

Informações para projetistas do sistema HVAC da atualidade

# Boletim Informativo de Engenharia

volume 44-3

## Plantas de chillers de temperatura dupla

Este Boletim Informativo de Engenharia descreve várias configurações de plantas de resfriamento de temperatura dupla que podem fornecer duas temperaturas: uma fria o suficiente para fornecer resfriamento sensível, mas quente o suficiente para evitar a condensação, e a outra fria o suficiente para desumidificar.

Alguns tipos de equipamentos de resfriamento de ambientes requerem uma alimentação de água gelada que seja 1) fria o suficiente para fornecer resfriamento sensível para o ambiente, mas também 2) quente o suficiente para evitar condensação nas superfícies frias do equipamento.

Exemplos típicos incluem painéis de resfriamento radiante (ou tubos embutidos na estrutura do edifício), vigas frias, caixas de VAV alimentadas por ventilador com serpentinas de resfriamento somente sensíveis ou fancoils que foram selecionadas apenas para resfriamento sensível. (Esses tipos de equipamentos de resfriamento ambiente serão coletivamente referidos como “unidades terminais” neste Boletim Informativo de Engenharia – EN.)

A característica comum desses tipos de unidades terminais é que fornecem apenas resfriamento sensível e não se destinam a fornecer desumidificação (sem meios para controlar a condensação).

Normalmente são abastecidos com água na faixa de 14 a 15,5 °C (57 a 60 °F), que é fria o suficiente para fornecer resfriamento sensível ao espaço, porém mais quente que o ponto de orvalho no ambiente, evitando assim a condensação nas serpentinas sensíveis nas unidades terminais. No entanto, como essas unidades terminais fornecem apenas resfriamento sensível, geralmente é necessário um sistema de desumidificação separado.

Esse sistema separado usa uma serpentina de água gelada para desumidificar 100% do ar externo ou uma mistura de ar externo e recirculado. Essa serpentina de desumidificação precisa ser alimentada com água fria o suficiente, normalmente entre 4,5 e 7 °C (40 °F e 45 °F) para secar este ar bem abaixo do ponto de orvalho do ambiente, geralmente 12,5 °C (55 °F).<sup>1</sup>

Este Boletim Informativo de Engenharia descreve várias configurações de plantas de chillers de temperatura dupla que podem fornecer essas duas temperaturas diferentes.

### Planta com um único chiller

Muitos pequenos sistemas de água gelada incluem apenas um chiller. Geralmente é um chiller resfriado a ar que pode ter circuitos de resfriamento independentes para proporcionar algum grau de redundância.

Nesse caso, o chiller precisará produzir a temperatura mais fria da água [4 °C (40 °F), neste exemplo] e usar um trocador de calor intermediário ou uma válvula de mistura para fornecer a temperatura da água mais quente (14 °C) (57 °F).

Quando é necessária desumidificação, isso exclui qualquer benefício de eficiência de operar um chiller na temperatura de saída de água mais quente. Durante o tempo mais seco, quando as serpentinas de desumidificação não são mais necessárias, o ponto de ajuste da temperatura de saída da água para o chiller pode ser reajustado de 4 °C (40 °F) para 14 °C (57 °F)

### Que tal usar um desumidificador autônomo?

Alguns sistemas são projetados com uma central de água gelada que fornece água a 14 °C (57 °F) para as unidades terminais, mas usa uma unidade autônoma de expansão direta (DX) para o sistema de desumidificação. Embora essa abordagem se beneficie da operação do chiller a água na temperatura mais quente, não há redundância se o chiller ou a unidade de desumidificação DX precisarem ser reparados, substituídos ou submetidos a manutenção.

Além de fornecer essa redundância, projetar uma central de água gelada para atender tanto à carga de resfriamento sensível ao ambiente quanto à carga de ventilação/desumidificação pode aumentar a eficiência do sistema e oferece oportunidades para incorporar outras estratégias, como recuperação de calor do lado da água, armazenamento térmico ou ciclo economizador.

Por exemplo, a eficiência de resfriamento a plena carga (sem incluir a alimentação do ventilador) de um desumidificador DX autônomo refrigerado a ar provavelmente ficará entre 1,1 e 1,2 kW/ton. A eficiência geral de carga total (incluindo bombas) de uma planta que usa um único chiller refrigerado a ar compartilhado (Figura 2) provavelmente está entre 1,0 e 1,1 kW/ton. E a eficiência geral de carga total (incluindo bombas e ventiladores de torre) de um chiller refrigerado a água dedicado que atende as serpentinas de desumidificação (Chiller 2 na Figura 8 ou 9) provavelmente ficará entre 0,7 e 0,9 kW/ton.

Além disso, o desempenho dos chillers de água é certificado pela AHRI; considerando que não há um programa de certificação existente atualmente em vigor para unidades de desumidificação DX independentes.<sup>2</sup>

### Trocador de calor de intermediário.

Na primeira configuração (Figura 1), o chiller produz fluido de 4 °C (40 °F) (água ou salmoura). Parte desse fluido é distribuído para as serpentinas de desumidificação das unidades de tratamento de ar; enquanto o restante passa por um trocador de calor de placa e estrutura que é usado para produzir água de abastecimento de 14 °C (57 °F) para as unidades terminais sensíveis.

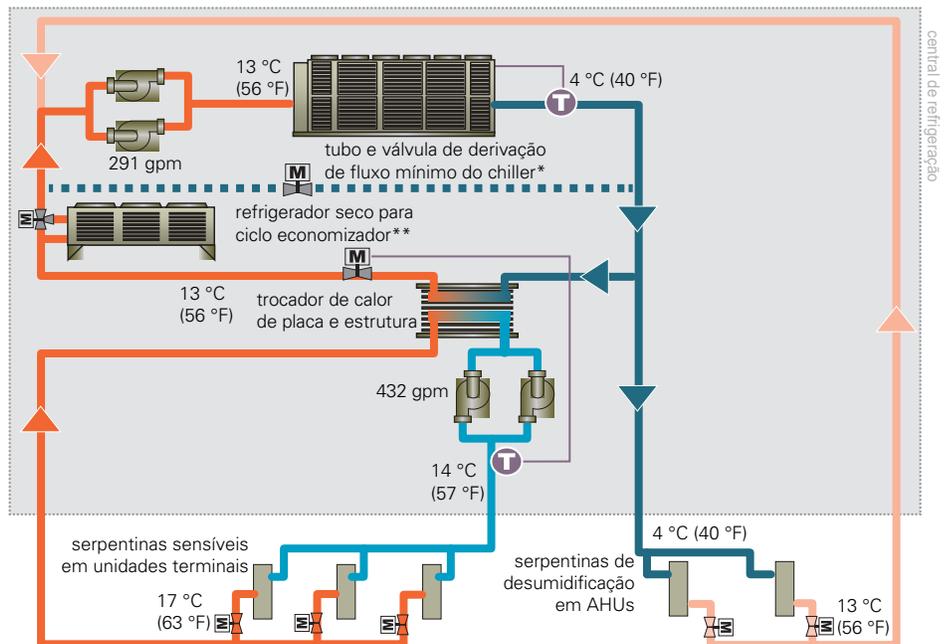
O benefício dessa configuração são hidráulica e controle simplificados. A válvula de controle do trocador de calor é selecionada e controlada de forma semelhante às válvulas nas serpentinas de desumidificação, e o delta T (diferença de temperatura de entrada para saída) selecionado para o chiller e as serpentinas de desumidificação são mais ou menos independentes do delta T determinado pelas unidades terminais.

