que ser estudado e analisado de forma integrada utilizando ferramentas computacionais de simulação de performance.

Palavras-chave: Refrigeração. Ar Condicionado. Eficiência Energética. *Chiller*. Série Contra Fluxo.

ABSTRACT

This monograph reviews key concepts related to chilling central plants: components of *chiller*, distribution network and *chiller* arrangements.

And, with more details, shows a numerical example of a *chiller* arrangement known as series counterflow.

The purpose of this numerical example is checking if the series counterflow arrangement has an energy efficiency superior to other types of arrangements.

Finally, it is noted in conclusion that are many, complex and interconnected among themselves the factors that must be considered to have a highly efficient design of energetic and economic point of view. Each system has to be studied and reviewed in an integrated manner using computational tools of performance simulation.

Keywords: Refrigeration. Air Conditioning. Energy Efficiency. *Chiller*. Series Counter Flow.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 - Fluxograma de uma configuração série contra fluxo.....	14
Figura 2-1 - Reprodução atual do livro de G. B. Wilson (original foi publicado antes de 1923)	15
Figura 2-2 - Sistema de expansão direta.....	17
Figura 2-3 - Sistema todo água	17
Figura 2-4 - Sistema todo ar	17
Figura 2-5 - Sistema ar-água.....	18
Figura 2-6 - Sistema bomba de calor	18
Figura 2-7 – Componentes principais do ciclo de compressão a vapor	19
Figura 2-8 - Sistema simples de resfriamento	20
Figura 2-9 - Diagrama de Mollier ou $P \times h$	21
Figura 2-10 - Ciclo de compressão real comparado ao padrão.....	22
Figura 2-11 – Alguns tipos de compressores	23
Figura 2-12 – Principais componentes de um <i>chiller</i> com compressor centrífugo	24
Figura 2-13 – Linha de <i>chillers</i> com compressor centrífugo da fabricante Daikin.....	25
Figura 2-14 – Analogia ao funcionamento do compressor centrífugo.....	25
Figura 2-15 - Partes do compressor centrífugo	27
Figura 2-16 - Conversão de energia através do compressor centrífugo.....	27
Figura 2-17 - Representação no diagrama $P \times H$ do que é " <i>Lift</i> "	28
Figura 2-18 – Consumo de energia do compressor	28
Figura 2-19 - Representação gráfica do que é Stonewall e Surge	29
Figura 2-20 - Partes de um evaporador.....	30
Figura 2-21 – Fluxos de refrigerante e de água de um evaporador.....	30
Figura 2-22 - Transferência de calor no evaporador	31
Figura 2-23 - Partes de um condensador	32
Figura 2-24 - Fluxos de refrigerante e de água de um condensador.....	33
Figura 2-25 - Transferência de calor no condensador.....	33
Figura 2-26 – Representação da troca de calor e approachs no evaporador e condensador.....	34
Figura 2-27 - Representação numérica do approach no evaporador e condensador	35

Figura 2-28 – Evolução do mercado de <i>chiller</i> e fan-coil segundo ABRAVA – dados de 2015	36
Figura 2-29 - Exemplo de CAG	37
Figura 2-30 - Exemplo de CAG	38
Figura 2-31 – Exemplo de CAG.....	38
Figura 2-32 - Diversas configurações de <i>fan-coils</i> ou <i>air handlers</i>	39
Figura 3-1 – Representação esquemática do circuito hidráulico de uma CAG.....	41
Figura 3-2 – Representação esquemática de circuito hidráulico primário e secundário	42
Figura 3-3 – Representação esquemática de uma válvula de controle de 3 vias em uma serpentina de resfriamento	42
Figura 3-4 - Representação esquemática de uma válvula de controle de 3 vias em uma serpentina de resfriamento	43
Figura 3-5 – Disposição dos fluxos de ar e água em uma serpentina de resfriamento	43
Figura 3-6 – Exemplo de abertura da válvula de controle	44
Figura 3-7 - Exemplo de fechamento da válvula de controle.....	45
Figura 3-8 – Fluxograma de um circuito FPC com 100% de carga térmica	47
Figura 3-9 - Fluxograma de um circuito FPC com 75% de carga térmica	48
Figura 3-10 - Fluxograma de um circuito FPC com 50% de carga térmica	48
Figura 3-11 - Fluxograma de um circuito FPC com 25% de carga térmica	49
Figura 3-12 – Fluxograma de bombas independentes no circuito primário	50
Figura 3-13 - Fluxograma de bombas interligadas no circuito primário	50
Figura 3-14 - Fluxograma de um circuito FP/S com 100% de carga térmica	52
Figura 3-15 - Fluxograma de um circuito FP/S com 75% de carga térmica	53
Figura 3-16 - Fluxograma de um circuito FP/S com 50% de carga térmica	54
Figura 3-17 - Fluxograma de um circuito FP/S com 50% de carga térmica	54
Figura 3-18 - Fluxograma da posição do sensor de pressão diferencial	55
Figura 3-19 - Fluxograma de um circuito FPV com 100% de carga térmica	57
Figura 3-20 - Fluxograma de um circuito FPV com 75% de carga térmica	57
Figura 3-21 - Fluxograma de um circuito FPV com 75% de carga térmica.....	58
Figura 3-22 - Fluxograma de um circuito FPV com 75% de carga térmica	59
Figura 3-23 - Fluxograma de um circuito FPV com vazão abaixo da mínima do evaporador do <i>chiller</i>	60

Figura 4-1 - Fluxograma de uma instalação com <i>chiller</i> em paralelo com bombas interligadas	62
Figura 4-2 - Fluxograma de uma instalação com <i>chiller</i> em paralelo com bombas dedicadas	62
Figura 4-3 - Fluxograma de uma instalação com <i>chiller</i> em série	63
Figura 4-4 - Fluxograma de uma instalação com <i>chiller</i> em série e set-points iguais	65
Figura 4-5 - Fluxograma de uma instalação com <i>chiller</i> em série e set-points diferenciados	66
Figura 4-6 - Representação de uma instalação série contra fluxo.....	66
Figura 4-7 – Diferencial de temperaturas - <i>chiller</i> único x conjunto série contra fluxo	67
Figura 4-8 – Diferencial de pressão - <i>chiller</i> único x conjunto série contra fluxo	67
Figura 4-9 – COP (kW/kW) – <i>chiller</i> único x conjunto série contra fluxo	74
Figura 4-10 – Percentual de consumo elétrico de um edifício de escritórios em Minneapolis (USA)	75
Figura 4-11 – Variações de consumo elétrico X arranjos de <i>chillers</i> em um edifício de escritórios em Minneapolis (USA)	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 3-1- Tabela comparativa de sistemas de distribuição de água em uma CAG	46
Tabela 4-1- Eficiências mínimas para chillers centrífugos	70
Tabela 4-2- Comparativo de eficiência - chiller único x conjunto série contra fluxo ..	70
Tabela 4-3- Dados de performance (10 a 100% de capacidade) - conjunto série contra fluxo.....	71
Tabela 4-4- Dados de performance (10 a 100% de capacidade) – chiller único.....	72
Tabela 4-5- Comparativo de performance – chiller único x conj. série contra fluxo ..	73
Tabela 4-6- COP (kW/kW) – chiller único x conjunto série contra fluxo	74

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração e Ar Condicionado
AHRI	<i>Air-Conditioning, Heating, And Refrigeration Institute</i>
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
ASHRAE	<i>American Society Of Heating Refrigerating And Air-Conditioning Engineers</i>
CAG	Central de Água Gelada
COP	<i>Coefficient of Performance</i>
DX	<i>Direct Expansion</i>
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i>
FP/S	Circuito de Água Gelada Primário com Vazão Constante + Circuito de Água Gelada Secundário com Vazão Variável
FPC	Circuito de Água Gelada Primário com Vazão Constante
FPV	Circuito de Água Gelada Primário com Vazão Variável
HVAC	<i>Heating, Ventilation And Air Conditioning</i>
IPLV	<i>Integrated Part Load Value</i>
LEED	<i>Leadership in Energy and Environmental Design</i>
NBR	Denominação de Norma da Associação Brasileira de Normas Técnicas
NPLV	<i>Non-Standard Part Load Value</i>
NY	<i>Nova York</i>
USA	<i>United States of America</i>
VAV	<i>Variable Air Volume</i>
VRF	<i>Variable Refrigerant Flow</i> (Sistema De Ar Condicionado Multi Split)
VSD	<i>Variable-Speed Drive</i>

LISTA DE SÍMBOLOS E UNIDADES

Btu	unidade de energia – unidade térmica britânica
Btu/h	unidade de potência – unidade térmica britânica por hora
Btu/ lb °F	unidade de calor específico – unidade térmica britânica por (libra-massa grau Fahrenheit
°C	unidade de temperatura – graus Celsius
°F	unidade de temperatura – grau Fahrenheit
h	unidade de tempo – hora
kCal	unidade de energia – quilocaloria
kCal/h	unidade de potência – quilocaloria por hora
kCal / kg °C	unidade de calor específico – quilocaloria por (quilograma grau celsius)
kg	unidade de massa – quilograma
kg/h	unidade de vazão em massa – quilograma por hora
kPa	unidade de pressão – kilopascal
l	unidade de volume – litro
lb	unidade de massa – libra-massa
lb/h	unidade de vazão em massa – libra-massa por hora
l/s	unidade de vazão volumétrica – litros por segundo
m²	unidade de área – metro quadrado
s	unidade de tempo – segundo
ΔT	diferencial de Temperatura – Delta T
TR	unidade de potência – Tonelada de refrigeração
W ou kW	unidade de potência – watt ou kilowatt

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
2. ESTADO DA ARTE	15
2.1. CONCEITO DE AR CONDICIONADO	15
2.2. <i>CHILLER</i> OU RESFRIADOR DE LÍQUIDO	19
2.3. TIPOS DE COMPRESSORES USADOS EM <i>CHILLERS</i>	23
2.4. COMPRESSOR CENTRÍFUGO	24
2.4.1. Histórico	24
2.4.2. Princípio de funcionamento	25
2.4.3. Conceito de <i>Lift</i>	27
2.4.4. Instabilidades: <i>Stonewall</i> , <i>Stall</i> e <i>Surge</i>	28
2.5. TROCADORES DE CALOR DO CHILLER	30
2.5.1. Evaporador	30
2.5.2. Condensador	32
2.5.3. Balanço de calor dos fluidos	34
2.6. CENTRAIS DE ÁGUA GELADA (CAG)	35
2.6.1. Bombas e tubulações	39
3. CIRCUITOS DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA: PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO	41
3.1. CONTROLE DE VAZÃO DE ÁGUA NAS SERPENTINAS	42
3.2. VAZÃO CONSTANTE E VARIÁVEL	45
3.2.1. Vazão constante no circuito primário (FPC)	46
3.2.2. Vazão constante no circuito primário e variável no circuito secundário (FP/S)	49
3.2.2.1. Controle das bombas do circuito secundário	55
3.2.3. Vazão variável no circuito primário (FPV)	56
4. ARRANJOS DE POSICIONAMENTO	61
4.1. ARRANJOS EM PARALELO	61
4.2. ARRANJOS EM SÉRIE	63

4.3. ARRANJOS EM SÉRIE CONTRA FLUXO.....	66
4.3.1. Seleção de equipamentos em arranjo série contra fluxo	68
4.3.2. Considerações sobre eficiência de <i>chillers</i>	68
4.3.3. Exemplo numérico: <i>chiller</i> único x <i>chiller</i> série contra fluxo	70
4.3.4. Exemplo de um perfil consumo elétrico de um escritório nos USA.....	75
5. CONCLUSÃO.....	76
BIBLIOGRAFIA	88

1. INTRODUÇÃO

Temos visto de forma cíclica crises de abastecimento devido aos aumentos de demanda de energia elétrica no Brasil (lembrando que a atual diminuição é transitória, pois é devida à crise econômica que o país enfrenta), o ponto positivo dessa situação é o aumento crescente do interesse no uso eficiente dessa energia. É inadmissível o uso de qualquer tipo de energia com desperdício ou de maneira ineficiente.

De acordo com o Estudo sobre o Estado da Arte dos Mecanismos de Contratação de Serviços de Eficiência Energética em Edificações no Brasil (2014, p. 3):

As edificações, consideradas apenas as dos setores público, comercial e de serviços, representaram em 2012 aproximadamente 3,6% do consumo total de energia no Brasil, e 18,7% do consumo total de eletricidade. Há indicações de um potencial de redução do consumo de 30% para edificações existentes, se implantadas tecnologias mais eficientes, e de 50% para novos prédios se adotadas soluções efetivas ainda na fase de projeto.

Devemos lembrar que o sistema de ar condicionado consome em média de 40 a 50% da energia elétrica de uma edificação.

De acordo com Veloso (2004, p. 2):

O desempenho energético de um edifício depende de vários fatores que se inter-relacionam, as quais variam desde as estratégias de gerenciamento e manutenção adotados pela administração, até as condições do clima local, as características arquitetônicas da edificação, os sistemas de instalações e equipamentos utilizados, e os fatores humanos/culturais que interferem nas condições de uso. Nesses termos, a tomada de decisão no momento do projeto do edifício é decisiva, exigindo que o arquiteto e outros profissionais envolvidos na concepção e execução da obra trabalhem em sincronia. Tais medidas são consideradas estruturais, tendo em vista sua influência no produto final e seu poder de permanência no tempo, haja visto o alto custo de reformas posteriores. Além disso, desde a concepção do projeto é essencial considerar as necessidades e as aspirações dos usuários, fatores que, infelizmente, nem sempre são trabalhados de forma integrada, o que resulta em lógicas conflitantes (arquitetos x engenheiros x empresários x usuários).

Nessa monografia será apresentada uma configuração de instalação de *chiller* em centrais de água gelada (CAG) que não é muito popular, mas que tem sido utilizada por alguns projetistas da área de HVAC, em edificações que buscam certificação ambiental internacional *LEED* (*Leadership in Energy and Environmental Design*): “Série Contra Fluxo” (em inglês *Series Counter Flow*).

As primeiras partes do trabalho serão dedicadas a conceituar os vários tipos de equipamentos, sistemas e subsistemas. Vamos esclarecer conceitos, apresentar componentes, configurações e as diferenças entre elas e apresentar um exemplo numérico comparativo para de forma simples mostrar como é obtida a redução no consumo de energia (ou melhor, a eficiência do uso da energia) no tipo de instalação citado no parágrafo anterior.

Deve ser lembrado que a escolha e dimensionamento correto do sistema mais apropriado de climatização em uma edificação, além de promover conforto térmico e otimização energética também pode evitar paradas e custos de manutenção devido a melhor utilização dos *chillers*. Estudos preliminares e anteprojetos bem feitos podem ser responsáveis por até 50% de potencial de economia.

A aplicação de *chillers* em série teve seu apogeu nos USA na década de 60, eles eram muito utilizados em sistemas de indução que necessitavam de temperaturas de água bastante baixas e que foi mais tarde foi substituído pelo sistema VAV. Um sistema série contra fluxo dispõe os evaporadores e condensadores dos *chillers* em série, mas com uma configuração de contra fluxo, que significa que o fluxo de água do evaporador e do condensador estão em direções opostas. Isso pode ser visualizado com a figura 1-1 esquemática abaixo:

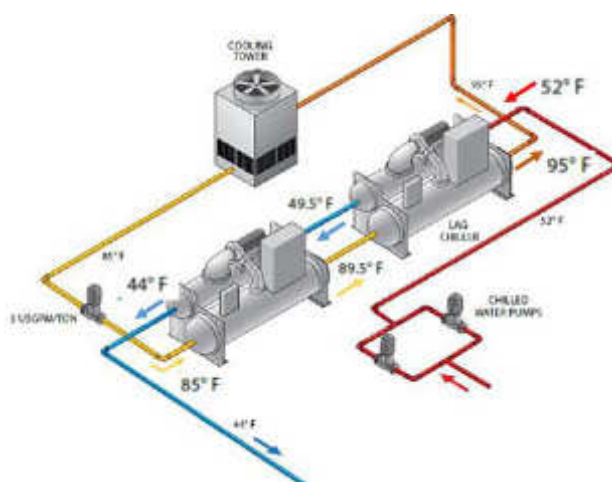


Figura 1-1 - Fluxograma de uma configuração série contra fluxo

Fonte: Daikin Application Guide AG 31-003-4, 2014

Alguns fabricantes de *chillers* também já usam o conceito série contra fluxo na fabricação dos equipamentos. Encontram-se disponíveis modelos de *chillers* com arranjo série contra fluxo em capacidade acima de 8000 TR.

2. ESTADO DA ARTE

2.1. CONCEITO DE AR CONDICIONADO

O que é um ar condicionado? Uma das primeiras definições do que seria o processo de condicionamento de ar foi dada em 1908 por G. B. Wilson através do título de seu livro ilustrado na figura 2-1: *“Air Conditioning, Being a short treatise on the Humidification, Ventilation, Cooling, and the hygiene of Textile Factories – especially with relation to those in the USA”*.



Figura 2-1- Reprodução atual do livro de G. B. Wilson (original foi publicado antes de 1923)

Fonte: disponível em: < <https://www.amazon.com/Air-Conditioning-Humidification-Ventilation-Factories-Especially-U-S/dp/1145913067> > Acesso em ago. 2016

E essa descrição é similar aos princípios que Willis Carrier, um engenheiro eletricitista americano considerado o pai do ar condicionado, usou quando começou a fabricar seus equipamentos:

- ✓ Manter a umidade adequada em toda as partes de uma edificação.
- ✓ Retirar a umidade excessiva do ar em determinadas estações.
- ✓ Fornecer uma quantidade constante e adequada de ventilação.
- ✓ Retirar de forma eficiente a poeira, microrganismos e outros corpos estranhos do ar.
- ✓ Fornecer ar frio de forma eficiente em determinadas estações.
- ✓ Aquecer ou ajudar a aquecer os locais no inverno.
- ✓ Um aparelho que não tenha custo proibitivo tanto na compra como na manutenção.

Da norma técnica ABNT NBR 16401-1:2008 (Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários Parte 1 – Projeto das instalações) temos uma definição concisa e simples: “O condicionamento de ar é um processo que objetiva controlar simultaneamente a temperatura, umidade, a movimentação, a renovação e a qualidade do ar de um ambiente. Em certas aplicações controla também o nível de pressão interna do ambiente em relação aos ambientes vizinhos. ”

Mas embora a descrição seja simples, fazer tudo isso é bastante complexo, exige vários tipos de processos, equipamentos e controles. Existem vários tipos de sistemas utilizados para atingir a finalidade de condicionamento do ar. Essa mesma norma, cita alguns:

- a. Sistema de Ar Condicionado Central:
 - ✓ Central de Agua Gelada (conhecido como CAG).
 - ✓ Central Multi Split VRF - vazão de refrigerante variável.

- b. Condicionador Autônomo:
 - ✓ Compacto (*self-contained*).
 - ✓ *Rooftop*.
 - ✓ Mini Split.
 - ✓ De janela.

De acordo com o manual *Carrier Systems Design Manual – Part 9*, os sistemas de ar condicionado geralmente são divididos em cinco tipos básicos que são determinados através dos métodos usados para atingir o objetivo de condicionamento do ar. São eles:

- a. Sistema de Expansão Direta (figura 2-2): é o sistema mais comum; trata-se de um condicionador autônomo localizada dentro ou próximo do espaço a ser condicionado.

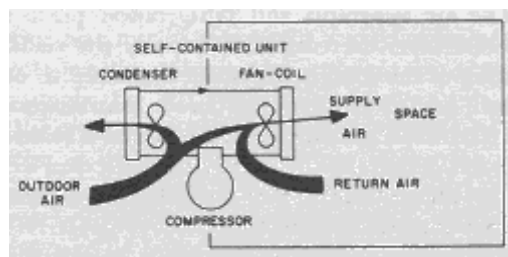


Figura 2-2 - Sistema de expansão direta

Fonte: *Carrier System Design Manual – Part 9 – Systems and Applications*, 1971

- b. Sistemas a Água ou Todo Água (figura 2-3): Um fluido de resfriamento intermediário (água gelada ou *brine* ao invés de um fluido refrigerante) é fornecido por uma fonte remota e circula dentro de serpentinas de unidades terminais localizadas dentro do espaço a ser condicionado.

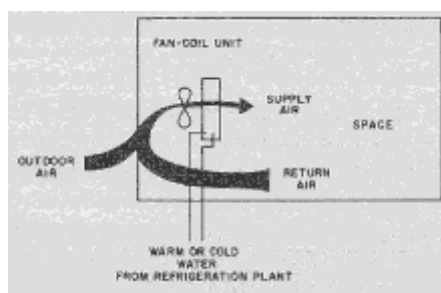


Figura 2-3 - Sistema todo água

Fonte: *Carrier System Design Manual – Part 9 – Systems and Applications*, 1971

- c. Sistemas a Ar ou Todo Ar (figura 2-4): Tanto os aparelhos de tratamento de ar como a planta de refrigeração estão localizados a alguma certa distância do espaço condicionado em uma estação central de equipamentos. O ar tratado é transportado através de dutos e distribuído no espaço a ser condicionado.

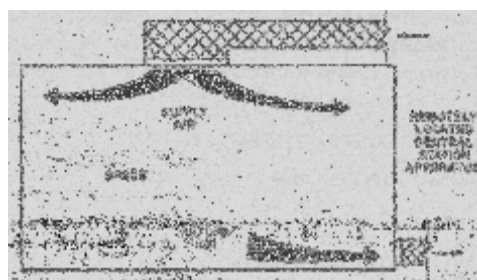


Figura 2-4 - Sistema todo ar

Fonte: *Carrier System Design Manual – Part 9 – Systems and Applications*, 1971

- d. Sistemas Ar-Água (figura 2-5): Os aparelhos tratamento de ar e a planta de refrigeração são separados do espaço condicionado; o ar é resfriado pela água gelada que circula através de uma serpentina ou unidade de indução ou painel radiante.

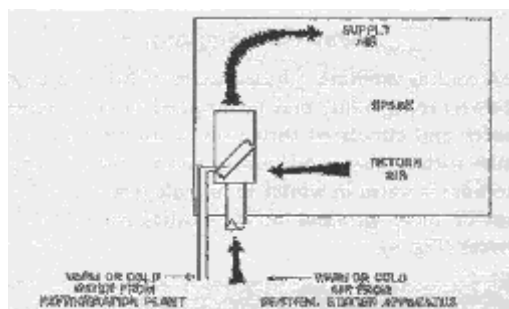


Figura 2-5 - Sistema ar-água

Fonte: *Carrier System Design Manual – Part 9 – Systems and Applications*, 1971

- e. Bombas de Calor (figura 2-6): é uma adaptação de qualquer dos sistemas acima com o objetivo de gerar calor.

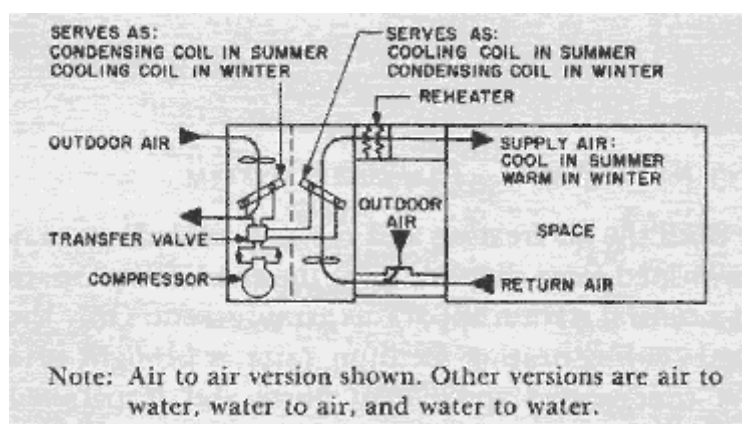


Figura 2-6 - Sistema bomba de calor

Fonte: *Carrier System Design Manual – Part 9 – Systems and Applications*, 1971

Usando essas classificações, podemos dizer que será objeto de estudo neste trabalho o “Sistema a Água” que tem como ator principal o *chiller* ou resfriador de líquido e como ator coadjuvante o *fan-coil* ou climatizador.

2.2. CHILLER OU RESFRIADOR DE LÍQUIDO

Um *chiller* é um equipamento que tem por objetivo resfriar algum fluido, em ar condicionado normalmente é água (ou uma solução com água e um fluido anticongelante, por exemplo etileno glicol), mas também é muito utilizado em indústrias para resfriamento de fluidos de processo. O *chiller* pode empregar processos mecânicos (compressão) ou processos químicos (absorção) para obter o resfriamento desejado. Será objeto de estudo neste trabalho somente o *chiller* que utiliza compressão de vapor de um fluido refrigerante.

