

Pedro Martins

METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO - API 618, BASEADO NO CRITÉRIO DE SOEDEL - FLUXOS DE MASSA E POTÊNCIA.

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia.

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica / Energia & Fluidos**

**Orientador:
Prof. Dr. Clemente Greco**

Dedicatória

A minha esposa Arlete pela paciência e compreensão.

Aos meus filhos Pedro Ivo, Fernanda e Bruno, que têm sido a grande razão para que eu enfrente os desafios em minha carreira profissional.

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600010035

Agradecimentos

Ao meu Orientador Prof. Dr. Clemente Greco, pelo apoio, incentivo e diretrizes durante o programa de mestrado.

Ao meu irmão Pércio que muito colaborou no lay-out final deste trabalho.

Ao amigo Maia pela valiosa colaboração e apoio durante a execução dos desenhos técnicos.

Aos colegas da Petrobras pela oportunidade e incentivo.

Pensamento

**"Nem sempre o MESTRE é aquele que ensina,
muitas vezes é quem aprende... "**

SUMÁRIO

página

• LISTA DE FIGURAS	I
• NOTAÇÃO	III
• TERMINOLOGIA	VIII
• QUADRO GERAL DE UNIDADES	X
• RESUMO	
• ABSTRACT	
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivo	
1.2 Razão do avaliar	
2. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 Exterior	
2.2 Brasil	
3. ESTRUTURA DO TRABALHO	8
4. DESCRIÇÃO DAS MÁQUINAS	9
5. FUNCIONAMENTO DOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS	11
6. CRITÉRIO DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO	13
7. EQUACIONAMENTOS	21
7.1 Equação do volume do cilindro	
7.2 Perdas no fluxo de potência	
7.3 Perdas no fluxo de massa	
8. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	63

9. AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES	64
9.1 Medições de campo e instrumentação	
9.2 Índice de desempenho adimensionalizado	
9.3 Eficiência no fluxo de massa e de potência	
9.4 Avaliação do motocompressor C-02A	
9.5 Avaliação do motocompressor C-03A	
9.6 Perdas no fluxo de massa e potência	
10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71
10.1 Ordem numérica das citações	
10.2 Ordem alfabética de Autores	
11. FIGURAS E DESENHOS	81
12. APÊNDICES A, B, C, D:	
• Especificação Nominal dos Compressores e Motores	116
• Diagrama de blocos do programa AVCOMP95.EXE	120
• Levantamentos dimensionais e registros operacionais	122
• Relatórios impressos / Resultados das simulações	126
• Disquete 3.12" com AVCOMP95.EXE & PROPGAS.EXE	175

LISTA DE FIGURAS

- Figura-1 Desenho em corte de um compressor alternativo
- Figura-2 Limites de aplicabilidade dos compressores
- Figura-3 Estrutura do trabalho
- Figura-4 Fluxograma de processo-Unidade de reliquefação flash
- Figura-5 Desenho em corte de um cilindro de compressão
- Figura-6 Desenho em vista explodida de uma válvula canaleta
- Figura-7 Desenho em corte de um descarregador
- Figura-8 Sistema típico de selagem da haste do pistão
- Figura-9 Sistema típico de refrigeração do bloco do cilindro
- Figura-10 Diagrama típico PV relacionado com posição do pistão
- Figura-11 Desenho do fluxo de massa pelo compressor
- Figura-12 Desenho do fluxo de potência pelo compressor
- Figura-13 Vazamento de gás pelos anéis do pistão
- Figura-14 Desenho em corte do sistema de selagem da haste
- Figura-15 Vazamento de gás pela selagem da haste do pistão
- Figura-16 Diagrama típico PV com perda de carga pelas válvulas
- Figura-17 Mecanismo biela-manivela
- Figura-18 Diagrama típico PV com deslocamento do obturador
- Figura-19 Obturador e sede de vedação de válvula canaleta
- Figura-20 Esquema de ensaio experimental do compressor C-02
- Figura-21 Esquema de ensaio experimental do compressor C-03
- Figura-22 Diagrama típico PV de controle de capacidade
- Figura-23 Dinâmica do obturador da válvula canaleta

- Figura-24 Índice de desempenho adimensionalizado / C-02 est-1
Figura-25 Índice de desempenho adimensionalizado / C-02 est-2
Figura-26 Índice de desempenho adimensionalizado / C-03 est-1
Figura-27 Índice de desempenho adimensionalizado / C-03 est-2
Figura-28 Perdas no fluxo de massa e potência / C-02 est-1
Figura-29 Perdas no fluxo de massa e potência / C-02 est-2
Figura-30 Perdas no fluxo de massa e potência / C-03 est-1
Figura-31 Perdas no fluxo de massa e potência / C-03 est-2
Figura-32 Eficiência no fluxo de massa / compressor C-03
Figura-33 Eficiência no fluxo de massa / compressor C-02
Figura-34 Eficiência no fluxo de potência / compressor C-03
Figura-35 Eficiência no fluxo de potência / compressor C-02

Notação

A_E	=	área de varredura do gás (pistão + anel) lado head
A_I	=	área de varredura do gás (pistão + anel) lado frame
A_{VA}	=	área de fluxo de gás através dos orifícios da válvula
A_{VR}	=	área de refluxo do gás através dos orifícios da válvula
C	=	coeficiente equivalente de amortecimento viscoso
C_p	=	calor específico à pressão constante
C_v	=	calor específico à volume constante
$C_{S,D}$	=	área adimensional equivalente válvula sucção ou descarga
CL	=	clearance do cilindro de compressão (V_{MORTO}/V_D)
CL_i	=	clearance lado do cabeçote interno (Frame End - FE)
CL_e	=	clearance lado do cabeçote externo (Head End - HE)
D	=	diâmetro interno da camisa do cilindro
d	=	diâmetro externo da haste do pistão
e	=	excentricidade do virabrequim
\dot{E}_{ISO}	=	potência de compressão do gás / processo isoentrópico
\dot{E}_{IN}	=	potência que o motor absorve da rede elétrica
\dot{E}_{POL}	=	potência de compressão do gás / processo politrópico
\dot{E}_{MI}	=	perda de potência no motor elétrico
\dot{E}_{FL}	=	perda de potência devido ao atrito
\dot{E}_{CL}	=	perda de potência devido ao processo de compressão
\dot{E}_{VL}	=	perda de potência devido as válvulas
\dot{E}_{OL}	=	perda de potência para a bomba de óleo de lubrificação
\dot{E}_V	=	perda de potência com a presença das válvulas
f_o	=	frequência natural de oscilação do obturador

F_F	=	fator de fugas através dos assentos de vedação
$F_{s,D}$	=	área equivalente de escoamento / válvula sucção ou descarga
g	=	aceleração da gravidade ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$)
GL	=	coeficiente de fugas de BOTELER (gas leakage)
h_o	=	entalpia de estagnação (montante do obturador da válvula)
h	=	folga entre anel de pistão e camisa do cilindro
h_1	=	folga entre anel de selagem e haste do pistão
$h_{i,r}$	=	entalpia específica (processo isoentrópico ou real)
Δh_i	=	diferença de entalpia no processo isoentrópico (ideal)
Δh_r	=	diferença de entalpia no processo politrópico (real)
I	=	corrente elétrica (média das três fases)
K_o	=	relação entre raios do anel e camisa do pistão (R_o/R_1)
K_1	=	relação entre raios do anel de selagem e haste (R_H/R_1)
K_M	=	constante elástica da mola do obturador da válvula
k	=	expoente de transformação adiabática
L	=	comprimento da biela
L_o	=	largura do anel de pistão
L_H	=	largura do conjunto de anéis de selagem
\dot{m}	=	fluxo de massa de gás
M_o	=	massa do obturador da válvula (sucção ou descarga)
M_A	=	número de Mach
M_{CV}	=	parcela fixa de redução de massa devido ao espaço morto
\dot{M}_{LL}	=	fuga de massa pelos anéis do pistão
\dot{M}_{HL}	=	fuga de massa pelos anéis de selagem da haste
\dot{M}_{BFL}	=	fuga de massa devido ao refluxo pelas válvulas
\dot{M}_{SHL}	=	fuga de massa devido ao aquecimento do gás na sucção
\dot{M}_V	=	fluxo de massa através da válvula (sucção ou descarga)

N	=	rotação do virabrequim
N_c	=	número de correias-V / polias eixo motor-virabrequim
n	=	expoente de transformação politrópica
P	=	pressão absoluta
P_v	=	pressão de gás na passagem pela válvula
P_o	=	pressão na condição da estagnação (montante da válvula)
$P_i(\alpha)$	=	pressão interior da câmara lado - FE, função de alfa
$P_e(\alpha)$	=	pressão no interior da câmara lado - HE, função de alfa
P_s	=	pressão de sucção do gás
P_D	=	pressão de descarga do gás
P_A	=	pressão atmosférica
ΔP_s	=	queda de pressão através da válvula de sucção
ΔP_D	=	queda de pressão através da válvula de descarga
ΔP_o	=	diferença de pressão entre sucção e descarga
ΔP_1	=	diferença de pressão entre descarga e atmosférica
PMI	=	ponto morto inferior (FE)
PMS	=	ponto morto superior (HE)
r	=	raio genérico
R_i	=	raio interno da camisa do pistão
R_o	=	raio externo do anel do pistão
R_H	=	raio externo da haste do pistão
R_1	=	raio interno do anel de selagem
R	=	constante universal dos gases
\bar{R}	=	constante do gás ($R / \text{mol do gás}$)
R_c	=	relação de compressão por cilindro (P_D/P_s)
R_v	=	rendimento volumétrico do cilindro: $V_{\text{ASPIRADO}}/V_{\text{DESLOCADO}}$
S_v	=	perímetro do orifício de passagem do gás pela válvula

T	=	temperatura absoluta
T_o	=	temperatura condição de estagnação (montante da válvula)
T_v	=	temperatura do gás na passagem pela válvula
T_s	=	temperatura de sucção
T_D	=	temperatura de descarga
t	=	tempo
\bar{U}_P	=	velocidade média do pistão (= \bar{U}_H)
$U(r)$	=	velocidade instantânea do gás através da folga anular
\bar{U}_R	=	velocidade média de escoamento do gás pela folga anular
\bar{U}_s	=	velocidade média de escoamento de gás pela válvula sucção
\bar{U}_D	=	velocidade média de escoamento do gás pela válvula descarga
U_T	=	tensão elétrica de alimentação do motor
U_v	=	velocidade de escoamento de gás na passagem pela válvula
V_C	=	volume do cilindro varrido pelo pistão
V_o	=	volume morto do cilindro de compressão (V_{MORTO})
$V(\alpha)$	=	volume total do cilindro / função do ângulo de virabrequim
V_{OI}	=	volume morto lado - FE
V_{OE}	=	volume morto lado - HE
$V_I(\alpha)$	=	volume do cilindro lado - FE (cabeçote interno)
$V_E(\alpha)$	=	volume do cilindro lado - HE (cabeçote externo)
V_{DI}	=	volume deslocado pelo pistão lado - FE
V_{DE}	=	volume deslocado pelo pistão lado - HE
V_s	=	velocidade do som no meio
W	=	velocidade angular do virabrequim ($2. \pi. N$)
\dot{W}_e	=	potência efetiva
\dot{W}	=	potência disponível no eixo do motor elétrico
\dot{W}_T	=	potência teórica requerida

$X(\alpha)$	=	posição genérica do pistão / função do ângulo de virabrequim
Y_{VR}	=	levantamento do obturador no refluxo
Y_{LT}	=	levantamento total do obturador (válvula aberta)
Z_I	=	curso total do pistão lado - FE
Z_E	=	curso total do pistão lado - HE
$Z_I(\alpha)$	=	posição do pistão lado - FE ($= X_I(\alpha)$) , trajetória: PMS \Rightarrow PMI
$Z_E(\alpha)$	=	posição do pistão lado - HE ($= X_E(\alpha)$) , trajetória: PMI \Rightarrow PMS
Z_S	=	fator de compressibilidade do gás / condição de sucção
Z_d	=	fator de compressibilidade do gás / condição de descarga
$\cos \varphi$	=	fator de potência do motor
Ω	=	índice de desempenho
η	=	índice de desempenho adimensionalizado
η_m	=	eficiência do fluxo de massa
η_c	=	eficiência do fluxo de energia
η_{ad}	=	eficiência adiabática
η_{mec}	=	eficiência mecânica
η_{motor}	=	eficiência do motor elétrico
$\rho_{S,D}$	=	massa específica do gás na sucção ou descarga
α	=	ângulo de virabrequim (W.t)
β	=	ângulo de biela
μ	=	viscosidade dinâmica do gás

TERMINOLOGIA (área de compressores)

acfm = vazão efetiva nas condições (P,T) de sucção, em $\text{ft}^3/\text{min.}$

cilindro-NL = cilindro de compressão não-lubrificado (isento de óleo).

clearance = relação entre volume morto e volume deslocado.

COP = coeficiente de performance (calor removido/trabalho compressão) (1)

data book = livro com dados de projeto e fabricação do compressor.

diagrama PV = gráfico que representa o ciclo do compressor alternativo.

EER = taxa-eficiência de energia (calor removido/trabalho compressão) (2)

flange taps = flange com tomada lateral de pressão.

flare = tocha queimadora de gases combustíveis.

flash = termo que identifica vaporização de gás.

frame end (FE) = referência para o lado do cabeçote interno do cilindro.

FT = sigla para identificar o transmissor de vazão.

gas leakage = fuga de gás por anéis de selagem ou de pistão.

GHP = gas horse power, potência requerida para operar um gás específico.

GLP = gás liquefeito do petróleo.

head end (HE) = referência para o lado do cabeçote externo do cilindro.

lift = deslocamento do obturador da válvula do compressor.

PMI = ponto morto inferior.

PMS = ponto morto superior.

PT = sigla para identificar o transmissor de pressão.

PTFE = politetrafluoretileno, nome técnico do produto TEFLON® .

receiver = vaso de pressão para armazenamento de gás condensado.

slip = diferença entre valor teórico e real p/vazão da bomba óleo lubrificante.

tandem = montagem de cilindros em linha, pistões na mesma haste.

TT = sigla para identificar o transmissor de temperatura.

Notas: (1) índice adimensional.

(2) índice dimensional $\frac{\text{Btu/h}}{\text{W}}$

QUADRO GERAL DE UNIDADES

O presente trabalho foi elaborado tendo como base o Sistema Internacional de Unidades, no que se refere ao desenvolvimento das equações. O programa simulador para o cálculo do índice de desempenho, AVCOMP95.EXE, foi elaborado tendo como premissa o uso dos sinais de campo (pressões, temperaturas e vazões), em unidades coerentes, adequadamente transformadas para o SI.

As unidades técnicas consagradas na área de compressores industriais foram utilizadas como "inputs" de processamento, por meio da aquisição de dados em tempo real junto as instalações.

Os relatórios de avaliação, "outputs" do programa simulador, também foram emitidos com uso de unidades técnicas, fato este motivado pela habilidade de interpretação de resultados pelo pessoal de operações, considerando que este trabalho além de ser uma produção acadêmica, é uma ferramenta de aplicação na área operacional das indústrias de processo.

Unidade SI		Unidade utilizada nos relatórios	
comprimento	m	comprimento	m
massa	kg	massa	kg
tempo	s	tempo	s
corrente elétrica	A	corrente elétrica	A
temperatura	°K	temperatura	°C
pressão	N/m²	pressão	kgf/cm²
tensão elétrica	V	tensão elétrica	V
frequência natural de vibração	Hz	frequência natural de vibração	Hz
velocidade angular do eixo	Hz	velocidade angular do eixo	rpm
mol (mistura gasosa)	kg	mol (mistura gasosa)	g
viscosidade dinâmica	N.s/m²	viscosidade dinâmica	cP
entalpia específica	J/kg	entalpia específica	J/kg
massa específica	kg/m³	massa específica	kg/m³
potência	W	potência	W
constante elástica da mola	N/m	constante elástica da mola	N/m
calor específico	J / kg_{mol} . °K	calor específico	J / g_{mol} . °K

RESUMO

Definir um padrão de idealidade para o comportamento de um compressor alternativo de processo é o ponto de partida para discussão de uma série de aspectos relativos ao seu funcionamento. Em termos gerais, trata-se a eficiência de uma máquina como o resultado da avaliação de sua capacidade em atender aos serviços para a qual foi construída. No caso do compressor, a operação prevista é escoar a máxima quantidade possível de gás dentro de condições especificadas na sucção, para condições desejadas na descarga, com o mínimo consumo de energia.

Com este propósito, o trabalho apresenta uma metodologia para avaliar e acompanhar o desempenho de compressores alternativos API-618, do tipo cilindros não lubrificados, a partir do critério de SOEDEL que considera a relação entre capacidade (vazão) e potência, com as características mecânicas e operacionais dos compressores.

A avaliação do desempenho nessas bases, envolve a utilização das equações gerais do cilindro, as fugas de massa, as perdas de potência, a influência das válvulas, as propriedades termodinâmicas do gás, e as condições da unidade de processo.

A metodologia foi aplicada com a realização de testes operacionais e experimentais nas instalações da Petrobras - Terminal de armazenamento de GLP à baixa temperatura (Santos-SP), aproveitando-se a instrumentação existente como transmissores de pressão, temperatura e vazão, instrumentos de medição de tensão e corrente elétrica, a composição molar do gás que foi obtida através de análise cromatográfica da fase gasosa.

Os resultados experimentais atestam que é possível utilizar a metodologia proposta para prever o desempenho dos compressores, na forma de simulação da operação ou a partir de nova composição do gás. Verifica-se que ela é uma ferramenta que permite acompanhar ao longo de um período de campanha, as flutuações de desempenho.

Alto índice de desempenho dos equipamentos de processo, deve ser considerado como condição indispensável para a sobrevivência das empresas, e dentro dessa visão enquadra-se a obrigatoriedade de avaliações periódicas dos compressores.

ABSTRACT

DEFINING OPTIMUM PERFORMANCE STANDARD FOR RECIPROCATING COMPRESSOR IS THE STARTING POINT OF THE DISCUSSION ON A SERIES OF ASPECTS INVOLVED IN ITS OPERATION. IN GENERAL TERMS, THE PERFORMANCE OF A MACHINE IS AN EVALUATION OF ITS ABILITY TO ACCOMPLISH THE TASK IT HAS BEEN ASSIGNED TO DO. IN CASE OF A COMPRESSOR, ITS TASK IS TO PUMP THE MAXIMUM POSSIBLE QUANTITY OF GAS FROM GIVEN SUCTION CONDITIONS TO THE DESIRED DISCHARGE ONES, WITH THE LEAST AMOUNT OF ENERGY CONSUMPTION.

IN THIS WAY THE WORK PRESENTS A METHODOLOGY TO ANALYSE AND FOLLOW UP THE API-618 RECIPROCATING COMPRESSOR PERFORMANCE WITH NON-LUBRICATED CYLINDER, USING THE SOEDEL'S CRITERIA OF FLOW CAPACITY AND POWER RELATION, WITH THE MECHANICAL AND OPERATION CHARACTERISTICS.

THE PERFORMANCE ANALYSED ON THIS BASIS ENCOMPASSES GENERAL EQUATIONS OF CYLINDER, LEAKAGES OF MASS, POWER LOSSES, VALVES INFLUENCY, GAS THERMODYNAMICS PROPERTIES AND PROCESS PLANT CONDITIONS.