Se for necessário glicol para proteção contra congelamento, ele pode ser isolado para fluir apenas pelo chiller a água e pelas serpentinas de desumidificação. Água pura pode ser usada no lado interno do trocador de calor, para que o glicol não afete a capacidade das unidades terminais.

**Válvula de mistura.** Se não for necessário glicol, ou se o glicol também for circulado pelas unidades terminais, uma válvula de mistura pode ser usada no lugar do trocador de calor de placa e estrutura (Figura 2). Nessa configuração, o chiller a água produz novamente água a 4 °C (40 °F), sendo que parte dela é distribuída diretamente para as serpentinas de desumidificação. A água fria restante é misturada com água morna (17 °C) (63°F) que retorna das unidades terminais para produzir a água de abastecimento de 14 °C (57 °F) necessária para os terminais.

Essa configuração oferece uma pequena vantagem de eficiência, pois o trocador de calor intermediário usado na configuração anterior não é 100% eficaz. Mas a hidráulica é mais desafiadora porque a válvula de mistura deve ser cuidadosamente selecionada e preparada para fornecer controle preciso e estável sobre a faixa esperada de pressões operacionais do sistema.

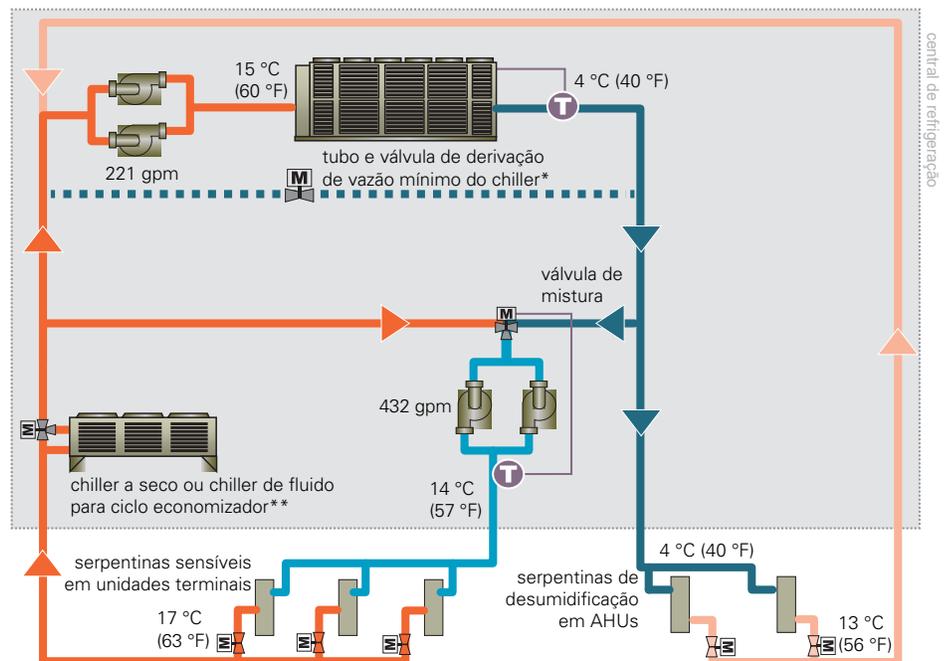
Figura 1. Planta de chiller único (trocador de calor intermediário)



\* inclusive se forem usadas bombas de resfriamento de fluxo variável

\*\* opcional (ou alguns sistemas usam um trocador de calor ar-água separado incorporado ao chiller resfriado a ar)

Figura 2. Planta de chiller único (válvula de mistura)



\* inclusive se forem usadas bombas de resfriamento de vazão variável

\*\* opcional (ou alguns sistemas usam um trocador de calor ar-água separado incorporado ao chiller resfriado a ar)

## Planta com dois chillers

Muitas plantas de chillers são projetadas para incluir mais de um chiller para melhorar a eficiência da planta e fornecer redundância se um dos chillers falhar ou precisar de manutenção.

Quando a planta é projetada com dois chillers, existem várias configurações que podem ser usadas para fornecer as duas temperaturas diferentes da água. Embora os chillers resfriados a ar ou a água possam ser usados em uma planta de dois chillers, nosso exemplo assumirá chillers resfriados a água.

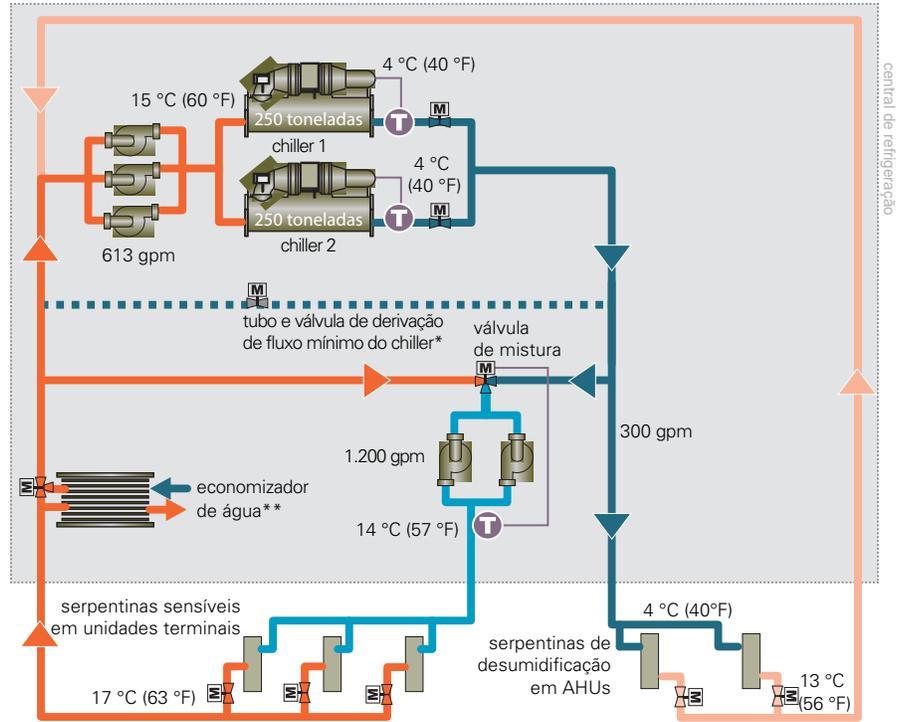
### Válvula de mistura com cargas em paralelo (chillers em paralelo ou em série).

A primeira configuração de dois chillers (Figura 3) usa o mesmo conceito de válvula de mistura descrito anteriormente. Os chillers, com **evaporadores associados em paralelo**, ambos produzem água a 4 °C (40 °F). Parte dessa água gelada é distribuída diretamente para as serpentinas de desumidificação nas unidades de tratamento de ar, enquanto o restante é misturado com água morna (17 °C)(63 °F) retornando das unidades terminais para produzir água a 14 °C (57 °F).

