

fornecendo informações para o projetista do sistema HVAC atual

Boletim Informativo dos Engenheiros

volume 47-3

Impactos das

Decisões do Projeto do Sistema de Água Gelada

Este Boletim Informativo dos Engenheiros acompanha uma série de decisões de projeto, com discussão e exemplos para explicar como e por que essas decisões são tomadas.

Durante o projeto de um sistema de água gelada, uma série de decisões deve ser tomada. Engenheiros experientes normalmente tomam decisões “automaticamente” assim como no passado, com base no que eles aprenderam com a experiência. Hoje, todos os engenheiros provavelmente usam um mecanismo de busca da Internet para obter orientação, mas quando há recomendações diferentes, ou mesmo conflitantes, uma decisão deve ser tomada.

Decisões comuns relacionadas aos projetos do sistema de água gelada incluem:

- dimensionamento da linha de bypass em sistemas de fluxo variável
- variação dinâmica da vazão de água de condensação
- número de bombas de água gelada que serão operadas
- chillers em série e consumo de energia
- se deve usar válvula de controle de pressão independente

Dimensionamento da linha de bypass

Esta decisão aparentemente simples pode ter consequências significativas se não for feita corretamente.

- Em um **sistema primário-secundário**, a tubulação de bypass deve ter o mesmo diâmetro que o tubo que vai para o chiller maior. Seu comprimento deve ter aproximadamente 8-10 diâmetros de tubo ou ter uma perda de pressão equivalente.
- Em um sistema de **fluxo primário variável (VPF)**, a linha de bypass deve ser dimensionada com a maior vazão **mínima** e terá uma válvula de controle.

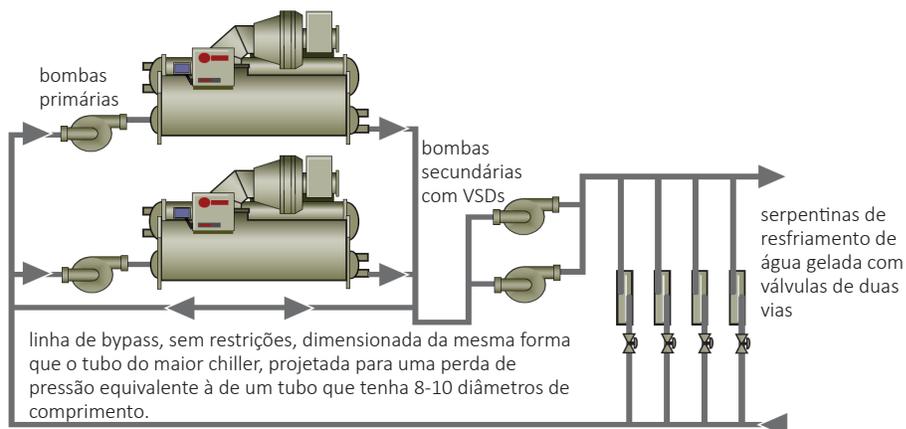
Os mecanismos por trás desta orientação são apresentados a seguir.

Dimensionamento do bypass do sistema primário-secundário.

A premissa de um sistema primário-secundário é a de separar hidráulicamente (desacoplar) o fluxo primário (chiller) do fluxo secundário (sistema). Este desacoplamento evita que pressões de operação da bomba do chiller tenham um impacto nas pressões de operação das bombas do sistema. Isso é obtido com a instalação de uma linha de bypass com uma pequena perda de pressão. O bypass permite o fluxo de água nas duas direções e é usado para indicar o sentido do chiller e da bomba primária neste arranjo de sistema (Figura 1).

Os chillers e as bombas primárias de fluxo são habilitados em pares, tornando a vazão primária uma função escalonada. À medida em que o sistema é carregado e o fluxo aumenta, a vazão excessiva (do abastecimento para o retorno) na linha de bypass diminui.

Figura 1. Sistema primário-secundário



No ponto em que a vazão do sistema exceder a vazão do chiller, irá ocorrer um fluxo deficitário (do retorno para o abastecimento) na linha de bypass. Esta vazão de água mais quente deficitária, aumenta a temperatura da água de abastecimento do sistema, e em algum momento um chiller e bomba primária adicionais serão ativados.

Um chiller e a bomba são desabilitados quando a vazão excessiva na linha de bypass for alta o suficiente para ainda ter vazão excessiva após a bomba primária ser desligada. Portanto, a vazão máxima apresentada na linha de bypass é um pouco mais alta que a vazão do projeto do chiller maior. Normalmente, os projetistas reservam um fluxo excedente de 10-15 por cento, para garantir que os chillers não entrem em ciclo de liga e desliga rapidamente. Portanto o tubo de bypass deve ser dimensionado para 110 a 115 por cento da maior vazão do chiller, que a maioria dos projetistas simplificam para o mesmo tamanho do tubo que vai para o maior chiller.

O que acontece se o dimensionamento do tamanho não estiver correto? Pouca pressão ou pressão excessiva pode causar problemas...

Muito pequena, pressão muito alta?

