

FIG.1.8.6.a

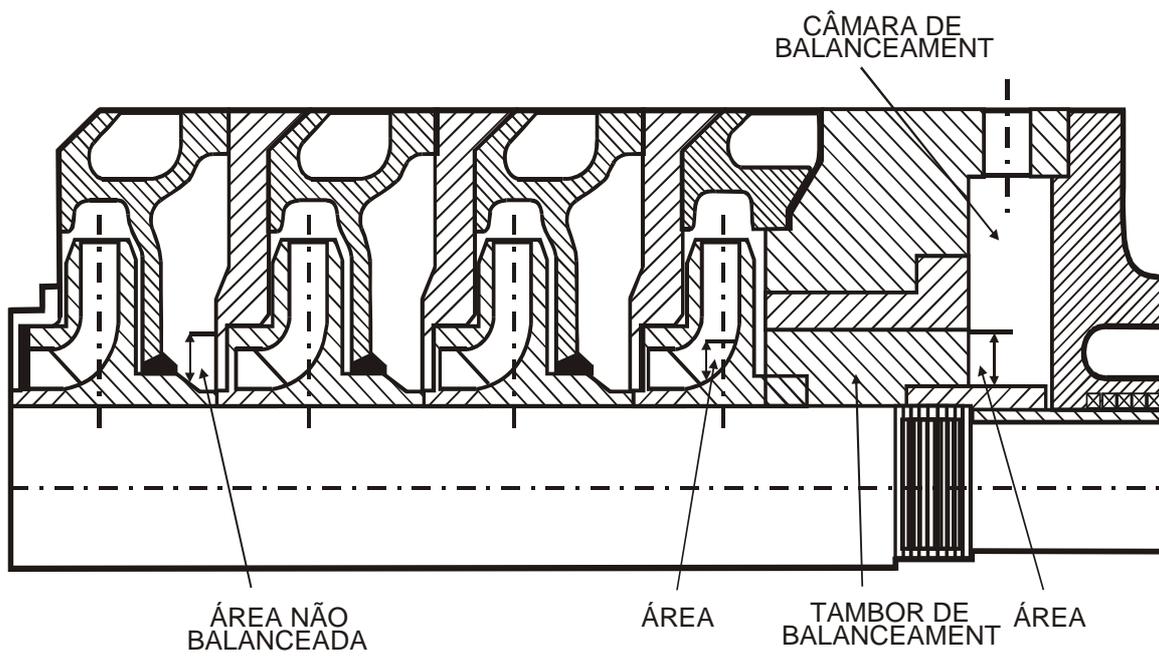


FIG.1.8.6.b

O esforço axial remanescente, criado quando o compressor opera fora do ponto de projeto ou devido ao atrito nos acoplamentos, é absorvido pelo mancal axial, localizado na caixa dos mancais.

Normalmente são usados mancais de deslizamento com pastilhas feitas de metal branco ("babbit"), projetadas de maneira que todas as pastilhas fiquem submetidas à mesma carga.

Em alguns casos são usados mancais axiais de dupla ação que podem suportar esforços nos dois sentidos, quando existe possibilidade de esforço axial atuar num sentido ou noutro. Deve-se ainda ressaltar que determinados fabricantes são contrários ao mancal de escora de dupla ação, achando que o sentido do esforço axial deve ser bem determinado, sob pena de usar um mancal maior, não sendo assim necessária dupla ação, que só traria inconvenientes, porque a parte não operante ficaria vibrando e se danificaria devido à falta de carga.

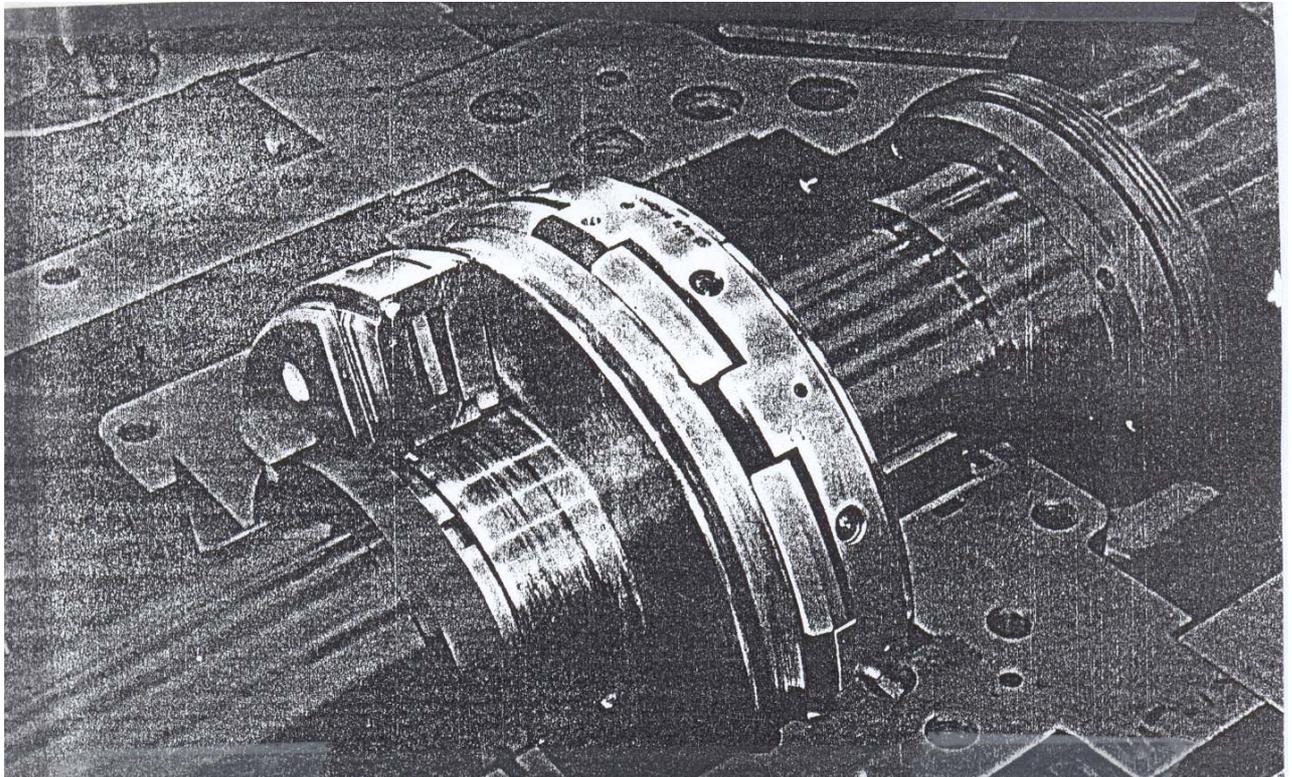


FIG. 1.8.7

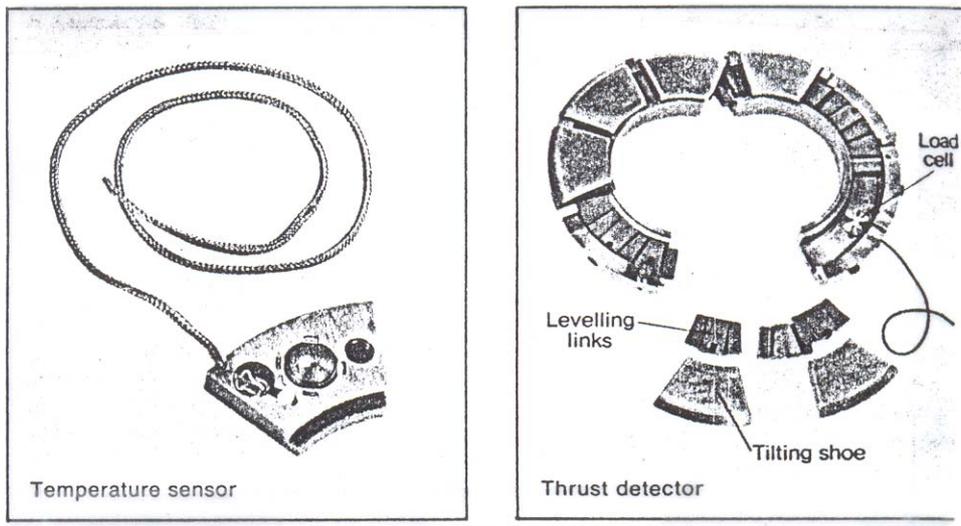


FIG.1.8.8

Quando o acionador e o compressor possuem seus próprios mancais axiais, deve-se usar um acoplamento flexível do tipo engrenagens ou de lâmina flexível, para permitir a dilatação dos eixos com o aumento da temperatura.

Os inconvenientes dos mancais flexíveis, principalmente os de engrenagens (mais usados) são:

- 1) Possibilidade de falha total se houver falta de lubrificação (por exemplo, entupimento das passagens de óleo devido à poeira);
- 2) Problema associado com o travamento dos dentes do acoplamento, fazendo com que o esforço axial sobre os mancais seja aumentado.

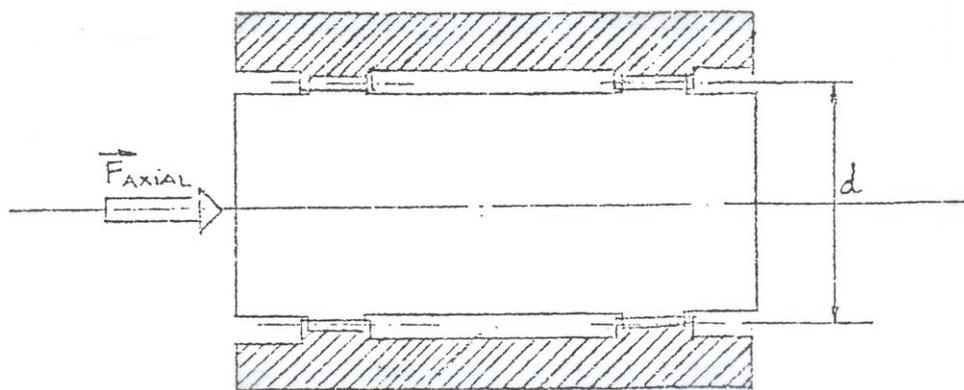


FIG.1.8.9

O esforço axial é calculado como sendo o produto de um coeficiente de atrito pela força normal
$$F_N = \frac{\text{Torque}}{d}$$

$$F_{\text{atrito axial}} = \mu \cdot F_N$$

Para efeito de dimensionamento, o API-617 diz que μ deve ser 0,25 (Esso Basic Practice recomendada 0,3) mas a verdade é que o coeficiente atrito vai crescendo com o uso, devido aos problemas de "pitting" nos dentes das engrenagens.

$$F_{\text{axial}} = F_{\text{atrito axial}} + \Delta f$$

Δf = desbalanceamento hidráulico residual

Por esses inconvenientes e considerando-se a dificuldade de se encontrar no mercado acoplamentos flexíveis para grandes potências e rotações, alguns fabricantes usam acoplamentos rígidos (sólidos), evidentemente neste caso haveria somente um mancal axial para todo o trem de máquinas para permitir que o rotor possa se dilatar em um sentido.

Para compressores acionados a turbina a vapor, o mancal axial pode ser localizado no eixo da turbina. Com compressores acionados através de multiplicadores de velocidade (caso do motor), o esforço axial pode ser transmitido do compressor para o mancal axial do acionador através do uso de um multiplicador, especialmente projetado para transmitir esse esforço.

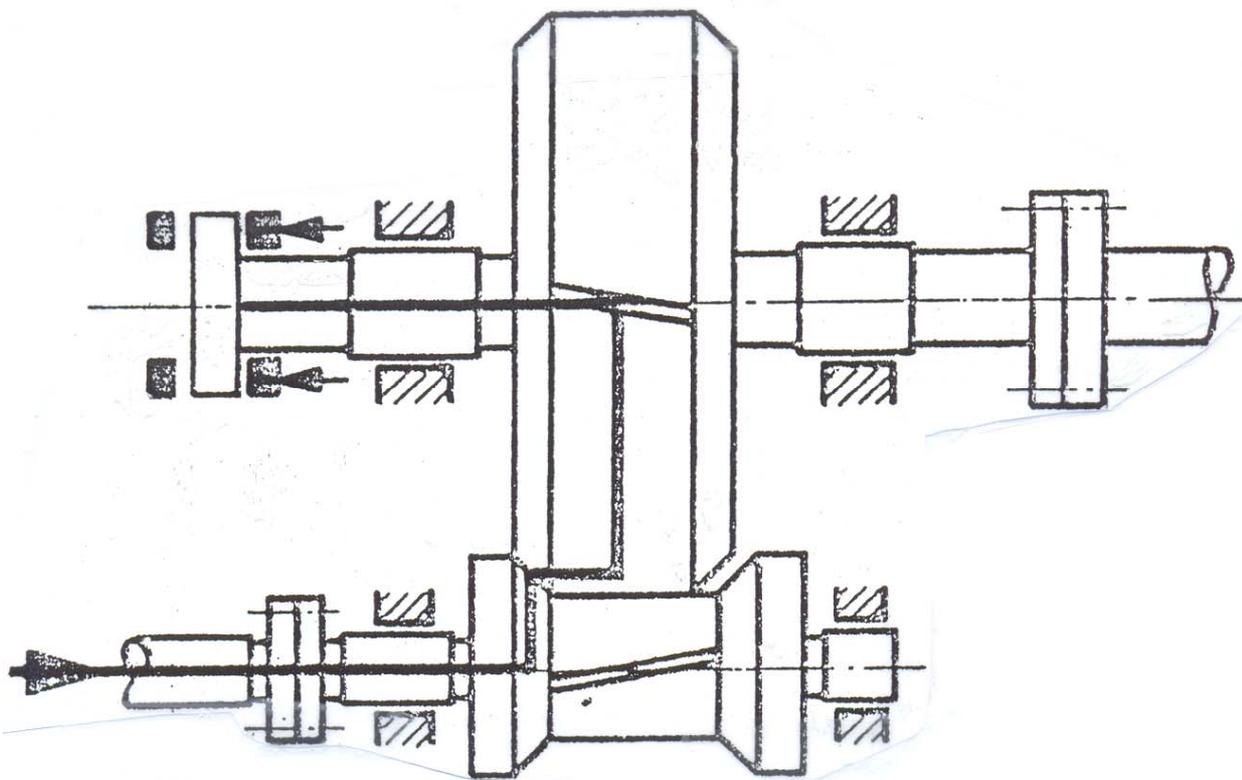


FIG.1.8.10

1.8.4 Seleção de Material

Nas aplicações químicas de um modo geral, cuidados especiais devem ser tomados quando da seleção dos materiais das peças componentes do compressor. Essa seleção depende da natureza do gás comprimido, das condições de operação e se o gás é seco ou úmido.

A tabela anexa nos dá algumas indicações dos materiais de acordo com o gás e a aplicação.

Materials of Construction TABELA 1.8.11

	SERVICE						
	AIR LP	AIR MPR	AIR HP	WET GAS	CORROSIVE GAS	REFRIGERATI ON t ₁ - 40° C	H ₂ - REFORM
CASING	Cast Iron	Nod. Cast	Cast Steel	Cast Iron/ Cast Steel	Cast Iron/ Cast Steel/ Cast Stainless Steel	Cast Ni-Steel	Forged St.
PARTITION WALLS (R)	Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron/ Nod. Cast Iron	Cast Iron	Cast Iron/ Cast Steel/ Cast Stainless Steel	Cast Iron Cast Ni-Steel	Cast Iron
BLADE CARRIER (A)	Nod. Cast Iron	Nod. Cast Iron	Cast Iron/ Nod. Cast Iron	Nod. Cast Iron	Nod. Cast Iron/ Cast Stainless Steel	Nod. Cast Iron Cast Ni-Steel	
SHAFT	SM Steel	SM Steel	SM Steel	SM Steel	SM Steel Stainless St.	Bi-Steel	SM Steel
IMPELLERS ®	Alloy Steel	Alloy Steel	Alloy Steel	Alloy Steel/ Stainless St.	Alloy Steel/ Stainless St.	Alloy Steel/ Ni-Steel	Alloy Steel
BLADES (A)	Alloy Steel	Alloy Steel	Alloy Steel	Alloy Steel/ Stainless St.	Alloy Steel Stainless St.	Alloy Steel/ Ni-Steel	Alloy Steel
SHAFT SEAL	LAB	LAB	LAB	LAB/ F.R./M	LAB + B.G. F.R./M	F.R./M	F.R.

LAB: Labyrinth seals / F.R.: Floating ring seals / M: Mechanical seals / B.G.: Buffer gas

Para a maioria dos gases, a carcaça e os diafragmas não constituem grandes problemas de material porque as tensões nessas peças não são muito grandes. Porém as tensões nessas peças não são muito grandes. Porém as partes rotativas, como impelidores, estão sujeitos a altas tensões e portanto o material deve ser especial. Assim, para estas partes, usa-se em geral aços com 10% a 18% de cromo que dão boa resistência a corrosão e tem como vantagem adicional o fato de que sua resistência mecânica é boa e permite portanto a sua utilização até altas velocidades periféricas.

Existem certos casos, nos quais a utilização de aços liga somente ao cromo não satisfaz, devido a alta agressividade do gás, nesses casos se fazem necessárias adições de níquel e molibdênio. Esses aços são particularmente resistentes ao ataque de H_2 , mas tem como uma menor resistência mecânica, necessitando portanto trabalhar com velocidades periféricas menores. Além disso, esses materiais mais nobres encarecem evidentemente o custo da máquina.

Uma outra aplicação muito importante é nos casos em que temos H_2S no gás, o que pode provocar corrosão sob tensão.