No entanto, devido ao grande delta T entre os chillers, essa é normalmente uma boa aplicação para configurar os **evaporadores dos chillers em série** (Figura 4), em vez de em paralelo. Neste exemplo, o chiller a montante resfria a água de 15,5 a 10 °C (60 °F a 50 °F), enquanto o chiller a jusante resfria o resto do caminho até 4 °C (40 °F)

Um benefício de configurar os evaporadores do chiller em série é o menor uso geral de energia da planta. Neste sistema de exemplo (consulte a Tabela 1), o chiller a montante opera com muito mais eficiência (0,462 kW/ton), pois precisa apenas resfriar a água a 10 °C (50 °F), resultando em menos potência total do chiller. Como a taxa de vazão total de água (613 gpm) é bombeada através de ambos os evaporadores do chiller, a potência da bomba incremental é maior (4,4 kW comparado a 1,1 kW com chillers em paralelo). Mas a potência total para ambos os chillers mais a potência de bombeamento incremental ainda é 9% menor com os chillers configurados em série (261,2 kW versus 285,9 kW com chillers em paralelo).

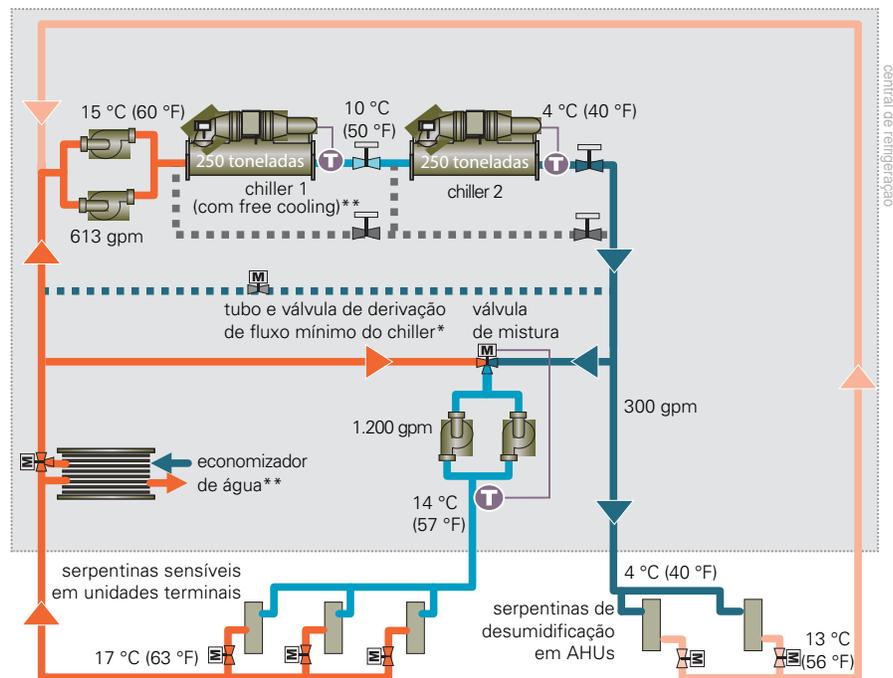
Figura 3. Planta de dois chillers (cargas em paralelo, chillers em paralelo)



\* inclusive se forem usadas bombas de resfriamento de fluxo variável

\*\* alguns sistemas configuram um chiller como chiller "de resfriamento livre", enquanto outros incluem um trocador de calor de placa e estrutura separado para ciclo economizador do lado da água

Figura 4. Planta de dois chillers (cargas em paralelo, chillers em série)



\* inclusive se forem usadas bombas de resfriamento de vazão variável

\*\* alguns sistemas configuram um chiller como chiller "free-cooling", enquanto outros incluem um trocador de calor de placa e estrutura separado para ciclo economizador do lado da água

**Tabela 1. Comparação em configurações de plantas de temperatura dupla que incluem dois chillers**

		vazão do evaporador do chiller, gpm	temperatura da água de entrada do evaporador, °C (°F)	temperatura da água na saída do evaporador, °C (°F)	carga do chiller, toneladas	eficiência do chiller <sup>1</sup> , kW/ton	potência do chiller, kW	Queda de pressão do evaporador, pés H <sub>2</sub> O	potência de bombeamento incremental <sup>2</sup> , kW	
cargas em paralelo, chillers em paralelo (Figura 3)	Chiller 1	306,5	15 (60)	4 (40)	250	0,569	142,4	6,9	0,57	
	Chiller 2	306,5	15 (60)	4 (40)	250	0,569	142,4	6,9	0,57	
	<b>Totais</b>				<b>500</b>		<b>284,8</b>	<b>+</b>	<b>1,1</b>	<b>= 285,9 kW</b>
cargas em paralelo, chillers em série (Figura 4)	Chiller 1 (a montante)	613	15 (60)	10 (50)	250	0,462	115,6	12,9	2,13	
	Chiller 2 (a jusante)	613	10 (50)	4 (40)	250	0,564	141,2	13,4	2,22	
	<b>Totais</b>				<b>500</b>		<b>256,8</b>	<b>+</b>	<b>4,4</b>	<b>= 261,2 kW</b>
cargas em série, chillers em paralelo	Chiller 1	261	17 (63)	4 (40)	250	0,570	142,6	5,1	0,36	
	Chiller 2	261	17 (63)	4 (40)	250	0,570	142,6	5,1	0,36	
	<b>Totais</b>				<b>500</b>		<b>285,2</b>	<b>+</b>	<b>0,7</b>	<b>= 285,9 kW</b>
cargas em série, chillers em série (Figura 5)	Chiller 1 (a montante)	522	17 (63)	11 (51,5)	250	0,445	111,3	9,7	1,36	
	Chiller 2 (a jusante)	522	11 (51,5)	4 (40)	250	0,565	141,3	10,1	1,42	
	<b>Totais</b>				<b>500</b>		<b>252,6</b>	<b>+</b>	<b>2,8</b>	<b>= 255,4 kW</b>
cargas em série (fluxo dividido) (Figura 7)	Chiller 1 (a montante)	1.500	16,5 (62)	14 (57)	288	0,399	114,7	16,8	6,79	
	Chiller 2 (a jusante)	300	14 (57)	4 (40)	212	0,586	124,2	6,7	0,54	
	<b>Totais</b>				<b>500</b>		<b>238,9</b>	<b>+</b>	<b>7,3</b>	<b>= 246,2 kW</b>
chillers dedicados (Figura 8)	Chiller 1 (quente)	1.200	17 (63)	14 (57)	300	0,401	120,3	11,1	3,59	
	Chiller 2 (frio)	300	13 (56)	4 (40)	200	0,592	118,4	6,6	0,54	
	<b>Totais</b>				<b>500</b>		<b>238,7</b>	<b>+</b>	<b>4,1</b>	<b>= 242,8 kW</b>

<sup>1</sup> Eficiência de carga total com base em uma taxa de vazão de água do condensador de 2,0 gpm/ton e 30 °C (85 °F) de água entrando no condensador

<sup>2</sup> Esta é a potência incremental necessária para bombear a água através do evaporador do chiller, assumindo 70% de eficiência da bomba  
 [kW da bomba incremental = (0,746 kW/hp) x (taxa de vazão do evaporador, gpm x queda de pressão do evaporador, pés H<sub>2</sub>O) / (3960 x eficiência da bomba)].

Outro benefício de configurar os evaporadores do chiller em série é que simplifica o sequenciamento (ligar e desligar os chillers) em um sistema de fluxo primário variável (VPF).<sup>3</sup>

A desvantagem de configurar chillers em série é que é mais desafiador fornecer redundância se um chiller não estiver operacional. Com os chillers em paralelo, ambos os chillers provavelmente serão idênticos e podem ser selecionados para um

pouco de capacidade extra, de modo que um chiller operando sozinho possa fornecer 60 ou 70 por cento da capacidade projetada enquanto o outro chiller é atendido.