Os componentes principais de um *chiller* por compressão de vapor, mostrados na figura 2-7, são:

- Compressor (e sua fonte de energia, normalmente motores elétricos)
- Evaporador
- Condensador
- Elemento de expansão



Figura 2-7 – Componentes principais do ciclo de compressão a vapor

Fonte: Manual Trane *Chilled Water Systems* - TRG-TRC016-EN 24 Aug. 2012

Existem ainda muitos outros componentes que fazem com um *chiller* seja mais sofisticado e eficiente: economizador, separador de óleo, unidade de purga, trocadores intermediários, sensores, diversos tipos de válvulas, painéis de controle microprocessados, etc.

O processo de resfriamento de água por compressão de vapor em um *chiller*, baseia-se no fato que um líquido pode se vaporizar a qualquer temperatura que se deseje alterando a pressão a que ele está submetido. Assim, os líquidos que evaporam a temperaturas baixas (chamados de fluidos refrigerantes ou refrigerantes)

são o meio mais conveniente para remoção de calor, pois na mudança para vapor absorvem grandes quantidades de calor. De acordo com o Manual de Ar Condicionado Trane (1980, p.123), eles poderiam ser usados como meios de resfriamento sem a necessidade de nenhum equipamento:

.... Se, se deitar amônia normal num recipiente aberto em ar normal, (figura 2-8) ela começará imediatamente a ferver nas condições normais da pressão atmosférica de 101,325 kPa absoluto, a $-33,3^{\circ}\text{C}$. Haverá um fluxo contínuo de calor do ar quente circulante através das paredes do recipiente, para a amônia em ebulição. No exterior do recipiente a umidade do ar condensar-se-á e se congelará a umidade do ar..... Para eliminar perigos de vida, uma garrafa de amônia pode ser ligada a uma serpentina como na figura abaixo e a amônia vaporizada dirigida por tubos no exterior. Uma instalação como esta, fora os incômodos provocados pela amônia, fornecerá uma refrigeração satisfatória. Contudo, o custo da substituição da amônia perdida, apesar de ela ser um dos refrigerantes mais baratos, será proibitivo.

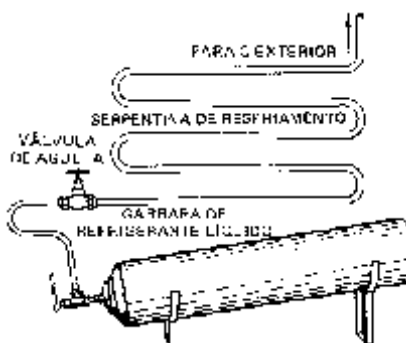


Figura 2-8 - Sistema simples de resfriamento

Fonte: Manual de Ar Condicionado Trane, 1980

Por esse motivo, todo refrigerante é usado de forma contínua, em um sistema fechado, utilizando os componentes já citados.

No evaporador, o refrigerante deve sempre estar no estado líquido porque só por vaporização consegue absorver calor, mas após essa vaporização precisa ser condensado para o processo iniciar-se novamente.

Para condensar esse vapor de refrigerante deve-se transferir para qualquer outro meio o calor latente fornecido pelo vapor durante a condensação, pode ser ar ou água, que devem estar a uma temperatura inferior a temperatura de condensação do refrigerante. E o refrigerante precisa que sua pressão seja aumentada até um ponto em que sua temperatura de condensação seja superior à da água ou ar disponível para fins de condensação. Para isto é necessário um compressor.

Resumindo, a única razão para se introduzir o uso do condensador e do compressor é permitir a utilização contínua do mesmo refrigerante. O custo derivado

da compressão e condensação do refrigerante vaporizado é muitíssimo inferior ao custo de aquisições contínuas de refrigerante para substituir o que seria perdido. Faltou explicar o motivo da existência de um dos componentes do circuito: o elemento de expansão. Isso será elucidado mais adiante.

Um diagrama muito útil no estudo de ciclos de refrigeração é o chamado de “P x h” ou “Pressão x Entalpia” (ver figura 2-9). Nele é fácil visualizar as variações que ocorrem quando o refrigerante passa de uma parte do ciclo para outra. As linhas horizontais são de pressão constante e as verticais de entalpia constante. Ele é dividido pela linha de líquido saturado e linha de vapor saturado em três zonas gerais. A zona a esquerda da linha de líquido saturado é chamada de região subresfriada. A zona a direita da linha de vapor saturado é chamada região superaquecida e a zona entre as linhas de líquido saturado e vapor saturado é chamado de região úmida ou de mistura.



Figura 2-9 - Diagrama de Mollier ou P x h

Fonte: Manual de Ar Condicionado Trane, 1980

Os quatro componentes de um ciclo de refrigeração podem ser facilmente identificados pelos quatro processos: evaporação, compressão, condensação e expansão. O processo de expansão, identificado no diagrama como estrangulamento, ocorre quando o líquido condensado passa através da válvula de expansão e a pressão é reduzida do valor da pressão de condensação para o valor da pressão de evaporação, notar que a entalpia neste processo permanece constante.

O resumo do ciclo teórico de refrigeração é:

- ✓ Linha D-E: evaporação a pressão constante
- ✓ Linha H-J: condensação a pressão constante
- ✓ Linha F-H: compressão a entropia constante
- ✓ Linha J-D: expansão a entalpia constante

Mas, como descrito no livro *Refrigeração e Ar Condicionado – Stoecker & Jones* (1985, p. 224), o ciclo real de compressão apresenta algumas diferenças devido a ineficiência dos processos envolvidos:

... as principais diferenças entre esses ciclos residem nas perdas de carga no evaporador e condensador, no subresfriamento do líquido que deixa o condensador (garante que o refrigerante que entra na válvula de expansão seja líquido) e no superaquecimento do vapor na aspiração do compressor (evita que gotículas de líquido entrem no compressor). O ciclo padrão admite que não haja perda de carga no evaporador e condensador. Em virtude do atrito, ocorre uma perda de carga no ciclo real que resulta em um trabalho maior de compressão... e finalmente a compressão no ciclo real não é isentrópica, pois ocorrem ineficiência devido ao atrito e outras perdas...

Na figura 2-10 temos um diagrama mais adequado a um ciclo de compressão de vapor real:

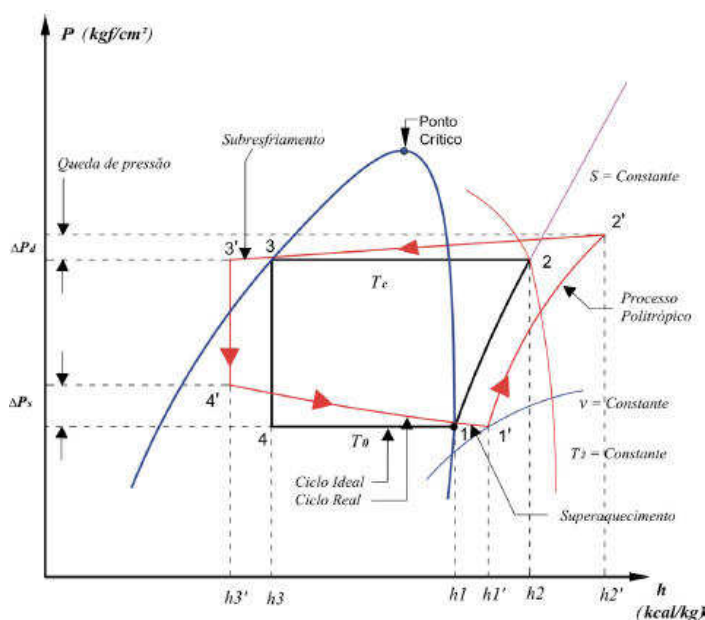


Figura 2-10 - Ciclo de compressão real comparado ao padrão

Fonte: Procel - Manual de Sistemas de Ar Condicionado, 2011

2.3. TIPOS DE COMPRESSORES USADOS EM *CHILLERS*

O compressor é um componente essencial, é o coração do sistema de compressão a vapor. O *Ashrae Handbook – HVAC Systems and Equipments* (2000) classifica os compressores em dois tipos básicos:

- ✓ Deslocamento positivo: aumentam a pressão do vapor de refrigerante através da redução do volume da câmara de compressão através do trabalho aplicado aos mecanismos do compressor. Entre eles estão os recíprocos e os rotativos (parafuso, scroll, palhetas).
- ✓ Dinâmicos: aumentam a pressão do vapor refrigerante através de uma transferência contínua do momento angular do elemento de rotação para o vapor com posterior conversão desse momento em aumento de pressão. Entre eles estão os centrífugos e axiais.

Compressores recíprocos e scroll são normalmente usados em *chillers* pequenos enquanto que os parafusos são normalmente usados em *chillers* de capacidade média e os centrífugos em *chillers* de grande capacidade (figura 2-11).

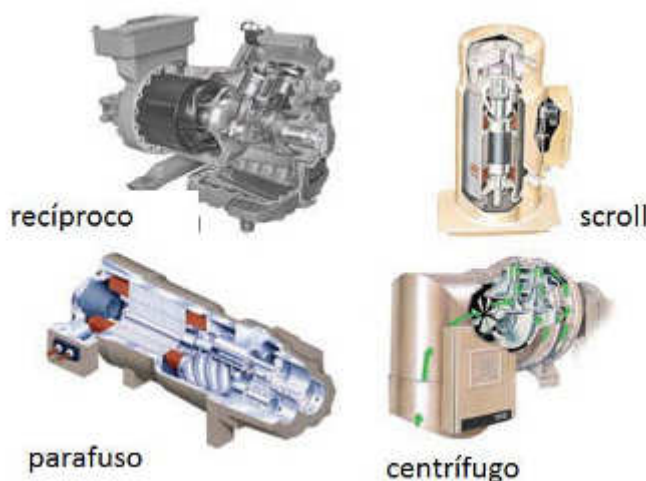


Figura 2-11 – Alguns tipos de compressores

Fonte: Manual Trane *Chilled Water Systems* - TRG-TRC016-EN 24 Aug. 2012

Como a instalação que será estudada neste trabalho utiliza compressor centrífugo, será detalhado somente o funcionamento deste tipo de compressor.

2.4. COMPRESSOR CENTRÍFUGO

2.4.1. Histórico

A arte de construção de compressores centrífugos já tinha completado 75 anos em 1916, quando o Dr. Willis H. Carrier percebeu o seu potencial de uso na indústria de ar condicionado e assim em 1922, ele comprou um compressor centrífugo de ar alemão e adaptou seu uso para o refrigerante dielene ($C_2 H_2 Cl_2$) e testou o equipamento. Após 2 anos de testes e desenvolvimentos, o primeiro *chiller* centrífugo foi vendido em 1924 para a *Onondaga Pottery Company* em Syracuse (NY – USA) e ele funcionou por 26 anos. Esse equipamento está em exposição em Washington, no *Smithsonian Institute*.

O segundo *chiller* instalado por Carrier foi em 1923 em Cambridge, Massachusetts, em uma fábrica de doces – *W. F. Schraft and Sons Company* e funcionou bem por mais de 56 anos sendo que funcionava em média 1.870 horas por ano produzindo água gelada a 1,7 °C.

Desde então, os *chillers* centrífugos (figura 2-12) ganharam grande aceitação do mercado principalmente em grandes instalações devido a sua alta eficiência, grande confiabilidade e tamanho compacto mesmo em grandes capacidades (figura 2-13).

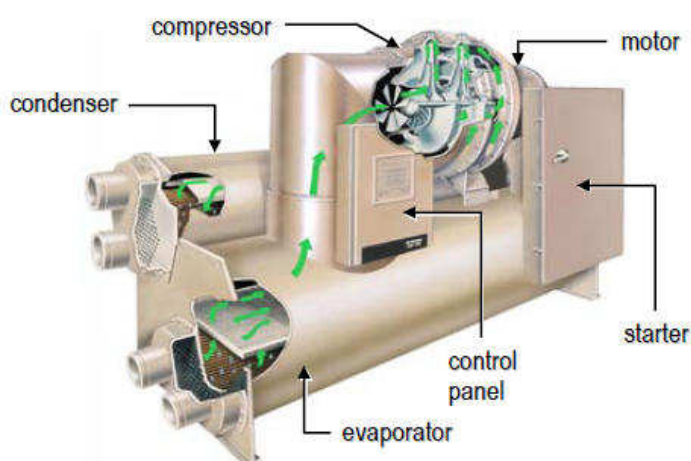


Figura 2-12 – Principais componentes de um *chiller* com compressor centrífugo

Fonte: Manual Trane Centrifugal Water *Chillers*, 2012 - TRG-TRC010-EM

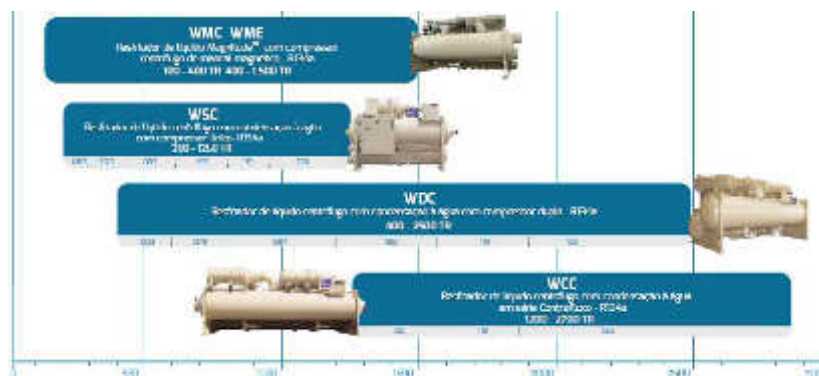


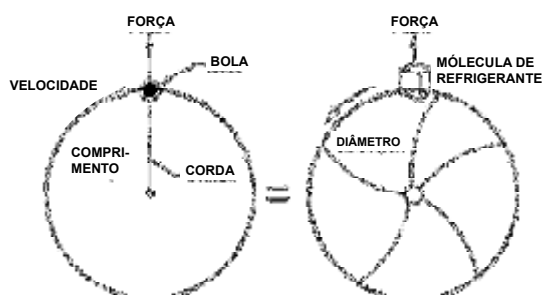
Figura 2-13 – Linha de *chillers* com compressor centrífugo da fabricante Daikin

Fonte: Catálogo comercial Daikin - *Chillers a Água Compressor Centrífugo* Cat. 605-2. 2012

2.4.2. Princípio de funcionamento

Um compressor centrífugo é constituído de partes rotativas e partes estacionárias. O principal componente rotativo é o rotor (que será chamado de *impeller*) e o principal componente estacionário é o difusor.

O funcionamento é explicado com uma analogia no Manual Carrier *Technical Development Program – Centrifugal Refrigerant Equipment* de 1983. O conceito básico é simples (figura 2-14): imaginemos uma bola presa ao final de uma corda e esse conjunto sendo rotacionado (movimento curvilíneo) por uma pessoa que está segurando a outra extremidade da corda. A bola puxa a corda para fora; e se a corda é liberada, a bola voa em uma linha tangente ao seu círculo de rotação. Quanto mais pesado a bola, mais ela puxa a corda. Quanto mais longa a corda, mais difícil puxar a bola; e quanto mais rápida a bola gira, mais difícil puxar a bola.



Quanto mais pesada a bola (peso molecular), maior a força
Quanto mais longa a corda (diâmetro), maior a força
Quanto mais rápida a bola rotacional, maior a força

Figura 2-14 – Analogia ao funcionamento do compressor centrífugo

Fonte: Manual Carrier *Technical Development Program – Centrifugal Refrigerant Equipment*, 1983

Essa analogia se aplica ao compressor centrífugo: substituímos a bola por uma molécula de refrigerante e a corda pelo *impeller* e temos o mesmo efeito. O refrigerante entra pela abertura central do rotor e a força centrífuga transmitida para a molécula de refrigerante irá arremessá-la para a periferia e comprimir a mesma nas passagens estreitas do *impeller*. Quanto mais pesada a molécula, maior a força nela. Quanto maior o diâmetro do *impeller*, maior a força na molécula e quanto mais rápido o *impeller* gira (rotação), maior a força na molécula de refrigerante. Em resumo: o refrigerante entra axialmente pela abertura central do *impeller* e é descarregado radialmente em alta velocidade. Esta energia cinética é convertida em pressão quando o refrigerante é lançado para a área de descarga do compressor.

Como as moléculas de refrigerante são atiradas para fora pela força centrífuga, as novas são atraídas para o compressor para substituir as outras, com isso o efeito global é de compressão contínua. Esse processo permite a compressão de grandes volumes de refrigerante com taxas de compressão baixas o que torna o compressor relativamente compacto, fazendo com que seja muito aplicado em grandes capacidades.

O centro do *impeller*, chamado de *eye*, possui lâminas (*blades*) que conduzem o vapor de refrigerante para passagens radiais internas ao corpo do *impeller*. A rotação do *impeller* faz com que o vapor de refrigerante acelere dentro dessas passagens aumentando a velocidade e a energia cinética.

Esse vapor de refrigerante “acelerado” deixa o *impeller* e entra nas passagens do difusor, e elas começam pequenas e se tornam maiores à medida que o vapor flui por elas. Como o tamanho do difusor aumenta, a velocidade e, portanto, a energia cinética do refrigerante diminui. A primeira lei da termodinâmica nos diz que a energia não é destruída e sim convertida em outra forma. Assim a energia cinética (velocidade) é convertida em pressão estática.

O refrigerante que agora está em pressão mais alta é acumulado em um espaço maior em torno do perímetro do compressor, chamado de voluta. E o tamanho da voluta aumenta à medida que o refrigerante passa por ela. Novamente a energia cinética é convertida em pressão.

A figura 2-15 mostra as principais partes de um compressor centrífugo:

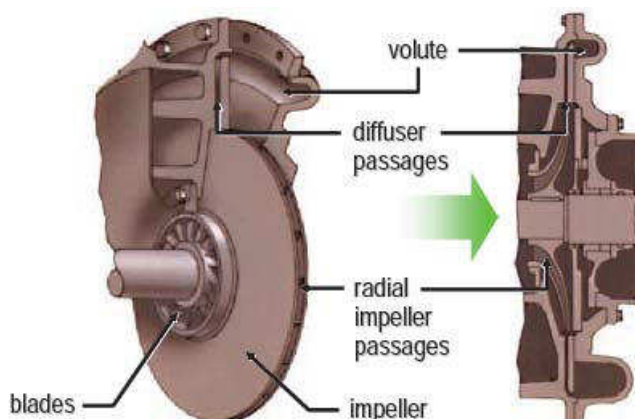


Figura 2-15 - Partes do compressor centrífugo

Fonte: Manual Trane *Centrifugal Water Chillers*, 2012 - TRG-TRC010-EN

A figura 2-16 mostra a conversão de energia durante a passagem do vapor de refrigerante pelo compressor centrífugo. Na passagem radial pelo *impeller* em rotação, o vapor de refrigerante acelera aumentando sua velocidade e energia cinética. Como a área aumenta na passagem pelo difusor, a velocidade e energia cinética diminuem. Esta redução é compensada pelo aumento da pressão estática do refrigerante. E finalmente o vapor de refrigerante em alta pressão é coletado na voluta do compressor.

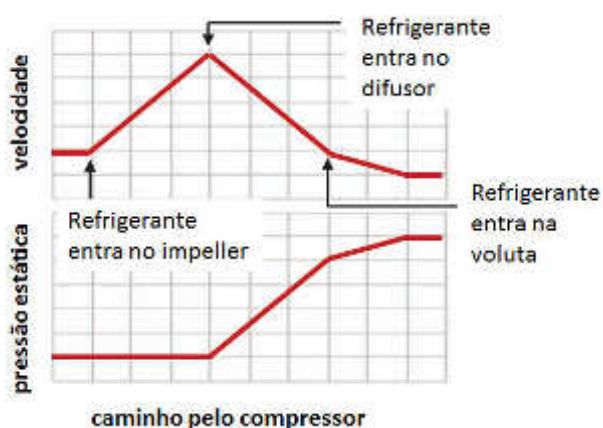


Figura 2-16 - Conversão de energia através do compressor centrífugo

Fonte: Manual Trane *Centrifugal Water Chillers*, 2012 - TRG-TRC010-EN

2.4.3. Conceito de *Lift*

Lift é a diferença entre as temperaturas saturadas de operação do compressor centrífugo. Por exemplo, se o compressor opera entre uma temperatura

saturada de sucção de $-1,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma temperatura saturada de descarga de $37,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, se diz que tem um *lift* de $38,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ (figura 2-17).

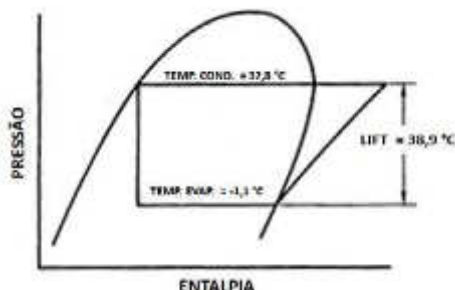


Figura 2-17 - Representação no diagrama P x H do que é "*Lift*"

Fonte: Elaboração própria

O consumo de energia no *chiller* é proporcional a vazão mássica de refrigerante e ao diferencial de pressão (figura 2-18), que nada mais é que o *lift* transformado de unidade de temperatura para unidade de pressão.

Compressor kW ~ Vazão mássica x Lift



Figura 2-18 – Consumo de energia do compressor

Fonte: disponível em: <<http://slideplayer.com/slide/3992882/>> Acesso em ago. 2016

2.4.4. INSTABILIDADES: STONEWALL, STALL E SURGE

O compressor centrífugo possui algumas limitações no seu funcionamento, e elas são apresentadas no mapa de funcionamento do compressor.

Quando o volume de refrigerante aumenta, sua velocidade através do compressor também aumenta, e se essa velocidade excede a velocidade do som, pode ocorrer uma onda de choque. Se isto acontecer, o diferencial de pressão do compressor cai drasticamente. Esta é uma limitação de funcionamento é mostrada na curva do compressor e é chamada de *stonewall point* ou *choking point* e pode causar danos sérios ao compressor.

Outra ocorrência bastante conhecida na área de compressores centrífugos é o *surge*. Isso acontece quando a vazão volumétrica de entrada de refrigerante é reduzida e a necessidade de diferencial de pressão do sistema permanece alta.

O *surge* é causado por uma interrupção na passagem de refrigerante pelo *impeller*. Se isto acontece, o *impeller* não consegue manter a pressão que o sistema necessita e uma reversão parcial ou completa do sentido de fluxo acontece no *impeller*. A isto se segue uma diminuição da pressão necessária do sistema que permite que o *impeller* funcione novamente de maneira normal. Logo, a pressão do sistema volta a aumentar excedendo a capacidade do *impeller* que volta a ter reversão do fluxo. Essa frequência de ciclo depende de características do compressor e do sistema em que ele opera, mas normalmente a reversão do fluxo ocorre a cada 2 segundos. Um ruído característico pode ser ouvido quando o compressor está nesta condição, além de vibração e calor. Situações ocasionais de surge não causam danos mecânicos ao compressor, mas se isto persistir pode danificar seriamente os mancais e o *impeller* do compressor.

A faixa de trabalho em cargas parciais é limitada pela curva envelope de surge. O compressor não consegue operar de maneira satisfatória a esquerda dessa curva. Outra instabilidade que pode ocorrer é chamada de *stall*: ocorre em vazões reduzidas (cargas reduzidas) e/ou grandes diferenciais de pressão. Normalmente precede o *surge* (ocorre bem próximo da linha de *surge*).

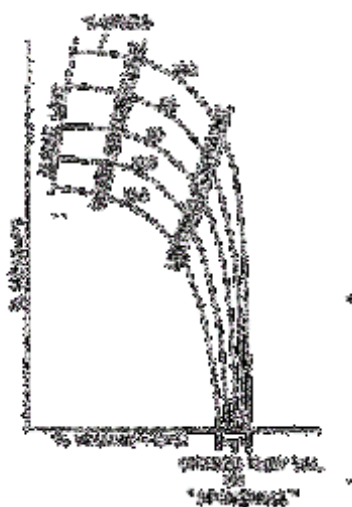


Figura 2-19 - Representação gráfica do que é Stonewall e Surge

Fonte: Manual Carrier Technical Development Program – Centrifugal Refrigerant Equipment, 1983

2.5. TROCADORES DE CALOR DO CHILLER

2.5.1. EVAPORADOR

O evaporador ou *cooler* é o componente onde efetivamente acontece o efeito de resfriamento. Em *chillers* centrífugos são normalmente utilizados trocadores de calor tipo *shell and tube* do tipo inundado (*flooded*): água passando dentro dos tubos e refrigerante no casco.

Outro modelo de evaporador *shell and tube* bastante utilizado em *chillers* é o tipo expansão direta ou em inglês, *DX*: refrigerante passando dentro dos tubos e água no casco, mas é raramente utilizado em *chillers* centrífugos (figura 2-20).