Em compressores que trabalham com gases ricos em H_2 a altas pressões e temperaturas, existe a possibilidade da difusão do hidrogênio atômico através do aço causando o fenômeno de empolamento por hidrogênio ("hidrogen embrittlement"). Resumidamente, o que acontece é que o hidrogênio combina-se com o carbono do aço, formando metano que tem molécula maior que o átomo do hidrogênio. Com isso, esse metano não consegue mais difundir-se através do aço, criando uma zona de alta pressão dentro do aço, o que pode causar a desintegração do material. Por isso, o carbono de aço nestas aplicações deve ser combinado com elementos formadores de carbonatos tais como: cromo, vanádio e molibdênio.

Em compressores em que existe o resfriamento intermediário, cuidados devem ser tomados para evitar condensação e mistura desse condensado com impurezas, como por exemplo SO_2 que causariam ataque do material.

Para evitar estes problemas, seria adequado trabalhar com temperatura da água de refrigeração mais alta para evitar que o ponto de orvalho seja atingido, o material usado deve ser especial para resistir a corrosão, e o sistema de eliminação de condensado deve ser eficiente.

RELAÇÃO DE MATERIAIS NORMALMENTE UTILIZADOS

TABELA 1.8.12

COMPONENTE	MATERIAL
CARCAÇA BAIXA PRESSÃO	Aço fundido ou ferro fundido modular
ALTA PRESSÃO	Aço fundido ou aço forjado
EIXO	Aço carbono (AISI-C1045), aço inoxidável 18-8, aço liga AISI- 4340 forjado
IMPELIDOR (DISCO, TAMPA E PALHETAS)	Forjados: SAE 1040, 1045, ASTM a-294 B-4, aço inoxidável 18-8 ou AISI 4340
REBITES	Aço AISI tipo 410, ou como acima
DIAGRAMAS NÃO RESFRIADOS	Ferro fundido, ASTM - A48 - CI 30
RESFRIADOS	Ferro fundido, ASTM - A48 - CI 30
PALHETAS GUIAS NA SUCCÃO	Ferro fundido, ASTM-A48 - CI 30
LUVAS DE EIXO	Aço AISI 1010, ou aço liga
LABIRINTOS (INTERNOS, EIXO)	Alumínios, chumbo (ASTM-B-23 G8 alto chumbo) ou aço inoxidável
SELOS	Bronze, carbono ou metal branco
MANCAIS (RADIAL,AXIAL)	Corpo de aço revestido com metal branco (babbit)

1.9 sistemas de selagem e Lubrificação

COMPRESSORES DINÂMICOS EM GERAL

Basicamente os tipos de selagem utilizados podem ser:

1.9.1 Para Aplicações de Baixas Pressões

1.9.1.1 Labirintos

Usados principalmente para compressores de ar (por exemplo, sopradores centrífugos ou axiais para indústria siderúrgica ou unidades de craqueamento catalítico de petróleo).

É um sistema bastante barato, mas que permite um certo vazamento de gás para atmosfera, e por isso mesmo só pode ser usado em compressores de ar ou gases baratos, não tóxicos e não inflamáveis. (Ver figura anexa).

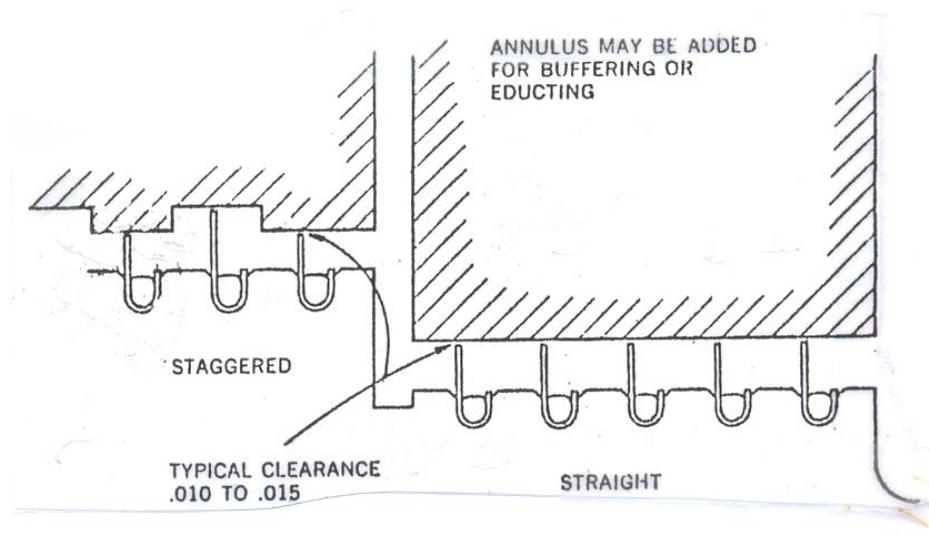


FIG.1.9.1

1.9.1.2 Anéis de carvão

Uma segunda alternativa para os casos de selagem mais simples e de compressores de baixas pressões, seriam os anéis de carvão (ver figura anexa), que podem ser adaptados para funcionamento com injeção de gás inerte ou mesmo óleo como auxiliar de vedação nos casos de maior responsabilidade.

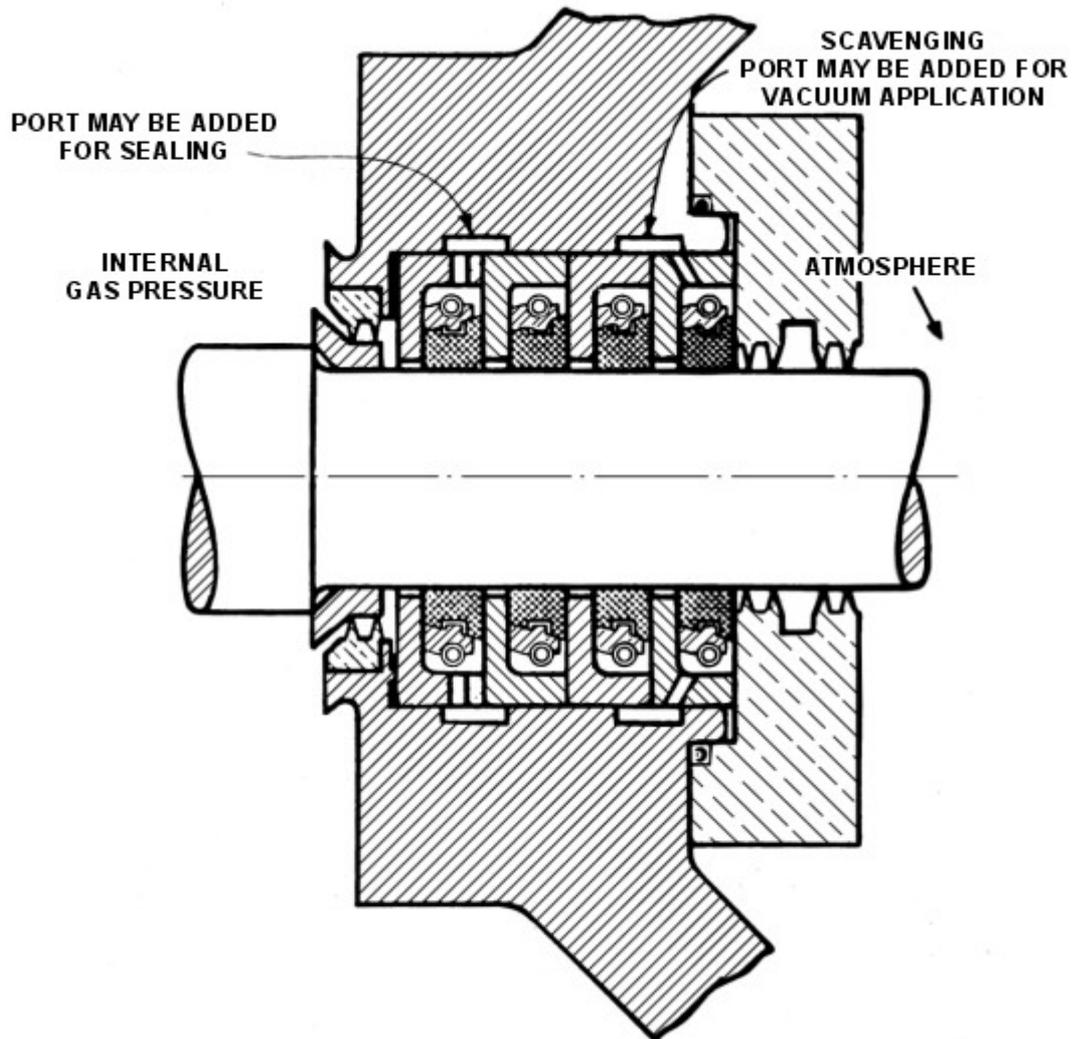


FIG.1.9.2

1.9.1.3 Labirintos com injeção de gás inerte

Usados em sistemas em que não se pode admitir qualquer vazamento, como por exemplo, nos casos em que se comprime gases tóxicos ou inflamáveis.

O sistema consiste em injetar-se gás inerte numa câmara entre duas seções de labirintos, conforme figura abaixo.

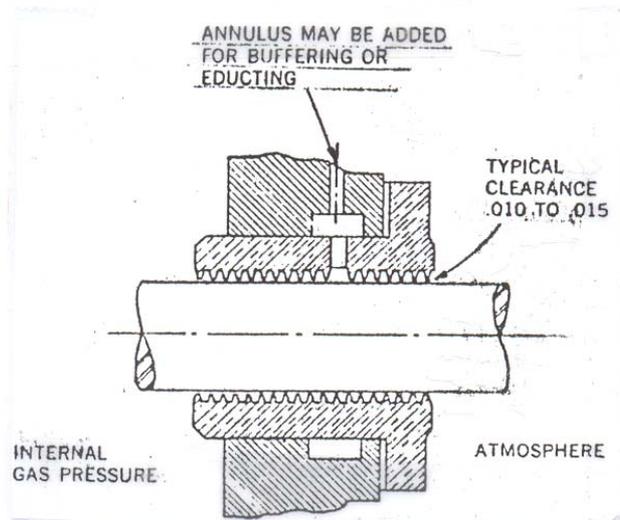


FIG.1.9.3

O gás é injetado a uma ligeiramente superior à reinante no compressor de tal maneira que existe um pequeno fluxo de gás inerte para dentro do compressor. A outra parte do gás escoará livre de contaminação para a atmosfera.

Esse sistema exige portanto, uma fonte de gás inerte confiável e barata, além de um sistema de controle de diferença de pressão entre o gás inerte e a pressão do gás no interior do compressor.

A grande vantagem desse sistema é o custo relativamente baixo, comparado com o sistema de selagem a óleo que veremos a seguir.

O gás usado como auxiliar de vedação pode ser nitrogênio ou um gás qualquer de processo seco, não corrosivo, do qual possa-se tolerar um pequeno vazamento para a atmosfera.

1.9.1.4 Labirintos com ejetor

Apresenta mais ou menos as mesmas vantagens do sistema de injeção de gás inerte, ou seja, a simplicidade (poucos componentes mecânicos) e baixo custo.

Consiste basicamente de um ejetor retirando uma pequena quantidade de gás de uma câmara entre duas seções de labirintos de maneira a manter pressão baixa e garantir que não haverá vazamento para atmosfera, conforme esquema a seguir.

ST 041.0700 - 2

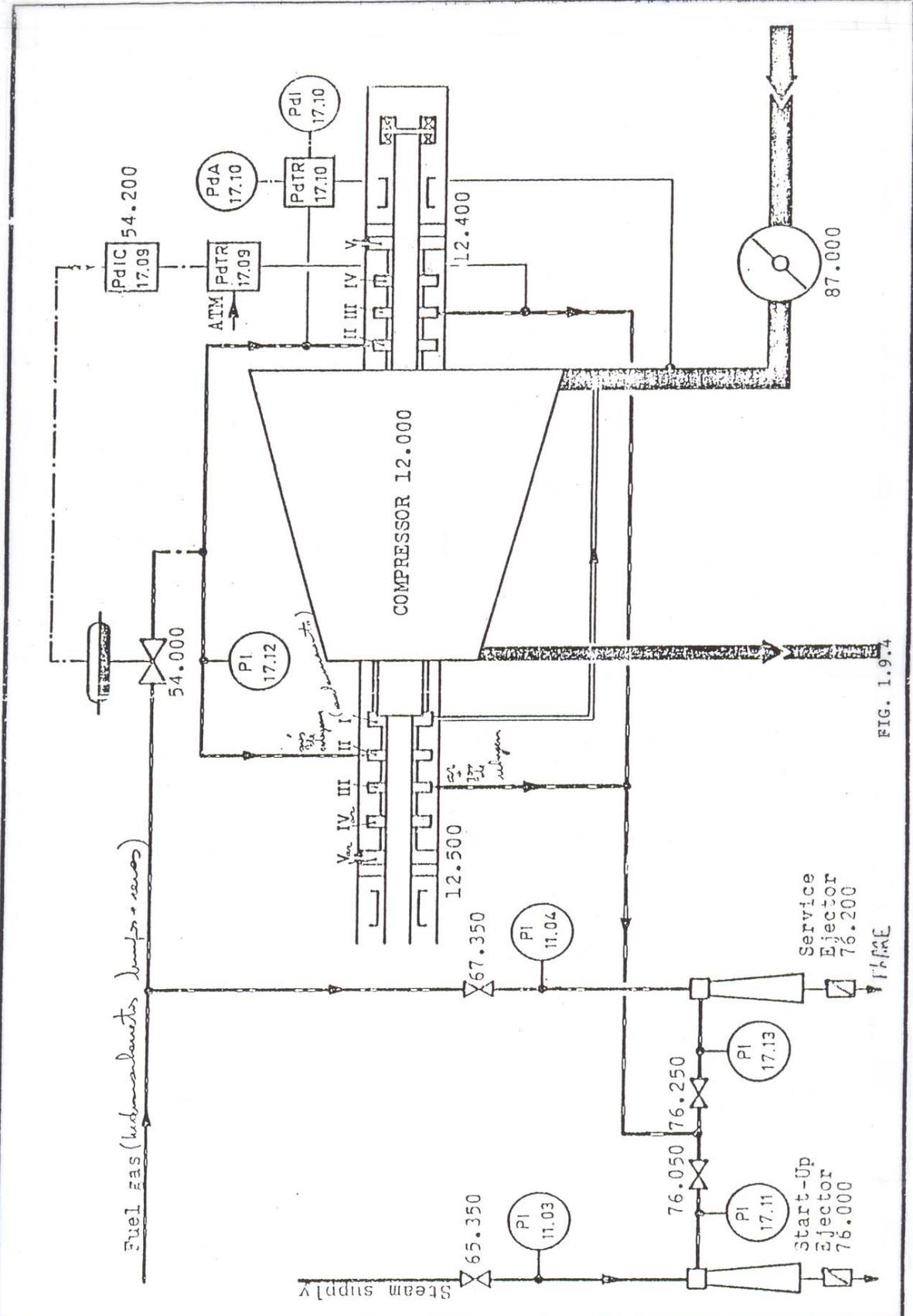


FIG. 1.9.4

	Brown Boveri - Sulzer Turbomaschinen	Anzahl Blatt: 4	Blatt Nr.: 4	4-678 039b
--	--------------------------------------	-----------------	--------------	------------

Necessita, no entanto, de gás limpo e seco além de provocar uma certa perda do gás motor que sai misturado com o ar e deve ser jogado para chaminé ou "flare".

1.9.2 Para aplicações de altas pressões - filme de óleo

Tem sido este o sistema mais usado nos compressores de unidades de F.C.C. em refinarias de petróleo. Consiste basicamente de injeção à óleo à pressão um pouco maior do que o gás, numa câmara intermediária, escoando parte do óleo sem contaminação de volta ao reservatório (sistema fechado) e a parte que entra em contato com o gás sai pela linha de drenagem.

