

## It's Cool

Por J. Fernando B. Britto  
Mai/2025

O objetivo deste artigo é tratar a respeito dos **chillers** para aplicações industriais de médio e grande porte, suas principais características de operação e alguns dos desenvolvimentos mais recentes do mercado.

Para orientar o trabalho assumiremos a aplicação dos *chillers* em sistemas de tratamento de ar para salas limpas e ambientes controlados, incluindo alguns dos principais e mais comuns consumidores de água gelada para processo, tais como: trocadores de calor para resfriamento de API (água para injetáveis) e de ar em túneis de despirogenização.

Uma vez que as salas limpas dependem da climatização para atingir e manter sua classificação de limpeza e os processos envolvidos geralmente requerem controle de umidade máxima, além de injeção elevada de ar exterior para garantir o gradiente de pressões e repor exaustões e vazamentos em dutos, a refrigeração e o reaquecimento se tornam críticos para garantir a continuidade do processo sem excursões de temperatura ou umidade relativa.

Em boa parte dos ambientes de uma planta industrial farmacêutica ocorre muito pouca (ou quase nenhuma) dissipação de calor interna, como no caso das antecâmaras, áreas de circulação e áreas de armazenagem provisória de semiacabados.

Mesmo nas salas onde ocorre processamento, na maioria dos casos, as potências dissipadas não costumam ser significativas e geralmente sofrem grandes variações, em momentos e por períodos totalmente aleatórios.

Em ambos os casos: antecâmaras, circulações e áreas de armazenagem, assim como nas áreas de processamento, as vazões mínimas e fixas de ar de insuflação necessárias para manter a classificação de limpeza, costumam ser muito superiores às requeridas pela carga térmica, o que requer a utilização de refrigeração adicional para atender a desumidificação, seguida de reaquecimento para atingir a temperatura ajustada, o que costuma ser agravado pela dissipação variável e não-contínua dos equipamentos de processo e utilidades, associada à operação em períodos aleatórios e com diferentes cargas de trabalho, em função dos diferentes produtos processados pelos equipamentos e das programações do processamento totalmente aleatória (com relação à carga térmica).

Por outro lado, a operação dos trocadores de calor de determinados equipamentos de processo, costuma impor grandes picos de carga com curta duração, como no caso das redes e/ou pontos de consumo de API, ou de longa duração com intervalos ainda maiores, como no caso dos fornos de despirogenização.

Isso significa que a demanda de água gelada para os chillers não varia de forma linear, de acordo com a variação das condições termoigrométricas do ar exterior ou da carga de insolação, tal como preconizado pelo cálculo de IPLV previsto na norma 550-590 do AHRI (Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute), sobre a qual falamos em nosso artigo “A energia está cada vez mais cara...”, publicado em 2017,

no qual também discorreremos sobre os tipos de compressores, a utilização de inversores de frequência para o controle de capacidade e a possibilidade de recuperação do calor rejeitado pela condensação do fluido refrigerante, para geração de água quente sem demanda energética adicional.

Iremos então, efetuar uma comparação entre a utilização de compressores centrífugos e parafuso, mas, para uma melhor compreensão, iremos lembrar alguns conceitos:

## Ciclo de Carnot

Lembrando que, segundo a equação de Clapeyron: “Lei dos Gases Perfeitos”, para um volume unitário ( $V = 1$ ) e quantidade constante de matéria ( $n * R = k$ ; assumido  $k = 1$ ), então  $P$  é diretamente proporcional a  $T$ .

$$P * V = (n * R) * T$$

Diagrama da equação  $P * V = (n * R) * T$  com setas vermelhas apontando para os termos  $V$  e  $n * R$ . Acima de  $V$  está escrito  $1$  e acima de  $n * R$  está escrito  $k (=1)$ .

Aplicando esse princípio, se aumentarmos a pressão de uma determinada quantidade fixa de gás, confinada em um “sistema” frigorígeno qualquer, sua temperatura irá subir. Ao reduzirmos sua temperatura, sua pressão também se reduzirá. Em ambos os casos de forma previsível através de equações conhecidas.

Verificamos isso em nosso dia a dia quando agitamos um frasco de spray, aumentando a vibração interna das moléculas, o que eleva a energia do fluido (expressa sob a forma de calor) e, conseqüentemente, a pressão interna do recipiente.

Quando acionamos a válvula de descarga, a pressão é liberada e rapidamente se reduz, resfriando tanto o frasco, quanto o fluido aspergido.



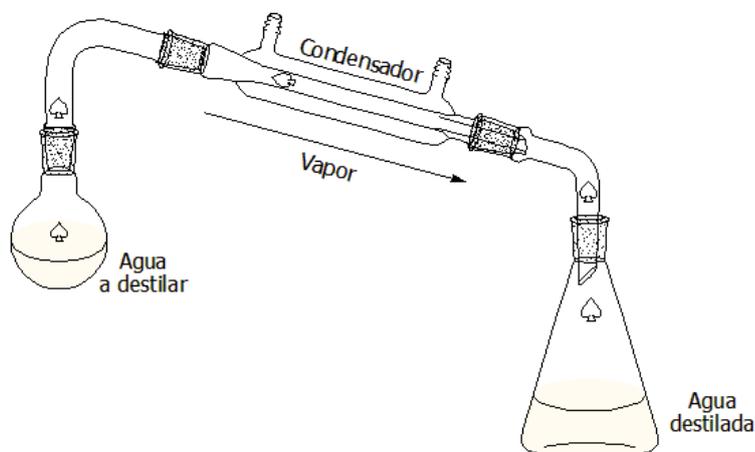
**Figura 1 – Expansão do fluido**  
Esta Foto de Autor Desconhecido está licenciado em CC BY-SA



**Figura 2 – Compressor**  
Esta Foto de Autor Desconhecido está licenciado em CC BY-SA

A refrigeração “mecanizou” o aumento da vibração de um fluido em estado gasoso (**vapor**), através de sua **compressão** por meios mecânicos, de forma que o fluido assumira uma temperatura maior que a do meio ambiente.

Então, através de um trocador de calor chamado **condensador**, “rejeita” para o meio externo o calor gerado durante a compressão até que o vapor não conseguisse mais se manter na forma gasosa, se condensando em um líquido, ainda mantido sob alta pressão.



**Figura 3 – Condensação do fluido**

Esta figura de Autor Desconhecido está licenciado em CC BY-SA



**Figura 4 – Expansão do fluido**

Esta figura de Autor Desconhecido está licenciado em CC BY-SA

A elevada pressão a jusante do compressor, força o escoamento do líquido através de um dispositivo chamado **expansor (ou válvula de expansão)**, o qual reduz drasticamente sua pressão.

Sob pressão menor, o fluido escoar através de um novo trocador de calor conhecido como **evaporador**, porém, agora possuindo pouca energia para se manter na fase líquida, se tornando suscetível à mudança de fase e sua exposição à fonte quente impõe nova troca de energia, a qual, ao ser absorvida pelo fluido refrigerante, o faz mudar de fase para vapor, absorvendo calor latente e removendo calor da fonte quente, por fim, retornando ao compressor.