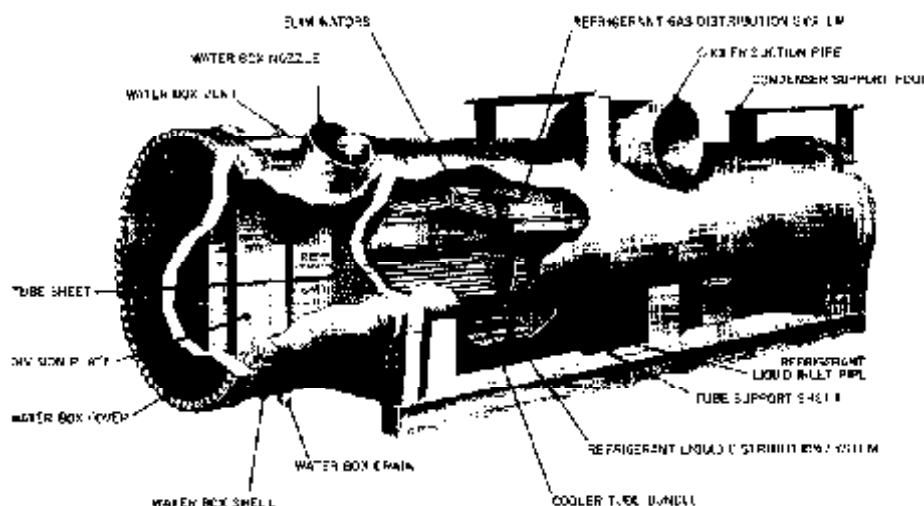


Figura 2-20 - Partes de um evaporador

Fonte: Manual Carrier *Technical Development Program – Centrifugal Refrigerant Equipment*, 1983

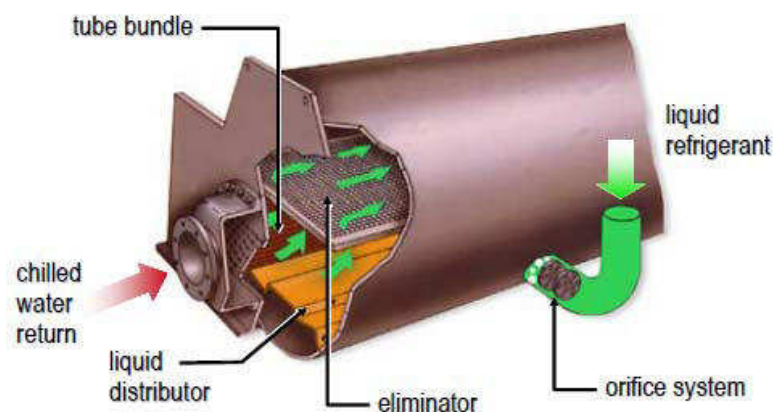


Figura 2-21 – Fluxos de refrigerante e de água de um evaporador

Fonte: Manual Trane *Centrifugal Water Chillers*, 2012 - TRG-TRC010-EM

No evaporador inundado o líquido refrigerante em baixa pressão entra pela parte inferior do vaso e o refrigerante evaporado sai pela parte superior após trocar calor com a água que retorna do sistema e que passa internamente aos tubos (figura 2-21).

A figura 2-22 mostra (com um trocador esquemático de um único tubo) como ocorre a transferência de calor no evaporador:

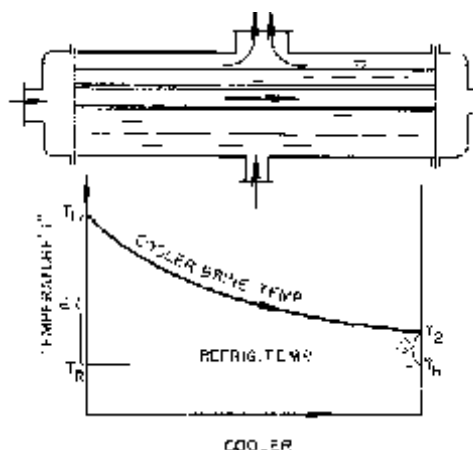


Figura 2-22 - Transferência de calor no evaporador

Fonte: Manual Carrier *Technical Development Program – Centrifugal Refrigerant Equipment*, 1983

No evaporador de um *chiller*, se a temperatura de saída da água gelada diminui, a temperatura e pressão do refrigerante também deve diminuir e vice-versa. Com isso, o trabalho do compressor também se altera: normalmente aumenta de 1,8% para 4% por °C (1% para 2,2% por °F). Sempre considerando o consumo de energia do sistema inteiro – não somente do *chiller*. Importante lembrar que a redução da temperatura de saída pode penalizar o *chiller*, mas pode ser benéfico para as bombas porque menos água é bombeada para o sistema.

Como é um trocador de calor, o evaporador é sensível a vazão de água:

- ✓ Vazões excessivas (fluxo turbulento) = alta velocidade, erosão, vibração e ruído;
- ✓ Vazões insuficientes (fluxo laminar) = redução da transferência de calor e má performance do *chiller* e até aumento dos depósitos (*fouling factor*);

As vazões de água do evaporador devem ser sempre mantidas dentro dos limites especificados por cada fabricante. Outra informação importante é taxa de

variação de vazão que cada *chiller* permite. Alguns tem controles que podem tolerar variações de vazão de até 30% por minuto ou mais. Isso é muito importante quando se trabalha com sistemas de vazão variável que será um tema abordado mais adiante.

2.5.2. CONDENSADOR

O calor total a ser rejeitado pelo condensador de um *chiller* é a soma do que foi absorvido pelo evaporador ao resfriar a água e do trabalho do compressor e as ineficiências do motor. Em *chiller* com compressores "herméticos" (motor e compressor em um mesmo casco) todas as cargas são rejeitadas no condensador. Em *chiller* com compressor "aberto" (motor e compressor separados e conectados por um eixo), o calor do motor é rejeitado para o ar das redondezas.

Em *chillers* centrífugos normalmente é usado um trocador *shell and tube* (figura 2-23). Assim como no evaporador, o refrigerante está no casco e irá absorver o calor do fluido que está interno aos tubos. Esse fluido é normalmente água (pode ser de diversas fontes, de redes municipais, rios, lagos e até água do mar) e será necessária uma torre de resfriamento para que ela possa ser resfriada e retornar ao ciclo de refrigeração.

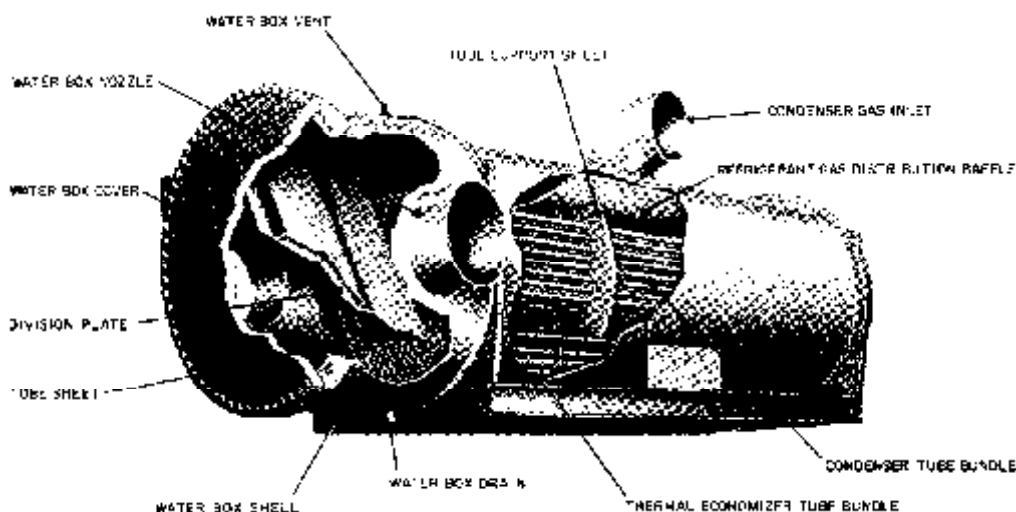


Figura 2-23 - Partes de um condensador

Fonte: Manual Carrier *Technical Development Program – Centrifugal Refrigerant Equipment*, 1983

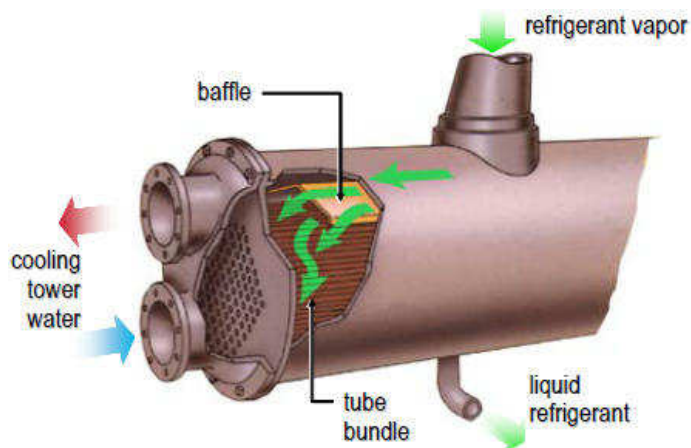


Figura 2-24 - Fluxos de refrigerante e de água de um condensador

Fonte: Manual Trane *Centrifugal Water Chillers*, 2012 - TRG-TRC010-EN

O refrigerante sob a vapor em alta pressão entra pela parte superior do condensador e sai sob a forma de líquido condensado a alta pressão na parte inferior do vaso e é encaminhado para o elemento de expansão (figura 2-24). A água de resfriamento passa primeiro pelos feixes de tubos inferiores e sai pelo feixe de tubos superiores. Essa configuração contra-corrente faz com que haja uma troca mais uniforme de calor no condensador. A figura 2-25 mostra (com um trocador esquemático de um tubo) como ocorre a transferência de calor no condensador:

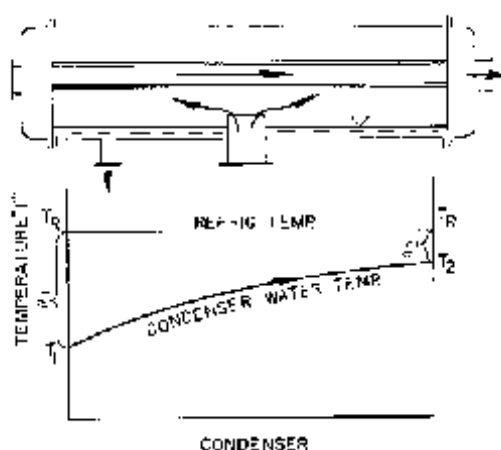


Figura 2-25 - Transferência de calor no condensador

Fonte: Manual Carrier *Technical Development Program – Centrifugal Refrigerant Equipment*, 1983

Para o condensador, é similar ao evaporador: se a temperatura de saída de água do condensador aumenta, a temperatura e pressão do refrigerante também deve aumentar e vice-versa. Com isso, o trabalho do compressor também se altera: normalmente aumenta de 1,8% para 4% por °C (1% para 2,2% por °F). Sempre

considerando o consumo de energia do sistema inteiro - não somente do *chiller*. Importante lembrar que o aumento da temperatura de saída pode penalizar o *chiller*, mas pode ser benéfico para as bombas e torres de resfriamento porque usa menores taxas de vazão. Assim como o evaporador, o condensador também é sensível a vazão de água:

- ✓ Vazões excessivas (fluxo turbulento) = alta velocidade, erosão, vibração e ruído;
- ✓ Vazões insuficientes (fluxo laminar) = redução da transferência de calor e má performance do *chiller* e até aumento dos depósitos (*fouling factor*);

Portanto, as vazões de água do condensador devem ser sempre mantidas dentro dos limites especificados por cada fabricante exceto durante condições transientes que ocorrem no startup.

2.5.3. BALANÇO DE CALOR DOS FLUIDOS

A água nos tubos do evaporador é resfriada de T_1 para T_2 transferindo calor para o refrigerante e, de forma análoga no condensador, a água de resfriamento é aquecida de T_1 para T_2 recebendo calor do refrigerante (figura 2-26).

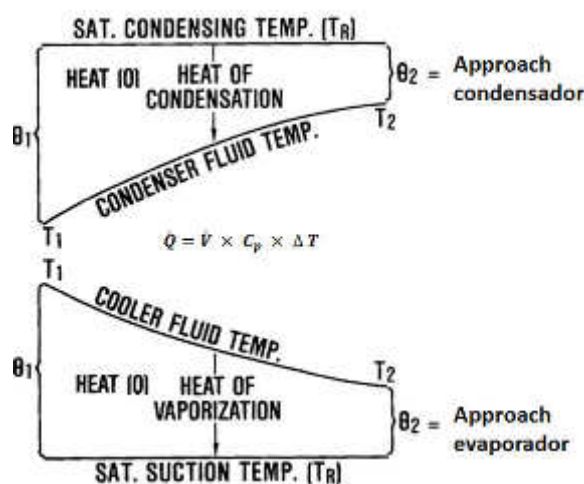


Figura 2-26 – Representação da troca de calor e approaches no evaporador e condensador

Fonte: Manual Carrier *Technical Development Program – Centrifugal Refrigerant Equipment*, 1983

A quantidade de trocada pode ser expressa pela expressão simples:

$$\dot{Q} = \dot{V} \times C_p \times \Delta T, \text{ onde:} \quad (2.1)$$

$\dot{Q}$ = quantidade de calor trocado (Btu/h) ou ($kCal/h$)

$\dot{V}$ = vazão em massa da água (lb/h) ou (kg/h)

C_p = calor específico a pressão constante da água ($Btu/lb^{\circ}F$) ou ($kCal/kg^{\circ}C$)

ΔT = diferencial de temperatura da água ($^{\circ}C$ ou $^{\circ}F$)

Um conceito que também será útil para entender o que será descrito mais adiante neste trabalho é o de *approach*. Ele é a diferença de temperatura saturada do refrigerante e a temperatura de saída de água do trocador (figura 2-27). O *approach* nos mostra a eficiência de troca de calor do evaporador ou condensador.

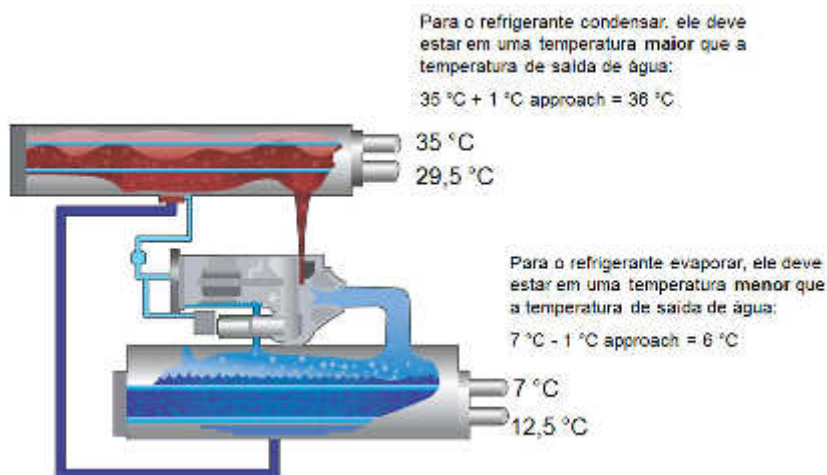


Figura 2-27 - Representação numérica do approach no evaporador e condensador

Fonte: adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Carrier

2.6. CENTRAIS DE ÁGUA GELADA (CAG)

No item 2.1 foi apresentado de forma sucinta os diversos tipos de composição de sistemas, dentre eles o “Sistema a água ou Todo água” que é o que utiliza *chillers* em sua composição de equipamentos para resfriamento da água que será utilizada para o condicionamento do ar (conhecido como “sistema de expansão

indireta” pois não é o refrigerante que resfria diretamente o ar e sim a água gelada ou *brine* que foi previamente resfriada pelo refrigerante).

Uma CAG nada mais é que uma sala de máquinas (figuras 2-29, 2-30 e 2-31), é o local onde estão instalados todos os equipamentos necessários a produção de água gelada para atender a edificação, sendo que também pode ser produzido no mesmo local, água quente, vapor de água e até geração de energia elétrica. É uma opção muita usada em shopping-centers, hospitais, grandes edificações, universidades, grandes indústrias, etc.

Nos USA, segundo *ASHRAE 2008 HVAC Systems and Equipment Handbook*, as CAG's representam cerca de 25% das instalações de ar condicionado. No Brasil, uma apresentação da ABRAVA em 2015, mostrou que esse tipo de instalação vem caindo conforme ilustrado nos gráficos da figura 2-28:

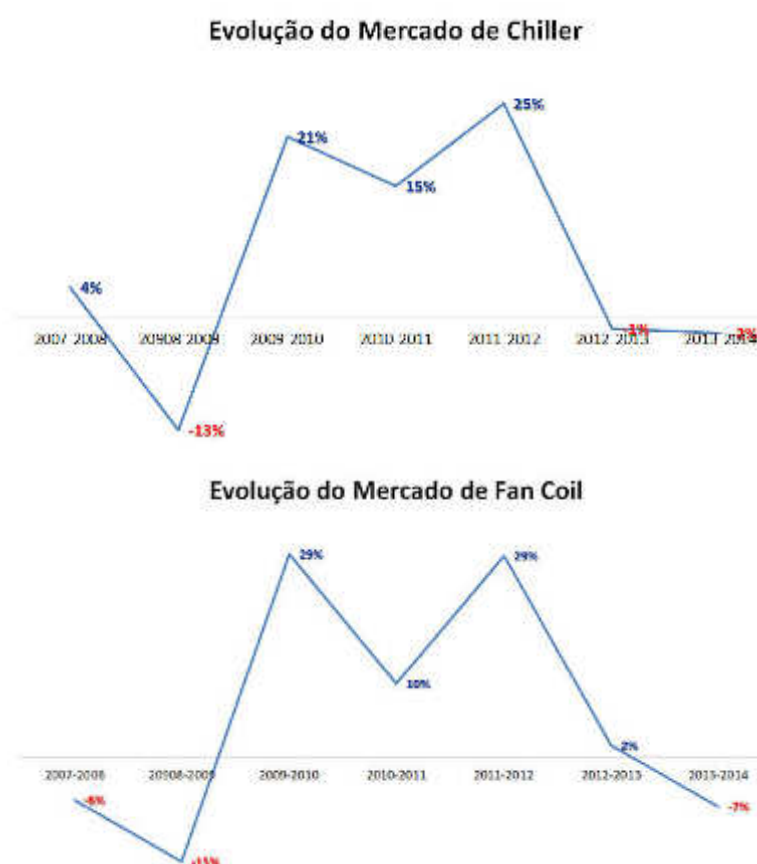


Figura 2-28 – Evolução do mercado de *chiller* e *fan-coil* segundo ABRAVA – dados de 2015

Fonte: disponível em: <abrava.com.br/arquivos/3/5d094289826f5b909aa5cc9aae7fb0fe.pptx> Acesso em ago.

Um conceito derivado da CAG é o do chamado *district cooling* que ao invés de atender uma edificação pode atender várias ao mesmo tempo e fornecendo vários tipos de utilidades.

Todo sistema de resfriamento é localizado em uma única área, facilitando a operação e manutenção do sistema. Outra grande vantagem é que os ruídos produzidos pelos equipamentos utilizados no sistema de produção da água gelada e outras utilidades ficam limitados a esse local fechado não causando os problemas que muitas vezes ocorrem quando eles são instalados em áreas externas próximas a outras edificações. Além disso, os equipamentos são robustos e projetados para ter uma vida muito mais longa que os utilizados em outros tipos de instalações de condicionamento de ar.

Existe uma norma brasileira que deve ser utilizada quando é feito um projeto de CAG: NBR 16069:2010 - Segurança em sistemas frigoríficos. Ela estabelece padrões para a segurança no projeto, construção, instalação e operação e foi baseada na *ASHRAE Standard 15:2007 (Safety Standard for Refrigeration Systems and Designation and Classification of Refrigerants)* e na EN 378:2008 (*European Standard for the design and construction of refrigeration systems*).



Figura 2-29 - Exemplo de CAG

Fonte: disponível em: < http://www.neoplan.com.br/wp-content/uploads/2012/09/kraft-05611-2011-08-25_805-Central-Utilidades.jpg > Acesso em ago. 2016



Figura 2-30 - Exemplo de CAG

Fonte: disponível em: < http://www.ambientegegado.com.br/v40/images/stories/revista/3Education-City_all-chillers_daikin.jpg > Acesso em ago. 2016



Figura 2-31 – Exemplo de CAG

Fonte: disponível em: < <http://static.webarcondicionado.com.br/blog/uploads/2012/10/2601129-3963-rec2.jpg> > Acesso em ago. 2016

A água gelada que é produzida na CAG, é bombeada e distribuída por uma rede de tubulações isoladas para todas as áreas que devem ser condicionadas. O condicionamento do ar é finalmente realizado por unidades terminais denominadas de “climatizadores” (também chamados de *fan-coils* ou *air-handlers*), que são compostos

basicamente de filtros, um conjunto de ventilador e motor que realiza a movimentação do ar e por uma serpentina na qual circula a água gelada e válvulas de controle (de 2 ou 3 vias) que controlam o fluxo de entrada de água na mesma (figura 2-32).

A serpentina é a responsável pelo processo psicométrico de resfriamento e/ou desumidificação do ar. Ela recebe sinais elétricos na válvula de controle instalada de saída da serpentina (que é retorno para o *chiller*) para circulação de maior ou menor quantidade de água gelada. Esses sinais são transmitidos pelos sensores de temperatura e umidade que existem nos espaços que estão sendo condicionados.

Importante citar que também podem haver nos climatizadores outros componentes destinados ao condicionamento de ar: serpentinas de água quente e vapor, resistências de aquecimento, diversos tipos de filtros, dampers, etc.



Figura 2-32 - Diversas configurações de *fan-coils* ou *air handlers*

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

A CAG também contém muitos outros componentes, dentre eles podemos citar: sensores, medidores de vazões, válvulas de controle, de balanceamento, de retenção, purgadores de ar, etc.

2.6.1. BOMBAS E TUBULAÇÕES

A finalidade das bombas centrífugas é a circulação de água gelada através de um circuito fechado de tubulações adequadamente dimensionadas e que interligam o *chiller* com os pontos terminais de carga.

Na CAG também estão as bombas centrífugas de água de condensação que levam a água de resfriamento dos condensadores até as torres de resfriamento.

Todas essas bombas têm que “vencer” as perdas de pressão do sistema de tubulações, válvulas e *chiller*. Várias bombas são frequentemente utilizadas para que exista redundância (segurança e manutenção).

Como se trata de um sistema fechado, também é necessária a existência de um tanque de expansão que permita a contração e a expansão do volume de água de acordo com as variações de temperatura.

3. CIRCUITOS DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA: PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO

A rede de tubulações de água gelada de uma CAG pode ser dividida em 3 grandes partes: produção, distribuição e consumo. O diagrama da figura 3-1 exemplifica essa divisão:

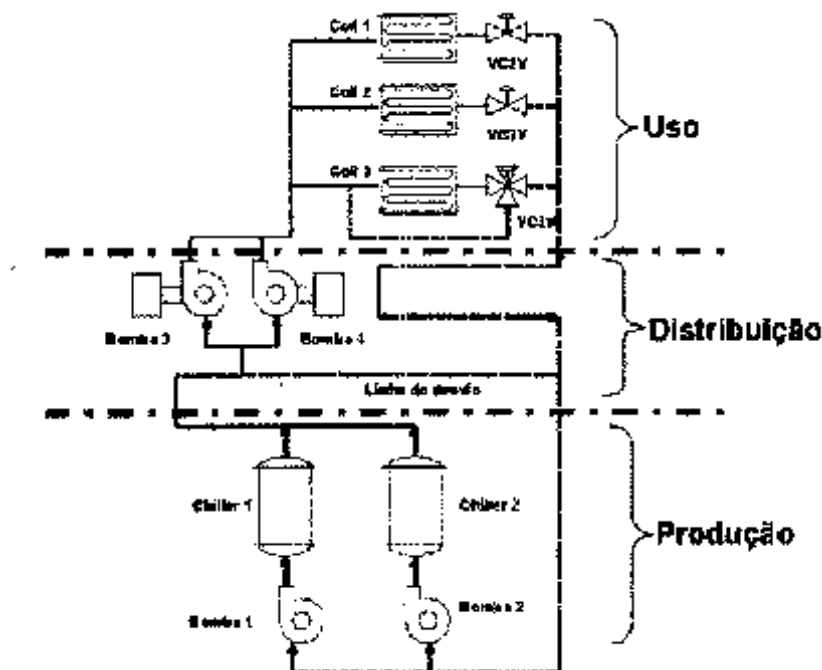


Figura 3-1 – Representação esquemática do circuito hidráulico de uma CAG

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

O circuito hidráulico primário de água gelada é aquele que normalmente tem seus limites dentro da CAG e engloba o *chiller* e sua respectiva bomba, que é chamada de “bomba primária”. Está representado na figura acima como “produção”.

O circuito hidráulico secundário de água gelada normalmente tem sua fronteira no sistema de climatizadores. Também possui bombas, que são chamadas de “bombas secundárias”. Está representado na figura acima como “distribuição e uso”.

Na figura 3-2 temos o conceito que foi descrito, mas cabe notar que em algumas instalações pode existir somente o circuito primário.