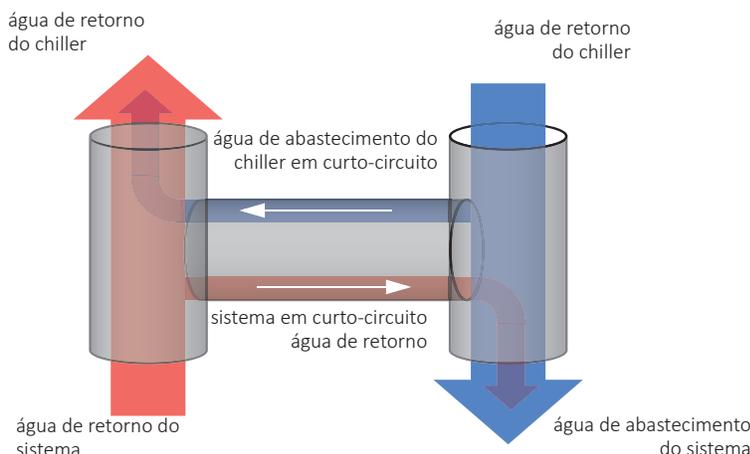
Uma linha de bypass subdimensionada pode resultar em velocidade de fluido alta, que, em condições extremas, pode causar a erosão do tubo, vibração e problemas acústicos. A velocidade alta do fluido também pode resultar em perda de pressão alta o suficiente de modo que o fluxo esteja restrito pelo bypass e pode causar pressões na bomba primária e secundária e vazões que afetem uma à outra.

Muito grande, pressão muito baixa?

Um benefício de um tubo de bypass superdimensionado é uma perda de pressão muito baixa, no entanto se for muito baixa, a água pode não fluir conforme pretendido. A Figura 2 ilustra este problema:

- Água gelada sai dos chillers e segue para a tubulação de abastecimento do chiller.
- Uma porção dessa água gelada flui para a bomba secundária. No entanto, devido à perda de pressão muito baixa no bypass, parte da água gelada procura o caminho de menor resistência e foi pela linha de bypass na direção excedente.
- Do mesmo modo que no lado da água de retorno, a água de retorno quente flui na tubulação de retorno do sistema.

Figura 2. Bypass superdimensionado pode permitir o fluxo simultâneo nas duas direções



- Grande parte da água continua nos chillers, mas um pouco da água mais quente (devido à perda de pressão baixa no bypass) flui na direção deficitária na linha de bypass (do retorno para o abastecimento).

Como resultado, há um fluxo simultâneo nas direções opostas, porque a linha de bypass ficou tão grande que ela funciona como se fosse um tanque!

Os resultados da temperatura da água de abastecimento do sistema (superior) diluídos resulta em mais energia de bombeamento. A mistura de água de abastecimento com curto-circuito com a água de retorno resulta na redução da temperatura da água do retorno do chiller. Isso pode restringir a capacidade do chiller de carga total.

Se os tubos já estiverem instalados, como é possível melhorar a situação?

Uma solução para uma perda de pressão muito baixa é impor uma restrição modesta para impedir que a água entre em curto-circuito. Programe uma perda de pressão equivalente à de um tubo que tenha 8 a 10 diâmetros de comprimento.

Normalmente, a primeira solução considerada é adicionar uma válvula. Considerando que a linha de bypass está superdimensionada, provavelmente o valor adicional será grande e caro. Também é provável que em algum momento um operador bem-intencionado, mas desinformado, irá fechar demais a válvula. Ou eles podem abri-la totalmente e frustrar essa solução. Lembre-se de que a linha de bypass em um sistema primário-secundário deve permitir um fluxo de água desobstruído, em ambas as direções, conforme necessário.

Adicionar perda de pressão. Uma melhor opção é colocar um orifício na linha. Pode ser simplesmente uma placa com um furo nela. Isso impõe uma perda de pressão, mas permite que a água flua livremente na direção excedente ou deficitária. Em alguns casos extremos, foi necessário bloquear completamente o tubo de bypass superdimensionado/curto e instalar um tubo de tamanho apropriado com comprimento suficiente para eliminar as condições de mistura.

A melhor maneira de evitar problemas em um sistema primário-secundário é dimensionar a linha de bypass durante o processo de projeto. Simplesmente verifique os desenhos e certifique-se de que a linha de bypass seja menor que a tubulação e do mesmo tamanho que o tubo que vai para o chiller maior e tenha o equivalente a 8 a 10 diâmetros de comprimento de tubo. Se o tubo tiver menos que 8-10 diâmetros de comprimento, o uso de cotovelos para formar um “U” adiciona uma perda de pressão apropriada.

Dimensionamento da linha de bypass do sistema de fluxo primário variável.

Conceitualmente, um sistema de fluxo primário variável é mais simples de acertar. A válvula na linha de bypass abre apenas quando a vazão do sistema atingir a vazão mínima do(s) chiller(s) em operação. Desta forma, a linha de bypass do tubo e a válvula apenas precisam ser dimensionadas para a maior vazão mínima. Normalmente, é a vazão mínima do maior chiller. No entanto, dependendo da seleção do chiller, a maior vazão mínima pode não ser para o maior chiller na planta. Considere também um fluxo mínimo combinado quando dois chillers estiverem em operação com carga parcial, apenas antes de desativar um chiller.

Devemos variar a vazão de água do condensador dinamicamente?

Sim, há disponibilidade de economia nos sistemas existentes projetados entre 2,5 e 3,2 gpm/ton (12 a 9,4°F ΔT) na vazão de água do condensador. A complexidade dos controles deve ser considerada e o sistema precisa ser comissionado adequadamente.

Não, nos novos sistemas projetados para vazão de água do condensador de 1,8 a 2,2 gpm/ton (16,6 a 13,6°F ΔT), pois eles já atingiram quase que toda a economia e reduzem muito a complexidade do sistema. Sistemas projetados para essas vazões não requerem uma variação na vazão de água do condensador.

