

## 5 COMPRESSORES

Cada componente básico de um sistema de compressão a vapor, (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador), apresenta um comportamento característico, sendo, ao mesmo tempo influenciado pelas condições impostas pelos outros componentes. Assim, por exemplo, uma variação na temperatura da água de condensação pode afetar a vazão de refrigerante bombeado pelo compressor, o que pode resultar em um reajuste do dispositivo de expansão, acompanhado de uma variação na pressão de evaporação.

Analisando individualmente cada componente básico do sistema de refrigeração, considera-se o compressor como o coração do sistema de compressão a vapor.

Os compressores podem, em geral, ser divididos em dois tipos: Os compressores de *deslocamento positivo*, no qual o gás é comprimido por redução de volume como nos compressores *alternativos* e *rotativos* e o compressor *centrífugo* (turbo), no qual o gás é acelerado pelas pás do rotor e sua velocidade é convertida em pressão, como nos compressores *centrífugos de um estágio* ou de *vários estágios*.

### 5.1 COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Os compressores alternativos são construídos em distintas concepções, destacando-se entre elas os tipos aberto, semi-hermético e hermético (selado).

No compressor aberto, o eixo de acionamento atravessa a carcaça, sendo, portanto, acionado por um motor exterior, como ilustrado na (fig. 39a). O emprego de um selo de vedação deve ser previsto a fim de evitar fuga de gás refrigerante ou penetração de ar externo quando a pressão for menor que a atmosférica. O compressor aberto é usado em instalações de amônia, podendo também operar com compostos halogenados.

FIGURA 39 - COMPRESSORES ALTERNATIVOS - a) ABERTO - b) SEMI-HERMÉTICO - c) HERMÉTICO



No compressor semi-hermético, a carcaça exterior aloja tanto o compressor propriamente dito quanto o motor de acionamento, como pode ser observado na (fig. 39b). Nesse tipo, que opera com compostos halogenados, o refrigerante entra em contato com o enrolamento do motor, resfriando-o. Esse compressor deve sua denominação ao fato de permitir a remoção do cabeçote, tornando acessível o compressor (válvulas, pistões, etc.) ou motor.

Os compressores herméticos são semelhantes aos semi-herméticos, destes diferindo pelo fato de ter uma carcaça totalmente blindada, onde o motor e conjunto de compressão estão encerrados num só corpo impedindo o acesso interno (fig. 39c). Isto resulta na redução de tamanho da carcaça e elimina o problema de vazamento com o uso de um selo mecânico. Entretanto tanto o hermético como o semi-hermético podem perder um pouco de sua eficiência em virtude do aquecimento do refrigerante, promovido pelo enrolamento do motor elétrico. Os compressores herméticos são utilizados em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar até potências da ordem de 30 kW (40 hp).

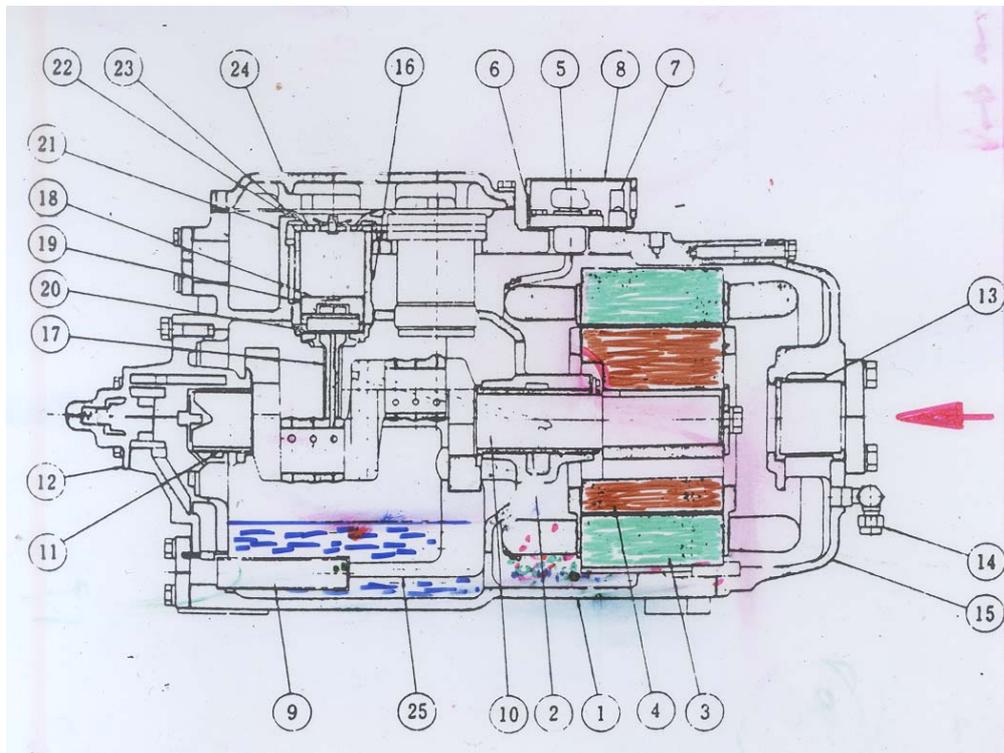
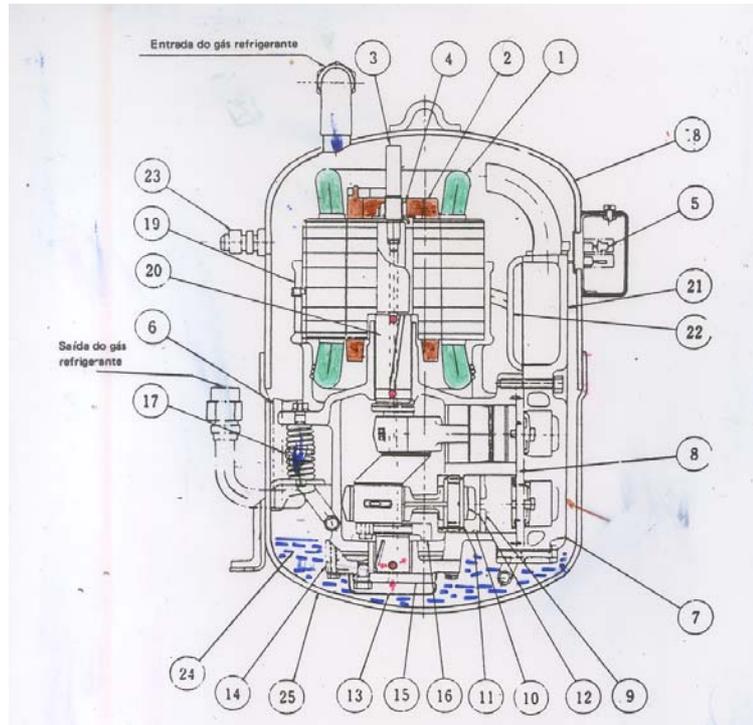
A combinação do compressor e condensador formam o que se denomina unidade condensadora (fig. 40). O motor, o compressor e o condensador podem ser montados de um modo compacto sobre a mesma estrutura, que é localizado longe do dispositivo medidor e do evaporador.

FIGURA 40 - UNIDADE CONDENSADORA



A (figs. 41a e 41b) ilustram a estrutura interna do compressor alternativo hermético e semi-hermético, respectivamente.

FIGURA 41 - ESTRUTURA INTERNA DOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS -  
a) HERMÉTICO - b) SEMI-HERMÉTICO

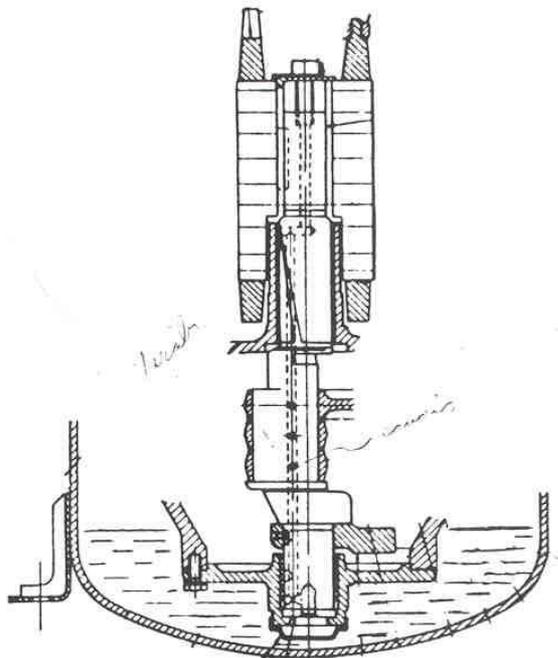


### 5.1.1 Sistemas de Lubrificação

Devido a grande quantidade de partes móveis necessárias para poder realizar os movimentos descritos, o sistema de lubrificação do compressor é de vital importância para seu bom funcionamento.

Nos compressores do tipo hermético, a lubrificação é realizada por ação da força centrífuga que impulsiona o óleo através dos canais de lubrificação, aproveitando-se da rotação do virabrequim e utilizando-se do furo de lubrificação fora da linha de centro do eixo (fig. 42).

FIGURA 42 - LUBRIFICAÇÃO POR SALPICOS

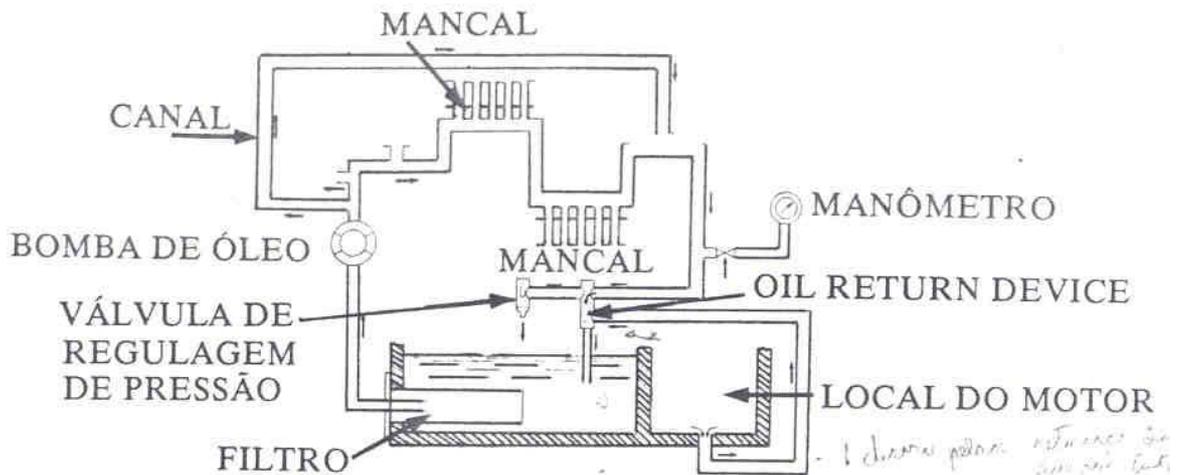


Nos compressores do tipo semi-hermético, a lubrificação é forçada (fig. 43) por meio da ação da bomba de óleo, cujo sistema de lubrificação é composto de:

- bomba de engrenagem
- filtro de óleo
- válvula reguladora de óleo
- manômetro
- oil return device.