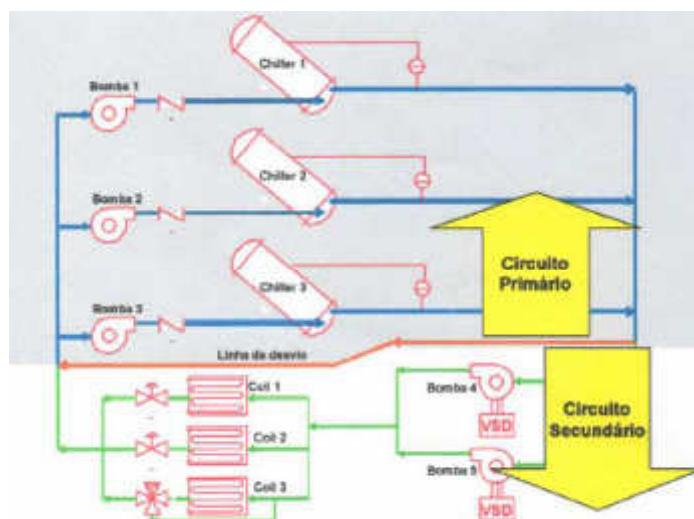


Figura 3-2 – Representação esquemática de circuito hidráulico primário e secundário

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

3.1. CONTROLE DE VAZÃO DE ÁGUA NAS SERPENTINAS

As válvulas de 2 ou 3 vias controlam a quantidade de água que passa pela serpentina em resposta a carga térmica (quantidade de calor que deve ser retirada do ar).

A válvula de 3 vias é utilizada quando se quer uma vazão constante independente da carga térmica. A vazão de água que não é utilizada no resfriamento temperatura de saída de água da serpentina é reduzida em condições de carga parcial (figura 3-3).

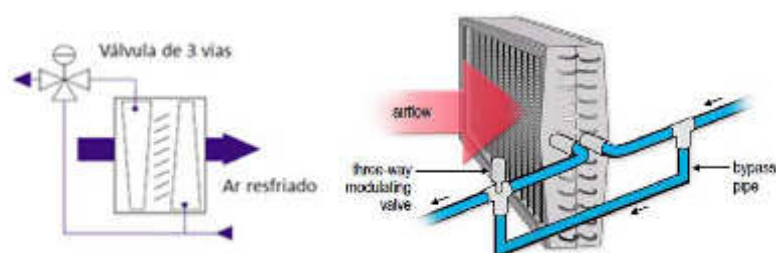


Figura 3-3 – Representação esquemática de uma válvula de controle de 3 vias em uma serpentina de resfriamento

Fonte: Manual Trane Chilled Water Systems - TRG-TRC016-EN 24 Aug. 2012

Quando se utiliza válvula de 2 vias, nenhuma quantidade de água é desviada e toda vazão passa pela serpentina. A temperatura da água que deixa a serpentina não é modificada pelo *by-pass*, portanto em cargas parciais a temperatura

de retorno da água é mais elevada que quando é usado uma válvula de 3 vias (figura 3-4).

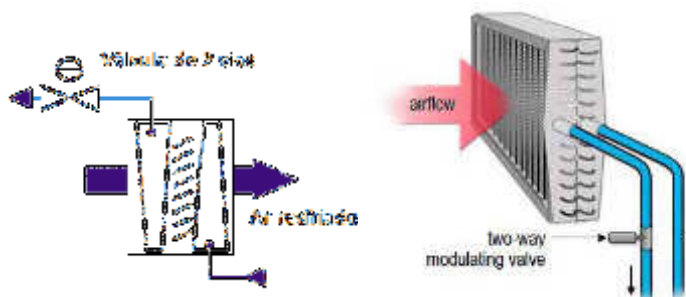


Figura 3-4 - Representação esquemática de uma válvula de controle de 3 vias em uma serpentina de resfriamento

Fonte: Manual Trane *Chilled Water Systems* - TRG-TRC016-EN 24 Aug. 2012

A água resfriada (conhecida como água gelada) sempre entra na serpentina na parte inferior e na conexão mais próxima a face de saída do ar e tem sua saída na parte superior e na face de entrada do ar na serpentina. Essa disposição dos fluxos de ar e água em contra-corrente proporciona uma melhor transferência de calor: a água mais fria em contato com o ar mais frio e água mais quente em contato com o ar mais quente. Isso é exemplificado na figura 3-5:

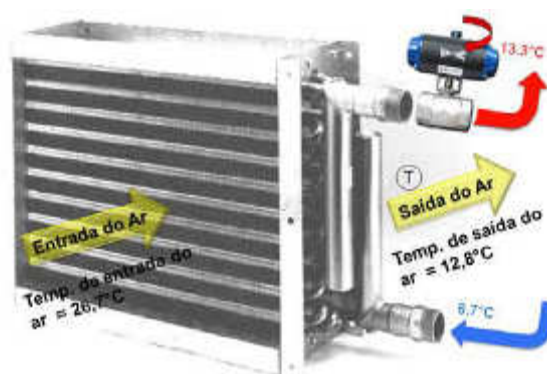


Figura 3-5 – Disposição dos fluxos de ar e água em uma serpentina de resfriamento

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

A válvula de 2 ou 3 vias fica localizada na conexão de saída de água da serpentina e controla a vazão de água da seguinte maneira:

- ✓ Quando ela abre, a perda de pressão no circuito diminui
- ✓ Quando ela fecha, a perda de pressão no circuito aumenta

Um sensor de temperatura é localizado na face de saída do ar da serpentina e é conectado a um controlador que tem um set-point já programado para a temperatura de saída do ar por exemplo, $12,8^{\circ}\text{C}$. Se por causa de um aumento na temperatura do ar externo, a temperatura de entrada do ar na serpentina aumenta e em consequência a temperatura de saída também, por exemplo $13,3^{\circ}\text{C}$, o controlador nota a diferença (de $12,8^{\circ}\text{C}$ para $13,3^{\circ}\text{C}$) e envia um sinal para a abertura da válvula que libera mais vazão de água. Essa vazão adicional aumenta a capacidade de troca de calor da serpentina e faz com a temperatura de saída retorne ao set-point de $12,8^{\circ}\text{C}$ (figura 3-6).

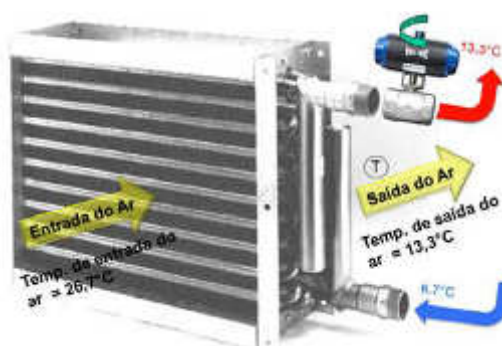


Figura 3-6 – Exemplo de abertura da válvula de controle

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

Da mesma maneira, se a temperatura do ar externo diminui e a temperatura de entrada do ar na serpentina diminui e em consequência a temperatura de saída também, por exemplo $12,2^{\circ}\text{C}$, o controlador nota a diferença (de $12,8^{\circ}\text{C}$ para $12,2^{\circ}\text{C}$) e envia um sinal para o fechamento da válvula que diminui a vazão de água. Esse efeito diminui a capacidade de troca de calor da serpentina e faz com a temperatura de saída retorne ao set-point de $12,8^{\circ}\text{C}$ (figura 3-7).



Figura 3-7 - Exemplo de fechamento da válvula de controle

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

3.2. VAZÃO CONSTANTE E VARIÁVEL

Um sistema de distribuição de água eficiente e bem projetado pode conduzir a expressivos ganhos de eficiência no uso de energia de bombeamento.

Como já vimos, de maneira simplificada podemos dizer que a vazão de água gelada é a carga térmica (ou capacidade do sistema) dividida pelo diferencial de temperatura de entrada e saída de água gelada (sem fazer referências a unidades):

$$\text{Capacidade} = \text{Vazão de água} \times \Delta T \quad (3.1)$$

Tanto o circuito primário como o secundário pode ser projetado para ter vazão constante (quando a temperatura de retorno da água é variável) ou variável (quando a temperatura de retorno da água é constante).

Uma opção que vem sendo muito usada é um maior diferencial de temperatura na água gelada, para reduzir o diâmetro das tubulações com consequente redução nos custos de instalação, da perda de carga do sistema, do tamanho das bombas de água e da potência consumida no sistema de bombeamento.

A escolha do sistema de distribuição de água é determinante na escolha do tipo de arranjo de instalação para os *chillers* (esse assunto será detalhado a frente do trabalho). Os 3 sistemas típicos utilizados em CAG's são:

- ✓ Circuito primário com fluxo constante (**FPC**)
- ✓ Circuito primário com fluxo constante + Circuito Secundário com fluxo variável (**FP/S**)
- ✓ Circuito primário com fluxo variável (**FPV**)

Na tabela 3-1 está um resumo rápido das vantagens e desvantagens e de cada um deles:

Tabela 3-1- Tabela comparativa de sistemas de distribuição de água em uma CAG

Configuração	Válvula	Custo de:	
		Instalação	Bombeamento
Fluxo Primário constante (FPC)	3 vias	Mais baixo	Mais alto
Fluxo Primário constante + Fluxo Secundário variável (FP/S)	2 vias	Mais alto	Médio
Fluxo Primário variável (FPV)	2 vias	Médio	Mais alto

Fonte: Elaboração própria

Uma maneira simples de entender cada tipo de sistema é através de exemplos e desenhos esquemáticos, como será visto a seguir.

3.2.1. VAZÃO CONSTANTE NO CIRCUITO PRIMÁRIO (FPC)

O tipo de configuração hidráulica mais antiga é chamado de fluxo primário constante (FPC). Essa configuração é normalmente utilizada em pequenos sistemas com projetos simples. As vantagens do FPC é o baixo custo de instalação, menor área ocupada, facilidade de controle, operação e comissionamento, mas tem uma grande desvantagem que é o alto custo de operação, pois mesmo quando a necessidade de carga térmica (ou capacidade) do sistema é pequena, todos os equipamentos permanecem ligados.

No FPC, o diferencial de temperatura (ΔT) do sistema varia com a capacidade e a vazão permanece constante. No FPC:

$$\downarrow \text{Capacidade} = \text{Vazão de água} \times \downarrow \Delta T \quad (3.2)$$

$$\uparrow \text{Capacidade} = \text{Vazão de água} \times \uparrow \Delta T \quad (3.3)$$

A válvula de 3 vias é gradualmente ajustada para permitir (ou não) o desvio da vazão ao redor da serpentina para que seja atingida a temperatura de saída do ar desejada. Devemos notar que ΔT da serpentina permanece sempre o mesmo pois a vazão é diminuída proporcionalmente a necessidade de carga térmica.

Para o exemplo abaixo vamos adotar 3 *chillers* de 500 TR (1760 kW) com vazão nominal em cada evaporador de 63 l/s e, na condição de projeto a água tem que ser resfriada de 13,3°C para 6,7°C, um ΔT de projeto de 6,6 °C (figura 3-8):

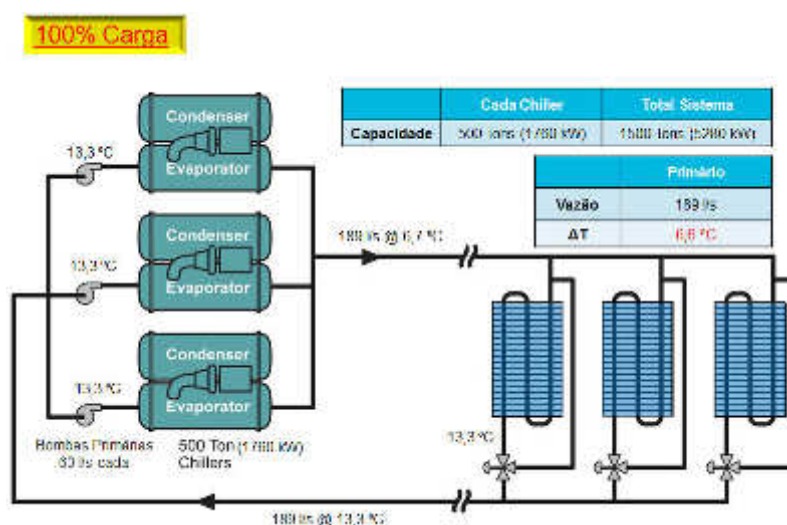


Figura 3-8 – Fluxograma de um circuito FPC com 100% de carga térmica

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

Quando a carga térmica do sistema cai para 75% (figura 3-9), temos ainda os 3 *chillers* ligados, cada um com 75% de sua capacidade: a vazão individual continua sendo de 63 l/s cada, mas com um ΔT de 5°C.

Nas serpentinas ocorre um desvio de 25% da vazão pelo *by-pass*: 47 l/s a temperatura de 6,7°C. Essa vazão será misturada com os 75% restantes que passam pela serpentina: 142 l/s a temperatura de 13,3°C. A temperatura da mistura será de 11,7°C que resulta em um ΔT no *chiller* de 5°C (11,7°C - 6,7°C).

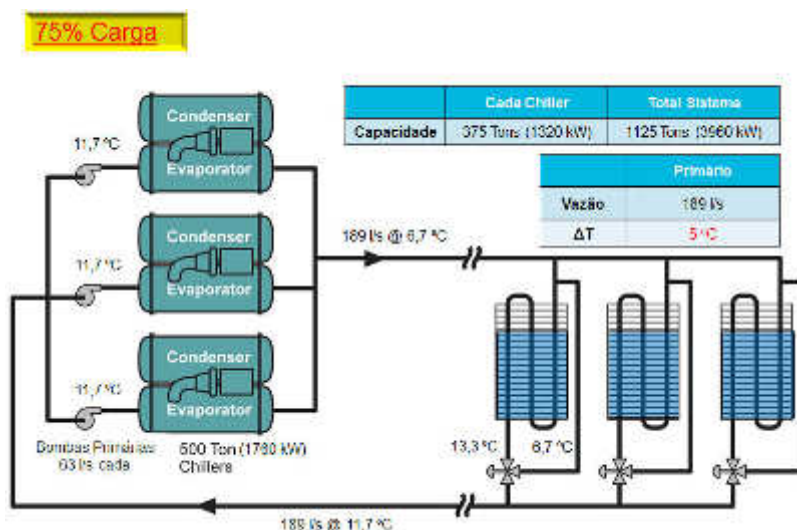


Figura 3-9 - Fluxograma de um circuito FPC com 75% de carga térmica

Fonte: adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

De forma análoga, quando a carga térmica do sistema cai para 50% (figura 3-10), temos ainda os 3 *chillers* ligados, cada um com 50% de sua capacidade: a vazão individual continua sendo de 63 l/s cada, mas com um ΔT de 3,3 °C.

Nas serpentinas ocorre um desvio de 50% da vazão pelo *by-pass*: 95 l/s a temperatura de 6,7°C. Essa vazão será misturada com os 50% restantes que passam pela serpentina: 95 l/s a temperatura de 13,3°C. A temperatura da mistura será de 10°C que resulta em um ΔT no *chiller* de 3,3°C (10°C – 6,7°C).

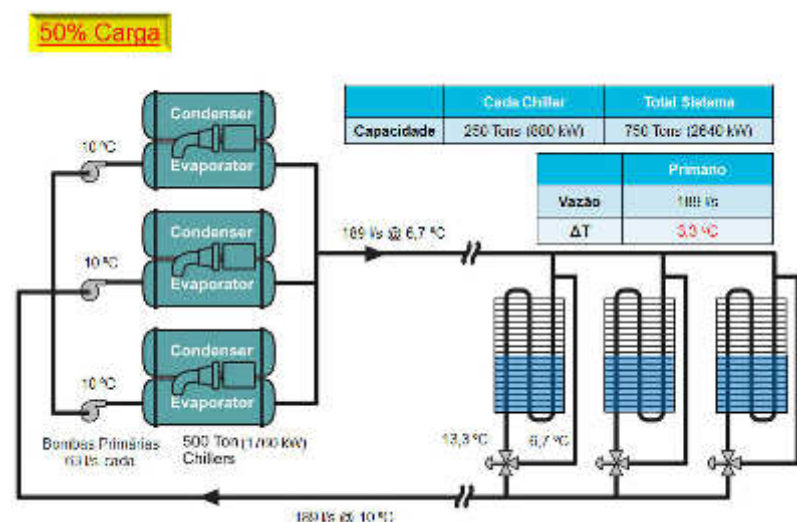


Figura 3-10 - Fluxograma de um circuito FPC com 50% de carga térmica

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

E quando a carga térmica do sistema cai para 25% (figura 3-11), temos ainda os 3 *chillers* ligados, cada um com 25% de sua capacidade: a vazão individual continua sendo de 63 l/s cada, mas com um ΔT no *chiller* de 1,6°C.

Nas serpentinas ocorre um desvio de 75% da vazão pelo *by-pass*: 142 l/s a temperatura de 6,7°C. Essa vazão será misturada com os 25% restantes que passam pela serpentina: 47 l/s a temperatura de 13,3°C. A temperatura da mistura será de 8,3°C que resulta em um ΔT de 1,6°C (8,3°C – 6,7°C).

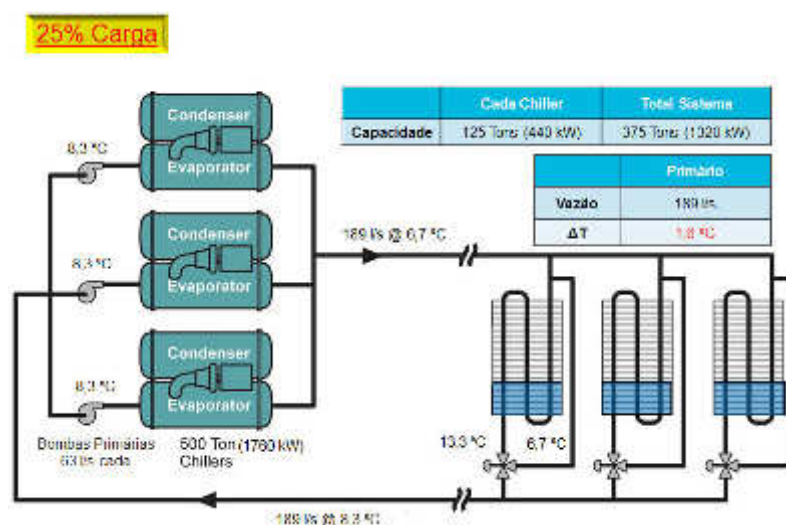


Figura 3-11 - Fluxograma de um circuito FPC com 25% de carga térmica

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

3.2.2. VAZÃO CONSTANTE NO CIRCUITO PRIMÁRIO E VARIÁVEL NO CIRCUITO SECUNDÁRIO (FP/S)

A operação eficiente de sistemas de água gelada em carga parcial foi alcançada com sucesso a partir da adoção de sistema de vazão de água variável – circuito primário com secundário variável (FP/S). Nesse tipo de sistema, as válvulas de controle são de duas vias e o desvio (*by-pass*) de água gelada para o controle de capacidade é único, efetuado na central de água gelada. Portanto, a vazão de água gelada circulante em todo o prédio varia com a carga térmica, possibilitando assim a redução da potência consumida nas bombas com a aplicação de variadores de frequência.

Esse sistema é muito comum, principalmente em grandes instalações e tipo *district cooling*. O circuito primário mantém uma vazão constante através dos *chillers*

utilizando bombas menores de velocidade constante. Cada *chiller* pode ter sua bomba e tubulação independente (bombas dedicadas – figura 3-12) ou serem interligadas, (figura 3-13):

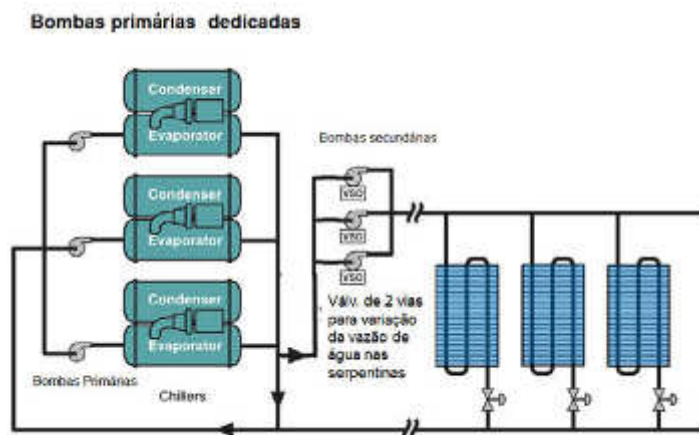


Figura 3-12 – Fluxograma de bombas independentes no circuito primário

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

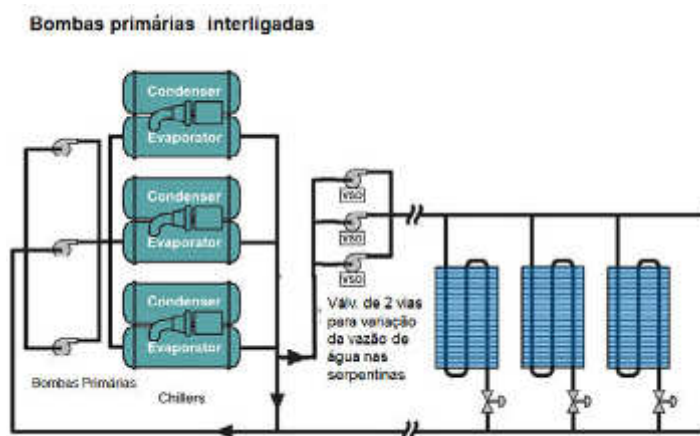


Figura 3-13 - Fluxograma de bombas interligadas no circuito primário

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

A opção com bombas interligadas é mais usada quando os *chillers* são idênticos, isso devido à dificuldade de balanceamento quando se tem diferentes capacidades.

Projetos com vazão variável podem melhorar o uso de energia e aumentar a capacidade da tubulação do sistema pelo uso diversificado. Para manter um diferencial de temperatura alto mesmo em carga parcial, a distribuição de vazão deve acompanhar a demanda da carga térmica. Bombas com variadores de velocidade reduzem a vazão e pressão quando em carga parcial e assim economizam energia.

Válvulas de duas vias fornecem uma temperatura de retorno alta o suficiente para indicar a necessidade de mudança de vazão que espelha a mudança da demanda de carga térmica.

$$\downarrow \text{Capacidade primário} = \text{Vazão de água} \times \downarrow \Delta T \quad (3.1)$$

$$\downarrow \text{Capacidade secundário} = \downarrow \text{Vazão de água} \times \Delta T \quad (3.2)$$

Regra: **Vazão do primário** dever ser igual ou maior que **vazão do secundário**

Como o FP/S vem sendo muito usado há anos e, portanto, já é bem conhecido, é fácil de controlar e comissionar. Como são circuitos separados, é fácil segregar e corrigir problemas relacionados a vazão e pressão. Outra vantagem é que permite um sequenciamento do funcionamento dos *chiller* e bombas o que resulta em menor consumo de energia. É também um sistema versátil pois pode combinar um sistema primário com vários secundários. Sua desvantagem é o alto custo de instalação e potencial para a chamada “síndrome do baixo ΔT ”.

No exemplo a seguir, são usadas duas bombas secundárias de vazão variável (cada uma para metade da vazão do sistema) e uma bomba reserva. Não existe correlação entre a quantidade de *chillers* e o número de bombas secundárias, normalmente são duas ou três, mas depende de cada projeto.

As válvulas das serpentinas são de 2 vias, não existe desvio de água nas serpentinas. Existe uma interligação hidráulica entre os dois circuitos, com isso as variações de pressão e vazões em circuito não afetam o outro. Quando o sistema é operado corretamente eles compartilham vazão e temperatura. A finalidade desse *by-pass* é fazer o desvio da vazão de água do circuito primário que não está sendo usado pelo circuito secundário (que corresponde a soma de vazão das serpentinas). E embora, o sentido do fluxo nessa interligação possa ser em qualquer direção, é importante que ele seja sempre da fonte fria para o retorno mais quente e não vice-versa, caso contrário o sistema sai fora de controle (existem critérios de projeto dessa tubulação de *by-pass* que procura assegurar esse sentido de fluxo).

Nosso exemplo usa o arranjo mais comum de bombeamento, que é o com bombas dedicadas. Ele é mais fácil de balancear, principalmente se estiverem sendo usados *chillers* de diferentes tamanhos.

São 3 *chillers* de 500 TR (1760 kW) com vazão nominal no evaporador de 63 l/s e na condição de projeto a água tem que ser resfriada de 13,3°C para 6,7°C, um ΔT de 6,6 °C (figura 3-14).

Portanto, temos uma vazão de 189 l/s no circuito primário que tem uma perda de pressão de 152 kPa e uma vazão de 189 l/s no circuito secundário que tem uma perda de pressão de 303 kPa. As válvulas de 2 vias das serpentinas estão totalmente abertas e como as vazões estão equilibradas, não há vazão no tubo de interligação.