No ciclo de Carnot, o **liff** (diferencial de pressão) imposto ao vapor superaquecido desde a sucção do compressor (ponto 1), para que se atinja uma pressão suficiente (ponto 2) para estabelecer um diferencial de temperatura adequado ( $P \approx T$ ) para promover a rejeição de calor entre a fonte quente (vapor comprimido) e a fonte fria (água de condensação), representado pelo trecho 2 – 3 da figura 5.

Por meio da circulação dos fluidos quente e frio no condensador, o calor oriundo do vapor comprimido é rejeitado para a atmosfera, assim promovendo:

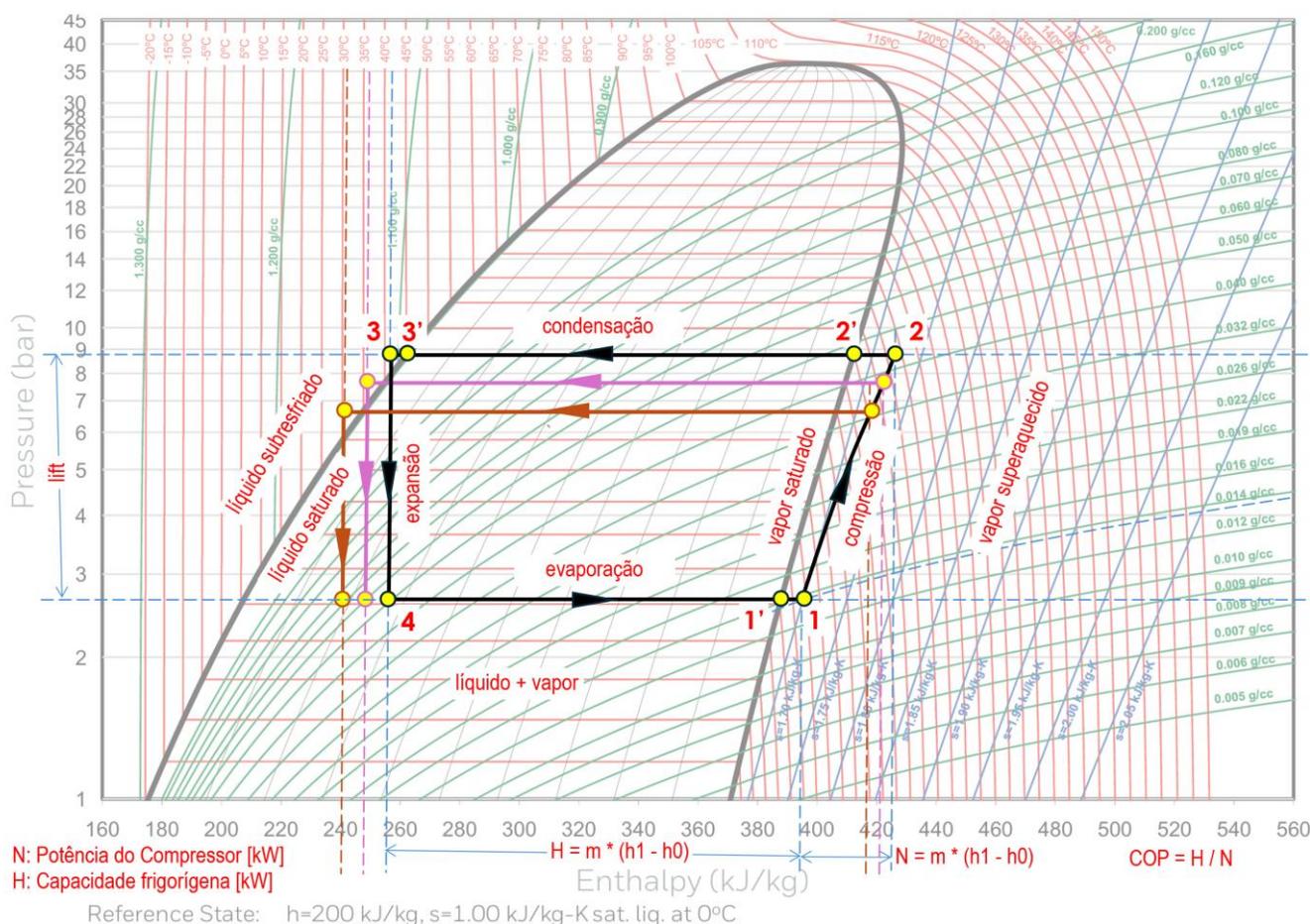
- ✓ o **desuperaquecimento** do vapor (trecho 2 – 2')
- ✓ a mudança de fase do vapor para líquido (condensação: trecho 2' – 3')
- ✓ o subresfriamento (trecho 3' – 3)

Em seguida o líquido subresfriado é forçado através da **válvula de expansão**, que reduz drasticamente sua pressão (trecho 3 – 4), para que este atinja uma pressão capaz de estabelecer um diferencial de temperatura adequado e promova a

remoção de calor da fonte quente (água gelada) para a fonte fria (fluido refrigerante).

Após a expansão, o fluido muda novamente de fase, transformando-se em vapor de baixa pressão (e temperatura), absorvendo calor latente e removendo calor da fonte quente (água gelada; trecho 4 – 1'), sendo então **superaquecido** (trecho 1' – 1), recaptado pela sucção do compressor e retornado ao ciclo.

Esse processo de compressão à vapor, condensação, expansão e evaporação é conhecido como **Ciclo de Compressão a Vapor ou Ciclo de Carnot**, representado na figura 5, abaixo:



**Figura 5 – Ciclo de Carnot**

Fonte: Honeywel® Solstice R1234ze + plotagem de um ciclo exemplo

O ciclo indicado com linhas pretas é a condição de selecionamento do chiller, quando opera com 100% de capacidade, nas temperaturas de condensação e evaporação de projeto.

A relação entre  $e$  ( $H$  capacidade frigorígena) e  $N$  (potência do compressor) é designada como COP e representa o desempenho do equipamento operando a plena carga.

Os ciclos representados com linhas rosa e marrom representam o equipamento operando com cargas parciais e temperaturas de condensação menores, o que

acontece ao longo das estações do ano. Nesses casos, o trabalho de compressão diminui, pois a temperatura de rejeição oferecida pelo meio ambiente é menor.

Considerando que a capacidade requerida também é menor, o condensador oferece maior capacidade de condensação e subresfriamento ao fluido, resultando em um COP razoavelmente maior que a condição operando a 100% de capacidade.

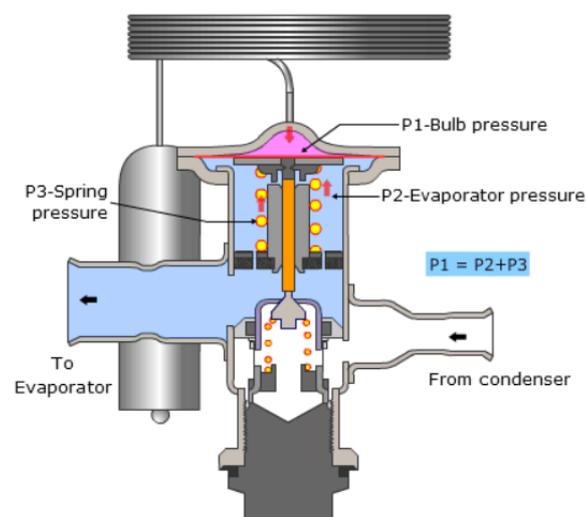
O valor de IPLV definido pela norma AHRI 550/590 adota uma média ponderada considerando a proporção dos tempos de operação com cargas parciais a 25% (0,12), 50% (0,45), 75% (0,42) e 100% (0,01) estimados ao longo do ano para aplicações comerciais, multiplicado pelos COP relativos à essas condições de operação.