THE METHODOLOGY HAS BEEN USED IN OPERATING AND EXPERIMENTAL TESTS AT PETROBRAS - LPG LOW TEMPERATURE STORAGE TERMINAL (SANTOS-SP) USING INDUSTRIAL INSTRUMENTATION AS PRESSURE, TEMPERATURE AND FLOW TRANSMITTERS, ELECTRICAL TENSION AND CURRENT GAUGES, AND THE MOLAR GAS COMPOSITION FROM CHROMATOGRAPHY ANALYSES.

THE EXPERIMENTAL TESTS HAVE SHOWN THAT IT IS POSSIBLE, WITH THE METHODOLOGY, TO EVALUATE THE COMPRESSOR PERFORMANCE BY SIMULATING OPERATIONAL CONDITIONS, OR FROM NEW GAS COMPOSITION. IT IS A TOOL THAT MAY BE USED TO FOLLOW UP THE PERFORMANCE FLUCTUATIONS DURING A CHOSEN PERIOD OF TIME.

HIGH PERFORMANCE OF PROCESS EQUIPMENTS MUST BE CONSIDERED BY ALL COMPANIES AS A NECESSARY CONDITION TO SURVIVE. IN THIS CONTEXT IT IS MANDATORY TO EVALUATE PRODUCTION MACHINES, LIKE COMPRESSORS, PERIODICALLY.

1. INTRODUÇÃO

O escoamento de fluidos em fase gasosa através de dutos só é possível com uso de máquinas como os compressores, ventiladores, sopradores e bombas de vácuo.

O compressor alternativo é o equipamento que mais se destaca, já que têm sido largamente utilizado nos sistemas que operam com gases nas indústrias químicas, petroquímicas, nas refinarias para o processamento do petróleo, nos sistemas de escoamento de gás natural (gasodutos), nos sistemas de refrigeração à compressão de vapor de gás refrigerante, nos sistemas de geração de ar comprimido, entre outras.

No Brasil, a fabricação das máquinas de médio e grande porte utilizadas nas indústrias de processo utilizam da tecnologia importada, de fabricantes conhecidos mundialmente (31), como a Worthington, Ishikawajima, Sulzer, Mannesman-Demag, Clark e Elliott. Até pouco tempo atrás outra empresa multinacional a Dresser-Rand era representada no país pela Equipamentos Villares, que fornecia máquinas e suporte técnico.

Essas empresas multinacionais não mantêm de forma sistemática, atividades de desenvolvimento do produto no Brasil, aqui há pouco investimento em pesquisas nessa área.

Diante desta realidade nacional, são poucos os pesquisadores brasileiros e especialistas na matéria, os quais estão na sua maioria ligados as indústrias de processo.

1.1 Objetivo

O objetivo do presente trabalho é apresentar contribuição na área de engenharia de compressores alternativos de processo, com o desenvolvimento de uma metodologia de avaliação do desempenho, a partir do estabelecimento de um critério baseado na relação entre capacidade (vazão em massa) e a potência absorvida. Para tanto, buscou-se a definição de um índice de desempenho que representasse a melhor possibilidade de performance das máquinas.

O trabalho abrange os compressores padrão API-618 (1), com cilindros não-lubrificandos, acionados através de motor elétrico assíncrono trifásico. O método tem como condição a avaliação do desempenho sem paralisação da produção ou seja, sem retirada da máquina do seu regime normal de operação.

A figura-1 apresenta um corte típico do compressor alternativo de processo, e a figura-2 os limites práticos de sua aplicabilidade, função das vazões e pressões de descarga.

A metodologia de avaliação, baseada no critério de capacidade e potência, propicia a abordagem qualitativa e quantitativa das perdas no fluxo de massa e de potência. A identificação e o equacionamento dessas perdas, também são contribuições deste trabalho.

A utilização do índice de desempenho adimensionalizado visa subsidiar os programas de manutenção preditiva e preventiva, permitindo também o ajuste das variáveis de processo, de forma a se obter a melhor possibilidade de performance do equipamento. Em última análise, isso significa operação econômica, sem paradas inesperadas por quebra, ou baixo desempenho.

Eleitas capacidade e potência como a base da avaliação de desempenho, tanto as características construtivas dos compressores (dimensões, geometria dos componentes, tipo de montagem, etc...), como as condições operacionais da planta de processo, são consideradas.

Com um método de avaliação desenvolvido e um procedimento de operacionalização do mesmo, uma outra contribuição constante neste trabalho é o programa para microcomputador padrão IBM PC, que recebe "inputs", ou seja entrada de dados por meio de aquisição dos mesmos em tempo real, oriundos dos transmissores de pressão, temperatura e vazão, além da corrente e tensão elétricas, da instrumentação primária instalada em campo. Os índices que representam o desempenho do compressor na condição real de funcionamento são obtidos através do processamento desses sinais em conjunto com as propriedades termodinâmicas do gás movimentado e das características construtivas das máquinas.

1.2 A razão do avaliar

A avaliação de desempenho dos compressores alternativos padrão API-618, não é rotina operacional na maioria das indústrias brasileiras, ainda que, exista um grande número dessas máquinas já instaladas e em operação, em nosso parque industrial. Esta situação ocorre no Brasil devido as várias dificuldades com as quais as indústrias se deparam, sendo as principais:

significativamente, visto que hoje o GN contribui em apenas 2% na matriz energética brasileira, com projeções para chegar à 10% até o ano 2000, ou seja, ocorrerá um aumento no número de máquinas, ou seja um significativo acréscimo na potência instalada .

Uma melhoria no desempenho, das máquinas já em operação, que resultasse em 10% de redução no consumo energético atual de seus acionadores, poder-se-ia alcançar uma economia da ordem de 30 MW. Ainda neste exemplo deve-se considerar também o montante de capital já investido, que requer programas eficazes de manutenção preventiva (redução de custos com as corretivas). Responsabilidade em manter o abastecimento, e a confiabilidade requerida para o sistema de distribuição do gás natural, já justificariam mais uma vez a importância da implantação de rotina para a avaliação das máquinas compressoras.

2. PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

A pesquisa bibliográfica sobre o assunto, mostrou que os trabalhos e publicações sobre compressores, estão divididos em três áreas de aplicação: refrigeração, processo, e Ar comprimido.

2.1 Exterior

2.1.1 Área de refrigeração

Nessa área, para os compressores herméticos de pequeno porte, é grande o número de pesquisadores e de trabalhos publicados. Há aplicação efetiva de recursos no desenvolvimento de novos materiais, dos modelos matemáticos, dos simuladores, e em ensaios experimentais, visando a melhoria do desempenho operacional. Relata-se o uso dos resultados obtidos, no aprimoramento das técnicas de projeto, e na produção de compressores mais eficientes.

Esses fatos são, historicamente, os responsáveis pelo desenvolvimento tecnológico dessas máquinas nos últimos vinte e cinco anos. Neste contexto registra-se a participação direta das Universidades, respaldadas no apoio dos fabricantes.

A partir dos trabalhos publicados por WAMBSGANSS e SOEDEL (3) nos E.U.A, e MACLAREN (4) na Inglaterra, todos sobre compressores aplicados em refrigeração,

estabeleceu-se um marco histórico referente às avaliações de desempenho, e critérios de projeto.

O equacionamento para simulação do comportamento dinâmico das válvulas foi desenvolvido considerando os fenômenos que ocorrem dentro do cilindro de compressão, e a partir deste, surgiram os modelos matemáticos que originaram os simuladores numéricos, para a avaliação global da operação dessas máquinas de pequeno porte.

Recentemente, com enfoque na utilização de novos materiais, e nova concepção construtiva, KAWAI (20) relatou a obtenção de altos índices de performance (EER = 4,7 em operação), e aumento da produtividade na linha de fabricação de compressores herméticos.

Nos Estados Unidos, Europa e Japão, a disputa pelo mercado dessas máquinas tem estimulado o contínuo avanço tecnológico, conferindo-lhes confiabilidade operacional, com a manutenção da qualidade do produto ao longo do tempo. A produção dessas unidades, busca a cada dia, menores níveis de ruído, e baixo consumo de energia por carga térmica refrigerada.

2.1.2 Área de processos

Na área de compressores alternativos de processo, padrão API-618 (1), operando com hidrocarbonetos, as pesquisas estão concentradas nos departamentos de engenharia dos grandes fabricantes. Foram encontrados trabalhos publicados por SCHEEL (6), BOTELER (7), WOOLLATT (8 e 29), BEYER (27), GRAUNKE (23), BRUECKMAN (9), MARCHU (19), GREENE (11), WERTHEIMER (26) e do fabricante ELLIOTT (15).

Outros artigos, a partir de consultores independentes e engenheiros especialistas em projeto de compressores de processo, foram encontrados em revistas especializadas, como HANSEN (10), DIMOPLON (21), STANECKI (14) e NIMITZ (13).

Nesses trabalhos e artigos publicados, encontram-se citações nas quais os avanços obtidos pela área de refrigeração, foram parcialmente aproveitados nos compressores de processo, como registrado no caso das válvulas. As limitações para a utilização plena desses avanços estavam relacionadas basicamente com as características construtivas, de operação e do gás manipulado pelas máquinas.

Uma característica das máquinas de porte industrial, é que não há produção seriada. Em se tratando de compressores de processo, cada qual requer projeto e construção exclusiva (tailor made), o que dificulta a adoção generalizada dos resultados obtidos em bancadas de laboratório, o que não é o caso dos compressores herméticos de baixa potência.

No exterior, os fabricantes estão empenhados principalmente com a garantia da continuidade operacional e consumo de energia. Eles concentram seus estudos e ensaios, nos componentes que tendem a ser os limitadores de desempenho, como as válvulas, sistemas de selagem da haste, anéis de pistão, e refrigeração do cilindro de compressão.

As válvulas são os componentes que nos últimos anos experimentam maior evolução tecnológica; soluções apontadas nos ensaios com protótipos e concretizadas em projeto, impõem melhorias constantes sob pena de rápida obsolescência ou perda de mercado.

De forma geral, nos trabalhos pesquisados, os autores davam ênfase às análises qualitativas dos fenômenos. Contribuições do tipo causa-e-efeito avaliavam o que ocorria quando eram alterados parâmetros de funcionamento da máquina, tais como rotação, espaço morto, relação de compressão.

Nesses trabalhos a questão da eficiência do compressor não foi tratada com procedimento único. Não foram constatadas divergências conceituais entre os pesquisadores no que diz respeito aos fenômenos que ocorrem no interior do cilindro de compressão durante o ciclo de operação, porém tornou-se difícil eleger um determinado índice, que pudesse melhor representar a situação da máquina em funcionamento. SOEDEL e PANDEYA (5) apresentaram contribuição nessa área, onde perdas de potência e fugas de massa foram adequadamente tratadas, com o objetivo de se obter a uniformidade no trato dessa questão.

Os artigos de autoria de consultores independentes, trataram de forma difusa a questão da avaliação de desempenho. Cada um dos autores elegeram um determinado índice a partir do processo de produção no qual estava inserido o compressor. Analisaram somente os parâmetros de funcionamento da máquina que melhor se ajustavam a instalação; não foi possível uma avaliação técnica dos valores encontrados, pois os mesmos não apresentaram um referencial confiável para comparação.

Conclui-se que o termo eficiência ou rendimento do compressor não têm entre os diversos autores, engenheiros, técnicos e usuários uma definição única e precisa.

2.1.3 Geração de Ar comprimido

Os trabalhos referentes a compressores alternativos para ar, publicados no exterior, não foram pesquisados.. Contudo, a experiência mostra que os modelos estacionários de porte industrial (500 acfm e acima), são comumente tratados como aplicações de processo.

2.2 Brasil

2.2.1 Área de refrigeração

Os trabalhos analisados nesta revisão, mostrou que os estudos desenvolvidos no país, seguiam a mesma linha do exterior, ou seja, obtenção de compressores herméticos de alta performance.

Os trabalhos publicados no Brasil nos últimos dez anos, por MANSUR (17), FERREIRA (25), BORTOLI (18) e USSYK (12) são frutos do desenvolvimento de ferramentas para auxiliar no projeto de máquinas de baixa potência, herméticas, operando com fluidos refrigerantes (CFC's e Amônia).

2.2.2 Área de processo

Com relação aos compressores alternativos de processo, API-618 (1), não obstante contarmos no Brasil com tecnologia para fabricação nas empresas multinacionais anteriormente citadas, não foram encontrados artigos técnicos abordando o tema avaliação de desempenho, publicados na língua portuguesa.

Apenas na área de controle de capacidade foi encontrado um trabalho publicado por RODRIGUES (22), com uma proposta de instrumentalização do processo, para otimização do funcionamento da máquina em regimes não-permanentes, na busca de redução no consumo de energia.

Essas constatações foram excepcionalmente interessantes, ou seja, apesar dos compressores de processo serem largamente utilizados nas indústrias brasileiras, ainda é um assunto reservado a poucos especialistas. Mesmo as empresas de grande porte vivem situações semelhantes, como exemplo a PETROBRÁS e suas subsidiárias, que somente em dez-91 realizou seu primeiro Encontro Técnico sobre a matéria, SANTA ROSA (28).

2.2.3 Geração de Ar comprimido

Na área de compressores alternativos para ar, cilindros aletados, resfriados por convecção natural a ar, semi-abertos, simples-efeito, com pistões montados diretamente sobre o pino de biela, foram analisados os trabalhos publicados por FERREIRA (16) e TRIBESS (24), ambos restritos a procedimentos e bancadas para os ensaios. Duas outras publicações encontradas na língua portuguesa, tratam dos Fundamentos sobre Compressores, como são os livros dos Professores Dr. Remi Benedito da Silva (EPUSP - 1980) e Eng. Paulo Sérgio Barbosa Rodrigues (Editora Científica/RJ-1991).

3. ESTRUTURA DO TRABALHO

A estrutura utilizada no desenvolvimento deste trabalho, figura-3, contou com duas atividades mestras, uma de estudos e equacionamentos, com suporte da pesquisa bibliográfica sobre o assunto, outra de testes operacionais e obtenção das propriedades dos gases. Como complementação foi elaborado o programa AVCOMP95, para uso em microcomputador padrão IBM-PC, visando auxiliar na sistematização da avaliação de desempenho.

Os estudos e equacionamentos, subdividiram-se nas seguintes tarefas:

- pesquisa bibliográfica sobre o assunto, obtenção de publicações técnicas junto as Universidades, fabricantes, e em revistas especializadas. Obtenção dos trabalhos publicados ou apresentados em congressos, leituras e avaliação da documentação, com selecionamento das informações;
- estabelecimento de critério para avaliação de desempenho em operação;
- determinação das relações para cálculo das fugas ou perdas no fluxo de massa e de potência;

- equacionamento do volume, determinação dos efeitos do espaço morto, e relações termodinâmicas no cilindro;
- equacionamento do fluxo de massa através das válvulas de sucção e descarga.

As tarefas, com testes operacionais permitiram realizar as medições dos valores reais das variáveis de pressão, temperatura, vazão, tensão e corrente elétrica. As análises cromatográficas fornecendo as composições molares dos gases, permitiram obter as propriedades termodinâmica dos mesmos, necessárias ao conjunto de informações na avaliação do desempenho.

A parte experimental, com testes operacionais, ajustou-se as disponibilidades dos equipamentos e instalações da PETROBRÁS, em seu terminal de armazenamento de GLP à baixa temperatura (Santos-SP). Todo o desenvolvimento ocorreu na condição de regime permanente.

A figura-4 mostra o fluxograma de processo da unidade de reliquefação de flash "B", com os compressores que foram objeto dos testes nesse estudo. No apêndice-A são apresentadas as especificações nominais das máquinas.

4. DESCRIÇÃO DAS MÁQUINAS

O compressor alternativo do tipo cilindro não-lubrificado está na classe dos volumétricos ou de deslocamento positivo, operando basicamente com o aumento da pressão de uma certa quantidade de massa de gás, pela redução do volume que esta ocupa, dentro de uma câmara de compressão.

A característica do cilindro não-lubrificado fica estabelecida pela inexistência de lubrificantes a base de óleos minerais internamente ao cilindro de compressão, entre os anéis do pistão e a camisa. Porém é comum nestes casos encontrarmos um "agente lubrificador" adicionado aos anéis (pressão e desgaste). Para o caso analisado de compressor operando com hidrocarbonetos gasosos (metano, etano, propano, iso-butano, normal-butano e suas misturas), esses anéis tem composição básica de 75% PTFE (politetrafluoretileno) com adição de 25% de carbono na forma de pó de grafite.

A figura-5 mostra em corte um cilindro de compressão não-lubrificado, seu pistão, anéis de suporte e de pressão, e a camisa. Aparecem também, e de forma esquemática, as cavernas de circulação do fluido de refrigeração do bloco e cabeçotes, as válvulas e a selagem da haste.

Essas máquinas são equipadas com válvulas automáticas, operando por diferenciais de pressão entre os reservatórios (vasos pulmão) e as câmaras de compressão do gás.

Os compressores utilizados na parte experimental deste trabalho, possuem válvulas dotadas de molas planas, mecanicamente montadas dentro dos canais dos obturadores. Esses elementos são os responsáveis pelo retorno da canaleta à sua posição original, após cessadas as forças oriundas do diferencial de pressão.

As canaletas na posição de bloqueio à passagem do gás, se assentam sobre uma placa plana circular de furos oblongos, que por sua vez faz parte da sede de escoamento de gás.

A figura-6 mostra em vista explodida uma montagem típica dessas válvulas. A figura-7 apresenta o "descarregador", que é um atuador pneumático para ações sobre as válvulas de sucção, quando se deseja controlar a capacidade do compressor.

A selagem da haste do pistão é realizada por um sistema de engaxetamento, com anéis de politetrafluoretileno tri-partidos, e montados aos pares dentro de copos metálicos, todos suportados estruturalmente por uma flange de montagem externa ao cilindro. A figura-8 apresenta um desenho típico da selagem.

Por se tratarem de máquinas de custo elevado, vazões maiores são obtidas a partir da montagem de cilindros com "duplo-efeito" por estágio, que vem a ser a existência de duas câmaras de compressão trabalhando simultaneamente num mesmo cilindro, cada uma delas limitada por uma das faces do pistão.

O duplo-efeito permite num mesmo bloco de cilindro aumentar o volume aspirado em cada estágio, auxilia na obtenção de um torque mais regular para a máquina (a cada volta do virabrequim são efetuados dois ciclos completos), e limita em valores pequenos as fugas de gás entre pistão/anéis.

Quanto a disposição dos cilindros sobre a carcaça principal da máquina, encontram-se montagens nas direções horizontal ou vertical, como as de maiores aplicações. A opção entre uma ou outra é definida basicamente em projeto, dependendo da área disponível para construção da base e suas fundações, facilidades para acesso aos operadores e pessoal de manutenção, peso dos pistões, traçado das tubulações de processo, etc...

Os tipos de montagens normalmente utilizados pelos fabricantes podem dispor os cilindros em paralelo, em lados opostos, em tandem, ou em ângulo; todos a serem definidos em projeto.

As montagens com um, dois ou mais estágios dependem basicamente das necessidades de processo, já que a relação de compressão 4:1, é a regularmente utilizada como limite para cada um desses estágios.

Os blocos dos cilindros das grandes unidades compressoras, operando com temperaturas positivas acima da ambiente, são normalmente refrigerados com fluido circulante (por exemplo: água doce tratada). A figura-9 apresenta um esquema típico.