Por quê? Uma vazão de água do condensador variante pode ser complicada. Há diversas condições de limite e setpoints a serem gerenciados:

- A vazão deve permanecer acima da vazão mínima, conforme definido pelo fluxo mínimo da torre, fluxo mínimo do chiller ou produzir um lift estático na porção aberta do sistema de água do condensador. Quando qualquer um deles estiver próximo do fluxo do projeto do sistema, não se deve tentar o fluxo variável.
- Em cada ponto de operação durante o ano, determine a velocidade ideal da bomba de água do condensador e da torre de resfriamento.
- Certifique-se de não reduzir o fluxo do condensador em condições e pontos de operação que façam com que o chiller entre em surge.
- Certifique-se de que a sequência seja documentada e comissionada de maneira adequada.

Esta complexidade requer que o sistema seja comissionado, os controles continuem operacionais e futuras modificações sejam acomodadas. Deve ser feita uma consideração cuidadosa quanto a modificações do sistema, como substituições do chiller, bomba e/ou torre.

Tabela 2. Recomendações da indústria para as vazões do projeto de água do condensador

Fonte	ΔT (°F)	Vazão(ões) (gpm/ton)
Prática histórica	9,4	3,0
Recomendações da indústria atuais		
ASHRAE Green-Guide ¹	12-18	2,3- 1,7
Kelly e Chan ²	15	2,0
Taylor ³	15	1,9

Tabela 1. kW/ton anual da planta e economia percentual em comparação com a base de dois chillers para três alternativas

Alternativa	Tipo de chiller	Ventilador da torre de resfriamento	Vazão de água do condensador (gpm/ton)	Tipo de vazão de água do condensador	Método de controle da torre*	kW/ton anual da planta	Economia
Base	VS	VS	3	VC	Ideal	0,5462	NA
Vazão de AG variável	VS	VS	3	VV	Ideal	0,5260	3,7%
Vazão de AG reduzida do projeto	VS	VS	2	VC	Ideal	0,5255	3,8%
Vazão de AG reduzida do projeto e vazão de AG variável	VS	VS	2	VV	Ideal	0,5252	3,8%

*Controle quase ideal (Ideal) é o mínimo da soma de kW do chiller + ventilador da torre de resfriamento em cada ponto de operação durante o ano

Exemplo. Vamos comparar as opções de vazão de água do condensador.

É essencial que a soma da energia do chiller, bomba de água do condensador e do ventilador da torre de resfriamento seja considerada. Resultados abaixo do ideal podem ocorrer se as decisões forem baseadas apenas em um componente.

A medição da eficiência é o kWh anual do chiller, ventiladores da torre de resfriamento e bombas de água do condensador dividida pelas ton-horas de refrigeração anuais. Isso resulta no **desempenho anual** em termos de kW/ton para esses componentes.

A Tabela 1 ilustra uma comparação de quatro sistemas alternativos de dois chillers:

- Projeto base de 3 gpm/ton e uma vazão de água do condensador (VC) constante
- Projeto de 3 gpm/ton e uma vazão de água do condensador (VV) variável
- Projeto de 2 gpm/ton com uma vazão de água do condensador constante
- Projeto de 2 gpm/ton e uma vazão de água do condensador constante

Hipóteses. Essas alternativas assumem que o tamanho do tubo continua inalterado. E que o controle da torre quase ideal redefine o setpoint da água da torre para atingir a soma mínima de kW do chiller e do ventilador da torre de resfriamento em cada ponto de operação durante o ano. Dois gpm/ton é mostrado em nosso exemplo, mas cada projeto possui vazões de projeto ótimas diferentes entre si.

Efeito da vazão no equipamento. Com vazão de água do condensador do projeto reduzida, com base nas recomendações atuais da indústria (Tabela 2):

- As bombas são menores com potência significativamente menor
- A potência do chiller aumenta minimamente
- As torres de resfriamento se tornam mais eficientes como trocadores de calor, uma vez que a água mais quente é enviada para a torre de resfriamento, resultando em
 - Redução na potência do ventilador da torre
 - Custos da torre reduzidos
 - Possível redução do tamanho da torre (que reduz ainda mais o custo da torre).

Observações. Em todos os casos, a economia operacional (Tabela 1) é bem parecida, assim, qual orientação pode ser fornecida?

- Muitos sistemas existentes foram projetados usando práticas de históricos e uma vazão de água do condensador de 3 gpm/ton. Em sistemas existentes, a energia anual da planta pode ser reduzida ao variar a vazão do condensador. Certifique-se de comissionar adequadamente o sistema e de garantir que o controle seja realizado a longo prazo de maneira correta.
- Para novos sistemas ou quando todos os chillers existentes estiverem sendo substituídos, o uso de baixas vazões de projeto do condensador e fluxo constante reduz os custos de instalação, economiza o mesmo valor em energia (ou mais) como se a vazão do condensador fosse variada e mantém os controles do sistema simples e compreensível.

A operação de duas bombas com velocidade baixa economiza mais energia do que a operação de uma bomba?

Talvez um pouco, mas não tanto quanto muitas pessoas pensam.

Por quê? Isso surgiu durante uma conversa na conferência da ASHRAE em relação a leis de afinidade e um engenheiro de consultoria levantou suas sobrancelhas e disse uma palavra: “Pense.”