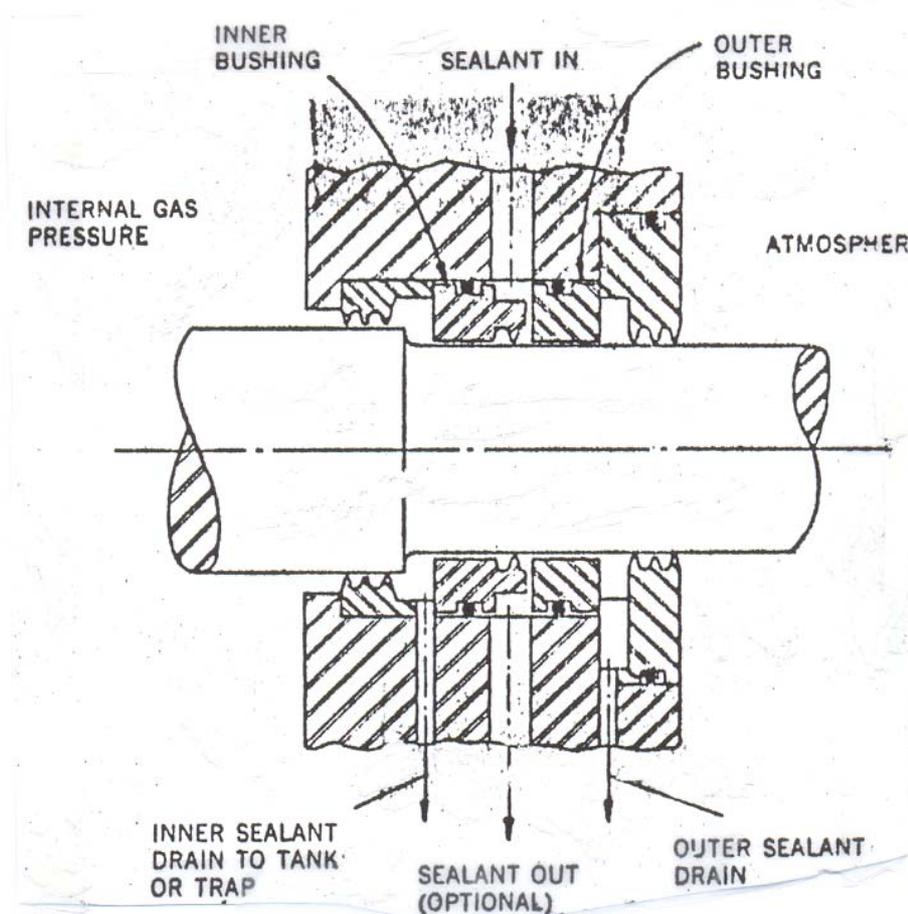
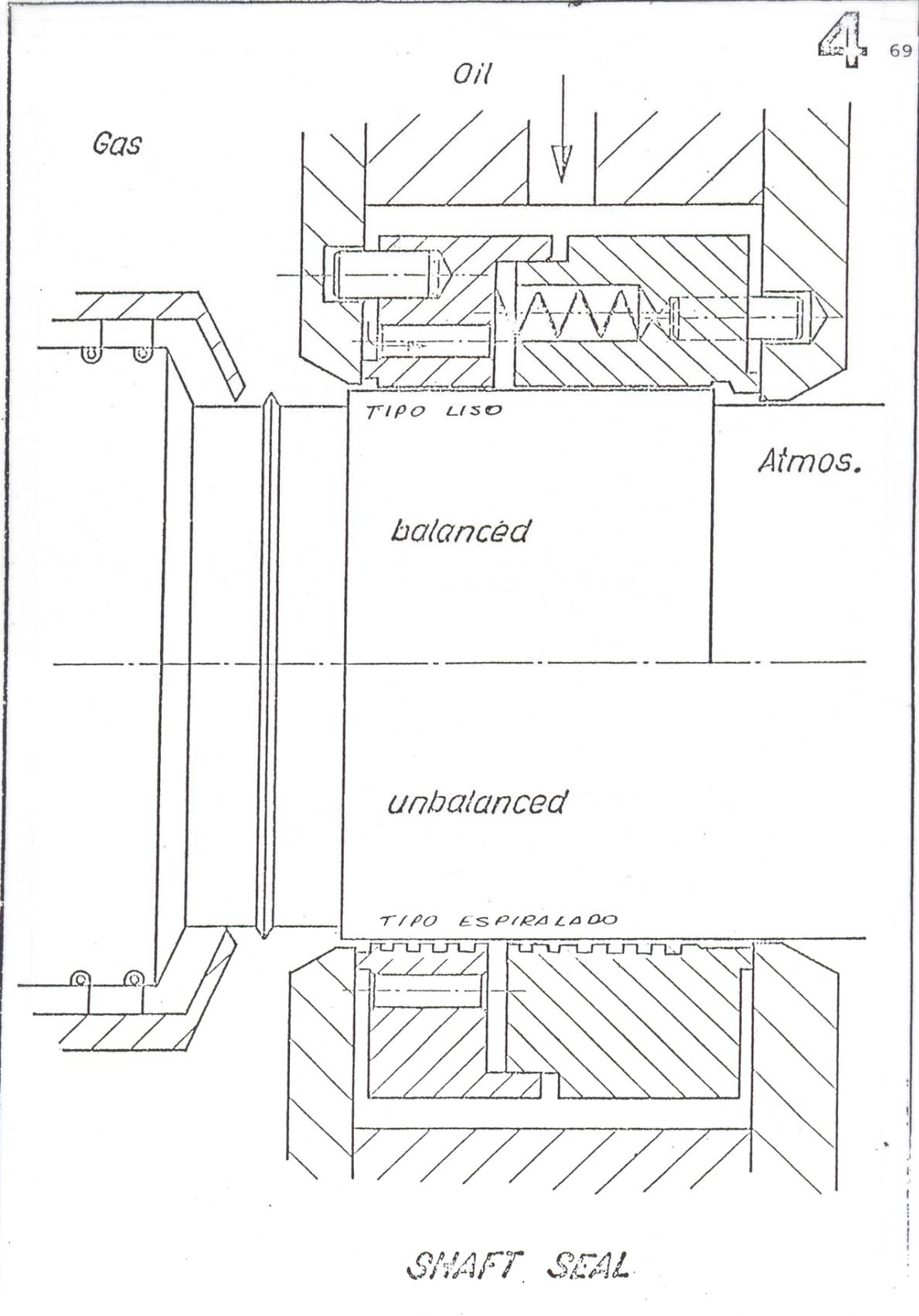


FIG. 1.9.5



Brown Boveri-Sulzer Tu. bombachina AG 15/12/71	Anzahl Blatt	Blatt Blatt	4 - 751252
---	-----------------	----------------	------------

Evidentemente, a diferença de pressão Δp entre óleo e gás é mantada constante através de um sistema de controle de nível (ver esquema anexo) e quando maior o Δp usado, maior será o consumo de óleo (óleo contaminado).

Os elementos de selagem neste tipo de sistema podem ser:

- anéis flutuantes (floating rings)
- selos mecânicos (mechanical seals)
- variações dos modelos acima, dependendo do fabricante do compressor

O sistema com anéis flutuantes consiste na montagem de vários anéis colocados em série com folga da ordem de 2,0 mm em relação ao eixo, permitindo a formação de um filme de óleo entre o anel e o eixo, com um ligeiro escoamento desse óleo até encontrar com o gás na câmara de coleta do gás de referência.

Os anéis são construídos em geral com aço carbono revestido de metal patente (metal branco ou "babbit") e pode ser projetado basicamente de duas maneiras: liso e espiralado.

O objetivo da construção espiralada é fazer com que a espiral tenha um certo efeito de bombeamento contrário ao fluxo de óleo, aumentando assim a perda de carga do escoamento e diminuindo o consumo de óleo que nesse tipo de selagem é muito alto.

Por outro lado, a folga entre o anel e o eixo faz com que esta selagem seja menos sensível a problemas de vibração e alta velocidade periférica que os selos mecânicos. Além disso, seu custo inicial é menor.

Já os selos apresentam um consumo de óleo muito menor que os anéis flutuantes e possuem um consumo nulo quando o compressor está parado. Em compensação, são mais caros e mais sensíveis à vibrações.

Em geral o limite de velocidade periférica para aplicações de selos mecânicos fica em torno de 90 m/s, a não ser casos especiais, com projetos mais sofisticados que podem trabalhar com velocidades periféricas maiores.

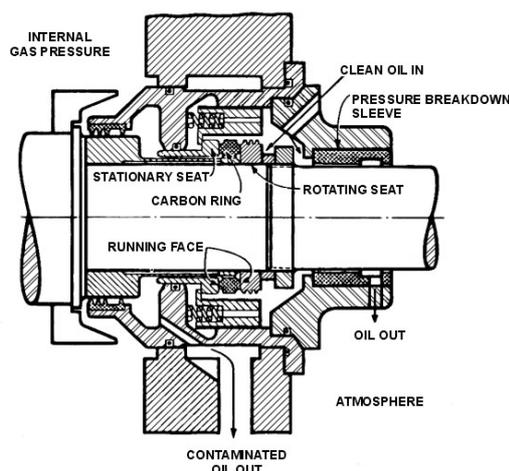


FIG.1.9.7

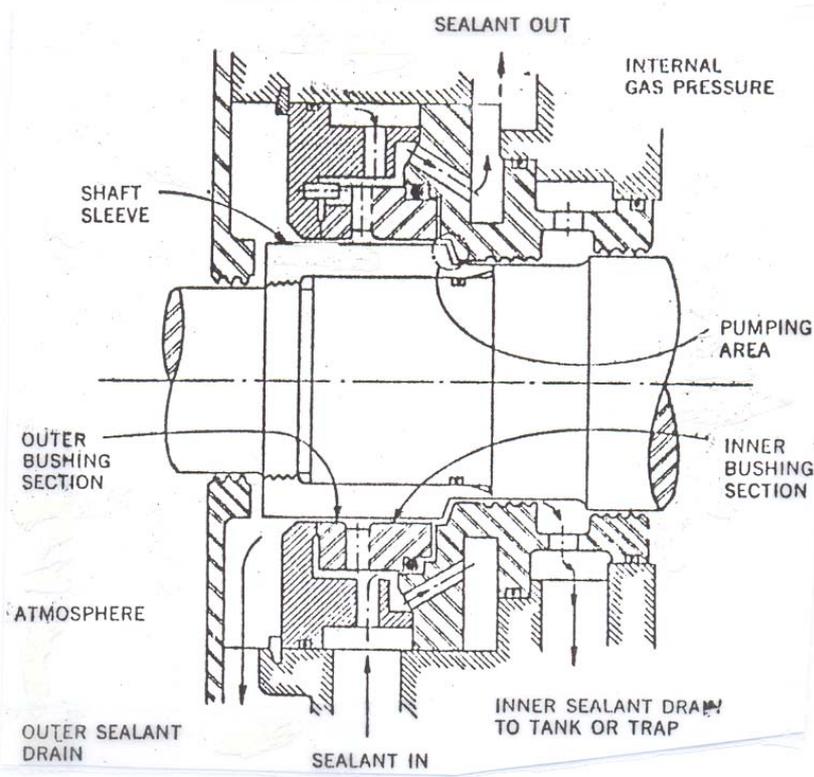


FIG.1.9.8

Exemplo comparativo do consumo de óleo x rotação para diversos elementos de selagem para um dado diâmetro de eixo Δ_p .

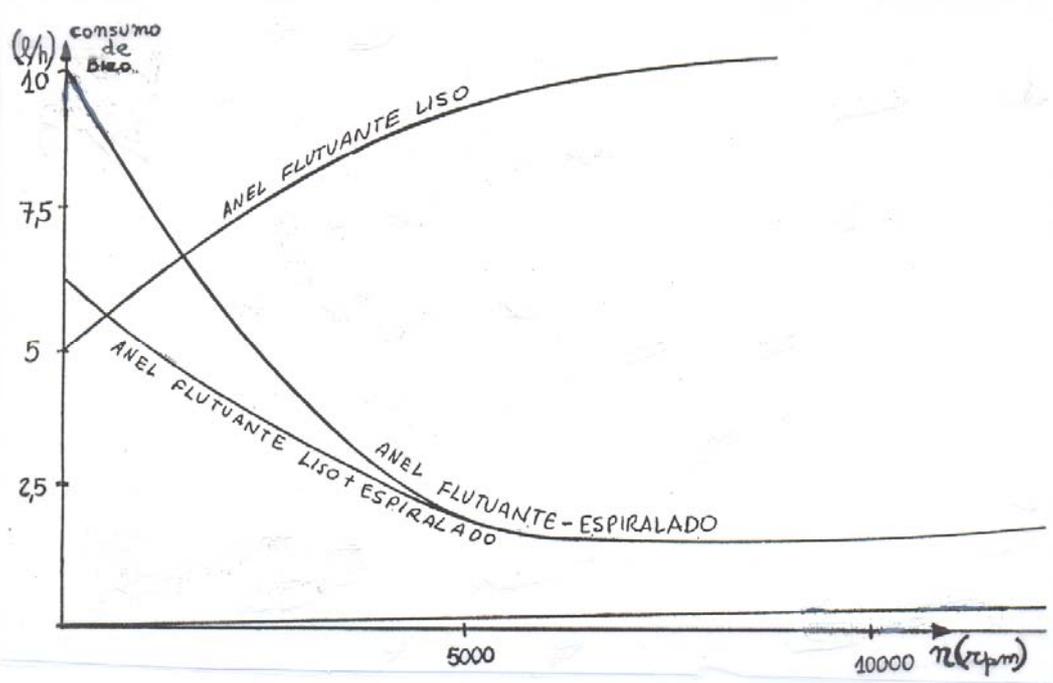


FIG.1.9.9

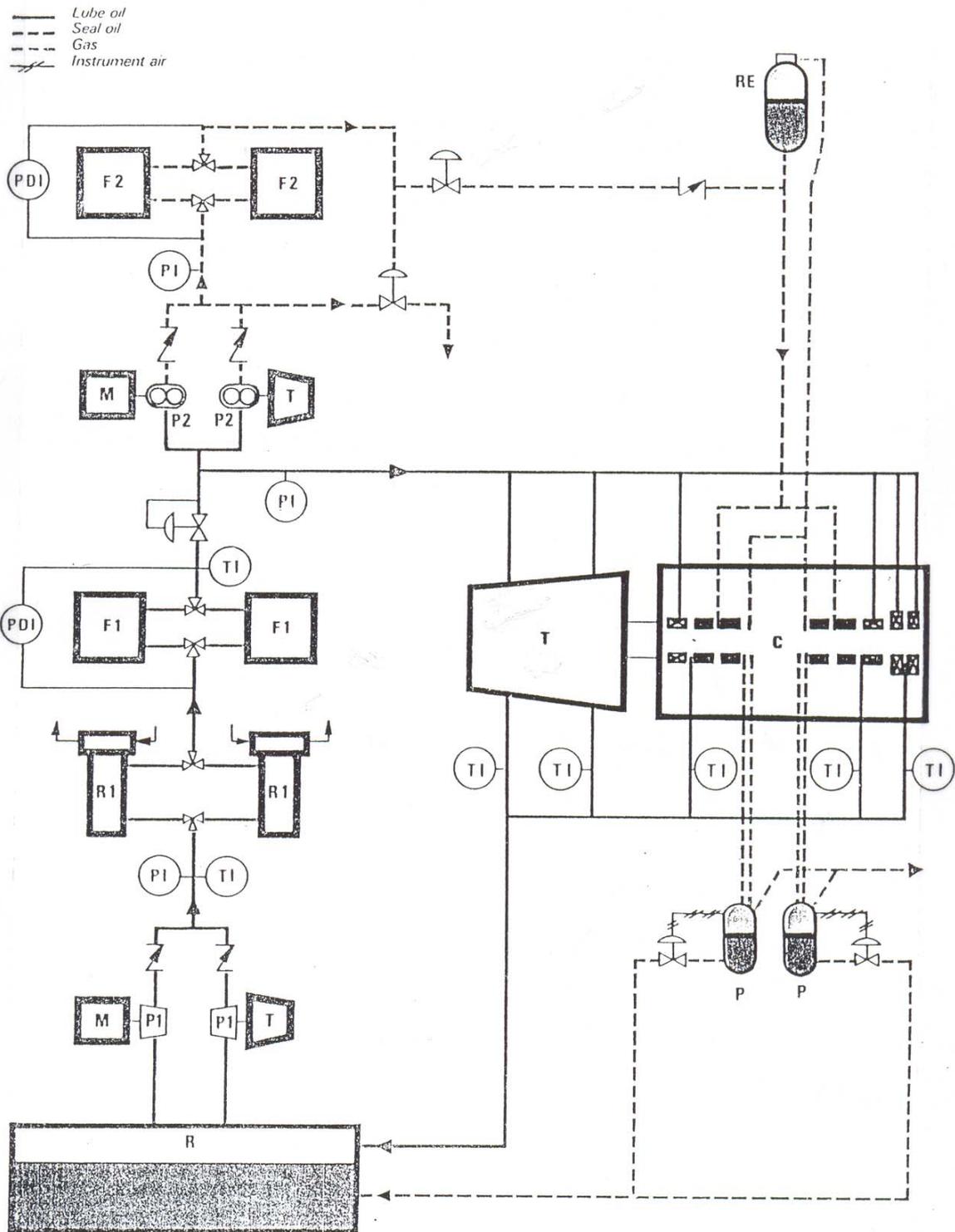
1.9.3 Sistemas de óleo de selagem e lubrificação

O sistema de selagem com injeção de óleo pode ser visto nos diagramas anexos, aparecendo o sistema de selagem ora isolado, ora combinado com os sistema de lubrificação.

O sistema de selagem separado do sistema de lubrificação aumenta de maneira sensível a segurança operacional, evitando a contaminação do óleo lubrificante pelo gás. No entanto, essa separação aumenta brutalmente o custo da máquina, devido à necessidade de dois sistemas completos de óleo, com bombas, filtros, resfriadores, reservatórios, etc.

O Δp entre a pressão do óleo de selagem e do gás de referência é controlado através de uma coluna de óleo cujo nível é controlado num tanque elevado através do posicionamento da válvula de controle à saída da bomba como mostra a figura seguinte.

combined lubricating and sealing system



Legend for flow sheets 1 - 2 - 3

- | | | | |
|------------------------|----------------------|-----------------------------------|----------------------|
| t - Turbine | R1 - Lube oil cooler | PDI - Differential pressure gauge | F1 - Lube oil filter |
| C - Compressor | R2 - Seal oil cooler | M - Electric motor | F2 - Seal oil filter |
| R - Main oil tank | TI - Thermometer | P1 - Centrifugal pump | P - Trap |
| RE - Overhead oil tank | PI - Pressure gauge | P2 - Positive displacement pump | |

FIG. 1.9.10

Notamos no esquema anterior, a existência de um contato do óleo com o gás. Isto não é conveniente no caso do sistema combinado de lubrificação e selagem, pois a contaminação do óleo poderia levá-lo a perder viscosidade e propriedades lubrificantes, tornando a lubrificação dos mancais diferente. A solução seria a utilização de um tanque que evitasse a contaminação, como por exemplo o tipo "bladder", ou a utilização de um sistema misto de injeção de óleo e gás inerte, utilizando tanque elevado normal.