5. FUNCIONAMENTO DOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS

O funcionamento dos compressores alternativos com válvulas automáticas na sucção e descarga, apresentam quatro fases distintas, sendo descritas da seguinte forma:

- Aspiração do Gás

O movimento do pistão em direção ao PMI faz com que a pressão interna no cilindro atinja valor inferior àquela reinante no reservatório de sucção da máquina; assim sobre os obturadores da válvula de sucção é exercida uma força resultante da pressão do gás deste reservatório sobre a área de bloqueio, força esta suficientemente capaz de vencer ao somatório daquelas devido a contrapressão do lado interno da câmara, aquelas devido ao atrito entre as partes móveis (canaletas com suas guias), e a força da mola. Nestas condições dá-se a abertura da válvula de sucção ocorrendo a aspiração.

O gás sofre uma pequena expansão na passagem pelas válvulas, em direção ao interior do cilindro.

- Compressão e Descarga do Gás

O pistão mantém seu curso até o PMI. Ao atingir este ponto se dá a reversão do movimento. Impulsionado pelo conjunto mecânico do virabrequim + biela + cruzeta/haste, que completará os 180 graus faltantes para seu giro completo, o pistão se desloca em direção do PMS, reduzindo gradualmente o volume ocupado pela massa de gás aspirada.

A pressão interna do cilindro eleva-se continuamente até que seja atingido um valor tal, que a força exercida sobre os obturadores da válvula de descarga é suficientemente capaz de vencer à resultante do somatório das forças de contrapressão do gás contido no reservatório à jusante, das forças devido ao atrito entre as partes móveis dessa válvula e a força das molas. Nestas condições dá-se a abertura da válvula de descarga e se processa o descarregamento da massa do gás.

Mais uma vez, o gás sofre uma pequena expansão na passagem pelas válvulas, em direção ao reservatório de descarga.

Na realidade a abertura ou fechamento das válvulas de sucção e descarga dos cilindros, transcorrem na forma de pulsações contínuas, rápidas e irregulares. Essa é uma característica típica dos compressores alternativos, que esta diretamente associada ao fluxo pulsante do gás, ao projeto e tipo de molas das válvulas, e ao atrito nos deslocamentos dos seus obturadores.

O levantamento e a manutenção na posição "aberta" dos obturadores não é uma condição sustentada uniformemente pelo fluxo de gás, pois as forças devido ao diferencial de pressão não são mantidas constantes. Essas variações de pressão nas fases de aspiração e descarga afetam o rendimento global da máquina.

- Expansão da Massa de Gás Não-Descarregada

Ao atingir o PMS nova reversão de movimento ocorre com relação ao deslocamento do pistão. A partir deste ponto inicia-se o retorno para o PMI. Como não há varredura completa do pistão por todos os espaços do cilindro devido ao volume morto (composto pelas folgas entre pistão e cabeçotes, rebaixos no bloco do cilindro para a montagem das válvulas), uma pequena massa de gás permanece no interior da câmara, não sendo descarregada. É exatamente esta quantidade que sofre uma expansão com o início do retorno do pistão em

direção ao PMI; esta expansão se dá até o momento da abertura da válvula de sucção, onde então ocorre a aspiração de nova quantidade de gás.

- Ciclo do Compressor Alternativo

A figura-10 apresenta o diagrama típico PV, relacionado à velocidade e deslocamento do pistão, BEYER (27).

A figura-18 apresenta o diagrama PV, obtido por MACLAREN (4), com os correspondentes deslocamentos dos obturadores, mostrando graficamente o aumento da área da curva fechada, que corresponde numericamente ao aumento da potência absorvida no ciclo.

A expressão "ciclo" se refere ao fato de que a cada rotação completa do virabrequim ocorre a mesma sucessão de transformações com o gás que preenche o cilindro de compressão. Ela não significa que o gás completa um ciclo termodinâmico, como por exemplo em um ciclo de refrigeração à compressão de vapor.

6. AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO

Nas indústrias de um modo em geral, o termo desempenho é utilizado para identificar diferentes índices do comportamento das máquinas. No caso dos compressores alternativos os índices mais encontrados são: rendimento volumétrico e as eficiências adiabática, mecânica e global.

No campo da refrigeração e condicionamento de ar, dois termos são bastante difundidos, o COP (coefficient of performance) e o EER (energy efficiency ratio). Estes não são índices que avaliam exclusivamente o desempenho do compressor, mas sim os de um sistema que trabalhando em ciclos, contém o compressor com o um dos seus principais integrantes.

Considerando-se as definições do COP e do EER, verifica-se por exemplo, que não é possível avaliar os mecanismos das fugas de massa e aumento do consumo de potência em operação, nem tampouco do nível de influência com que estas afetam o funcionamento do compressor. Estimá-las, criteriosamente, é tarefa importante para o acompanhamento da evolução do desempenho da máquina, subsidiando inclusive os programas de manutenção.

A existência de diversas definições, como citado, leva a alguma confusão, dada a necessidade de se trabalhar com valores que normalmente não refletem, de imediato, se a condição de operação do compressor é satisfatória, técnica e economicamente.

Em termos gerais, avaliar o desempenho de um compressor é analisar a sua capacidade em atender ou reproduzir, periodicamente, a tarefa de comprimir (escoar) a máxima quantidade de gás, a partir de determinadas condições de sucção, para especificadas ou desejadas condições de descarga, com o consumo mínimo de energia.

Assim dois pontos são fundamentais para a definição de um critério para avaliação de desempenho do compressor:

- **Capacidade (fluxo de massa):** quantidade de massa de gás que o compressor é capaz de comprimir e descarregar (escoar), em condições especificadas para o sistema. Se puder ser aumentada, aumentará o desempenho da máquina.

- **Potência:** a energia colocada à disposição da máquina, deve ser aproveitada ao máximo no trabalho de compressão e descarga do gás. Se o consumo de energia por unidade de massa comprimida e descarregada para o sistema aumentar, reduzir-se-á o desempenho do compressor.

Relaciona-se:

$$\text{Desempenho} \propto \text{Fluxo de massa} \quad (6.1)$$

$$\text{Desempenho} \propto \frac{1}{\text{Energia consumida por unidade de massa comprimida e descarregada}} \quad (6.2)$$

Combinando (6.1) e (6.2) obtém-se:

$$\text{Desempenho} \propto \frac{\text{Fluxo de massa}}{\text{Energia consumida por unidade de massa comprimida e descarregada}} \quad (6.3)$$

A relação (6.3) fornece a expressão fundamental para definição de um critério de avaliação do compressor. Para convertê-la em uma forma usual de aplicação, remove-se o sinal de proporcionalidade, definindo-se o termo "índice de desempenho":

$$\text{Índice de Desempenho} = \Omega = \frac{\frac{dm}{dt}}{\frac{dE_{in}}{dm}} \quad (6.4)$$

onde o termo " E_{in} " representa a energia fornecida ao motocompressor, ou seja a energia absorvida pelo motor elétrico, da rede elétrica de alimentação, que pode ser medida na sua entrada:

Reescreve-se a expressão (6.4) como:

$$\text{Índice de Desempenho} = \Omega = \frac{\frac{dm}{dt}}{\frac{dE_{in}}{dm} / \frac{dt}{dt}} = \frac{\left(\frac{dm}{dt}\right)^2}{\frac{dE_{in}}{dt}} \quad (6.5)$$

O índice de desempenho conforme acima definido é um termo dimensional, e portanto, ainda não inteiramente adequado à avaliação do compressor, ou seja tem uma certa desvantagem de não dar a sensação da melhor possibilidade de desempenho da máquina (há necessidade de um outro valor para efeito comparativo, e a definição desse valor de referência pode não refletir a real possibilidade de desempenho).

Para melhorar essa situação, define-se o chamado " índice de desempenho adimensionalizado = η ", que é obtido comparando-se o índice real " Ω_r " de desempenho com o índice teórico (ideal) " Ω_i "; este último seria aquele obtido quando a compressão do gás ocorre através de uma transformação isoentrópica.

Considerando " Δh_i " como o aumento da entalpia por unidade de massa de gás durante o trabalho de compressão ideal, segue-se então que:

$$\Omega_r = \frac{\left(\frac{dm}{dt}\right)_r^2}{\left(\frac{dE_m}{dt}\right)_r} \quad (6.6)$$

$$\Omega_i = \frac{\left(\frac{dm}{dt}\right)_i}{\Delta h_i} \quad (6.7)$$

$$\eta = \frac{\Omega_r}{\Omega_i} = \frac{\left(\frac{dm}{dt}\right)_r^2 \times \Delta h_i}{\left(\frac{dm}{dt}\right)_i \times \left(\frac{dE_m}{dt}\right)_r} \quad (6.8)$$

onde são definidos:

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_i} = \eta_m = \text{eficiência do fluxo de massa (adimensional)} \quad (6.9)$$

$$\frac{\dot{m}_r \cdot \Delta h_i}{\dot{E}_m} = \eta_e = \text{eficiência do uso de energia (adimensional)} \quad (6.10)$$

reescrevendo (6.8) tem-se: $\eta = \eta_m \times \eta_e$ (6.11)

O índice de desempenho adimensionalizado conforme obtido na expressão (6.11), é o produto das eficiências do fluxo de massa e do uso da energia colocada a disposição do compressor, ou seja, ele é influenciado diretamente pela capacidade e potência absorvida pela máquina.

Na expressão (6.9) é definida a eficiência do fluxo de massa como a fração da vazão ideal em massa, que teoricamente o compressor é capaz de comprimir e descarregar, sob condições reais de funcionamento.

Na expressão (6.10) é definida a eficiência no uso da energia colocada a disposição do compressor, como a fração da potência absorvida, caso a máquina estivesse operando dentro das condições teóricas (ideais) especificadas.

Decompondo a expressão (6.11) nos termos que possam explicitar " η_e ", definindo o trabalho específico real, ou seja o aumento de entalpia real por unidade de massa do gás na forma de " $\Delta h_r = dE_m / dm$ ", e ainda, fazendo-se " dw / dt " como o termo que representa a potência disponível no eixo do motor elétrico, escreve-se:

$$\eta = \eta_m \times \frac{\Delta h_i}{\Delta h_r} \times \frac{\dot{m}_r \times \Delta h_r}{\frac{dw}{dt}} \times \frac{\frac{dw}{dt}}{\dot{E}_{in}} \quad (6.12)$$

onde identificam-se alguns termos já consagrados na avaliação de compressores:

a) eficiência adiabática do compressor

$$\eta_{ad} = \frac{\Delta h \text{ (adiabático)}}{\Delta h \text{ (politrópico)}}$$

b) eficiência mecânica do conjunto motocompressor

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{m}_r \times \Delta h_r}{\frac{dw}{dt}} = \frac{\dot{m}_r \times \Delta h_r}{\dot{W}} = \frac{\text{potencia real entregue ao gas}}{\text{potencia real no eixo do motor}}$$

As perdas por atrito nos mancais e guias, na transmissão mecânica, e o atrito entre anel do pistão e camisa, estão incluídos nesta eficiência. SCHEEL (6) e NIMITZ (13) apresentaram contribuição nessa área.

c) eficiência do motor elétrico

$$\eta_{motor} = \frac{\frac{dw}{dt}}{\frac{dE_{in}}{dt}} = \frac{\dot{W}}{\dot{E}_{in}} = \frac{\text{potencia real no eixo do motor}}{\text{potencia real absorvida pelo motor da rede eletrica}}$$

Reescrevendo a expressão (6.12) tem-se uma forma compacta:

$$\eta = \eta_m \times \eta_{ad} \times \eta_{mec} \times \eta_{motor} \quad (6.13)$$

Destaca-se ainda que a eficiência do fluxo de massa, expressa como o termo η_m , contempla todos os mecanismos ligados à avaliação da capacidade do compressor (vazão), como por exemplo a sua eficiência volumétrica, a redução do volume aspirado pelo aumento da temperatura do gás na sucção, refluxo nas válvulas, fugas através dos anéis do pistão, e vazamento de gás pela selagem da haste.

O índice de desempenho adimensionalizado " η ", é o resultado do critério de avaliação que associa cada uma das eficiências, de massa e energia, agrupadas em torno da capacidade e potência do compressor.

Retrabalhando a expressão (6.13) para determinar analiticamente o índice de desempenho adimensionalizado " η ", obtém-se:

$$\eta = \frac{(dm/dt)_r}{(dm/dt)_i} \times \frac{(dm/dt)_r \times \Delta h_i}{(dE_m/dt)} = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_i} \times \frac{\dot{m}_r \Delta h_i}{\dot{E}_m} \quad (6.14)$$

O fluxo de massa pelo compressor, figura-11, é dado por:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_i - \sum \dot{m}_L \quad (6.15)$$

O fluxo de potência pelo compressor, figura-12, é dado por:

$$\dot{E}_m = \dot{m}_r \times \Delta h_i + \sum \dot{E}_L \quad (6.16)$$

substituindo o fluxo de massa real " \dot{m}_r " da expressão (6.15), em (6.16) obtém-se:

$$\dot{E}_m = \left(\dot{m}_i - \sum \dot{m}_L \right) \times \Delta h_i + \sum \dot{E}_L \quad (6.17)$$

A vazão ideal (teórica) em massa, dada por " \dot{m}_i " :

$$\dot{m}_i = \rho_s \times V_d \quad (6.18)$$

A massa específica do gás na sucção " ρ_s ", é dada por :

$$\rho_s = \frac{P_s \cdot \text{Mol}}{T_s \cdot R \cdot Z} \quad (6.19)$$

Substituindo-se (6.15), (6.17) e (6.18) em (6.14) obtém-se:

$$\eta = \frac{\left(\rho_s \cdot V_d - \sum \dot{m}_L \right)^2 \times \Delta h_i}{(\rho_s \cdot V_d) \times \left[\Delta h_i \times \left(\rho_s \cdot V_d - \sum \dot{m}_L \right) + \sum \dot{E}_L \right]} \quad (6.20)$$

Para o cálculo do índice de desempenho adimensionalizado, a partir da expressão (6.20), requer-se o equacionamento do volume do cilindro, a determinação das fugas de massa $\sum \dot{m}_L$, das perdas de potência $\sum \dot{E}_L$, e das propriedades termodinâmicas do gás ou da mistura de gases (30).

O valor inicial para o índice de desempenho foi determinado a partir das especificações técnicas originais dos compressores, e das condições de processo inicialmente previstas para a operação da planta.

O valor assim determinado foi considerado como aquele que teoricamente representou o índice de desempenho do compressor no início de funcionamento.

As variações desse índice ao longo do tempo de operação são mais importantes do ponto de vista de engenharia, ou seja, são efetivamente os valores representativos para um controle estatístico do processo. É a partir da análise do gráfico de tendência (índice de desempenho x tempo) que podem ser planejadas as ações necessárias de ajuste das variáveis operacionais, e intervenções de manutenção; propicia uma ação pró-ativa na busca contínua da melhoria de desempenho.

Implantada a rotina de avaliação e conhecendo-se a evolução de " η ", com os parâmetros que interferem nesse índice de desempenho, é possível ao longo do tempo relacionar causa-e-efeito, permitindo a obtenção do melhor desempenho do compressor, nas condições em que o sistema se encontrar.

No apêndice-B, é apresentado o diagrama de blocos do programa AVCOMP95.EXE

7. EQUACIONAMENTOS

O ciclo de operação do compressor alternativo, aparentemente simples na sua descrição, possui na realidade vários fenômenos interagindo e ocorrendo em curto espaço de tempo.

7.1 Equação do Volume do Cilindro

O volume total do cilindro de compressão é dado pela soma do volume deslocado pelo pistão (V_d), com o volume morto (V_o).

O volume deslocado é função das características mecânicas do compressor, como o diâmetro interno da camisa do cilindro, diâmetro externo da haste, o curso e a frequência de rotação do virabrequim.

O volume morto corresponde ao espaço " não-varrido " pelo movimento do pistão, e é responsável pela retenção de uma pequena quantidade de massa de gás que não é descarregada. A massa confinada sofre expansão no retorno do pistão em direção ao PMI, uma parcela fixa que resulta em redução efetiva na capacidade do compressor, figura-11.

O volume morto é uma característica inevitável em todos os compressores alternativos, sendo o responsável direto pela redução no rendimento volumétrico dos cilindros. Basicamente " V_o " é composto pelos espaços devidos aos furos e rebaixas de encaixe das válvulas de sucção e descarga, e as folgas entre o pistão e os cabeçotes de compressão nos PMI e PMS.

Nos cilindros de duplo-efeito, o volume deslocado e o volume morto são diferentes em cada um dos lados do pistão, respectivamente designados quando no lado do cabeçote interno (frame end - FE), e do externo (head end - HE), devido a presença da haste do pistão.

Assim escreve-se:

$$V = V_o + V_d \quad (7.1)$$

$$V = V_o + \frac{\pi \times D^2}{4} \times Z_c + \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} \times Z_i \quad (7.2)$$

O mecanismo biela-manivela-cruzeta-haste, transforma o movimento de rotação do virabrequim em movimento alternativo do pistão. $Z_i(\alpha)$ e $Z_e(\alpha)$, representam a posição instantânea do pistão em função do tempo (ângulo de giro), da excentricidade, e do comprimento da biela.

