

**Relatório Descritivo da Patente de Invenção para
SISTEMA DE CONTROLE E MÉTODO PARA COMPRESSORES RECÍPROCOS**

A presente invenção refere-se a sistema e a um método que permite controlar o comportamento de parada (ou de frenagem) de um compressor recíproco.

DESCRIÇÃO DO ESTADO DA TÉCNICA

Compressores herméticos do tipo recíprocos compreendem mecanismos do tipo biela-manivela e pistão com movimento alternativo, sendo amplamente utilizados na indústria de equipamentos de refrigeração, doméstica e comercial.

Os compressores recíprocos podem ser do tipo de capacidade fixa, em que o controle de dois estados (*ON/OFF*) de velocidade fixa é realizado ao ligar o compressor em uma temperatura máxima e desligar o compressor em uma temperatura mínima, ou compressores de capacidade variável, em que o controle é realizado por algum dispositivo eletromecânico ou circuito eletrônico, capaz de responder a uma programação dependente de variáveis a serem controladas no equipamento de refrigeração, como por exemplo a temperatura interna dos compartimentos, em que o compressor atua em ciclos alternados de operação a velocidades variáveis e parada.

Durante os períodos de operação os compressores recíprocos são responsáveis pela circulação do gás refrigerante através do circuito de refrigeração, sendo o mecanismo biela-manivela e pistão os responsáveis por executar movimentos cíclicos nos quais o pistão eleva a pressão do gás durante seu avanço e o gás refrigerante aplica um esforço contrário sobre o mecanismo e ao eixo girante. Esse esforço sobre o pistão e conseqüente reação sobre o mecanismo e eixo girante varia, de forma muito significativa, ao longo de um giro do eixo girante, sendo a variação diretamente proporcional aos valores de pressão do gás refrigerante (tanto maior quanto maior for a diferença entre as pressões de evaporação e de condensação do circuito de refrigeração).

Deste modo, para equipamentos de refrigeração que utilizem compressores recíprocos, nos momentos em que o compressor é desligado o

mecanismo ainda executa giros devido a inércia do conjunto, principalmente a inércia do rotor do motor que impõe o movimento girante. O movimento de inércia provoca um solavanco durante a parada do compressor, devido a um impulso contrário sobre o pistão causado pela diferença de pressão do gás. O impulso é ocasionado pela parada abrupta do eixo ou pelo movimento de giro em sentido oposto na ultima volta do eixo pelo fato do pistão não ser capaz de vencer a pressão. Deste modo, o gás é comprimindo e des-comprimindo em um movimento alternado, o que pode ocasionar problemas ao compressor recíproco.

Por conta disto, o solavanco de parada é típico em compressores recíprocos para refrigeração. Geralmente, são projetados sistemas de molas de suspensão internos ao compressor, que sustentam todo o conjunto de forma a absorver impulsos e atenuá-los de forma a não causar problemas, como quebras de molas ou ruídos de parada do compressor por choques entre partes. Quanto maior for a diferença de pressão sob a qual o compressor está operando, maior serão os impulsos de parada.

Uma das soluções de engenharia para o problema de solavanco na parada do compressor é o projeto equilibrado das molas de suspensão. As molas de suspensão têm como principal função atenuar a transmissão das vibrações geradas durante a operação normal no sistema de bombeamento devido ao movimento alternado do pistão, evitando que essas vibrações se transmitam ao corpo externo do compressor e conseqüentemente ao refrigerador, o que causa ruídos. Deste modo, as molas devem então ser macias o suficiente para atenuar a vibração de funcionamento normal, além de absorverem o impulso de parada. Por outro lado, as molas não devem ser projetadas excessivamente macias a ponto de permitir um grande deslocamento do conjunto interno durante esse impulso de parada, pois pode ocasionar choques nos batentes mecânicos, elevando ruídos. Analogamente, o projeto também deve ser adequado de forma a não provocar esforço excessivo nas molas a ponto de provocar a sua fadiga e quebra.

É possível notar que o solavanco de parada é mais intenso em compressores que operem com maiores diferenças de pressão e em compresso-

res que tenham menor massa interna de seus componentes. Além disso, fatores ligados à condição de pressão e a massa do conjunto dificultam o projeto das molas de suspensão, que será mais elevado quanto mais se queira atenuar as vibrações da operação normal, especialmente na operação em baixas rotações. Por conta disto, condições de contorno ainda mais severas e difíceis de serem atendidas são encontradas.