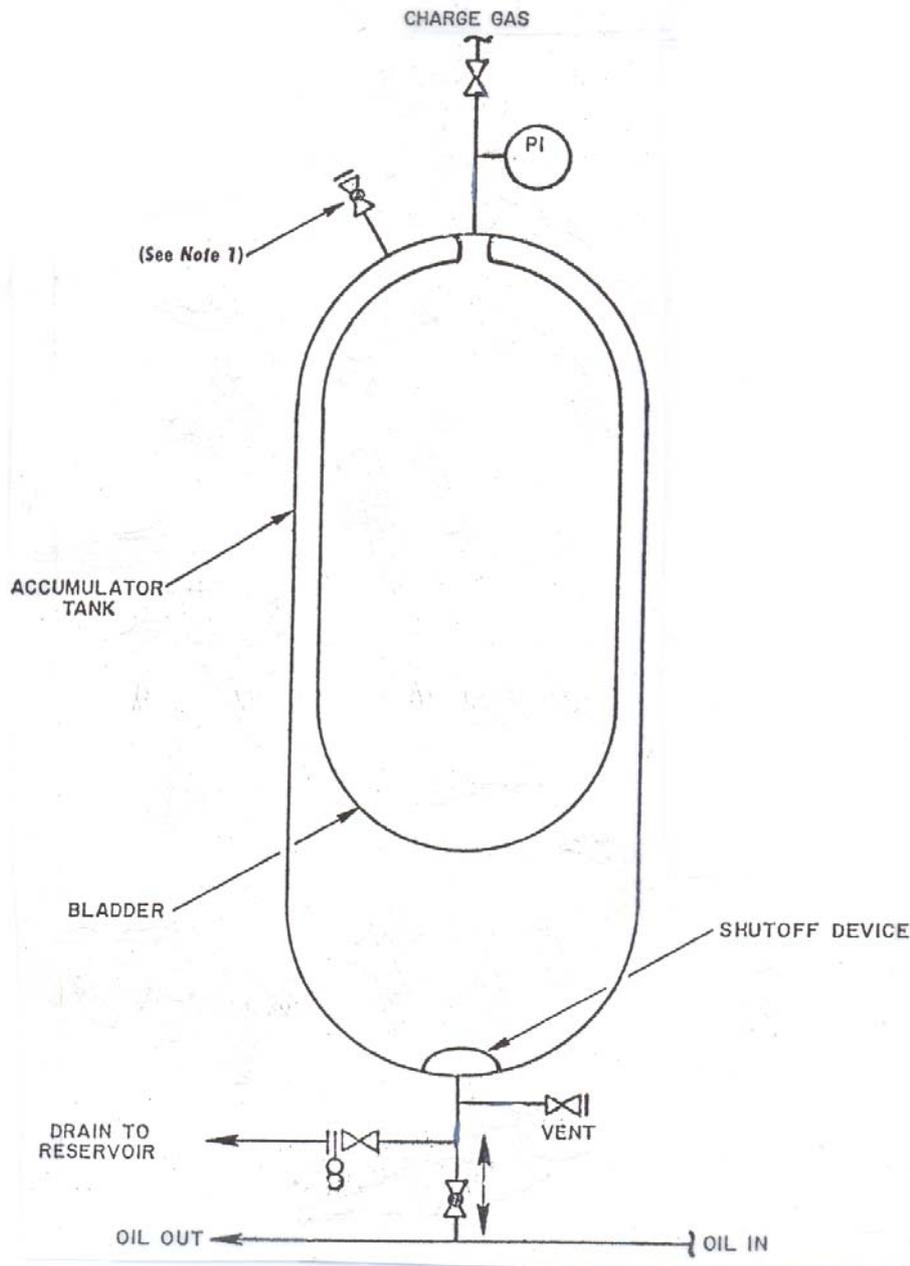


FIG.1.9.11

Quanto ao sistema de lubrificação em si, os "standards" do "American Petroleum Institute" exigem que a bomba principal de óleo seja acionada por turbina a vapor, enquanto a bomba reserva deve ser acionada a motor elétrico. O API recomenda ainda um reservatório de óleo para permitir que uma certa quantidade de óleo vá para o mancal enquanto a máquina desacelera quando de uma falta súbita de vapor e/ou eletricidade.

Alguns fabricantes preferem usar bomba principal de óleo acionada pelo próprio eixo do compressor ou acionador, com bomba auxiliar acionada a turbina ou motor elétrico, evitando assim o uso do tanque elevado, pois mesmo durante a desaceleração, haveria uma certa quantidade de óleo sendo jogada nos mancais, quantidade essa que vai diminuindo com a rotação do compressor. Esse sistema tem evidentemente um custo menor, mas tem a desvantagem de, no caso de avaria na bomba principal de óleo, ser necessária uma parada do compressor.

Shaft seals

Labyrinth and Dry Carbon Ring

One of the most important differences between air and gas compressors is in the area of sealing. Air compressors usually employ simple labyrinth seals. More elaborate sealing systems are required, however, when dealing with process gases which may be explosive, corrosive, toxic, too expensive to lose to the atmosphere, or which simply must not be contaminated with air.

Function of compressor seals is to isolate the gas stream from the atmosphere and from the journal bearings. Depending upon the application, the seals may be either dry, (labyrinth, or carbon ring type), or of positive design employing seal oil. All seals may employ the ejection or injection of buffer gases.

Whatever the application, or the gas being handled, Elliott offers a wide variety of service-tested seals appropriate to the job. These range from the simple labyrinth seal to the extremely versatile and positive Elliott Iso-Seals.

Some of the more commonly-used Elliott shaft seals are briefly described on the following pages. Your Elliott representative can furnish de-

tailed information on these or the many special modifications of these basic sealing systems.

Labyrinth

This comparatively simple seal system is commonly used in low pressure air compressors or for process gas applications where leakage can be tolerated. If complete separation from atmosphere is required, ported internal passages can be provided to permit the injection or ejection of a buffer gas, or a combination of injection and ejection.

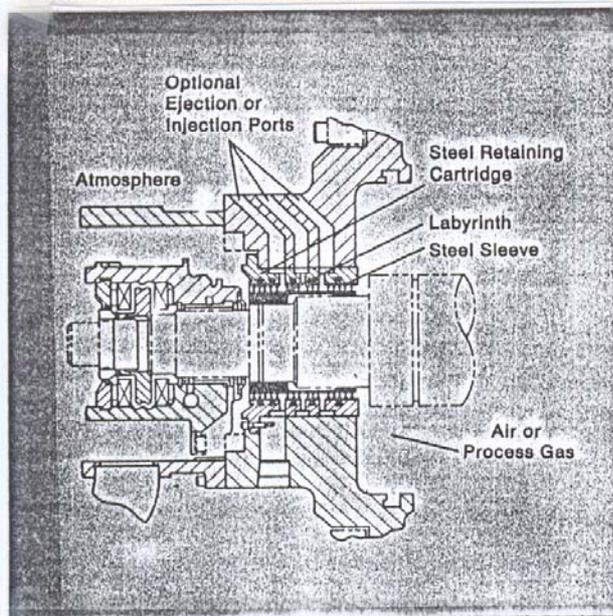
Note that a replaceable steel sleeve is mounted on the shaft. Sealing is achieved by the stationary fins which are mounted on a removable steel liner and operate in close tolerance with the sleeve. Depending upon process requirements, many variations are available. For example, the labyrinth may be stepped or interlocking.

Dry Carbon Ring

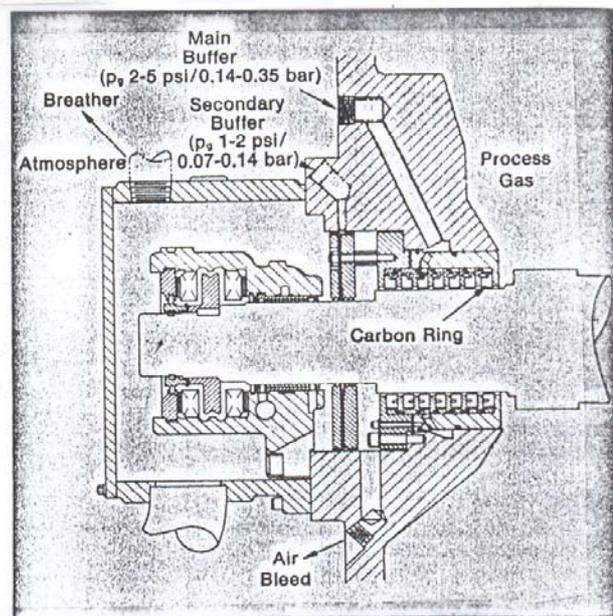
This variation of the dry seal employs carbon ring contact surfaces instead of labyrinths. It is best applied where the gas being handled is clean. The seal consists of several high-quality

carbon rings positioned by stainless steel spacers and axial springs.

This is a low-leakage type seal. It can be arranged with buffer gas which will effectively separate the gas in the compressor from the atmosphere. The fine clearances of the carbon ring design will hold consumption of the valuable buffer gas to a minimum. Carbon rings can be replaced conveniently without lifting the compressor casing. These seals have proven to be especially suitable for multistage centrifugals handling chlorine.

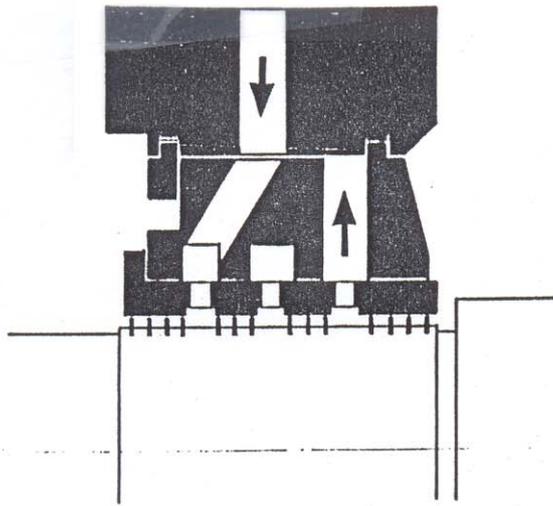


Labyrinth Seal

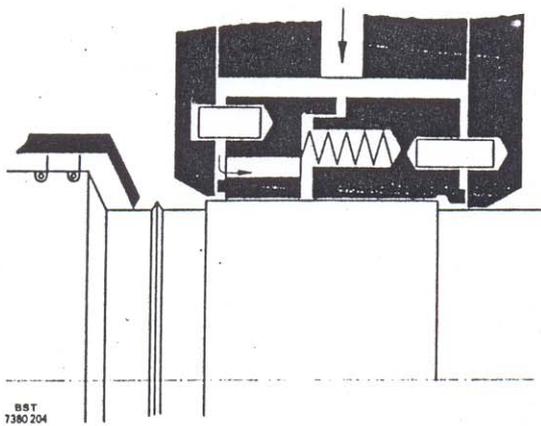


Dry Carbon Ring Seal

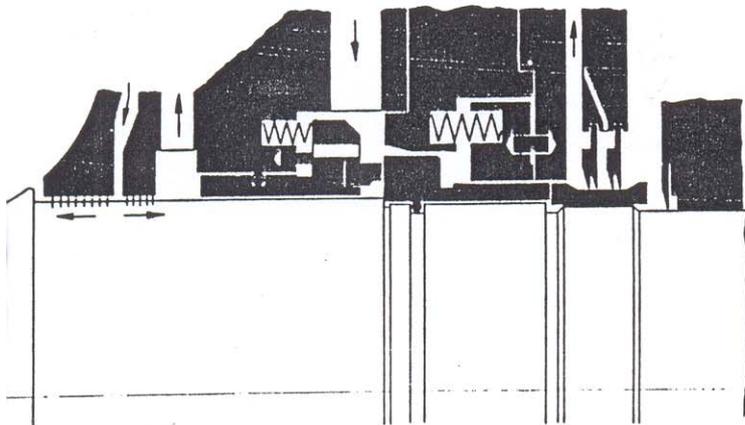
FIG.1.9.12



a) labyrinth seals



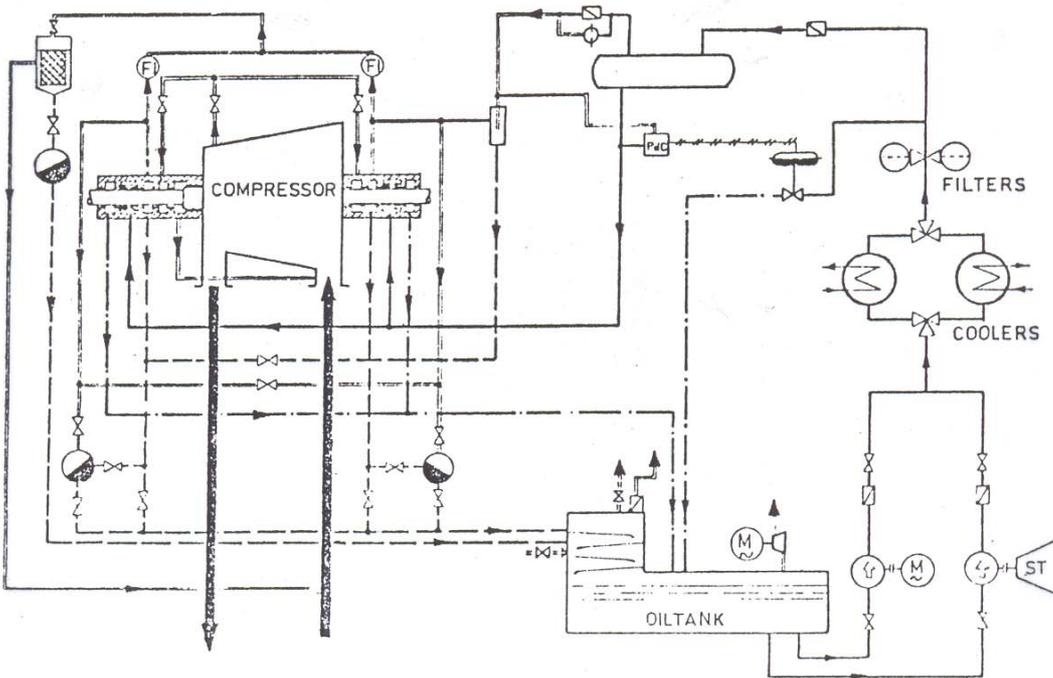
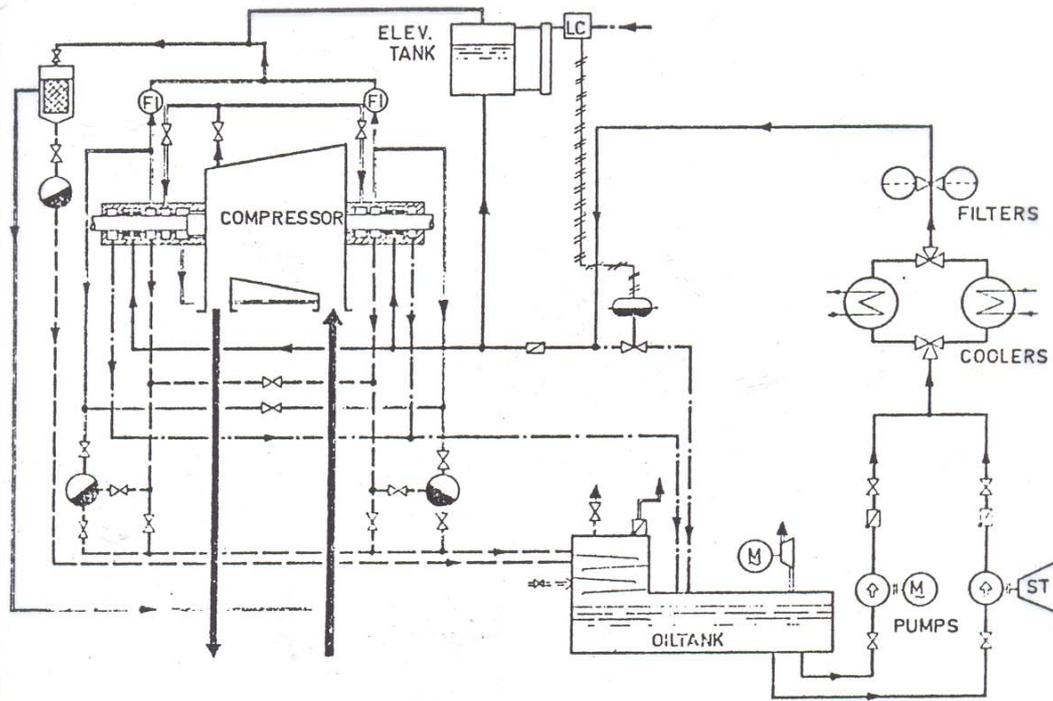
b) floating ring seals



c) mechanical seals

Shaft seals for SULZER Turbocompressors.

FIG.19.13



== process gas — seal oil
 --- instr. air - - - clean oil return
 - - - purge gas - - - contaminated oil

Schematic flow sheets of seal oil systems:

above: elevated seal oil tank with level control
 below: differential pressure control.

FIG.1.9.14

The Iso-Carbon seal

(low and medium pressure)

For applications where no gas leakage can be tolerated, this highly refined, positive seal has been proved in hundreds of process gas compressor installations. The Iso-Carbon seal is in use on more than 700 machines and has accumulated over 4,000 compressor-years of service in both clean and dirty gas service.

