

Relatório Descritivo da Patente de Invenção para
PISTON CYLINDER ARRANGEMENT OF AN AEROSTATIC LINER COMPRESSOR

A presente invenção refere-se a um conjunto de pistão e cilindro de um compressor linear para refrigeração com mancalização aerostática, mais particularmente às relações dimensionais do conjunto por forma minimizar perdas.

Descrição do Estado da Técnica

De um modo geral, a estrutura básica de um circuito refrigerante compreende quatro componentes, são eles o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador. Estes elementos caracterizam um circuito refrigerante no qual circula um fluido de modo a permitir a diminuição da temperatura de um ambiente interno, retirando o calor deste meio e deslocando-o para um ambiente externo através dos elementos mencionados.

O fluido que circula no circuito refrigerante, geralmente, segue a sequência de passagem: compressor, condensador, válvula de expansão, evaporador e novamente o compressor, ficando assim caracterizado um ciclo fechado. Durante a circulação, o fluido sofre variações de pressão e temperatura que são responsáveis pela alteração de estado do fluido, podendo este se encontrar no estado gasoso ou líquido.

Em um circuito refrigerante, o compressor atua como o coração do sistema de refrigeração, criando o fluxo do fluido refrigerante ao longo dos componentes do sistema. O compressor eleva a temperatura do fluido refrigerante através do aumento de pressão proporcionado em seu interior e força a circulação deste fluido no circuito.

Desse modo, a importância de um compressor em um circuito de refrigeração é inegável. Existem diversos tipos de compressores aplicados em sistemas de refrigeração, sendo que no campo da atual invenção irá focar a atenção apenas nos compressores lineares.

Devido ao movimento relativo entre o pistão e o cilindro, faz-se necessária a mancalização do pistão. Esta mancalização consiste na presença de um fluido na folga entre o diâmetro externo do pistão e o diâmetro

interno do cilindro evitando-se o contato entre elas e o consequente desgaste prematuro do pistão e/ou cilindro. A presença do fluido entre os dois componentes referidos serve também para diminuir o atrito entre eles, fazendo com que a perda mecânica do compressor seja menor.

5 Uma das formas de mancalizar o pistão é através de mancais aerostáticos que, em essência, consiste na criação de um colchão de gás entre o pistão e o cilindro de modo a evitar o desgaste entre estes dois componentes. Uma das razões para a utilização deste tipo de mancalização é justificada pelo fato de o gás possuir um coeficiente de atrito viscoso muito
10 menor do que qualquer óleo, contribuindo para que a energia dissipada no sistema de mancalização aerostática seja muito inferior ao de uma lubrificação com óleo, alcançando-se assim um melhor rendimento do compressor. Uma vantagem decorrente da utilização do próprio gás-refrigerante como fluido lubrificante é a ausência do sistema de bombeamento de óleo.

15 Através das figuras 1 e 2 é possível visualizar que o mecanismo de compressão do gás se dá pelo movimento axial e oscilatório de um pistão no interior de um cilindro. No topo do cilindro encontra-se o cabeçote que, em conjunto com o pistão e o cilindro, forma a câmara de compressão. No cabeçote ficam posicionadas as válvulas de descarga e de sucção, válvulas
20 essas que regulam a entrada e saída de gás no cilindro. Por sua vez, o pistão é acionado por um atuador que fica ligado ao motor linear do compressor.

 O pistão do compressor acionado pelo motor linear tem a função de desenvolver um movimento alternativo linear, fazendo com que o movimento do pistão no interior do cilindro exerça uma ação de compressão do
25 gás admitido pela válvula de sucção, até o ponto que ele pode ser descarregado para o lado de alta pressão, através da válvula de descarga.

 Para o correto funcionamento de um mancal aerostático é necessário que se use um restritor de fluxo entre a região de alta pressão que
30 envolve externamente o cilindro e a folga entre o pistão e o cilindro. Esta restrição serve para controlar a pressão na região de mancalização e para restringir o fluxo de gás.

Entre as várias soluções possíveis, é comum utilizar o próprio gás do circuito refrigerante para a mancalização aerostática do pistão. Desse modo, todo o gás utilizado na mancalização representa uma perda de eficiência do compressor, já que o gás é desviado de sua função original, que é gerar frio no evaporador do sistema de refrigeração. Sendo assim, é desejável que a vazão de gás empregada na mancalização seja a mais baixa possível para que não se comprometa a eficiência do compressor.