Para fornecer redundância com chillers em série, o chiller a montante pode precisar ser selecionado para desempenho "menos que o ideal" para que seja capaz de produzir água a 4 °C (40°F) se o chiller a jusante não estiver operacional. A menos que o chiller a montante seja um chiller de free-cooling (consulte a

página 9), organizar os condensadores em uma configuração de contrafluxo em série pode fornecer essa redundância sem sacrificar o desempenho.<sup>4</sup>

Além disso, um conjunto de tubos de derivação e válvulas de bloqueio precisam ser adicionados à planta para permitir que um dos chillers opere enquanto o outro chiller está em manutenção (consulte a Figura 4).

**Válvula de mistura com cargas em série (chillers em paralelo ou em série).**

Quando a temperatura da água que retorna das serpentinas de desumidificação [13 °C (56 °F) neste exemplo] é mais fria do que a água fornecida às unidades terminais sensíveis [14 °C (57 °F)], alguns designers consideram configurar essas **cargas em série** (Figura 5). Nessa configuração, a água de 4 °C (40 °F) da planta de chillers é distribuída primeiro para as serpentinas de desumidificação. A água de 13 °C (56 °F) que retorna dessas serpentinas é então misturada com água morna [17 °C (63 °F)] retornando das unidades terminais (e talvez alguma água de 4 °C (40 °F) adicional da planta de resfriamento) para produzir água de 14 °C (57 °F) para os terminais.

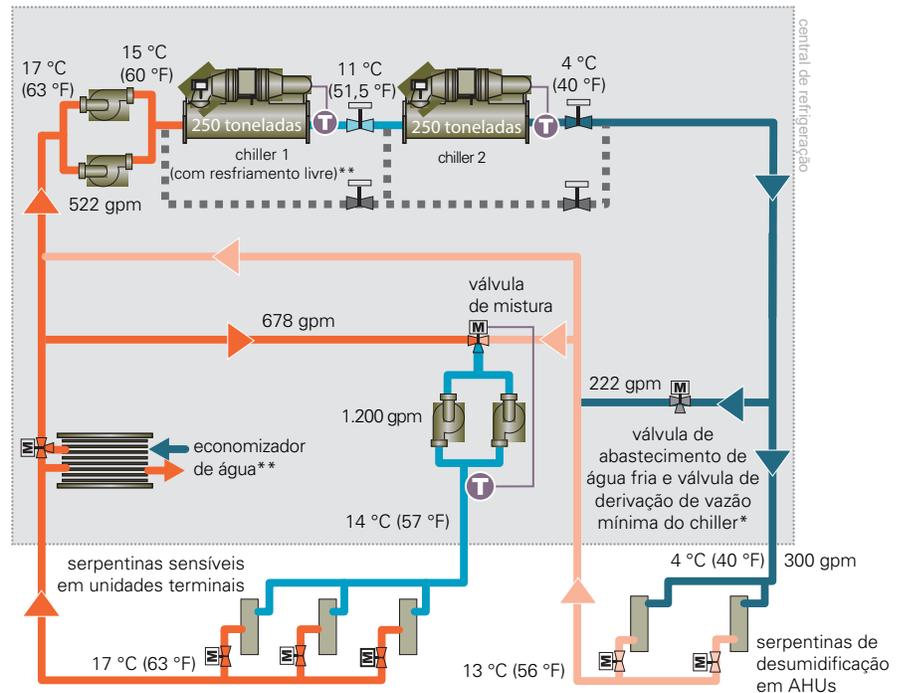
A configuração das cargas em série oferece um benefício de eficiência em relação às cargas em paralelo (255,4 kW com chillers em série, versus 261,2 kW com as cargas em paralelo e chillers em série), pois a taxa de vazão da planta de chillers é menor (522 gpm em comparação com 613 gpm com cargas em paralelo) e o delta T da planta maior permite que o chiller a montante seja selecionado para uma temperatura de saída de água mais quente.

No entanto, essa configuração introduz certa complexidade de controle adicional. A válvula de derivação de fluxo mínimo do chiller agora tem uma segunda finalidade. Além de garantir o fluxo mínimo do evaporador através de qualquer chiller em operação, ela também deve garantir uma alimentação adequada de água fria na válvula de mistura.

Na carga projetada para este exemplo, 300 gpm de água a 4 °C (40 °F) são fornecidos às serpentinas de desumidificação, que retornam a 13 °C (56 °F). Misturar apenas esses 300 gpm de água a 13 °C (56 °F) com água de 17 °C (63 °F) retornando das unidades terminais resulta em uma temperatura de fornecimento de 16 °C (61 °F) para os terminais (Figura 6, superior).

Portanto, a válvula de derivação deve abrir para misturar 222 gpm de água a 4 °C (40 °F) com os 300 gpm de água a 13 °C (56 °F) retornando das serpentinas de desumidificação, para garantir que a válvula de mistura tenha água fria suficiente

**Figura 5. Planta de dois chillers (cargas em série, chillers em série)**

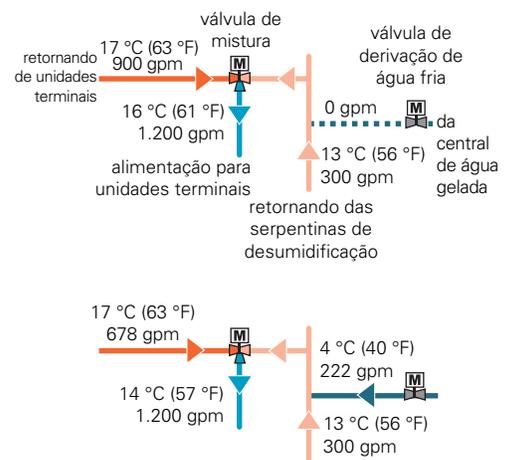


- \* usado para garantir o fornecimento adequado de água fria para serpentinas sensíveis quando as válvulas de controle da serpentina AHU de desumidificação estão modulando ou fechadas E também é usado para garantir a vazão mínima do evaporador se forem usadas bombas de resfriamento de fluxo variável
- \*\* alguns sistemas configuram um chiller como chiller "free cooling", enquanto outros incluem um trocador de calor de placa e estrutura separado para ciclo economizador do lado da água

para fornecer a água de 14 °C (57 °F) necessária para os terminais (Figura 6, parte inferior). Essa quantidade de derivação varia conforme as válvulas de controle nas serpentinas de desumidificação modulam ou fecham e pode exigir que o tubo de derivação seja maior do que se fosse necessário apenas para garantir o fluxo mínimo do evaporador.

Para essa configuração de cargas em série, os evaporadores do chiller podem ser associados em paralelo ou em série. Semelhante ao exemplo anterior, configurar os evaporadores do chiller em série resulta em 11% menos energia total (255,4 kW versus 285,9 kW com os evaporadores do chiller em paralelo, consulte a Tabela 1). Mas, como mencionado, configurar os chillers em série dificulta mais fornecer redundância caso um chiller não esteja operacional.