Em projetos onde ocorram simultaneamente condições severas de pressão, minimização do peso do conjunto e a necessidade de reduzir consideravelmente o nível de vibração de operação em baixa rotação, a solução o projeto das molas pode não se adequar a todas as condições pretendidas.

OBJETIVOS DA INVENÇÃO

Portanto é um primeiro objetivo dessa invenção prover um sistema e um método que permita reduzir a rigidez das molas do sistema de suspensão consideravelmente, minimizando assim o nível de vibração durante a operação normal.

É outro objetivo desta invenção prover um sistema e um método que seja capaz de reduzir a exigência de robustez do sistema de suspensão, mantendo o nível de confiabilidade e a vida útil das molas, ao evitar sua quebra.

Ainda outro objetivo desta invenção prover um sistema e um método que seja capaz de permitir que o compressor opere em condições de elevada diferença de pressão, podendo ser desligado sob essas condições sem que sejam gerados impactos ou ruídos indesejados.

BREVE DESCRIÇÃO DA INVENÇÃO

Os objetivos da invenção são atingidos por meio de um sistema de controle para compressores de refrigeração, o sistema compreendendo ao menos um controle eletrônico e um compressor recíproco, que compreende ao menos um conjunto mecânico, que possui ao menos um mecanismo de compressão e um motor, o sistema de controle ser configurado para detectar uma velocidade de giro de rotação do mecanismo de compressão e aplicar um torque de frenagem ao conjunto mecânico após detectar que uma velocidade de giro se encontra abaixo de um nível de velocidade.

Adicionalmente, é proposto ainda um método de controle para compressor hermético para refrigeração compreendendo etapas de:

- (a) detecção de uma velocidade de giro de um conjunto mecânico, que compreende ao menos o mecanismo de compressão e um motor;
- 5 (b) comparação da velocidade de giro com um nível de velocidade; e
- (c) aplicação de um torque de frenagem para desaceleração do conjunto mecânico caso a detecção indique que a velocidade de giro se encontra abaixo de um nível de velocidade.

DESCRIÇÃO SUMARIZADA DOS DESENHOS

- 10 A presente invenção será, a seguir, mais detalhadamente descrita com base em figuras:

Figura 1 – Representação de um sistema de refrigeração;

Figura 2 – Representação do controle de um compressor, bem como os principais subsistemas internos ao compressor;

- 15 Figura 3 – Representação de detalhes do subsistema mecânico de um compressor recíproco;

Figura 4 – Representação do processo compressão e da velocidade do eixo de um compressor;

- 20 Figura 5 – Representação do processo compressão e da velocidade do eixo de um compressor durante a parada segundo a técnica atual; e

Figura 6 – Representação do processo compressão e da velocidade do eixo de um compressor durante a parada segundo a presente invenção.

DESCRIÇÃO DETALHADA DAS FIGURAS E DA INVENÇÃO

- 25 Como é apresentado pela figura 1, um sistema de refrigeração compreende um compressor recíproco 3 que é alimentado por uma rede de energia elétrica 1, e possui um controlador eletrônico 2, capaz de controlar a operação do compressor recíproco 3. O compressor recíproco 3 movimenta um gás refrigerante em um circuito fechado de circulação de gás 18, provocando um fluxo 7 do gás refrigerante no interior deste circuito, direcionando
- 30 o gás a um condensador 5. Após o condensador 5, o gás refrigerante atravessa um dispositivo de restrição de fluxo 6, que pode ser, por exemplo, um tubo capilar. Em seguida, o gás é conduzido a um evaporador 4 e posterior-

mente retorna ao compressor recíproco 3 reiniciando o circuito de circulação de gás.

A figura 2 ilustra um foco em subsistemas internos ao compressor recíproco 3, sendo o compressor recíproco 3 formado por uma carcaça 17, molas de suspensão 11 que são responsáveis pelo amortecimento da vibração mecânica gerada pelo movimento de um conjunto mecânico 12, formado pelo motor 9 e mecanismo de compressão 8 que são interligados mecanicamente pelo eixo 10 de transmissão do torque e movimento giratório.