Pela figura-17, configuração para um compressor de duplo-efeito temos:

Cabeçote interno (Frame End):

$$V_i(\alpha) = V_{oi} + \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} \times Z_i(\alpha) \quad (7.3)$$

- pistão no PMS ($\alpha = 0$):

$$\overline{OA} = e + L$$

- pistão num ponto qualquer entre PMS e PMI ($0 < \alpha < 180$):

$$\overline{OB} = e \cdot \cos \alpha + L \cdot \cos \beta$$

- deslocamento PMS \rightarrow PMI (tracionamento da haste):

$$X = \overline{OA} - \overline{OB} = e + L - (e \cdot \cos \alpha + L \cdot \cos \beta) \quad (7.4)$$

$$Z_i(\alpha) = e \cdot (1 - \cos \alpha) + L \cdot (1 - \cos \beta) \quad (7.5)$$

que atende as seguintes condições de contorno:

$$\alpha = 0^\circ \quad \rightarrow \quad \beta = 0 \quad \rightarrow \quad X = 0$$

$$\alpha = 180^\circ \quad \rightarrow \quad \beta = 0 \quad \rightarrow \quad Z_i(\alpha) = 2 \cdot e$$

Cabeçote externo (Head End):

$$V_e(\alpha) = V_{oe} + \frac{\pi \times D^2}{4} \times Z_e(\alpha) \quad (7.6)$$

- pistão no PMI ($\alpha = 180^\circ$):

$$\overline{OA} = L - e$$

- pistão num ponto qualquer entre PMI e PMS, para $180 < \alpha < 360$:

$$\overline{OB} = L \cdot \cos \beta - e \cdot \cos (\alpha - 180^\circ) = L \cdot \cos \beta + e \cdot \cos \alpha$$

- deslocamento PMI \rightarrow PMS (compressão axial da haste):

$$X = \overline{OB} - \overline{OA} = e - L + (L \cdot \cos \beta + e \cdot \cos \alpha) \quad (7.7)$$

$$Z_e(\alpha) = e \cdot (1 + \cos \alpha) + L \cdot (\cos \beta - 1) \quad (7.8)$$

que atende as seguintes condições de contorno:

$$\alpha = 180^\circ \rightarrow \beta = 0 \rightarrow X = 0$$

$$\alpha = 360^\circ \rightarrow \beta = 0 \rightarrow Z_e(\alpha) = 2 \cdot e$$

assim levando as relações (7.3), (7.5), (7.6) e (7.8) em (7.2), e rearranjando convenientemente obtém-se:

$$V(\alpha) = V_o + \frac{\pi \times D^2}{4} \times 2e - \frac{\pi \times d^2}{4} \times [e(1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta)] \quad (7.9)$$

$$\text{com o volume morto total por cilindro: } V_o = V_{oi} + V_{oe} \quad (7.10)$$

$$\text{Fazendo } \lambda = \frac{e}{L} \text{ escreve-se } \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} = \lambda \text{ assim}$$

$$\cos \beta = \sqrt{(1 - \text{sen}^2 \beta)} = \sqrt{(1 - \lambda^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha)}$$

a equação exata do volume total (EQ-7.9) toma a forma:

$$V(\alpha) = V_o + \frac{\pi \times D^2}{4} \times 2e - \frac{\pi \times d^2}{4} \times e \times \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{(1 - \lambda^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha)} \right) \right] \quad (7.11)$$

com: $\alpha = W.t$
 $W = 2.\pi.N$

O "clearance" (CL) dos os compressores alternativos é definido como a relação entre volume morto e volume deslocado, em cada lado do pistão (caso duplo-efeito), ou seja:

$$CL_i = \frac{V_{oi}}{V_{di}} \quad (7.12a)$$

$$CL_e = \frac{V_{oe}}{V_{de}} \quad (7.12b)$$

Expandindo o termo $\sqrt{(1 - \lambda^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha)}$ em série binomial, temos:

$$A = e \cdot \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \times \text{sen}^2 \alpha + \frac{\lambda^3}{8} \times \text{sen}^4 \alpha + \dots \right] \quad (7.13)$$

Tomando-se os três primeiros termos da expressão, e considerando-se que para os compressores C-02 e C-03, objeto desse estudo, o valor de $\lambda = 1/5$, nos fornece $\lambda^3/8 = 1/1000$, a série converge rapidamente, e obtém-se uma boa aproximação, com erro inferior à 1% para (7.13), de forma que:

$$A = e \cdot \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \times \text{sen}^2 \alpha \right] \quad (7.14)$$

Substituindo o resultado na expressão (7.11), temos a equação aproximada para o volume total como sendo:

$$V(\alpha) = V_0 + \frac{\pi \times D^2}{4} \times 2e - \frac{\pi \times d^2}{4} \times [A] \quad (7.15)$$

Da mesma forma reescrevemos as expressões (7.5) e (7.8) para as posições instantâneas do pistão como:

$$Z_i(\alpha) = e. \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \times \text{sen}^2 \alpha \right] \quad (7.16)$$

$$Z_e(\alpha) = e. \left[1 + \cos \alpha - \frac{\lambda}{2} \times \text{sen}^2 \alpha \right] \quad (7.17)$$

7.2) Perdas no Fluxo de Potência ($\sum \dot{E}_L$)

A figura-12 apresenta um balanço de energia (fluxo de potência), com identificação das perdas, do motor ao compressor.

A obtenção de cada uma delas considerou os seguintes procedimentos:

- a) Motor elétrico, consulta ao fabricante (General Electric) e ao data book de fabricação;

b) Transmissão mecânica, mancais e atrito de partes móveis, cálculos estimativos a partir das expressões de SCHEEL (6) ajustadas experimentalmente por NIMITZ (13), consagradas na indústria do petróleo, e que fornecem precisão técnica adequada às instalações operacionais com compressores alternativos padrão API-618 ;

c) Expoente de transformação politrópica na compressão do gás real, deu-se a partir dos ensaios experimentais. Inicialmente estimou-se a potência necessária a compressão a partir de uma transformação adiabática reversível;

d) Sobrepressão no interior do cilindro para a abertura das válvulas automáticas de descarga, e subpressão para a abertura das válvulas de sucção, a partir das expressões propostas por WOOLLATT (8) e HARTWICK (32);

e) Bomba de óleo de lubrificação, através de consulta ao data book de fabricação do compressor.

Escreve-se:

$$\sum \dot{E}_L = \dot{E}_{ML} + \dot{E}_{FL} + \dot{E}_{CL} + \dot{E}_{VL} + \dot{E}_{OL} \quad (7.18)$$

A potência que o acionador recebe da rede de alimentação elétrica (\dot{E}_{in}), é transformada em energia mecânica com uma eficiência igual a " η_{motor} ", resultando uma potência disponível no eixo do primeiro acoplamento igual à " \dot{W} ". As perdas no motor elétrico " \dot{E}_{ML} " consistem principalmente no aquecimento interno (enrolamento do estator e induzido), dissipação pela resistência interna à passagem da corrente pelas bobinas ($I^2.R$), correntes parasitas e histerese. Essas perdas podem ser admitidas constantes, embora sofram pequenas variações em função da elevação da temperatura do motor. Também é aceitável tecnicamente considerar constante a eficiência do motor elétrico em regime permanente de funcionamento. Assim:

$$\dot{E}_{ML} = \dot{E}_{in} \times [1 - \eta_{motor}] \quad (7.19)$$

A potência disponível no eixo com o primeiro acoplamento " \dot{W} " também sofre perdas devido aos mecanismos de transmissão.

Os motocompressores alternativos de porte industrial dificilmente são montados com o acoplamento direto, sempre há um redutor de velocidades ou transmissão através de polias e correias em "V", que transmitem o movimento com uma determinada eficiência, ou seja, conduzem em última análise a geração de perdas de potência.

Essas perdas são devidas ao atrito em mancais, ao atrito entre o anel de pistão e camisa do cilindro, e aquelas do sistema polia e correias-V. O valor dessas perdas varia dependendo do tipo de transmissão, tipo de cilindro de compressão, velocidade do pistão e relação de compressão.

SCHEEL (6) e NIMITZ (13) a partir de ensaios experimentais, propõem que o rendimento mecânico função do sistema de transmissão e do atrito interno no cilindro η_{mec} , seja numericamente igual a:

a) transmissão com redutores de velocidades:

$$\eta_{mec} = 1 - \frac{\sqrt{\frac{N}{10}}}{\sqrt{R_c \times \frac{\dot{E}_{in}}{2}}} \quad (7.20)$$

b) transmissão com polias e correias em " V ":

$$\eta_{mec} = 1 - \frac{\sqrt{\frac{N}{10}} \times \sqrt[5]{\frac{N_c}{5}}}{\sqrt{R_c \times \frac{\dot{E}_{in}}{3}}} \quad (7.21)$$

As condições e limites de aplicabilidade das expressões, estão assim relacionadas:

a) compressores alternativos cilindros não-lubrificados;

b) anéis de pistão e selagem da haste, com agente lubrificador seco (ex: pó de grafite);

- c) frequência de rotação do virabrequim máxima de 1200 rpm;
- d) temperatura máxima do gás no cilindro de 150°C;
- e) potência de transmissão até 1000 hp por estágio;
- f) relação de compressão por cilindro de até 4,0.

As condições acima englobam a grande maioria das aplicações em sistemas de armazenamento, condicionamento, refrigeração e escoamento de hidrocarbonetos em fase gasosa. As expressões (7.20) e (7.21) são largamente utilizadas pelos fabricantes e usuários desses compressores para seleção dos acionadores.

Defini-se finalmente: $\dot{E}_{FL} = \dot{W} \times [1 - \eta_{mec}]$ (7.22)

Descontadas as perdas " \dot{E}_{ML} " e " \dot{E}_{FL} " tem-se a potência indicada " \dot{W}_i ", que é aquela entregue ao gás dentro do cilindro. Esta potência é representada numericamente pela área delimitada pelo diagrama PV-indicado.

A perda " \dot{E}_{CL} " é o aumento da área no diagrama-PV como consequência do processo de compressão real, que se afasta do ideal (isoentrópico), neste caso avaliado sob a visão da transferência de calor das paredes internas do cilindro ao gás, ou seja devido ao aquecimento durante o processo de aspiração até início da compressão, o que acarretará uma temperatura final de descarregamento do gás maior do que aquela que ocorreria se esse incremento fosse devido somente pela compressão do gás.

Uma forma de avaliar essa perda é através do cálculo da diferença entre os valores da potência para os processos de compressão isentrópico (teórico), e o politrópico com resfriamento (real), utilizando o expoente obtido experimentalmente.

$$\dot{E}_{iso} = \dot{m} \times \bar{R} \times T_s \times \frac{k}{k-1} \times \left(R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \times \frac{Z_d + Z_s}{2} \quad (7.23)$$

$$\dot{E}_{iso} = \dot{m} \times \Delta h_i \quad (7.23a)$$

$$\dot{E}_{pol} = \dot{m} \times \bar{R} \times T_s \times \frac{n}{n-1} \times \left(R_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \times \frac{Z_d + Z_s}{2} \quad (7.24)$$

$$\dot{E}_{pol} = \dot{m} \times \Delta h_r \quad (7.24a)$$

$$\dot{E}_{cl} = \dot{E}_{pol} - \dot{E}_{iso} \quad (7.25)$$

Os compressores de grande porte possuem os blocos dos cilindros de compressão com refrigeração (figuras-5 e 9); a troca de calor permite obter uma redução na " \dot{E}_{cl} " em função da menor temperatura das paredes internas.

Para determinados gases e aplicações, como é o caso do normal e iso-butano, o primeiro estágio de compressão possui o que se chama de "refrigeração estática", ou seja não há circulação forçada do líquido refrigerante no bloco; uma quantidade desse líquido (aditivado ou não - depende da menor temperatura de aspiração do gás prevista em projeto *), é mantida pressurizada por uma coluna líquida aberta, sendo que a circulação se dá por convecção natural (diferenças de densidades). Neste caso a transferência de calor é efetivamente menor que no primeiro caso, sendo que a perda " \dot{E}_{cl} " passa a ser ligeiramente maior.

* compressores que operam em sistemas de reliquefação de "boil-off" ou "flash" de gases como o Normal ou Isobutano, com os blocos dos cilindros intensamente refrigerados, conduzem a condensação desses gases no interior da câmara de compressão, o que é prejudicial à máquina.

A perda " \dot{E}_{vl} " corresponde ao acréscimo de potência no ciclo do compressor devido a existência das válvulas automáticas na sucção e descarga. Os mecanismos responsáveis por este tipo de perda são basicamente os seguintes:

a) necessidade de aplicação de uma sobrepressão no final da compressão, para que a válvula de descarga abra;

b) depressão necessária ao final da expansão da massa de gás não-descarregada para a abertura da válvula de sucção, e início da aspiração;

c) pulsações dos obturadores*, que tem como consequência a variação da área efetiva de passagem do gás através das válvulas, SOEDEL-COHEN (5), WOOLLATT (8) e WERTHEIMER (26) apresentaram contribuição nessa área.

d) Queda de pressão no escoamento do gás através das válvulas, com os obturadores na posição-batente (totalmente levantados ou seja válvulas totalmente abertas), que se associa as características próprias de funcionamento das válvulas, conforme citado nos itens "a" e "b" acima.

A determinação quantitativa de " \dot{E}_{vl} " depende das características e das condições do escoamento do gás através das válvulas.

Os compressores de pequeno porte (herméticos), cujas válvulas são do tipo palhetas engastadas em um dos lados, pré-tensionadas, que mantêm pulsações constantes e irregulares resultando em variações constantes das áreas de escoamento, devem ter o método modificado, inserindo-se a equação do movimento dos obturadores, ajustando a expressão da queda de pressão.

* Este fenômeno é observado num diagrama PV, na forma de variações de pressão, nos processos de descarregamento e aspiração do gás, que teoricamente seriam isobáricos. O aumento da área nesse diagrama corresponde ao aumento de potência absorvida para o ciclo de compressão.

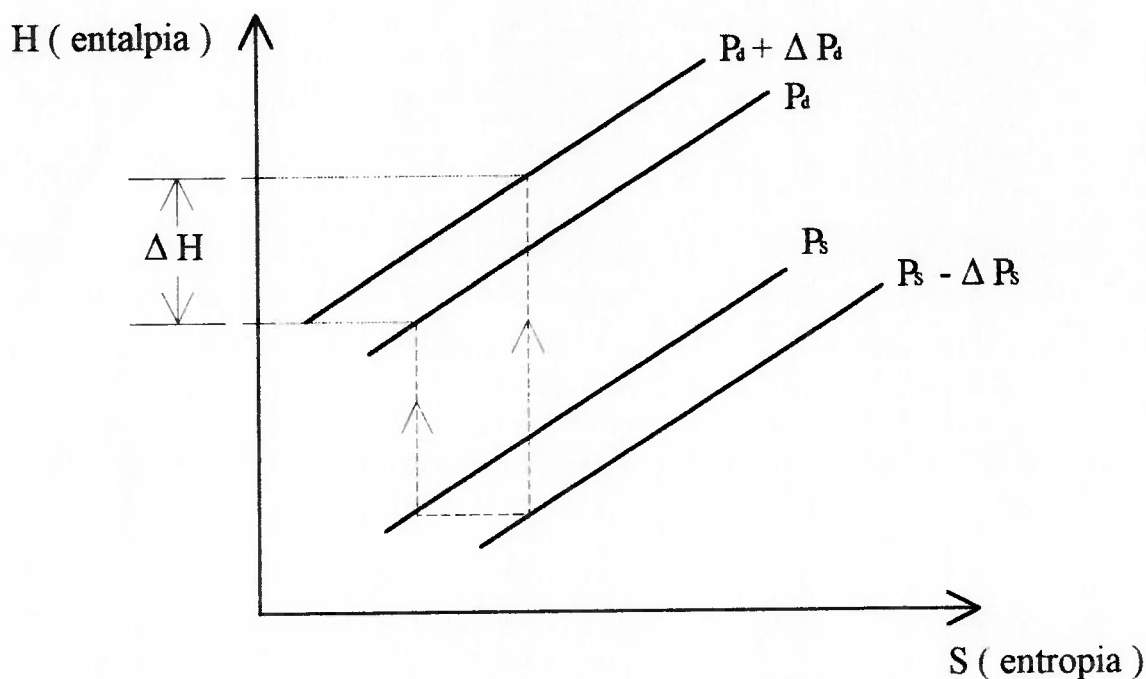
7.2.1) Queda de Pressão através das válvulas (Δp)

As quedas de pressão ocorrem nas válvulas de sucção e descarga. O gás em ambos os casos sofre uma pequena expansão, porém insuficiente do ponto de vista de engenharia, para provocar variações de temperatura que conduzam a variações na sua massa específica, o que permite considerar o escoamento como incompressível.

As quedas de pressão são responsáveis pelo aumento da relação de compressão da máquina ou seja, devido a elas a pressão real de sucção é menor e a de descarga é maior, do que seus respectivos valores nominais.

A consequência direta desse fato é o acréscimo da potência absorvida pelo compressor.

Uma análise do diagrama " H x S " abaixo, mostra o incremento de entalpia na compressão devido a presença das válvulas automáticas.



A partir da expressão (7.23) substituindo-se na relação de compressão as variações de pressão, obtém-se:

$$\dot{E}_v = \dot{m}_r \times \bar{R} \times T_r \times \left(\frac{n}{n-1} \right) \times \left(\frac{Z_d + Z_s}{2} \right) \times \left[\left(\frac{P_d + \Delta P_d}{P_s - \Delta P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (7.26)$$

que representa a potência com a presença das válvulas.

Determinando-se os valores das quedas de pressão na sucção e descarga, é possível obter o valor de " \dot{E}_{VL} ". Assim tem-se:

$$\dot{E}_v = \dot{m}_r \times \bar{R} \times T_r \times \left(\frac{n}{n-1} \right) \times \left(\frac{Z_d + Z_s}{2} \right) \times \left[R_c^{\frac{n-1}{n}} \times \left(\frac{1 + \Delta P_d / P_d}{1 - \Delta P_s / P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (7.27)$$

$$\dot{E}_{VL} = \dot{E}_v - \dot{E}_{POL} \quad (7.28)$$

WOOLLATT (8) e HARTWICK (32) apresentaram contribuição nessa área, obtendo expressões para o cálculo da queda de pressão durante a passagem do gás através das válvulas. As condições e limitações de aplicabilidade do método foram estabelecidas a partir das comparações entre resultados dos ensaios experimentais e valores teóricos obtidos através das expressões provenientes da análise dimensional.

As condições de aplicabilidade estão assim relacionadas:

- a) não há pré-carga das molas sobre os obturadores das válvulas quando as mesmas encontram-se fechadas, somente a pressão sobre eles é a responsável pelo bloqueio;
- b) a relação entre área equivalente de escoamento do gás pela válvula e a queda de pressão, é linear;
- c) a biela é longa comparada com o curso total do pistão, ou seja apresenta uma relação mínima de 2,5 para 1;

d) escoamento através das válvulas é incompressível;

e) é possível substituir por uma área geométrica de conformação circular equivalente, a área de passagem pelos canais oblongos das válvulas canaletas.

f) a válvula canaleta mantém-se totalmente aberta durante o escoamento.

As quedas de pressão na sucção e descarga, na condição de válvulas totalmente abertas, são funções das variáveis operacionais de processo, das características das válvulas, da máquina e propriedades do gás, sendo:

a) área adimensional equivalente, que corresponde a uma área que daria a mesma queda de pressão para um trecho de tubo na velocidade média do escoamento;

b) rendimento volumétrico por estágio de compressão, separadamente em cada uma das câmaras (lados do pistão) para o caso de cilindros de duplo-efeito;

c) espaço morto (clearance);

d) expoente de transformação isoentrópica (teórica), ou politrópica (experimental).

Escreve-se:

$$\text{área adimensional equivalente: } C_{s,D} = \frac{F_{s,D} \times \sqrt{2 \cdot Z_{s,D} \cdot R \cdot T_{s,D}}}{V_a \cdot (\pi \cdot N)} \quad (7.29)$$

$$\text{volume total lado-FE: } V_i = CL_i \cdot V_{di} + \frac{V_{di}}{2} \times (1 - \cos \alpha) \quad (7.30)$$

$$\frac{dV_i}{d\alpha} = \frac{dV_i}{2} \times \text{sen } \alpha \quad (7.31)$$

considerando fluxo incompressível escreve-se:

$$\dot{m}_{s,D} = \rho_{s,D} \times \frac{dV_i}{d\alpha} \times \frac{d\alpha}{dt} = \rho_{s,D} \times \frac{dV_i}{2} \times \text{sen } \alpha \times (\pi \cdot N) \quad (7.32)$$

porém tem-se que
$$\dot{m}_{s,D} = F_{s,D} \times \sqrt{2 \cdot \rho_{s,D} \cdot \Delta P_{s,D}} \quad (7.33)$$

A partir do valor do volume deslocado obtido da expressão (7.29), substituindo-o em (7.33), e trabalhando algebricamente estas expressões em conjunto com (7.33), tem-se:

$$\sqrt{2 \cdot \rho_{s,D} \cdot \Delta P_{s,D}} = \rho_{s,D} \times \frac{\sqrt{2 \cdot Z_{s,D} \cdot R \cdot T_{s,D}}}{C_{s,D}} \times \text{sen } \alpha \quad (7.34)$$

$$\frac{\Delta P_{s,D}}{P_{s,D}} = \left[\frac{\text{sen } \alpha}{C_{s,D}} \right]^2 \quad (7.35)$$

com $P_{s,D} = \rho_{s,D} \cdot Z_{s,D} \cdot R \cdot T_{s,D}$

Para o cálculo da perda de potência requer-se o cálculo da queda média de pressão, referente ao volume do cilindro, logo:

$$\frac{\overline{\Delta P}_{s,D}}{P_{s,D}} = \frac{\int_V^{V_0+V_d} \Delta P_{s,D} \cdot dV}{\int_V^{V_0+V_d} dV}$$

Utilizando finalmente o resultado obtido com a expressão (7.35), na solução da integral acima, obtém-se:

$$\frac{\overline{\Delta P}_{s,D}}{P_{s,D}} = \frac{6 \cdot R_V - 4 R_V^2}{3 C_{s,D}^2} \quad (7.36)$$

Substituindo (7.36) em (7.27), e considerando que essas perdas através das válvulas são as únicas irreversibilidades a serem consideradas, obtém-se o valor de " \dot{E}_v ", possibilitando a determinação de " \dot{E}_{vl} " através da expressão (7.28).