Pressurized seal oil (normally supplied from the combined seal and lube oil system) is injected into the seal as shown. Between the seal oil area and the gas zone is a metal-reinforced carbon ring. The ring is sandwiched between a stationary seal ring and a rotating seal ring. The sealing face of each of these elements is ground and lapped to a flatness of unusual accuracy, measured in light bands.

Because the carbon ring is symmetrical, no net axial thrust is imposed on the ring due to variations in oil or gas pressure. The system of springs acting through the stationary sleeve thus can apply an accurately controlled, fixed pressure between the three elements.

A slight flow of seal oil takes place through the seal faces toward the gas

zone preventing any outward flow of gas. This flow, which is recoverable and does not enter the main gas stream, is from 5 gallons (19 litres) per day depending on size of machine. It serves continually to flush the seal faces, discouraging the encroachment of damaging abrasives. A series of orifices around the circumference of the seal direct cooling jets of oil

against the carbon ring. Actual installations have shown that even hydrogen does not pass the carbon seal and enter the oil.

In the outboard direction, a floating ring (or a series of rings, if seal oil pressure demands it) breaks down seal oil pressure to atmospheric pressure.

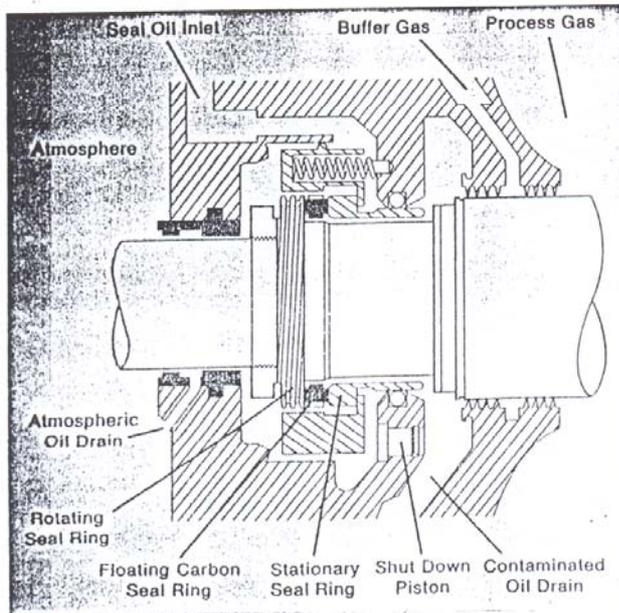
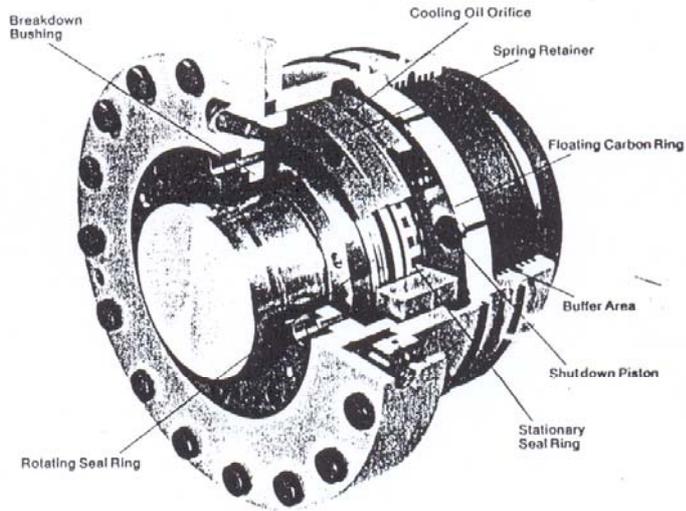
A variation of this seal has been applied using water instead of oil as a sealing medium.

Automatic Shutdown

During idle periods, automatic devices will permit the seal oil system to be shut down even though the compressor is still pressurized. Shutdown pistons automatically lock the seal ring when the gas pressure in the compressor exceeds seal oil pressure. This feature is ideal where liquid condensate may fill the machine, which is one reason why the Iso-Carbon seal is so popular in refrigeration service.

Provision for Buffering

External buffer gas connections are furnished as standard on all machines. When there is a preference for keeping the process gas isolated from the oil or seal parts, sweet gas can be injected between the process gas and the seal. Since very low differential pressures are involved, the consumption of sweet gas is small.



Iso-Carbon Seal

FIG.19.15

Shaft seals

This is a positive liquid film seal suitable for very high pressure requirements where process gas must be confined within the compressor.

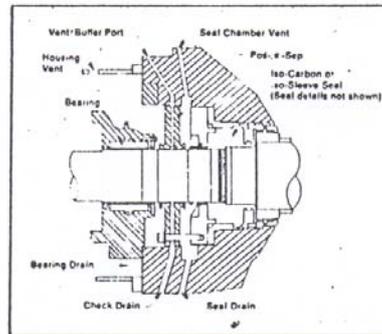
Effective sealing is accomplished by feeding pressurized seal oil through the seal oil inlet. Most of this oil is broken down to atmospheric pressure by a series of babbitted, floating breakdown sleeves. The oil is returned to the clean oil reservoir. The remaining oil is forced through a close clearance sleeve into the suction pressure zone, where it opposes the outward leakage of process gas and keeps the gas in the compressor. This oil is discharged via the contaminated oil drain. There it is reclaimed or discarded.

Where required, the process gas can be completely separated from the seal oil by injection of buffer gas. Buffer gas in contact with the oil and oil vapors will be removed with the contaminated seal oil.

For seals designed for high pressures but requiring lower oil pressures (during start-up, for example), it is possible to inject oil between the floating breakdown seal sleeves. This optional oil injection opening

will provide adequate cooling for the outboard breakdown sleeve in case of low differential pressure across the breakdown seal.

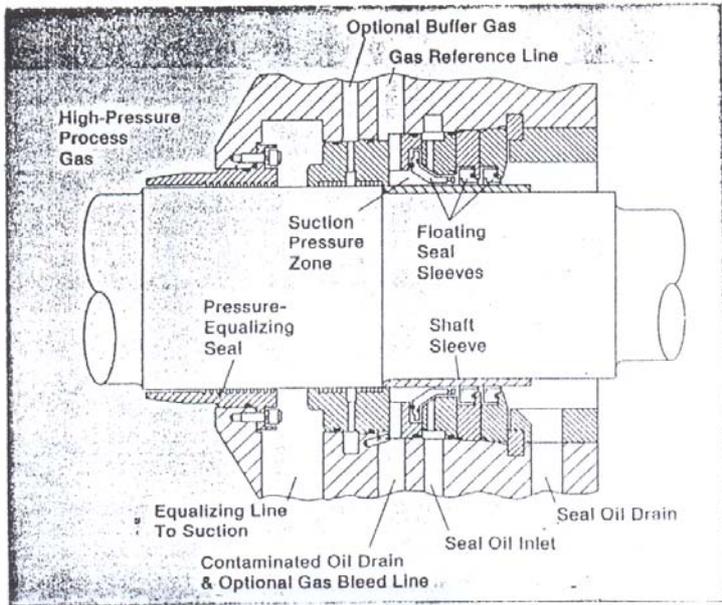
Elliott POS-e-SEP™ Oil Barrier
For sour gas compressor installations requiring separate lube and seal systems with absolute separation of oil streams. Elliott offers the unique Pos-e-Sep device.



The Pos-e-Sep oil barrier has a double "wind-back" thread-type labyrinth separated by a center annulus. The "wind-back" threads are oriented such that rotation of the shaft creates a pumping action along the shaft away from the center annulus in both

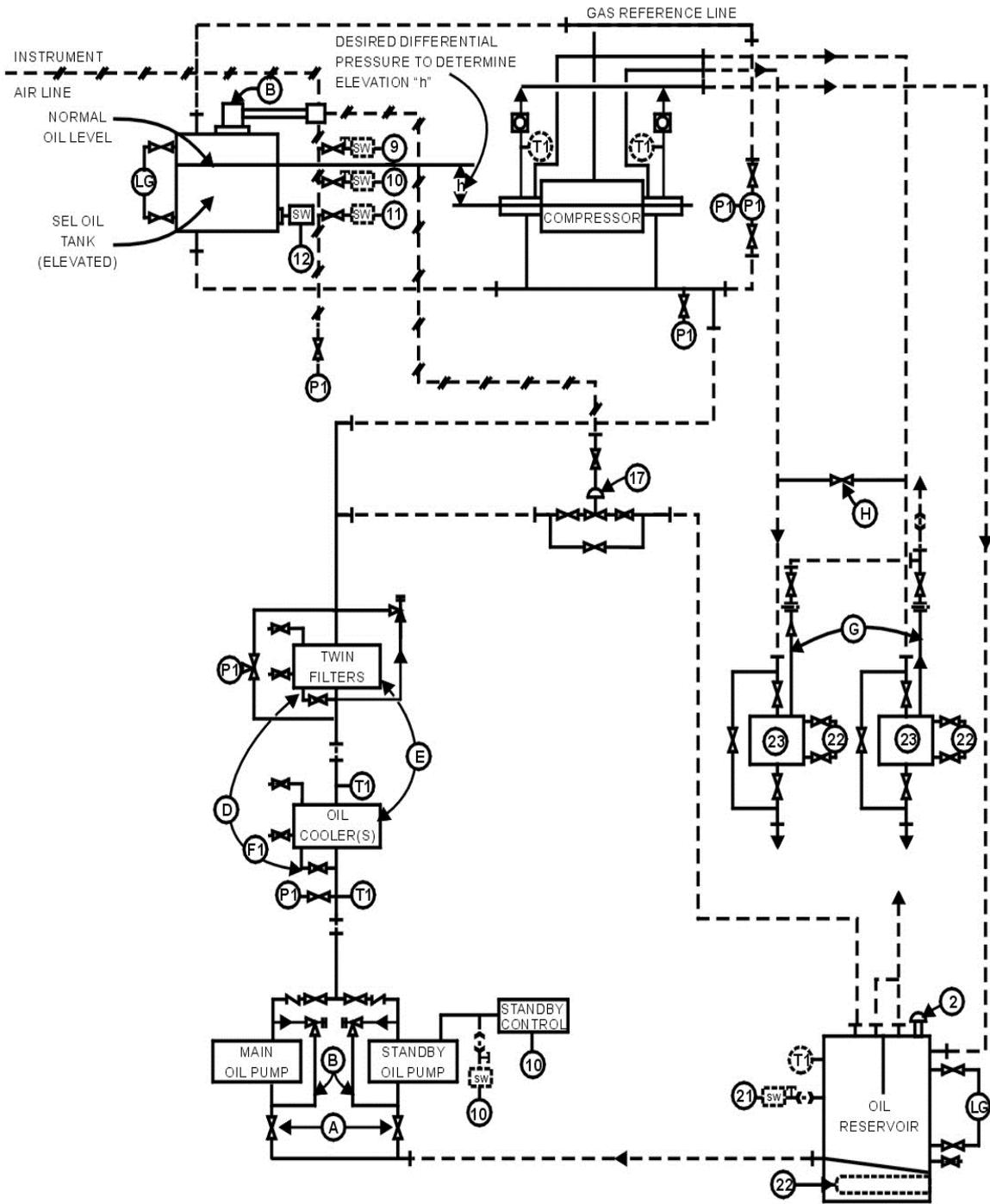
directions. The annulus connects at top dead center with the vent/buffer port. This port is normally furnished with a simple breather cap, which permits the "wind-back" to induce an air buffer flow in both directions. Should oil from either side somehow get to the center annulus, it will collect in the check drain which leads from the center annulus at bottom dead center. The bearing and seal chambers are vented to prevent pressure buildup.

The amount of check drain oil will vary from zero to a few drops per hour. This can be run to a simple collection vessel for monitoring, or it can be run directly to the seal oil reservoir. Either way, the customer is assured that no sour seal oil will find its way to the bearing oil system.



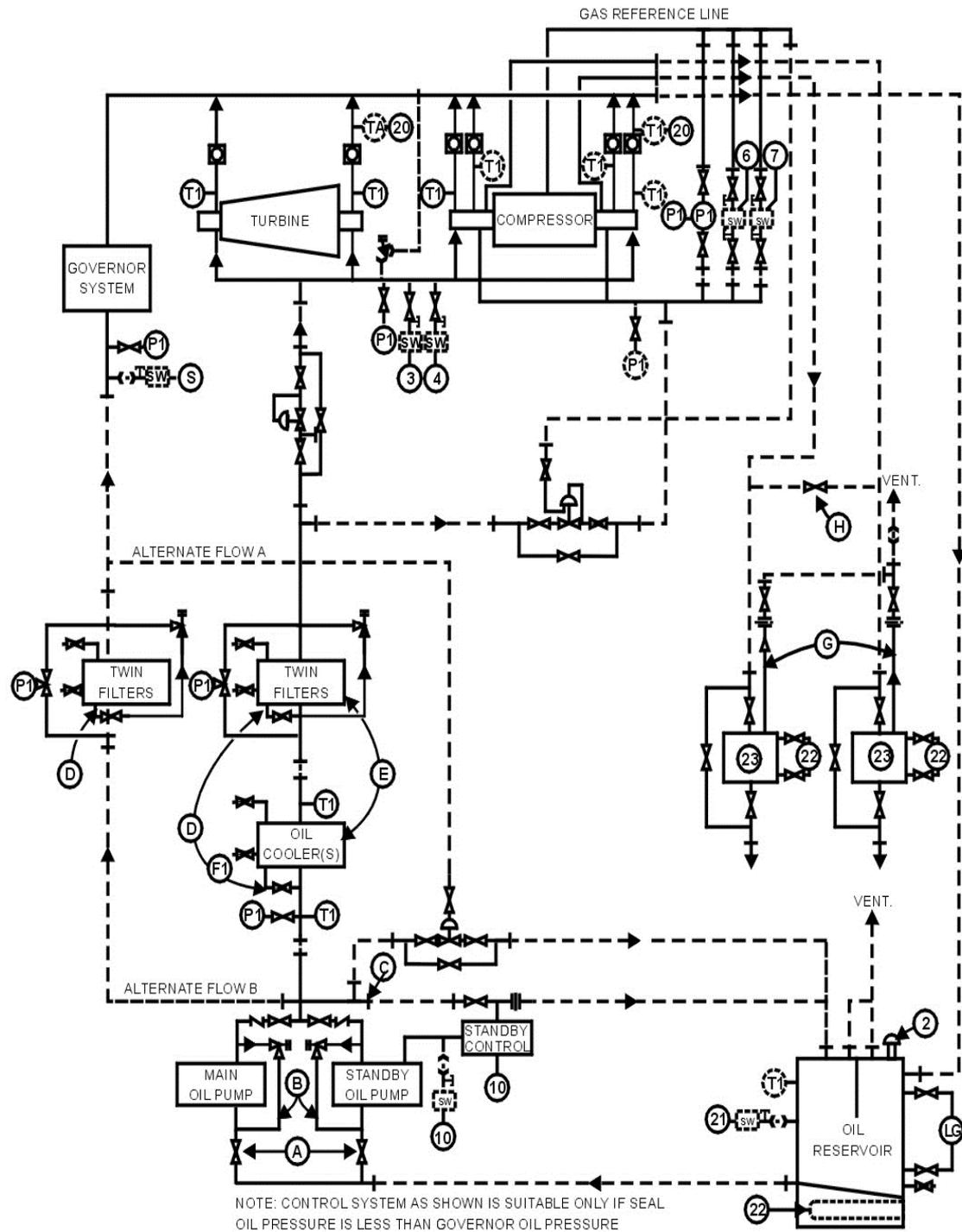
Iso-Sleeve Seal

FIG.1.9.16



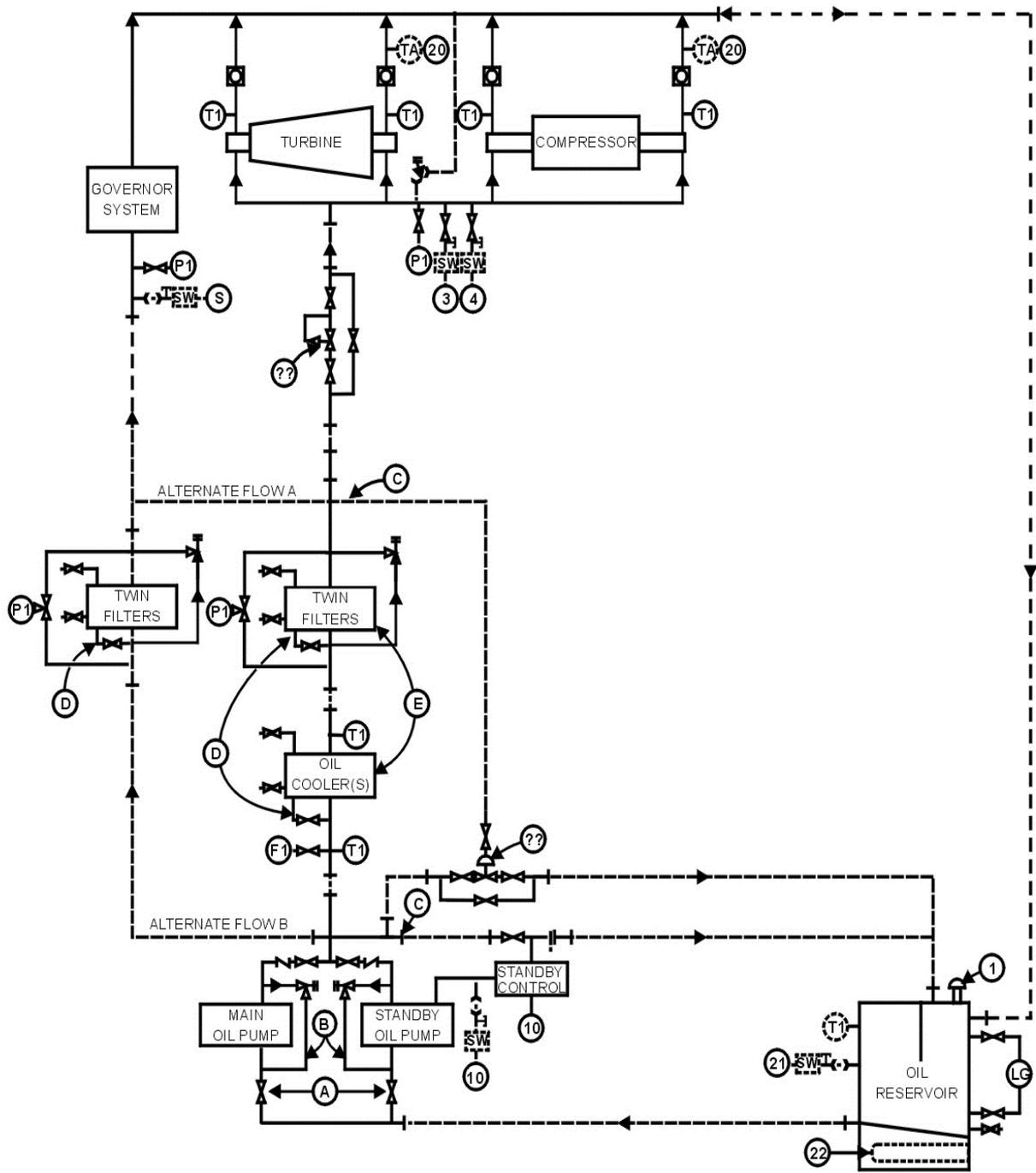
Separate Seal Oil System with Elevated Seal Oil Tank

FIG.1.9.17



Combined Lube and Seal Oil System for Turbine-Driven Compressor

FIG.1.9.18



Lube Oil System for Turbine – Driven Compressor

FIG.1.9.19

1.9.4 Selo Seco

Numa explicação simples, o vedante consiste tipicamente numa FACE de anel vedante de carbono, colocada num retentor de aço inoxidável, pressionada por uma mola contra uma BASE rotativa de carboneto, fixa ao eixo, conforme ilustrado na figura 1.9.20.a a seguir.