O óleo acumulado no reservatório do carter é succionado para a bomba, passando pelo filtro de óleo, a bomba o distribui pelos canais de lubrificação, chegando até os mancais do virabrequim, bielas e pinos dos pistões e retornará para o carter.

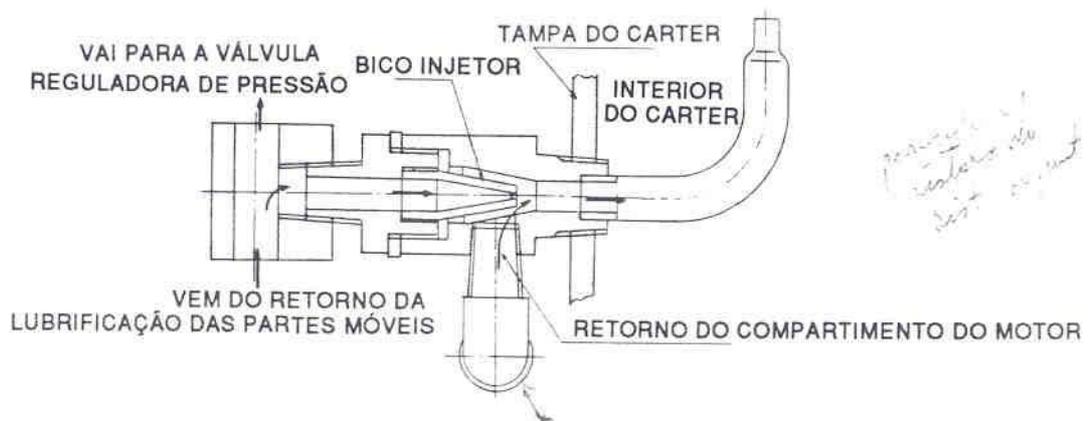
FIGURA 43 - LUBRIFICAÇÃO FORÇADA



O óleo que é arrastado pelo gás refrigerante também deve ser devolvido ao carter, só que a pressão de sucção, sendo que o óleo que retorna da lubrificação das peças tem pressão maior.

Por isso a necessidade do "Oil Return Device" (fig. 44) que arrasta o óleo do motor para o carter utilizando parte do óleo que retorna a alta pressão.

FIGURA 44 - OIL RETURN DEVICE



O retorno da outra parcela do óleo que foi utilizado na lubrificação é devolvido ao carter, passando através da válvula reguladora da pressão de óleo. Como o interior do carter está na pressão de sucção, para determinar qual a pressão que a bomba fornece ao sistema temos de fazer a diferença entre o valor registrado no manômetro de óleo e o registrado no manômetro de baixa. Esta

diferença deve estar entre 150 e 200 kPa e pode ser alterada por meio da válvula reguladora de pressão.

### 5.1.2 Sistemas de Controle de Capacidade

A resposta de um sistema operando em regime permanente a uma redução de carga térmica é a diminuição da pressão e temperatura de evaporação. Essa mudança nas condições de evaporação resulta numa redução da capacidade do compressor, que acaba por ser igual a nova carga de refrigeração. A redução da temperatura de evaporação pode ser indesejável por diversas razões. Em ar condicionado pode haver formação de gelo na serpentina, que bloqueia o escoamento de ar, resultando numa diminuição ainda maior da pressão. Uma carga reduzida num sistema de água gelada pode causar a formação de gelo localizado dentro do evaporador. A formação de gelo restringe o fluxo de água e acelera o congelamento o qual pode originar fraturas no tubo do evaporador. Como os motores dos compressores herméticos são arrefecidos pelo fluxo de gás de sucção nos enrolamentos do motor, qualquer redução no fluxo de gás origina temperaturas superiores à operação do motor. Uma certa quantidade de óleo lubrificante do compressor é normalmente arrastada pelo refrigerante bombeado e transportado para a tubulação do sistema. O movimento uniforme do óleo através do sistema de tubulação e retorno ao compressor depende de uma velocidade razoavelmente alta do refrigerante. Contudo, à carga mínima, o movimento do refrigerante no sistema é grandemente reduzido. Alimentos frescos e outros produtos conservados sob temperatura controlada podem ser afetados por baixas temperaturas.

Diversos métodos são empregados na redução da capacidade do compressor:

**CONTROLE TUDO OU NADA ( “ON-OFF”):** adequado para sistemas de pequeno porte, onde normalmente, as variações de temperatura no ambiente dão-se lentamente evitando ciclos rápidos do compressor. O controle “on-off” aplica-se aos compressores herméticos, semi-herméticos ou abertos, isso quer dizer que o compressor está trabalhando a plena carga ou está parado. O termostato de controle de temperatura aciona direta ou indiretamente a contatora do compressor.

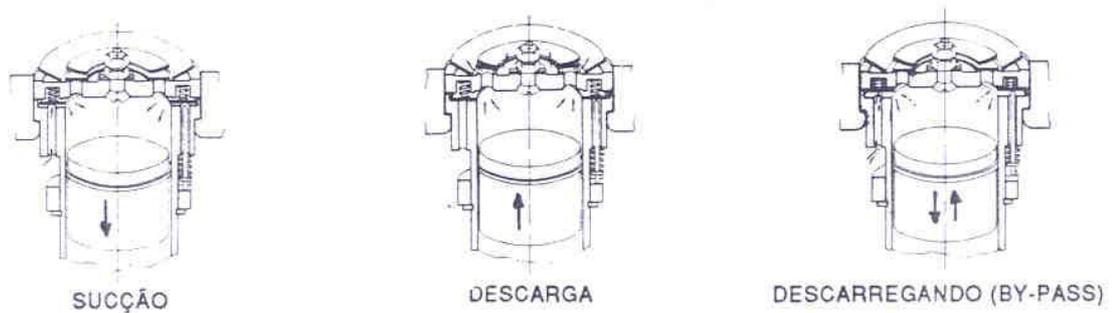
Este tipo de controle só é recomendado quando a carga do sistema é moderadamente constante. Se este controle for aplicado a sistemas sujeitos a flutuações rápidas de carga, a máquina reciclará (paradas e partidas freqüentes) causando esforços desnecessários no equipamento elétrico.

**CONTROLE POR DESCARGA DOS CILINDROS:** é largamente empregado nos compressores semi-herméticos o controle de capacidade é realizado proporcionalmente, a atuação do termostato de controle se faz sobre válvulas solenóides, que por sua vez comandam o sistema hidráulico que age nos cabeçotes dos compressores descarregando-os (fig. 45). No cilindro, o refrigerante é succionado a baixa pressão e posteriormente descarregado a alta pressão indo circular novamente no sistema.

Ao descarregar-se o cilindro, faz-se com que a válvula de sucção permaneça constantemente aberta. Com isso, o refrigerante é succionado, mas

não é comprimido, pois, o refrigerante que entrou no cilindro sai através da abertura da válvula de sucção que não fecha quando o pistão sobe.