Com base na norma AHRI 550/590, verificamos que os chillers operam 87% do tempo com cargas entre 50% e 75% e seus fabricantes projetam seus equipamentos visando oferecer o máximo desempenho possível dentro dessa faixa de maior tempo de utilização, de acordo com condições do ar exterior médias anuais de cada período correspondente às cargas parciais adotadas pela norma.

Adicionalmente, os fabricantes podem oferecer diferentes arranjos de compressor e condensador, que permitam aumentar seu rendimento em cargas parciais, geralmente aumentando a capacidade do condensador para operar com temperatura de condensação menor, requerendo um lift proporcionalmente menor, reduzindo o consumo global de energia do equipamento.

Além de promover a redução de pressão entre as **zonas de alta** (linha de descarga, condensador e linha de líquido) e **baixa pressão** (evaporador e linha de sucção), as **válvulas de expansão** são ajustadas para promoverem o **superaquecimento** do vapor de baixa pressão, **para proteção do compressor** contra admissão de líquido não evaporado residual.

Elas operam comparando a pressão correspondente à temperatura do vapor superaquecido na sucção do compressor, com a pressão correspondente à temperatura do vapor saturado na linha de baixa pressão à montante do compressor.



**Figura 6 – Válvula de Expansão**

Fonte: Danfoss® Learning – Expansion devices – Module 1

A pressão à jusante da válvula (alimentação do evaporador) atua sobre o diafragma que aciona o eixo do obturador, o qual é compensado pela mola e pelo bulbo de medição (sonda) do superaquecimento.

Quando a pressão à jusante diminui, a válvula aumenta sua abertura, liberando mais fluido refrigerante, sendo a abertura atenuada pela sonda de superaquecimento, que impede a passagem de excesso de fluido, evitando a entrada de líquido no compressor.

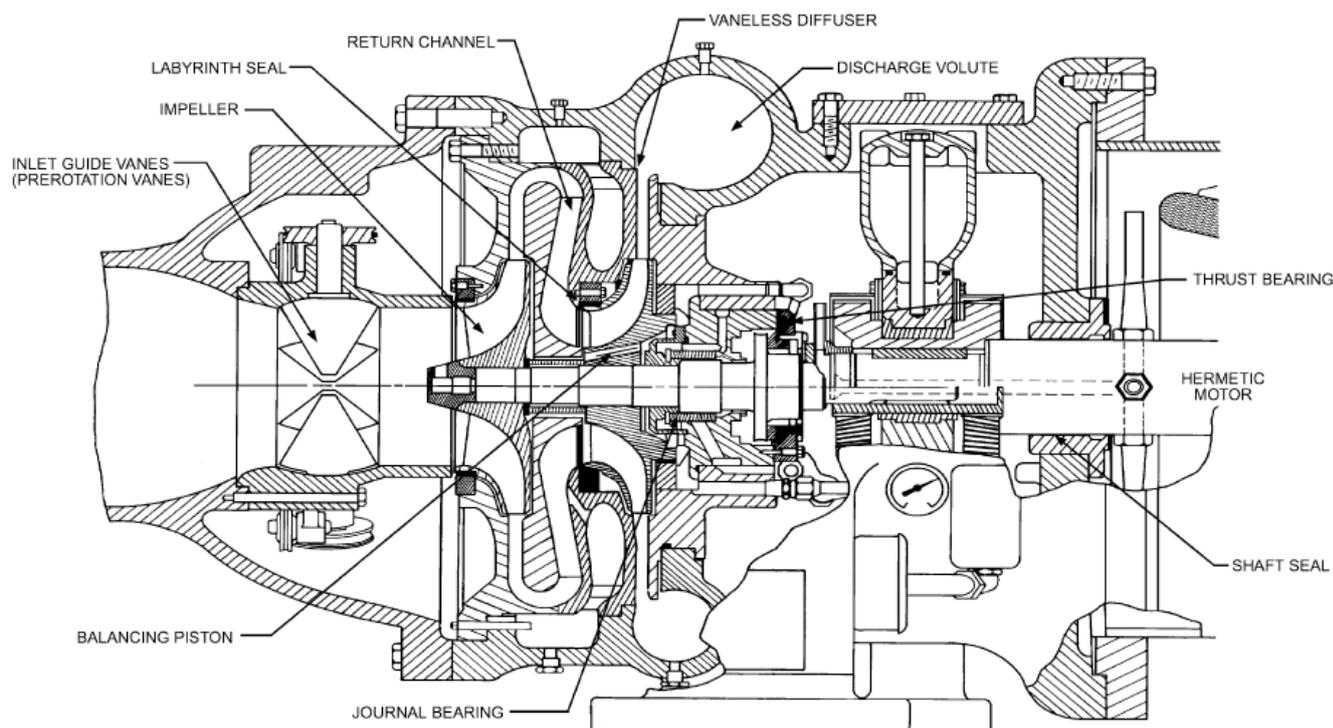
Válvulas eletrônicas operam da mesma forma, porém, utilizando sondas de pressão e temperaturas ao longo do ciclo frigorífero.

Em um chiller, o *lift* do compressor (trabalho de compressão: pontos 2 – 1) é projetado para operar em uma determinada condição, baseada no diferencial entre as pressões (e correspondentes temperaturas) de condensação e sucção, que satisfaçam as condições de rejeição e remoção de calor ocorridas no ciclo frigorígeno, considerando os **approachs** de temperaturas projetados para cada um dos trocadores (condensador e evaporador) e condições normalizadas de temperatura do meio ambiente e da água gelada.

Approach é o diferencial de temperatura entre os fluidos de ambos os lados do trocador de calor, sendo especificados conforme o tipo de compressor, fluidos refrigerante, de condensação e refrigerado, vazões e velocidades de escoamento de cada lado de cada trocador de calor.

## Compressores Centrífugos

Os **compressores centrífugos** são turbomáquinas de **deslocamento dinâmico**, que operam de forma semelhante aos ventiladores e bombas centrífugas, produzindo seu *lift* pela conversão de energia cinética em energia potencial, sob a forma de pressão estática.

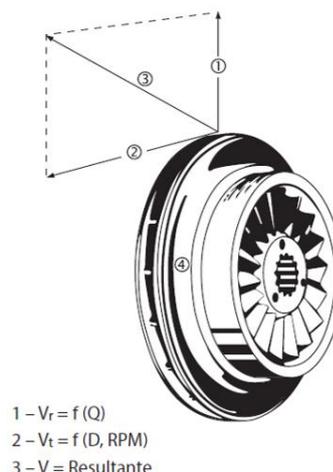


**Figura 6 - Compressor Centrífugo**

Fonte: ASHRAE – 2012 System & Equipment Handbook

Energia cinética é o componente da energia total associada ao movimento do corpo, em nosso caso, do fluido refrigerante.