Descontadas as perdas " \dot{E}_{cl} " e " \dot{E}_{vl} " da potência indicada, obtém-se a potência efetiva \dot{W}_e .

Compressores de porte industrial possuem sistema de lubrificação forçada para o conjunto mecânico (mancais de deslizamento, rolamentos, buchas, casquilhos e sapatas). A bomba de injeção e circulação de óleo lubrificante, é normalmente do tipo de deslocamento positivo (engrenagens), e são acopladas ao virabrequim do compressor no lado oposto ao acionador. Isto requer um input de potência, a este denomina-se perda de potência " \dot{E}_{ol} ", que não é aplicada diretamente na compressão do gás, e sim no acionamento da bomba de óleo.

Bomba de engrenagens com pequeno slip, tem sua potência absorvida estimada pelo produto entre a pressão de descarga e sua vazão. O valor real da potência instalada é obtido no "book" de operação dos compressores.

Unidades industriais de compressão com potência instalada de até 1500 hp, utilizam bombas de lubrificação cujo acionamento não requer potência superior a 5 hp. No caso específico dos compressores C-02A e C-03A esse valor é de 1500 Watt (aprox. 2 hp).

Chega-se assim, descontada esta última perda " \dot{E}_{ol} ", a chamada potência teórica requerida pelo compressor para aspirar o gás, comprimi-lo, descarrega-lo e reiniciar o ciclo de operação expandindo a massa residual remanescente no interior do cilindro, representada aqui por " \dot{W}_T ".

Esta potência pode ser calculada pelo produto do valor da vazão em massa real " \dot{m}_r ", pelo incremento da entalpia " Δh_i " do processo isoentrópico de compressão. Alguns autores costumam referir-se a esta potência expressando-a em "GHP", a saber Gas Horse Power.

7.3) Fugas ou Perdas no Fluxo de Massa ($\sum \dot{m}_L$)

Os processos envolvendo as fugas ou perdas no fluxo de massa são tratados de forma diferente daqueles ligados à potência, visto que apenas as perdas através da selagem de haste são reduções efetivas na quantidade do gás manipulado pelo compressor; ou seja essas perdas pela vedação da haste são de fato absorvidas num sumidouro (queima junto com gases residuais de processo no Flare, ou dispersão na atmosfera quando permitido), enquanto as demais estão ligadas aos mecanismos de redução da vazão da máquina.

Da expressão (6.15) temos, sendo que: $\dot{m}_i = \dot{m}_r + \sum \dot{m}_L$

sendo

$$\sum \dot{m}_L = \dot{m}_{LL} + \dot{m}_{HL} + \dot{m}_{BFL} + \dot{m}_{SHL} + m_{CL} \quad (7.37)$$

onde " $\sum \dot{m}_L$ " representa as fugas ou perdas totais no fluxo de massa do compressor, graficamente apresentada na figura-11.

Os termos que compõem a expressão (7.37) estão assim identificados e qualificados:

a) " m_{CL} " é a quantidade de massa confinada no espaço morto do cilindro de compressão que é expandida, sendo a porção não-descarregada pela máquina. Parcela fixa no tempo, que todavia preenche a câmara de compressão reduzindo a massa a que poderia ser aspirada em todo o volume deslocado.

No diagrama-PV apresentado na figura-16, temos que o volume a ser expandido " $V_{EXP} = V_4 - V_3$ ", com " V_3 " igual ao volume morto (que é um valor conhecido). Considerando o processo real de expansão (politrópico) escrevemos:

$$P_3 \cdot V_3^n = P_4 \cdot V_4^n \Rightarrow V_4 = V_3 \cdot \left[\frac{P_3}{P_4} \right]^{\frac{1}{n}}$$

$$V_{EXP} = V_3 \times \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

portanto $m_{CL} = V_{EXP} \times \rho_s$ (7.38)

b) " \dot{m}_{LL} " são as fugas de gás através da folga existente entre os anéis de pistão e a camisa do cilindro. A avaliação qualitativa e o método para determinação das quantidades estão apresentadas no item-7.3.1 .

c) " \dot{m}_{HL} " são as fugas de gás através da selagem da haste, uma redução efetiva da quantidade de massa. A avaliação qualitativa e o método para determinação das quantidades estão apresentadas no item-7.3.2 .

d) " \dot{m}_{BFL} " são as perdas causadas por refluxo de gás através das válvulas de sucção (retorno do interior do cilindro para a câmara de sucção) e das válvulas de descarga (retorno do reservatório de alta pressão para o interior do cilindro), devido ao tempo decorrido entre os finais dos processos de aspiração e descarga do gás, e o fechamento das respectivas válvulas; os obturadores deslocam-se da posição-batente até a de vedação contra a sede de válvula com atraso em relação aos finais dos processos. Estas perdas dependem principalmente da geometria das válvulas e as condições instantâneas de operação.

e) " \dot{m}_{SHL} " são as perdas causadas pelo aquecimento do gás na sucção (processo isobárico), reduzindo sua massa específica, (aumentando o volume específico), causando uma pequena redução na quantidade de massa aspirada pelo compressor, para o mesmo volume deslocado.

7.3.1) Fugas de gás através da folga entre anéis do pistão e camisa do cilindro de compressão.

Em compressores de duplo-efeito ocorre uma pequena redução no fluxo de massa pelo cilindro do compressor devido as fugas do lado de alta pressão para o de baixa, durante a fase de compressão e descarga do gás. Isto ocorre devido a folga "h" existente entre os anéis do pistão e a camisa do cilindro. A figura-13 apresenta uma montagem típica. As superfícies dos anéis e da camisa são consideradas lisas.

Estas fugas também aumentam a massa de gás no lado de baixa pressão, antes de iniciada a fase de aspiração deste lado do cabeçote, diminuindo por conseguinte àquela massa a ser aspirada através das válvulas de sucção, ou seja estabelece-se uma redução efetiva da capacidade da máquina. Este processo ocorre duas vezes por ciclo, assim uma pequena quantidade de gás permanece essencialmente presa no interior do cilindro.

A avaliação quantitativa destas fugas tem importância, como também àquelas entre a haste e sua selagem, uma vez que interferem diretamente no desempenho total do compressor. São utilizadas também para avaliação específica das condições dos anéis de pistão e selagem. A experiência profissional permite afirmar que é prática comum pelo pessoal de manutenção buscar saídas alternativas na substituição e utilização de peças não originais (dimensões de anéis não conferem com folgas máximas tecnicamente admissíveis para um bom desempenho), não percebendo diretamente os efeitos que poderão estar sendo introduzidos quando do retorno do compressor em operação.

Da forma como já citado, as fugas representam queda na capacidade do compressor, ou seja queda no rendimento global do cilindro. BOTELER (7) e a entidade GPSA (33) propuseram métodos de avaliação dessas fugas. São considerações tecnicamente aceitáveis para uma primeira avaliação da máquina.

A GPSA propõe que seja considerada uma redução no percentual do rendimento volumétrico (R_v) da máquina, em torno de 4% fixos, por consequência dessas fugas, e ainda pela perda de carga na passagem do gás pelas válvulas de sucção e descarga.

BOTELER propõe adoção de um coeficiente de fugas denominado de GL - gas leakage, a ser inserido na fórmula do cálculo do rendimento volumétrico, cujos valores consideram a existência ou não de óleo lubrificante de base mineral entre os anéis e a camisa do cilindro. Sugere adicionalmente uma redução no percentual total desse rendimento volumétrico em três por cento fixos, por consequência das perdas de carga na passagem do gás pelas válvulas de sucção e descarga.

O rendimento volumétrico teórico, REMI (34), é escrito na forma:

$$\text{Rendimento Teórico: } R_v = 1 - CL \cdot \left(R_c^{\frac{1}{k}} - 1 \right) \quad (7.39)$$

$$\text{Rendimento GPSA: } R_v = 0,96 - CL \times \left(\frac{Z_s}{Z_d} \times R_c^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \quad (7.40)$$

$$\text{Rendimento BOTELER: } R_v = 0,97 - CL \times \left(\frac{Z_s}{Z_d} \times R_c^{\frac{1}{n}} - 1 \right) - GL \quad (7.41)$$

com: $0.02 \leq GL \leq 0.05$ → para cilindros lubrificados
 $0.04 \leq GL \leq 0.10$ → para cilindros não-lubrificados

Uma avaliação mais específica é proposta por USSYK (12) através de um modelo de escoamento em tubo anular, considerando o gás como um fluido Newtoniano, escoamento unidirecional laminar e incompressível, regime permanente e simetria axial no tubo anular. Considera também que as fugas ocorram a partir do instante em que a pressão interna no cilindro é igual teoricamente àquela de descarga do gás, à uma temperatura correspondente àquela que se alcançará num processo isoentrópico de compressão. Nestas condições é possível obter uma formulação levando em conta a velocidade de deslocamento do pistão, dimensões dos anéis e folgas, diferencial de pressão, e propriedades de transporte do gás.

No caso dos compressores alternativos com cilindros não-lubrificados, os anéis de pistão de PTFE+grafite, são montados de forma que a dimensão da folga radial é muito pequena, da ordem de 5 micra (quando novos) até 10 micra (quando gastos), o que permite adotar um valor médio de 7,5 micra para essa folga.

Para o equacionamento, utilizando a figura-13 temos:

$$\text{equação da continuidade: } \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \times \frac{\partial (v_r \cdot r)}{\partial r} = 0 \quad (7.42)$$

na região de escoamento plenamente desenvolvido a velocidade só varia com o raio "r", e não com a abcissa "x", logo:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

as paredes do anel do pistão e da camisa do cilindro são impermeáveis, não há sucção ou injeção por elas (posições " $r = R_0$ " e " $r = R_i$ ");

considerando-se ainda o fato que temos escoamento unidirecional laminar plenamente desenvolvido, não há escoamento no sentido radial do modelo tubo anular, logo a componente radial da velocidade é nula, e portanto:

$$\frac{\partial(v_r \cdot r)}{\partial r} = 0$$

assim a equação da continuidade fica satisfeita.

Escrevendo a equação de Navier-Stokes em coordenadas cilíndricas para escoamento unidimensional:

$$\rho \times u \times \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \times v_r \times \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{dp}{dx} + \mu \times \left[\frac{1}{r} \times \frac{\partial \left(r \times \frac{\partial u}{\partial r} \right)}{\partial r} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right]$$

com as hipóteses anteriores:

$$\frac{1}{r} \times \frac{\partial \left(r \times \frac{\partial u}{\partial r} \right)}{\partial r} = \frac{1}{\mu} \times \frac{dp}{dx} \quad (7.43)$$

condições de contorno:

- a) $r = R_i \rightarrow U = 0$ portanto $(\partial u / \partial r) = 0$
 b) $r = R_o \rightarrow U = -U_p$ (aderência completa)

Rearranjando e efetuando a primeira integração:

$$\int d\left(r \times \frac{du}{dr}\right) = \frac{1}{\mu} \times \frac{dp}{dx} \times \int r \cdot dr$$

$$r \times \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \times \frac{dp}{dx} \times \frac{r^2}{2} + C_1$$

Separando as variáveis e efetuando a segunda integração:

$$\int du = \frac{1}{2\mu} \times \frac{dp}{dx} \times \int r \cdot dr + C_1 \times \int \frac{dr}{r}$$

$$u(r) = \frac{1}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times r^2 + C_1 \times \ln r + C_2 \quad (7.44)$$

com as condições de contorno determina-se C_1 e C_2 :

$$u(R_i) = 0 = \frac{1}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times R_i^2 + C_1 \times \ln R_i + C_2$$

$$u(R_o) = -U_p = \frac{1}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times R_o^2 + C_1 \times \ln R_o + C_2$$

$$C_1 = - \frac{\left[U_p + \frac{1}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times (R_o^2 - R_i^2) \right]}{\ln \frac{R_o}{R_i}} \quad (7.45)$$

$$C_2 = - \frac{1}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times R_i^2 + \frac{\left[U_p + \frac{1}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times (R_o^2 - R_i^2) \right]}{\ln \frac{R_o}{R_i}} \times \ln R_i \quad (7.46)$$

substituindo 7.45 e 7.46 em 7.44 obtém-se:

$$U(r) = \frac{1}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times \left[(r^2 - R_i^2) - (R_o^2 - R_i^2) \times \frac{\ln \frac{r}{R_i}}{\ln \frac{R_o}{R_i}} \right] - U_p \times \frac{\ln \frac{r}{R_i}}{\ln \frac{R_o}{R_i}}$$

rearranjando a expressão utilizando a relação "K_o" entre os raios interno da camisa e externo do anel, obtém-se o perfil de velocidades como sendo:

$$U(r) = -\frac{U_p}{\ln K_o} \times \ln \frac{r}{R_i} - \frac{R_i^2}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times \left[1 - \frac{r^2}{R_i^2} - \frac{1 - K_o^2}{\ln K_o} \times \ln \frac{r}{R_i} \right] \quad (7.47)$$

Trabalhando com o vazamento médio de gás pelos anéis, devem ser determinados os valores das velocidades médias do fluxo de gás e do pistão, assim:

$$\overline{U(r)} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_{K_o R_i}^{R_i} U(r) \cdot r \cdot dr \cdot d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_{K_o R_i}^{R_i} r \cdot dr \cdot d\theta} \quad (7.48)$$

resolvendo as integrais e achando o quociente entre elas tem-se:

$$\overline{U(r)} = \overline{U_p} \times \frac{[1 - K_o^2] + 2 \cdot k_o^2 \cdot \ln k_o}{2 \cdot [1 - K_o^2] \cdot \ln k_o} - \frac{R_i^2}{8\mu} \times \frac{dp}{dx} \times \left[\frac{1 - K_o^2}{\ln k_o} + [1 + K_o^2] \right] \quad (7.49)$$

Para o pistão se deslocando em 180 graus, PMS ao PMI (lado frame end) escreve-se:

$$\frac{dX(t)}{dt} = U_p(t) \quad (7.50)$$

tomando-se a expressão (7.4) e efetuando a derivação acima:

$$U_p(t) = W \cdot e \cdot \left(\text{sen}(W \cdot t) + \frac{\lambda}{2} \times \text{sen}^2(W \cdot t) \right) \quad (7.51)$$

a velocidade média do pistão será dada por:

$$\overline{U_p} = \lim_{t \rightarrow \frac{\pi}{W}} \frac{1}{t} \times W \times e \times \int_0^{\frac{\pi}{W}} U_p(t) \cdot dt \quad (7.52)$$

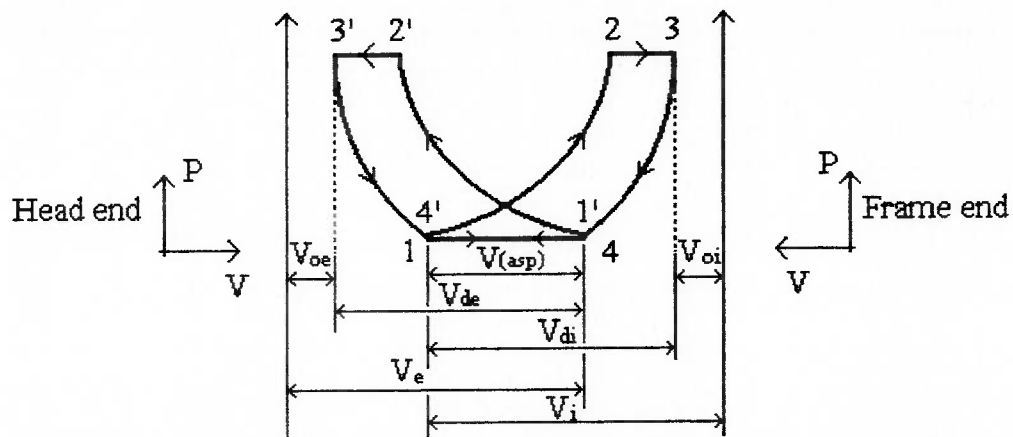
onde finalmente:

$$\overline{U_p} = \frac{2 \cdot e \cdot W}{\pi} = 4 \cdot e \cdot N = 2 \cdot Z_i \cdot N \quad (7.53)$$

Os termos que representam a variação da pressão com o deslocamento do pistão, lado frame e head end, são representados tomando-se as expressões (7.3) e (7.6) com (7.16) e (7.17) respectivamente, de forma que considerando a compressão politrópica, a partir do diagrama abaixo, tem-se:

$$P_1 = P_{1'} = P_4 = P_{4'} = P_s$$

$$P_2 = P_{2'} = P_3 = P_{3'} = P_d$$



$$P \cdot V^n = C_{te} \quad (7.54)$$

$$\text{Frame-end na compress\~ao:} \quad P_i(\alpha) = P_s \times \frac{[V_{oi} + V_{di}]^n}{[V_{oi} + A_i \cdot Z_i(\alpha)]^n} \quad (7.55)$$

$$\text{Head-end na expans\~ao:} \quad P_e(\alpha) = P_d \times \frac{[V_{oe} + V_{de}]^n}{[V_{oe} + A_e \cdot Z_e(\alpha)]^n} \quad (7.56)$$

Com os compressores de duplo-efeito, o vazamento de g\~as atrav\~es da folga entre anel e camisa do cilindro, \~e analisado em duas etapas. A primeira onde em uma das faces do pist\~ao est\~a ocorrendo a expans\~ao do g\~as simultaneamente com a compress\~ao na outra face, representadas graficamente pelas curvas $3' \rightarrow 4'$ e $1 \rightarrow 2$.

O diferencial de press\~ao entre as c\~amaras est\~a em varia\~ao continua com o deslocamento do pist\~ao, ou seja com o \~angulo de virabrequim, de um valor m\~aximo representado por $\Delta P_o = P_d - P_s$ passando por zero, e crescendo novamente at\~e atingir o mesmo ΔP_o por\~em com sinal trocado. Nesta situa\~ao o fato conduz ao vazamento nulo no computo global do cilindro, j\~a que a quantidade de g\~as escoada de uma c\~amara para outra se d\~a em fluxo at\~e a invers\~ao do sinal do diferencial de press\~ao, onde ent\~ao inicia-se o refluxo dessa mesma quantidade.

A segunda etapa de an\~alise, \~e a que vai do ponto-2 (FE) ou 2' (HE), final da compress\~ao at\~e o descarregamento total da massa de g\~as ponto-3 (FE) ou 3' (HE), do cilindro para o vaso de pulsa\~ao. Aqui efetivamente se d\~a a fuga em fluxo sem a correspondente compensa\~ao, reduzindo a capacidade do compressor.