FIGURA 45 - CONTROLE POR DESCARGA DOS CILINDROS

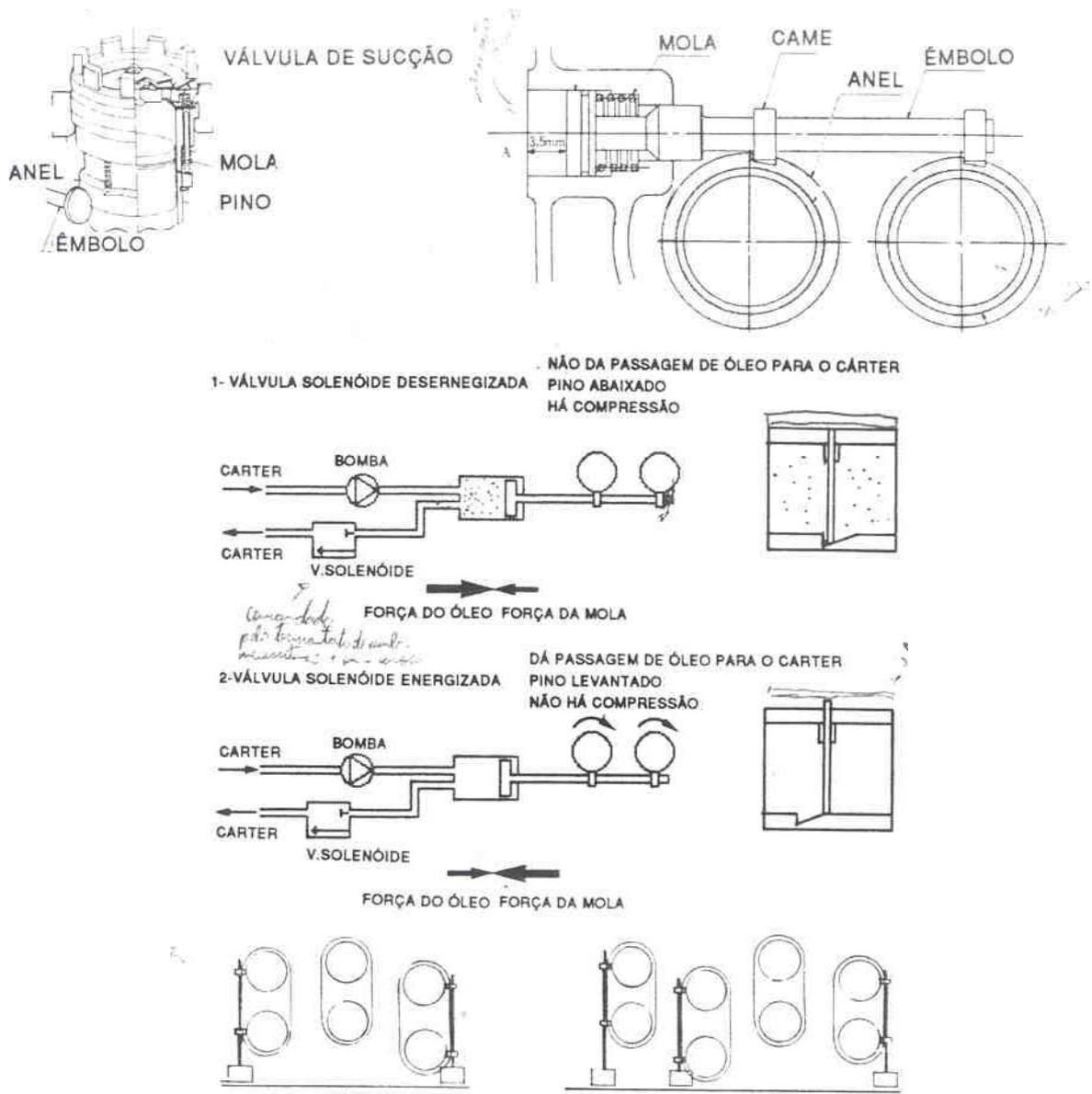


Nos compressores semi-herméticos Hitachi, o sistema de atuação do mecanismo de sucção é hidráulico e aproveita o óleo de lubrificação forçado pela bomba para deslocar um êmbolo que faz girar um anel (fig. 46). O anel está na camisa do cilindro, tendo alguns cortes com o perfil de um plano inclinado. Nesses cortes é que se movimentam os pinos que suspenderão a válvula de sucção.

O controle do fluxo de óleo é feito através da válvula solenóide. Quando a válvula está desenergizada, bloqueia o fluxo de óleo para o carter possibilitando que a pressão de óleo comprima o êmbolo e nessa posição, o pino não suspende a válvula de sucção e a placa de válvula trabalha normal. Quando a válvula solenóide é energizada, permite o retorno do óleo ao carter. Dessa forma a pressão da mola é superior, retornando o embolo. O deslocamento do êmbolo gira o anel e os pinos sobem levando consigo a válvula de sucção.

O sistema de controle de capacidade não é aplicado para todos os cabeçotes sempre haverá um cabeçote independente.

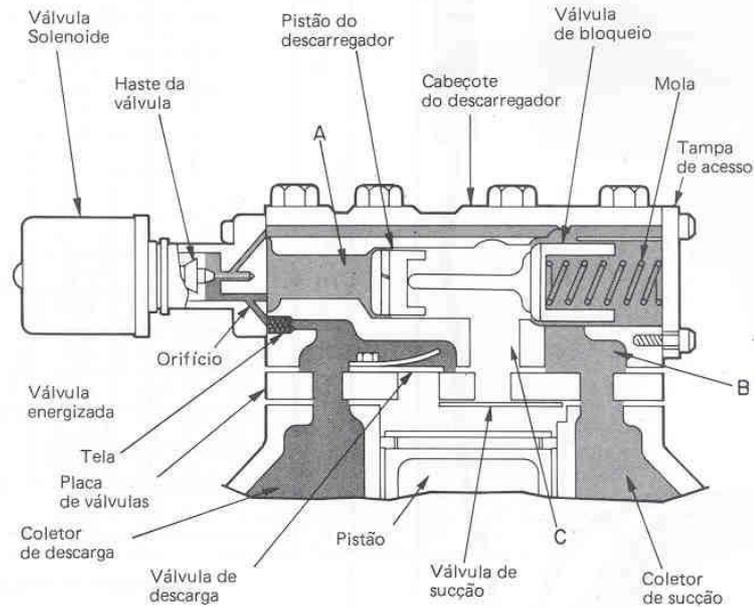
FIGURA 46 - MECANISMO DE ATUAÇÃO DO DESCARREGAMENTO DO CILINDRO



Nos compressores semi-herméticos Carrier o controle de capacidade é realizado também através do descarregamento dos cilindros, com o sistema mostrado a seguir:

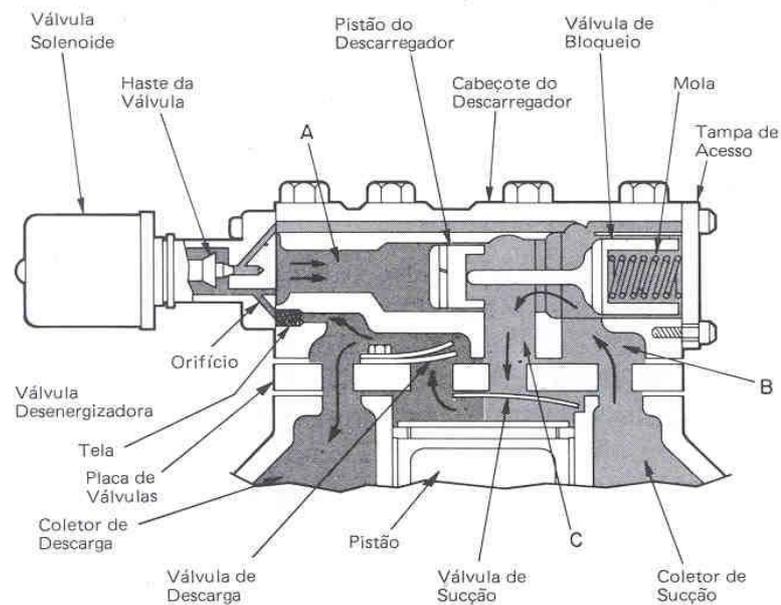
Quando os Cabeçotes de cilindros encontram-se “Em Carga” como mostra a (fig. 47), A solenóide é desenergizada e a haste da válvula fecha a comunicação com o lado da sucção. A pressão de descarga atua sobre a válvula de controle de capacidade através da câmara “A” comprimindo o pistão do descarregador para a direita, com isto abrem-se as passagens da câmara “B” para a Câmara “C”. O gás de sucção é aspirado pelo cabeçote de cilindros. O cabeçote de cilindros está agora em carga.

FIGURA 47 - CABEÇOTE DE CILINDROS EM CARGA



Quando o Cabeçote de cilindros encontra-se “Descarregado” como mostra a (fig. 48), a solenóide é energizada a haste se recolhe permitindo a equalização com o lado de sucção do compressor. Nesse instante a pressão da câmara “A” decresce. A válvula de bloqueio fecha-se pela ação da mola, o gás de sucção é impedido de entrar no cabeçote de cilindros. O cabeçote de cilindros está agora descarregado.

FIGURA 48 - CABEÇOTE DE CILINDROS DESCARREGADO



**COMPRESSORES DE VÁRIAS VELOCIDADES:** Como a capacidade de um compressor é proporcional à sua velocidade, usam-se por vezes motores de várias velocidades para regular a velocidade de um compressor e, portanto, a sua capacidade.

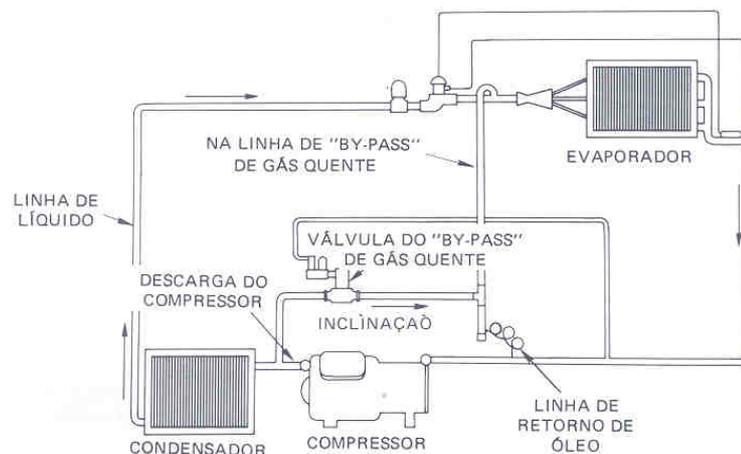
**CONTROLE POR DERIVAÇÃO (“BY-PASS”) DE GÁS QUENTE:** O “by-pass” de gás quente pode ser uma solução para muitos dos problemas associados a sistemas que devem operar abaixo do mínimo, estágio de redução do compressor (fig. 49).

Por exemplo, suponha que em resposta à diminuição de carga do sistema, um compressor de 70 kW, através de descarga dos cilindros, é reduzido progressivamente até uma capacidade mínima de bombeamento de 17,5 kW. Se a carga do sistema não descer abaixo de 17,5 kW, a pressão e a temperatura de sucção são controladas dentro de limites seguros de operação. Se, contudo, a carga descer abaixo de 17,5 kW, a capacidade de bombeamento do compressor excede a carga, fazendo com que a pressão e a temperatura de sucção desçam abaixo da faixa controlada. Isto poderá originar gelo na serpentina, movimento deficiente de óleo, superaquecimento do motor do compressor, etc.

Uma solução para este problema é evitar que a carga desça abaixo da capacidade total descarregada do compressor, através de um “by-pass” do gás quente. O “by-pass” de gás quente é um modo de introduzir mais carga de calor no sistema, produzindo uma pressão e temperatura de sucção estável, quando a carga real do sistema for inferior à fase mínima de descarga do compressor. A carga é produzida “by-passando” gás quente da descarga do compressor para o lado de baixa pressão do sistema.

A passagem do gás quente é regulada por válvulas moduladoras atuadas por pressão. Logo que a pressão de sucção do compressor desce até o ponto de regulagem da válvula, a válvula modula o fluxo de gás quente, estabilizando a pressão e a temperatura do lado de baixa. Estas válvulas são normalmente dimensionadas para “by-passar” uma carga de calor que seja equivalente à capacidade mínima do compressor descarregado. Assim, a carga de “by-pass” pode manter operação normal do sistema mesmo quando a carga real cair para zero.