Basicamente, é o componente vetorial da energia associada à velocidade de escoamento do fluido na borda das pás em direção à descarga (chamada de velocidade tangencial ou periférica), somada vetorialmente à velocidade radial imposta pela força centrífuga.



**Figura 7 – Rotor do compressor centrífugo**

Fonte: Catálogo Trane®

Tal como ocorre nos ventiladores, para se obterem pressões elevadas é necessário atingir alta velocidade de giro para se alcançar o *lift* requerido. No entanto, rotações elevadas causam escoamentos igualmente elevados.

O desligamento dos equipamentos de processo para limpeza e/ou *set up*, períodos sem consumo de API ou períodos sem necessidade de operação dos equipamentos de processo, geram reduções da carga térmica.

Operar um compressor centrífugo com cargas térmicas baixas, porém, rejeitando calor para uma fonte não proporcionalmente fria (exemplo: temperatura de bulbo seco ou úmido do ar exterior elevada durante o verão), acarreta um desvio na curva do ciclo de refrigeração associada ao ponto de operação à plena carga do compressor, pois a vazão requerida de fluido refrigerante será baixa, mas o *lift* requerido continuará tão elevado, como se estivesse operando a 100% de carga, em função da condição da fonte fria disponível.

Uma vez que compressores centrífugos oferecem deslocamento dinâmico, onde a vazão varia proporcionalmente à mudança da velocidade de giro do rotor e o *lift* varia ao quadrado da rotação, em equipamentos de rotação variável é necessária a utilização de válvulas de restrição de fluxo (***inlet ou outlet vane***) e/ou de injeção de fluxo adicional (***hot gas by pass***), gerando carga falsa para permitir que o equipamento possa operar adequadamente com baixa carga sob temperatura de condensação elevada, uma vez que o inversor de frequência que controlaria a capacidade não poderá baixar a rotação, devido à pressão requerida pela condensação.

Além disso, como a geometria da descarga do compressor e dos trocadores de calor são fixas, quando a vazão de fluido refrigerante varia, a quantidade adicional de matéria ( $n \cdot R$ ), transferida da região de baixa pressão para a de alta pressão do ciclo frigorígeno pelo compressor, pode aumentar a pressão absoluta ( $P$ ) do sistema mais rapidamente do que o aumento do *lift* produzido pelo compressor, tornando o diferencial de pressão a jusante da descarga maior que o oferecido pelo *lift* do compressor somado a suas perdas internas até a zona de baixa pressão, causando “pulsos” de reversão no sentido de escoamento (fluido refluindo para dentro do rotor),

injetando fluxo adicional no rotor de forma cíclica, o que torna o trabalho de compressão à vapor instável.

Esse fenômeno é conhecido como **surge** e pode ser identificado pela produção elevada de vibração e ruído, podendo causar significativos danos ao compressor devido aos ciclos de variação da carga (trabalho de compressão) e direção de escoamento do fluido (reversão do sentido).

Em outras palavras, caso a temperatura de condensação não diminua junta e proporcionalmente à carga térmica, compressores centrífugos não conseguem reduzir sua rotação, pois não atingiriam o *lift* necessário para produzir a condensação do fluido refrigerante, sendo necessário introduzir cargas falsas, causando consumo maior de energia que o necessário para operar com baixas cargas, sob temperatura de condensação elevada.

Além disso, os sistemas de controle de capacidade empregados em *chillers* utilizam algoritmos do tipo PID para aumentar ou reduzir a capacidade de forma gradual, introduzindo cargas falsas quando necessário, baseadas na curva de capacidade do equipamento e nos ensaios no laboratório de desenvolvimento dos fabricantes, para evitar instabilidade no ciclo de compressão, o que também reduz o desempenho sob baixas capacidades sob *lift* elevado.

Em ambos os casos, aumentando o consumo de energia.

## **O comportamento da carga térmica em salas limpas industriais**

A imprevisibilidade de cargas importantes, associada à cargas internas muito pequenas em grande parte das instalações e aleatoriamente variáveis nos pontos de maior carga, associada a sistemas operando 24/7, tal como ocorre nas instalações industriais, torna a curva de variação da carga significativamente diferente das cargas de sistemas convencionais ensaiadas em laboratório e normalizadas, apresentando grandes picos de curta duração e picos de longa duração com longos intervalos, ambos sob condições independentes do meio externo, tornando os algoritmos para controle de capacidade dos *chillers* usuais do mercado, muito pouco efetivos.

Adicionalmente, o método construtivo atual das salas limpas industriais se utiliza de painéis com bastante isolamento térmico e muito raramente utilizam janelas externas que admitam insolação, portanto, sofrem muito pouca variação de carga devida à transmissão de calor oriunda da condição exterior e da posição do Sol.

Em determinados casos, consumidores como a API podem gerar picos de várias dezenas ou centenas de TR (toneladas de refrigeração), com duração significativamente curta (alguns minutos a poucas horas), em momentos totalmente aleatórios, os quais causam a necessidade de grandes e instantâneos incrementos de carga, totalmente impossíveis de serem previstos e que desaparecem rapidamente.

Como os *chillers* (qualquer que seja seu tipo) possuem uma histerese elevada, tais picos de carga não podem ser atendidos diretamente por seus compressores, requerendo grandes reservatórios com água gelada armazenada, para satisfazer a variação instantânea da carga.

Se não houver tal reservatório, o pico de carga irá se traduzir em elevação da temperatura de retorno da água para o chiller, com conseqüente elevação da temperatura de saída de água gelada, o que poderá afetar a troca térmica das serpentinas de resfriamento e desumidificação, finalizando por causar excursões de umidade relativa e temperatura nos ambientes.

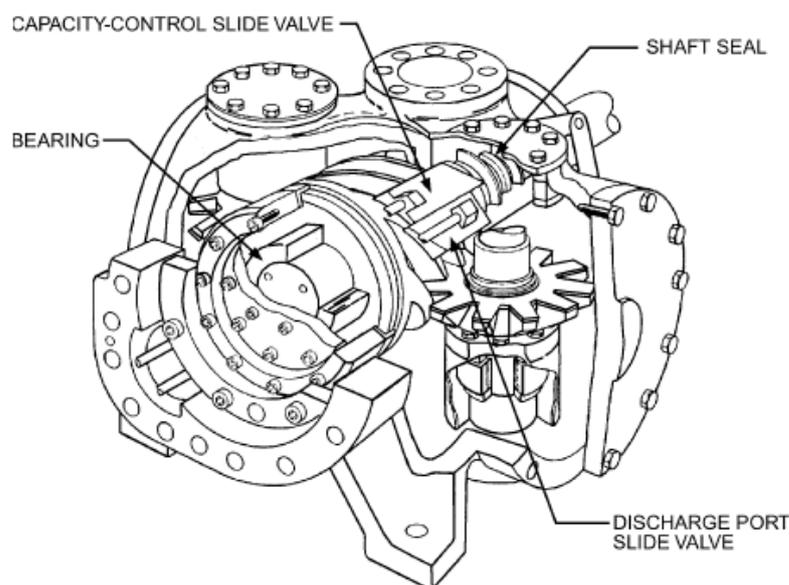
A “desconexão” entre a carga térmica dos ambientes industriais farmacêuticos, associada à períodos de baixa carga térmica interna e à aleatoriedade das cargas dos ambientes de processamento, somada a aleatoriedade e duração de importantes cargas de processo, produz enorme variação da carga interna, a qual ocorre de forma totalmente independente das condições externas responsáveis pela condensação e rotação mínima dos compressores centrífugos.