O descarregamento do g\~as, que teoricamente se d\~a em transforma\~ao isob\~arica, leva o diferencial de press\~ao a zero:

$$\frac{dp}{dx} = 0 \Rightarrow \Delta p = C_{te} \quad (7.57)$$

de forma que aproxima-se: " $\Delta P_o = P_d - P_s$ ", entre o deslocamento do pist\~ao, ao passar do ponto-2 (ou 2') ao 3 (ou 3'), acima representados.

Dessa forma a determinação da expressão para o cálculo da velocidade média de escoamento do gás, a partir do perfil de velocidades, considera como condição de contorno que o gás somente "vaza" pela folga "h" quando atingida a pressão de descarga, permanecendo nessa condição até o final do descarregamento, em escoamento incompressível.

Finalmente escreve-se a expressão da velocidade média, como:

$$\overline{U(r)} = \overline{U_p} \times \frac{[1 - K_o^2] + 2 \cdot K_o^2 \cdot \ln K_o}{2 \cdot [1 - K_o^2] \cdot \ln K_o} - \frac{R_i^2}{8\mu} \times \frac{\Delta p_o}{L_o} \times \left[\frac{1 - K_o^2}{\ln K_o} + [1 + K_o^2] \right] \quad (7.58)$$

A massa vazada (fuga) é dada por:

$$\dot{m}_{LL} = \overline{U(r)} \cdot \rho_d \cdot \pi \cdot [R_i^2 - (K_o \cdot R_i)^2] \quad (7.59)$$

7.3.2) Fugas de gás pela folga entre anéis de selagem e haste do pistão.

As fugas de gás pela selagem da haste apresentam características de abordagem semelhantes com o caso anterior, entretanto o processo conduz a perdas reais de massa do sistema. Além da redução na capacidade do compressor, este fato tem o inconveniente de que o gás na maioria dos casos é lançado para a atmosfera, excetuando-se gases classificados como letais que são aspirados e lançados para queima em tocha.

O tratamento a ser dado para a determinação dessas fugas é tipicamente o mesmo do caso anterior. A figura-8 mostra a selagem de haste, a figura-14 seu desenho em corte, e a partir da figura-15 equaciona-se a fuga de massa.

A expressão para cálculo das fugas é obtida utilizando-se a sequência de passos do item 7.3.1, considerando todavia as seguintes condições:

- haste cilíndrica com superfície lisa;
- anéis de selagem cilíndricos, com a superfície interna lisa em contato com a haste;
- escoamento unidirecional, laminar e incompressível;

- as fugas só ocorrem do lado-FE, não há compensação de massa vazada em função da inexistência do duplo-efeito no movimento da haste;
- a pressão externa à caixa de selagem é a atmosférica;
- o diferencial de pressão (câmara e meio-externo) se mantém em valores positivos, do início da compressão ao final do descarregamento;
- o diferencial de pressão é dado por " $\Delta P_1 = P_4 - P_1$ ", para todo o curso do pistão;
- a velocidade média da haste é igual à do pistão, pois são peças mecânicas solidárias;
- a folga média entre os anéis e haste tem valor de 5 micra;

Para o perfil de velocidades do gás em escoamento, o atendimento da equação da continuidade representada na expressão (7.42), é verificado considerando:

- que na região de escoamento plenamente desenvolvido a velocidade só varia com o raio "r", não com a abcissa "x", assim:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

- que as paredes dos anéis da selagem e da haste do pistão, são impermeáveis, não há sucção ou injeção por elas (posições " $r = R_1$ " e " $r = R_h$ ");
- que o escoamento é unidirecional na região onde é plenamente desenvolvido, sem componente radial da velocidade no modelo tubo anular, assim:

$$\frac{\partial (v_r \cdot r)}{\partial r} = 0$$

satisfazendo a equação da continuidade.

A partir da equação de Navier-Stokes, considerados os comentários anteriores, a expressão (7.43) é integrada duas vezes aplicando-se as seguintes condições de contorno:

$$\begin{aligned} \text{a) } r = R_1 & \rightarrow U(r) = 0, \text{ portanto } \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \\ \text{b) } r = R_h & \rightarrow U(r) = U_H \text{ (aderência completa)} \end{aligned}$$

Rearranjando e efetuando a primeira integração:

$$r \times \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \times \frac{dp}{dx} \times \frac{r^2}{2} + C_1$$

Separando as variáveis e efetuando a segunda integração:

$$u(r) = \frac{1}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times r^2 + C_1 \times \ln r + C_2 \quad (7.60)$$

aplicando as condições de contorno tem-se: C_1 e C_2 :

$$u(r) = 0 = \frac{1}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times R_1^2 + C_1 \times \ln R_1 + C_2$$

$$u(r) = +U_p = U_H = \frac{1}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times R_H^2 + C_1 \times \ln R_h + C_2$$

$$C_1 = \frac{U_H + \frac{R_1^2 \times (1 - K_1^2)}{4\mu} \times \frac{dp}{dx}}{\ln K_1} \quad (7.61)$$

$$C_2 = -\frac{R_1^2}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} - \ln R_1 \times \frac{U_H + \frac{R_1^2 \times (1 - K_1^2)}{4\mu} \times \frac{dp}{dx}}{\ln K_1} \quad (7.62)$$

substituindo (7.61) e (7.62) em (7.60) obtém-se:

$$U(r) = \frac{U_H}{\ln \frac{R_h}{R_1}} \times \ln \frac{r}{R_1} + \frac{R_1^2}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times \left[\frac{r^2}{R_1^2} + \frac{1 - \frac{R_h^2}{R_1^2}}{\ln \frac{R_h}{R_1}} \times \ln \frac{r}{R_1} - 1 \right]$$

rearranjando a expressão utilizando a relação "K₁" entre os raios interno dos anéis e o externo da haste, obtém-se o perfil de velocidades como sendo:

$$U(r) = \frac{U_H}{\ln K_1} \times \ln \frac{r}{R_1} + \frac{R_1^2}{4\mu} \times \frac{dp}{dx} \times \left[\frac{r^2}{R_1^2} + \frac{1-K_1^2}{\ln K_1} \times \ln \frac{r}{R_1} - 1 \right] \quad (7.63)$$

Trabalhando com o vazamento médio de gás pelos anéis, deve ser determinado o valor da velocidade média do fluxo de gás, sendo a da haste representada pela expressão (7.53).

$$\overline{U(r)} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_{K_1 R_1}^{R_1} u(r) \cdot r \cdot dr \cdot d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_{K_1 R_1}^{R_1} r \cdot dr \cdot d\theta} \quad (7.64)$$

resolvendo as integrais e achando o quociente entre elas tem-se:

$$\overline{U(r)} = - \left[\overline{U_H} \times \frac{(1-K_1^2) + 2 \cdot K_1^2 \cdot \ln K_1}{2 \cdot (1-K_1^2) \cdot \ln K_1} + \frac{R_1^2}{8\mu} \times \frac{\Delta p_1}{L_H} \times \left[\frac{1-K_1^2}{\ln K_1} + K_1^2 + 1 \right] \right] \quad (7.65)$$

a massa vazada (fuga real) é dada por:

$$\dot{m}_{HL} = \overline{u(r)} \cdot \rho_d \cdot \pi \cdot R_1^2 \cdot (1-K_1^2) \quad (7.66)$$

7.3.3) Perdas devido ao refluxo de gás através das válvulas.

As válvulas mais utilizadas nos compressores API-618 são as do tipo de discos ou canaletas, de atuação automática por diferença de pressão. No caso em estudo estão sendo consideradas as do último tipo.

As perdas causadas por refluxo, conforme comentários iniciais no item 7.3.d ocorrem sempre ao final dos processos de aspiração ou descarregamento do gás, devido ao atraso no fechamento das válvulas.

É importante mencionar que o dimensionamento das válvulas do compressor é realizado para atender determinadas condições de processo, porém na grande maioria dos casos é impossível manter essas condições inalteradas, quando a máquina entra em operação, como por exemplo a composição molar do gás, e a isenção de depósitos sobre as superfícies de vedação. Por esta razão é que podem ocorrer em maior ou menor escala, problemas com refluxo de massa.

Para os compressores herméticos de baixa potência, com válvulas tipo palhetas engastadas, vários pesquisadores apresentaram contribuições, nas formas de dissertações e teses, no estudo e equacionamento da dinâmica dessas válvulas. Entre eles citamos SOEDEL e WAMBGANSS (3), MACLAREN (4), WOOLLATT e DEREK (8), BRUECKMAN (9), USSYK (12) e WERTHEIMER (26).

As contribuições encontradas na área dos compressores API-618 são oriundas em sua maioria dos resultados de ensaios experimentais, ou a partir de correlações empíricas para estimativa do refluxo pelas válvulas. Segundo Greene (11), o refluxo através de uma válvula pode atingir valores de até três por cento do fluxo total da massa escoada pela mesma.

Os fatores que interferem nesse processo são basicamente os seguintes:

- tipo de válvula, e características de seus componentes;
- dimensão da área de passagem do gás;
- constante elástica das molas dos obturadores;
- atrito entre canaletas móveis e suas guias, causando freamento na movimentação do obturador, ao mesmo tempo amortecendo suas oscilações;
- relação entre frequência de oscilação dos obturadores e rotação da máquina;
- tipo de assento de vedação entre obturador e sede de selagem;

- composição e propriedades termodinâmicas do gás;
- condições operacionais da máquina e do processo;
- depósitos sobre as superfícies de vedação;
- desgastes ou corrosão de componentes;
- desalinhamento entre obturador e assento da sede de vedação.

A estimativa global de vazão em massa no refluxo é dada pela expressão:

$$\text{Refluxo} = \frac{\text{Fluxo} \times [\text{área de passagem de refluxo}]}{\text{Área de passagem com obturador totalmente aberto}} \quad (7.67)$$

A área de passagem de refluxo segundo Greene, é estimada a partir da expressão obtida na correlação dos resultados de ensaios experimentais, dentro das condições de contorno que seguem:

- os obturadores movimentam-se na abertura e no fechamento da válvula, em deslocamentos guiados e paralelos a sede de vedação;
- os obturadores movimentam-se com um grau de liberdade, e suas oscilações são amortecidas pelo atrito com as guias, e com a amplitude tendendo a zero;
- a frequência de oscilação é igual para todos os obturadores;
- não há pré-carga das molas sobre os obturadores das válvulas quando as mesmas encontram-se fechadas, somente a pressão sobre eles é a responsável pelo bloqueio;
- escoamento através das válvulas é incompressível;
- é possível substituir por uma área geométrica de conformação circular equivalente, a área de passagem do gás pelos canais longos das válvulas;

- a válvula canaleta mantém-se parcialmente aberta durante o escoamento em refluxo, não considerando-se má vedação do obturador contra a sede de selagem na posição de válvula fechada, e as velocidades do fluido no escoamento em fluxo e refluxo são iguais;
- a pressão de abertura da válvula se mantém constante;

$$A_{VR} = 0,02 \times \left(\frac{f_0}{N} \right)^{0,35} \times F_f^{0,25} \times (y_{VR} \cdot S_v) \quad (7.68)$$

$$\dot{m}_{BFL} = \dot{m}_V \times \frac{A_{VR}}{A_{VA}} \quad (7.69)$$

onde a frequência natural de oscilação é dada por:

$$f_0 = \sqrt{\frac{K_M}{M_0}} \quad (7.70)$$

O fator " F_f " foi estabelecido em função da qualidade de acabamento das superfícies de vedação e tempo de operação da válvula considerando a possibilidade de depósitos sobre as mesmas, sendo:

a) assento lapidado (grau de acabamento 0,5 à 1,5 μ)

- até 2000 horas em operação: = 0,90
- entre 2000 e 4000 horas em operação: = 0,98

b) assento retificado (grau de acabamento 2,5 à 6,0 μ)

- até 2000 horas em operação: = 1,00
- entre 2000 e 4000 horas em operação: = 1,08

A determinação da perda de massa por refluxo a partir da expressão (7.69) requer ainda os cálculos da vazão plena em massa através das válvulas, e da área de escoamento em refluxo, em última análise do "lift" do obturador que permitirá a ocorrência desse refluxo.

a) Fluxo de massa através das válvulas

O cálculo da vazão plena em massa através das válvulas considera além das condições acima enumeradas, outras que seguem:

- escoamento unidirecional isoentrópico através do orifício, figura-19;
- as condições à montante das válvulas podem ser consideradas como condições de estagnação;
- as equações de fluxo permanente podem ser aplicadas para calcular um valor instantâneo que ocorrerá num fluxo transitório;
- gás perfeito.

Da 1ª Lei da termodinâmica, e considerando as condições de estagnação à montante, tem-se:

$$h_0 = h_i + \frac{U_v^2}{2} \quad \text{ou} \quad \Delta h = \frac{U_v^2}{2} \quad (7.71)$$

para gás perfeito tem-se:

$$h_0 - h_i = C_p \times [T_0 - T] \quad (7.72)$$

com $k = C_p / C_v$ e $R = C_p - C_v$, eliminando-se o termo em C_v , tem-se:

$$C_p = \frac{k}{k-1} \times R \quad (7.73)$$

eliminado-se o termo " Δh " das expressões (7.71) e (7.72), resulta:

$$C_p \times [T_0 - T] = \frac{U_v^2}{2} \quad (7.74)$$

substituindo o termo C_p na expressão anterior, tem-se:

$$\frac{k}{k-1} \times R \times [T_0 - T] = \frac{U_v^2}{2} \quad (7.75)$$

para um gás perfeito a velocidade do som no meio é dada por:

$$V_s = \sqrt{k \cdot R \cdot T} \quad (7.76)$$

o número de Mach, a partir das expressões (7.75) e (7.76) é dado por:

$$M_A = \frac{U_v}{U_s} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \times \left[\frac{T_0}{T} - 1 \right]} \quad (7.77)$$

num processo adiabático reversível tem-se $P \cdot V^k = \text{constante}$ ou seja:

$$\frac{P}{\rho^k} = \text{constante}$$

escrevendo-se também que:

$$\frac{T_0}{T} = \left[\frac{P_0}{P} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (7.78)$$

substituindo-se (7.78) em (7.77), resulta:

$$M_A = \sqrt{\frac{2}{k-1} \times \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (7.79)$$

o fluxo de massa através do orifício é dado por:

$$\dot{m}_v = \rho_v \cdot A_{vA} \cdot U_v \quad (7.80)$$

onde: $U_v = M_A \cdot V_s$

fixando-se: $P =$ pressão de passagem do gás pela válvula $= P_v$
 $T =$ temperatura do gás na passagem pela válvula $= T_v$

assim utilizando-se as expressões (7.76) e (7.79), chega-se a:

$$\dot{m}_v = \rho_v \times A_{vA} \times \sqrt{k \cdot R \cdot T_v} \times \sqrt{\frac{2}{k-1} \times \left[\left(\frac{P_0}{P_v} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (7.81)$$

desde que: $\rho_v = \frac{P_v}{R \cdot T_v}$ e $\rho_0 = \frac{P_0}{R \cdot T_0}$ tem-se: $\left(\frac{P_v}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{\rho_v}{\rho_0}$

ou ainda $\rho_v = \frac{P_0}{R \cdot T_0} \times \left(\frac{P_v}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}}$ (7.82)

substituindo (7.82) em (7.81), obtém-se:

$$\dot{m}_v = \frac{P_0 \cdot A_{vA}}{R \cdot T_0} \times \left(\frac{P_v}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \times \sqrt{k \cdot R \cdot T_v} \times \sqrt{\frac{2}{k-1} \times \left[\left(\frac{P_0}{P_v} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (7.83)$$

da expressão (7.78) isola-se o valor de " T_v ", substituindo-o na expressão (7.83), e já rearranjando-a convenientemente chega-se a:

$$\dot{m}_v = A_{vA} \times P_0 \times \sqrt{\frac{2 \cdot k}{(k-1) \cdot R \cdot T_0}} \times \sqrt{\left[\frac{P_v}{P_0} \right]^{\frac{2}{k}} - \left[\frac{P_v}{P_0} \right]^{\frac{k+1}{k}}} \quad (7.84)$$

Para os fluxos (ou refluxos) sônicos ($Mach = 1$), e subsônicos ($Mach < 1$), é suposto que:

- para as válvulas de descarga, o valor de " P_0 " seja igual a pressão média no interior do cilindro durante a fase de descarregamento do gás;
- para as válvulas de sucção, o valor de " P_0 " seja igual a pressão média no interior do vaso de sucção durante a fase de aspiração do gás;
- a pressão de gás na passagem pela válvula de descarga seja igual a pressão média no interior do cilindro durante a fase de descarregamento do gás menos a perda de carga média pela respectiva válvula;
- a pressão de gás na passagem pela válvula de sucção seja igual a pressão média no interior do vaso de sucção durante a aspiração do gás menos a perda de carga média pela respectiva válvula.

Assim escreve-se:
$$\frac{P_v}{P_0} = \frac{P_0 - \overline{\Delta p}}{P_0} \Rightarrow \frac{P_v}{P_0} = 1 - \frac{\overline{\Delta p}}{P_0} \quad (7.85)$$

Utilizando a expressão (7.36), chega-se a:

$$\frac{P_v}{P_0} = 1 - \frac{6.R_v - 4.R_v^2}{3.C_{s,D}^2} \quad (7.86)$$

substituindo-a em (7.84) obtém-se finalmente:

$$\dot{m}_v = A_{VA} \times P_0 \times \sqrt{\frac{2 \cdot k}{(k-1) \cdot R \cdot T_0}} \times \sqrt{\left[1 - \frac{6 \cdot R_v - 4 \cdot R_v^2}{3 \cdot C_{S,D}^2}\right]^{\frac{2}{k}} - \left[1 - \frac{6 \cdot R_v - 4 \cdot R_v^2}{3 \cdot C_{S,D}^2}\right]^{\frac{k+1}{k}}} \quad (7.87)$$

b) Dinâmica da válvula e movimentação do obturador

A dedução da expressão para o movimento dos obturadores das válvulas tipo canaletas, considera um sistema com um grau de liberdade, com retorno para o fechamento através da ação de uma mola, com amortecimento, e com a pressão de abertura da válvula constante.

O amortecimento presente na movimentação real dos obturadores é devido a uma combinação de efeitos, um deles a resistência ao fechamento da válvula pela passagem do fluxo de gás, e o outro devido ao atrito entre obturadores e suas guias, sendo expresso por um coeficiente de amortecimento " C " .