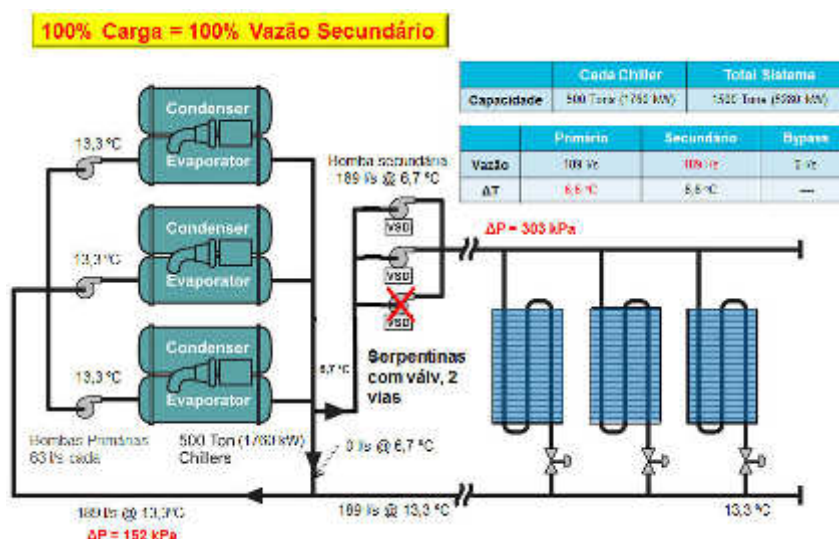


Figura 3-14 - Fluxograma de um circuito FP/S com 100% de carga térmica

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

Quando a carga térmica do sistema cai para 75% (figura 3-15), temos os 3 *chillers* ligados, cada um com 75% de capacidade: a vazão individual continua sendo de 63 l/s, mas com um ΔT de 5°C no circuito primário.

Já no circuito secundário, as bombas secundárias bombeiam somente 75% da vazão nominal, ou seja, somente 142 l/s vão para as serpentinas e saem com a temperatura de 13,3°C mantendo o ΔT de 6,6°C (13,3°C – 6,7°C).

O excesso de vazão do circuito primário retorna pela tubulação de interligação (*by-pass*), ou seja, são desviados 47 l/s a 13,3°C. A mistura dos dois

fluxos, de 47 l/s e 142 l/s produz uma vazão de retorno para o *chiller* de 189 l/s a 11,7°C que produz o ΔT de 5°C (11,7°C – 6,7°C).

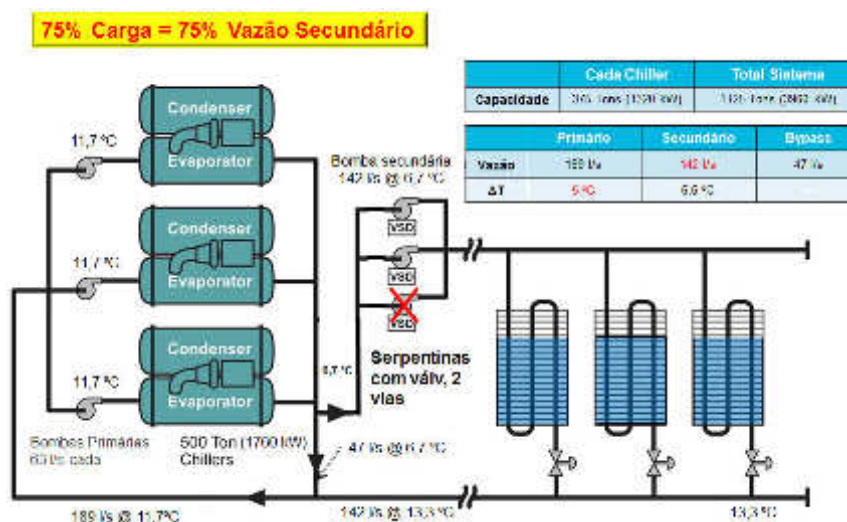


Figura 3-15 - Fluxograma de um circuito FP/S com 75% de carga térmica

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

Quando a carga térmica do sistema cai para 50% (figura 3-16), visando otimizar o uso de energia, podemos desligar um dos *chillers* (é o chamado sequenciamento de carga). Ficamos com 2 *chillers* ligados, cada um com 75% de sua capacidade: vazão individual de 63 l/s com um ΔT de 5°C no circuito primário. No circuito secundário, a vazão tem que diminuir 50%, então somente uma bomba é suficiente, podemos desligar a outra. O ΔT das serpentinas permanece o mesmo, 6,6°C.

O excesso de vazão do circuito primário retorna pela tubulação de interligação, ou seja, são desviados 32 l/s a 13,3°C. A mistura dos dois fluxos, de 32 l/s e 95 l/s (de retorno do circuito secundário) produz uma vazão de retorno para o circuito primário de 127 l/s a 11,7°C e um ΔT de 5°C (11,7°C – 6,7°C).

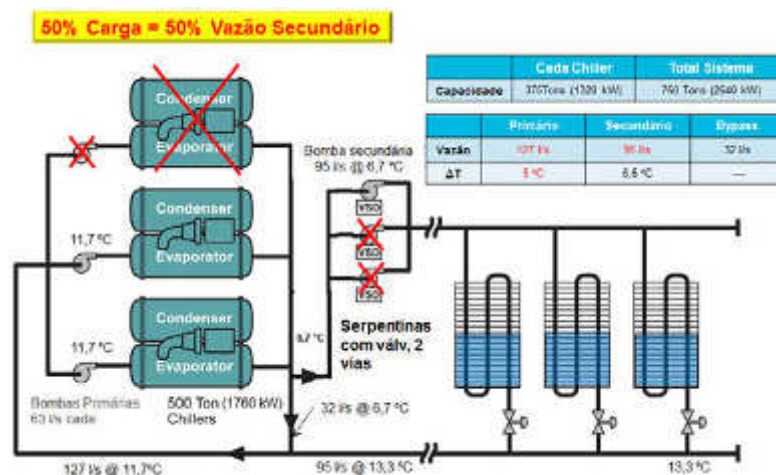


Figura 3-16 - Fluxograma de um circuito FP/S com 50% de carga térmica

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

Quando a carga térmica do sistema cai para 25% (figura 3-17), novamente para otimização do uso de energia (sequenciamento de carga), podemos desligar outro *chiller*. Agora ficamos somente com um *chiller* ligado com 75% de sua capacidade: vazão individual de 63 l/s com um ΔT de 5°C no circuito primário. No circuito secundário, a vazão tem que diminuir 75%, ela é reduzida para 47 l/s e o ΔT das serpentinas permanece o mesmo, 6,7°C.

O excesso de vazão do circuito primário retorna pela tubulação de interligação, ou seja, são desviados 16 l/s a 6,7°C. A mistura dos dois fluxos, de 16 l/s e o de 47 l/s (de retorno do circuito secundário) produz uma vazão de retorno para o circuito primário de 63 l/s a 11,7°C e um ΔT de 5°C (11,7°C – 6,7°C).

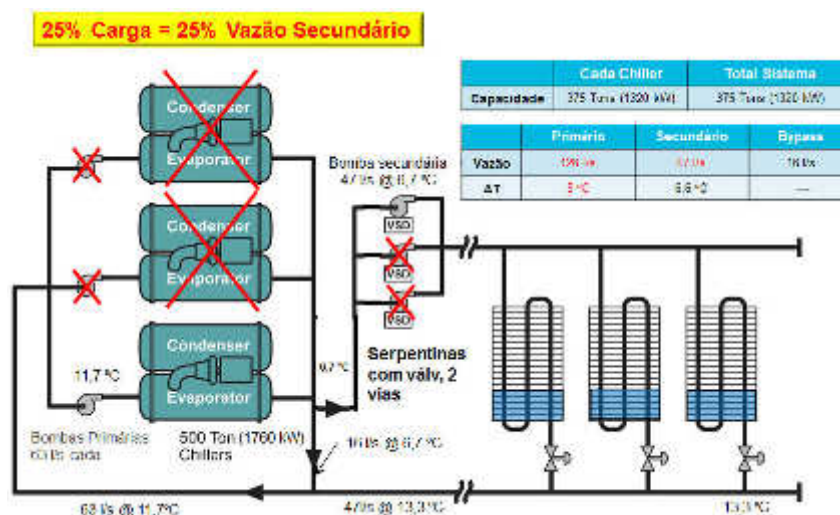


Figura 3-17 - Fluxograma de um circuito FP/S com 50% de carga térmica

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

3.2.2.1. CONTROLE DAS BOMBAS DO CIRCUITO SECUNDÁRIO

As bombas do circuito secundário usam variadores de velocidade que são controlados por um sensor de pressão diferencial que é colocado na “última serpentina”, que é a mais distante, portanto o ramo com maior perda de pressão (figura 3-18). Esse valor possibilita que a bomba possa diminuir a sua velocidade ao máximo e possa manter uma boa eficiência no bombeamento.

O valor de set- point do sensor é a soma das quedas de pressão da: serpentina mais válvula de controle de 2 vias mais outras pequenas perdas. Portanto, se a serpentina tem uma perda de carga de 36 kPa, a válvula de 40 kPa, o set-point pode ser de 76 kPa.

Quando a serpentina está necessitando de menos resfriamento, a válvula fecha para reduzir o fluxo, o que aumenta a perda de pressão através da válvula, aumentando a somatória da queda de pressão que o sensor percebe para 78 ou 80 kPa. Neste momento, um sinal é enviado para que a bomba diminua a velocidade e consequentemente a vazão para que novamente seja atingido 76 kPa.

De maneira similar, se a serpentina está necessitando de mais resfriamento, a válvula abre para aumentar o fluxo, o que diminui a perda de pressão através da válvula, diminuindo a somatória da queda de pressão que o sensor percebe para 70 kPa. Neste momento, um sinal é enviado para que a bomba aumente a velocidade e consequentemente a vazão para que novamente seja atingido 76 kPa.

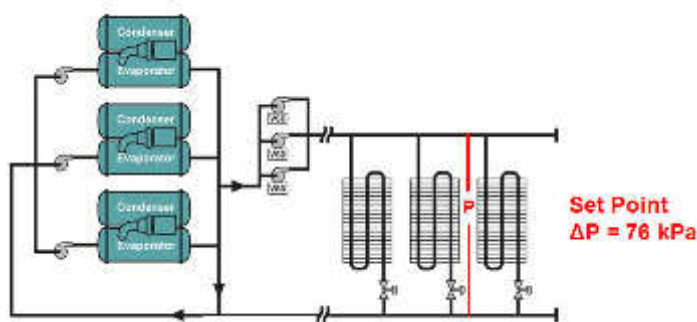


Figura 3-18 - Fluxograma da posição do sensor de pressão diferencial

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

3.2.3. VAZÃO VARIÁVEL NO CIRCUITO PRIMÁRIO (FPV)

É um sistema relativamente novo quando comparado aos dois anteriores, seu uso é relatado mais ou menos a partir de 1990. Na verdade, é grande circuito com vazão variável a partir de bombas com variadores de velocidade, e estas bombas podem ser independentes, dedicadas a cada *chiller* ou ter uma configuração interligada que é a mais empregada. Existe uma tubulação de interligação, que permanece fechada, entre a vazão de água que circula pelos *chillers* e a vazão de água que circula pelas serpentinas. Somente quando a vazão dos *chillers* fica abaixo da mínima permitida, a válvula de *by-pass* dessa interligação é aberta evitando que haja perigo de congelamento de água nos tubos dos evaporadores dos *chillers*. Esse assunto será detalhado a seguir.

A vazão variável no circuito primário só passou a ser possível devido aos sofisticados controles que hoje são aplicados aos *chiller* em geral, particularmente nos *chillers* centrífugos. Mesmo assim é prudente uma consulta ao fabricante para checar os valores de variação de vazão por minuto e um cuidadoso estudo e projeto do sistema de supervisão/automação que será utilizado para a CAG.

No exemplo (figura 3-19), vamos adotar 3 *chillers* de 500 TR (1760 kW) com vazão nominal no evaporador de 63 l/s, que na condição de projeto tem que resfriar água de 13,3°C para 6,7°C, um ΔT de 6,6 °C. As bombas têm um ΔP de 420 kPa e as válvulas de 2 vias estão totalmente abertas. A válvula de *by-pass* permanece fechada e só é aberta em caso de operação dos *chiller* abaixo de suas vazões mínimas.

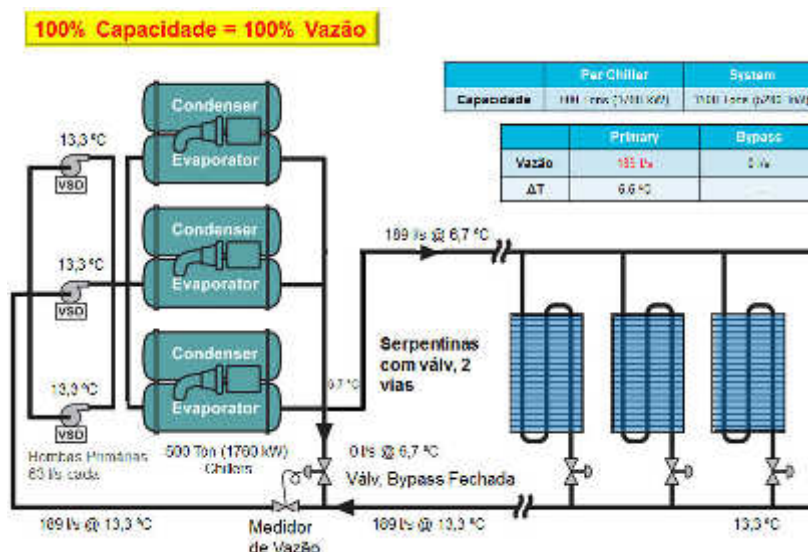


Figura 3-19 - Fluxograma de um circuito FPV com 100% de carga térmica

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

Quando a carga térmica do sistema cai para 75% (figura 3-20), a velocidade das bombas diminui para que a vazão em cada *chiller* seja de 47 l/s mantendo o resfriamento da água de 13,3°C para 6,7°C, um ΔT de 6,6 °C. Pelas serpentinas a vazão total é de 142 l/s com ΔT de 6,6 °C. Devemos notar que somente a vazão varia com a carga, o ΔT permanece constante.

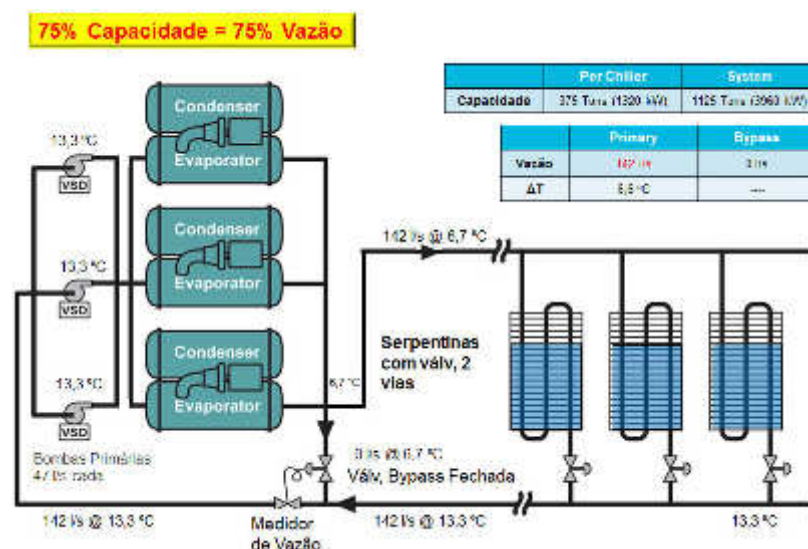


Figura 3-20 - Fluxograma de um circuito FPV com 75% de carga térmica

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

Quando a carga térmica do sistema diminui para 50% (figura 3-21) existem algumas opções:

- ✓ Funcionar 3 bombas ou desligar uma delas
- ✓ Funcionar 3 *chillers* ou desligar um deles
- ✓ Funcionar 3 bombas e somente 2 *chillers* desde que a tubulação esteja interligada e possibilite desconectar um *chiller*

Essa otimização deve ser estudada e decidida em função do que é mais eficiente do ponto de vista de economia de energia.

No exemplo abaixo, estamos supondo que os *chillers* usam compressores de velocidade constante, então a opção será por sequência de desligamento de *chiller* (se o exemplo utilizasse *chillers* com velocidade variável – VSD – poderíamos usar todos em carga parcial pois teriam maior eficiência). Portanto, temos 2 *chillers* e 2 bombas funcionando com 75% de capacidade, o que equivale a 47 l/s cada com um com ΔT de 6,6 °C. Pelas serpentinas a vazão total é de 95 l/s com ΔT de 6,6 °C.

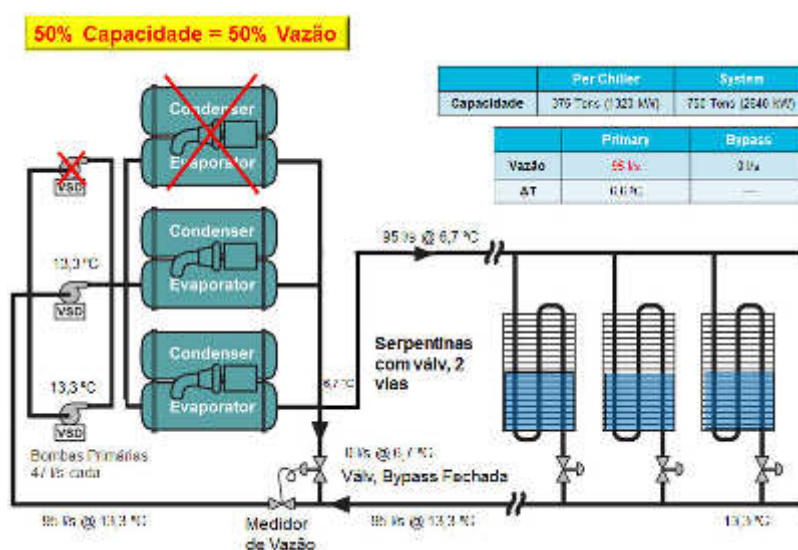


Figura 3-21 - Fluxograma de um circuito FPV com 75% de carga térmica

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

Com a capacidade do sistema em 25% (figura 3-22), também existem algumas opções:

- ✓ Funcionar 3 bombas ou desligar uma ou duas delas
- ✓ Funcionar 3 *chillers* ou desligar um ou dois deles

A lista de combinações possíveis para aproveitamento é extensa. Neste exemplo a opção será a de desligar mais um *chiller*. Portanto, temos um *chiller* e uma bomba funcionando com 75% de capacidade, o que equivale a 47 l/s com um ΔT de 6,6 °C. Pelas serpentinas a vazão total será a mesma de 47 l/s com ΔT de 6,6 °C.

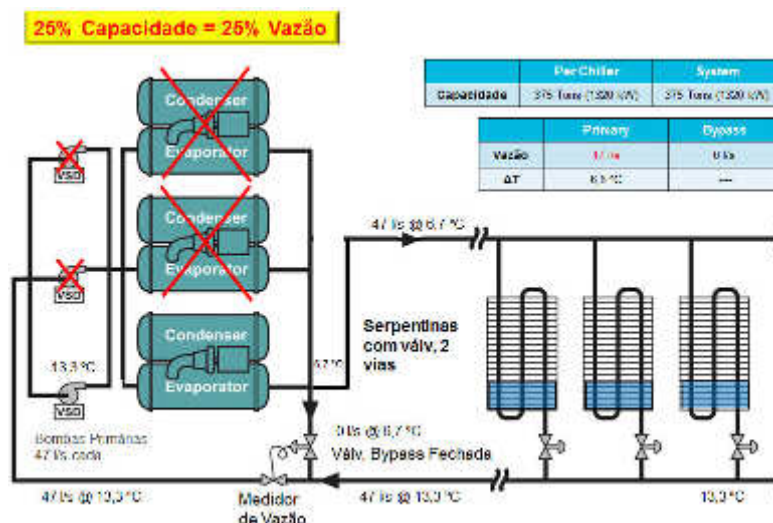


Figura 3-22 - Fluxograma de um circuito FPV com 75% de carga térmica

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

Uma situação que também pode acontecer é a de que seja necessária uma vazão de água nas serpentinas menor que a vazão mínima de um *chiller* (figura 3-23). Supondo que a vazão mínima do *chiller* neste exemplo seja de 16 l/s e que as serpentinas necessitem de apenas 6,3 l/s.

Neste caso, tão logo o medidor de vazão perceba a vazão abaixo do valor mínimo, a válvula de *by-pass* é aberta e o controlador irá modular para manter 16 l/s pelo medidor e o circuito passará a funcionar de maneira similar ao FP/S: vazão constante pelo *chiller* e variável pelas serpentinas. Uma vez que a capacidade do sistema volte a aumentar e consequentemente a vazão também, a válvula de *by-pass* volta a fechar novamente.

Vazão Primário Variável com **Modo Bypass**

Vazão do Sistema abaixo da Vazão mínima do chiller (**16 l/s**)

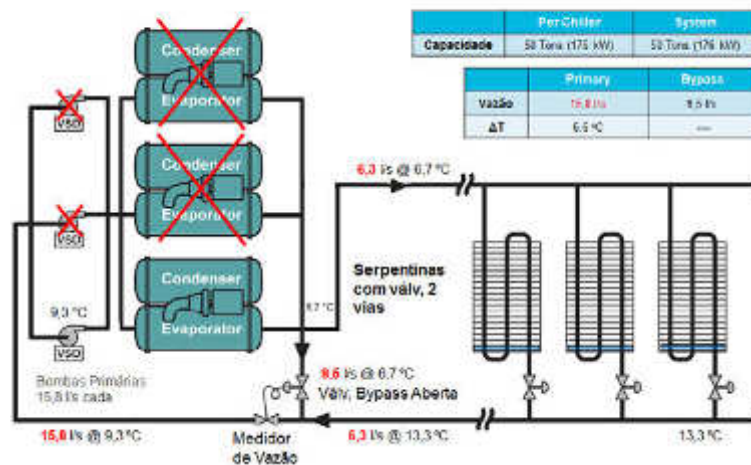


Figura 3-23 - Fluxograma de um circuito FPV com vazão abaixo da mínima do evaporador do *chiller*

Fonte: Adaptado de palestra interna para funcionários da empresa Johnson Controls

4. ARRANJOS DE POSICIONAMENTO

Muitas instalações são projetadas com mais de um *chiller* para aumentar a eficiência da planta e para que se tenha redundância em casos de falha ou necessidade de manutenção. Mas devem ser bem projetados para evitar que em cargas parciais uma quantidade desnecessária de *chillers* permaneçam ligados gastando energia de forma desnecessária.

Quanto a posição relativa de instalação dos *chillers* existem arranjos em paralelo ou série.

4.1. ARRANJOS EM PARALELO

Esse é tipo mais comum, a rede hidráulica de água gelada é instalada com a disposição paralela sendo uma rede para cada *chiller* em barrilete comum ou com bombas dedicadas e com fluxo constante ou variável (figura 4-1).

Na opção com única bomba (barrilete comum) mesmo que um *chiller* esteja desligado, a água irá passar por ele e irá causar um aumento de temperatura após a mistura com a água que foi resfriada pelo outro *chiller*. Isto pode causar problemas no funcionamento dos climatizadores (controle de temperatura e umidade do ar insuflado).

Uma tentativa para resolver esse problema seria baixar a temperatura de saída de água do *chiller* ligado (*on*) para que, mesmo após a mistura com a água do *chiller* desligado (*off*), seja atingida a temperatura correta. Mas, além de não ser uma boa opção do ponto de vista de eficiência de energia, também tem que ser levar em conta os limites de segurança de temperatura de saída de água do *chiller*.

Quanto maior o número de *chillers* neste tipo de instalação, piores são os problemas. Por esse motivo, essa configuração é raramente utilizada em sistemas com mais de dois *chillers*. E, a *ASHRAE Standard 90.1–1999 (Section 6.3.4.2)* proíbe este tipo de sistema com bombas maiores que 10 HP (7,5 Kw). Essa norma pede que em sistemas com mais de um *chiller* em paralelo, a vazão deva ser reduzida quando o *chiller* não está em operação.