**Figura 6. Derivação de água fria quando cargas em série**



### Chillers em série com fluxo dividido.

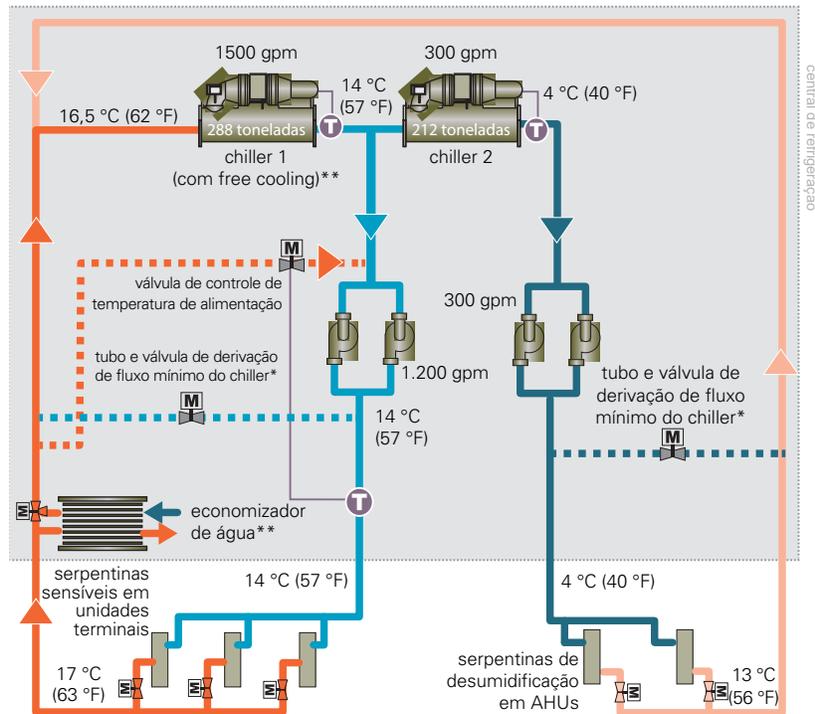
Com os evaporadores do chiller configurados em série, alguns designers consideram dividir o fluxo entre os dois chillers (Figura 7). Neste exemplo, o chiller a montante resfria toda a água a 14 °C (57 °F). Parte dessa água é então distribuída diretamente para as unidades terminais para resfriamento sensível ao espaço, enquanto o restante passa pelo chiller a jusante e é resfriado a 4 °C (40 °F) para as serpentinas de desumidificação.

Como o chiller a montante opera a uma temperatura de saída de água ainda mais quente [14 °C (57 °F)], é mais eficiente (0,399 kW/ton). No entanto, como não há mistura, a vazão total exigida pelas unidades terminais (1.200 gpm) mais a vazão exigida pelas serpentinas de desumidificação (300 gpm) passa pelo chiller a montante, resultando em uma maior queda de pressão do evaporador e penalidade de energia da bomba.

Essa configuração é uma tentativa de maximizar a eficiência do chiller a montante, pois não resfria a água destinada às unidades terminais mais do que o necessário. No entanto, se a água que retorna das serpentinas de desumidificação [a 13 °C (56 °F) neste exemplo] for mais fria do que a água que sai do chiller a montante [14 °C (57 °F)], haverá desperdício de energia. A água de retorno de 13 °C (56 °F) é misturada com a água de 17 °C (63 °F) que retorna das unidades terminais e passa através do chiller a montante. Em vez disso, seria mais eficiente simplesmente direcionar essa água de retorno de 13 °C (56 °F) diretamente para o chiller a jusante.

Portanto, dividir os fluxos fornece um benefício de eficiência para o chiller a montante, mas direcionar todo o fluxo através do chiller a montante é ineficiente, a menos que a água que retorna das serpentinas de desumidificação seja significativamente mais quente do que a água que sai do chiller a montante, o que é improvável.

Figura 7. Planta de dois chillers (chillers em série com fluxo dividido)



\* inclusive se forem usadas bombas de resfriamento de fluxo variável

\*\* alguns sistemas configuram um chiller como chiller "free cooling", enquanto outros incluem um trocador de calor de placa e estrutura separado para ciclo economizador do lado da água

Para este exemplo, a potência total para ambos os chillers mais a potência de bombeamento incremental é 6% menor do que a configuração de cargas em paralelo/chillers em série e 4% menor do que a configuração de cargas em série/chillers em série (Tabela 1). A divisão dos fluxos evita a complicação de controlar a válvula de derivação de fluxo mínimo do chiller para também desviar a água gelada, se necessário, mas a interação dos dois sistemas de bombeamento pode ser difícil de equilibrar e controlar. Além disso, fornece muito pouca redundância, pois as taxas de vazão do chiller e as temperaturas da água são significativamente diferentes.

Essa configuração requer dois tubos de derivação do chiller separados com válvulas de controle de fluxo mínimo.

A Figura 7 também mostra uma válvula de controle de temperatura adicional para o circuito de água de 14 °C (57 °F). Como a maioria das unidades terminais sensíveis não permite condensação, a água fornecida a elas deve sempre permanecer a uma temperatura acima da temperatura do ponto de orvalho do ambiente. Dependendo de quão preciso e estável o chiller a montante seja capaz de controlar sua temperatura de saída de água, o designer pode querer incluir esta válvula adicional para garantir que água muito fria nunca seja distribuída para as unidades terminais. Sob condições de baixa carga, se o chiller atingir seu estágio mínimo de capacidade e começar a produzir água mais fria do que o ponto de ajuste desejado de 14 °C (57 °F), essa válvula se misturará com uma pequena quantidade de água morna de retorno.

**Chillers dedicados.** Nesta configuração final, um chiller fornece água de 14 °C (57 °F) diretamente para as unidades terminais, enquanto um chiller separado fornece água de 4 °C (40 °F) diretamente para as serpentinas de desumidificação (Figura 8).

O benefício dessa configuração é que ela maximiza a eficiência do chiller de “água morna”. Somente a vazão exigida pelas unidades terminais passa por ele, e essa água é resfriada apenas até o ponto de ajuste de 14 °C (57 °F) necessário (sem excesso de resfriamento). O chiller de “água fria” lida apenas com o fluxo exigido pelas serpentinas de desumidificação.

A potência total para ambos os chillers mais a potência de bombeamento incremental é a mais baixa de todas as configurações analisadas: 242,8 kW (Tabela 1).

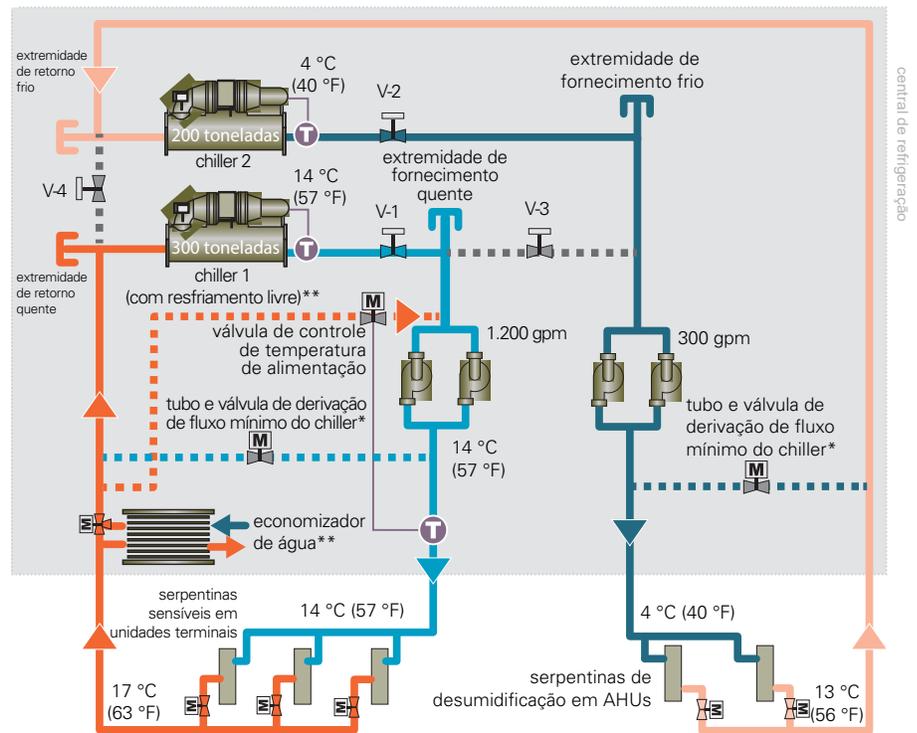
A fim de fornecer redundância, dois tubos de interconexão e válvulas de bloqueio podem ser adicionados à planta para permitir que um dos chillers opere enquanto o outro chiller está em manutenção (Figura 8).