Para que o funcionamento de um compressor de refrigeração seja eficiente, todas as perdas características deste tipo de equipamento devem ser mantidas o mais baixas possível, sejam elas, por exemplo, perdas mecânicas (atrito entre componentes), elétricas (surgimento de correntes parasitas, resistência a passagem de corrente do motor) ou termodinâmicas (vazamentos, fluxo de calor indesejável). Com relação à compressão do gás, para que a eficiência de um compressor seja elevada, é necessário que todo o trabalho realizado sobre o gás seja empregue no sistema de refrigeração. Por este motivo, qualquer tipo de vazamento ou de fenômeno que acarrete perda de gás após a compressão deste é indesejável.

De todo o modo, sempre irão ocorrer vazamentos, porque para que haja mancalização é necessária a presença de gás entre as paredes do cilindro e as paredes do pistão. No entanto, a lógica de eficiência obriga a que os vazamentos de gás sejam mantidos o mais baixo possível para não afetar significativamente a eficiência do compressor.

As principais fontes de vazamento em um compressor são as válvulas de descarga e de sucção e a folga entre pistão e cilindro. A folga entre o pistão e o cilindro será doravante também denominada por folga perimetral.

Para melhor entendimento dos fenômenos que acarretam a diminuição da eficiência de um compressor, note-se que a região entre o topo do pistão e o cabeçote do cilindro se denomina por câmara de compressão, sendo aqui que ocorrem as elevadas pressões sobre o gás. A região que fica entre a base do pistão e a porção do cilindro oposta ao cabeçote é denominada por região de baixa pressão.

Em compressores lineares que fazem uso de mancalização aerostática ocorrem dois fenômenos relacionados à perda de gás e que serão alvo de observação para o entendimento da presente tecnologia.

Vazamento

- 5 O fenômeno de vazamento é definido pela quantidade de gás que circula entre a região de alta pressão (acima do topo do pistão) e região de baixa pressão (abaixo da base do pistão), através da folga perimetral. Este fenômeno de vazamento sempre ocorre quando o pistão se encontra na fase de compressão, ou seja, movendo-se em direção ao cabeçote.
- 10 Quando esta movimentação do pistão ocorre, o gás é comprimido até uma pressão de descarga (P_d) que escoar pela folga perimetral, atravessando todo o comprimento da folga (C_f) alcançando a região de pressão de sucção (P_s) localizada do lado oposto à câmara de compressão. Note-se que este gás não sai do compressor para o sistema de refrigeração para desempenhar o papel principal, que é gerar frio.
- 15

Irreversibilidade

- Para a termodinâmica, a irreversibilidade é uma característica de todos os processos reais e suas fontes são os processos dissipativos. Sistemas mancalizados aerostaticamente sofrem do fenômeno de irreversibilidade na compressão causada pela presença de uma pequena porção de gás na folga existente entre o cilindro e o pistão. A irreversibilidade pode ser entendida como a perda de energia decorrente do fluxo da pequena porção de gás para dentro e para fora da folga perimetral.
- 20

- Considerando a tecnologia de compressores lineares mancalizados, a um fluxo de gás está sempre associada uma perda de carga, o que inevitavelmente consome energia, sendo o compressor negativamente influenciado por este fenômeno de irreversibilidade.
- 25

Problemática

- Para melhor entendimento das repercussões dos fenômenos de vazamento e irreversibilidade, a figura 5 mostra resultados experimentais que relacionam a potência consumida pelos dois referidos efeitos em função da folga entre pistão e cilindro. Note-se que as perdas por irreversibilidade e
- 30

por vazamento ocorrem simultaneamente.

O gráfico da figura 5 não deixa dúvidas acerca da grandeza na perda de eficiência, pois uma variação na dimensão entre o pistão e o cilindro na ordem de $5\mu\text{m}$ a $10\mu\text{m}$ acarreta uma perda de potencia na ordem de 2W a 10W, isto é, quanto maior a folga entre o conjunto pistão/cilindro, maior a perda de potência associada.

Não restam, portanto, dúvidas que a tecnologia de compressores lineares mancalizados aerostaticamente necessita obter uma solução que iniba a acentuada perda de eficiência energética decorrente da folga perimetral.

Assim, não existem atualmente compressores lineares com mancalização aerostática capazes de efetivamente diminuir a perda de eficiência decorrente do uso de gás de refrigeração para mancalização do pistão. Por outras palavras, a presente invenção consegue alcançar uma relação geométrica e dimensional projetada para inibir a perda de eficiência na mancalização através de uma redução da folga perimetral específica, bem como providenciar uma solução de fácil implementação produtiva, garantindo benefícios para o usuário final e, pelo resultado de uma melhor eficiência energética, para o meio ambiente.

20 Objetivos da Invenção

É, portanto, um objetivo da presente invenção minimizar as perdas de eficiência que ocorram sobre o gás de um compressor linear com mancalização aerostática.

É também um objetivo da presente invenção prover um espaçamento entre o conjunto pistão e cilindro por forma a diminuir as folgas onde haja maior densidade de gás que não seja empregada no processo de refrigeração.