Isso torna a utilização de compressores centrífugos pouco eficiente, gerando consumo maior que o previsto em seus catálogos (condições preconizadas pela AHRI ou Eurovent) e podendo causar instabilidades na operação dos compressores centrífugos.

Adicionalmente, a operação em pontos com baixo escoamento de fluido refrigerante e *lift* elevado e/ou a elevação muito rápida da carga do compressor podem produzir *surge*, acarretando além do ruído e consumo excessivos, desgaste prematuro do equipamento.

### Compressores parafuso

Diferentemente dos centrífugos, os **compressores parafuso** são dispositivos de **deslocamento positivo**, significando não haver vinculação direta do *lift* ao escoamento, ou seja: permitem variar seu deslocamento volumétrico (vazão) independentemente da pressão de condensação (desde que dentro dos limites construtivos), pois sua vazão varia de forma diretamente proporcional à rotação, ao passo que o diferencial de pressão requerido pelo sistema afeta apenas o torque necessário.



**Figura 8 - Compressor tipo Monoparafuso com Válvula Deslizante**

Fonte: ASHRAE – 2012 System & Equipment Handbook

Em compressores parafuso de rotação variável dotados de **slide valve** ativa, também é possível variar o *lift* produzido pelo compressor, modificando o formato (volume) da câmara de compressão ao invés de se introduzirem cargas falsas, permitindo ajustar o *lift* à condição de condensação necessária, o que permite redução adicional da potência consumida, caso a fonte fria seja favorável.

Com sua elevada flexibilidade na variação da carga, de forma independente do *lift*, com compressores parafuso de rotação variável é possível se ajustar muito melhor a potência frigorígena a uma carga térmica que varia de forma aleatória e independente da condição do meio externo, raramente requerendo a utilização de válvulas de *hot gas by pass*.

Na figura 9, abaixo, vemos um modelo da montagem dos componentes principais de um compressor monoparafuso, demonstrando o rotor principal, um dos rotores satélite e a válvula deslizante:

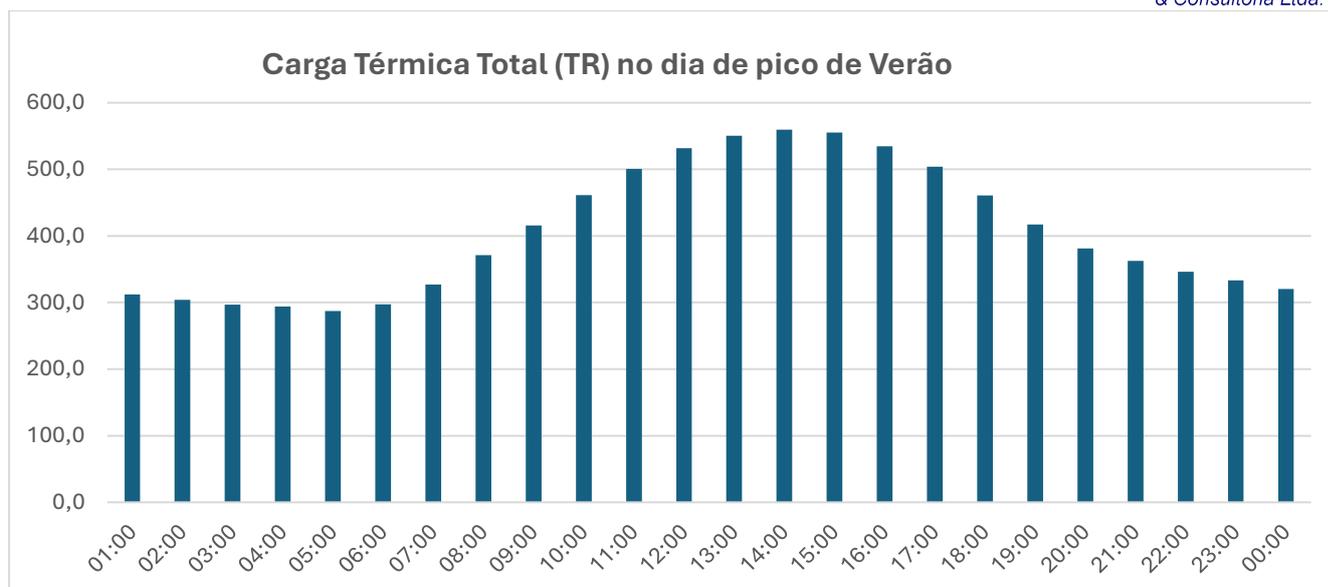


**Figura 9 – Montagem interna de Compressor Monoparafuso com Válvula Deslizante**

Fonte: Fábrica Daikin – Roma/IT

### **Comparando o desempenho dos tipos de compressores**

O gráfico a seguir apresenta uma **variação da carga térmica** típica, **em um único dia**, para uma instalação industrial com elevada reposição de ar externo em uma edificação dotada de paredes externas e cobertura termicamente isoladas e sem janelas externas, semelhante ao que encontramos na maioria das salas limpas industriais:



**Figura 10 – Gráfico de variação da carga térmica no dia de pico de carga**

Considerando que a carga térmica da instalação varia entre 54% (final da madrugada) e 100% (início da tarde) da capacidade do sistema, ao longo de um único dia de Verão, porém, a temperatura da água de condensação praticamente não varia ao longo deste dia, um compressor centrífugo teria de operar com rotação elevada para fornecer o *lift* necessário, pois a temperatura de condensação se mantém elevada, sendo necessário gerar carga falsa durante grande parte da noite, para equilibrar o sistema, desperdiçando energia.

Utilizando um compressor parafuso, o consumo irá variar aproximadamente igual à carga máxima do dia, mesmo tendo de manter um *lift* elevado.

E, embora a temperatura de bulbo úmido do ar exterior praticamente não varie ao longo do dia, mantendo a condição de saída de uma torre de resfriamento igualmente constante, a temperatura de bulbo seco varia aproximadamente 5 °C (nordeste do Brasil), 10 °C (norte, sul e sudeste) até 12°C (centro-oeste) ao longo de um único dia de verão, o que permite otimizar o consumo em chillers parafuso com condensação à ar, algo não factível utilizando compressores centrífugos, os quais não operam adequadamente com condensação à ar.

Chillers parafuso com condensação à ar requerem uma instalação e manutenção muito mais simples, pois dispensam as torres de resfriamento e motobombas de água de condensação, além de todas as tubulações, quadros e instalações elétricas de força e automação adicionais, sem consumir os grandes volumes de água de reposição requeridos pelas torres de resfriamento.