A planta ainda pode fornecer ambas as temperaturas da água com apenas o chiller restante operando:

- Se o chiller de “água morna” (chiller 1) falha, a válvula V-1 é fechada, as válvulas V-3 e V-4 são abertas, o chiller de “água fria” (chiller 2) continua operando para produzir água a 4 °C (40 °F) e a válvula de controle de temperatura de fornecimento se mistura com água morna de retorno para fornecer água a 14 °C (57 °F) às unidades terminais.
- Se o chiller de “água fria” (chiller 2) falha, a válvula V-2 é fechada, as válvulas V-3 e V-4 são abertas, o chiller de “água quente” (chiller 1) continua operando com uma saída de água ponto de ajuste redefinido para 4 °C (40 °F) e a válvula de controle de temperatura de fornecimento garante que a água de 14 °C (57 °F) seja fornecida às unidades terminais.

Outra opção poderia ser incluir pontas de tubo na planta do chiller para permitir a conexão rápida de um chiller de aluguel de emergência, se necessário (veja a Figura 8). Os tubos de interconexão e as válvulas de bloqueio

**Figura 8. Planta de dois chillers (chillers dedicados com conexões hidráulicas)**



\* inclusive se forem usadas bombas de resfriamento de fluxo variável

\*\* alguns sistemas configuram um chiller como chiller “free cooling”, enquanto outros incluem um trocador de calor de placa e estrutura separado para ciclo economizador do lado da água

permitiriam que a planta do chiller “mancasse” e fornecesse capacidade parcial até que o chiller de emergência chegasse (geralmente dentro de 24 horas).

Os tubos de interconexão também permitem operar apenas um dos chillers se as cargas combinadas forem muito baixas, o que pode melhorar a eficiência geral da planta.

Como nas configurações anteriores com chillers em série, o chiller de “água morna” pode precisar ser selecionado com desempenho “menos que o ideal” para que seja capaz de produzir água a 4 °C (40 °F) se o chiller de “água fria” não estiver operacional. Essa pode ser uma boa aplicação para um chiller com um compressor de deslocamento positivo (por exemplo, parafuso ou scroll) ou um chiller centrífugo com um VFD; ambos seriam adequados para operar em qualquer temperatura da água, se necessário.

Assim como na configuração anterior de fluxo dividido, essa configuração também requer dois tubos de derivação do chiller separados com válvulas de controle de fluxo mínimo, e a válvula de controle de temperatura para o circuito de água a 14 °C (57 °F) provavelmente também é uma boa ideia. Mas não tem a complicação adicional de controlar a válvula de derivação de fluxo mínimo do chiller para também desviar a água fria (conforme exigido na configuração de cargas em série). Embora os dois conjuntos de bombas sejam separados hidráulicamente quando ambos os chillers estiverem operacionais, a seleção das bombas também deve garantir que as bombas funcionem adequadamente em modo de emergência.

## Planta com três ou mais chillers

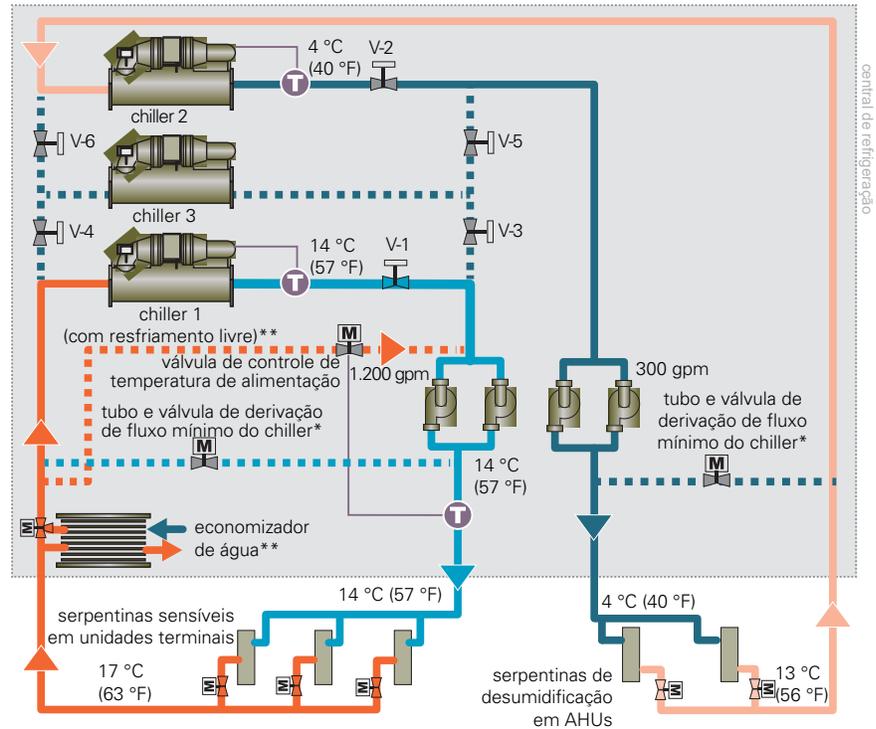
Quando a planta for projetada para incluir três ou mais chillers, a configuração mais eficiente provavelmente usará a abordagem de chillers dedicados com tubos de interconexão e válvulas de bloqueio para fornecer redundância.

Nesta configuração (Figura 9), um chiller é selecionado e otimizado para fornecer água de 14 °C (57 °F) às unidades terminais, enquanto um chiller separado é selecionado e otimizado para fornecer água de 4 °C (40 °F) às serpentinas de desumidificação. O terceiro chiller é então selecionado de forma que seja capaz de fornecer água a 14 °C (57 °F) ou 4 °C (40 °F), caso um dos outros dois chillers precise de manutenção:

- Se o chiller de “água morna” (chiller 1) falha, a válvula V-1 é fechada, as válvulas V-3 e V-4 são abertas e o chiller 3 é operado para fornecer água a 14 °C (57 °F) às unidades terminais.
- Se o chiller de “água fria” (chiller 2) falha, a válvula V-2 é fechada, as válvulas V-5 e V-6 são abertas e o chiller 3 é operado para fornecer água a 4 °C (40 °F) às serpentinas de desumidificação.

Mesmo que a planta do chiller tenha sido originalmente concebida para incluir apenas dois chillers, pode ser desejável projetá-la para três chillers, de modo que a planta forneça redundância adicional no caso de falha do chiller. Isso permitiria que o chiller de “água morna” fosse otimizado para fornecer água a 14 °C (57 °F), sem sacrificar a eficiência, tendo que selecioná-lo para ser capaz de fazer 4 °C (40 °F) em uma emergência (como seria necessário em uma planta com apenas dois chillers).