As vibrações mecânicas geradas pelo mecanismo de compressão 8, devido à desbalanceamentos e variação do torque, são filtradas pelas molas de suspensão 11. Por este motivo, as molas de suspensão 11 são projetadas de maneira à possuírem um baixo coeficiente elástico (ou seja, o mais macias possível) para aumentar a efetividade da filtragem das vibrações. Este projeto, porém, aumenta a amplitude do transitório de oscilação e deslocamento do conjunto mecânico 12 durante a parada do compressor recíproco 3 caso as molas de suspensão 11 sejam dimensionadas demasiadamente macias, sendo capaz de ocasionar choques mecânicos entre o conjunto mecânico 12 (de acionamento e compressão) contra a carcaça 17 do compressor recíproco 3, gerando ruído acústico e possíveis fadigas ou quebras das molas de suspensão 11.

A figura 3 mostra o mecanismo de compressão 8, que compreende um eixo girante 10, no qual uma biela 16 está acoplada. A biela 16 modifica o movimento giratório do eixo girante 10 durante um movimento recíproco, que aciona um pistão 15 que se movimenta dentro de um cilindro 13, fazendo com que o gás comprimido circule por uma placa de válvulas 14. Este mecanismo comprime o gás de modo que diferenças de pressão elevadas e picos elevados de torque de reação são gerados. O movimento giratório do eixo girante 10 é mantido por sua própria inércia, sendo que sua velocidade média é mantida pela produção de torque pelo motor 9.

A figura 4 apresenta um torque de operação 20, gerado pelo motor 9, que encontra um torque de reação 21 do mecanismo de compressão 8, configurado para provocar uma variação de uma velocidade de giro 23 do eixo

girante 10 do compressor recíproco 3. Essa velocidade de giro 23 do eixo girante 10 varia ao longo de um ciclo de compressão, que se inicia no ponto morto inferior do pistão 15, geralmente quando o ângulo de giro é zero, atingindo o máximo de compressão e máximo de torque de reação 21 geralmente em um ângulo inferior próximo a 180 graus de giro, causando assim a desaceleração do eixo.

Como pode ser visto na figura 5, durante o processo de parada do compressor recíproco 3 segundo a técnica atual, no momento de parada 22 em que o motor 9 deixa de gerar torque de operação 20, o mecanismo de compressão 8 continua seu movimento inercial alimentado pela energia cinética armazenada no eixo girante 10, sendo que a velocidade de giro 23 do eixo girante 10 decresce gradativamente a cada ciclo de compressão que se completa, extraíndo energia cinética do eixo de massa girante 10, até o momento de impulso 24, em que devido a rotação muito reduzida do eixo girante não há energia suficiente para completar o ciclo de compressão.

Deste modo, o eixo girante 10 perde velocidade de giro 23 rapidamente, ou seja, ocorre uma elevada desaceleração (rpm/s) que causa um impulso reverso no mecanismo de compressão 8 no momento de impulso 24. A desaceleração do mecanismo de compressão 8 em um período de tempo muito pequeno impulsiona todo o conjunto mecânico 12, e pode fazer com que o eixo girante 10 gire em sentido oposto. A energia cinética do eixo girante 10 depende da rotação (ao quadrado) e da inércia do eixo girante 10. O impulso reverso que ocorre na parada brusca causa um forte impulso no conjunto mecânico 12 e, deste modo, causa um grande deslocamento e possível choque mecânico entre conjunto mecânico 12 e a carcaça 17, causando ruído e fadiga das molas de suspensão 11.

A figura 6, de modo inverso, ilustra um gráfico de acordo com a presente invenção que aponta a resolução dos problemas indicados, no qual, durante o processo de parada do compressor recíproco 3, no momento de frenagem 32 em que o motor 9 deixa de gerar torque de operação, o mecanismo de compressão 8 continua seu movimento inercial alimentado pela energia cinética armazenada no eixo girante 10, sendo que a velocidade de

giro 23 do eixo girante 10 decresce gradativamente até que a rotação do eixo girante 10 seja inferior a um nível de velocidade 34. Quando o controlador eletrônico 2 detecta que a rotação do eixo girante 10 atinge o nível de velocidade 34, no momento seguinte 35 o controlador eletrônico 2 aplica um torque de frenagem 36 em sentido oposto ao giro do mecanismo de compressão 8.