A figura-23 apresenta o diagrama de corpo livre do obturador, para o orifício equivalente de escoamento de gás. Assim escreve-se:

$$\vec{F}_{GÁS} - \vec{F}_{MOLA} - \vec{F}_{AMORTECIMENTO} = \left[\frac{d(\vec{Q}_{MOV})}{dt} \right]_{OBTURADOR} \quad (7.88)$$

ou ainda:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + \frac{C}{M_0} \times \frac{dy}{dt} + \frac{K_M}{M_0} \times y = \frac{F_{GÁS}}{M_0} \quad (7.89)$$

fazendo: $h = \frac{C}{M_0}$ e $f_0^2 = \frac{K_M}{M_0}$

tem-se:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + h \times \frac{dy}{dt} + f_0^2 \times y = \frac{F_{GAS}}{M_0} \quad (7.90)$$

Obtida assim a equação diferencial linear, com coeficientes constantes, não homogênea, que admite a seguinte solução para o caso de oscilações amortecidas ($0 < h < f_0$) do obturador:

$$y(t) = y_0 + y_1 + y_2$$

passo-1: achando a solução da equação homogênea do tipo $L[y] = 0$.

equação característica: $r^2 + h.r + f_0^2 = 0$

cujas raízes são:

$$r_1 = \frac{-h + i \times \sqrt{4.f_0^2 - h^2}}{2} \quad r_2 = \frac{-h - i \times \sqrt{4.f_0^2 - h^2}}{2}$$

para simplificação faz-se: $J = \frac{\sqrt{4.f_0^2 - h^2}}{2}$

com uma solução típica na forma: $y(t) = \underbrace{C_1 \cdot e^{r_1 t}}_{y_1(t)} + \underbrace{C_2 \cdot e^{r_2 t}}_{y_2(t)}$

Dessa solução a valores complexos pode-se formar combinações lineares que resultam na obtenção de uma solução real, KAPLAN (39), assim utilizando a forma representativa de EULER, tem-se:

$$e^{\frac{-h}{2} \pm i \cdot J} = e^{\frac{-h}{2} \times t} \times [\cos(J.t) \pm i \cdot \text{sen}(J.t)]$$

as duas funções reais para " y_1 " e " y_2 " substituídas na solução típica, fornece:

$$y(t) = e^{\frac{-h}{2} \times t} \times [C_1 \cdot \cos(J.t) + C_2 \cdot \text{sen}(J.t)]$$

passo-2: determinação de uma solução particular da equação não-homogênea do tipo $L[y] = \text{constante}$ no tempo, com aproximação de primeira ordem, então:

$$y_0 = \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2}$$

a solução geral toma a forma de:

$$y(t) = \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} + e^{\frac{-h}{2} \times t} \times [C_1 \cdot \cos(J \cdot t) + C_2 \cdot \sin(J \cdot t)]$$

as condições de contorno são introduzidas para as válvulas de sucção e descarga, assim:

válvula de sucção:

a) $t = 0 \rightarrow y = 0 \ (\alpha = 0)$

b) $t = \frac{1}{12N} \rightarrow y = y_{LT} \ (\alpha = \frac{\pi}{6})$

válvula de descarga:

a) $t = \frac{3}{4N} \rightarrow y = y_{LT} \ (\alpha = \frac{3}{2}\pi)$

b) $t = \frac{1}{N} \rightarrow y = 0 \ (\alpha = 2\pi)$

as quais permitem obter os valores das constantes de integração, " C_1 " e " C_2 ", na forma:

válvula de sucção:

$$C_1 = -\frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2}$$

$$C_2 = \frac{\left(y_{LT} - \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \right) \times e^{\frac{h}{24 \cdot N}} + \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \times \cos\left(\frac{J}{12 \cdot N}\right)}{\text{sen}\left(\frac{J}{12 \cdot N}\right)}$$

válvula de descarga:

$$C_1 = -\frac{\frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \times e^{\frac{h}{2 \cdot N}}}{\cos\left(\frac{J}{N}\right)} - \left[\frac{\left(y_{LT} - \frac{F_{GAS}}{M_0} \right) \times e^{\frac{3 \cdot h}{8 \cdot N}} + \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \times e^{\frac{h}{2 \cdot N}} \times \left(\frac{\cos\left(\frac{3 \cdot J}{4 \cdot N}\right)}{\cos\left(\frac{J}{N}\right)} \right)}{\left(\text{sen}\left(\frac{3 \cdot J}{4 \cdot N}\right) - \text{tag}\left(\frac{J}{N}\right) \times \cos\left(\frac{3 \cdot J}{4 \cdot N}\right) \right)} \right] \times \text{tag}\left(\frac{J}{N}\right)$$

$$C_2 = \frac{\left(y_{LT} - \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \right) \times e^{\frac{3 \cdot h}{8 \cdot N}} + \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \times e^{\frac{h}{2 \cdot N}} \times \left(\frac{\cos\left(\frac{3 \cdot J}{4 \cdot N}\right)}{\cos\left(\frac{J}{N}\right)} \right)}{\left(\text{sen}\left(\frac{3 \cdot J}{4 \cdot N}\right) - \text{tag}\left(\frac{J}{N}\right) \times \cos\left(\frac{3 \cdot J}{4 \cdot N}\right) \right)}$$

que permite escrever as soluções:

para válvula de sucção:

$$y(t) = \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \times e^{-\frac{h}{2} \times t} \times \left[-\frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \times \cos(J \cdot t) + \frac{\left(y_{LT} - \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \right) \times e^{\frac{h}{24N}} + \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \times \cos\left(\frac{J}{12 \cdot N}\right)}{\text{sen}\left(\frac{J}{12 \cdot N}\right)} \times \text{sen}(J \cdot t) \right]$$

para válvula de descarga:

$$y(t) = \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \times \left(1 - \frac{\cos(J \cdot t)}{\cos\left(\frac{J}{N}\right)} \times e^{-\frac{h(1-N \cdot t)}{2 \cdot N}} \right) + \frac{\left(\text{sen}(J \cdot t) - \text{tag}\left(\frac{J}{N}\right) \times \cos(J \cdot t) \right)}{\left(\text{sen}\left(\frac{3 \cdot J}{4 \cdot N}\right) - \text{tag}\left(\frac{J}{N}\right) \times \cos\left(\frac{3 \cdot J}{4 \cdot N}\right) \right)} \times \left[\left(y_{LT} - \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \right) \times e^{-\frac{h(3-4 \cdot N \cdot t)}{8 \cdot N}} + \frac{F_{GAS}}{M_0 \cdot f_0^2} \times \frac{\cos\left(\frac{3 \cdot J}{4 \cdot N}\right)}{\cos\left(\frac{J}{N}\right)} \times e^{-\frac{h(1-N \cdot t)}{2 \cdot N}} \right] \quad (7.92)$$

Segundo o critério apresentado por GREENE, para estimativa da ocorrência de refluxo em compressores API-618 com válvulas canaletas é considerado o deslocamento relativo do pistão para uma variação de cinco graus do ângulo de virabrequim, próximo do final dos processos de descarregamento ou aspiração.

Para determinação exata do ponto, e do momento da ocorrência do refluxo, foram encontrados estudos abrangendo compressores herméticos de pequeno porte, contribuições apresentadas por MACLAREN (4), USSYK (12), MANSUR (17) e WERTHEIMER (26), reportando os efeitos do escoamento do gás através das válvulas em regime transitório, e os efeitos sobre o desempenho do compressor dos fluxos pulsantes nas tubulações de sucção e descarga conectadas a ele.

Entretanto esses autores buscaram como objetivo específico os testes de desempenho das máquinas em bancada, e nas linhas de montagem, que difere do objeto dessa dissertação.

O refluxo em válvulas automáticas nos compressores-API contribui apenas em pequena escala na perda de massa, se comparada as demais já enumeradas.

Para os compressores C-02A e C-03A particularmente escolhidos para os ensaios, calculando-se o tempo necessário para que o virabrequim gire de cinco graus na condição de final de processo, obtém-se:

$$\alpha_s = \frac{5\pi}{180} \rightarrow t_s = \frac{1}{72.N}$$

$$\alpha_d = \frac{355\pi}{360} \rightarrow t_d = \frac{71}{72.N}$$

Nesta condição os obturadores estão muito próximos do batente de fechamento, o efeito da pressão de gás sobre eles é muito menor do que a inércia do conjunto de vedação que se desloca em direção da sede de vedação da válvula.

A aproximação de primeira ordem (**passo-2**) é desprezada, obtendo-se os seguintes deslocamentos no refluxo:

Compressor C-02

$$\text{válvula de sucção / estágio-1 : } y_{VRS1} = 0,1994.y_{LTS1} \quad (7.93)$$

$$\text{válvula de descarga / estágio-1 : } y_{VRD1} = 0,0446.y_{LTD1} \quad (7.94)$$

$$\text{válvula de sucção / estágio-2 : } y_{VRS2} = 0,1952.y_{LTS2} \quad (7.95)$$

$$\text{válvula de descarga / estágio-2 : } y_{VRD2} = 0,0447.y_{LTD2} \quad (7.96)$$

Compressor C-03

$$\text{válvula de sucção / estágio-1 : } y_{\text{VRS1}} = 0,1952 \cdot y_{\text{LTS1}} \quad (7.97)$$

$$\text{válvula de descarga / estágio-1 : } y_{\text{VRD1}} = 0,0447 \cdot y_{\text{LTD1}} \quad (7.98)$$

$$\text{válvula de sucção / estágio-2 : } y_{\text{VRS2}} = 0,1949 \cdot y_{\text{LTS2}} \quad (7.99)$$

$$\text{válvula de descarga / estágio-2 : } y_{\text{VRD2}} = 0,0436 \cdot y_{\text{LTD2}} \quad (7.100)$$

A partir da substituição do conjunto de expressões (7.87) e (7.93) à (7.100), nas expressões (7.68) e (7.69), é possível estimar, através do critério de GREENE, a quantidade de massa em refluxo pelas válvulas de sucção e descarga.

7.3.4) Perdas devido ao aquecimento do gás na sucção

A vazão efetiva em massa dos compressores é calculada a partir das condições termodinâmicas das variáveis de processo, no seu flange de sucção. A temperatura é uma das variáveis de maior influência, e que pode determinar significativas reduções (ou perdas) na capacidade operacional dos mesmos.

Os processos de aquecimento ou resfriamento do gás na câmara de aspiração da máquina são inevitáveis do ponto de vista técnico. Um aumento da temperatura* do gás na corrente de sucção do compressor conduz a uma redução na vazão em massa, ou uma diminuição dessa temperatura a um acréscimo na mesma.

Tanto no caso das correntes de processo, como no caso da câmara de aspiração, as variações de temperatura são devidas à transferência de calor por diversas fontes. Não faz parte deste trabalho entrar em detalhes do modelo de transferência de calor, nem avaliação das correntes de processo do gás, o que aqui objetiva-se é obter o efeito sobre o desempenho do compressor devido aos eventos.

* Determinados processos de industrialização podem ter como vantagem o superaquecimento do gás na sucção do compressor, como exemplo quando evita a entrada de gotículas de líquido de gás para o interior do cilindro de compressão, que é prejudicial à máquina.

Em processos balanceados, com pressões e temperaturas corretamente definidas e controladas, evitam-se que gotas de líquido sejam aspiradas para o interior do cilindro. Assim sendo o superaquecimento do gás na sucção acaba tendo como grande desvantagem a redução do fluxo na massa aspirada, em função do aumento do volume específico do gás na sucção, o que acarreta a redução do desempenho do compressor.

A perda no fluxo de massa devido ao aumento da temperatura do gás na sucção, é estimada considerando a condição ideal de operação, e a condição real na sucção. Calcula-se a massa a ser aspirada em ambos os casos, e calcula-se a diferença entre elas.

Assim tem-se:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Si} &= V_{asp} \cdot \rho_{Si} & \dot{m}_{Sr} &= V_{asp} \cdot \rho_{Sr} \\ \dot{m}_{SHL} &= \dot{m}_{Si} - \dot{m}_{Sr} & (7.101) \end{aligned}$$

8. ENSAIO EXPERIMENTAL PARA DETERMINAÇÃO DE η

Com base na relação (6.14) e a aquisição de dados de processo, a partir da instrumentação instalada em campo, figuras 20 e 21, torna-se possível a determinação experimental do índice de desempenho adimensionalizado.

Os valores da pressão e temperatura na sucção e descarga, são obtidos a partir dos PTs e TTs. Estes valores permitem o cálculo de propriedades termodinâmicas do gás real a partir da referência bibliográfica (30).

As expressões (6.18) e (6.19) permitem calcular a vazão ideal ou teórica em massa, já conhecidas as especificações técnicas dos compressores.

O transmissor de fluxo, permite a obtenção da vazão real fornecida pelo compressor. Os ensaios devem ser conduzidos após alcançado regime permanente de operação da máquina.

As medições da tensão de alimentação e corrente elétrica, em conjunto com o valor do fator de potência " $\cos \varphi$ ", obtido na folha de dados do motor, permitem determinar a potência fornecida pela rede ao conjunto motocompressor, na seguinte forma:

$$\dot{E}_v = \sqrt{3} \cdot \cos \varphi \cdot U_T \cdot I \quad (7.102)$$

O volume deslocado pelo compressor, é igualmente determinado, com a utilização da equação do volume do cilindro, sendo a rotação do virabrequim medida a partir da utilização de um tacómetro estroboscópico. Na forma mais simples, escreve-se:

$$V_d = N \cdot V_c \quad (7.103)$$

Os valores experimentais assim obtidos são comparados àqueles determinados a partir do procedimento analítico expressão (6.20), onde se encontram os termos referentes as fugas de massa e perda de potência.

9. AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS E CONCLUSÕES

9.1 Medições de campo e instrumentação

Com o objetivo de avaliar os resultados obtidos com a utilização da metodologia de avaliação de desempenho baseada no critério de SOEDEL (ref-5), foi desenvolvido o programa AVCOMP95, com recursos para determinação das fugas no fluxo de massa e potência, cálculos termodinâmicos envolvendo a operação do compressor, e cálculos dos índices de desempenho adimensionalizados, via simulações ou a partir dos registros gerados nos ensaios experimentais.

Os ensaios experimentais foram realizados nas instalações industriais da empresa Petróleo Brasileiro S/A - PETROBRAS, no Terminal de Santos, tancagem de gás liquefeito de petróleo em armazenamento a baixa temperatura. O período de realização foi de 30/09/94 à 25/11/94, acumulando um total de 800 horas de acompanhamento operacional dos compressores. Quadros resumos são apresentados no apêndice-C.

Os ensaios transcorreram com a operação normal da planta de processo, e com o auxílio de operadores e pessoal da manutenção, que prepararam as máquinas previamente, com os seguintes serviços:

- instalação de novas válvulas canaletas;

Em processos balanceados, com pressões e temperaturas corretamente definidas e controladas, evitam-se que gotas de líquido sejam aspiradas para o interior do cilindro. Assim sendo o superaquecimento do gás na sucção acaba tendo como grande desvantagem a redução do fluxo na massa aspirada, em função do aumento do volume específico do gás na sucção, o que acarreta a redução do desempenho do compressor.

A perda no fluxo de massa devido ao aumento da temperatura do gás na sucção, é estimada considerando a condição ideal de operação, e a condição real na sucção. Calcula-se a massa a ser aspirada em ambos os casos, e calcula-se a diferença entre elas.

Assim tem-se:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Si} &= V_{asp} \cdot \rho_{Si} & \dot{m}_{Sr} &= V_{asp} \cdot \rho_{Sr} \\ \dot{m}_{SHL} &= \dot{m}_{Si} - \dot{m}_{Sr} & (7.101) \end{aligned}$$

8. ENSAIO EXPERIMENTAL PARA DETERMINAÇÃO DE η

Com base na relação (6.14) e a aquisição de dados de processo, a partir da instrumentação instalada em campo, figuras 20 e 21, torna-se possível a determinação experimental do índice de desempenho adimensionalizado.

Os valores da pressão e temperatura na sucção e descarga, são obtidos a partir dos PTs e TTs. Estes valores permitem o cálculo de propriedades termodinâmicas do gás real a partir da referência bibliográfica (30).

As expressões (6.18) e (6.19) permitem calcular a vazão ideal ou teórica em massa, já conhecidas as especificações técnicas dos compressores.

O transmissor de fluxo, permite a obtenção da vazão real fornecida pelo compressor. Os ensaios devem ser conduzidos após alcançado regime permanente de operação da máquina.

As medições da tensão de alimentação e corrente elétrica, em conjunto com o valor do fator de potência " $\cos \phi$ ", obtido na folha de dados do motor, permitem determinar a potência fornecida pela rede ao conjunto motocompressor, na seguinte forma:

$$\dot{E}_x = \sqrt{3} \cdot \cos \varphi \cdot U_T \cdot I \quad (7.102)$$

O volume deslocado pelo compressor, é igualmente determinado, com a utilização da equação do volume do cilindro, sendo a rotação do virabrequim medida a partir da utilização de um tacómetro estroboscópico. Na forma mais simples, escreve-se:

$$V_d = N \cdot V_c \quad (7.103)$$

Os valores experimentais assim obtidos são comparados àqueles determinados a partir do procedimento analítico expressão (6.20), onde se encontram os termos referentes as fugas de massa e perda de potência.

9. AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS E CONCLUSÕES

9.1 Medições de campo e instrumentação

Com o objetivo de avaliar os resultados obtidos com a utilização da metodologia de avaliação de desempenho baseada no critério de SOEDEL (ref-5), foi desenvolvido o programa AVCOMP95, com recursos para determinação das fugas no fluxo de massa e potência, cálculos termodinâmicos envolvendo a operação do compressor, e cálculos dos índices de desempenho adimensionalizados, via simulações ou a partir dos registros gerados nos ensaios experimentais.

Os ensaios experimentais foram realizados nas instalações industriais da empresa Petróleo Brasileiro S/A - PETROBRAS, no Terminal de Santos, tancagem de gás liquefeito de petróleo em armazenamento a baixa temperatura. O período de realização foi de 30/09/94 à 25/11/94, acumulando um total de 800 horas de acompanhamento operacional dos compressores. Quadros resumos são apresentados no apêndice-C.

Os ensaios transcorreram com a operação normal da planta de processo, e com o auxílio de operadores e pessoal da manutenção, que prepararam as máquinas previamente, com os seguintes serviços:

- instalação de novas válvulas canaletas;

- instalação de novos anéis de pistão e selagem da haste;
- instalação de placas de orifício concêntrico na sucção dos estágios;
- instalação dos transmissores de pressão diferencial;
- instalação de voltímetros e amperímetros;
- instalação de flanges taps (tomadas de pressão para os FT's);
- instalação de instrumentação de leitura local (PI's, TI's).

A rotação de cada um dos virabrequins foi determinada com a utilização de um tacômetro estroboscópico digital.

A composição dos gases foi determinada por cromatografia da fase gasosa, a partir das amostras retiradas na sucção e descarga da máquinas, e no espaço de vapor dos receivers, trabalhando com os valores médios.

A corrente, e a tensão elétrica de alimentação foram medidas nos cabos de entrada, na caixa de ligação dos motores, trabalhando-se com o valor médio das três fases.

As medições de campo foram realizadas a partir da plena carga nos motocompressores. Os registros foram realizados a cada duas horas de funcionamento, e os valores agrupados em médias a cada cem horas.

As medições de campo, características operacionais e dimensionais das máquinas, dados de projeto, composição e propriedades termodinâmicas dos gases, foram processados no programa de simulação, obtendo-se os resultados apresentados no apêndice-D.

9.2 Índice de desempenho adimensionalizado

As figuras-24, 25, 26 e 27 apresentam os resultados após processamento dos dados no programa AVCOMP95.

Os motocompressores objeto dos ensaios operam desde 1980, tendo sofrido ao longo dos anos várias intervenções da manutenção, com adaptações de novas peças pela falta de fornecedores de sobressalentes originais no mercado nacional. As operações ocorrem com mistura de gases, de composição molar variada , principalmente de : etano, propano, iso e normal butano, que não confere exatamente com aquela básica adotada para o projeto das máquinas. Essa situação é comum no caso dos compressores padrão API-618 trabalhando em

unidades de processo, porém é uma dificuldade encontrada para garantia de precisão de parcela dos dados processados no programa simulador do índice de desempenho, e por consequência dos resultados.