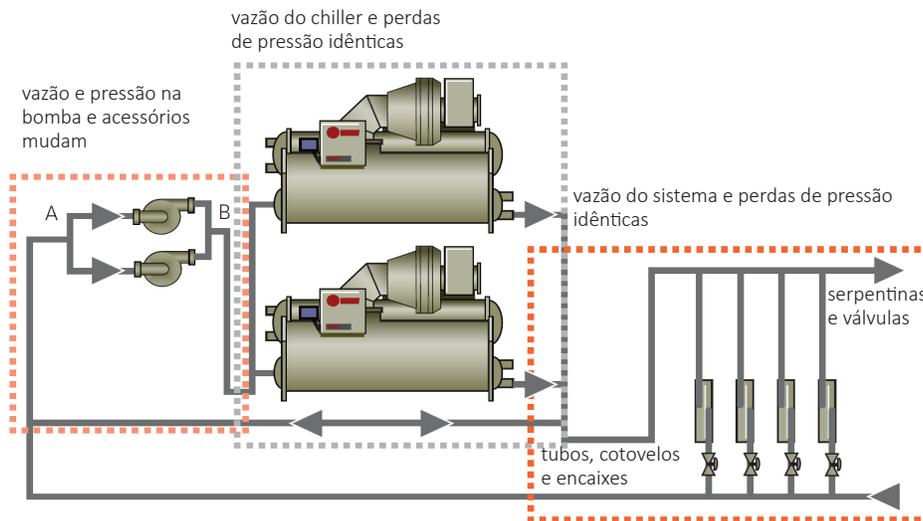
Como podemos verificar, o motivo pelo qual a pergunta foi feita foi por causa de um desentendimento, ou talvez por não pensar nas normas da bomba ou afinidade. As normas da bomba descrevem a relação entre a vazão e força e, em um tubo reto, essa relação é cúbica. Assim, o processo de pensamento é, se uma bomba adicional for habilitada, a vazão por bomba irá diminuir e o kW por bomba irá diminuir com o cubo desta vazão.

Isso simplesmente não é verdade e é um entendimento inadequado das normas da bomba para esta situação. O que perdemos?

Conforme a equação da força da bomba a seguir mostra, a força da bomba depende da vazão e da perda de pressão do sistema independentemente do número de bombas que estiverem em operação. Os termos 0,746 e 3960 são fatores de conversão. No denominador estão as eficiências da bomba, o motor e do acionador. Eles podem melhorar ou piorar em diferentes condições de operação da bomba.

$$\text{Bomba KW} = \frac{\text{Fluxo (gpm)} \times \Delta P \text{ (ft. H}_2\text{O)} \times 0,746}{3960 \times \text{Efic. da bomba} \times \text{Efic. do motor} \times \text{Efic. do acionador}}$$

Figura 3. Perda de pressão em um sistema VPF



Exemplo. Considere o sistema na Figura 3. Em um determinado momento, a vazão do sistema é idêntica, independentemente de quantas bombas estão operando, porque ela depende das vazões requeridas da serpentina. A vazão é a mesma pelas serpentinas e válvulas, bem como nos tubos, cotovelos e encaixes. Significa que sua perda de pressão é a mesma. A vazão através dos chillers também continua idêntica, assim como suas perdas de pressão. A única mudança no sistema é que agora há dois caminhos para a vazão de água na tubulação da bomba.

Quando a vazão pela bomba de operação é reduzida, a perda de pressão em seus acessórios e na própria bomba também é reduzida. Assim, há uma redução na perda de pressão, mas é apenas a perda de pressão da tubulação de retorno (A) para a tubulação de abastecimento (B), e através da bomba.

E quanto às eficiências da bomba, motor e do acionador com duas bombas em operação? O artigo 4 de Burt Rishel na Revista ASHRAE com o título, “Wire-to-Water Efficiency of Pumping Systems” (Eficiência da Ligação-Água de Sistemas de Bombeamento), explica que há algumas condições de operação que possibilitam que a eficiência combinada da bomba, motor e acionador aumente quando mais bombas estão em operação. Enquanto leva algum tempo para realizar esse cálculo, se a eficiência combinada for maior, a potência da bomba é menor.

Desta forma, a operação de uma bomba adicional é benéfica?

- A vazão do sistema não é alterada.
- Quase toda a perda de pressão do sistema é idêntica.
- Há apenas uma pequena alteração na perda de pressão do sistema, entre a tubulação de retorno da bomba e de abastecimento.
- E sem estudo, não sabemos se as eficiências da bomba, motor e acionador são melhores ou piores sob velocidade reduzida da bomba. Alguns programas de seleção de fabricante de bomba podem fornecer classificações de eficiência de bomba/acionador conectados com diversos números de bombas em operação.

Enquanto a eficiência combinada é a mesma ou melhor, o resultado é que a potência da bomba está um pouco menor, devido à perda de pressão do sistema ser um pouco menor. Mas não é de forma alguma e economia da bomba “ao cubo” que alguns assumem.

Quanta energia pode ser economizada ao conectar chillers em um arranjo “contrafluxo em série” em comparação com chillers conectados em paralelo?

É possível obter uma redução de energia de quase 13 por cento pela conexão em uma configuração de contrafluxo em série.

- Usando os chillers Duplex da Trane, é possível economizar mais de 19 por cento. O aumento da potência de bombeamento reduz um pouco essa economia, mas isso pode ser atenuado.
- Evaporadores e condensadores em série devem ser considerados quando as diferenças de temperatura do sistema forem de 14°F ou superiores.

Por quê? Antes de examinarmos a configuração do sistema, lembre-se de que os dois principais impactos no desempenho do chiller são:

- A carga de refrigeração do chiller deve ser satisfeita.
- O “lift” do refrigerante do compressor deve ser atendido.

A potência do chiller é proporcional à carga multiplicada por lift. Assim, quando a carga ou o lift são reduzidos, a potência do chiller também é.