É ainda um objetivo da presente invenção prover uma relação ao nível dimensional e da forma entre o conjunto pistão e cilindro de modo a garantir a máxima eficiência de um compressor linear com mancalização aerostática.

Breve Descrição da Invenção

Os objetivos da presente invenção são alcançados através da provisão de um conjunto de pistão e cilindro, o pistão sendo deslocavelmente posicionado dentro do cilindro, o pistão movimentando-se entre um ponto morto superior e um ponto morto inferior, entre a parede interna do cilindro e a parede externa do pistão existe uma folga perimetral para mancalização aerostática do pistão, sendo que a folga perimetral mínima ocorre na porção superior do pistão quando o pistão se encontra em seu ponto morto superior e compressor linear compreendendo o conjunto de pistão e cilindro descrito.

Os objetivos da presente invenção são também alcançados por meio de um conjunto de pistão e cilindro para compressor linear, o pistão sendo deslocavelmente posicionado dentro do cilindro, pistão movimentando-se entre uma porção de alta pressão e uma porção de baixa pressão, a porção de alta pressão possuindo maior densidade de gás que a porção de baixa pressão, uma folga perimetral sendo definida entre uma parede interna do cilindro e uma parede externa do pistão para mancalização aerostática do pistão com gás, sendo que a dimensão da folga perimetral varia de modo inversamente proporcional à densidade do gás na folga perimetral.

Descrição Resumida dos Desenhos

A presente invenção será, a seguir, mais detalhadamente descrita com base em exemplos de execução representados nos desenhos. As figuras mostram:

Figura 1 – é uma vista em corte de um compressor linear com mancalização aerostática do estado da técnica.

Figura 2 – é uma vista em corte de um compressor linear com mancalização aerostática do estado da técnica evidenciando as pressões de gás.

Figura 3 – é uma vista em corte de um compressor linear com mancalização aerostática do estado da técnica evidenciando as pressões de gás no instante i).

Figura 4 – é uma vista em corte de um compressor linear com mancalização aerostática do estado da técnica evidenciando as pressões de

gás no instante ii).

Figura 5 – é um gráfico da perda de potência resultante da folga entre o cilindro e o pistão.

Figura 6 – é um gráfico do perfil de pressão na folga pistão/cilindro em função da pressão, posição e tempo.

Figura 7 – é um gráfico dos fluxos de massa de gás na folga pistão/cilindro na região do topo e da base do pistão.

Figura 8 – é um gráfico dos fluxos de massa de gás na folga pistão/cilindro na região do topo do pistão.

Figura 9 – é um gráfico dos fluxos de massa de gás na folga pistão/cilindro na região da base do pistão.

Figura 10 – é uma vista em corte de um conjunto pistão cilindro que apresenta uma solução deficiente.

Figura 11 – é uma vista em corte de uma possível configuração do conjunto pistão cilindro da presente invenção.

Figura 12 – é uma vista em corte de uma possível configuração do conjunto pistão cilindro da presente invenção.

Figura 13 – é uma vista em corte de uma possível configuração do conjunto pistão cilindro da presente invenção.

Figura 14 – é uma vista em corte de uma possível configuração do conjunto pistão cilindro da presente invenção.

Descrição Detalhada das Figuras

A presente invenção propõe um avanço tecnológico no conjunto de pistão e cilindro de compressores lineares de mancalização aerostática tanto ao nível de sua eficiência energética, como do processo produtivo.

De acordo com o princípio de funcionamento de um circuito refrigerador e tal como apresentado na figura 1, de modo preferencial, o mecanismo de compressão de gás ocorre pelo movimento axial e oscilatório de um pistão 1 no interior de um cilindro 2. No topo do cilindro 2 encontra-se um cabeçote 3 que em conjunto com o pistão 1 e o cilindro 2 formam a câmara de compressão 4. No cabeçote 3 estão posicionadas as válvulas de descarga 5 e de sucção 6 que regulam a entrada e saída de gás no cilindro

2. Note-se ainda que o pistão 1 é acionado por um atuador 7 ligado ao motor linear do compressor, motor este que não é alvo de maiores explicações neste documento.

5 O pistão 1 de um compressor, quando acionado pelo motor linear tem a função de desenvolver um movimento alternativo linear, promovendo um movimento do pistão 1 no interior do cilindro 2 que exerce uma ação de compressão do gás admitido pela válvula de sucção 6 até o ponto em que o gás pode ser descarregado para o lado de alta pressão, através da válvula de descarga 5.

10 O cilindro 2 é montado dentro de um bloco 8 e sobre o cabeçote 3 é montada uma tampa 9 com o passador de descarga 10 e o passador de sucção 11, que ligam o compressor com o restante do sistema.