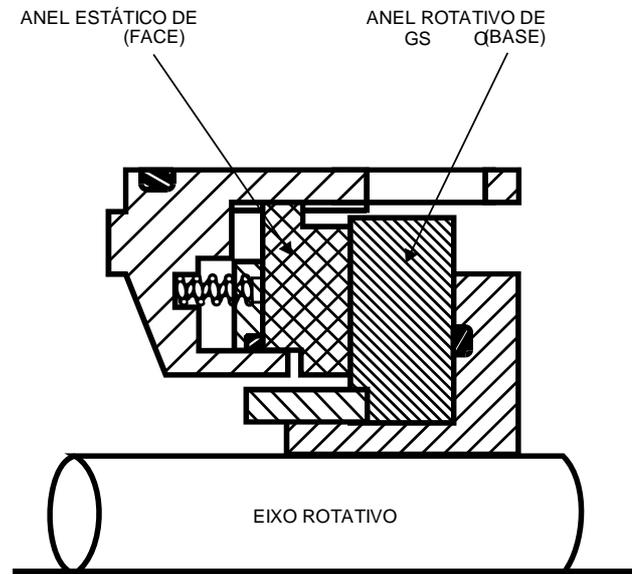


FIG.1.9.20.a

A retenção do fluído é conseguida na interface radial dos anéis rotativo e estacionário por um método singular e engenhoso. As superfícies vedantes são sobrepostas muito planas, mas o anel rotativo de carboneto tem uma série de rasgos logarítmicos helicoidais feitos na sua face rotativa. O perfil destes rasgos é mostrado na figura 1.9.20.b, que mostra também a nomenclatura associada com o desenho da base.

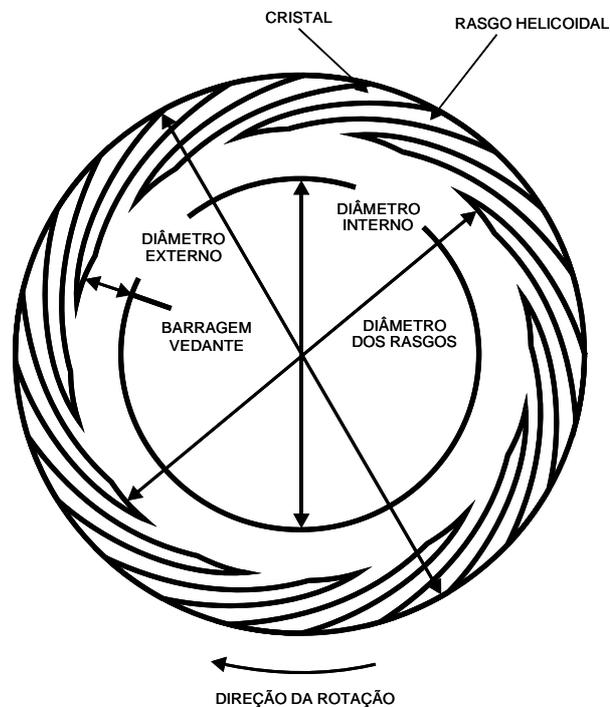


FIG.1.9.20.b

Com a rotação, o fluido é puxado para dentro em direção à raiz do rasgo, chamada a barragem vedante. A barragem vedante oferece resistência ao fluido, aumentando a pressão. A pressão gerada levanta o anel de carbono separando-o do anel de carboneto de tungstênio uma distância exata, tipicamente 3 micrones. O intervalo entre as faces radiais é definido quando as forças de fechamento, i.e a pressão hidrostática e a força de pressão da mola, igualam as forças de abertura geradas no interior da película de fluido.

Em condições de equilíbrio dinâmico, as forças que atuam sobre os vedantes podem ser graficamente representadas conforme ilustrado na figura 1.9.20.c.

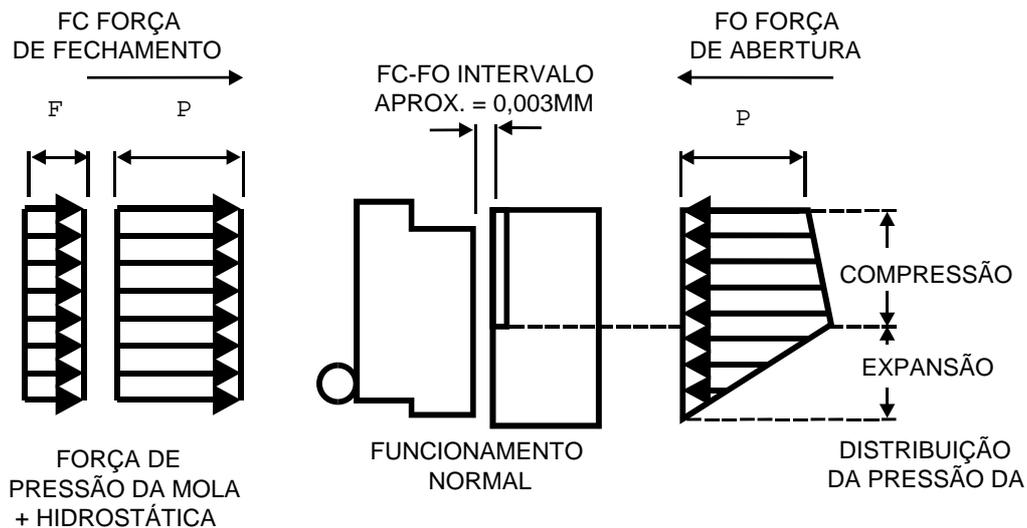


FIG.1.9.20.c

A força de fechamento, F_c , resulta da pressão do sistema mais uma força de pressão muito pequena da mola. A força de abertura, F_o , resulta da interrupção de pressão do sistema entre a face e a base, mais a pressão gerada pelos rasgos helicoidais. Em equilíbrio, i.e quando $F_c = F_o$, o intervalo de funcionamento é, conforme atrás mencionado, de aproximadamente 3 micrones para os tipos de fluido mais freqüentes.

Se se verificar uma perturbação que resulte num intervalo de vedação reduzido, a pressão gerada pelos rasgos helicoidais aumenta consideravelmente, conforme ilustrado na figura 1.9.20.d.

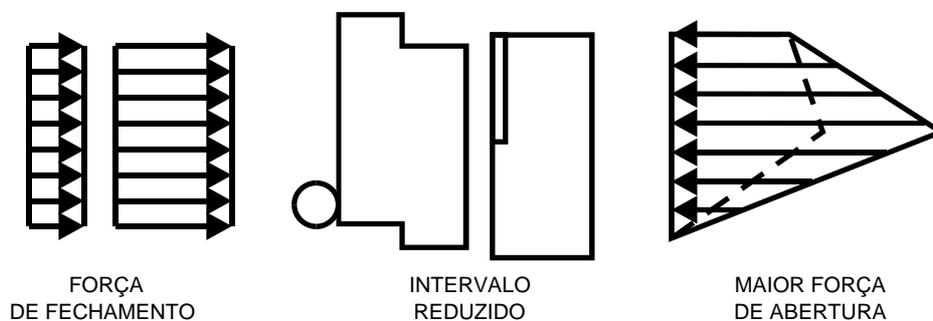


FIG.1.9.20.d

Da mesma forma, se houver uma perturbação que faça com que o intervalo aumente, há uma redução na pressão gerada e o vedante recupera rapidamente o equilíbrio.

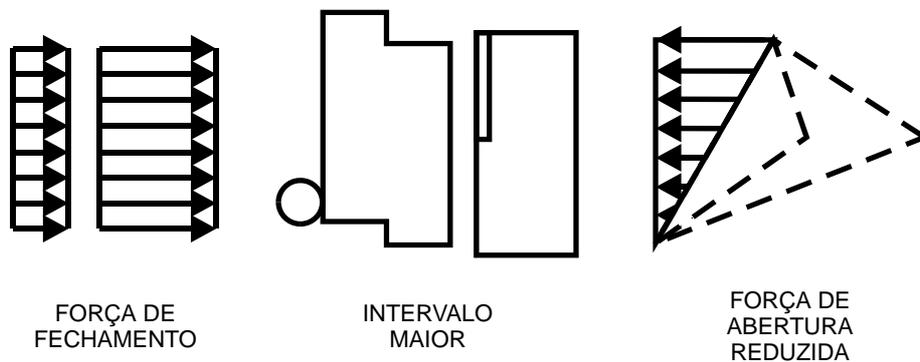


FIG.1.9.20.e

O resultado deste mecanismo é uma interface de fluído muito estável e, contudo, muito fina, entre a face estática e a base rotativa. Isto resulta em que as duas superfícies são mantidas afastadas e não se tocam em condições normais de funcionamento dinâmico. Isto, por sua vez, produz um vedante fiável de longa duração sem desgaste na interface.

Existem muitos princípios que governam o desempenho do vedante e apenas alguns desses princípios são explicados nos parágrafos anteriores.

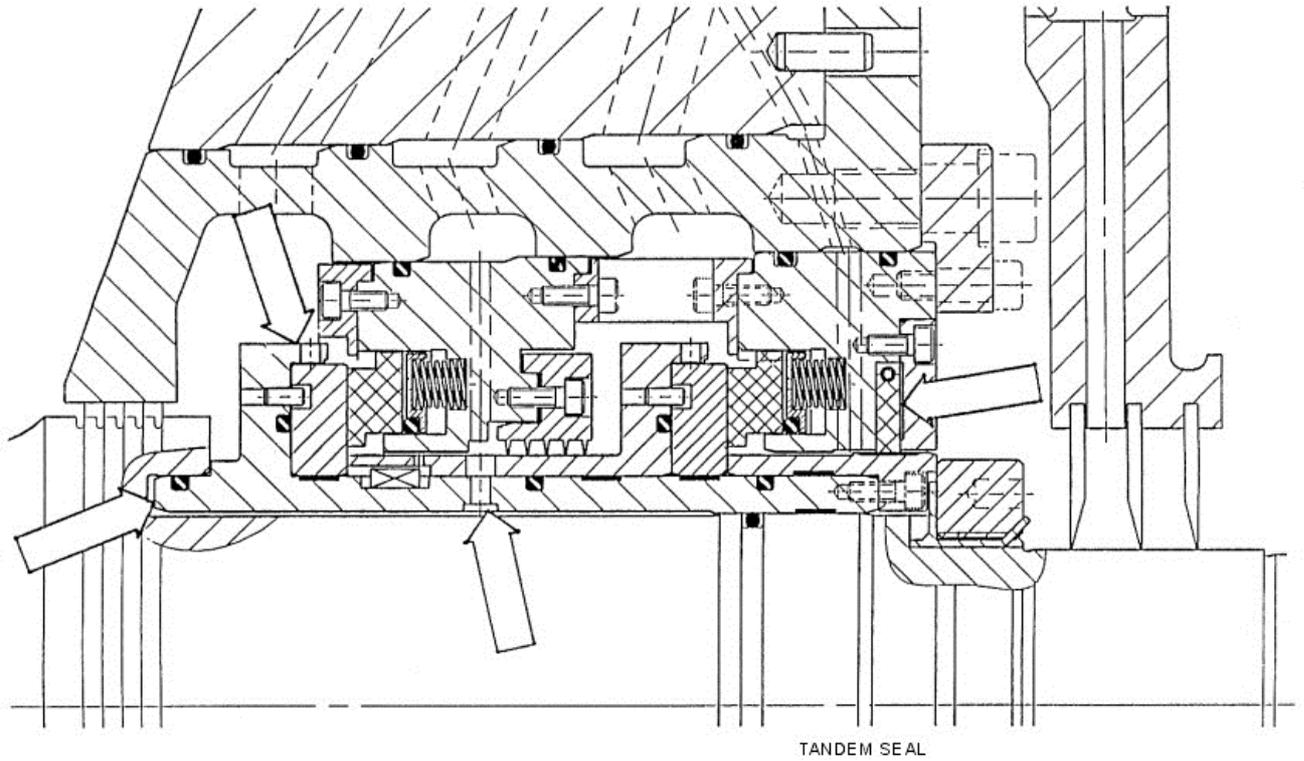


FIG.19.21

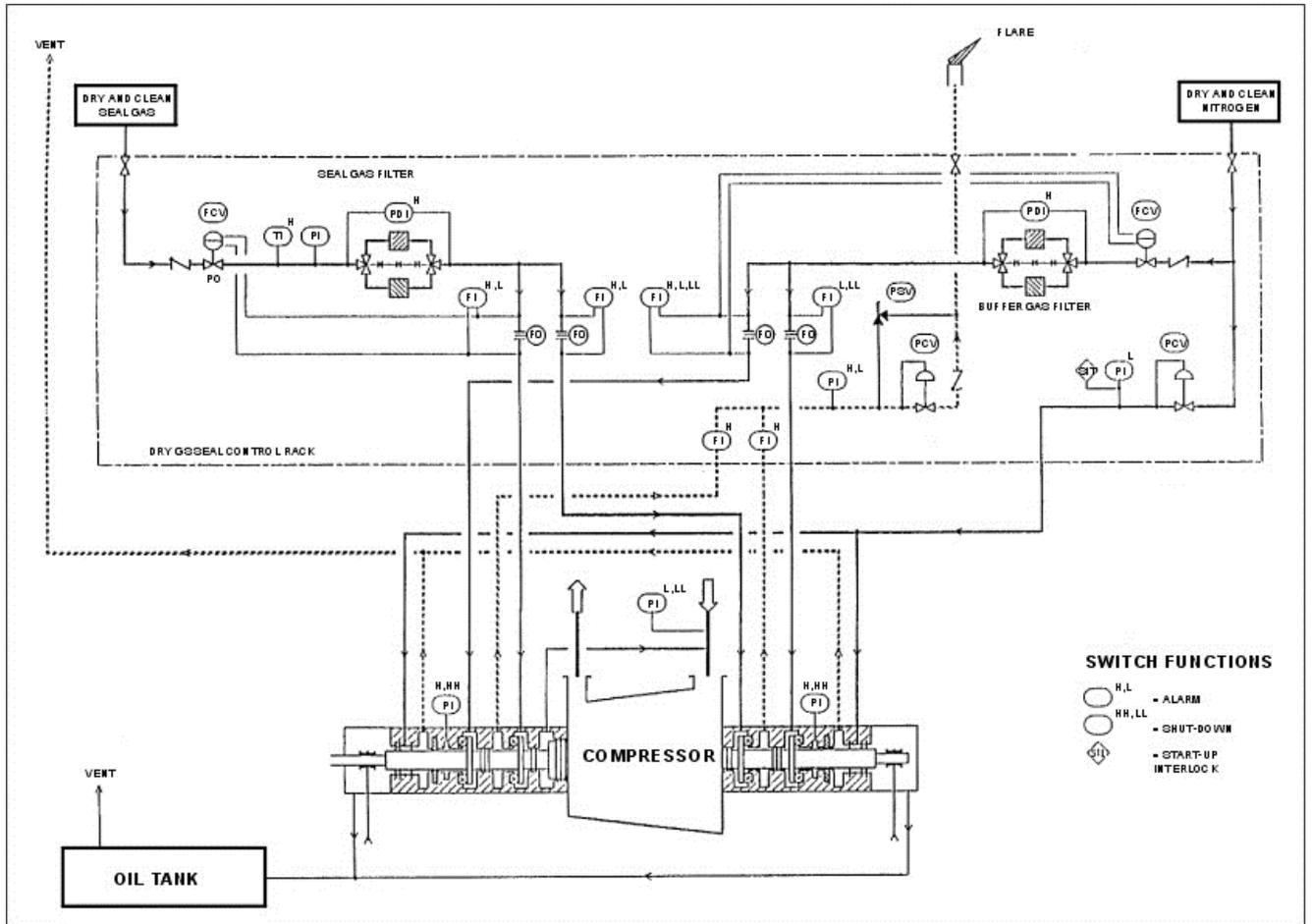


FIG.1.9.22

1.10 instrumentação e dispositivos de Proteção

A instrumentação e os dispositivos de proteção representam em geral uma grande parcela do custo inicial do compressor, entretanto, a importância desses equipamentos não deve ser superestimada, sob pena de instrumentar excessivamente o compressor, dificultando a manutenção e calibração desses instrumentos. A manutenção de instrumentos requer pessoal especializado, e deve ser feita regularmente para evitar mascaramento das leituras.