FIGURA 49 - DERIVAÇÃO (“BY-PASS”) DE GÁS QUENTE



### 5.1.3 Ciclo de Compressão

No trabalho do compressor é importante ressaltar o funcionamento da placa de válvulas, que cria no interior do cilindro uma pressão inferior à de sucção. Sendo maior, a de sucção que empurra a válvula de sucção, permitindo a admissão do refrigerante no cilindro.

Na descarga, o pistão desloca-se de encontro à placa de válvulas criando assim uma pressão maior que a de descarga, na parte inferior do cilindro. Essa sobrepressão empurra a válvula de descarga liberando o refrigerante para o cabeçote.

Para melhor entendimento, vamos supor um sistema que trabalha com 400 kPa na pressão de baixa e 1500 kPa na pressão de alta, analisando por um intervalo de tempo o deslocamento do compressor em função da pressão.

Para representar a variação ocorrida, faremos uso de um gráfico onde na linha vertical constam os valores da pressão e na linha horizontal a indicação, em porcentagem, da variação do volume do cilindro (fig. 50). Partindo com o pistão no ponto inferior consideramos o volume em 100 % e a pressão de 400 kPa. Na primeira etapa o pistão desloca-se de A para B, diminuindo o volume do cilindro e provocando, conseqüentemente, um aumento da pressão, estando as válvulas ainda fechadas.

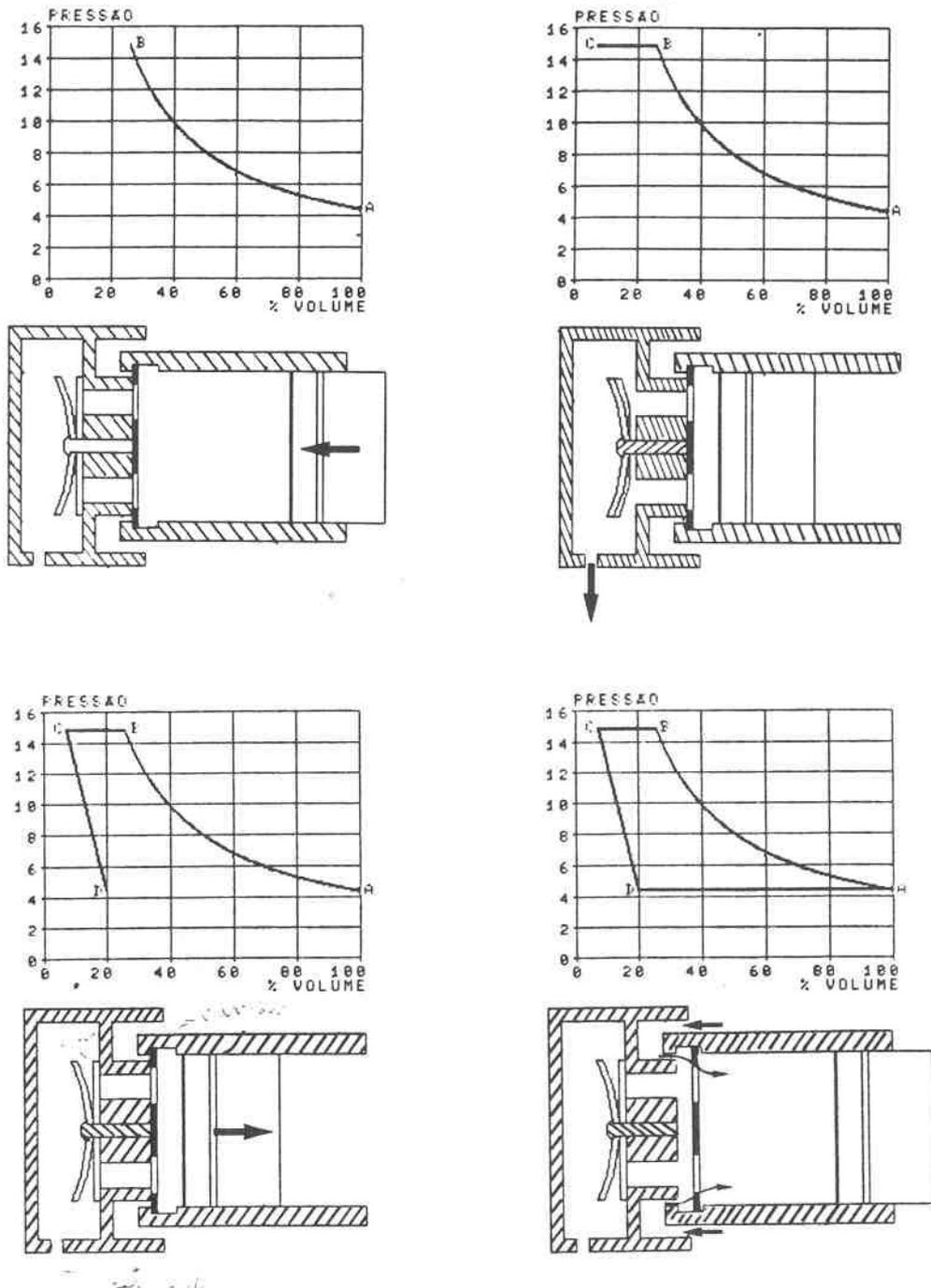
Na etapa que vai do ponto B para o ponto C, o pistão já se encontra na posição superior com o menor volume do cilindro e a pressão de 1500 kPa. Nessa situação a válvula de descarga está aberta e o gás está sendo descarregado do cilindro.

O percurso do ponto C ao ponto D representa a saída do pistão do ponto superior (à pressão de 1500 kPa), deslocando-se até atingir a pressão de sucção, 400 kPa, e aproximadamente 20 % do volume do cilindro.

Note que no trajeto descrito as válvulas estão fechadas; portanto, no volume deslocado não houve admissão de refrigerante. Na etapa do ponto D ao ponto A, temos o volume do cilindro aumentado até atingir 100 % e a pressão 400 kPa.

Nesse percurso a válvula de sucção se abre, permitindo a entrada de refrigerante dentro do cilindro. Assim, durante o tempo de funcionamento do compressor, as etapas comentadas se repetirão sucessivamente.

FIGURA 50 - CICLO DE COMPRESSÃO



#### 5.1.4 Deslocamento do Pistão

O deslocamento do pistão de qualquer compressor alternativo é o volume varrido pelo pistão durante o seu curso que é dado por:

$$V_c = z \frac{\pi d^2}{4} s n \times 60 \quad (33)$$

onde

s	curso do embolo, m
x	número de efeito do embolo, (x = 1, simples efeito e x = 2, duplo efeito).
n	rotação do motor, rpm
d	diâmetro do embolo, m
z	número de cilindros em paralelo
$V_c$	deslocamento do pistão, $m^3/h$ .

### 5.1.5 Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica é o parâmetro chave na interpretação do desempenho dos compressores alternativos para aplicações frigoríficas. Distinguem-se dois tipos de eficiência volumétrica: a de espaço nocivo e a efetiva.

A eficiência volumétrica de espaço nocivo depende da expansão do gás retido no espaço nocivo, podendo ser melhor explicada pelo diagrama pressão-volume de um compressor mostrado na (fig. 51). O volume máximo, que ocorre quando o êmbolo passa por um dos pontos extremos é  $V_3$ . O volume mínimo, volume do espaço nocivo,  $V_e$ , ocorre quando o êmbolo passa pelo outro ponto extremo. A pressão de descarga é  $p_d$ .

Inicialmente admitamos que a pressão de aspiração seja  $p_1$ . O gás retido no espaço nocivo se expande até o volume  $V_1$  antes que a pressão interior do cilindro seja suficientemente pequena para permitir a abertura das válvulas de admissão, permitindo a admissão de gás. O volume de gás admitido no cilindro será  $(V_3 - V_1)$  e a eficiência volumétrica do espaço nocivo,  $\eta_{ve}$  será dada por:

$$\eta_{ve} = \frac{(V_3 - V_1)}{V_3 - V_e} (100) \quad (34)$$

Quando a pressão de aspiração  $p_2$ , a admissão de gás durante o tempo de admissão ficará reduzida a  $(V_3 - V_2)$ . No caso limite em que a pressão de aspiração é  $p_3$  o gás no espaço nocivo será expandido até  $p_3$ , não ocorrendo admissão e resultando numa eficiência volumétrica de espaço nocivo nula.

A eficiência volumétrica de espaço nocivo pode ser expressa de outro modo:

$$\eta_{ve} = 100 - f_{en} \left( \frac{v_{asp}}{v_{des}} - 1 \right) \quad (35)$$

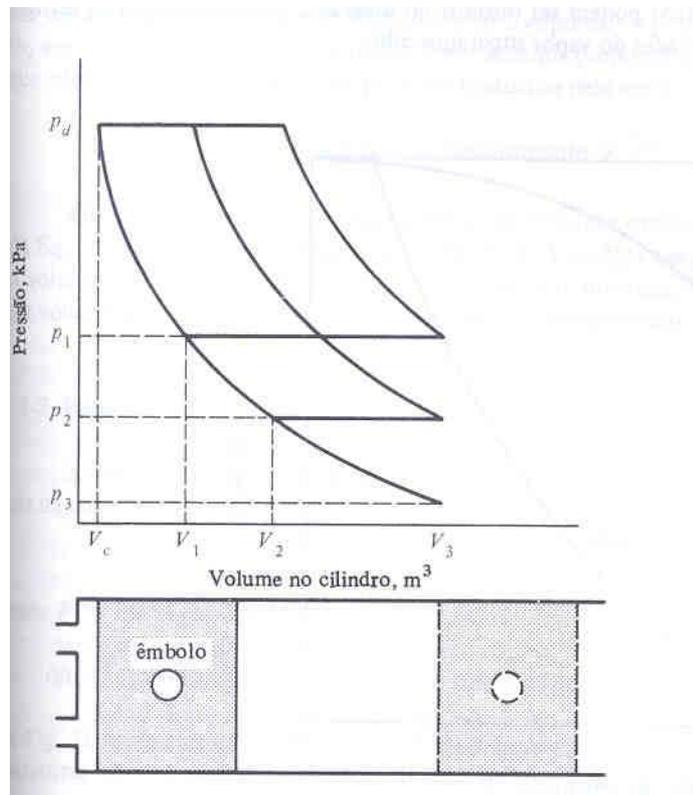
onde,

$$f_{en} \quad \text{fração de espaço nocivo, } f_{en} = \frac{V_e}{V_3 - V_e} (100)$$

$v_{asp}$  volume específico do vapor admitido no compressor,  $m^3/kg$

$v_{des}$  volume específico do vapor após a compressão isentrópica até  $p_d$ ,  $m^3/kg$ .