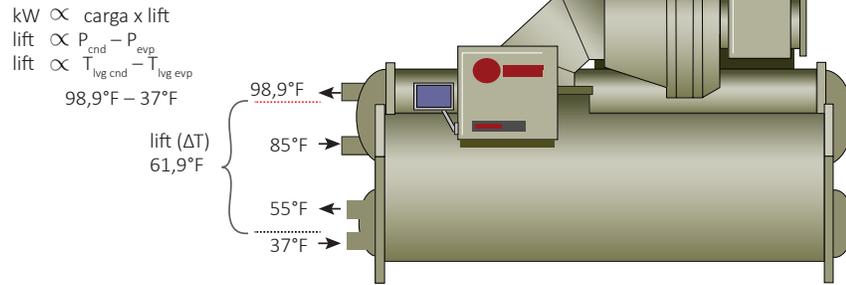
Potência do chiller (kW) ∝ Carga x Lift

Então, o que é “lift”? O refrigerante é comprimido da pressão de seu evaporador para a pressão do seu condensador. Essa diferença é conhecida como o lift. Assim, a medição dessas pressões permite que o lift seja determinado. Mas a medição das temperaturas é mais simples.

Uma vez que o refrigerante está saturado nos dois recipientes, em uma pressão específica do refrigerante, o refrigerante tem uma temperatura específica. Quanto mais frio estiver o refrigerante do evaporador e mais quente o refrigerante do condensador, maior será o lift. Para simplificar, o lift normalmente é aproximado da diferença entre a temperatura de saída da água do condensador e a temperatura de saída da água do evaporador.

Com estas informações, a Figura 4 mostra o cálculo do lift para um chiller usado em uma planta onde os evaporadores e os condensadores estão conectados em paralelo.

Figura 4. Lift do chiller



Essas temperaturas são baseadas em um sistema instalado em um centro de convenções e detalhadas em um artigo da Revista ASHRAE⁵. Cada chiller foi projetado para produzir água gelada a 37°F e retornar a água para a torre de resfriamento a 98,9°F. Desta forma, o lift de cada chiller é de 61,9°F.

Os chillers também podem ser canalizados com evaporadores e chillers em série (Figura 5). Para simplificar a seleção do chiller, o chiller com a marcação da água gelada mais fria recebe a água da torre mais fria. Isso é referido como um “contrafluxo” uma vez que a água do condensador flui no sentido contrário da água gelada. Com a instalação dos chillers em série, dois níveis de estágios térmicos são criados, reduzindo cada lift do chiller.

O chiller do lado da entrada recebe a água de retorno a 55°F e satisfaz aproximadamente metade da carga, refrigerando a água a 45,1°F. O chiller do lado da saída, então, resfria a água na temperatura desejada de 37°F.

No lado do condensador, o fluxo vai na direção oposta (contra). O chiller do lado da saída recebe água a 85°F e aumenta para 91,3°F. O lado da entrada aumenta ainda mais a temperatura da água do condensador para 98,9°F.

Assim, os respectivos lifts são:

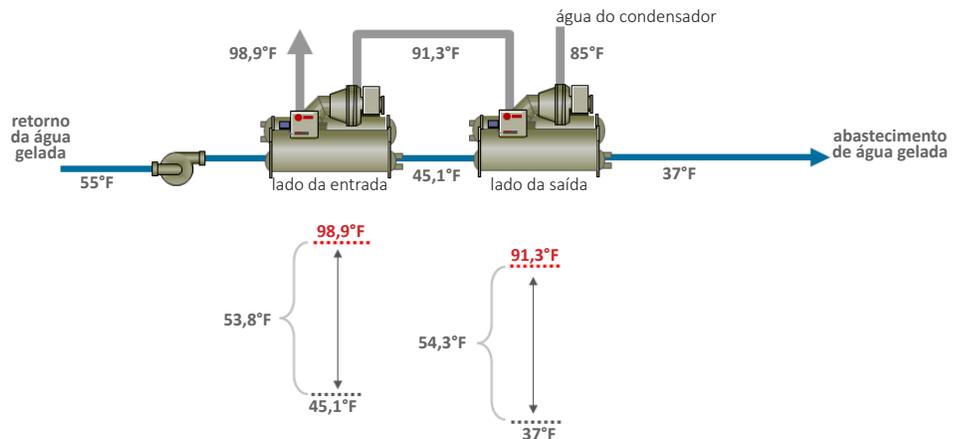
- Chiller do lado da saída: 54,3°F
- Chiller do lado da entrada: 53,8°F
- Média: 54,05°F

A redução do lift média comparada a chillers conectados em paralelo é de 7,85°F. Uma vez que a potência é proporcional ao lift, a produção de potência é reduzida em 12,7 por cento.

Ao projetar um sistema de água gelada, o objetivo é o melhor desempenho do sistema.

À medida em que os chillers se tornam mais eficientes, há uma potência da bomba adicional devido à maior perda de pressão de bombeamento de toda água através dos dois chillers. Para minimizar a energia de bombeamento, é comum projetar sistemas em série com ΔTs de 14°F ou maiores. O ANSI/ASHRAE/IESNA 90.1-2016 requer um ΔT de água gelada de 15°F, assim espera-se que os chillers em série se tornem mais comuns. Também pode se considerar a utilização de evaporadores e condensadores de passagem única para reduzir a perda de pressão e a potência da bomba.