Os dispositivos de proteção usados para alarme e parada de emergência devem também ser testados e calibrados regularmente para assegurar sua confiabilidade, além de evitar alarmes ou paradas indevidas.

As especificações de instrumentação e dispositivos de proteção variam de acordo com o tamanho e importância do compressor no processo, além de depender do tipo da planta industrial em questão.

Normalmente os instrumentos e dispositivos de proteção deverão ser especificados pelo comprador nas folhas de dados. Na falta de especificação, indicamos abaixo a mínima proteção necessária para um compressor centrífugo.

TABELA 1.10.1

ELEMENTO	VARIÁVEL		ALARME	PARADA
GÁS	Temperatura no intercooler		alta	muito alta
	descarga	temperatura	alta	muito alta
		pressão	alta	muito alta
Condensado no poço do intercooler	nível		baixo	muito baixo
ÓLEO DO SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO	pressão		baixa	muito baixa
	nível do reservatório		baixo	-
	nível do óleo de selagem		baixo	muito baixa
	nível de óleo no tanque elevado		alto	-
	temperatura de óleo ou temperatura do metal		alta	-
	bomba aux.funcionando		sim	-
	alta perda de carga nos filtros		alta	-
COMPRESSOR	vibração nos mancais radiais		alta	muito alta
	deslocamento axial		grande	muito grande

A tabela acima não inclui, obviamente, as proteções necessárias ao acionador.

1.11 Definição de Termos para Seleção e Especificação de Compressores Centrífugos, segundo o API - 617

Os termos aqui definidos, encontram-se representados no gráfico anexo:

- Ponto de operação normal (B) - É o ponto onde se deseja máxima eficiência e corresponde ao ponto de operação mais freqüente. O desempenho do compressor deve ser garantido nesse ponto, a menos que haja especificação em contrário.
- Ponto nominal (rated) do compressor (D) - É determinado pela máxima rotação e pela vazão nominal decorrente do projeto do compressor para atender todas as condições de operação.
- Rotação normal - É a rotação correspondente ao ponto normal de operação.
- Rotação 100% - É a rotação correspondente ao ponto nominal do compressor (D). Essa rotação pode ser igual ou maior que a rotação normal.
- Rotação máxima contínua - É o limite superior de rotação do compressor. A menos que haja especificação em contrário, a rotação máxima contínua, para compressores de rotação variável, deverá ser 105% da rotação no ponto nominal do compressor (D).
- Rotação de desarme (trip) para compressores acionados a turbina a vapor - Será aproximadamente 110% da rotação máxima contínua.
- Rotação de desarme (trip) para compressores acionados a turbina a gás - Será aproximadamente 105% da rotação máxima contínua.
- Estabilidade - É o percentual de mudança de vazão (referida a vazão nominal), entre a vazão nominal e o ponto de surge à rotação nominal.
- Faixa de operação estável (turndown) - É o percentual de mudança em vazão (referida a vazão nominal), entre a vazão nominal e o ponto de surge correspondente ao "Head nominal", quando operando na temperatura de sucção e composição do gás de projeto.
- Máxima pressão de trabalho da carcaça - É máxima pressão que pode se desenvolver no compressor, nas condições mais severas possíveis. Será portanto, igual à máxima pressão de sucção, mais a máxima pressão diferencial que o compressor é capaz de desenvolver no sistema, quando operando nas condições mais severas, ou seja, rotação de desarme ou ponto de abertura da válvula de alívio.
- Máxima pressão de projeto da carcaça - É a máxima pressão interna para qual a carcaça é adequada, independente das condições de operação.
- Ponto de projeto - É um termo que deve ser reservado para uso do fabricante do compressor, e deve ter seu uso evitado pelo comprador.

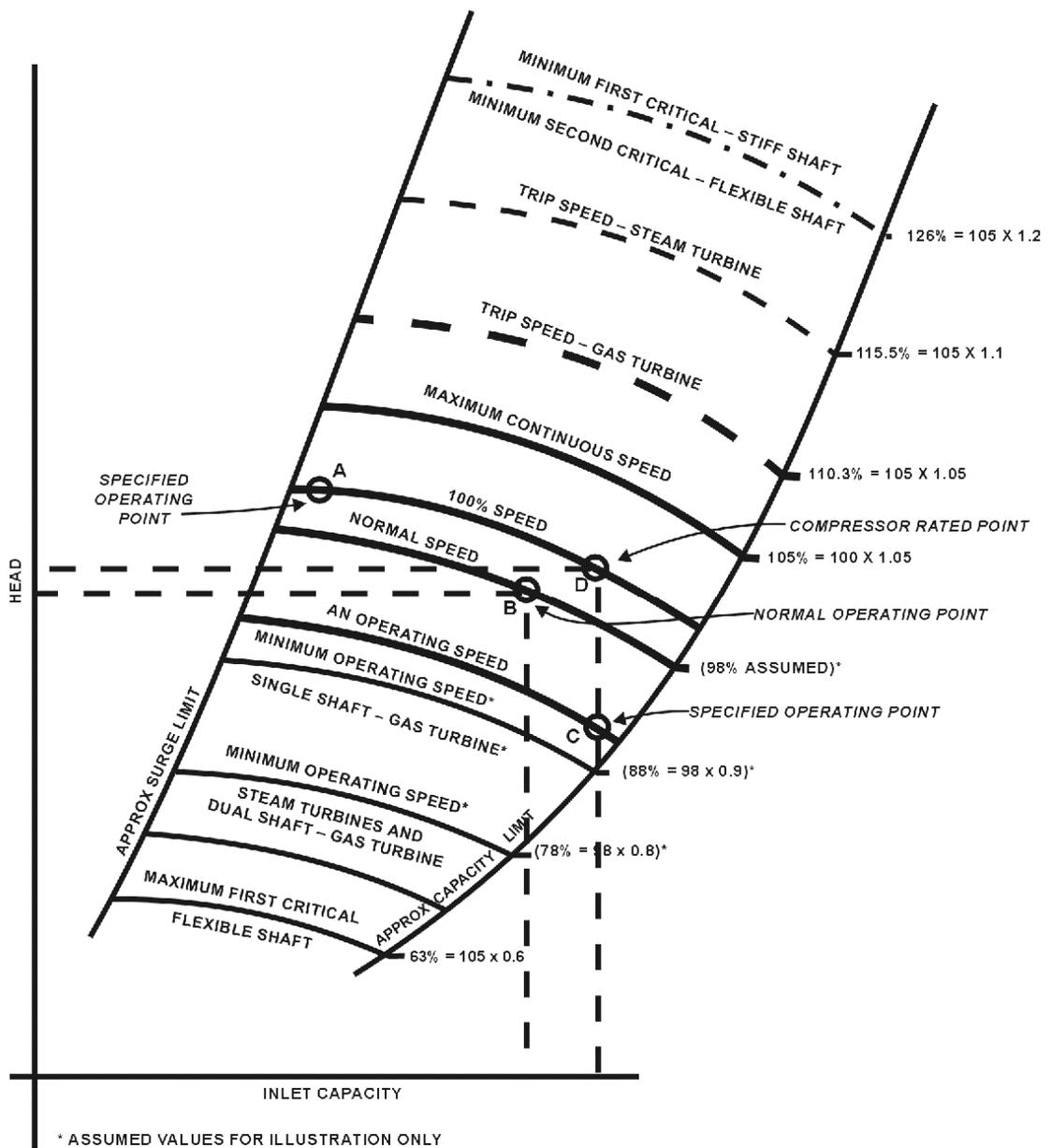


FIG. 1

FIG.1.11.1

1.12 Operação de Compressores Centrífugos

1.12.1 Pré-partida

- Drenar todo condensado do sistema.
- Partir sistema de pré-lubrificação e selagem com 10 a 20 minutos de antecedência.
- Verificar queda de pressão nos filtros de óleo.
- A queda de pressão nos filtros deve diminuir com o aumento da temperatura do óleo.
- Para permitir ao óleo esquentar o sistema de refrigeração do óleo, deve partir depois do sistema de lubrificação.
- No caso de compressores com diafragmas refrigerados, partir o sistema de líquido refrigerante.
- Verificar se sistemas de proteção e controle estão aptos a operar.
- Verificar se o rotor está girando livre, girando-o manualmente, se possível.
- Todas as precauções de rotina, da companhia e do fabricante do compressor devem ser seguidas.

1.12.2 Partida

1.12.2.1 Compressor acionado a motor elétrico

a) Sistema pressurizado

- Estrangular válvula de sucção.
- Abrir a válvula de descarga (válvula de retenção permanece fechada e a de recirculação aberta).
- Partir o conjunto e esperar que a rotação de trabalho seja atingida, passando pelos pontos 1,2 e 3 da figura abaixo.
- Abrir lentamente a válvula de sucção.
- Colocar a válvula de recirculação em automático.

b) Sistema sem pressão

- Estrangular válvula de sucção
- Abrir a válvula de descarga
- Abrir a válvula de recirculação
- Partir o conjunto e esperar que a rotação normal seja atingida, passando pelos pontos 1, 2 e 3 do gráfico anexo
- Abrir lentamente a válvula de sucção
- Colocar a válvula de recirculação em automático

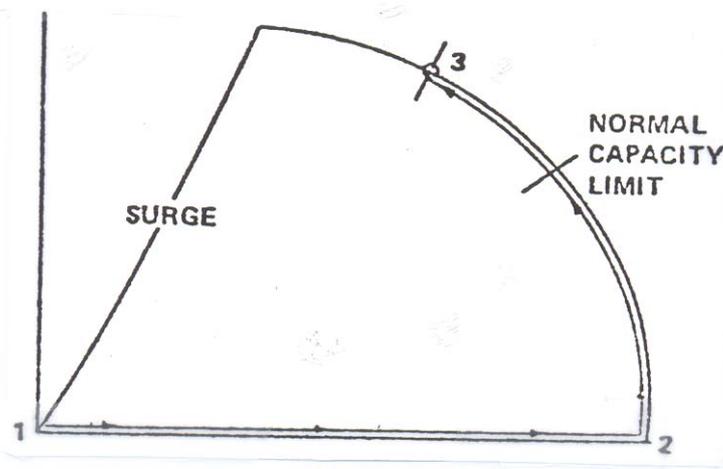


FIG. 1.12.1

1.12.2.2 Compressor acionado a turbina a vapor

a) Sistema pressurizado

- Abrir a válvula de sucção
- Abrir a válvula de descarga (válvula de retenção permanece fechada).
- Abrir a válvula de recirculação.
- Partir o conjunto e esperar que a rotação normal seja atingida, passando pelos pontos 1, 2 e 3 do gráfico anexo.
- Fechar válvula de recirculação.

- Colocar a válvula de recirculação em automático.

b) Sistema sem pressão

- Abrir válvulas de sucção e descarga .

- Colocar válvula de recirculação em automático.

- Permitir o conjunto e esperar que a rotação normal seja atingida, passando pelos pontos 1, 2 e 3 do gráfico anexo.

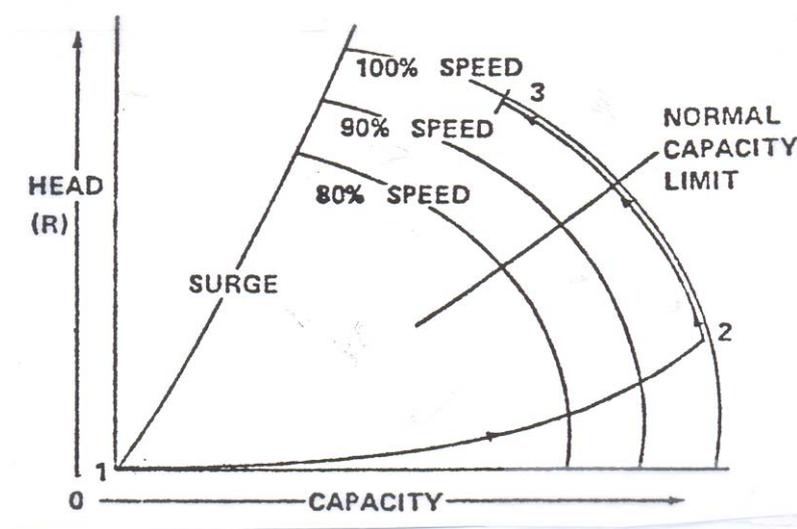


FIG.1.12.2

1.12.3 Parada normal

- Abrir válvula de recirculação (se a abertura da válvula de recirculação é controlada pela vazão na descarga, quando a válvula de retenção fecha, a válvula de recirculação abre automaticamente, caso a abertura da válvula seja controlada pela pressão de descarga, a válvula de recirculação deve ser aberta manualmente (durante a parada).

- Parar o compressor.

- Fechar válvulas de sucção e descarga.

- Manter sistemas de lubrificação e refrigeração funcionando até o compressor esfriar.

- Manter o sistema de selagem operando, até que o compressor seja totalmente drenado.

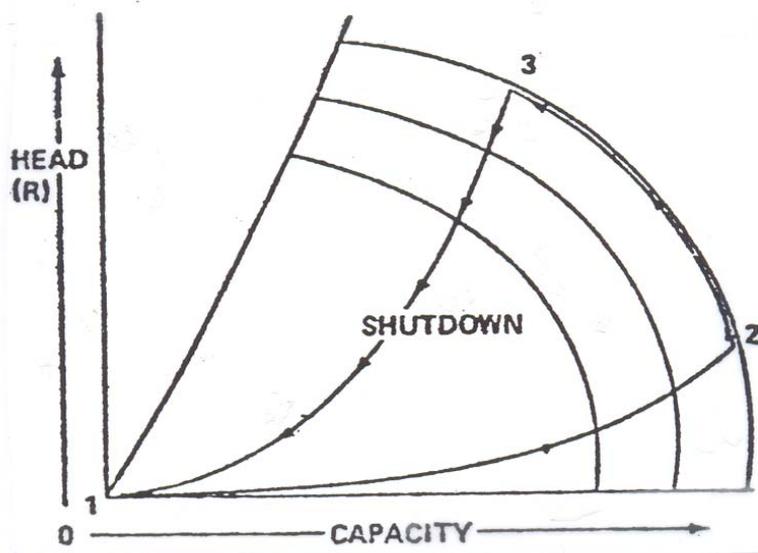


FIG.1.12.3

1.13 Manutenção Preventiva

Não existe um modelo único de manutenção preventiva de compressores centrífugos, pois essa manutenção depende da instalação e do tipo de indústria. Os itens abaixo selecionados servem apenas como guia de manutenção preventiva e devem ser adaptados para cada caso em particular.

A - Procedimentos diários

1. Drenar os reservatórios de óleo de selagem e lubrificação.
2. Verificar queda de pressão nos filtros de óleo.
3. Verificar os níveis de óleo nos reservatórios de óleo lubrificante e de selagem.
4. Verificar a operação de todos os resfriadores de gás e seus separadores, além do sistema de eliminação de óleo de selagem contaminado.
5. Verificar as indicações de todos os instrumentos de processo e de proteção, verificando se não houve alguma alteração brusca de leitura.
6. Verificar os níveis de ruído em torno do compressor acionador e redutor.
7. Verificar visualmente se existem vazamentos de óleo, gás ou água, além de observar se não existem peças soltas.

8. Verificar as quedas de pressões nos filtros de admissão, "intercoolers", "aftercoolers" e separadores intermediários.
9. Observar o fluxo de óleo, através de visores, nas linhas de drenagem de óleo lubrificante e de selagem.

B - Procedimentos semanais

1. Verificar a calibração e operação de todos os sistemas de alarme e paradas de emergência, através de testes.

C - Procedimentos mensais

1. Realizar uma pesquisa de vibrações em todas as caixas de mancais, incluindo leituras de vibrações do eixo. As medidas devem incluir a vibração total e também a amplitude de vibração na frequência correspondente à rotação de trabalho. Se os valores medidos não forem satisfatórios, uma análise mais profunda deve ser feita, incluindo pesquisa das amplitudes de vibração em faixas de frequência para determinar. Qualquer aumento significativo nos níveis de vibração deve ser imediatamente investigado para evitar maiores danos aos mancais.
2. Testar a performance de todos os "intercoolers", "aftercoolers" e reservatórios de óleo para avaliar sua eficiência. A taxa de determinação dessa eficiência, determinará o plano de limpeza.
3. Lubrificar todos os mecanismos das válvulas de controle e posicionadores das palhetas guias na sucção.
4. Obter amostras de óleo dos reservatórios de lubrificação e selagem, para análise pelo fornecedor do óleo.