FIGURA 51 - DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO IDEAL



O único efeito sobre a eficiência volumétrica, considerado até aqui é resultante da expansão do gás que permanece no espaço nocivo, denominada de eficiência de espaço nocivo,  $\eta_{ve}$ . Entretanto, outros efeitos podem influir no valor do rendimento volumétrico. Entre estes, podem ser citados: vazamentos através das válvulas de sucção e de descarga e do aquecimento do gás que adentra o cilindro tendo como resultado uma redução na massa de refrigerante em relação àquela que seria admitida caso a temperatura do gás permanecesse constante.

Os dados de catálogo de fabricante de compressores podem ser utilizados no cálculo da eficiência volumétrica efetiva, que pode ser comparado à eficiência volumétrica de espaço nocivo, como mostra a (fig. 52). É interessante observar que os demais efeitos que afetam a eficiência volumétrica são dependentes da relação entre as pressões de descarga e de sucção.

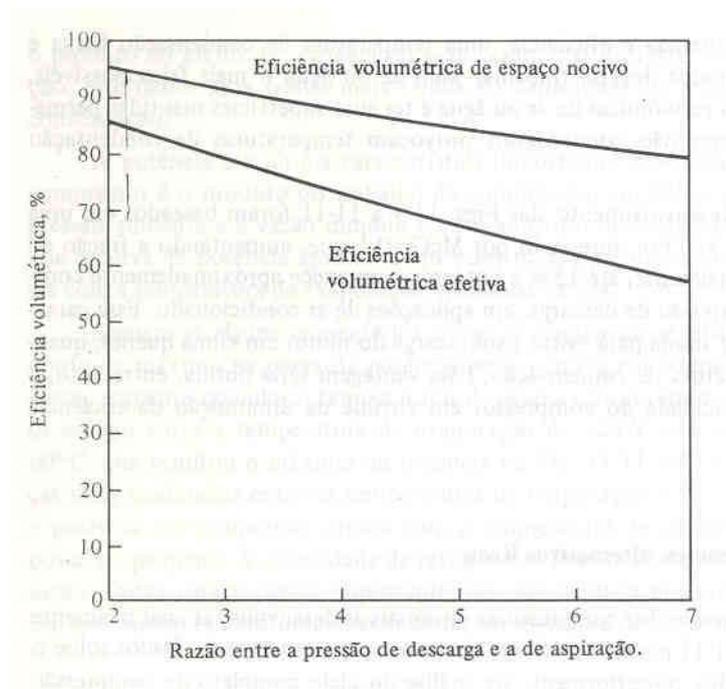
A eficiência volumétrica efetiva,  $\eta_v$ , é definida como:

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_c} (100) \quad (36)$$

onde,

$V_a$  vazão que entra no compressor,  $m^3/h$ .

FIGURA 52 - EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA EFETIVA E DE ESPAÇO NOCIVO DE UM COMPRESSOR DE ALTA ROTAÇÃO, COM R-22 e  $f_{en}$  de 4,5%



Para verificação de capacidade, um compressor é testado em um calorímetro. Isto significa que ele é instalado em um ciclo de refrigeração, no qual o efeito de refrigeração, o calor rejeitado e a potência consumida pode ser determinada com precisão.

### 5.1.6 Taxa de Compressão

A taxa de compressão é dada por:

$$R = \frac{p_a}{p_b} \quad (37)$$

onde,

$p_a$  pressão de descarga absoluta, kPa  
 $p_b$  pressão de sucção absoluta, kPa

Em um compressor de refrigeração não há eixo de comando de válvulas que abrem e fecham as válvulas em determinados pontos no curso e por isto estabelece uma razão de compressão fixa. Em vez disso as válvulas de descarga e sucção estão sob pressão de molas, por isso as válvulas de descarga abrem quando o curso de compressão aumentou a pressão do cilindro o suficiente acima da pressão na linha de descarga para ultrapassar a pressão da mola.

A capacidade da máquina reduz à medida que aumenta a taxa de compressão ou pelo aumento da pressão de descarga, ou pela diminuição da pressão de sucção, ou por ambas.

### 5.1.7 Temperatura de Descarga do Compressor

Quando a temperatura de descarga do compressor é muito alta pode provocar a decomposição do óleo ou empenamento das válvulas de descarga. Isto se aplica particularmente a altas relações de compressão associada com refrigeração à baixa temperatura. A amônia é um dos refrigerantes que apresenta as mais altas temperaturas de descarga, exigindo que os compressores de amônia tenham o cabeçote refrigerado a água.

A temperatura de descarga do compressor também é utilizada para se estabelecer um segundo valor em uma análise do ciclo, as pressões são conhecidas, mas um segundo valor é necessário para localizar o ponto a partir do qual o trabalho de compressão pode ser encontrado.

### 5.1.8 Potência no Eixo

A potência total que deve ser fornecida ao eixo do compressor é a chamada potência no eixo e pode ser calculada a partir da relação:

$$P_s = \frac{\dot{W}_{cp}}{\eta_c \eta_m} \quad (38)$$

onde,

$\eta_c$  eficiência da compressão

$\eta_m$  rendimento mecânico

A eficiência de compressão,  $\eta_c$  de um compressor, é a medida de perdas resultantes do desvio de um ciclo de compressão real de um ciclo de compressão ideal devido a fatores como: trefilação, o vapor refrigerante não é um gás ideal, necessidade de sobre pressão para abrir e fechar as válvulas de admissão e de descarga, existência de troca de calor entre o vapor e as paredes do cilindro, o atrito do fluido devido a turbulência do vapor no cilindro. Enquanto que a eficiência mecânica do compressor,  $\eta_m$  é uma medida das perdas resultantes do atrito mecânico no compressor.

Observa-se que os fatores que determinam a eficiência da compressão do compressor, são os mesmos que influenciam a eficiência volumétrica. Conseqüentemente, para qualquer compressor, as eficiências volumétricas e de compressão são aproximadamente as mesmas e variam com a taxa de compressão em torno das mesmas proporções. Por esta razão, a potência no eixo pode ser aproximada com razoável segurança, adicionando cerca de 10% para compensar a perda de potência devida ao atrito mecânico no compressor, através da equação:

$$P_s = \frac{\dot{W}_{cp}}{\eta_v}(1,10) \quad (39)$$

Uma vez que a relação entre os fatores variados que influenciam a eficiência da compressão são difíceis de ser calculados matematicamente, a eficiência de compressão de um compressor, pode ser seguramente determinada somente por testes reais no compressor.

Para selecionar um compressor para uma aplicação dada, são necessários os seguintes dados:

- capacidade de refrigeração requerida;
- temperatura de sucção saturada projetada;
- temperatura de escape saturada projetada;
- fluido frigorífico.

## 5.2 COMPRESSORES ROTATIVOS

Compressores rotativos usam um motor elétrico para girar um elemento rotatório dentro de um elemento estacionário para comprimir o vapor refrigerante.

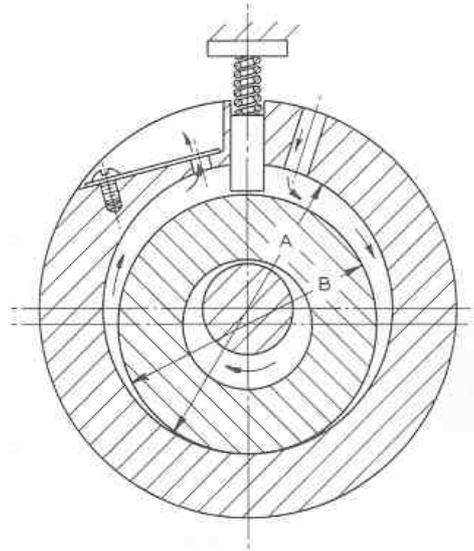
Os compressores rotativos de uso comum são: o de pistão de rolamento, de aletas giratórias, de voluta (“scroll”) e de parafuso.

### 5.2.1 Compressor rotativo de pistão de rolamento

Um compressor rotativo de pistão de rolamento emprega um rotor cilíndrico de aço que gira sobre um eixo excêntrico, sendo o último montado concentricamente num cilindro (fig. 53). Por causa do excêntrico do eixo, o rotor cilíndrico é excêntrico com o cilindro e toca a parede do cilindro no ponto de folga mínima. Quando o eixo gira, o rotor gira ao redor da parede do cilindro na direção da rotação do eixo, sempre mantendo contato com a parede do cilindro. Com relação ao eixo de came a superfície interna do rotor cilíndrico move-se em sentido contrário à direção de rotação do eixo do mesmo modo que um mancal de manivela. Uma lâmina com carga de mola montada numa ranhura na parede do cilindro apóia firmemente o rotor durante todo o tempo. A lâmina move-se dentro e fora da ranhura do cilindro para acompanhar o rotor quando o último gira ao redor da parede do cilindro.

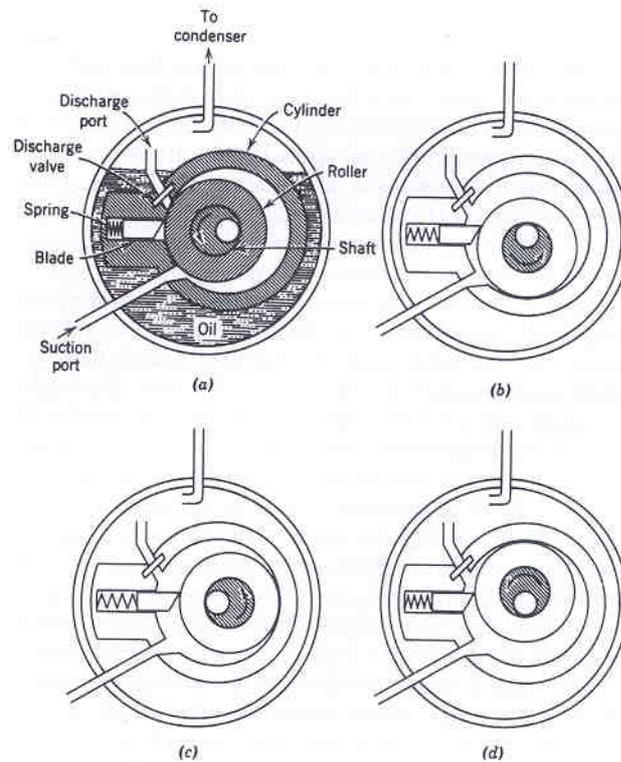
Os cabeçotes ou placas terminais do cilindro são usados para fechar o cilindro em cada extremidade e para servir como suporte para o eixo de came. Tanto o rotor quanto a lâmina estendem a todo o comprimento do cilindro, havendo permissão de qualquer folga apenas entre estas partes e as placas terminais. Os orifícios de descarga e sucção são localizados na parede do cilindro perto da ranhura da lâmina, mas em lados opostos. O fluxo de vapor através dos orifícios de descarga e sucção é contínuo, exceto quando o rotor cobre um ou outro dos orifícios. Os vapores de sucção e descarga são separados no cilindro no ponto de contato entre a lâmina e o rotor sobre um lado, e entre o rotor e a parede do cilindro do outro lado.