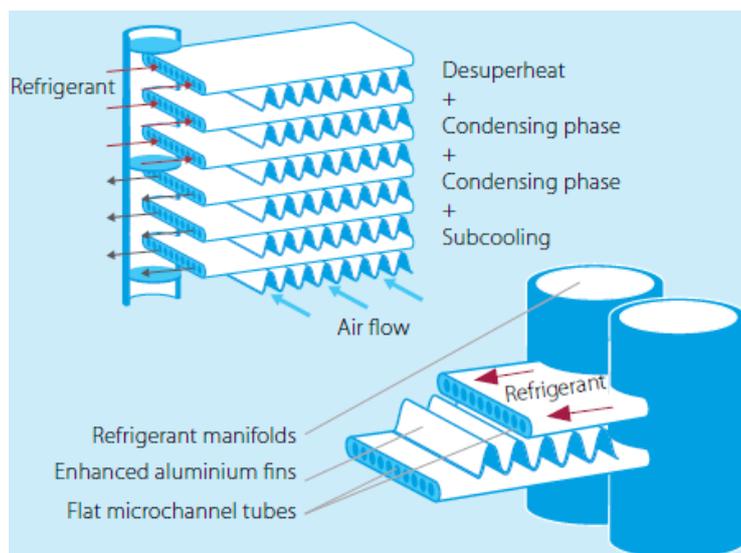
Embora a potência elétrica instalada dos chillers com condensação à ar seja maior que a dos chillers com condensação à água, em operações 24/7 eles se beneficiam muito da variação diária da temperatura e, juntamente com eliminação do consumo de água e químicos para tratamento, além de horas adicionais para manutenção de equipamentos associados e necessidade de paradas rotineiras para limpeza do condensador e da torre e seus filtros, sistemas com condensação à ar costumam requerer um custo de operação muito semelhante aos de condensação à água ao

longo do ano, havendo casos em que o custo total de propriedade é menor, em localidades onde a variação diária da temperatura do ar externo é maior.

Adicionalmente, a disponibilidade operacional de equipamentos com condensação à ar costuma ser maior, pois as limpezas, quando necessárias, podem ser efetuadas mesmo com o equipamento em operação e, em eventuais intervenções, os custos de mão-de-obra e peças de reposição de compressores parafuso costumam ser significativamente menores que as dos centrífugos.

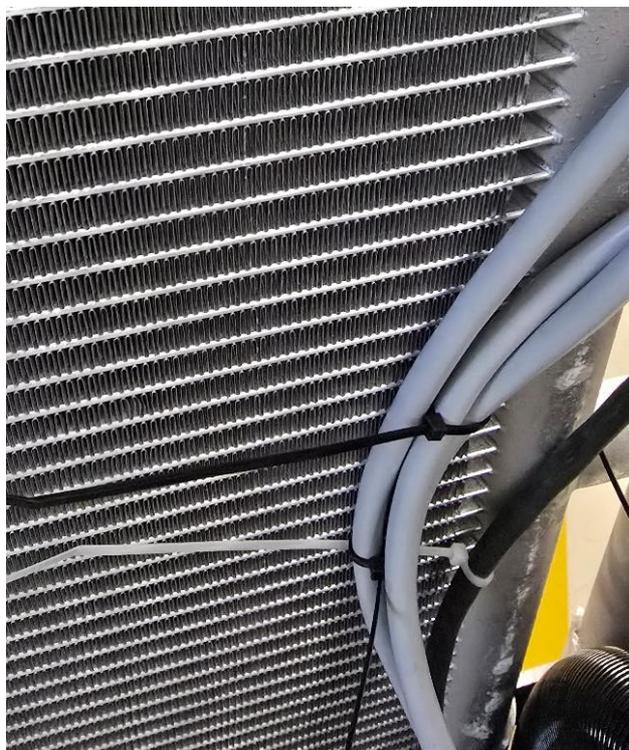
Avanços tecnológicos como o emprego de serpentinas de microcanais (representados nas figuras 11, 12 e 13) nos condensadores à ar, permitem reduzir o comprimento total do chassis desses chillers em até 35%, sem qualquer perda de desempenho.

Isso reduz o tamanho da central de água gelada do edifício, permitindo uso mais racional do espaço.



**Figura 11 – Serpentina de Microcanais**

Fonte: Catálogo Daikin



**Figura 12 – Serpentina de Microcanais**

Fonte: Fábrica Daikin – Roma/IT



**Figura 13 – Serpentina de Microcanais**

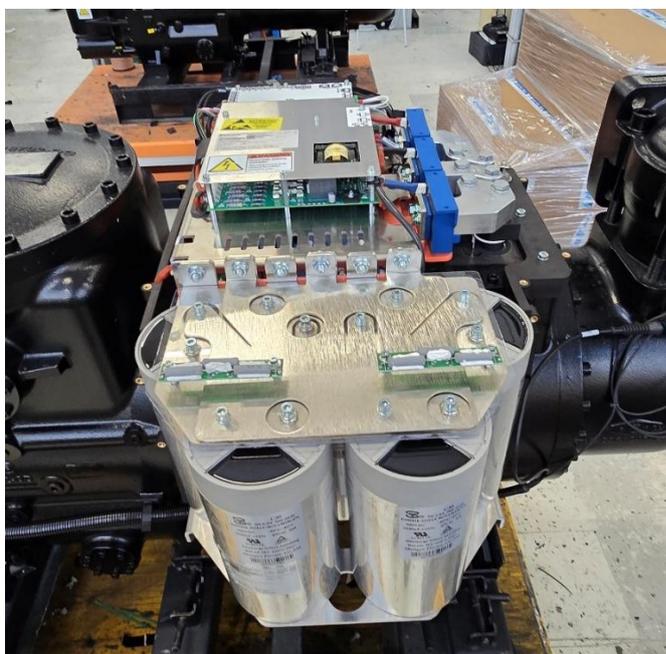
Fonte: Fábrica Daikin – Roma/IT

Associado à utilização de feixes tubulares com aletamento interno e externo nos evaporadores e utilização de escoamento do fluido refrigerante em seu interior, permitem também reduzir o tamanho dos evaporadores do tipo casco e tubos, bem como a carga total de fluido refrigerante, otimizando os custos de aquisição de novos chillers com fluidos de baixo GWP, que atualmente possuem custo de aquisição muito maiores do que os fluidos convencionais.



**Figura 14 – Tubo com aletamento**

Fonte: Catálogo Daikin



**Figura 15 – Inversor integrado**

Fonte: Fábrica Daikin – Roma/IT

Outro importante avanço é a integração do inversor de frequência ao corpo do compressor (figura 15), permitindo a redução do tamanho dos painéis de força, reduzir a propagação de radiofrequência através dos cabos de potência, além da possibilidade de refrigeração dos tiristores através do escoamento do fluido refrigerante, o que elimina a limitação de corrente ocorrida devido ao aquecimento dos semicondutores durante cargas elevadas e altas temperaturas do ar externo utilizado para resfriamento dos tiristores em sistemas convencionais. Os novos inversores ainda possuem dispositivos para redução de harmônicos de corrente, reduzindo a distorção harmônica total (THD) para valor  $\leq 35\%$ .

A incorporação de separador de óleo à descarga do compressor, associada ao bombeamento de óleo por meio de ejetores do tipo Venturi, utilizando parte do líquido subresfriado como fluido carreador e resfriador do óleo, eliminou a necessidade de bombas de óleo.