15 Tal como referido, o movimento relativo entre pistão 1 e cilindro 2, faz necessária a mancalização do pistão 1 que consiste na presença de um fluido na folga perimetral 12 entre as duas partes, com a finalidade de separá-las durante o movimento. Uma vantagem da utilização do próprio gás como fluido lubrificante é a ausência de um sistema de bombeamento de óleo.

20 De modo preferencial, o gás utilizado para a mancalização pode ser o próprio gás bombeado pelo compressor e usado no sistema de refrigeração. Nesse caso, o gás é desviado, após sua compressão, da câmara de descarga 13, da tampa 9 pelo canal 14 para a região pressurizada 15 em torno do cilindro 2, sendo que a região pressurizada 15 é formada pelo diâmetro externo do cilindro 2 e diâmetro interno do bloco 8.

25 Da região pressurizada 15 o gás passa pelos restritores 16,17,18,19 inseridos na parede do cilindro 2, em direção à folga perimetral 12 existente entre o pistão 1 e cilindro 2, formando-se um colchão de gás que evita o contato entre o pistão 1 e cilindro 2.

30 No intuito de restringir o fluxo de gás entre a região pressurizada 15 e a folga perimetral 12 é necessário fazer uso de um restritor 16,17,18,19. Esta restrição serve para controlar a pressão na região de mancalização e para restringir o fluxo de gás, já que todo o gás utilizado na

mancalização representa uma perda de eficiência do compressor, pois a função primordial do gás é ser enviado para o sistema de refrigeração e gerar frio. Sendo assim, vale realçar que o gás desviado para a mancalização deve ser o mínimo possível para não comprometer a eficiência do compressor.

Para se manter o equilíbrio do pistão 1 dentro do cilindro 2 são necessários, preferencialmente, pelo menos três restritores 16,17,18,19 em uma dada seção do cilindro 2 e pelo menos duas seções de restritores 16,17,18,19 são necessárias no cilindro 2. Os restritores devem estar em tal posição que mesmo com o movimento de oscilação do pistão 1 os restritores 16,17,18,19 nunca fiquem descobertos, ou seja, que o pistão 1 não saia da área de atuação do restritor 16,17,18,19.

A figura 2 apresenta informações com relação às pressões existentes no interior do conjunto cilindro 2 e pistão 1. O instante da figura 2 corresponde a um movimento de compressão de gás efetuado pelo pistão 1. Nesse instante existe uma pressão de descarga de gás que é muito superior à pressão existente na região oposta do pistão 1.

Para melhor entendimento dos fenômenos que acarretam a diminuição da eficiência de um compressor, a região entre o topo do pistão 1 e o cabeçote 3 do cilindro 2 será denominada por região de alta pressão. A região que fica entre a base do pistão 1 e a porção do cilindro 2 oposta ao cabeçote 3 será denominada por região de baixa pressão.

Por sua vez, quando o topo do pistão 1 se encontra no ponto mais próximo do cabeçote 3 denomina-se por ponto morto superior (PMS) e quando o topo do pistão 1 se encontra no ponto mais afastado do cabeçote 3 denomina-se por (PMI). O pistão 1 percorre assim um movimento linear entre a o ponto morto superior (PMS) e o ponto morto inferior (PMI).

Naturalmente que a pressão do gás, no momento da compressão, será superior na região de alta pressão. Este gás escoar para a folga perimetral 12, definida pela diferença entre o diâmetro do pistão (D_p) e o diâmetro do cilindro (D_c), percorrendo todo o comprimento da folga (C_f) que, no caso, corresponde ao comprimento do pistão 1. No sentido de melhor

definir a invenção, para os efeitos das pressões existentes na folga perimetral 12, entenda-se que o topo da folga perimetral 12 e a base da folga perimetral 12 variam ao longo do comprimento de folga (Cf).

Conforme já demonstrado, a dimensão das folgas entre o pistão 1 e o cilindro 2 acarreta uma perda de eficiência do compressor numa relação consideravelmente elevada. Para averiguar a melhor solução cabe detectar qual dos fatores vazamento e irreversibilidade tem mais influência na perda de eficiência. Para tal, usam-se modelos teóricos.

De todo modo, antes da explicação sobre o resultado da simulação, faz-se necessário comentar algumas características sobre o comportamento de um gás. Assim, a troca térmica de refrigerador é fundamentada pela "Equação Geral Dos Gases Perfeitos" que demonstra que numa massa gasosa os volumes e as pressões são diretamente proporcionais às suas temperaturas absolutas e inversamente proporcionais entre si.