Figura 9. Planta de temperatura dupla com terceiro chiller para redundância



\* inclusive se forem usadas bombas de resfriamento de fluxo variável

\*\* alguns sistemas configuram um chiller como chiller “free cooling”, enquanto outros incluem um trocador de calor de placa e estrutura separado para ciclo economizador do lado da água

## Incorporando um ciclo economizador do lado da água

A maioria dos edifícios que incluem unidades terminais sensíveis ao ar usa um sistema dedicado de ar externo (OA) para ventilação, de modo que o uso de economizador do lado do ar geralmente não é possível. Portanto, um economizador do lado da água pode ser usado para fornecer resfriamento “gratuito” durante clima ameno.<sup>5</sup> Isso pode ser especialmente valioso para sistemas que usam unidades terminais de água gelada para resfriamento do ambiente, uma vez que as zonas internas podem exigir alimentação de água para resfriamento, mesmo quando está frio do lado de fora. Nesse caso, os economizadores a água podem permitir que os chillers sejam desligados durante os meses mais frios do ano.

Os economizadores a água são mais comuns em sistemas que usam chillers resfriados a água, mas também podem ser usados em sistemas com chillers resfriados a ar.

## Conomizador do lado da água com chillers resfriados a água.

Se forem usados chillers refrigerados a água, um economizador de água normalmente é fornecido usando 1) um trocador de calor de placa separado, ou 2) configurando um dos chillers de água como um chiller centrífugo “free cooling” (ou seja, um termostifão).

Quando um **trocador de calor de placa** é usado, a água fria da torre de resfriamento passa por um lado do trocador de calor, que resfria a água gelada que flui pelo outro lado. Na maioria das aplicações, localizar esse trocador de calor para pré-resfriar a água quente que retorna das unidades terminais oferece o maior benefício (consulte as Figuras 3-9). Esse local é onde o circuito de água gelada é mais quente, de modo que o economizador de água é capaz de reduzir a carga do chiller sempre que a torre de resfriamento for capaz de produzir água mais fria do que por volta de 16 °C (61 °F) para este exemplo [17 °C (63 °F) de retorno de água menos uma abordagem de trocador de calor de -16 °C (2 °F)].

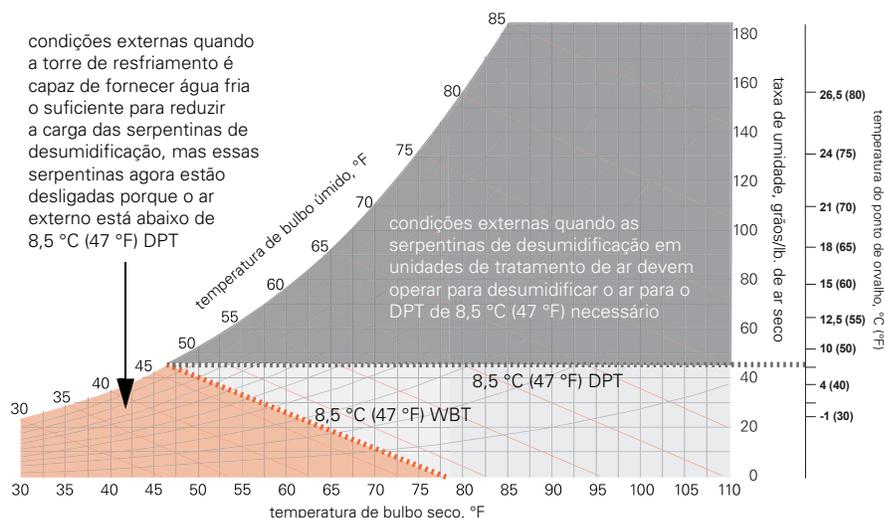
Alguns engenheiros manifestam preocupação de que, nesse local, o economizador de água possa apenas reduzir a carga de resfriamento das unidades terminais, mas não das serpentinas de desumidificação. Neste exemplo, para que o economizador de água reduza a carga das serpentinas de desumidificação, a torre de resfriamento deve ser capaz de produzir água mais fria que 12 °C (54 °F) [13 °C (56 °F) de água de retorno menos uma aproximação de -16 °C (2 °F)]. Isso provavelmente exigiria que a temperatura externa de bulbo úmido estivesse abaixo de 8 °C (47 °F) [assumindo um approach de torre de resfriamento de -14 °C (7 °F)]; isso significa que o ponto de orvalho externo correspondente não seria superior a 8 °C (47 °F) (Figura 10).

Ou seja, em condições em que a torre de resfriamento é capaz de produzir água fria o suficiente para reduzir a carga das serpentinas de desumidificação, o ponto de orvalho externo provavelmente está abaixo do ponto de ajuste do sistema OA dedicado, de modo que as serpentinas de desumidificação estariam desligadas (Figura 10). Portanto, na maioria das aplicações onde são usadas unidades terminais sensíveis, provavelmente há pouca ou nenhuma carga das serpentinas de desumidificação quando o economizador do lado da água está disponível. (A exceção é um sistema com muitas horas de operação quando está quente e seco do lado de fora, de modo que as serpentinas nas unidades OA dedicadas ainda precisam resfriar o ar externo.)

Em muitas aplicações, pode ser mais desejável usar um **chiller de free cooling**, o que evitaria o custo adicional do trocador de calor de placa e a manutenção adicional necessária para limpá-lo. Em um chiller centrífugo, o calor pode ser transferido para dentro do chiller por meio da migração de refrigerante sem a necessidade de operar o compressor (ou seja, um termossifão).

Quando a temperatura da água que entra no condensador (da torre de resfriamento) pode ser mais fria do que a temperatura desejada que sai do evaporador, o compressor é desligado e as válvulas dentro do circuito de resfriamento do chiller são abertas.<sup>5</sup> O vapor refrigerante do evaporador

**Figura 10. O ciclo economizador provavelmente não é útil para serpentinas de desumidificação**



migra diretamente para o condensador, onde a temperatura é mais baixa e, portanto, a pressão do refrigerante é menor. Após a condensação do refrigerante, outra válvula aberta permite que o refrigerante líquido flua, por gravidade, de volta ao evaporador. Isso permite que o refrigerante circule entre o evaporador e o condensador sem a necessidade de operar o compressor.

Um chiller de resfriamento livre pode ser capaz de produzir até 45% de sua capacidade projetada sem operação do compressor, principalmente em sistemas que usam temperaturas mais altas do evaporador de saída. Portanto, em uma planta com chillers dedicados (Figuras 8 ou 9), configurar o chiller de “água morna” (chiller 1) para resfriamento livre proporcionaria o maior benefício. Ou em uma planta com chillers em série (Figuras 4, 5 ou 7), configurar o chiller a montante (chiller 1) para resfriamento livre proporcionaria o maior benefício.

#### **Economizador do lado da água com chillers refrigerados a ar.**

Se chillers refrigerados a ar forem usados, um economizador do lado da água normalmente é fornecido usando 1) um trocador de calor ar-água incorporado ao chiller refrigerado a ar (normalmente montado na parte externa das serpentinas do condensador refrigerado a ar) ou 2) um trocador de calor ar-água separado (“chiller a seco” ou torre de resfriamento de circuito fechado).