Preferencialmente, esta detecção é feita pelo controle eletrônico 2, que detecta o tempo entre as mudanças de posição do rotor. Conforme pode ser visto nas figuras 5 e 6, o período do curso de movimentação do pistão (0° a 360°) varia de forma inversamente proporcional com a velocidade. Deste modo, o controle eletrônico 2 pode ser configurado para detectar o período que o mecanismo de compressão 8 necessita para realizar sua movimentação (de 0° a 360°), e comparar tal período com um tempo de referência máximo. Este tempo de referência máximo está relacionado com o período que o mecanismo de compressão 8 necessita para realizar sua movimentação no nível de velocidade 34. Deste modo, pode-se afirmar que o torque de frenagem 36 é aplicado quando a velocidade de rotação do eixo girante 10 se encontra abaixo de um nível de velocidade 34 predefinido pelo controle eletrônico 2. Nas construções preferenciais da presente invenção, o torque de frenagem 36 é geralmente aplicado quando o torque de reação 31 passa por um de seus valores máximos (picos), para facilitar a frenagem utilizando a inércia do motor 9 já em desaceleração. Os aspectos mais relevantes deste torque de frenagem 36 são a sua intensidade, que depende do nível de corrente que circulará pelos enrolamentos do motor 9, e sua duração, podendo durar do instante em que atinge o nível de velocidade 34 até a parada completa do motor 9.

A aplicação do torque de frenagem 36 pode ser realizada de diversos modos, sendo preferencialmente utilizados os métodos de adição de uma resistência entre os enrolamentos do motor 9, que força que a corrente gerada pelo movimento do motor 9 circule em curto circuito e gera um torque contrário ao movimento (que também pode ser realizada por meio de uma modulação em PWM do inversor que controla o motor 9), ou a aplicação de

uma corrente em sentido contrario àquela aplicada ao motor 9 quando o mesmo está em operação.

Este momento seguinte 35 ao nível de velocidade 34 compreende grande parte do último giro do eixo girante 10, iniciando um período de fre-
5 nagem 37 do eixo girante 10. Deste modo, evita-se que o último ciclo de compressão ocorra, evitando assim também um forte impulso reverso no mecanismo de compressão 8. Dessa forma a desaceleração do eixo girante 10 ocorre distribuída ao longo de todo o último giro de forma controlada, re-
sultando em um valor (rpm/s) de desaceleração substancialmente inferior
10 aquela observada na técnica atual. Para que este evento ocorra, o nível de velocidade 34 de rotação do eixo girante 10 deve, preferencialmente, ser suficiente para que a energia cinética armazenada no eixo girante 10 do compressor recíproco 3 seja capaz de completar um ciclo completo de com-
pressão, evitando a desaceleração súbita e solavanco do mecanismo de
15 compressão 8.

Assim, a presente invenção permite que as molas de suspensão 11 do conjunto mecânico 12 possam ser projetadas de forma a terem baixo coeficiente elástico, sendo muito efetivas para filtrar a vibração, e ainda as-
sim evitar choques do conjunto mecânico 12 com a carcaça 17 do compres-
20 sor recíproco 3. Além disto, a presente invenção impede elevados deslocamentos deste conjunto mecânico 12 durante o transitório de parada, minimizando a solicitação mecânica e fadiga causada às molas de suspensão 11.

A presente invenção define, portanto, um sistema e um método que reduzem significativamente (ou até eliminam) solavancos sobre o conjunto
25 mecânico do compressor durante a sua parada, por meio da desaceleração controlada do conjunto biela-manivela e pistão ao longo de todo o último giro do eixo girante, evitando assim que o pistão desacelere bruscamente duran-
te o último ciclo incompleto de compressão do gás e a produção de um im-
pulso com torque elevado.

30 Tendo sido descrito um exemplo de concretização preferido, deve ser entendido que o escopo da presente invenção abrange outras possíveis variações, sendo limitado tão somente pelo teor das reivindicações apenas, aí

incluídos os possíveis equivalentes.

REIVINDICAÇÕES

1. Sistema de controle para compressores de refrigeração, o sistema compreendendo ao menos:

um controle eletrônico (2); e

5 um compressor recíproco (3) que compreende ao menos um conjunto mecânico (12) que possui ao menos um mecanismo de compressão (8) e um motor (9);

sistema de controle **caracterizado pelo fato de**

o controle eletrônico (2) ser configurado para detectar uma velocidade
10 de giro (23) de rotação do mecanismo de compressão (8) e aplicar um torque de frenagem (36) ao conjunto mecânico (12) após detectar que uma velocidade de giro (23) se encontra abaixo de um nível de velocidade (34).