Adicionalmente, faz-se necessário sintetizar algumas características sobre o fluxo de gás que se estabelece pela folga perimetral 12:

- Como para qualquer fluido, o fluxo de gás dentro da folga apresenta uma perda de carga.
- O gás é um fluido compressível, de forma que a perda de carga faz com que a pressão do gás varie ao longo da folga, e por consequência, varie a sua densidade.
- O perfil de pressão, consequentemente a densidade do gás, na folga perimetral 12 ao longo do comprimento do pistão assume diferentes formas de acordo com instante do ciclo de compressão.

De acordo com as características descritas, foram considerados dois instantes distintos para elaboração do modelo teórico. O instante 1 corresponde à figura 3 e ocorre quando o pistão se encontra em seu ponto morto superior. Por sua vez, o instante 2, corresponde à figura 4 e ocorre no momento em que o pistão 1 se encontra no início do seu movimento de sucção.

A figura 6 apresenta o perfil de pressão na folga perimetral em função da pressão, posição e tempo do pistão 1 em relação ao cilindro 2.

Este gráfico mostra que ao eixo X corresponde o ciclo de movimento oscilatório do pistão 1, sendo possível identificar, por volta dos 150 ms os instantes 1 e 2 a linha pontilhada (vide indicações i1 e i2). A variação crescente no eixo Y corresponde uma posição ao longo da folga do cilindro 2 com o pistão 1. Por fim, ao aumento do eixo Z corresponde o aumento da pressão. Este gráfico permite constatar que:

i) no instante 1 (i1), o perfil de pressão ao longo da folga perimetral 12 (linha pontilhada) tem o seu máximo na região do topo do pistão 1 e o mínimo na região da base do pistão 1, por outras palavras, a pressão na base é sempre a mínima, independente da pressão no topo do pistão 1.

ii) no instante 2 (i2), o perfil de pressão ao longo da folga perimetral 12 (linha pontilhada) tem seu máximo na região central da folga perimetral 12 tendo a pressão mínima na base e uma pressão intermediária no topo da folga perimetral 12.

O fluxo de massa de gás pela folga perimetral 12 entre pistão 1 e cilindro 2 se comporta, a cada instante, de acordo o perfil de pressão mostrado na figura 6 e da densidade do gás ao longo da folga 12. O diagrama da figura 7 mostra os fluxos de massa nas regiões da base e do topo do pistão 1 ao longo do tempo equivalente a uma oscilação do pistão 1, estando também indicados os instantes 1 e 2 (i1 e i2) já mencionados no gráfico da figura 6.

O gráfico da figura 7 mostra que ao fluxo de massa negativo corresponde o fluxo que sai da câmara de compressão 4, seja na região do topo (TP) ou da base (BP) do pistão 1. Um fluxo positivo representa o gás que retorna à câmara de compressão 4.

Pode-se perceber que, durante a maior parte do tempo, o fluxo de massa no topo do pistão 1 é diferente do fluxo de massa na base. Pode-se ainda perceber que pela região da base da folga perimetral 12 existe um constante vazamento de gás (linha pontilhada de valores negativos), ainda que o fluxo de massa do mesmo varie um pouco ao longo de uma oscilação do pistão 1.

A linha contínua que corresponde ao fluxo de massa na folga

perimetral 12 na região do topo do pistão 1 mostra que o gás sai da câmara de compressão 4 e entra na folga perimetral 12 durante um certo período (fluxo de massa negativo – linha continua abaixo do eixo das abscissas), mas que retorna da folga perimetral 12 para a câmara de compressão 4 (fluxo de massa positivo – linha continua acima do eixo das abscissas).

Adicionalmente, no início do movimento de sucção, o gás que ficou alojado na folga perimetral 12 é devolvido à câmara de compressão 4. Tal pressão, no sentido oposto à pressão de sucção (P_s) que entra na câmara de compressão 4 pela válvula de sucção 6, prejudica a entrada do gás na câmara de compressão 4, interferindo no rendimento do compressor.

Analisando-se com atenção as figuras 3 e 4, que correspondem respectivamente aos instantes 1 (i1) e 2 (i2) respectivamente, à luz dos gráficos das figuras 6 e 7 pode-se perceber que no instante 1 (i1) o pistão se encontra no ponto morto superior (PMS) onde se tem o maior fluxo de massa ($2,8E-10$ kg/s) saindo da câmara de compressão 4 e entrando na folga perimetral 12 na região do topo do pistão 1, sendo que o vazamento pela na região da base do pistão 1 é de $0,047E-10$ kg/s.

Para o instante 2 o maior fluxo de massa, situado na casa de $1,2E-10$ kg/s, ocorre no retorno de gás na região do topo da folga perimetral 12 à câmara de compressão 4. Neste mesmo instante, o vazamento pela base é da ordem de $0,094E-10$ kg/s.

Por outras palavras, tanto para os instantes 1 e 2, os fluxos de massa de gás com alta densidade (GAD) apresentam-se na região de topo da folga perimetral 12, sendo que os fluxos de gás com baixa densidade (GBD) se apresentam na região da base da folga perimetral 12.