D - Manutenção em paradas

1. Desmontar os acoplamentos, limpar e lubrificar.
2. Verificar o alinhamento de todos acoplamentos.
3. Limpar e inspecionar todos os mancais radiais.
4. Limpar e inspecionar todos os mancais axiais.
5. Inspecionar todas as passagens de óleo, verificando se existem obstruções, lascas ou sinais de contato de metal contra metal.
6. Remover a tampa da carcaça para inspeção interna se necessário.
7. Limpar e inspecionar todo o sistema de óleo de lubrificação e selagem.

8. Limpar e inspecionar todas as válvulas de retenção.
9. Inspecionar as juntas de expansão.
10. Inspecionar, limpar e lubrificar os redutores.
11. Verificar a calibração de todos os instrumentos e dispositivos de proteção.
12. Inspecionar o acionador, segundo as recomendações do manual do fabricante.

2. COMPRESSORES AXIAIS

O compressor axial, embora não seja um novo tipo de compressor, está ganhando atualmente uma grande gama de aplicações, entre as quais a de suprimento de ar para regeneradores de catalisador em unidades de cracking catalítico,

As razões para o crescente emprego na indústria de compressores axiais são várias:

- O axial é adequado para grandes vazões, indo de encontro, portanto, às crescentes capacidades de processamento da indústria.
- Maior eficiência que a do centrífugo.
- Menores dimensões, e portanto menores fundações,
- Seleção de acionadores mais econômicos, devido às maiores rotações possíveis e à menor potência necessária.

As limitações para seu emprego são aplicações onde sejam necessárias relativamente baixas vazões, altas pressões ou onde o seu maior custo inicial não seja compensado pela economia de operação.

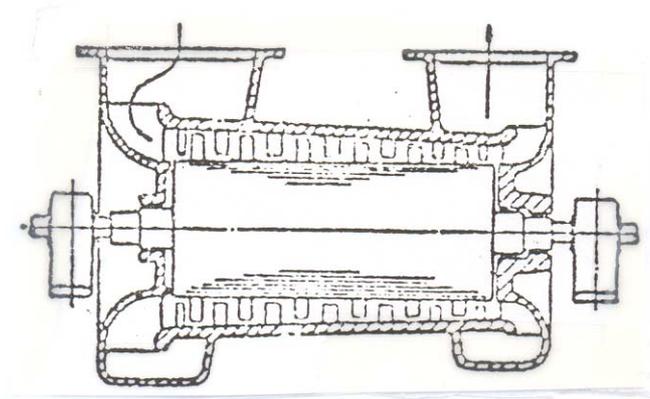


FIG.2.1.a - COMPRESSOR AXIAL

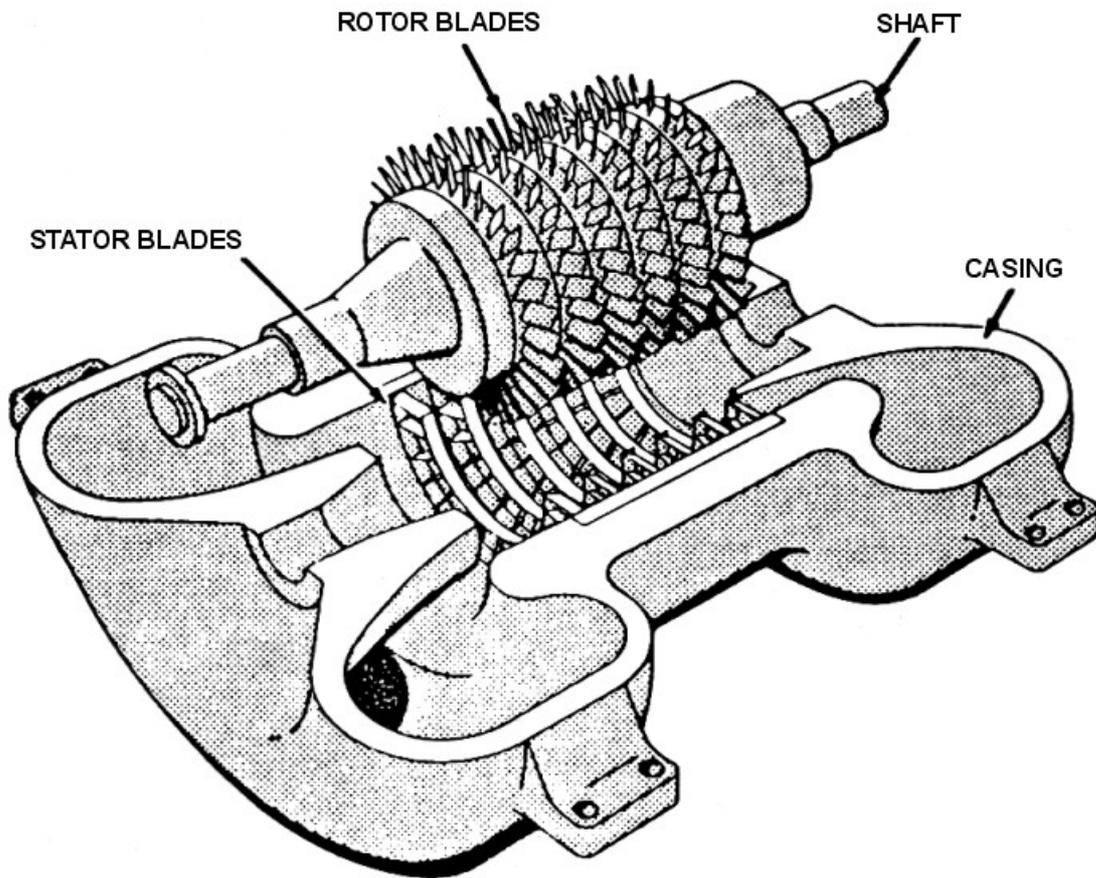


FIG.2.1.b

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO COMPRESSOR AXIAL

O compressor axial é um compressor dinâmico, caracterizado pelo emprego de conjuntos móveis de palhetas (no rotor) e conjuntos estacionários (fixados à carcaça) para efetuar a conversão de energia cinética do fluido em energia de pressão.

É uma máquina portanto, que atua de maneira semelhante a uma turbina a vapor ou gás.

Em geral, o projeto de um compressor axial é baseado na teoria de 50% de reação. Isso significa que metade do aumento de pressão é efetuado nas palhetas de carcaça e metade nas do rotor.

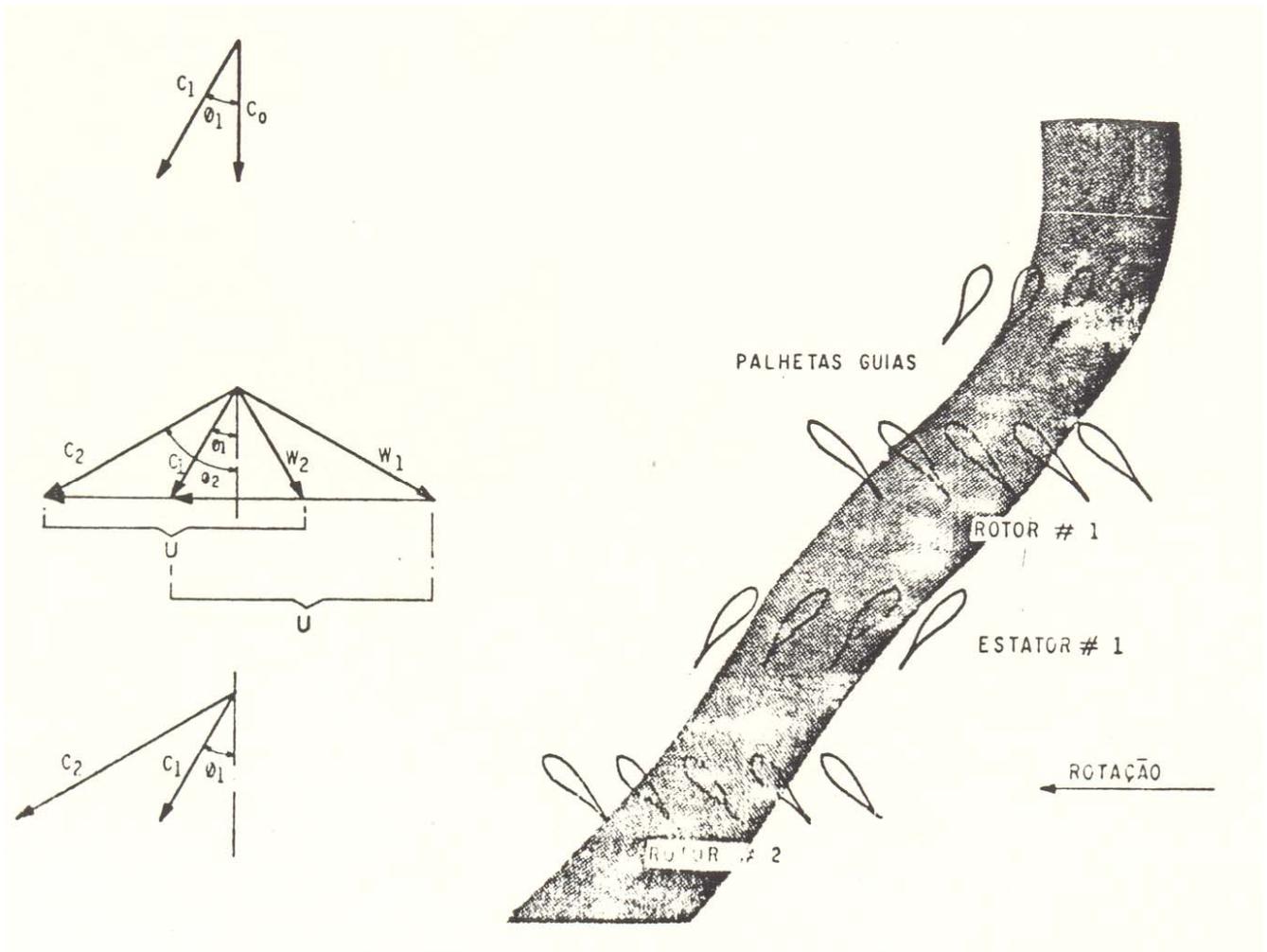


FIG.2.2 - TRAJETÓRIA DO FLUXO EM COMPRESSOR AXIAL

As palhetas do rotor aumentam a energia cinética e a pressão estática do gás. Cada fileira de palhetas estacionárias converte a energia cinética em pressão, agindo como um difusor para o gás que sai da fileira anterior de palhetas móveis.

A figura 2.2 mostra a trajetória do fluxo em um compressor axial. O gás entra nas palhetas de guia estacionárias com uma velocidade absoluta C_0 . A fileira de palhetas guias gira o fluxo de um ângulo δ_1 para uma velocidade absoluta C_1 a fim de que haja uma entrada adequada na primeira fileira de palhetas móveis, as quais tem velocidade U , igual à velocidade periférica do rotor. Isso dá ao gás uma velocidade W_1 , relativa às palhetas do rotor.

O gás deixa as palhetas com uma velocidade relativa W_2 , a qual somada à velocidade absoluta C_2 deixando as palhetas do rotor e entrando na próxima fileira estacionária. Nesta, a velocidade absoluta do gás volta à condição C_1 para possibilitar uma entrada adequada na segunda fileira de palhetas móveis. Esse ciclo é repetido em todos os estágios. Depois de passar a última fileira de palhetas estacionárias, uma fila de palhetas endireitadoras de fluxo (straightener vanes) remove o giro introduzido no início pelas palhetas guias, transformando o vetor C_1 no vetor C_0 .

Cada estágio consiste, portanto, de uma fileira de palhetas móveis e uma de palhetas estacionárias.

O número de estágios é função do aumento de pressões desejado, para um certo conjunto de condições. Como regra, o número de estágios em um compressor axial é aproximadamente o dobro do que seria necessário em um centrífugo.

Em geral, é admitida em projeto uma velocidade axial na máquina de 300 a 450 ft/s, para ar. Para outros gases, a velocidade axial será calculada de maneira a manter o mesmo número de MACH que no caso de ar.

Na maioria dos casos, o compressor é projetado para manter constante a velocidade do gás através dos vários estágios. Assim, à medida que a pressão aumenta, com um conseqüente decréscimo na vazão em volume, a área anular entre o tambor ao qual estão presas as palhetas e a carcaça deve diminuir. Para isso, é feito cônico o tambor ou a carcaça.

CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

Os bocais de sucção e descarga podem ser localizados em uma variedade de posições: axial, vartical com abertura para cima ou para baixo, entrada e descarga laterais, ou combinação dessas posições. Os compressores maiores são construídos com entrada e saída axiais, pois o tamanho de bocal necessário tornaria qualquer outra situação impraticável.

As palhetas estacionárias podem ser presas ou à carcaça externa, em máquinas para grandes vazões, ou a um cilindro separado, fundido ou usinado, o qual é ajustado internamente à carcaça.

Em compressores pequenos ou médios, o conjunto rotativo é constituído de um tambor com pontas de eixo ligadas a ele nas extremidades. As palhetas móveis são montadas na periferia do tambor. Este é forjado em uma, duas ou três peças, as quais são parafusadas uma à outra. Nesse caso, as palhetas móveis são presas ao rotor da mesma maneira que as estacionárias à carcaça: a base das palhetas é cônica, para se ajustar ao furo também cônico, e a extremidade da palheta atravessa o furo, sendo presa por uma porca. Dessa maneira, o ângulo das palhetas pode ser variado, permitindo regulagem do compressor para várias razões.

Para compressores de maior vazão, o tambor é construído de anéis de aço forjado, soldados entre si. Nesse caso, as palhetas do rotor por um sistema de encaixe fixo, como nas turbinas a vapor.

O compressor axial não tem um tambor de balanceamento separado, como um compressor centrífugo, mas ele é usinado como parte do rotor.

O axial também não necessita selagem entre estágios, como o centrífugo.

PERFORMANCE

Para uma determinada rotação, a vazão varia pouco para uma grande faixa de pressões.

A curva $H \times Q_v$ bastante inclinada do axial (fig.2.3) o faz bastante interessante para trabalho em paralelo com outras máquinas, pois a pressão de descarga do axial se ajustará à das outras máquinas, causando pequena variação na vazão.

A curva potência x vazão mostra uma diminuição da potência requerida para um aumento da vazão, fato proveniente de que o head diminui bastante para um pequeno aumento da vazão.

Para vazões menores, o axial também apresenta o fenômeno de surge, com as mesmas desastrosas conseqüências, e portanto necessita proteção contra essa ocorrência.

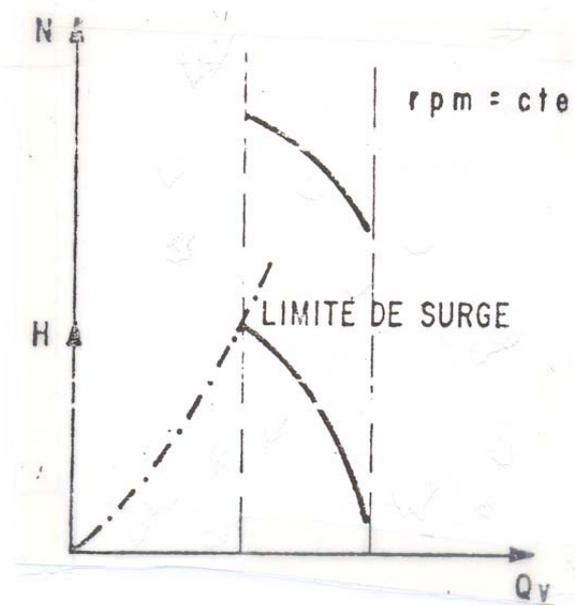


FIG.2.3

CONTROLE DE CAPACIDADE

Para atender a demanda variável, o meio mais econômico consiste na variação de rotação do acionador, mesmo porque as rotações de trabalho de compressores axiais costumam ser bastante altas, tornando o acionamento por turbinas mais indicado.

Com essa mesma finalidade, e também a de aumentar o intervalo estável (entre os limites de surge e stall) de trabalho, o compressor axial é dotado de palhetas ajustáveis na entrada, e também de palhetas estacionárias (e as móveis, em projeto mais sofisticados) ajustáveis automaticamente.

BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA

Ludwig, E.E. - "Applied Process Design for Chemical and Petroleum Plants" - Vol.III - Gulf Publishing Co.

Compressed Air and Gas Institute - "Compressed Air and Gas Handbook"

Scheel, L.F. - "Gas and Air Compression Machinery" - Mc Graw Hill Book Co.

Scheel, L.F. - "Gas Machinery" - Gulf Publishing Co.

Ingersoll Rand Co. - "Compressed Air and Gas Data"

Stepanoff, A.J. - "Turboblowers" - John Wiley & Sons Inc.

Vários Autores, Reprint da revista "Hydrocarbon Processing" - "Compressor Handbook" - Gulf Publishing Co.

Vários Autores, Report da revista "Chemical Engineering" - "Handling Compressible Fluids"

Fullemann, J. - "Centrifugal Compressors" - Reprint pela Cooper- Bessemer

Lefevre, J. - "L'air Comprimé" - Vol.I - J.B. Bailliere et Fils Editeurs

Chambadal, P. - "Les Compresseurs" - Dunod

Silva, Remi B. - "Compressores, Bombas de Vácuo e Ar Comprimido" - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Brown, Royce N – Compressors – Selecting and Sizing – Gulf Publishing Co. USA, 1986

API 618 - "Reciprocating Compressors for General Refinery Services"

API 817 - "Centrifugal Compressors for General Refinery Services"

ASME Power Test Code 9 - "Displacement Compressors, Vacuum Pumps and Blowers"

ASME Power Test Code 10 - "Compressors and Exhausters".