FIGURA 53 - COMPRESSOR ROTATIVO DE PISTÃO DE ROLAMENTO



O ponto de contato da parede do cilindro com o rolo muda continuamente conforme o rotor se movimenta ao redor do cilindro. Em um ponto durante cada ciclo de compressão o rotor cobrirá os orifícios de descarga, momento em que somente o vapor de baixa pressão estará no cilindro. O modo como o vapor é comprimido pelo rolo é ilustrado pela seqüência da (fig. 54).

FIGURA 54 - SEQUÊNCIA DA COMPRESSÃO



O conjunto todo do cilindro é fechado numa caixa e operado submerso num banho de óleo. Observa-se que o vapor de alta pressão é descarregado no espaço acima do nível do óleo no cárter, de onde ele passa para a linha de descarga. Todas as superfícies de atrito do compressor, incluindo as placas terminais, são altamente polidas e montadas bem ajustadas. Embora não sejam necessárias válvulas de sucção é instalada uma válvula de retenção na passagem de descarga para eliminar a regeneração do vapor de descarga no cilindro. Quando o compressor está em operação, uma película de óleo forma uma vedação entre as áreas de alta e baixa pressão. Porém quando o compressor para, a vedação de óleo é perdida e as pressões de alta e baixa se igualam no compressor. Deve ser colocado um dispositivo retentor na linha de sucção (ou linha de descarga) para evitar que o gás de descarga de alta pressão recue através do compressor e da linha de sucção no evaporador quando os ciclos do compressor forem desligados.

Para um compressor de pistão de rolamento, a taxa de deslocamento é dada por:

$$V_d = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - D_r^2) L n \quad (40)$$

onde,

- $D_c$  diâmetro do cilindro, m
- $D_r$  diâmetro do rotor, m
- $L$  comprimento do cilindro, m
- $n$  velocidade de rotação, rps

Pequenos compressores rotativos de pistão de rolamento são usados principalmente com R-12, R-134a e misturas similares em geladeiras domésticas, congeladores e condicionadores de ar. Estes compressores operam a 1800 ou 3600 rpm (60 hZ) e são usados em sistemas com exigências de potência abaixo de 3hp (2,2 kW).

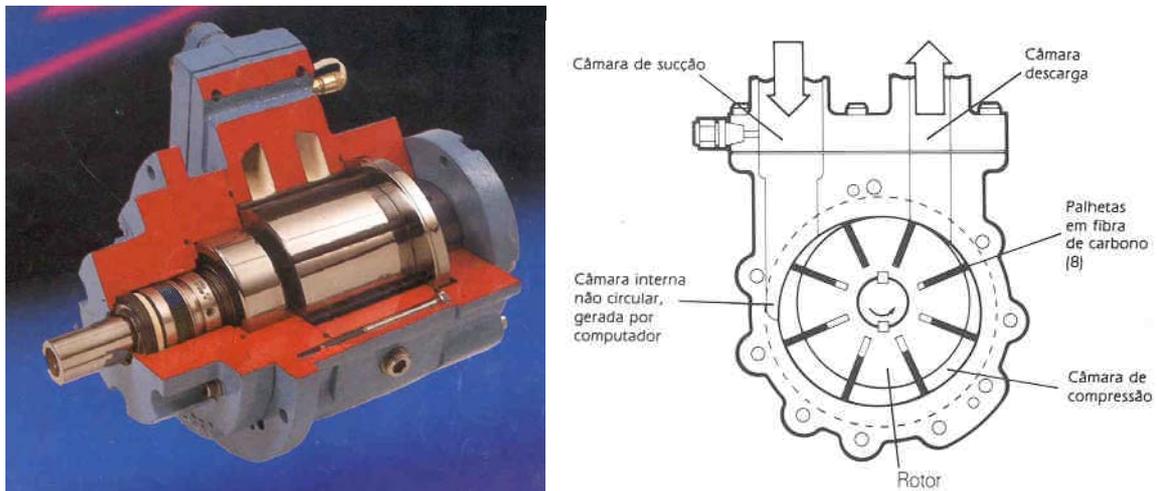
### 5.2.2 Compressor rotativo de aletas

O compressor rotativo de aletas (fig. 55) é constituído por uma carcaça cilíndrica, dentro da qual gira um tambor excêntrico, ranhurado, provido de aletas radiais. O rotor, ao girar, joga pela força centrífuga, as palhetas contra as paredes da carcaça.

O coração do compressor é a câmara interna gerada por computador. A complexa geometria facilita a aceleração das palhetas e proporciona uma melhora no processo de compressão, sem afetar as áreas de sucção e descarga. A zona de selagem e o perfeito contato das palhetas com a câmara interna e canais de deslize, reduzem o volume de re-expansão para um mínimo, melhorando a performance em altas taxas de compressão.

Na partida são necessárias várias revoluções para alcançar uma compressão completa. Isto permite uma partida suave, com a instalação de equipamentos elétricos para partidas tipo estrela-triângulo. Não é necessário nenhum acessório adicional para partida sem carga.

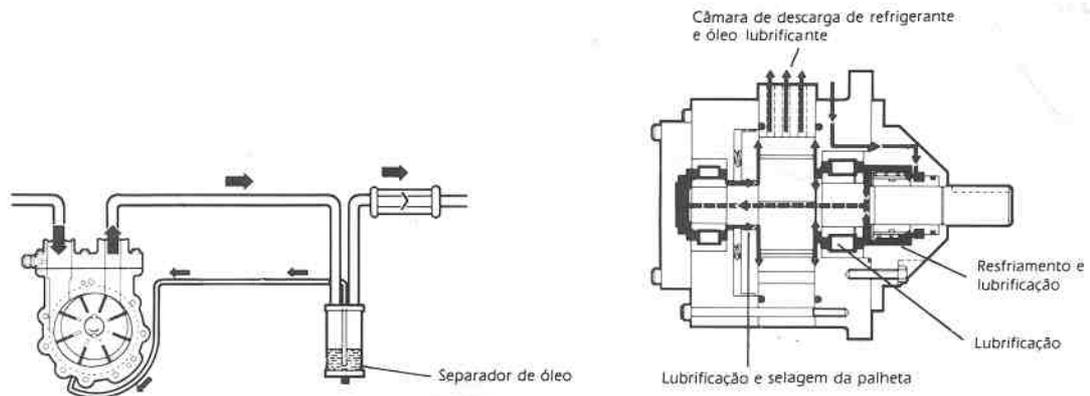
FIGURA 55 - COMPRESSOR ROTATIVO DE ALETAS



**LUBRIFICAÇÃO:** O sistema de lubrificação do compressor (fig. 56) necessita de um separador de óleo na linha de descarga, um sistema comum em compressores tipo parafuso e sistemas alternativos de grande porte. O óleo na pressão de descarga lubrifica o selo de vedação do eixo, os dois rolamentos tipo roletes, o

rotor e as palhetas antes de ser novamente expelido através da descarga junto com o refrigerante em alta pressão. Os componentes do compressor de aletas *Rotocold* não precisam de cárter, bomba de óleo ou aquecedores do cárter e podem ser montados em qualquer plano. Todas as partes vitais são lubrificadas com pressão positiva.

FIGURA 56 - SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO DO COMPRESSOR ROTATIVO DE ALETAS



Os compressores rotativos de aletas são empregados comumente com R-12, R-134a e refrigerantes ambientalmente seguros em refrigeradores comerciais, freezers, ar condicionado, etc. em tamanhos que variam de 3 a 50 hp (2,2 a 37,3 kW). Estas aplicações operam com temperaturas de saturação no evaporador dentro de uma faixa  $-40$  a  $7,2^{\circ}\text{C}$  e temperaturas de descarga em torno de  $60^{\circ}\text{C}$ .

Os compressores rotativos de aletas grandes são muito usados com R-12, R-22 e R-717, como o compressor de baixo estágio em sistemas de compressão de múltiplos estágios. Estes sistemas podem operar com temperatura saturada de sucção abaixo de  $-87,2^{\circ}\text{C}$ . Estes compressores são equipados com camisa e/ou resfriador de óleo para evitar o superaquecimento e para melhorar a eficiência do compressor.