Os diagramas das figuras 8 e 9 mostram separadamente as mesmas curvas representadas pelo diagrama da figura 7. Uma observação da figura 8, que representa o fluxo de massa na região do topo do pistão, permite concluir que a massa de gás por ciclo do compressor que entra na folga diametral 12 é equivalente à área entre a parte negativa da curva de fluxo de massa e o eixo das abscissas (eixo xx). Por sua vez, ainda para a figura 8, a massa de gás que retorna à câmara de compressão 4 pelo topo

da folga diametral 12 é equivalente à porção do gráfico representada acima do eixo das abscissas.

A diferença entre estas duas quantidades de massa, ou graficamente, a diferença entre as áreas acima e abaixo do eixo das abscissas da figura 8, corresponde a massa de gás equivalente ao vazamento de gás pela base do pistão 1, esta por sua vez representada pela área preenchida do gráfico da figura 9.

Pode-se, portanto concluir que de todo o gás que entra na folga perimetral 12 entre pistão 1 e cilindro 2, pouco é aquele que escapa pela região da base em forma de vazamento. A maior parte do gás desloca-se entre a folga perimetral 12 e a câmara de compressão 4.

Assim, a maior parte da potência perdida em função da folga perimetral 12 existente entre o pistão 1 e cilindro 2 mostrada na figura 5 vem do efeito de irreversibilidade e não do efeito de vazamento.

As maiores densidades de gás encontram-se na região de topo do pistão 1 quando este se encontra mais próximo ao cabeçote 3, isso ocorre pelo fato de que as altas pressões desta região são capazes de comprimir o gás em um volume menor.

Com base na identificação da região do conjunto pistão 1 e cilindro 2 responsável pela maior perda de eficiência do compressor, é possível alcançar uma solução de elevada eficiência energética, foco da presente invenção.

A forma de se diminuir o efeito da irreversibilidade causado pela folga entre o pistão 1 e o cilindro 2 é mantendo a folga o mais baixa possível, de forma a que haja menos volume disponível para o acúmulo de gás a alta pressão na folga perimetral 12 durante a fase de compressão. Assim, é possível estabelecer um menor fluxo e refluxo de gás entre câmara de compressão 4 e folga perimetral 12.

A diminuição da folga perimetral 12 entre o pistão 1 e o cilindro 2 encontra, no entanto, seus limites nos limites de precisão dos processos de fabricação (processos de usinagem) utilizados para a confecção do pistão 1 e do cilindro 2.

Como regra, a folga perimetral entre o pistão 1 e o cilindro 2 pode ser tanto menor, quanto mais baixos forem os erros de cilindridade na superfície externa do pistão 1 e a superfície interna do cilindro 2. Atualmente esta folga em compressores de refrigeração é de cerca de alguns poucos micrometros.

Adicionalmente, cumpre notar que o erro de cilindridade obtido em peças como pistões 1 e cilindros 2 é dependente do comprimento das superfícies cilíndricas, ou seja, do comprimento do pistão 1 e do cilindro 2. A relação é estabelecida de modo que quanto maior o comprimento da peça, maior o erro de cilindridade que ela apresenta. Sendo assim, uma opção de diminuição do erro de cilindridade para possibilitar a diminuição da folga perimetral 12 poderia ser simplesmente diminuir o comprimento do pistão 1 e/ou cilindro 2.

A figura 10 mostra um conjunto pistão/cilindro com folga grande na região do topo do pistão 1 devido o alto erro de cilindridade do cilindro.

A diminuição do comprimento de pistão 1 ou cilindro 2, no entanto, não serve para compressores que utilizam mancais aerostáticos em vez de óleo como lubrificante, pelo fato de necessitarem de pistões 1 e cilindros 2 mais compridos de modo a que os mancais aerostáticos forneçam a sustentação necessária ao pistão 1, evitando o contato entre o conjunto pistão 1 e cilindro 2, caso contrário, o conjunto sofreria um desgaste prematuro e, conseqüentemente, perda de eficiência.

A problemática solucionada pela presente invenção é, portanto, um problema exclusivo de compressores que usam mancais aerostáticos. Por um lado existem as dificuldades abordadas no parágrafo anterior e por outro lado só os compressores com mancais aerostáticos possuem uma folga perimetral 12 por onde flui o gás refrigerante.

Não sendo possível diminuir o comprimento do pistão 1 e cilindro 2 para se alcançar uma redução dos erros de cilindridade, devido às questões de estabilidade e mancalização do pistão 1 no cilindro 2, foi encontrada uma solução que permite obter o efeito de um pistão 1 ou cilindro 2 mais curto. Tal solução resulta numa diminuição da folga perimetral 12 entre

pistão 1 e cilindro 2 sem a necessidade de reduzir o comprimento de uma das peças do conjunto pistão/cilindro.