2. Sistema de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de** a velocidade de giro (23) possuir um valor predefinido para o nível de velocidade (34) para que seja aplicado o torque de frenagem (36).
15

3. Sistema de acordo com a reivindicação 2, **caracterizado pelo fato de** o controle eletrônico (2) detectar o período que o mecanismo de compressão (8) necessita para realizar sua movimentação e comparar tal período com um tempo de referência máximo, o tempo de referência máximo
20 sendo relacionado com o período que o mecanismo de compressão (8) necessita para realizar sua movimentação no nível de velocidade (34).

4. Sistema de acordo com a reivindicação 2 ou 3, **caracterizado pelo fato de** o nível de velocidade (34) predefinido ser configurado para garantir que a inércia do conjunto mecânico (12) seja capaz de executar um ciclo
25 completo de compressão.

5. Sistema de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de** a aplicação do torque de frenagem (36) ser iniciada em um momento seguinte (35) logo após ser concluído um ciclo de compressão.

6. Sistema de acordo com a reivindicação 5, **caracterizado pelo fato de** a aplicação do torque de frenagem (36) ser finalizada no momento em
30 que um novo ciclo de compressão estiver prestes a iniciar.

7. Sistema de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato**

de o torque de frenagem (36) ser configurado para a desaceleração gradual da velocidade de giro (23).

8. Sistema de acordo com a reivindicação 7, **caracterizado pelo fato de** a velocidade de giro (23) do mecanismo de compressão (8) possuir valor zero no momento em que um novo ciclo de compressão estiver prestes a iniciar.

9. Sistema de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado pelo fato de** o torque de frenagem (36) possuir sentido oposto a velocidade de giro (23).

10. Método de controle para compressor hermético para refrigeração, **caracterizado pelo fato de** compreender etapas de:

(a) detecção de uma velocidade de giro (23) de um conjunto mecânico (12) que compreende ao menos o mecanismo de compressão (8) e um motor (9);

15 (b) comparação da velocidade de giro (23) com um nível de velocidade (34); e

(c) aplicação de um torque de frenagem (36) para desaceleração do conjunto mecânico (12) após detectar que a velocidade de giro (23) se encontra abaixo de um nível de velocidade (34).

20 11. Método de acordo com a reivindicação 10, **caracterizado pelo fato de** a etapa (b) comparar a velocidade de giro (23) com um valor predefinido para o nível de velocidade (34) para que seja aplicado o torque de frenagem (36).

25 12. Método de acordo com a reivindicação 11, **caracterizado pelo fato de** a etapa (a) detectar o período que o mecanismo de compressão (8) necessita para realizar sua movimentação e a etapa (b) comparar tal período com um tempo de referência máximo relacionado com o período que o mecanismo de compressão (8) necessita para realizar sua movimentação no nível de velocidade (34).

30 13. Método de acordo com a reivindicação 11 ou 12, **caracterizado pelo fato de** o nível de velocidade (34) predefinido garantir que a inércia do conjunto mecânico (12) seja capaz de executar um ciclo completo de com-

pressão.

14. Método de acordo com a reivindicação 10, **caracterizado pelo fato de** a etapa (c) ser iniciada em um momento seguinte (35) logo após ser concluído um ciclo de compressão.

5 15. Método de acordo com a reivindicação 14, **caracterizado pelo fato de** a etapa (c) ser finalizada no momento em que um novo ciclo de compressão estiver prestes a iniciar.

10 16. Método de acordo com a reivindicação 10, **caracterizado pelo fato de** a etapa (c) ser configurada para causar a desaceleração gradual da velocidade de giro (23).

17. Método de acordo com a reivindicação 16, **caracterizado pelo fato de** a etapa (c) ser configurada para que a velocidade de giro (23) do mecanismo de compressão (8) possua valor zero no momento em que um novo ciclo de compressão estiver prestes a iniciar.

15 18. Método de acordo com a reivindicação 10, **caracterizado pelo fato de** a etapa (c) ser efetuada pela aplicação de um torque em sentido oposto a velocidade de giro (23).