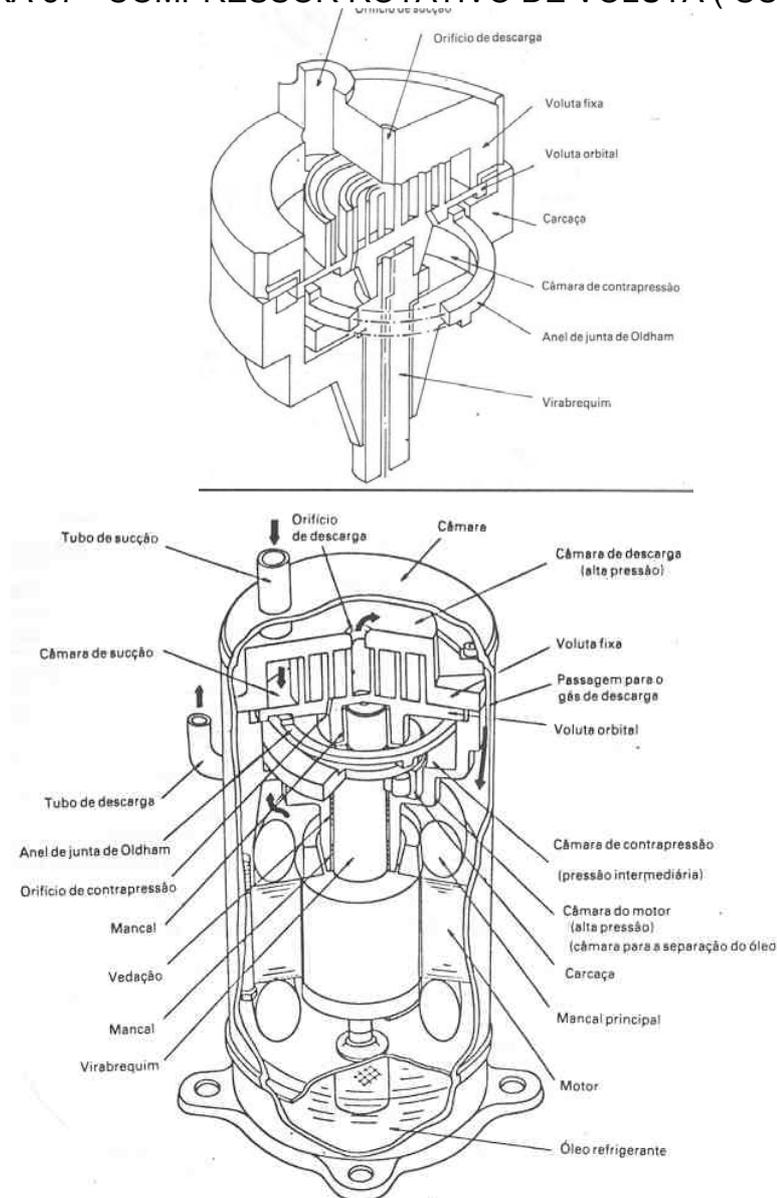
Embora os compressores rotativos sejam máquinas de deslocamento positivo, por causa de seu movimento giratório e fluxo dos gases de descarga e sucção mais constantes e suaves, eles são menos sujeitos a vibrações mecânicas e às pulsações marcantes de descarga associada com o compressor alternativo. Como no caso dos compressores alternativos, os compressores rotativos experimentam perdas volumétricas e de compressão resultantes do contravazamento, passagem de óleo ao redor do elemento de compressão, aquecimento do cilindro, folga e atrito. Porém, dado que os volumes de folga e a reexpansão associada do vapor de folga é pequena, a eficiência volumétrica dos compressores rotativos é relativamente alta, sendo cerca de 65% a 80% dependendo do projeto individual e das condições de operação.

### 5.2.3 Compressor rotativo de voluta (“Scroll”)

Embora descrito pela primeira vez em uma patente norte-americana do início do século, a idéia de uma máquina na qual o fluido circulasse em espiral não foi desenvolvida para aplicações práticas nessa época, em função da ausência de técnicas precisas de produção e do desgaste dos componentes, provocado pela grande força axial gerada pelos gases.

Mais tarde, para resolver esses problemas, desenvolveu-se um mecanismo de sustentação da voluta utilizando pressão intermediária. Assim, as técnicas de engenharia de precisão, aliadas ao mecanismo de sustentação da voluta, possibilitaram a produção em massa dos compressores de voluta (fig. 57).

FIGURA 57 - COMPRESSOR ROTATIVO DE VOLUTA (“SCROLL”)



Os compressores de voluta têm um projeto versátil que permite o seu uso muitas aplicações de compressores. Eles são compressores rotativos de

deslocamento positivos usados em condicionamento de ar automotivo, residencial e comercial e em aplicações como bomba de calor.

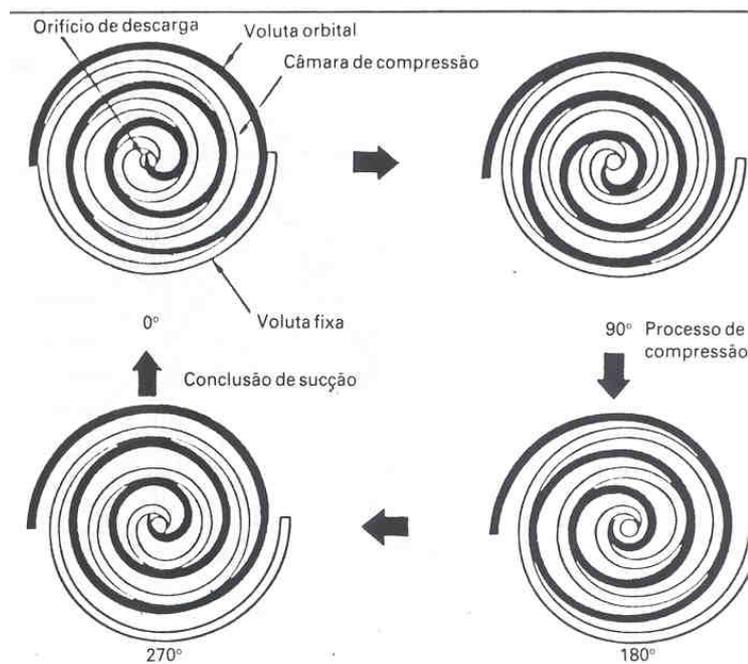
Cinco partes principais compõem o mecanismo de compressão de um compressor de voluta: uma voluta fixa, uma voluta orbital, um anel de junta tipo Oldham, um virabrequim e uma carcaça (fig. 57).

Defasadas em  $180^\circ$ , as duas volutas são montadas de modo a se tangenciarem em vários pontos, dando origem a duas séries de cavidades em forma de meia-lua (fig. 58). Enquanto um dos membros da voluta permanece afixado na carcaça, o outro gira ao redor do centro da manta da voluta fixa. A voluta orbital, por sua vez, é acionada por um mecanismo à manivela de curto curso. Um par de pontos de contato entre as duas paredes em espiral move-se ao longo das curvas em espiral, e o ângulo relativo entre as duas volutas é mantido por meio de um mecanismo de acoplamento anti-rotativo, localizado entre o dorso da placa da voluta orbital e a peça fixa.

O orifício de entrada do compressor localiza-se na periferia das volutas. Quando o virabrequim gira no sentido horário, o gás é aspirado da periferia, retido nas cavidades e comprimido, ao mesmo tempo em que se desloca em direção ao centro da espiral. Ao final de aproximadamente duas rotações e meia, o gás comprimido é expelido pelo orifício de saída, situado no centro da voluta fixa.

A cada vez que um par de cavidades de compressão é formado pela rotação do eixo, o processo se repete. O fluxo de descarga mantém-se constante, e não há necessidade do emprego de válvulas, pois o orifício de descarga não se liga de maneira direta ao lado de baixa pressão.

FIGURA 58 - SEQUÊNCIA DE OPERAÇÃO DE UM COMPRESSOR ROTATIVO DE VOLUTA ("SCROLL")



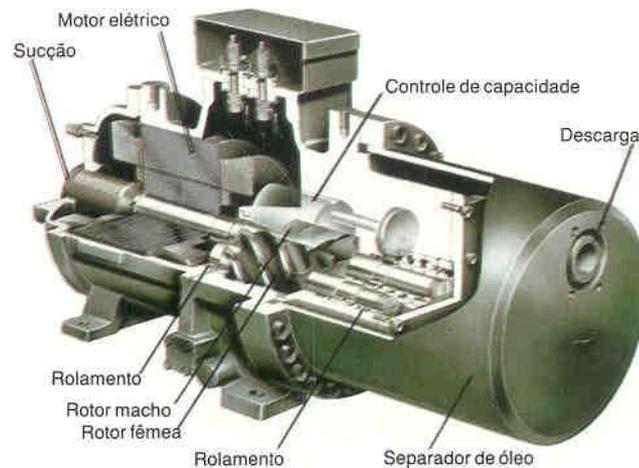
Estes compressores estão tomando o lugar dos compressores alternativos que eram previamente usados nestes mercados. Compressores de voluta estão disponíveis em capacidades que variam de 1 a 15 TR (3,5 a 53 kW).

#### 5.2.4 Compressores de parafuso

O compressor de parafuso é uma máquina de deslocamento positivo de rotação e constam de dois rotores assimétricos, o macho e a fêmea (fig. 59).

O rotor macho tem roscas convexas e o rotor fêmeo rosca côncava, um se encaixa no outro e através do acionamento (giro) de um deles, o outro gira também. Entretanto, eles não fazem contato entre si, porque se atritam através de um fino filme viscoso de óleo lubrificante que se mantém entre os rotores e a carcaça que os envolve.

FIGURA 59 - COMPRESSOR PARAFUSO



A (fig. 60) ilustra a seqüência de operação de um compressor parafuso, onde,

**ASPIRAÇÃO E SUCÇÃO:** Quando um lóbulo macho começa a sair do fundo da cavidade fêmea, cria-se um espaço vazio. Como esse espaço vazio está em frente à porta de admissão dos gases, esses penetram e enchem aquela cavidade formada. Prosseguindo o giro, a cavidade tende a crescer, e ao fazê-lo mais espaço se disponibiliza para o fluxo dos vapores da porta da admissão. O fenômeno prossegue até que toda a cavidade entre um lóbulo macho e a cavidade fêmea correspondente esteja completamente preenchidos com o gás que passará a ser comprimido. A partir dessa posição a porta da admissão não se comunica

mais com o gás capturado na cavidade que foi preenchida, o qual também não se comunica com a porta da descarga.

**COMPRESSÃO:** Nesta fase o gás está confinado e a cavidade que ele preencheu começa agora, com o continuar do giro do rotor, a diminuir de volume pelo reengrenamento do lóbulo macho na fenda fêmea.