Figura 5. Economia na redução do lift do chiller série-série (ou contrafluxo em série)



Agora, vamos observar o mesmo projeto usando dois chillers Duplex® da Trane (Figura 6). Cada chiller Duplex é essencialmente um chiller de contrafluxo em série acondicionado. A instalação de dois desses chillers em série resulta em quatro níveis de estágios térmicos. O lift é reduzido a uma média de 50,1°F. Estes estágios resultam em uma redução de mais de 19 por cento no lift em comparação com a configuração paralela de base.

Resumindo, a força do chiller é diretamente proporcional ao lift do compressor. Uma maneira simples de reduzir a força do chiller em quase 13 por cento é conectar os chillers em um arranjo de contrafluxo em série. Dois chillers Duplex em um arranjo de contrafluxo em série economiza mais de 19 por cento da força do chiller (Tabela 3).

Tabela 3. Lift versus força do chiller

Configuração	Lift	Redução (%)
Paralelo	61,9°F	base
Contrafluxo de série	54,05°F	12,7
Contrafluxo de série duplo	50,1°F	19,1

Questões adicionais sobre os chillers em série.

E sobre redundância? Para permitir que o chiller opere sozinho, se o outro chiller estiver sendo reparado, linhas de bypass manuais e válvulas são recomendadas. Quando são instalados mais de dois chillers, os chillers podem ser conectados em “módulos” do lado da entrada e do lado da saída com uma tubulação entre eles (Figura 7). Isso permite que qualquer chiller do lado da entrada opere sem nenhum chiller do lado da saída e ofereça a mesma redundância como se todos os chillers estivessem conectados em paralelo. A Engenharia de Aplicações da Trane pode fornecer opções para configurações de sistemas de contrafluxo em série e suas características de operação.

Capacidade de seleção do chiller. Um sistema pode ser projetado com cada chiller processando 50 por cento da carga, mas ele pode ser mais eficiente se a divisão de capacidade for otimizada. Uma melhor divisão típica (eficiência e custo) tem o chiller do lado da entrada projetado para atender a 53 por cento da carga e o do lado da saída para atender aos 47 por cento restantes. Outro benefício é que os dois chillers podem fazer a temperatura da água de abastecimento do sistema no caso de um chiller do lado da saída estiver desligado ou sendo reparado.

Figura 6. Economia na redução de lift do chiller série-série-série (ou contrafluxo em série-série)

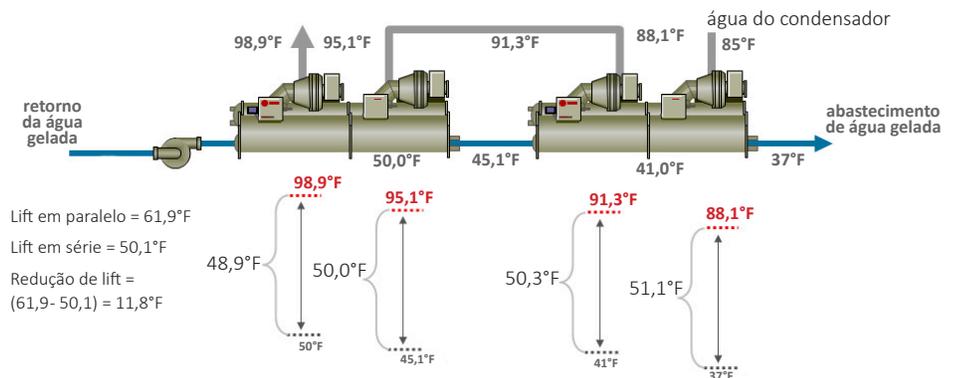
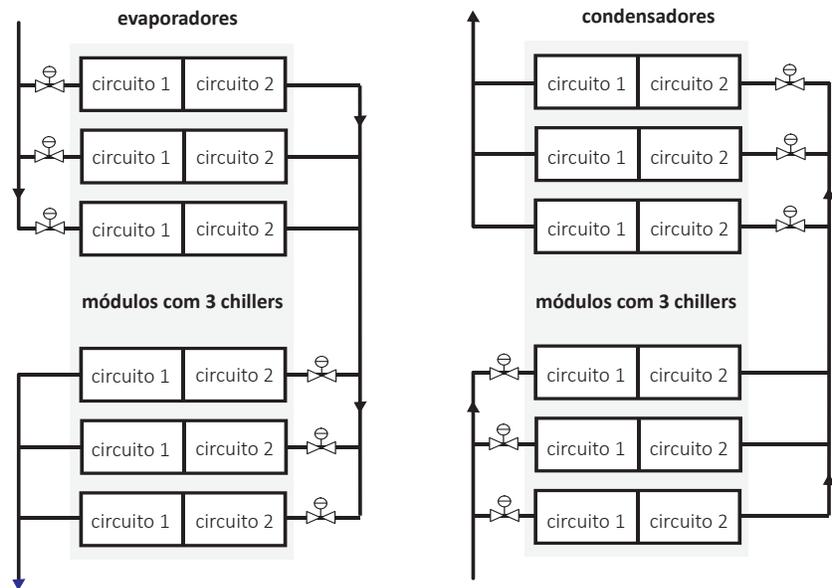


Figura 7. Arranjo em série dos evaporadores e condensadores



Válvulas de controle de pressão independente deveriam ser usadas?

As válvulas de controle de pressão independente (PICVs) estão reduzindo de preço no mercado, estão prontamente disponíveis e ajudam a manter o ΔT do sistema, mas custam mais caro que as válvulas dependentes de pressão. O custo adicional vale a pena?

Definição. Vamos começar explicando o que é uma válvula de controle de pressão independente. Quem já dimensionou uma válvula de controle convencional provavelmente já está familiarizado com o cálculo do coeficiente de fluxo mostrado abaixo.