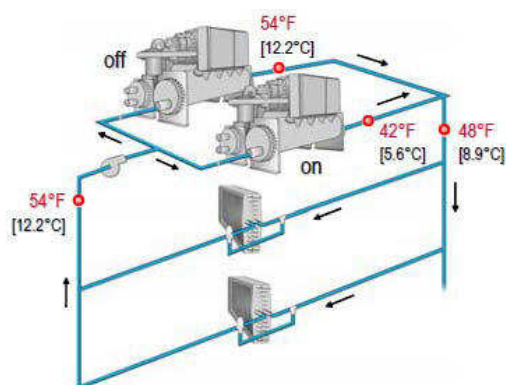


Figura 4-1 - Fluxograma de uma instalação com *chiller* em paralelo com bombas interligadas

Fonte: Manual Trane Chilled Water Systems - TRG-TRC016-EN 24 Aug. 2012

Outra opção é a instalação de uma bomba dedicada para cada *chiller* onde cada conjunto pode ser desligado de acordo com as variações de carga térmica (figura 4-2). Isto resolve o problema de mistura de fluxo mas apresenta um novo problema quando o sistema utiliza fluxo constante: em carga abaixo de 50%, com somente uma bomba funcionando e toda a vazão de água passando por ela, o fluxo iria diminuir significativamente e como consequência as serpentinas dos climatizadores iriam receber menos água gelada e de maneira desigual (em carga parcial, o ideal seria que todas as serpentinas recebessem menos água independente de sua necessidade atual). Para atender as cargas térmicas todo o sistema permaneceria ligado por mais tempo. Novamente, do ponto de vista de eficiência de energia também não é uma opção muito inteligente.

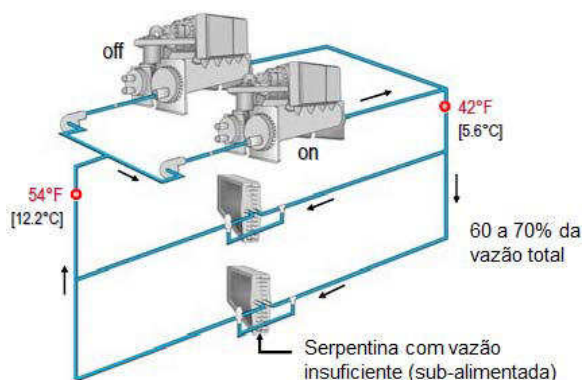


Figura 4-2 - Fluxograma de uma instalação com *chiller* em paralelo com bombas dedicadas

Fonte: Manual Trane Chilled Water Systems - TRG-TRC016-EN 24 Aug. 2012

4.2. ARRANJOS EM SÉRIE

Nesta opção a rede hidráulica de água gelada é instalada em série, normalmente uma rede para cada par de *chillers*, com bombas dedicadas e, geralmente, com jogo de válvulas que permitam a operação de um *chiller* quando o outro estiver em manutenção (figura 4-3).

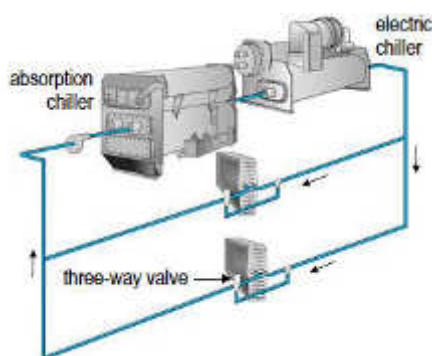


Figura 4-3 - Fluxograma de uma instalação com *chiller* em série

Fonte: Manual Trane Chilled Water Systems - TRG-TRC016-EN 24 Aug. 2012

Se os evaporadores dos *chiller* são instalados em série, os problemas de vazão e mistura de fluxo citados no arranjo em paralelo desaparecem, além disso o uso de uma vazão constante no evaporador proporciona uma operação mais estável do equipamento.

A mesma vazão de água gelada passará pelos dois *chillers* e será igual a vazão total do sistema em qualquer percentual de carga térmica. Se compararmos arranjos com mesmo ΔT , isso equivale mais ou menos ao dobro da vazão que passa pelos evaporadores de um arranjo em paralelo.

Com isso, para que se consiga velocidades de água e perda de pressão aceitáveis (perda típica aceitável é de aproximadamente 75 kPa), é necessário um número menor de passes (na maioria das vezes somente um passe), o que teoricamente faz diminuir a eficiência de troca térmica do evaporador. Mas isso acaba sendo compensado pelo aumento da eficiência que se consegue trabalhando com menores diferenciais de temperatura de resfriamento de água por *chiller*. Além disso, o *chiller* na posição a montante trabalha com temperaturas elevadas e consegue um aumento de eficiência que muitas vezes compensa o aumento de consumo de energia da bomba.

O uso de maiores diferenciais de temperatura também ajuda a diminuir as vazões (neste arranjo normalmente a taxa de fluxo de água gelada é de somente 1.2 gpm/tr a taxa de fluxo de água de condensação é de 1.5 gpm/tr) e com isso se consegue também uma redução do tamanho de bombas, tubulação e torres de resfriamento.

Por causa da limitação das perdas de pressão, o uso de mais de dois *chillers* em série fica muito complicado. Sistemas com três ou mais *chillers* normalmente usam configuração primário secundário ou configurações em paralelo de cada dois *chillers* em série.

Como já vimos, quando os *chillers* são montados em paralelo em um sistema FPC, existem grandes variações de vazão de água gelada quando os *chillers* entram e saem de funcionamento. Quando eles estão arranjados em série, não há nenhuma variação significativa de vazão e isso simplifica muito o sistema de controle. O uso de arranjo de *chillers* em série pode ser muito interessante se:

- ✓ O projeto é de FPC
- ✓ O ΔT de água gelada é de 7,8°C ou maior (obs.: Se o ΔT do sistema é de 5,6°C deve ser considerado um aumento para 7,8°C ou maior.)
- ✓ São dois *chiller* e não há previsão de expansão da instalação

O controle de temperatura de um arranjo em série pode ser feito de várias maneiras. Um método (figura abaixo) tem ambos set-points iguais e ajustados na temperatura desejada de fornecimento de água: 5,6°C. Assumindo *chillers* de mesma capacidade, qualquer um pode responder por 50% da carga térmica da edificação. Acima desse percentual, ambos *chillers* funcionam, sendo que o *chiller* a montante é sempre o líder. É o primeiro a ligar, até que atinja 100% de sua capacidade e a partir daí o *chiller* a jusante complementa a carga térmica restante.

Esta alternativa de controle é bastante usada quando o *chiller* na posição a montante é:

- ✓ Com recuperação de calor, pois toda vez que a carga térmica do sistema ultrapassa 50% esse *chiller* está em plena capacidade, o que faz com que a recuperação de calor seja maximizada

- ✓ Com ciclo de absorção, que tem mais capacidade e eficiência com temperaturas de saída de água gelada maiores (um mesmo *chiller* de absorção que fornece 500 TR a uma temperatura de saída de água gelada de 6.6°C pode produzir 600 TR a 10°C). O *chiller* a montante sempre irá operar com temperaturas maiores e consequentemente com mais eficiência.

Outra possibilidade é monitorar a carga térmica da edificação e fazer o balanceamento de capacidade de maneira igual entre os dois *chillers* (figura 4-4). O set-point de temperatura de saída de água gelada é ajustado no *chiller* a jusante e o set-point no *chiller* a montante é monitorado e modificado para que seja mantida igual capacidade entre os dois *chillers*. Nesta opção, o sistema de controle da planta tem que ser bastante estável para evitar *hunting* e ciclagem dos *chillers* durante períodos de mudanças de carga térmica da edificação.

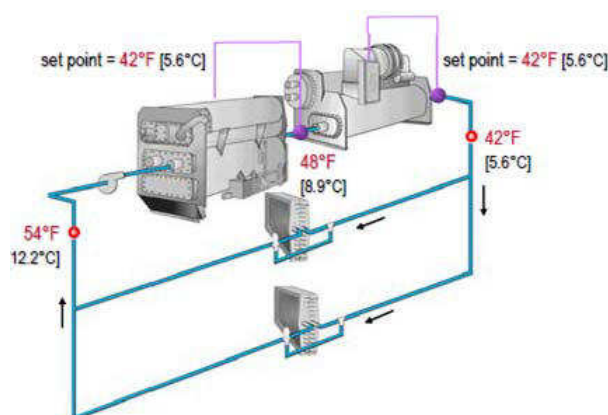


Figura 4-4 - Fluxograma de uma instalação com *chiller* em série e set-points iguais

Fonte: Manual Trane Chilled Water Systems - TRG-TRC016-EN 24 Aug. 2012

Um método alternativo de controle é o de set-point diferenciados entre os dois *chillers* (figura 4-5). Por exemplo, o *chiller* a montante com set-point de 8,9 °C e *chiller* a jusante com 5,6 °C. Neste caso, o *chiller* a jusante é o líder, que entra primeiro em operação e o *chiller* a montante funciona caso seja necessário mais resfriamento.

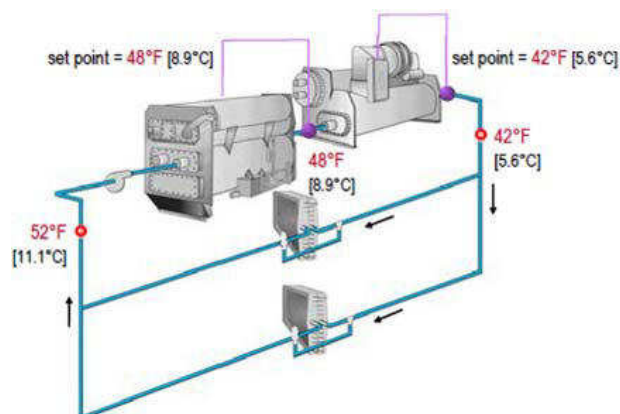


Figura 4-5 - Fluxograma de uma instalação com *chiller* em série e set-points diferenciados

Fonte: Manual Trane Chilled Water Systems - TRG-TRC016-EN 24 Aug. 2012

4.3. ARRANJOS EM SÉRIE CONTRA FLUXO

Outro tipo de arranjo muito eficiente é o que utiliza a configuração em série tanto para a rede hidráulica do evaporador como do condensador, mas com os fluxos de água em direções opostas, ou seja, em contra fluxo (figura 4-6). Essa configuração usa a vantagem dos menores *lifts* (diferencial das temperaturas saturadas de evaporação e condensação) que são produzidos no evaporador e condensador.

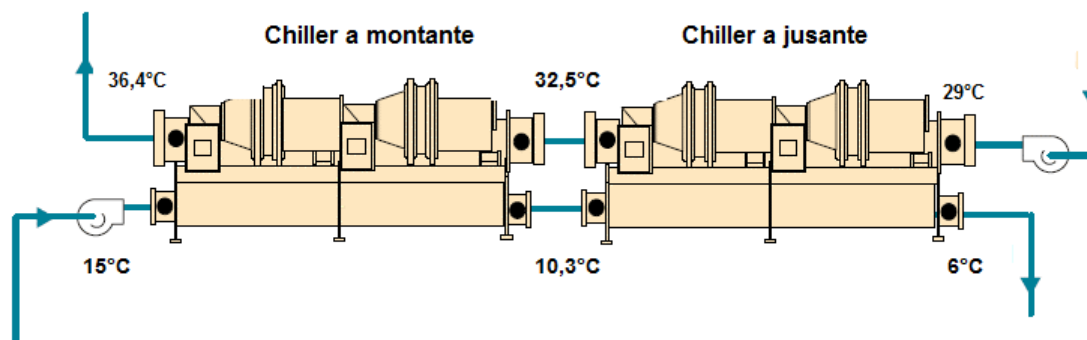


Figura 4-6 - Representação de uma instalação série contra fluxo

Fonte: Adaptado do Manual Trane *Chiller System Design and Control* - SYS-APM001-EN 7 Nov 2011

Podemos aproximar os valores de *lift* usando os diferenciais entre as temperaturas de saída de água no evaporador e condensador e considerando um approach teórico e ideal de 1°C, logo as temperaturas de evaporação e condensação seriam (figura 4-7):

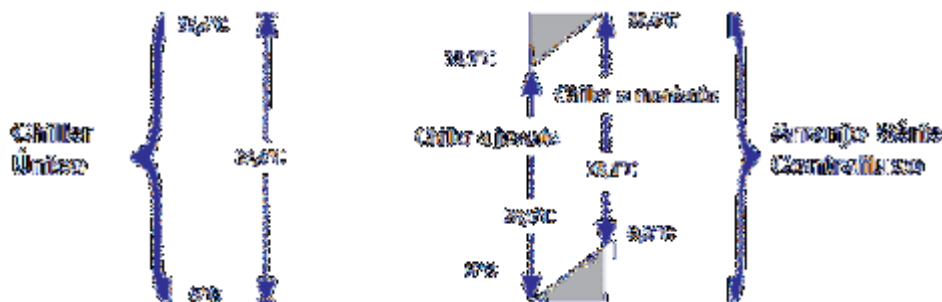


Figura 4-7 – Diferencial de temperaturas - *chiller* único x conjunto série contra fluxo

Fonte: Adaptado do Manual Trane *Chiller System Design and Control* - SYS-APM001-EN 7 Nov 2011

Assim, no esquema acima temos *lifts* aproximados de:

- ✓ *Chiller* único 32,4°C
- ✓ Série contra fluxo – montante 28,5°C
- ✓ Série contra fluxo – jusante 28,1°C

Se estivermos considerando o refrigerante R-134A que é muito utilizado em *chillers* com compressor centrífugo, temos em diferencial de pressão (figura 4-8):

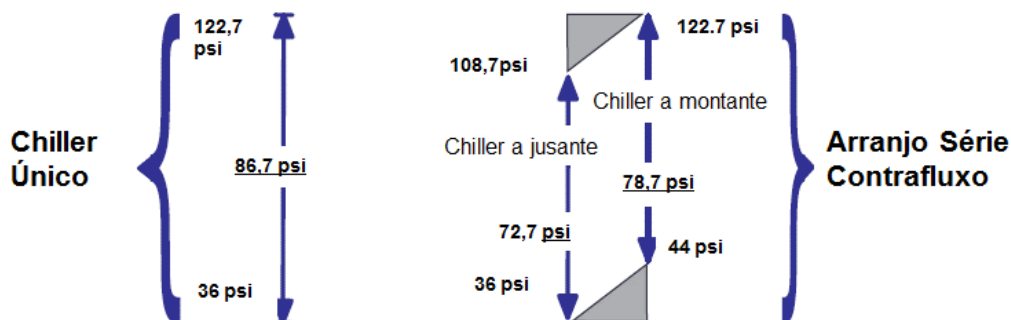


Figura 4-8 – Diferencial de pressão - *chiller* único x conjunto série contra fluxo

Fonte: Adaptado do Manual Trane *Chiller System Design and Control* - SYS-APM001-EN 7 Nov 2011

- ✓ *Chiller* único 86,7 psi
- ✓ Série contra fluxo – montante 78,7 psi (9,2 % menor que o *chiller* único)
- ✓ Série contra fluxo – jusante 72,7 psi (16,1 % menor que o *chiller* único)

4.3.1. SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS EM ARRANJO SÉRIE CONTRA FLUXO

Uma prática comum é selecionar unidades idênticas de *chillers* (mesmo modelo/tamanho) que atendam o maior *lift*: se eles forem iguais permitirá que sejam intercambiáveis quando a necessidade de carga térmica é menor que 50% (mas quando operando em sua condição específica, a jusante ou montante, poderá haver alguma perda de eficiência). No capítulo *Liquid Chilling Systems* do *ASHRAE HANDBOOK – HVAC Systems and Equipments 2000*, está descrito que:

“Se 55% da capacidade de projeto for destinada ao *chiller* principal e 45% ao *chiller* secundário, unidades idênticas podem ser usadas. Desta maneira qualquer máquina pode fornecer, como *standby*, a mesma capacidade caso a outra não esteja funcionando, e os dois *chillers* serão intercambiáveis para equalizar as horas de funcionamento de cada uma.”

É também possível selecionar dois *chillers* de modelos diferentes, cada um otimizado para sua condição específica de funcionamento. Esta opção será ligeiramente mais eficiente (cerca de 2%), mas os *chillers* não serão intercambiáveis.

Para o *chiller* a jusante normalmente usa-se 45% da capacidade requerida e as temperaturas de saída de água gelada final e de entrada de água de resfriamento (que vem da torre de resfriamento), além das taxas de vazão do evaporador e condensador. Com isso obtém-se as temperaturas de entrada de água gelada e saída de água de resfriamento, que serão usadas para seleção do *chiller* a montante.

O *chiller* a montante terá as mesmas taxas de vazão do evaporador e condensador com o restante da capacidade requerida e as temperaturas de entrada de água gelada e saída de resfriamento obtidas através da seleção do *chiller* a jusante.

4.3.2. CONSIDERAÇÕES SOBRE EFICIÊNCIA DE *CHILLERS*

O desempenho de um *chiller* é certificado pela norma ANSI/AHRI Standard 550/590 - *Standard for Performance Rating Of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle*. Duas métricas de eficiência são normalmente usadas: em capacidade total e capacidade parcial (vide anexo D).

Eficiência em capacidade total: indica a eficiência do *chiller* em sua maior capacidade, é a razão entre a capacidade de resfriamento e a potência consumida. Um alto EER significa alta eficiência

Eficiência em carga parcial: essa métrica é medida tanto pelo IPLV (*Integrated Part Load Value*) como pelo NPLV (*Non-standard Part Load Value*), dependendo das condições de teste usadas. Ambas demonstram a eficiência do *chiller* usando uma média ponderada para quatro pontos de operação: 100%, 75%, 50% e 25% de capacidade.

Se for usado o COP com unidade W/W ou EER (*Energy Efficiency Ratio*) com unidade Btu/h/W usamos a fórmula:

$$\text{IPLV ou NPLV} = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D \quad (4.1)$$

Onde:

A = EER ou COP a 100% de Capacidade (considerado como sendo em 1% do tempo de operação)

B = EER ou COP a 75% de Capacidade (considerado como sendo em 42% do tempo de operação)

C = EER ou COP a 50% de Capacidade (considerado como sendo em 45% do tempo de operação)

D = EER ou COP a 25% de Capacidade (considerado como sendo em 12% do tempo de operação)

As condições de teste para IPLV e NPLV: taxas de vazão do evaporador e condensador, fator de incrustação e temperaturas de água gelada e de resfriamento são diferentes e constam de forma detalhada na norma.

A norma da *ASHRAE - Standard 90.1-2016, Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings* (vide anexo C) nos fornece os valores mínimos aceitáveis de eficiência para todos os equipamentos de um sistema de ar condicionado em edificações comerciais.

A tabela 4-1 traz os valores para *chillers* centrífugos:

Tabela 4-1- Eficiências mínimas para *chillers* centrífugos

Capacidade (Tr)		Eficiência mínima (kW/Tr)	
		Patamar A	Patamar B
< 150	Full Load	$\leq 0,61$	$\leq 0,69$
	IPLV	$\leq 0,55$	$\leq 0,44$
≥ 150 e < 300	Full Load	$\leq 0,61$	$\leq 0,63$
	IPLV	$\leq 0,55$	$\leq 0,40$
≥ 300 e < 400	Full Load	$\leq 0,56$	$\leq 0,59$
	IPLV	$\leq 0,52$	$\leq 0,39$
≥ 400 e < 600	Full Load	$\leq 0,56$	$\leq 0,58$
	IPLV	$\leq 0,50$	$\leq 0,38$
≥ 600	Full Load	$\leq 0,56$	$\leq 0,58$
	IPLV	$\leq 0,50$	$\leq 0,38$

Fonte: Adaptado da ASHRAE - Standard 90.1-2016, *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*

4.3.3. EXEMPLO NUMÉRICO: *CHILLER* ÚNICO X *CHILLER* SÉRIE CONTRA FLUXO

Utilizando as mesmas temperaturas citadas no item 4.1, foram feitas seleções de *chiller* centrífugos com variadores de velocidade do fabricante DAIKIN (vide anexos A e B) para que pudesse ser quantificado a melhoria de eficiência quando é usado um arranjo série contra fluxo (as seleções detalhadas de cada opção encontram-se como anexos ao final deste trabalho):

- ✓ Capacidade do Sistema: 4220 kW (1200 TR)
- ✓ Evaporador: 15°C / 6°C
- ✓ Condensador: 29°C / 36,5°C

Podemos ver no comparativo abaixo (tabela 4-2) que o *chiller* no arranjo série contra fluxo tem um melhor desempenho: COP é maior 6,7% e NPLV é maior 5,2%.

Tabela 4-2- Comparativo de eficiência - *chiller* único x conjunto série contra fluxo

System Performance (AHRI 550/590)											
Design Points Rated with AHRI Condenser Relief											
Sistema	Capacidade kW	Consumo kW	Eficiência COP	NPLV COP	Eficiência em Cargas Parciais			Evaporador		Condensador	
					75% COP	50% COP	25% COP	Perda de Carga kPa	Temp. Entrada °C	Perda de Carga kPa	Temp. Saída °C
Série Contrafluxo	4220	712,15	5,926	10,030	8,125	11,531	11,420	18,4	14,99	27,5	36,38
Chiller único	4220	759,68	5,555	9,535	7,777	11,319	9,365	15,3	14,99	13,2	36,47

Fonte: Elaboração própria

Na tabela 4-3 temos os dados de performance (10 a 100% de capacidade) de acordo com a AHRI 550/590 - *Condenser Relief* para a opção de série contra fluxo. Podemos notar que o conjunto de *chillers* em série contra fluxo em 100% de capacidade nos propõe a seguinte divisão: *chiller* a montante é responsável por 52% da carga da carga e *chiller* a jusante por 48% da carga.

Para cada percentual de capacidade foi calculado a potência de bombeamento necessária tanto para a água gelada como água de resfriamento do condensador.

Tabela 4-3- Dados de performance (10 a 100% de capacidade) - conjunto série contra fluxo

C.C. Capacidade	Série Chiller	Chiller			Chiller - Condensador			Condensador					Condensador				
		Wt/Gelada	Wt/Resfriamento	Wt/Total	Wt/Gelada	Wt/Resfriamento	Wt/Total	Wt/Gelada	Wt/Resfriamento	Wt/Total	Wt/Gelada	Wt/Resfriamento	Wt/Gelada	Wt/Resfriamento	Wt/Total	Wt/Gelada	Wt/Resfriamento
		Wt/Gelada	Wt/Resfriamento	Wt/Total	Wt/Gelada	Wt/Resfriamento	Wt/Total	Wt/Gelada	Wt/Resfriamento	Wt/Total	Wt/Gelada	Wt/Resfriamento	Wt/Gelada	Wt/Resfriamento	Wt/Total	Wt/Gelada	Wt/Resfriamento
100%	Montante	402,2	402,2	804,4	402,2	402,2	804,4	402,2	402,2	804,4	402,2	402,2	804,4	402,2	402,2	804,4	402,2
100%	Jusante	402,2	402,2	804,4	402,2	402,2	804,4	402,2	402,2	804,4	402,2	402,2	804,4	402,2	402,2	804,4	402,2
90%	Montante	361,8	361,8	723,6	361,8	361,8	723,6	361,8	361,8	723,6	361,8	361,8	723,6	361,8	361,8	723,6	361,8
90%	Jusante	361,8	361,8	723,6	361,8	361,8	723,6	361,8	361,8	723,6	361,8	361,8	723,6	361,8	361,8	723,6	361,8
80%	Montante	321,4	321,4	642,8	321,4	321,4	642,8	321,4	321,4	642,8	321,4	321,4	642,8	321,4	321,4	642,8	321,4
80%	Jusante	321,4	321,4	642,8	321,4	321,4	642,8	321,4	321,4	642,8	321,4	321,4	642,8	321,4	321,4	642,8	321,4
70%	Montante	281,0	281,0	562,0	281,0	281,0	562,0	281,0	281,0	562,0	281,0	281,0	562,0	281,0	281,0	562,0	281,0
70%	Jusante	281,0	281,0	562,0	281,0	281,0	562,0	281,0	281,0	562,0	281,0	281,0	562,0	281,0	281,0	562,0	281,0
60%	Montante	240,6	240,6	481,2	240,6	240,6	481,2	240,6	240,6	481,2	240,6	240,6	481,2	240,6	240,6	481,2	240,6
60%	Jusante	240,6	240,6	481,2	240,6	240,6	481,2	240,6	240,6	481,2	240,6	240,6	481,2	240,6	240,6	481,2	240,6
50%	Montante	200,2	200,2	400,4	200,2	200,2	400,4	200,2	200,2	400,4	200,2	200,2	400,4	200,2	200,2	400,4	200,2
50%	Jusante	200,2	200,2	400,4	200,2	200,2	400,4	200,2	200,2	400,4	200,2	200,2	400,4	200,2	200,2	400,4	200,2
40%	Montante	159,8	159,8	319,6	159,8	159,8	319,6	159,8	159,8	319,6	159,8	159,8	319,6	159,8	159,8	319,6	159,8
40%	Jusante	159,8	159,8	319,6	159,8	159,8	319,6	159,8	159,8	319,6	159,8	159,8	319,6	159,8	159,8	319,6	159,8
30%	Montante	119,4	119,4	238,8	119,4	119,4	238,8	119,4	119,4	238,8	119,4	119,4	238,8	119,4	119,4	238,8	119,4
30%	Jusante	119,4	119,4	238,8	119,4	119,4	238,8	119,4	119,4	238,8	119,4	119,4	238,8	119,4	119,4	238,8	119,4
20%	Montante	79,0	79,0	158,0	79,0	79,0	158,0	79,0	79,0	158,0	79,0	79,0	158,0	79,0	79,0	158,0	79,0
20%	Jusante	79,0	79,0	158,0	79,0	79,0	158,0	79,0	79,0	158,0	79,0	79,0	158,0	79,0	79,0	158,0	79,0
10%	Montante	39,5	39,5	79,0	39,5	39,5	79,0	39,5	39,5	79,0	39,5	39,5	79,0	39,5	39,5	79,0	39,5
10%	Jusante	39,5	39,5	79,0	39,5	39,5	79,0	39,5	39,5	79,0	39,5	39,5	79,0	39,5	39,5	79,0	39,5

Fonte: Elaboração própria

Na tabela 4-4 temos os dados de performance (10 a 100% de capacidade) de acordo com a AHRI 550/590 - *Condenser Relief* para a opção de um único *chiller*

e da mesma maneira foi calculado a potência de bombeamento necessária tanto para a água gelada como água de resfriamento do condensador em cada percentual de capacidade.