Por fim, mas, não menos importante, a aplicação de economizadores (figura 16), evaporando parte do fluxo de líquido subresfriado para aumentar ainda mais o subresfriamento da parte restante que circulará no evaporador, aumentou ainda mais a eficiência do sistema e garantindo a titulação do líquido em 100%, eliminando microbolhas de vapor residual na linha de líquido antes da expansão final do fluido refrigerante.



**Figura 16 – Economizador**  
Fonte: Fábrica Daikin – Roma/IT

### Considerações adicionais

Embora realmente se deva avaliar o desempenho de um novo chiller, não mais apenas por seu COP (ou EER), que representa apenas a potência consumida com operação à plena carga, mas, também por seu IPLV, que representa a potência sob cargas parciais ao longo do ano, conforme preconizadas pela norma AHRI 550/590, cabe também conhecer o perfil de carga da instalação em seus dias de máxima e mínima carga térmica, além de se avaliar o impacto de grandes cargas intermitentes de curta e de longa duração e o descolamento da carga térmica em relação aos perfis normativos que definem o algoritmo de controle padrão dos chillers.

A relação entre os picos de carga de curta duração e a variação diária das cargas ditas permanentes, além das cargas mínimas em dias (ou noites) de pico de verão, que ocorrem quando os equipamentos de processo se encontram desligados (para limpeza, *set up* ou simplesmente programação da produção), permitem avaliar a necessidade de subdivisão da capacidade e/ou introdução de reservatórios, sendo determinante na escolha dos equipamentos corretos e definição da estratégia de controle.

Em determinados casos, instalações de grande porte com subdivisão para comportar o pico de carga, por exemplo: numa instalação de 640 TR com API demandando 160 TR, seria uma boa estratégia operar com dois chillers de 320 TR com dois circuitos de 160 TR cada um, de forma que no momento antes do pico adicional estivesse operando com 75% de capacidade (480 TR), requerendo apenas acelerar os compressores para absorver a carga adicional, algo que ocorre muito mais

rapidamente do que ativar um chiller adicional ou mesmo um compressor desligado do equipamento.

Mesmo assim, como a histerese do sistema seria de vários minutos e, considerando um pico de carga imposto pela API com duração de apenas 20min, a utilização de um reservatório com 30 a 45m<sup>3</sup> permitiria ao sistema atender a carga no momento que ela ocorresse, também permitindo que o chiller aumente sua potência de forma gradual para repor a capacidade térmica do reservatório, sem impacto significativo no restante do sistema.

Para cargas de duração mais longa, a faixa de tolerância de TBS e UR da instalação pode ser suficiente, admitindo elevação momentânea de 1 a 2°C na condição interna dos ambientes durante um curto intervalo de tempo ou, caso a carga seja significativa, um tanque menor, suficiente para absorver a histerese do chiller, poderia solucionar o problema.

### Estudo de caso

Nas planilhas a seguir, foi realizado um estudo de custo de energia, comparando as centrífugas inverter existentes do cliente (cujo perfil de carga no dia de pico foi apresentado no gráfico da figura 10), com novos chillers com compressores parafuso inverter e centrífugas de mancal magnético.

março	02:00	283	2864	57%
	05:00	268	2713	54%
	08:00	338	3421	68%
	11:00	445	4504	90%
	14:00	494	5000	100%
	17:00	449	4545	91%
	20:00	349	3532	71%
	23:00	308	3117	62%
junho	02:00	262	2652	53%
	05:00	247	2500	50%
	08:00	317	3209	64%
	11:00	423	4281	86%
	14:00	471	4767	95%
	17:00	426	4312	86%
	20:00	327	3310	66%
	23:00	286	2895	58%
agosto	02:00	251	2540	51%
	05:00	236	2389	48%
	08:00	306	3097	62%
	11:00	413	4180	84%
	14:00	463	4686	94%
	17:00	418	4231	85%
	20:00	317	3209	64%
	23:00	276	2794	56%

Perfil de carga avaliado:

Março (máxima de verão)  
90 dias/ano

Junho (média para outono e primavera)  
180 dias/ano

Agosto (mínima de inverno)  
90 dias/ano

	Horário	%Carga máxima	Capacidade		Consumo kW	EER		
			TR	kW				
março	02:00	57%	573	2014	421,1	4,78	113704	90
	05:00	54%	543	1907	406,5	4,69	109747	29,5
	08:00	68%	684	2406	500,6	4,81	135152	
	11:00	90%	901	3167	616,9	5,13	166567	28,5
	14:00	100%	1000	3516	675,1	5,21	182277	
	17:00	91%	909	3196	607,3	5,26	163984	
	20:00	71%	706	2484	496,6	5,00	134083	
	23:00	62%	623	2192	445,4	4,92	120264	
junho	02:00	53%	530	1865	368,6	5,06	199070	180
	05:00	50%	500	1758	354,6	4,96	191469	28,5
	08:00	64%	642	2256	442,6	5,10	239004	
	11:00	86%	856	3011	557,7	5,40	301147	27,5
	14:00	95%	953	3352	610,1	5,49	329447	
	17:00	86%	862	3032	564,2	5,37	304657	
	20:00	66%	662	2327	431,9	5,39	233235	
	23:00	58%	579	2036	392,6	5,19	211985	
agosto	02:00	51%	508	1786	373,4	4,78	100828	90
	05:00	48%	478	1680	359,0	4,68	96919	28
	08:00	62%	619	2178	449,0	4,85	121223	
	11:00	84%	836	2939	565,2	5,20	152596	27
	14:00	94%	937	3295	610,2	5,40	164767	
	17:00	85%	846	2975	563,0	5,28	152016	
	20:00	64%	642	2256	438,6	5,14	118420	
	23:00	56%	559	1964	396,7	4,95	107111	
							Consumo anual	<b>4149673</b> kW.h/ano
R\$/kW.h	0,40						Custo anual de energia	<b>R\$ 1.659.869,02</b> /ano

Consumo elétrico anual da **centrífuga existente** (que já opera há 15 anos). Considerada redução de 0,5% ao ano no desempenho energético do equipamento.