Para selecionar a válvula apropriada, primeiramente deve se determinar o coeficiente de fluxo necessário; considerando-se uma vazão pela válvula e uma perda de pressão desejada na válvula. A válvula é selecionada para ter uma “autoridade” que irá fornecer um controle preciso e estável.

$$C_v = Q \times \sqrt{\frac{SG}{\Delta P}}$$

Onde,

C_v = coeficiente de fluxo da válvula

Q = vazão (gpm)

SG = gravidade específica do fluido (água = 1,0)

ΔP = perda de pressão da válvula (psi)

Na reorganização desta equação, observamos que o fluxo é dependente do diferencial de pressão para uma determinada válvula.

$$Q = C_v \times \sqrt{\frac{\Delta P}{SG}}$$

O desempenho da válvula seria bom se o diferencial de pressão na válvula sempre esteve na condição da seleção. Mas, durante a operação, outras partes do sistema estão constantemente mudando. Isso faz com que a pressão na válvula também mude. Com um coeficiente fixo, o fluxo não tem nenhuma outra opção senão também variar.

Mesmo se nada for mudado em um espaço em particular, a válvula de controle agora deve se modular para ajustar o fluxo em resposta a essas mudanças de pressão do sistema. Desta forma, a “controlabilidade”

de uma válvula de controle convencional é afetada de maneira significativa pelas variações na pressão.

E se houvesse um dispositivo separado que absorvesse as variações de pressão do sistema de modo que a válvula de controle sempre apresente a diferença de pressão selecionada? Ou, e se os ganhos de controle da válvula pudessem ser recalibrados dinamicamente para compensar as alterações na pressão do sistema? Em outras palavras, e se pudéssemos tornar a pressão da válvula de controle independente? A válvula sempre deve ter sua autoridade de controle selecionada, iria passar seu fluxo de projeto somente quando totalmente aberta, e ofereceria estabilidade de controle.

Uma válvula de controle de pressão independente possui uma série de vantagens:

- O controle da válvula fica muito mais estável. Para manter a temperatura do espaço, o acionador não precisa mais ajustar para as pressões variantes do sistema. Isso irá prolongar a vida útil da válvula e do acionador. Além disso, a estabilidade impacta de forma positiva na eficiência do sistema e no desempenho da serpentina.
- A precisão melhora porque a válvula agora está controlando o fluxo diretamente.
- A seleção é mais fácil. Simplesmente selecione uma válvula que forneça a vazão necessária (gpm), um cálculo de coeficiente de fluxo agora não é mais necessário.
- A instalação é mais fácil porque as válvulas de pressão independente compensam o sistema automaticamente. Nenhuma válvula de balanceamento separada é necessária.

Estabilidade e precisão são particularmente importantes. Qualquer coisa que faça com que a válvula perca um controle de fluxo preciso e estável, sob qualquer condição operacional, pode resultar em um ΔT da água média menor que o desejado. Devido ao subsequente aumento na vazão requerida, o ΔT resulta em um aumento da potência de bombeamento e uma diminuição da eficiência da planta de água gelada. Às vezes, os impactos são muito significativos.

Há duas tecnologias diferentes usadas para implementar o controle de pressão independente; regulagem de pressão *mecânica* na válvula de controle e modulação de ganho *eletrônica* para a válvula de controle usando a medição de fluxo e características da válvula.

A variedade mecânica basicamente combina dois tipos de válvula em uma:

- Primeiro, uma seção de regulagem de pressão. Conforme a pressão do sistema é alterada, a seção de regulagem de pressão se ajusta automaticamente para manter uma pressão constante na seção de controle da válvula.
- Em seguida, a seção de controle da válvula é modulada pelo sistema de controle para ajustar o fluxo através da válvula à medida em que as condições de espaço são alteradas.

As vantagens da válvula de pressão mecânica independente incluem:

- Tamanho compacto em comparação com uma válvula de controle convencional mais conjunto de válvula de limitação de fluxo, ou seus equivalentes eletrônicos,
- Dependendo do fabricante, capacidade de ser emparelhada com qualquer acionador rotativo,
- Seleção fácil e simples,
- Nenhum controle ou programação adicional necessário,
- Resposta praticamente instantânea a alterações na pressão do sistema, que oferece uma melhor estabilidade de controle.

Por outro lado, uma válvula de pressão independente eletrônica, de fato, não mantém uma pressão diferencial constante na superfície da válvula de controle. Em vez disso, ela atinge um controle independente similar à de uma válvula de ar VAV de pressão independente: ela inclui um medidor de fluxo em série com uma válvula de controle padrão. Os componentes eletrônicos calculam o fluxo instantâneo e a pressão na válvula e recalibra os coeficientes de controle constantemente para fornecer um controle estável e preciso.

Da mesma maneira, a variedade do componente eletrônico tem uma série de vantagens:

- Potencial para menores custos com hardware,
- Provisão para medição de carga real,
- Programável para métodos de operação alternativos. Por exemplo, a válvula pode ser ajustada para o limite do delta T, não para fluxo.

Observação: O Manual 2016 ASHRAE - Sistemas e Equipamentos p.47 declara que, “...uma autoridade entre 0,25 e 0,5 normalmente oferece um balanceamento correto entre a controlabilidade e o desempenho de energia.”

$$\text{autoridade} = \frac{\text{pressão diferencial da válvula}}{\text{pressão diferencial da válvula} + \text{pressão diferencial da derivação}}$$

As válvulas de pressão independente mecânicas e eletrônicas possuem capacidade de comunicação para permitir o compartilhamento e tendência de dados.