Tabela 4-4- Dados de performance (10 a 100% de capacidade) – *chiller* único

C. Capacidade	Chiller	Chiller			Chiller + Condensador		Condensador					Compressor				
		Hydraz	Condensador	Hydraz	Condensador	Hydraz	Hydraz	Condensador	Hydraz	Condensador	Hydraz	Hydraz	Condensador	Hydraz	Condensador	Hydraz
		10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%
100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%
80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%
60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%
50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%
40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%
30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%
20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%
10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%
90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%	90%
80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%
60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%	60%
50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%	50%
40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%
30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%	30%
20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%	20%
10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%	10%

Fonte: Elaboração própria

Como esperado, comparando as duas seleções (tabela 4-5), percebemos que em quase todos os percentuais de capacidade, o arranjo série contra fluxo tem uma melhor eficiência.

Tabela 4-5- Comparativo de performance – *chiller* único x conj. série contra fluxo

% Capac.	Arranjo	Chiller				Chiller + Bombas			Evaporador			Condensador		
		Capac.	Consumo	Eficiência	Acréscimo Eficiência	Consumo	Eficiência	Acréscimo Eficiência	Vazão	Perda de Carga	Bomba	Vazão	Perda de Carga	Bomba
		kW	kW	COP		kW	COP		l/s	kPa	kW	l/s	kPa	kW
10%	Série Contrafluxo	422,0	53,43	7,898	58,5%	60,42	6,985	47,1%	112,7	18,80	2,16	157,8	30,00	4,8
10%	Chiller Único	422,0	84,67	4,984		88,88	4,748		112,2	15,40	1,76	157,8	15,20	2,4
20%	Série Contrafluxo	844,0	77,68	10,865	27,3%	84,64	9,972	21,8%	112,7	18,70	2,15	157,8	29,90	4,8
20%	Chiller Único	844,0	98,91	8,533		103,12	8,185		112,2	15,40	1,76	157,8	15,20	2,4
30%	Série Contrafluxo	1266,0	112,89	11,214	11,8%	119,84	10,564	8,8%	112,7	18,60	2,14	157,8	29,90	4,8
30%	Chiller Único	1266,0	126,20	10,032		130,39	9,709		112,2	15,40	1,76	157,8	15,10	2,4
40%	Série Contrafluxo	1688,0	155,04	10,888	-0,3%	162,00	10,420	-2,0%	112,7	18,70	2,15	157,8	29,90	4,8
40%	Chiller Único	1688,0	154,50	10,926		158,69	10,637		112,2	15,40	1,76	157,8	15,10	2,4
50%	Série Contrafluxo	2110,0	182,99	11,531	1,9%	189,92	11,110	0,5%	112,7	18,60	2,14	157,8	29,80	4,8
50%	Chiller Único	2110,0	186,42	11,319		190,89	11,054		112,2	15,40	1,76	157,8	16,80	2,7
60%	Série Contrafluxo	2532,0	251,92	10,051	10,1%	258,75	9,786	8,7%	112,7	18,50	2,13	157,8	29,20	4,7
60%	Chiller Único	2532,0	277,29	9,131		281,32	9,000		112,2	15,40	1,76	157,8	14,10	2,3
70%	Série Contrafluxo	2954,0	339,58	8,699	4,5%	346,34	8,529	3,6%	112,7	18,50	2,13	157,8	28,80	4,6
70%	Chiller Único	2954,0	354,80	8,326		358,78	8,233		112,2	15,40	1,76	157,8	13,80	2,2
80%	Série Contrafluxo	3376,0	442,72	7,626	3,1%	449,39	7,512	2,4%	112,7	18,40	2,12	157,8	28,30	4,6
80%	Chiller Único	3376,0	456,23	7,400		460,18	7,336		112,2	15,40	1,76	157,8	13,60	2,2
90%	Série Contrafluxo	3798,0	566,50	6,704	5,5%	573,10	6,627	4,9%	112,7	18,40	2,12	157,8	27,90	4,5
90%	Chiller Único	3798,0	597,45	6,357		601,36	6,316		112,2	15,30	1,75	157,8	13,40	2,2
100%	Série Contrafluxo	4220,0	712,15	5,926	6,7%	718,69	5,872	6,2%	112,7	18,40	2,12	157,8	27,50	4,4
100%	Chiller Único	4220,0	759,68	5,555		763,55	5,527		112,2	15,30	1,75	157,8	13,20	2,1

Fonte: Elaboração própria

Embora os *chillers* sejam selecionados para atender a carga térmica de projeto da edificação, somente operam nessa capacidade aproximadamente 2% do ano, o restante do tempo em carga parcial, portanto a eficiência em carga parcial é muito mais relevante que a eficiência em plena capacidade. Isto pode ser verificado através dos valores de COP da tabela 4-6 e dos respectivos gráficos na figura 4-9.

Tabela 4-6- COP (kW/kW) – *chiller* único x conjunto série contra fluxo

% Capac.	Chiller Único	Chiller SCF	(Chiller + Bomba) Único	(Chiller + Bomba) SCF
10%	4,984	7,898	4,748	6,985
20%	8,533	10,865	8,185	9,972
30%	10,032	11,214	9,709	10,564
40%	10,926	10,888	10,637	10,420
50%	11,319	11,531	11,054	11,110
60%	9,131	10,051	9,000	9,786
70%	8,326	8,699	8,233	8,529
80%	7,400	7,626	7,336	7,512
90%	6,357	6,704	6,316	6,627
100%	5,555	5,926	5,527	5,872

Fonte: Elaboração própria

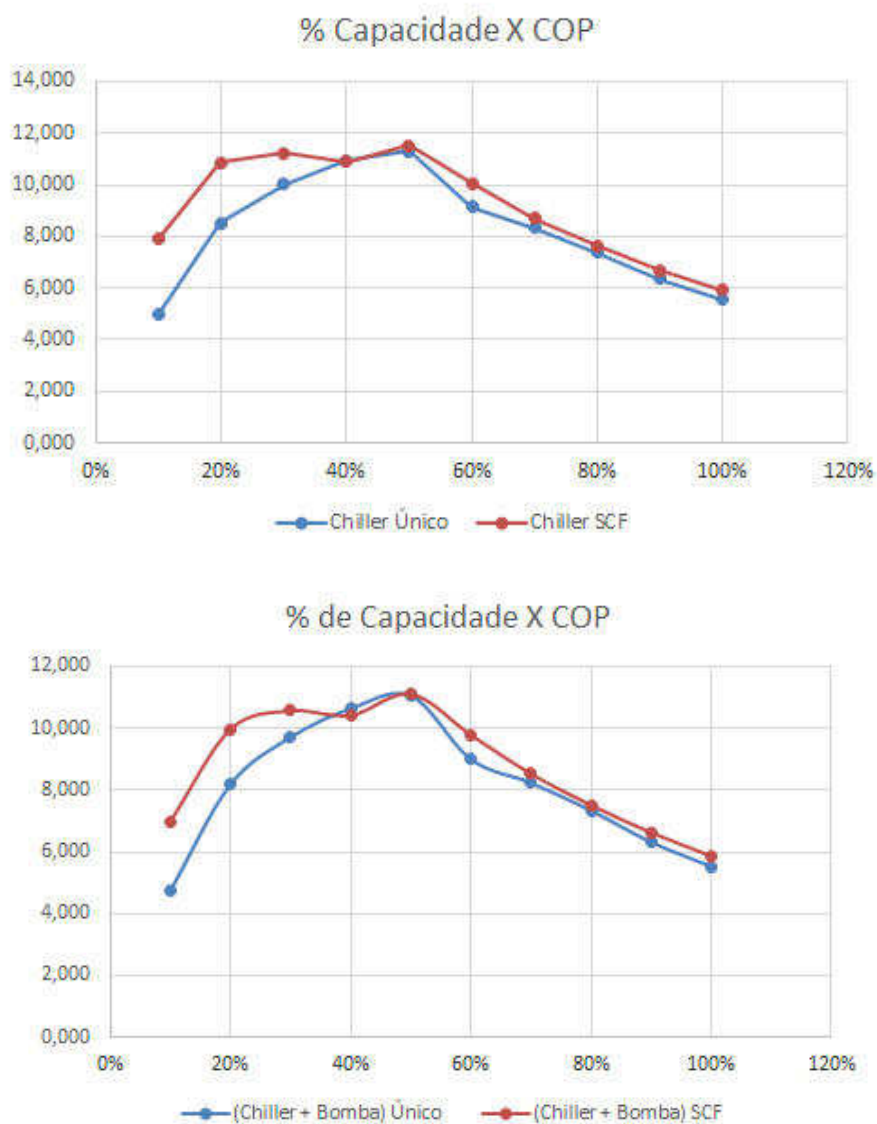


Figura 4-9 – Gráfico COP (kW/kW) – *chiller* único x conjunto série contra fluxo

Fonte: Elaboração própria

4.3.4. EXEMPLO DE UM PERFIL CONSUMO ELÉTRICO DE UM ESCRITÓRIO NOS USA

Uma simulação, durante a fase de projeto, feita pela empresa Daikin em um edifício de escritórios típico na cidade de Minneapolis (USA) com aproximadamente 35.0000 m² obteve o seguinte perfil percentual de consumo de cada componente na instalação central de água gelada (figura 4-10):

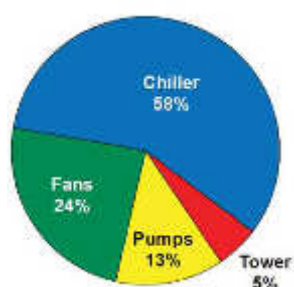


Figura 4-10 – Percentual de consumo elétrico de um edifício de escritórios em *Minneapolis (USA)*

Fonte: *Daikin Application Guide AG 31-003-4, 2014*

Mas a simulação do consumo anual para cada tipo de instalação é um pouco diferente devido as flutuações de carga térmica que existem durante o ano e também devido as particularidades de operação (sequência de entrada e saída de cada *chiller*) de cada tipo de arranjo de instalação. Isso leva a um perfil de consumo com algumas diferenças (figura 4-11):

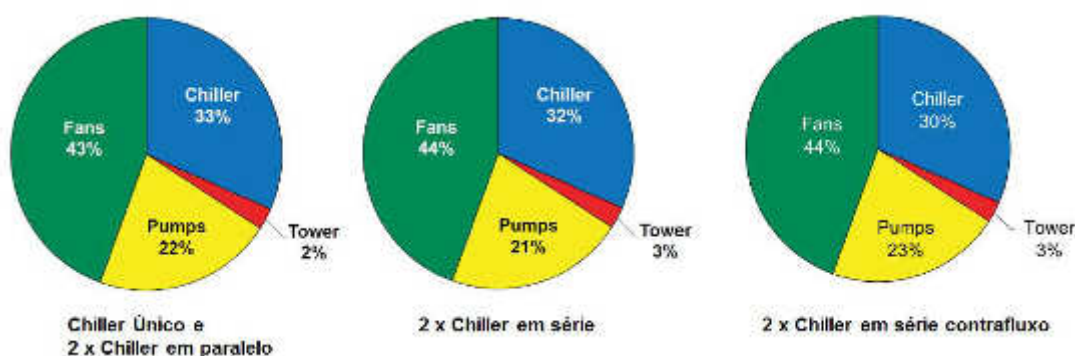


Figura 4-11 – Variações de consumo elétrico X arranjos de *chillers* em um edifício de escritórios em *Minneapolis (USA)*

Fonte: *Daikin Application Guide AG 31-003-4, 2014*

5. CONCLUSÃO

A capacidade de resfriamento do *chiller* é o produto da vazão de água pelo diferencial de temperatura. Para uma mesma capacidade de um *chiller*, se um deles aumenta, o outro diminui e vice-versa. Conclui-se que o tipo de circuito hidráulico utilizado no projeto da CAG, seja qual for o arranjo, tem uma grande influência na capacidade do *chiller*.

Quando é utilizado o tradicional circuito de hidráulica chamado primário secundário (FP/S), temos uma maior perda de pressão no *chiller* com a necessidade de maiores bombas e maiores consumos de energia. Os *chillers* vão ter vazão de água constante pois neste sistema existe uma linha de *by-pass* que serve como ponte entre os circuitos. O circuito primário atende aos *chiller* e o circuito secundário atende a distribuição da água gelada aos pontos terminais (*air handlers* ou *fan-coils*). Portanto, o *chiller* terá um menor diferencial em caso de desligamento escalonado por capacidade do *chiller*. A linha de *by-pass* faz uma mistura entre o excesso de água resfriada pelo *chiller* com aquela que retorna dos pontos terminais. Essa temperatura de mistura pode até fazer com que o *chiller* seja desligado parcialmente de forma equivocada. Neste sistema, *chillers* adicionais são ligados quando a demanda por água gelada excede a capacidade de cada um.

Para resolver esse problema pode ser usado o circuito de hidráulica com vazão variável no sistema primário (FPV), e com isso é eliminado o problema de muitas horas de operação com a vazão total de projeto, muitas vezes desnecessária e excessiva para atender a carga térmica do momento. Lembrando que consumo de energia da bomba é proporcional ao cubo da vazão, se usamos 80% da vazão de projeto, essa redução de 20% proporciona uma redução no consumo de aproximadamente 50%. Se pensarmos em uma redução da vazão de projeto de 50% chegamos a uma redução da potência de 87%.

Sistemas com circuito primário secundário normalmente diminuem a capacidade do *chiller*, enquanto circuitos com vazão variável no primário podem até exceder a capacidade nominal do *chiller*. Com o sistema de circuito primário secundário o *chiller* tem um número de partidas e horas de funcionamento maior que o necessário. Já em sistemas com circuito primário variável pode-se explorar toda capacidade do *chiller* que estiver em operação: pode-se protelar a entrada de um

chiller adicional aumentando a vazão dos *chiller* em operação e com isso temos uma eficiência maior da CAG.

Em teoria, projetos com *chillers* em paralelo não são reconhecidos como a melhor opção em termos de eficiência, porque podem produzir água gelada em baixas temperaturas mas criam grandes diferenciais de pressão para o compressor (*lift* ou *head*). Quanto maior esse diferencial, maior a quantidade de trabalho necessário para levar o fluido refrigerante de uma pressão mais baixa para uma muito mais alta. A conclusão é rápida e simples: quanto maior o diferencial de pressão, mais trabalho de compressão e maior consumo de energia elétrica.

Também em teoria, em projetos com *chillers* em série contra fluxo, a eficiência da planta irá aumentar pois o *lift* irá ser menor. Minimizar o *lift* do *chiller* e maximizar a eficiência pode levar a redução do consumo de energia elétrica (que também contribui para a diminuição dos gases efeito estufa) e melhora a pontuação em certificações que tem por foco a conservação de energia e alto desempenho energético dos edifícios.

Mas, para que se tenha realmente a certeza de que o arranjo em série contra fluxo é uma opção que se destaca de outras em razão da melhor eficiência, seria necessário fazer simulações de performance de dois (e até mais) equipamentos em arranjo paralelo versus o mesmo número de equipamentos em arranjo série contra fluxo. Isso só é possível usando softwares de seleção que são de propriedade de fabricantes de equipamentos e não são disponibilizados para uso de clientes.

Isso tornou difícil o aprofundamento de conclusões, pois os poucos artigos publicados sobre o assunto mostravam somente de maneira parcial os dados numéricos.

Mesmo assim, após a leitura de vários artigos, posso dizer que *chiller* em série pode fornecer maior economia de energia quando comparado (na mesma capacidade e mesmo diferencial de água gelada) a instalações de *chillers* em paralelo com vazão constante e a instalações com um único *chiller*. Com fluxo primário variável, *chillers* com arranjo em paralelo tem performance levemente superior nas condições AHRI, mas na medida que o diferencial de temperatura de água gelada se torna maior, os *chillers* em série novamente tem uma performance superior.

Notei também que não são todas as combinações de condições de entrada e saída de água gelada e de água de resfriamento que proporcionam a economia de

energia que a teoria nos propõe e que somente em equipamentos com variadores de velocidade (VSD) ela realmente aparece.

Gostaria de deixar a sugestão, de que as empresas fabricantes de equipamentos, que tem programas de seleção e simulação de sistemas, fizessem trabalhos mais didáticos e com dados numéricos detalhados para divulgar ao mercado. Outra sugestão seria que esses trabalhos fossem feitos também para *chiller* com compressor parafuso.

No caso do exemplo numérico usado, em que foi comparado um *chiller* único versus dois *chillers* em série (capacidade de 1200 TR com diferencial de temperatura de água de 15°C para 6°C no evaporador e diferencial de temperatura de água de 29°C para 36,5°C no condensador) podemos perceber que a maior vantagem obtida em eficiência é em cargas parciais (abaixo de 40% de capacidade). Até esse valor são praticamente equivalentes. Mas como a maioria das instalações operam quase todo o tempo em carga parcial, a economia em consumo de energia tende a ser significativa.

Mas, somente a opção por um arranjo de *chillers* mais eficiente nem sempre é a melhor opção, pois nos últimos 40 anos ocorreu uma melhora significativa na eficiência dos *chillers*, mas que não foi acompanhada pelos outros componentes de uma instalação. Devido à complexidade de componentes de um sistema central de água gelada, somente através de simulações computacionais ainda na fase de concepção do projeto é possível avaliar as reduções reais no consumo de energia.

Finalizando, somente a escolha de um arranjo de *chillers*, seja ele qual for, não vai fazer com que um projeto seja o mais eficiente. O desempenho do sistema sempre tem que ser analisado de forma integrada, através de:

- ✓ Ciclo de vida do equipamento (consumo, fatores de carga, custos de manutenção, custo de capital, complexidade e custo de operação)
- ✓ Perfil de carga térmica
- ✓ Condições climáticas
- ✓ Configuração do sistema de ar
- ✓ Configuração do sistema de água (tubulações, bombas e torres)

ANEXO A – Seleção de um *chiller* 1200 TR na configuração série contrafluxo

Water Cooled Centrifugal Chiller



Job Information	Technical Data Sheet
-----------------	----------------------

Job Name	SCF study
Date	10/26/2016
Submitted By	Luciano Marcato
Software Version	11.51
Unit Tag	WSC 1200 SCF
Unit FPA#	SCF 001
Country of Origin	USA



Starter FPA#	AUTO_FPA_EXPORT
--------------	-----------------

System Overview

Model Number	Capacity kW	NPLV COP	Voltage	Starter Type	LEED EA Credit 4
WSC087M	4220.0	10.030	460 v / 60 Hz	VFD	Qualifies

System

Model Number (Up Unit):	WSC087MBB57R/E3612-BE-1**/C3012-BLYY-1****/R134-BAABM-U				
Model Number (Down Unit):	WSC087MBB57R/E3612-BE-1**/C3012-BLYY-1****/R134-BAABM-U				
Architecture:	2 chillers operating in a series counterflow system				
Up Unit			Down Unit		
Capacity Split	Capacity	Capacity Split	Capacity Split	Capacity	
52.0 %	2194.4 kW	48.0 %		2025.6 kW	
Approval:	ETL / cETL only				
Vessel Code:	ASME				
Compressor Quantity	Capacity Control	Refrigerant Type	Refrigerant Weight		
2 (1 per Unit)	Inlet Guide Vanes	R134a	Total	Up Unit	Down Unit
			1402 kg	701 kg	701 kg
Evaporator (Quantity: 2)					
Entering Fluid Temperature	Leaving Fluid Temperature	Fluid Type	Actual Fluid Flow	Minimum Fluid Flow	
14.99 °C	6.00 °C	Water	112.17 l/s	55.9 l/s	
Length	Diameter	Number of Passes	Tube	Fouling Factor	
			Material	Wall Thickness	
3.7 m	91.4 cm	1	Copper	0.635 mm	0.01761 °C.m ² /kW
Condenser (Quantity: 2)					
Entering Fluid Temperature	Leaving Fluid Temperature	Fluid Type	Fluid Flow		
29.00 °C	36.38 °C	Water	157.75 l/s		
Length	Diameter	Number of Passes	Tube	Fouling Factor	
			Material	Wall Thickness	
3.7 m	76.2 cm	1	Copper	0.635 mm	0.04403 °C.m ² /kW

System Performance (AHRI 550/590)

Design Points Rated with AHRI Condenser Relief												
Unit	Capacity kW	Input kW	Efficiency COP	RLA A	NPLV COP	Part Load Efficiency			Evaporator Fluid		Condenser Fluid	
						75% COP	50% COP	25% COP	Pressure Drop kPa	Entering Temperature °C	Pressure Drop kPa	Leaving Temperature °C
System	4220.0	712.15	5.926	974	10.030	8.125	11.531	11.420	18.4	14.99	27.5	36.38
Up	2,194.4	366.88	5.982	502					9.1	14.99	13.6	36.38
Down	2,025.6	345.27	5.867	472					9.3	10.32	13.9	32.54

Note: The upstream chiller ("Unit / Up") will receive the warmest fluid entering the evaporator of the 2 chillers.

Water Cooled Centrifugal Chiller



System Performance (AHRI 550/590)

Performance Points Rated with AHRI Condenser Relief														
Point #	% of Design Load	Unit	Capacity kW	Input kW	Efficiency COP	RLA A	Flow l/s	Evaporator Fluid			Flow l/s	Condenser Fluid		
								Temperature Entering °C	Leaving °C	Pressure Drop kPa		Temperature Entering °C	Leaving °C	Pressure Drop kPa
1	100.0	System	4,220.0	712.15	5.926	974		14.99	6.00	18.4		29.00	36.38	27.5
		Up	2,194.4	366.88	5.982	502	112.17	14.99	10.32	9.1	157.75	32.54	36.38	13.6
		Down	2,025.6	345.27	5.867	472		10.32	6.00	9.3		29.00	32.54	13.9
2	90.0	System	3,798.0	566.50	6.705	779		14.09	6.00	18.4		26.87	33.38	27.9
		Up	1,975.0	291.37	6.778	401	112.17	14.09	9.88	9.1	157.75	30.00	33.38	13.8
		Down	1,823.0	275.13	6.626	378		9.88	6.00	9.3		26.87	30.00	14.1
3	80.0	System	3,376.0	442.72	7.626	610		13.19	6.00	18.5		24.73	30.43	28.3
		Up	1,755.5	228.33	7.689	315	112.17	13.19	9.45	9.1	157.75	27.47	30.43	14.0
		Down	1,620.5	214.39	7.559	295		9.45	6.00	9.3		24.73	27.47	14.3
4	70.0	System	2,954.0	339.58	8.699	469		12.29	6.00	18.5		22.60	27.50	28.8
		Up	1,536.1	174.87	8.784	242	112.17	12.29	9.02	9.2	157.75	24.95	27.50	14.3
		Down	1,417.9	164.71	8.609	227		9.02	6.00	9.3		22.60	24.95	14.5
5	60.0	System	2,532.0	251.92	10.051	349		11.39	6.00	18.6		20.47	24.60	29.3
		Up	1,316.6	129.49	10.168	180	112.17	11.39	8.59	9.2	157.75	22.45	24.60	14.5
		Down	1,215.4	122.43	9.927	169		8.59	6.00	9.3		20.47	22.45	14.7
6	50.0	System	2,110.0	182.99	11.531	255		10.50	6.00	18.6		18.33	21.74	29.8
		Up	1,097.2	93.87	11.689	131	112.17	10.50	8.16	9.2	157.75	19.97	21.74	14.8
		Down	1,012.8	89.12	11.365	124		8.16	6.00	9.4		18.33	19.97	15.0
7	40.0	System	1,688.0	155.04	10.888	216		9.60	6.00	18.6		18.33	21.06	29.9
		Up	877.8	79.43	11.051	111	112.17	9.60	7.73	9.3	157.75	19.64	21.06	14.9
		Down	810.2	75.61	10.717	105		7.73	6.00	9.4		18.33	19.64	15.0
8	30.0	System	1,266.0	112.89	11.215	156		8.70	6.00	18.6		18.33	20.38	29.8
		Up	-	-	-	-	112.17	-	-	9.3	157.75	-	-	14.9
		Down	1,266.0	112.89	11.215	156		8.70	6.00	9.3		18.33	20.38	15.0
9	20.0	System	844.0	77.68	10.866	108		7.80	6.00	18.7		18.33	19.70	29.9
		Up	-	-	-	-	112.17	-	-	9.3	157.75	-	-	14.9
		Down	844.0	77.68	10.866	108		7.80	6.00	9.4		18.33	19.70	15.0
10	10.0	System	422.0	53.43	7.898	75		6.90	6.00	18.8		18.33	19.02	30.0
		Up	-	-	-	-	112.17	-	-	-	157.75	-	-	-
		Down	422.0	53.43	7.898	75		6.90	6.00	9.4		18.33	19.02	15.0

Series Counterflow Fluid Flow Schematic



Note: illustration is indicative of a single compressor chiller only and is not intended to be an accurate representation of the configured chiller.