	Horário	%Carga máxima	Capacidade		Consumo kW	EER		
			TR	kW				
março	02:00	57%	573	2014	298,3	6,75	80553	90
	05:00	54%	543	1907	278,0	6,86	75049	29,5
	08:00	68%	684	2406	362,3	6,64	97821	
	11:00	90%	901	3167	537,7	5,89	145188	28,5
	14:00	100%	1000	3516	640,4	5,49	172918	
	17:00	91%	909	3196	542,6	5,89	146493	
	20:00	71%	706	2484	370,7	6,70	100087	
	23:00	62%	623	2192	325,7	6,73	87931	
junho	02:00	53%	530	1865	267,7	6,97	144572	180
	05:00	50%	500	1758	251,7	6,99	135901	28,5
	08:00	64%	642	2256	334,8	6,74	180765	
	11:00	86%	856	3011	500,1	6,02	270060	27,5
	14:00	95%	953	3352	561,5	5,97	303223	
	17:00	86%	862	3032	503,7	6,02	271975	
	20:00	66%	662	2327	341,3	6,82	184280	
	23:00	58%	579	2036	293,5	6,93	158506	
agosto	02:00	51%	508	1786	256,6	6,96	69270	90
	05:00	48%	478	1680	240,2	6,99	64847	28
	08:00	62%	619	2178	321,4	6,78	86769	
	11:00	84%	836	2939	484,9	6,06	130921	27
	14:00	94%	937	3295	549,1	6,00	148249	
	17:00	85%	846	2975	493,2	6,03	133170	
	20:00	64%	642	2256	330,8	6,82	89322	
	23:00	56%	559	1964	282,9	6,94	76392	
							Consumo anual	<b>3354263</b> kW.h/ano
R\$/kW.h	0,40						Custo anual de energia	<b>R\$ 1.341.705,00</b> /ano

Consumo elétrico anual de um novo **chiller parafuso full inverter com condensação à água.**

	Horário	%Carga máxima	Capacidade		Consumo kW	EER		
			TR	kW				
março	02:00	57%	573	2014	296,6	6,79	80086	90
	05:00	54%	543	1907	278,4	6,85	75170	29,5
	08:00	68%	684	2406	365,6	6,58	98713	
	11:00	90%	901	3167	515,0	6,15	139050	28,5
	14:00	100%	1000	3516	616,8	5,70	166547	
	17:00	91%	909	3196	519,6	6,15	140300	
	20:00	71%	706	2484	373,6	6,65	100864	
	23:00	62%	623	2192	326,2	6,72	88078	
junho	02:00	53%	530	1865	279,7	6,67	151030	180
	05:00	50%	500	1758	262,1	6,71	141526	28,5
	08:00	64%	642	2256	335,7	6,72	181303	
	11:00	86%	856	3011	474,1	6,35	256025	27,5
	14:00	95%	953	3352	557,8	6,01	301205	
	17:00	86%	862	3032	477,5	6,35	257841	
	20:00	66%	662	2327	343,4	6,78	185413	
	23:00	58%	579	2036	294,6	6,91	159088	
agosto	02:00	51%	508	1786	264,3	6,76	71357	90
	05:00	48%	478	1680	247,4	6,79	66790	28
	08:00	62%	619	2178	322,8	6,75	87157	
	11:00	84%	836	2939	459,7	6,39	124117	27
	14:00	94%	937	3295	544,5	6,05	147015	
	17:00	85%	846	2975	465,3	6,39	125620	
	20:00	64%	642	2256	327,8	6,88	88515	
	23:00	56%	559	1964	277,9	7,07	75045	
					Consumo anual		<b>3307856</b>	kW.h/ano
R\$/kW.h	0,40				Custo anual de energia		<b>R\$ 1.323.142,30</b>	/ano

Consumo elétrico anual de uma nova **centrífuga de mancal magnético**.

	Centrífuga Existente	Parafuso Inverter	Mancal Magnético
março	113704	80553	80086
	109747	75049	75170
	135152	97821	98713
	166567	145188	139050
	182277	172918	166547
	163984	146493	140300
	134083	100087	100864
junho	120264	87931	88078
	199070	144572	151030
	191469	135901	141526
	239004	180765	181303
	301147	270060	256025
	329447	303223	301205
	304657	271975	257841
agosto	233235	184280	185413
	211985	158506	159088
	100828	69270	71357
	96919	64847	66790
	121223	86769	87157
	152596	130921	124117
	164767	148249	147015
152016	133170	125620	
	118420	89322	88515
	107111	76392	75045
	<b>4149673</b>	<b>3354263</b>	<b>3307856</b>
	<b>125,4</b>	<b>101,4</b>	<b>100,0</b>
	<b>R\$ 336.726,71</b>	<b>R\$ 18.562,70</b>	

Comparando os consumos dos três diferentes equipamentos, verificamos que praticamente não existe diferença de custo de operação entre as centrífugas de mancal magnético e o parafuso inverter.

Com um custo de aquisição de ~R\$ 3k/TR (à época) e levando em consideração os consumos de energia previstos, os custos anuais de energia das centrífugas existentes pagariam um novo chiller parafuso de 500 TR a cada 27 meses.

Após 20 anos de uso (tempo de vida estimado deste tipo de equipamento), os custos de energia representariam ~9 vezes seu valor de aquisição.

É estimado que ao longo de sua vida útil, os custos de manutenção das centrífugas igualem seu custo de aquisição corrigido.

## Conclusão

Os custos de peças de reposição para centrífugas são ~20% maiores que os custos para parafusos de mesma capacidade e os custos de mão-de-obra em centrífugas são ~30% maiores.

Após 20 anos, o custo de manutenção de chillers parafuso acrescenta ~70% de seu custo de aquisição corrigido. Portanto, considerando uma vida útil de 20 anos, o custo total de propriedade dos chillers parafuso inverter é ~11 vezes maior que seu custo de aquisição, para o caso em estudo.

Centrífugas inverter possuem custo de aquisição entre 15~20% maior e, em função do perfil de carga analisado, consumirão entre 6 e 8% mais energia. Isso representaria custo total de propriedade ~9% maior que a utilização dos chillers parafuso.

Centrífugas de mancal magnético possuem custo de aquisição 50% maior que os chiller parafuso inverter, consumo semelhante para o caso estudado, porém, custo de manutenção relativamente semelhante, uma vez que requerem menos intervenções por não haver atrito ou caixa de transmissão, mas, as intervenções requeridas possuem custo elevado. Ou seja, seu custo total de propriedade será semelhante ao dos chillers parafuso avaliado no estudo.

No entanto, as centrífugas (convencionais, inverter ou de mancal magnético) são muito sensíveis a incrustações no condensador, requerendo mais paradas que parafusos, o que oferece menor disponibilidade para a planta produtiva, gerando redução de expectativa de receita da produção.

Embora chillers parafuso possuam consumo ligeiramente maior para o caso estudado, não se tornam instáveis sob cargas baixas ou com variações intensas ou incrustações no condensador, como ocorre nas centrífugas, permitindo intervalos maiores entre paradas de manutenção, mantendo boa estabilidade da operação independentemente da carga, oferecendo maior disponibilidade ao processo.

Possuindo custos totais de propriedade semelhantes no caso estudado (após 20 anos de uso), além de oferecer maior estabilidade de operação, disponibilidade de uso (devido aos intervalos de limpeza maiores) e custo de aquisição menor, seria mais vantajosa a aquisição de chiller parafuso inverter, ao invés de centrífuga de mancal magnético.

Cabe indicar que o estudo apresentado se aplica ao caso específico de um cliente industrial com edificação dotada de paredes externas isoladas termicamente e sem janelas, com elevada taxa de ar exterior e considerando dissipação de equipamentos de processo à máxima potência (fixa), pois, muito raramente é possível se conhecer o perfil de carga associado ao processo produtivo.

E, de forma alguma colocamos em dúvida a qualidade e aplicabilidade dos demais equipamentos citados, que são muito eficientes em seus nichos de mercado, mas, podem não oferecer bom custo-benefício em casos semelhantes ao perfil de carga avaliado, cabendo avaliação criteriosa de seu custo-benefício em cada projeto.