De acordo com o que ficou demonstrado pelos resultados dos modelos teóricos, a menor folga perimetral 12 possível é tanto mais necessária e benéfica quanto mais perto do topo do pistão 1 se encontrar, isto é, quanto mais perto região do topo do pistão 1 for realizada a diminuição da folga perimetral 12, tanto maior o efeito de redução de irreversibilidade, uma vez que é nesta região que se encontram os maiores fluxos de massa de gás que entram e saem da folga perimetral 12.

Não se faz assim necessária a redução da folga perimetral 12 ao longo de todo o comprimento da folga (Cf), nem durante todo o ciclo de movimento oscilatório do pistão 1, mas sim apenas no momento em que pressões próximas à de descarga surgem na câmara de compressão 4, ou seja, quando o pistão 1 se encontra próximo ao cabeçote 3.

Nesse sentido, o problema da folga perimetral 12 pode ser resolvido utilizando-se uma folga menor na região do topo do pistão 1 do que na região da base do pistão 1.

De modo preferencial, mas não obrigatório, uma solução da presente invenção para a irreversibilidade passa pela utilização de componentes (pistão e/ou cilindro) com seção transversal variável, por forma a criar uma porção específica em que a folga seja efetivamente reduzida. Essas regiões apresentam comprimentos bem inferiores aos comprimentos dos próprios componentes e, por esse motivo, apresentarão erros de cilindridade mais baixos que os de componentes inteiros.

Desta forma, exclusivamente nestas regiões, pode ser reduzida a folga entre o pistão 1 e o cilindro 2.

As figuras 11 a 14 mostram algumas possíveis configurações de forma do conjunto pistão/cilindro que garantem uma melhor eficiência do compressor. O pistão 1, devido o seu menor diâmetro na base, possibilita um aumento da folga na base do conjunto pistão/cilindro e consequente diminuição da folga no topo do pistão 1.

Note-se que qualquer que seja a solução, a folga na porção de

topo do pistão 1 é sempre menor que em outra qualquer região do conjunto pistão/cilindro. Adicionalmente, esta folga perimetral é mais reduzida quanto mais perto do cabeçote 3 se encontrar o pistão 1.

5 Uma observação das figuras 11 a 14 mostra que podem ser encontradas soluções onde o diâmetro da base do pistão 1 é reduzido em relação ao restante de seu corpo (figura 11). Pode também ser alcançado o mesmo resultado através de uma ou mais secções variáveis do pistão 1 e do cilindro 2, conquanto que se atinja uma folga perimetral 12 reduzida na região do topo do conjunto pistão/cilindro.

10 As figuras 12 e 13 mostram possíveis configurações geométricas do conjunto pistão/cilindro 1,2 que fazem uso de duas seções distintas em um dos elementos pistão 1 ou cilindro 2 com o objetivo de reduzir a folga perimetral 12 na medida em que o pistão 1 se aproxime do topo do cilindro 2.

15 Na figura 12 o pistão 1 apresenta duas seções distintas, sendo que a seção adjacente à região de topo do pistão 1 possui maior diâmetro que a região adjacente à porção inferior do pistão 1, isto é, a porção superior do pistão possui dimensão maior que a restante porção do pistão 1. Deste modo, à medida que o pistão 1 se move de encontro ao topo de um cilindro 2 ligeiramente arqueado em seu sentido longitudinal, a folga diametral 20 12 vai-se reduzindo até um mínimo quando o topo do pistão 1 se encontra próximo ao topo do cilindro 2. Essa forma ligeiramente arqueada do cilindro 2 em seu sentido longitudinal pode ser definida como uma forma do tipo segmento de círculo.

25 A figura 13 mostra uma situação análoga à figura 12 sendo que desta vez é o cilindro 2 que possui duas seções dotadas de diferentes diâmetros. Naturalmente que para garantir uma menor folga diametral 12 o cilindro 2 sofre um estreitamento da seção na porção localizada mais perto do topo do cilindro 2 (a porção de topo do cilindro 2 possui uma dimensão menor que a restante porção do cilindro 2), o que proporciona a necessária folga 30 diametral 12 mínima.

A figura 14 mostra outra dessas possíveis configurações que

pode ser alcançada através de um cilindro 2 que possua uma geometria tipo tronco cônico, onde a porção de menor diâmetro estaria na região de topo do cilindro 2. Assim, à medida que o topo do pistão 1 se aproxima do topo do cilindro 2, a folga perimetral 12 é reduzida.

- 5 A solução da presente invenção é, portanto, alcançada quando assegurada uma relação em que a dimensão da folga perimetral 12 varie de modo inversamente proporcional à densidade do gás presente na folga perimetral 12.