As vantagens devem ser ponderadas em relação à complexidade adicional. Por exemplo, é necessário ter um software especial para configurar e manter a válvula durante a vida útil do produto. Além disso, os operadores precisam ser treinados para o uso deste software e o software deve ser mantido atualizado.

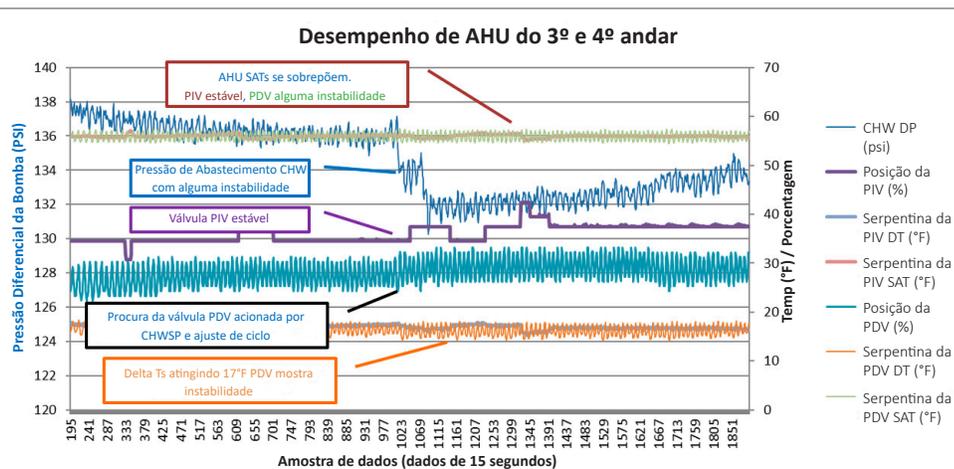
Exemplo de prédio comercial. Agora que entendemos o que uma válvula de controle de pressão independente pode fazer em um sistema de edifício, vamos ver um estudo de caso.

Um prédio alto em Atlanta foi identificado como um bom candidato, porque ele possui problemas de controle existentes. Assim que esses problemas foram identificados e resolvidos, um andar que tinha uma válvula de controle de pressão independente instalada foi comparado com um andar que manteve uma válvula de controle convencional existente (Figura 8).

Primeiro, observe como as duas válvulas são capazes de controlar um ΔT de água gelada elevado. Em outras palavras, a válvula de pressão independente não é *necessária* para atingir ΔT s elevados. No entanto, a válvula de controle convencional é menos estável que a válvula de pressão independente. Em particular, observe a variação considerável na posição da válvula para a válvula convencional.

Conforme discutido anteriormente, a estabilidade melhora o ΔT . Além disso, menos ação no acionador deve melhorar a sua confiabilidade.

Figura 8. Operação da válvula de pressão independente versus válvula convencional em Atlanta (desempenho do 3º e 4º andar)



Resumo.

- As válvulas de pressão independente são mais estáveis e mais precisas, o que melhora o ΔT do sistema.
- As válvulas de pressão independente tornam a seleção de válvulas muito mais fácil. Muitas das válvulas convencionais são mal selecionadas, ou uma válvula C_v é selecionada para todo o prédio, embora a pressão nas válvulas varie significativamente por distância das bombas do sistema. É altamente improvável que uma válvula mal selecionada irá fornecer um bom controle.
- As válvulas de pressão independente são mais fáceis de instalar, pois elas eliminam a necessidade de válvulas de balanceamento.
- Considerando que o preço premium está caindo continuamente, as válvulas de pressão independente podem ter um custo neutro se todos os custos, incluindo balanceamento, forem considerados.

Assim, as válvulas de pressão independente valem a pena? Se você não tiver certeza de que possa obter válvulas de alta qualidade, selecionadas adequadamente, específicas para o local instaladas em um trabalho específico; certamente, especifique válvulas de pressão independente de qualidade. O investimento do cliente deve valer a pena.

Feito pela Engenharia de Aplicações da Trane. Para assinar ou visualizar edições anteriores do Boletim Informativo dos Engenheiros visite trane.com.br. Envie comentários para ENL@trane.com.

Referências

- [1] ASHRAE GreenGuide (terceira edição), Atlanta, GA: ASHRAE, 2010.
- [2] Kelly, D. W. e Tumin Chan, "Optimizing Chilledwater Plants," *Heating/Piping/Air Conditioning*, janeiro de 1999.
- [3] Taylor, S. "Optimizing Design & Control Of Chilled Water Plants" (Otimização de Projeto e Controle de Plantas de Água Gelada). *Revista ASHRAE*, (Dezembro de 2011): 22-34. Disponível em www.ashrae.org.
- [4] Rishel, Burt, "Wire-to-Water Efficiency of Pumping Systems" (Eficiência da Ligação-Água de Sistemas de Bombeamento), *Revista ASHRAE*, abril de 2001.
- [5] Schwedler, M. "Series-Series Counterflow for Central Chilled-Water Plants" (Contrafluxo Série-Série para Plantas de Água Gelada Central), *Revista ASHRAE*. (Junho de 2002): pp. 23-29

Trane, o logotipo de círculo e TRACE são marcas comerciais da Trane nos Estados Unidos e em outros países. ASHRAE é uma marca registrada da American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, Inc. Todas as marcas comerciais mencionadas são marcas registradas de seus respectivos proprietários.

Este boletim informativo tem fins meramente informativos e não constitui aconselhamento jurídico.

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 base no material apresentado.



Para obter mais informações, entre em contato com o escritório local da Trane ou envie-nos um e-mail para comfort@trane.com