Physical

Evaporator				
Inlet Location	Header Type	Header Material	Tube Sheet Material	Design Pressure (Waterside)
Right	Dished, Grooved	Carbon Steel	Carbon Steel	1 MPa
Condenser				
Inlet Location	Header Type	Header Material	Tube Sheet Material	Design Pressure (Waterside)
Right	Dished, Grooved	Carbon Steel	Carbon Steel	1 MPa

Water Cooled Centrifugal Chiller



Electrical								
Voltage	Circuit	RLA	LRA	Power Connection	Power Factor Correction	Power Factor Corrected	MCA	MOCP
460 V / 60 Hz / 3 Phase	Up	502 A	4575 A	O9Selecto in_Power _Connecti on	Inherent	0.96	633 A	884 A
	Down	472 A	4575 A			0.96	595 A	831 A

Drive					
Type	Model	Location	Harmonic Distortion	Enclosure Type	Motor Protection
VFD	059AMA	Unit Mounted	Standard	NEMA 1	Standard

Sound Upstream (without Insulation)											
Sound Pressure											
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz	Overall	75% Load	50% Load	25% Load
69.0	67.0	69.0	73.0	77.0	80.0	80.0	76.0	85.5	83.5	83.5	84.5

Sound Downstream (without Insulation)											
Sound Pressure											
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz	Overall	75% Load	50% Load	25% Load
69.0	67.0	69.0	73.0	77.0	80.0	80.0	76.0	85.5	83.5	83.5	84.5

Sound Pressure (dB) measured in accordance with ANSI/AHRI Standard 575-2008 ('A' weighted)

Options	
Basic Unit	
Packaging:	Bagging only
Insulation	
Thermal:	0.75" on Evaporator Shell, Suction Piping, Compressor Inlet, Motor Barrel & High Humidity
Head:	Evaporator Return & Connection Heads
Drive	
Disconnect / Breaker Type:	Std - Load Break Disconnect Switch
Line Reactors:	Included as standard

Lifecycle Cost				
Operation	Electricity Cost	Annual Energy Cost	Life of Equipment	Total Lifecycle Equipment and Energy Cost
2340 hours / year	0.12 \$/kWh	\$74,191.00	25 years	\$2,148,826.00

Warranty	
Unit Startup:	By Others (International)
Standard Warranty:	First Year Entire Unit Parts only (no Labor)
Delayed Warranty Start:	None (Startup 12-18 months after ship date)

AHRI Certification
System rating is outside the scope of AHRI Water-Cooled Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using Vapor Compression Cycle Certification Program. Individual unit ratings are subject to the governing documents of the AHRI Certified Program.

Water Cooled Centrifugal Chiller



Notes

Series Counterflow

1. AHRI certification is not applicable to a system of chillers and therefore the performance data shown on this rating sheet is not certified. However, the chillers may be individually AHRI certified.
2. The upstream chiller, also referred to as unit 2, will receive the warmest fluid entering the evaporator of the 2 chillers. The upstream compressor, also referred to as circuit 2, will cool the warmest fluid of the 2 compressors.
3. The Pumpdown Capacity and Refrigerant Charge values are per circuit.
4. The Pressure Drop values are System-level, ie: the combined totals of both chillers' evaporators & condensers.

General

1. Above RLA, MCA and MOC values are per Chiller.
2. Performance kW & COP values are total values unless noted otherwise.
3. Minimum flow is based upon standard condenser water relief and not increased lift due to constant condenser water temperature.
4. This model utilizes a water cooled oil cooler as standard equipment.
5. Use only copper supply wires with ampacity based on 75°C conductor rating. (Exception: for equipment rated over 2,000 volts, 90°C or 105°C rated conductors shall be used). Connections to terminals must be made with copper lugs and copper wire.
6. For orientation purposes, left and right hand vessel connection locations are determined by facing the OITS panel (Operator Interface Touch Screen). The unit front is the long dimension side with the OITS panel and rear is the opposite side long dimension.

ANEXO B – Seleção de um *chiller* 1200 TR na configuração *chiller* único

Water Cooled Centrifugal Chiller



Job Information		Technical Data Sheet
Job Name	SCF study	
Date	10/28/2016	
Submitted By	Luciano Marcato	
Software Version	11.51	
Unit Tag	WSC 1200 VFD	
Starter FPA#	VFD	
Country of Origin	USA	



Unit Overview						
Model Number	Capacity kW	NPLV COP	Voltage	Starter Type	ASHRAE 90.1	LEED EA Credit 4
WSC126M	4220.0	9.535	460 v / 60 Hz	VFD	'07, '10 & '13	Qualifies

Unit						
Model Number:		WSC126MBPN3R/E4812-JE-2**/C4812-BLYY-2*****/R134-CBABM-U				
Approval:		AHRI and ETL / cETL				
Vessel Code:		ASME				
Compressor Quantity		Capacity Control		Refrigerant Type		Refrigerant Weight
1		Inlet Guide Vanes		R134a		1299 kg
Evaporator						
Entering Fluid Temperature		Leaving Fluid Temperature		Fluid Type		Actual Fluid Flow
14.99 °C		6.00 °C		Water		112.17 l/s
Minimum Fluid Flow		54.2 l/s				
Length		Diameter		Number of Passes		Fouling Factor
3.7 m		121.9 cm		2		
				Material		Wall Thickness
				Copper		0.635 mm
						0.01761 °C.m²/kW
Condenser						
Entering Fluid Temperature		Leaving Fluid Temperature		Fluid Type		Fluid Flow
29.00 °C		36.47 °C		Water		157.75 l/s
Length		Diameter		Number of Passes		Fouling Factor
3.7 m		121.9 cm		2		
				Material		Wall Thickness
				Copper		0.635 mm
						0.04403 °C.m²/kW

Unit Performance (AHRI 550/590)											
Design Points Rated with AHRI Condenser Relief											
Capacity kW	Input kW	Efficiency COP	RLA A	NPLV COP	Part Load Efficiency			Evaporator Fluid		Condenser Fluid	
					75% COP	50% COP	25% COP	Pressure Drop kPa	Entering Temperature °C	Pressure Drop kPa	Leaving Temperature °C
4220.0	759.68	5.555	1040	9.535	7.777	11.319	9.365	15.3	14.99	13.2	36.47

Water Cooled Centrifugal Chiller



Unit Performance (AHRI 550/590)

Performance Points Rated with AHRI Condenser Relief													
Point #	% of Design Load	Capacity kW	Input kW	Efficiency COP	RLA A	Flow l/s	Evaporator Fluid Temperature		Pressure Drop kPa	Flow l/s	Condenser Fluid Temperature		Pressure Drop kPa
							Entering °C	Leaving °C			Entering °C	Leaving °C	
1	100.0	4,220.0	759.68	5.555	1,040	112.17	14.99	6.00	15.3	157.75	29.00	36.47	13.2
2	90.0	3,798.0	597.45	6.357	821	112.17	14.09	6.00	15.3	157.75	26.87	33.46	13.4
3	80.0	3,376.0	456.23	7.400	629	112.17	13.19	6.00	15.4	157.75	24.73	30.46	13.6
4	70.0	2,954.0	354.80	8.326	490	112.17	12.29	6.00	15.4	157.75	22.60	27.54	13.8
5	60.0	2,532.0	277.29	9.132	384	112.17	11.39	6.00	15.4	157.75	20.47	24.66	14.1
6	50.0	2,110.0	186.42	11.319	259	112.17	10.50	6.00	15.4	157.75	18.33	21.75	15.1
7	40.0	1,688.0	154.50	10.926	215	112.17	9.60	6.00	15.4	157.75	18.33	21.07	15.1
8	30.0	1,266.0	126.20	10.032	176	112.17	8.70	6.00	15.4	157.75	18.33	20.39	15.1
9	20.0	844.0	98.91	8.533	138	112.17	7.80	6.00	15.4	157.75	18.33	19.72	15.2
10	10.0	422.0	84.67	4.984	119	112.17	6.90	6.00	15.4	157.75	18.33	19.07	15.2

Physical

Evaporator				
Inlet Location	Header Type	Header Material	Tube Sheet Material	Design Pressure (Waterside)
Right	Dished, Grooved	Carbon Steel	Carbon Steel	1 MPa
Condenser				
Inlet Location	Header Type	Header Material	Tube Sheet Material	Design Pressure (Waterside)
Right	Dished, Grooved	Carbon Steel	Carbon Steel	1 MPa

Electrical

Voltage	RLA	LRA	Power Connection	Power Factor Correction	Power Factor Corrected	MCA	MOCP
460 V / 60 Hz / 3 Phase	1040 A	7000 A	Single Point	Inherent	0.96	1306 A	1826 A

Drive

Type	Model	Location	Harmonic Distortion	Enclosure Type	Motor Protection
VFD	119ALA	Free Standing	Standard	NEMA 1	Standard

Sound (without insulation)

Sound Pressure											
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz	Overall	75% Load	50% Load	25% Load
69.0	69.0	71.0	75.0	79.0	82.0	82.0	78.0	87.5	85.5	85.5	86.5

Sound Pressure (dB) measured in accordance with ANSI/AHRI Standard 575-2008 ('A' weighted)

Options

Basic Unit	
Packaging:	Bagging only
Insulation	
Thermal:	0.75" on Evaporator Shell, Suction Piping, Compressor Inlet, Motor Barrel & High Humidity
Head:	Evaporator Return & Connection Heads
Drive	
Disconnect / Breaker Type:	Std - Load Break Disconnect Switch
Line Reactors:	Included as standard

Water Cooled Centrifugal Chiller



Lifecycle Cost

Operation	Electricity Cost	Annual Energy Cost	Life of Equipment	Total Lifecycle Equipment and Energy Cost
2340 hours / year	0.12 \$/kWh	\$77,485.00	25 years	\$2,227,095.00

Warranty

Unit Startup:	By Others (International)
Standard Warranty:	First Year Entire Unit Parts only (no Labor)
Delayed Warranty Start:	None (Startup 12-18 months after ship date)

AHRI Certification



Certified in accordance with the AHRI Water-Cooled Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using Vapor Compression Cycle Certification Program, which is based on AHRI Standard 550/590 (I-P) and AHRI Standard 551/591 (SI). Certified units may be found in the AHRI Directory at www.ahridirectory.org.

Notes

1. Above RLA, MCA and MOC values are per Chiller.
2. Performance kW & COP values are total values unless noted otherwise.
3. Minimum flow is based upon standard condenser water relief and not increased lift due to constant condenser water temperature.
4. This model utilizes a water cooled oil cooler as standard equipment.
5. Use only copper supply wires with ampacity based on 75°C conductor rating. (Exception: for equipment rated over 2,000 volts, 90°C or 105°C rated conductors shall be used). Connections to terminals must be made with copper lugs and copper wire.
6. For orientation purposes, left and right hand vessel connection locations are determined by facing the OITS panel (Operator Interface Touch Screen). The unit front is the long dimension side with the OITS panel and rear is the opposite side long dimension.

ANEXO C – Eficiências mínimas aceitáveis para *chillers* de acordo com norma
ASHRAE 90.1-2016

Table 6.8.1-3 Water-Chilling Packages—Minimum Efficiency Requirements^{a,b,e}

Equipment Type	Size Category	Units	Path A	Path B	Path A	Path B	Test Procedure ^c
Air-cooled chillers	<150 tons	EER (Btu/Wh)	≥9.562 FL	NA ^d	≥10.100 FL	≥9.700 FL	AHRI 550/590
	≥12.50 IPLV.IP		≥13.700 IPLV.IP		≥15.800 IPLV.IP		
	≥150 tons		≥9.562 FL		≥10.100 FL	≥9.700 FL	
	≥12.750 IPLV.IP		≥14.000 IPLV.IP		≥16.100 IPLV.IP		
Air-cooled without condenser, electrically operated	All capacities	EER (Btu/Wh)	Air-cooled chillers without condenser must be rated with matching condensers and comply with air-cooled chiller efficiency requirements				AHRI 550/590
Water-cooled, electrically operated positive displacement	<75 tons	kW/ton	≤0.780 FL	≤0.800 FL	≤0.750 FL	≤0.780 FL	AHRI 550/590
	≥75 tons and <150 tons		≤0.630 IPLV.IP	≤0.600 IPLV.IP	≤0.600 IPLV.IP	≤0.500 IPLV.IP	
			≤0.775 FL	≤0.790 FL	≤0.720 FL	≤0.750 FL	
	≥150 tons and <300 tons		≤0.615 IPLV.IP	≤0.586 IPLV.IP	≤0.560 IPLV.IP	≤0.490 IPLV.IP	
			≤0.680 FL	≤0.718 FL	≤0.660 FL	≤0.680 FL	
	≥300 tons and <600 tons		≤0.580 IPLV.IP	≤0.540 IPLV.IP	≤0.540 IPLV.IP	≤0.440 IPLV.IP	
			≤0.620 FL	≤0.639 FL	≤0.610 FL	≤0.625 FL	
	≥600 tons		≤0.540 IPLV.IP	≤0.490 IPLV.IP	≤0.520 IPLV.IP	≤0.410 IPLV.IP	
Water cooled, electrically operated centrifugal	<150 tons	kW/ton	≤0.634 FL	≤0.639 FL	≤0.610 FL	≤0.695 FL	AHRI 550/590
	≥150 tons and <300 tons		≤0.596 IPLV.IP	≤0.450 IPLV.IP	≤0.550 IPLV.IP	≤0.440 IPLV.IP	
			≤0.634 FL	≤0.639 FL	≤0.610 FL	≤0.635 FL	
	≥300 tons and <400 tons		≤0.596 IPLV.IP	≤0.450 IPLV.IP	≤0.550 IPLV.IP	≤0.400 IPLV.IP	
			≤0.576 FL	≤0.600 FL	≤0.560 FL	≤0.595 FL	
	≥400 tons and <600 tons		≤0.549 IPLV.IP	≤0.400 IPLV.IP	≤0.520 IPLV.IP	≤0.390 IPLV.IP	
			≤0.576 FL	≤0.600 FL	≤0.560 FL	≤0.585 FL	
	≥600 tons		≤0.549 IPLV.IP	≤0.400 IPLV.IP	≤0.500 IPLV.IP	≤0.380 IPLV.IP	
Air-cooled absorption, single effect	All capacities	COP (W/ W)	≥0.600 FL	NA ^d	≥0.600 FL	NA ^d	AHRI 560
Water-cooled absorption, single effect	All capacities	COP (W/ W)	≥0.700 FL	NA ^d	≥0.700 FL	NA ^d	AHRI 560
Absorption double effect, indirect fired	All capacities	COP (W/ W)	≥1.000 FL	NA ^d	≥1.000 FL	NA ^d	AHRI 560
			≥1.050 IPLV.IP		≥1.050 IPLV.IP		
Absorption double effect, direct fired	All capacities	COP (W/ W)	≥1.000 FL	NA ^d	≥1.000 FL	NA ^d	AHRI 560
			≥1.000 IPLV		≥1.000 IPLV		

a. The requirements for centrifugal chillers shall be adjusted for nonstandard rating conditions per Section 6.4.1.2.1 and are only applicable for the range of conditions listed there. The requirements for air-cooled, water-cooled positive displacement and absorption chillers are at standard rating conditions defined in the reference test procedure.

b. Both the full-load and IPLV.IP requirements must be met or exceeded to comply with this standard. When there is a Path B, compliance can be with either Path A or Path B for any application.

c. Section 12 contains a complete specification of the referenced test procedure, including the referenced year version of the test procedure.

d. NA means the requirements are not applicable for Path B, and only Path A can be used for compliance.

e. FL is the full-load performance requirements, and IPLV.IP is for the part-load performance requirements.

Fonte: Standard 90.1-2016, Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings

ANEXO D – Cálculo de eficiência de *chiller* em cargas parciais de acordo com norma
ARI Standard 550/590-1998

Expression Of Chiller Efficiency	Equation
Coefficient Of Performance—COP, W/W, or Energy Efficiency Ratio—EER, Btu/h·W	$IPLV \text{ or } NPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$
Power Per Ton, kW/ton	$IPLV \text{ or } NPLV = \frac{1}{\frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.45}{C} + \frac{0.12}{D}}$
Chiller Energy Efficiency, Load	
	A at 100% B at 75% C at 50% D at 25% — at 0%
IPLV Rating Conditions	
Condenser, water-cooled only: ^a	
Entering water temperature, F [C]	85 [29.4] ^b 75 [23.9] 65 [18.3] 65 [18.3] 65 [18.3]
Flow rate, gpm/ton [Lps per kW]	3.0 [0.054] ^c
Fouling factor, h·ft ² ·F/Btu [m ² ·C/W]	0.00025 [0.000044]
Evaporator:	
Leaving water temperature, F [C]	44 [6.7] ^b — — — 44 [6.7]
Flow rate, gpm/ton [Lps per kW]	2.4 [0.043] ^c — — — 2.4 [0.043]
Fouling factor, h·ft ² ·F/Btu [m ² ·C/W]	0.0001 [0.000018]
NPLV Rating Conditions	
Condenser, water-cooled only: ^a	
Entering water temperature, F [C]	As selected ^b — ^d 65 [18.3] 65 [18.3] 65 [18.3]
Flow rate, gpm/ton [Lps per kW]	As selected ^c
Fouling factor, h·ft ² ·F/Btu [m ² ·C/W]	As specified
Evaporator:	
Leaving water temperature, F [C]	As selected ^b — — — —
Flow rate, gpm/ton [Lps per kW]	As selected ^c — — — —
Fouling factor, h·ft ² ·F/Btu [m ² ·C/W]	As specified

^a If the chiller manufacturer's recommended minimum entering-condenser water temperature, ECWT, is greater than that specified above, then it may be used in lieu of the specified value.

^b Corrected for fouling-factor allowance by using the calculation method described in C6.3 of ARI Standard 550/590-1998.

^c Flow rates are to be held constant at full-load values for all part-load conditions.

^d For part-load ECWTs, the temperature should vary linearly from the selected ECWT to 65F [18.3C] for loads ranging from 100% to 50%, and should be fixed at 65F [18.3C] for loads ranging from 50% to 0%.

Fonte: Boletim de Engenharia Trane - *Trane Engineers Newsletter* — Vol. 28, No. 1

BIBLIOGRAFIA

AGUIAR, J. C. R. *Manual de Sistemas de Ar Condicionado*. Eletrobras Procel. Rio de Janeiro, 2011.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, INC. – ASHRAE. *ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment. Chapter 11 District Heating and Cooling*. Atlanta. ASHRAE, 2000.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, INC. – ASHRAE. *ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment. Chapter 12 Hydronic Heating and Cooling System Design*. Atlanta. ASHRAE, 2000.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, INC. – ASHRAE. *ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment. Chapter 38 Liquid Chilling Systems*. Atlanta. ASHRAE, 2000.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, INC. – ASHRAE. *ANSI/ASHRAE Standard 90.1-2010, Energy Standard for Buildings Except Low-Rise*. Atlanta. ASHRAE, 2010.

AVERY, G. Controlling *chillers* in variable flow systems. *ASHRAE Journal*, v. 40, n. 2, p. 42 - 45, 1998.

AVERY, G. Improving the efficiency of chilled water plants. *ASHRAE Journal*, v. 43, n. 5, p. 14 – 18, 2001.

BAHNFLETH, W. P.; PEYER, E. Comparative analysis of variable and constant primary-flow chilled-water-plant performance. *HPAC – Heating / Piping / Air Conditioning Engineering*, v. 73, n. 4, p. 41 - 50, 2001.

BYNUM, H.; MERWIN, E. Variable flow: a control engineer's perspective. *ASHRAE Journal*, v. 41, n. 1, p. 26 – 30, 1999.

CARRIER. *Carrier System Design Manual – Part 9 – Systems and Applications*. Syracuse, New York, 1971.

CARRIER. *Technical Development Program - Centrifugal Refrigeration Equipment T200-29C*, Syracuse, New York, 1983.

COAD, W. J. A fundamental perspective on chilled water systems. *HPAC – Heating / Piping / Air Conditioning Engineering*, v. 70, n. 8, p. 59 - 66, 1998.

DAIKIN. *Fundamentals of Water and Air Cooled Chillers - Application Guide AG 31-003-4*. 2014

DAIKIN. *Chillers a Água Compressor Centrífugo Catálogo 605-2*. 2012

GROENKE, S.; SCHWEDLER, M. Séries–séries counterflow for central chilled water plants. *ASHRAE Journal* v. 44, n. 6, p. 23 - 29, 2002.

HARTMAN, T. All-variable-speed centrifugal *chiller* plants. *ASHRAE Journal* v. 43, n. 9, p. 43 – 51, 2001.

KELLY, D. W.; CHAN, T. Optimizing chilled water plants controls. *HPAC – Heating / Piping / Air Conditioning Engineering*, v. 71, n. 1, p. 145 - 147, 1999.

KIRSNER, W. Designing for 42°F chilled water supply temperature - does it save energy ?. *ASHRAE Journal* v. 40, n. 1, p. 37 - 42, 1998.

KIRSNER, W. The demise of the primary–secondary pumping paradigm for chilled water plant design. *HPAC – Heating / Piping / Air Conditioning Engineering*, v.68, n. 11, p. 73-78, 1996.

KREUTZMANN, J. Campus cooling: Retrofitting systems. *HPAC – Heating / Piping / Air Conditioning Engineering*, v. 74, n. 7, p. 27 - 34, 2002.

LUTHER, K. Applying variable volume pumping. *HPAC – Heating / Piping / Air Conditioning Engineering*, v. 70, n. 10, p. 53 - 58. 1998.

MMA - MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. *Estudo sobre o Estado da Arte dos mecanismos de contratação de serviços de eficiência energética em edificações no Brasil*, DF, 2014.

RYAN, W. Deregulation and *chiller* plant load. *ASHRAE Journal*, v. 43, n. 7, p. 18 – 22, 2001.

SCHWEDLER, M.; BRADLEY, B. Variable primary flow in chilled-water systems. *HPAC – Heating / Piping / Air Conditioning Engineering*, v. 75, n. 3, p. 37 - 45, 2003.

SCHWEDLER, M.; BRADLEY, B. Variable-Primary-Flow Systems... An Idea for Chilled-Water Plants the Time of Which Has Come. *HPAC – Heating / Piping / Air Conditioning Engineering*, v. 72, n. 4, p. 41 - 44, 2000.

SCHWEDLER, MICK. *Chiller*/tower interaction: Take it to the limit - or just halfway?. *ASHRAE Journal*, v. 40, n. 7, p. 32 - 39, 1998.

SHIMING, D. Sizing replacement *chiller* plants. *ASHRAE Journal* v. 44, n. 6. p. 47 - 49, 2002.

STOECKER, W.F., JONES, J. W., *Refrigeração e Ar Condicionado*, Mc Graw Hill do Brasil LTDA, São Paulo - SP, 1985.

TAYLOR, S. T. Degrading chilled water plant Δ -T: Causes and mitigation. *ASHRAE Transactions*, v. 108, n. 1, p. 641- 653, 2002.

TAYLOR, S. T. Primary-only vs. primary-secondary variable flow systems. *ASHRAE Journal*, v. 44, n. 2, p. 25 -29, 2002.

TRANE. *Applications Engineering Manual - Centrifugal Water Chillers (TRG-TRC010-EN)*. La Crosse. TRANE, 2012.

TRANE. *Applications Engineering Manual - Chilled-Water Systems (TRG-TRC016-EN)*. La Crosse. TRANE, 2012.

TRANE. *Applications Engineering Manual - Chiller System Design and Control (SYS-APM001-EN)*. La Crosse. TRANE, 2011.

TRANE. *Manual de Ar Condicionado Trane*. Brasil. TRANE, 1980

VELOSO, M. D.; ELALI, G. A. *Uma avaliação da eficiência energética em edificações hoteleiras em Natal/RN*. Disponível em: http://projedata.grupoprojetar.ufrn.br/dspace/bitstream/123456789/78/1/Nutau%2004_VELOSO%20e%20ELALI.pdf. Acessado em: Agosto de 2016.

WALTZ, J. P. Don't ignore variable flow. *Contracting Business*, v. 54, n.7, p.133–144, 1997.