- 10 Tendo sido descrito exemplos de concretizações preferidos, deve ser entendido que o escopo da presente invenção abrange outras possíveis variações, sendo limitado tão somente pelo teor das reivindicações apensas, aí incluídos os possíveis equivalentes.

REIVINDICAÇÕES

1. Conjunto de pistão e cilindro, o pistão (1) sendo deslocavelmente posicionado dentro do cilindro (2),
o pistão movimentando-se entre um ponto morto superior (PMS)
5 e um ponto morto inferior (PMI),
entre uma parede interna do cilindro (2) e uma parede externa do pistão (1) existe uma folga perimetral (12) para mancalização aerostática do pistão (1),
o conjunto sendo caracterizado pelo fato de que,
10 ocorre uma folga perimetral (12) mínima na porção superior do pistão (1) quando o pistão (1) se encontra em seu ponto morto superior (PMS).
2. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que a folga perimetral (12) é variável desde o
15 ponto morto inferior (PMI) até ao ponto morto superior (PMS).
3. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 1 e 2, caracterizado pelo fato de que a folga perimetral (12) é menor quanto mais perto da porção de topo do pistão (1).
4. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações
20 1 a 3, caracterizado pelo fato de que o pistão (1) possui seção transversal variável.
5. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 1 a 4, caracterizado pelo fato de que o cilindro (1) possui seção transversal variável.
- 25 6. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 1 a 5, caracterizado pelo fato de que a porção superior do pistão (1) possui uma dimensão maior que a restante porção do pistão (1).
7. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 1 a 6, caracterizado pelo fato de que a porção de topo do cilindro (2) possui
30 uma dimensão menor que a restante porção do cilindro (2).
8. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 1 a 7, caracterizado pelo fato de que o pistão (1) é cônico.

9. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 1 a 8, caracterizado pelo fato de que o pistão (1) apresenta uma forma de segmento de círculo.

10. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 1 a 9, caracterizado pelo fato de que o cilindro (2) apresenta uma geometria do tipo tronco cônico.

11. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 1 a 10, caracterizado pelo fato de que o cilindro (2) apresenta uma forma do tipo segmento de círculo.

12. Compressor linear caracterizado pelo fato de que compreende um conjunto de pistão e cilindro como definido nas reivindicações 1 a 11.

13. Conjunto de pistão e cilindro para compressor linear, o pistão (1) sendo deslocavelmente posicionado dentro do cilindro (2),
o pistão (1) movimentando-se entre uma porção de alta pressão (P_d) e uma porção de baixa pressão (P_s),

a porção de alta pressão (P_d) possuindo maior densidade de gás que a porção de baixa pressão (P_s),

uma folga perimetral (12) sendo definida entre uma parede interna do cilindro (2) e uma parede externa do pistão (1) para mancalização aerostática do pistão (1) com gás,

o conjunto sendo caracterizado pelo fato de que,

a dimensão da folga perimetral (12) varia de modo inversamente proporcional à densidade do gás na folga perimetral (12).

14. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que o pistão (1) possui seção transversal variável.

15. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 13 e 14, caracterizado pelo fato de que o cilindro (1) possui seção transversal variável.

16. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 13 a 15, caracterizado pelo fato de que a porção superior do pistão (1)

possui uma dimensão maior que a restante porção do pistão (1).

17. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 13 a 16, caracterizado pelo fato de que a porção de topo do cilindro (2) possui uma dimensão menor que a restante porção do cilindro (2).

5 18. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 13 a 17, caracterizado pelo fato de que o pistão (1) é cônico.

19. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 13 a 18, caracterizado pelo fato de que o pistão (1) apresenta uma forma de segmento de círculo.

10 20. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 13 a 19, caracterizado pelo fato de que o cilindro (2) é cônico.

21. Conjunto de pistão e cilindro de acordo com as reivindicações 11 a 20, caracterizado pelo fato de que o cilindro (2) apresenta uma forma de segmento de círculo.

15 22. Compressor linear caracterizado pelo fato de que compreende um conjunto de pistão e cilindro conforme reivindicações 13 a 21.

23. Conjunto de pistão e cilindro, o pistão (1) sendo deslocavelmente posicionado dentro do cilindro (2),

20 o pistão (1) movimentando-se entre um ponto morto superior (PMS) e um ponto morto inferior (PMI),

entre uma parede interna do cilindro (2) e uma parede externa do pistão (1) existe uma folga perimetral (12) para mancalização aerostática do pistão (1),

25 o conjunto sendo caracterizado pelo fato de que,
a folga perimetral (12) é mínima quando o pistão (1) se encontra em seu ponto morto superior (PMS) e a folga perimetral (12) é tanto menor quanto mais perto da porção de topo do pistão (1).