A vantagem de incorporar o trocador de calor no chiller resfriado a ar é que ele geralmente vem montado na fábrica com controles integrados. A desvantagem é que, se a planta incluir apenas um chiller, o economizador de água não é capaz de fornecer nenhum benefício de economia de energia até que esteja frio e seco o suficiente para que as serpentinas de desumidificação sejam desligadas e o ponto de ajuste do chiller seja redefinido para 14 °C (57 °F)

O uso de um chiller a seco separado, canalizado para pré-resfriar a água quente que retorna das unidades terminais (consulte a Figura 2), normalmente resulta em mais economia de energia de resfriamento, pois pode reduzir a carga de resfriamento das unidades terminais sempre que a temperatura de bulbo seco ao ar livre é cerca de 5 °C (10 °F) mais fria do que a água que retorna das unidades terminais (17 °C - 5 °C = °C (63°F - 10°F = 53°F). Além disso, os ventiladores do refrigerador a seco só funcionam quando ocorre uso do economizador do lado da água; porém, se o trocador de calor ar-água for incorporado ao chiller resfriado a ar, os ventiladores do condensador precisam superar a queda de pressão adicional dessas serpentinas sempre que o chiller estiver operando.

Para uma planta de chiller único que usa um trocador de calor com isolamento de glicol (veja a Figura 1), um chiller a seco separado provavelmente seria conectado ao lado do glicol do trocador de calor para proteção contra congelamento. Isso provavelmente resultaria em menos economia de energia de resfriamento do que se fosse canalizado no tubo de água de retorno mais quente das unidades terminais. Mas uma vez que está seco o suficiente do lado de fora para que as serpentinas de desumidificação sejam desligadas, o ponto de ajuste do chiller pode ser redefinido para até 12.7 °C (55 °F) (13.8 °C (57 °F) de água de abastecimento para unidades terminais menos uma approach de trocador de calor de 1.1 °C (2 °F) e o economizador de água reduz com mais eficiência a carga de resfriamento das unidades terminais. Neste caso, pode ser preferível incorporar o economizador de água no chiller refrigerado a ar, pois há menos benefícios em usar o chiller a seco separado.

## Resumo

Em sistemas que usam unidades terminais de água gelada somente sensível, uma planta de resfriamento de temperatura dupla que usa chillers de água separados pode fornecer com eficiência diferentes temperaturas de água para resfriamento sensível ao espaço e desumidificação. A interconexão de tubos e válvulas pode permitir que a mesma planta forneça capacidade redundante se qualquer um dos chillers precisar ser reparado, substituído ou passar por manutenção. A inclusão de mais de dois chillers permite seleções mais otimizadas de chillers e pode fornecer operação eficiente em cargas baixas.

Pelo engenheiro de aplicações da Trane John Murphy. É possível encontrar esta edição e as edições anteriores do Boletim Informativo de Engenharia em [www.trane.com/engineersnewsletter](http://www.trane.com/engineersnewsletter). Para fazer comentários, envie um e-mail para [ENL@trane.com](mailto:ENL@trane.com).

## Referências

- [1] Murphy J., E. London, M. Schwedler e J. Harshaw, "Chilled-Water Terminal Systems," programa Engineers Newsletter Live (2014).
- [2] Instituto de Ar Condicionado, Aquecimento e Refrigeração (AHRI). Directory of Certified Product Performance ([www.ahridirectory.org](http://www.ahridirectory.org)).
- [3] Cline L. e J. Harshaw, "Series Chillers and VPF Chiller Plants," Engineers Newsletter 38-3 (2009).
- [4] Hanson S., M. Schwedler e B. Bakkum. Chiller System Design and Control. Trane Application Manual SYS-APM001-EN (2011).
- [5] Hanson S. e J. Harshaw. "Free Cooling Using Water Economizers." Engineers Newsletter 37-3 (2008).

## Boletim Informativo de Engenharia de 2015 AO VIVO!

*Para obter detalhes sobre o evento e como se registrar, entre em contato com seu escritório local da Trane.*

## outubro Tendências no design de sistemas de água gelada

## Aprenda estratégias de design HVAC e ganhe crédito



### Crédito de educação continuada sob demanda para LEED® e AIA.

Esses programas sob demanda de 90 minutos estão disponíveis sem nenhum custo. A lista de tópicos HVAC inclui muitos cursos específicos de LEED. Confira os últimos cursos: *Especificação de som de qualidade, aplicação de fluxo variável de refrigerante e sistemas terminais de água gelada.* Todos os cursos estão disponíveis em [www.trane.com/continuingeducation](http://www.trane.com/continuingeducation).

### Boletim Informativo de Engenharia.

Esses artigos trimestrais abrangem tópicos adequados relacionados a design, aplicação e/ou operação de sistemas HVAC comerciais. Inscreva-se em [www.trane.com/EN](http://www.trane.com/EN).

### Clínicas de ar-condicionado.

Uma série de apresentações instrutivas que ensinam sobre fundamentos, equipamentos e sistemas do HVAC. A série inclui manuais do estudante coloridos, que podem ser adquiridos individualmente. Aprovado pelo American Institute of Architects para unidades de aprendizado 1.5 (Saúde, Segurança e Bem-estar). Entre em contato com seu escritório local da Trane para se inscrever para o treinamento em sua área.

### Boletim Informativo de Engenharia ao Vivo.

Uma série de programas de 90 minutos que oferece informações técnicas e educacionais em aspectos específicos de projeto e controle do HVAC. Os tópicos variam de estratégias do sistema de água e aeroportuário até os padrões e códigos do setor do ASHRAE. Entre em contato com o escritório local da Trane para ver um cronograma ou veja programas anteriores acessando [www.trane.com/ENL](http://www.trane.com/ENL).

**Manuais de aplicação.** Guias de referência abrangentes que podem aumentar seu conhecimento prático dos sistemas HVAC comerciais. Os tópicos variam de combinações de componentes e conceitos de design inovadores a estratégias de controle do sistema, problemas do setor e fundamentos. A seguir são apresentados apenas alguns exemplos:

- **Sistemas Geotérmicos Centrais** discute o design adequado e o controle de sistemas em cascata bidirecionais geotérmicos centrais que usam áreas de perfuração. Este manual abrange a tubulação do sistema geotérmico central, considerações sobre design do sistema e considerações aeroportuárias. (SYS-APM009-EN, fevereiro de 2011)
- **Sistemas VAV de água resfriada** discute as vantagens e desvantagens do sistema, revisa os vários componentes que compõem o sistema, propõe soluções para desafios de projetos comuns, explora diversas variações do sistema e discute o controle ao nível do sistema. (SYS-APM008-EN, atualizado em maio de 2012)
- **Sistemas de bombas de calor de fonte de água e geotérmicas** examina os componentes, configurações, opções e estratégias de controle do sistema de água resfriada. O objetivo é fornecer aos designers do sistema opções que eles possam usar para atender os desejos dos proprietários das construções. (SYS-APM010-EN, atualizado em novembro de 2013)

Acesse [www.trane.com/bookstore](http://www.trane.com/bookstore) para obter uma lista completa dos manuais disponíveis.



*Para obter mais informações, entre em contato com o escritório local da Trane ou envie um e-mail para [comfort@trane.com](mailto:comfort@trane.com)*

A Trane acredita que os fatos e as sugestões apresentados aqui são precisos. No entanto, as decisões finais de projeto e aplicação são de sua responsabilidade. A Trane isenta-se de qualquer responsabilidade por ações tomadas com relação ao material apresentado.