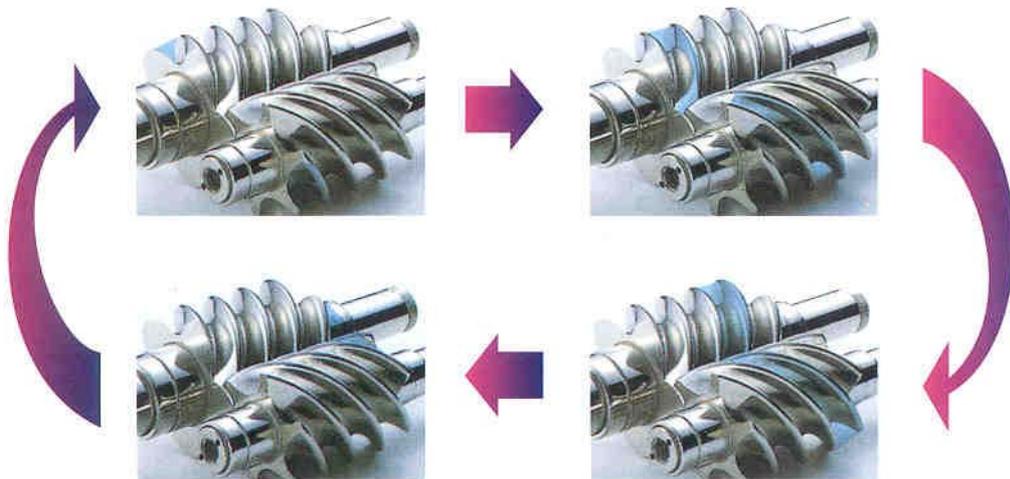
A compressão se dá por redução gradual de volume até que se alcance a pressão de descarga, momento no qual a cavidade aparece diante da porta de descarga.

Como junto com o gás há uma forte injeção de óleo (o peso do óleo injetado entre os rotores é da ordem de 30 % do peso de gás bombeado), e este possui um alto calor específico (se comparado com o gás), ocorre durante a compressão pelo contato do óleo com o gás uma apreciável redução da temperatura final dos gases comprimidos com notável ganho energético para a compressão.

Ou seja, nos afastamos da compressão isoentrópica em direção à característica termodinâmica da compressão.

**DESCARGA:** A abertura da porta de descarga é tal que ela aparece para o gás preso na cavidade somente depois que ele alcançou a redução de volume correspondente ao acréscimo politrópico da pressão. Eis porque se diz que para cada desenho de compressor de parafuso existe uma relação de compressão ideal.

FIGURA 60 - SEQUÊNCIA DE OPERAÇÃO DE UM COMPRESSOR PARAFUSO



**RELAÇÃO DE COMPRESSÃO:** Esta é uma limitação do compressor de parafuso, o qual, pela descrição que fizemos das portas ou janelas de descarga, está comprometido a operar numa determinada relação de compressão. Isto significa que para uma dada capacidade de deslocamento volumétrico, o compressor possui uma proporção ideal entre o comprimento e o diâmetro do rotor combinados

com definidos desenhos das janelas de admissão e descarga, para cada relação de compressão.

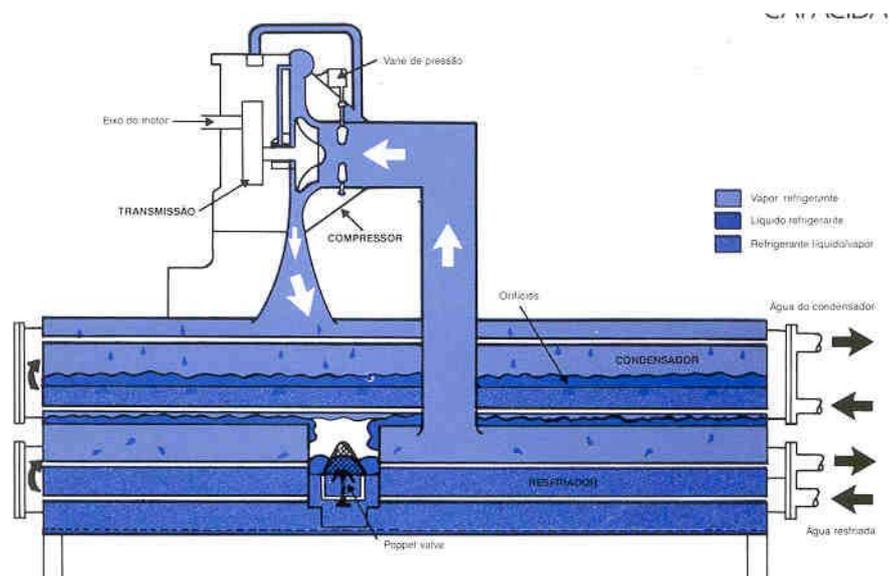
**CONTROLE DE CAPACIDADE:** O controle de capacidade pode ser obtido através de válvula deslizante, a qual se move paralela com o eixo do rotor e modifica o tamanho da abertura de acordo com a capacidade requerida. O gás de sucção é desviado para passagem de sucção antes da compressão, de modo que não é necessária nenhuma força adicional para obter a capacidade desejada.

Compressores de parafuso são indicados para uso com todos os refrigerantes comuns. Eles têm uma alta eficiência em conjunto com um largo alcance de taxas de compressão. Por causa da simplicidade, versatilidade, durabilidade e confiabilidade, os compressores de parafuso têm grande aceitação na refrigeração industrial e aplicações de condicionamento de ar na faixa de capacidade variando de 40 a 500 TR (140 a 1760 kW).

### 5.3 COMPRESSORES CENTRÍFUGOS

O primeiro compressor centrífugo em instalações frigoríficas foi introduzido por Willis Carrier, em 1920. De lá para cá o compressor centrífugo tornou-se o tipo de compressor mais utilizado em grandes instalações. Eles podem ser utilizados em sistemas frigoríficos desde 40 a 3000 TR (140 a 10550 kW) de capacidade de refrigeração. As temperaturas de evaporação podem atingir a faixa de  $-50$  a  $-100^{\circ}\text{C}$ , em sistemas de múltiplos estágios, embora uma aplicação bastante generalizada do compressor centrífugo seja o resfriamento de água até  $6$  a  $8^{\circ}\text{C}$ , em instalações de ar condicionado (fig. 61).

FIGURA 61 - CENTRÍFUGA



Os princípios de funcionamento do compressor centrífugo são semelhantes aos da bomba ou ventilador centrífugo. O vapor de baixa pressão e de baixa velocidade da linha de sucção é aspirado na cavidade ou “olho” de entrada da roda propulsora ao longo do eixo da árvore do rotor. Ao entrar na roda propulsora, o vapor é forçado radialmente para fora entre o empalhetamento do impulsor pela ação de uma força centrífuga desenvolvida pela roda giratória, e é descarregado das pontas da pá para o cárter do compressor em alta velocidade e em temperatura e pressão aumentadas. O vapor de alta pressão e alta velocidade descarregado da periferia das rodas é coletado em passagens projetadas especialmente no revestimento, o que reduz a velocidade do vapor e o dirige para a entrada do impulsor de estágio próximo ou, no caso do último impulsor de estágio, para uma câmara de descarga, de onde o vapor passa através da linha de descarga para o condensador.

Uma estimativa da velocidade periférica do rotor pode ser obtida pelas relações fundamentais das turbomáquinas. O momento torsor (torque) que o rotor exerce sobre o gás é dado por:

$$T = \dot{m}(V_{2t}r_2 - V_{1t}r_1) \quad (41)$$

onde

T momento torsor, N.m

$\dot{m}$  vazão, kg/s

$V_{2t}$  velocidade tangencial do refrigerante na saída do rotor, m/s

$r_2$  raio externo do rotor, m

$V_{1t}$  velocidade tangencial do refrigerante na entrada do rotor, m/s

$r_1$  raio médio da seção de entrada do rotor, m

Se o refrigerante adentra o rotor em uma direção muito próxima da radial, a componente tangencial de sua velocidade será nula, isto é,  $V_{1t}=0$ , de modo que:

$$T = \dot{m} V_{2t} r_2 \quad (42)$$

A potência no eixo é dada por:

$$P = T \omega = \dot{m} V_{2t} r_2 \omega \quad (43)$$

onde

P potência, W

$\omega$  rotação, rad/s

Em baixas rotações, a velocidade periférica do rotor e a velocidade tangencial do refrigerante na saída do rotor são muito próximas, portanto:

$$P = \dot{m} V_{2t}^2 \quad (44)$$

onde,  $V_{2t} = r_2 \omega$

Outra fórmula para a potência é dada por:

$$P = \dot{m} \Delta h_i \quad (1000 \text{ J} \setminus \text{kJ}) \quad (45)$$

Comparando as eqs. (44) e (45) resulta em:

$$V_{2t}^2 = 1000 \Delta h_i \quad (46)$$

Os compressores centrífugos são lubrificados a pressão ou por uma bomba de óleo tipo submerso acionada diretamente pelo eixo do rotor ou por uma bomba de óleo com motor acionado, montada externamente e separada, com um reservatório de óleo externo.

O controle da capacidade dos compressores centrífugos geralmente é conseguido pela variação da velocidade do compressor ou através do uso de aletas fixas variáveis, chamadas de aletas de pré-rotação na entrada do rotor. Dois métodos de controle de capacidade raramente adotados consistem em variar a pressão de condensação e desviar gás de descarga para a aspiração.

## 5.4 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS

**EXEMPLO 5.4.1:** Conhecendo-se os dados a seguir de uma instalação frigorífica:

- capacidade de refrigeração, 10TR (35200 W);
- temperatura de evaporação,  $-10^{\circ}\text{C}$ ;
- temperatura de condensação,  $30^{\circ}\text{C}$ ;
- superaquecimento e sub-resfriamento,  $10^{\circ}\text{C}$ ;
- refrigerante, R-22;
- rendimento do compressor e do motor, 0,85;
- rendimento do motor, 0,85.

Pede-se:

- a) a taxa de fluxo de massa;
- b) a vazão volumétrica que entra no compressor;
- c) a eficiência volumétrica;
- d) dimensionar um compressor alternativo semi-hermético de 8 cilindros, simples efeito, 1750 rpm e o curso de 40 mm;
- e) o deslocamento do pistão;
- f) a potência de compressão isoentrópica;
- g) a potência de compressão real;
- h) a potência do motor de acionamento;
- i) o calor rejeitado no condensador;
- j) o COP.

**EXEMPLO 5.4.2:** Através de catálogos de fabricantes de compressores, selecionar um compressor que atenda o exemplo 5.4.1.

**EXEMPLO 5.4.3:** Calcular a velocidade periférica do rotor de um compressor centrífugo para comprimir vapores do refrigerante R-717 desde a condição de vapor saturado a  $10^{\circ}\text{C}$  até a pressão correspondente a uma temperatura de evaporação de  $30^{\circ}\text{C}$ .