Mesmo diante dessas primeiras não-conformidades, foram alcançados resultados satisfatórios para o índice de desempenho adimensionalizado. Quando comparados os valores da simulação com os experimentais, considerados os dois compressores, observam-se variações percentuais médias de 6 % para o primeiro estágio, e 5 % para o segundo. De acordo com a bibliografia consultada (ref-5), o limite técnico aceitável na avaliação de compressores herméticos em bancadas, para essas diferenças, situa-se em 3,5 % com tolerância de $\pm 0,5$ % . Não há referência para compressores API, mas em futuras contribuições como meta de melhoria contínua, pode-se estabelecer que essa variação tenda a zero.

As considerações adicionais aos procedimentos adotados com relação as medições de campo, apêndice-C, permitem direcionar ações futuras para obtenção de melhores resultados, e aprimoramento do método.

Assim é que se enquadra a instrumentação utilizada durante os ensaios. Houve necessidade de trocas e recalibrações constantes dos instrumentos primários. As medições de vazão em massa ocorreram nas condições reais de pressão e temperatura na sucção dos estágios, através de placas de orifício concêntrico, com suporte em software próprio (desenvolvido no Terminal), para a correção da não-idealidade dos gases em escoamento pelos compressores.

Outras não-conformidades no procedimento e método adotado são as diferenças registradas nas medições das vazões interestágios* com os valores calculados pelo programa simulador. Os pontos que contribuíram para as imprecisões foram:

- diferenças nos valores do fator de compressibilidade-Z, entre os calculados pelo programa AVCOMP95 (equação de estado Peng-Robinson), e as correções via placa de orifício (equação de estado Redlich-Kwong);
- utilização de composição molar média nas misturas de gases, agrupadas a cada cem horas, contra composição molar real a cada registro operacional de campo;

- diferenças entre medições de temperatura dos gases no flange de sucção das máquinas, para alimentar programa simulador, e temperatura real da mistura gasosa, nas câmaras de aspiração dos cilindros de compressão;
- precisão intrínseca da instrumentação utilizada;
- utilização de valores recalculados para o volume morto, a partir de desenhos dimensionais de projeto, devido a dificuldade de obter valores corretos junto ao fabricante.

Para o compressor C-02A as vazões em massa medidas em campo, comparadas aquelas calculadas via programa simulador, registraram diferenças na ordem de 7 % para o primeiro estágio, e 8 % para o segundo. Interestágio a diferença média ficou em 9 % .

Para o compressor C-03A as vazões em massa medidas em campo, comparadas aquelas calculadas via programa simulador, registraram diferenças na ordem de 4 % para o primeiro estágio, e 6 % para o segundo. Interestágio a diferença média ficou em 5 % .

Em ambos os casos, as diferenças surgem pelo erro na medição via placa de orifício, visto que as instalações das mesmas não obedeceram na íntegra as especificações de montagem (distanciamento entre tomadas de pressão e singularidades nas linhas), devido ao pequeno espaço físico disponível, com trechos curtos de tubulação nas tomadas de sucção dos estágios das máquinas. Este é outro ponto importante a destacar para continuidade deste projeto de pesquisa sobre a melhoria da precisão nos resultados do simulador*. Conforme já mencionado, os ensaios ocorreram em instalações industriais em pleno funcionamento, não sendo possível introduzir alterações substanciais visando atender exclusivamente a este trabalho experimental. As adaptações completas demandariam instrumentos de maior precisão e confiabilidade, não havendo recursos financeiros para seu custeio, além da necessidade de paralização dos compressores por longo tempo para modificações, ou seja parada da produção, o que é inviável dentro da indústria de petróleo, fora das épocas previstas nos programas de parada operacional das plantas de processo.

* Os compressores construídos segundo a norma API-618, não são objeto de testes em bancadas de produção, como é o caso dos compressores herméticos de baixa potência. As máquinas com porte industrial são avaliadas durante o comissionamento das obras, através dos testes de pré-operação da planta.

9.3 Eficiência no fluxo de massa e de potência

As expressões (6.9) e (6.10) definem as eficiências no fluxo de massa e no fluxo de potência, as quais são em essência a base da metodologia de avaliação. Os valores obtidos para cada um dos compressores são apresentados nas figuras-32, 33, 34 e 35.

9.4 Avaliação do motocompressor C-02A (esquema típico figura-20)

Os resultados simulados para o índice de desempenho adimensionalizado apresentam variações médias de 6,3 % para o primeiro estágio, e 6,5 % para o segundo, quando comparados aos experimentais. Essas diferenças são previstas considerando os pontos até aqui avaliados, no que se refere as não-conformidades encontradas nas medições de campo.

Merecem citações outras interferências encontradas na condução dos ensaios:

- dificuldades em se efetuar medições precisas das folgas entre anéis de pressão e camisa do cilindro, e anéis de selagem e haste do pistão;
- limitações existentes e citadas ao longo da obtenção das expressões para cálculo das perdas de massa por refluxo em válvulas, e perdas de potência devido a presença das mesmas nos compressores;
- dificuldades para medições das correntes e tensão elétrica, junto a entrada dos motores, já que toda a instalação é selada e a prova de explosão, não sendo possível romper o lacre de selagem;
- utilização de metodologia para determinação das perdas de potência devido a transmissão mecânica e atrito, baseada em formulação experimental de aplicação generalizada para todos os compressores padrão API-618, tipo alternativo, sem maiores referências quanto as características de cada cilindro de compressão (tipo pistão, tipo de anéis, tipo de lubrificação, etc...);
- dificuldade em manter regularidade nas variáveis de processo com a planta em funcionamento, considerando que este compressor opera na reliquefação de gás de flash, proveniente de um tanque de armazenamento, capacidade 10.000 ton / figuras-4 e 20, instalado e sob influência direta das condições atmosféricas locais.

Ao longo do período dos ensaios obteve-se no primeiro estágio desta máquina índices de desempenho via experimental maiores que os simulados. Esse mesmo comportamento não foi observado para o segundo estágio. A metodologia proposta todavia apresenta coerência nesses resultados, visto que as vazões reais medidas em campo foram determinantes para tal fato, mantendo-se sempre maiores no estágio-1, e menores no estágio-2, comparadas aquelas calculadas pelo programa simulador.

As considerações que estão apresentadas neste item do trabalho, acêrca das diferenças e não-conformidades encontradas nas medições de campo, e nas dificuldades de condução dos ensaios experimentais, mostram-se como fatores predominantes que devem ser ajustados para a obtenção na melhoria dos resultados.

A figura-33 mostra que a eficiência no fluxo de massa manteve-se estável em torno do valor médio de 0,93 para o primeiro estágio, e 0,89 para o segundo. Comportamento semelhante é observado na eficiência do fluxo de potência, figura-25, que manteve-se praticamente constante para os dois estágios, com valores médios de 0,81 e 0,86 respectivamente.

Os resultados permitem afirmar que a metodologia é coerente em sua formulação, e as simulações para esta máquina são satisfatórias na precisão apresentada.

9.5 Avaliação do motocompressor C-03A (esquema típico figura-21)

Os resultados simulados para o índice de desempenho adimensionalizado apresentam variações médias de 5,8 % para o primeiro estágio, e 3,4 % para o segundo, quando comparados aos experimentais. Da mesma forma como comentado no caso anterior, as diferenças eram previstas.

As observações listadas no subitem anterior são válidas para este motocompressor. Somam-se também as imprecisões oriundas da adoção das condições de contorno, limitantes em determinados casos, que foram utilizadas no desenvolvimento das expressões para os cálculos das perdas no fluxo de massa e potência.

Este compressor ao longo do período dos ensaios, apresentou flutuações acentuadas nos índices de desempenho em valores absolutos, a cada período.

Tal comportamento é função exclusiva da própria operação da máquina naqueles momentos, registrando variações semelhantes na eficiência do fluxo de massa, figura-32, enquanto a eficiência no fluxo de potência pouco contribuiu para esse evento, mostrando pequenas variações, figura-34.

9.6 Perdas no fluxo de massa e potência

Os valores constantes no apêndice-D representam aqueles obtidos exclusivamente por simulação a partir das expressões deduzidas no item-7 deste trabalho, as quais permitem individualizar e quantificar separadamente as diversas perdas.

Através dos diagramas de barras, figuras-28, 29, 30 e 31, observa-se que em ambos compressores, as perdas no fluxo de massa devido ao espaço morto, e as perdas no fluxo de potência relativas a eficiência dos motores elétricos e da transmissão mecânica, representam as maiores contribuições na redução do desempenho.

As fugas de massa pela selagem da haste do pistão pouco contribuem na perda total. Neste caso específico o conhecimento dos seus valores é importante nas aplicações onde operam-se gases tóxicos (letais ou não), visando adequar as instalações para queima das quantidades vazadas.

As perdas de massa podem ainda serem agrupadas em dois blocos, um formado pela massa confinada no espaço morto do cilindro, que representa a parcela de 96 % do total, e um segundo pelas demais perdas, representando os 4 % restantes.

Esses números coincidem com a prática internacional de engenharia na área de avaliação de compressores industriais, conforme comentários apresentados no item-7, expressões (7.40) e (7.41) .

As perdas no fluxo de potência, excluindo aquelas devido ao motor elétrico e transmissão mecânica, correspondem em média 7 % do total das perdas, valor aceitável para compressores de grande porte operando em plantas de processo .

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**(ordem numérica de citações)**

- (1) API-618: AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE; "Reciprocating Compressors for Refinery Services", 7a.ed.-1987.
- (2) PETRÓLEO BRASILEIRO S/A - PETROBRÁS, Departamento de Produção Coordenadoria de Gás - Maio.93 .
- (3) SOEDEL, W.; WAMBGANSS, M.W.; COHEN, R.; RAYNE, J.G.; "INTRODUCTION TO COMPUTER SIMULATION OF POSITIVE DISPLACEMENT COMPRESSORS". Ray W.Herrick Laboratories - School of Engineering, Purdue University, West Lafayette - IN / USA, 1972.
- (4) MACLAREN, J.F.T ; "THE BEHAVIOUR OF SUCTION AND DISCHARGE VALVES IN RECIPROCATING GAS COMPRESSOR SYSTEMS", Conference of Thermodynamics and Fluid Mechanics - The Institute of Mechanical Engineers, London / England, 1974.
- (5) SOEDEL, W.; PANDEYA, P .; "A GENERALIZED APPROACH TOWARDS COMPRESSORS PERFORMANCE ANALYSIS", Purdue Compressor Technology Conference JUL.1978, School of Engineering - Purdue University West Lafayette IN/USA.
- (6) SCHEEL, LYMAN F.; "NEW PISTON COMPRESSOR RATING METHOD", Hydrocarbon Processing - Reprinted by Gulf Publishing Co. AGO-78.
- (7) BOTELER, HOWARD M.; "PERFORMANCE AND CHARACTERISTICS OF RECIPROCATING COMPRESSORS", Hydrocarbon Processing - Reprinted by Gulf Publishing Co. AGO-78 .
- (8) WOOLLATT, DEREK; "ESTIMATING VALVE LOSSES WHEN DYNAMIC EFFECTS ARE IMPORTANT", Purdue Compressor Technology Conference, Mar-82, School of Engineering - Purdue University, West Laffayette/IN-USA.

(9) BRUECKMAN, R.D; WOOLLATT, D.; "A SIMPLE NUMERICAL SOLUTION FOR COMPRESSOR VALVES WITH ONE DEGREE OF FREEDOM", Worthington-CEI Technical Review, Buffalo/NY-USA, April-82.

(10) HANSEN, RAYMOND E.;"CALCULATIONS FOR NONIDEAL GASES", Compressor Handbook / Hydrocarbon Processing, pp 68-71, MAY-82.

(11) GREENE, ROY M.;"THERMODYNAMIC AND MECHANICAL CONCEPTS FOR RECIPROCATING COMPRESSORS, WITH PARTICULAR REFERENCE TO API-618". Advanced Turbomachinery Bulletin / American Gas Association Compressor Committee, Green Valey - Arizona/USA, June-84.

(12) USSYK, MARIO S.; "SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO DESEMPENHO DE COMPRESSORES HERMÉTICOS", Universidade Federal de Santa Catarina, Depto.de Engenharia Mecânica, Dissertação de Mestrado, Julho-84.

(13) NIMITZ, WALTER VON; "MANY FACTORS INVOLVED IN EVALUATION AND OPTIMIZATION OF RECIPROCATING COMPRESSOR PERFORMANCE", Southwest Research Institute / San Antonio - Texas/USA, Printed by Pipeline and Gas Journal, OCT-85.

(14) STANECKI, JOSEPH W.; "POLYTROPIC COMPRESSION", Chemical Engineering Magazine, pp 86 - 89, JAN-86.

(15) ELLIOTT COMPANY - Division of Carrier Corporation. "COMPRESSOR CALCULATION by NUMERICAL and MOLLIER METHOD, ENGINEERS GUIDE TO MODERN INTERNATIONAL UNITS OF MEASUREMENT FOR ROTATIVE MACHINERY". Technical Bulletin Q-496D, Jeannette- Pennsylvania-USA, reprinted 1986.

(16) FERREIRA, R.T.S.; MELO, C.; KINCELER, R.;"ANÁLISE DO DESEMPENHO DE COMPRESSORES DE AR ALTERNATIVOS". ANAIS DO IX CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, DEZ-87, pp.327-330, SC/BRASIL.

(17) MANSUR, S.S; FERREIRA, R.T.S; "SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE COMPRESSORES HERMÉTICOS ALTERNATIVOS CONSIDERANDO AS PULSAÇÕES DE GÁS". ANAIS DO IX CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, DEZ-87, pp.331-334, SC/BRASIL.

(18) BORTOLI, M.G.D.; FERREIRA, R.T.S.; "ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM COMPRESSOR HERMÉTICO ROTATIVO DE PALHETAS DESLIZANTES". ANAIS DO IX CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, DEZ-87, pp.339-342.

(19) MARCHU, E.; "REVERSE FLOW REGULATION FOR RECIPROCATING COMPRESSORS". Valves Technical Bulletin-A0R01E/Hoerbiger. Reprinted by Hoerbiger Ventilwerke / Vienna-Austria, MAR-88.

(20) KAWAI, H.;NISHIHARA, H.;HAMADA, K.; NAKAOKA, S.; "THE DEVELOPMENT OF HIGH EFFICIENCY COMPRESSORS WITH REDUCING GAS TEMPERATURE". Technical Review from Compressor Engineering Division - Matsushita Reiki Co.Ltd., JAPAN, APRIL-88.

(21) DIMOPLON, W.; "WHAT PROCESS ENGINEERS NEED TO KNOW ABOUT COMPRESSORS", Hydrocarbon Processing - Reprinted by Gulf Publishing Co./Houston-Texas, MAY-88.

(22) RODRIGUES, PAULO S.B., "CONTROLE SUPERVISÓRIO E ECONOMIA DE ENERGIA EM INSTALAÇÕES DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS", VIII Seminário de Instrumentação - Instituto Brasileiro de Petróleo, SET-88.

(23) GRAUNKE, KLAUS ; " LABYRINTH LEAKAGE FLOW IN A PISTON COMPRESSOR". SULZER WEISE TECHNICAL REVIEW / GERMANY, MAY-89.

(24) TRIBESS, J.R.S.M.A; "SISTEMA AUTOMATIZADO PARA ANÁLISE DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES DE AR ALTERNATIVOS". ANAIS DO 10º CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, DEZ-89, pp.501-504, RJ/BRASIL.

(25) FERREIRA, R.T.S.; MANSUR, S.;"SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE COMPRESSORES HERMÉTICOS ALTERNATIVOS, UM INSTRUMENTO DE ORIENTAÇÃO PARA O PROJETO INDUSTRIAL". ANAIS DO 10º CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, pp.509-512, DEZ-89, RJ/BRASIL.

(26) WERTHEIMER, HARRY P.; WOOLLATT, DEREK ; "IMPROVED ACCURACY IN THE CALCULATION OF VALVE DYNAMICS IN RECIPROCATING COMPRESSORS", THE ASME ENERGY SOURCES TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBITION, NEW ORLEANS/LA-USA, JAN-90.

(27) BEYER, RONALD W., "RECIPROCATING COMPRESSOR PERFORMANCE AND SIZING", SOUTH TEXAS ASME RECIPROCATING COMPRESSOR SEMINAR, HOUSTON-TEXAS/March-90.

(28) SANTA ROSA, JÚLIO H.W.; "PARÂMETROS OPERACIONAIS QUE AFETAM A PERFORMANCE DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS", 1º ENCONTRO TÉCNICO SOBRE COMPRESSORES - PETROBRÁS/SEREC-CEN.NOR , Dez-91.

(29) WOOLLATT, DEREK; BEYER, RONALD W.; "COMPRESSOR VALVES FOR ALL APPLICATIONS", TECHNICAL PAPER FROM DRESSER-RAND ENGINE PROCESS AND COMPRESSOR DIVISION - ADVANCED ENGINEERING DEPARTMENT, NEW YORK / USA, DEZ-92.

(30) CHEMICAL AND ENGINEERING THERMODYNAMICS, 2a.ed.-1988, STANLEY I.SANDLEY / UNIVERSITY OF DELAWARE - USA, WILIE SERIES IN CHEMICAL ENGINEERING.

(31) ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DE MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS - ABIMAQ; "COMPRESSORES INDUSTRIAIS BRASILEIROS", 1a.ed.-1990.

(32) HARTWICK, WALTER;" EFFICIENCY AND CHARACTERISTICS OF RECIPROCATING COMPRESSORS", ASME 68-WA / DGP-3, 1982.

(33) GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION - GPSA; "ENGINEERING DATA BOOK", 10a. ed. - 1987, Tulsa-Oklahoma/USA.

(34) COMPRESSORES, BOMBAS DE VÁCUO E AR COMPRIMIDO, 2a.ed.-1980, Prof.Dr.REMY BENEDICTO SILVA / Escola Politécnica da Universidade de São Paulo / EPUSP - Grémio Politécnico.

- (35) COMPRESSOR APPLICATION ENGINEERING, 1a.ed.-1986, VOL-I, Prof.Dr.PIERRE PICHOT, Golf Publishing Co. / Houton-Texas/USA.
- (36) CRYOGENICS SYSTEMS, 3a.ed.-1976, Dr.RANDALL BARRON, POLYTECHNIC INSTITUTE OF LOUSIANA UNIVERSITY - USA, McGrall Hill Book Series in Mechanical Engineering.
- (37) COMPRESSED AIR AND GAS DATA, 3a.ed.-1980, A.W.LOOMIS, INGERSOL RAND COMPANY - WoodCliff Lake/NJ-USA.
- (38) MECHANISMS AND DYNAMICS OF MACHINERY, 3a.ed.-1978, Profs.Drs. HAMILTON MARBIE and FRED OCVIRK, Copywright by John Wiley and Sons - Series in Mechanical Engineering. NY/NY-USA.
- (39) CÁLCULO AVANÇADO - EQUAÇÕES DIFERENCIAIS, 2a.ed.-1982, Prof. WILFRED KAPLAN, VOL-II, Editora Edgard Blucher Ltda - São Paulo/SP BRASIL.
- (40) PRASAD SHIVA, B.G.; " REGENERATIVE HEAT TRANSFER LOWERS COMPRESSOR PERFORMANCE ", Pipeline Industry Magazine - OCT-93, pp. 42 à 47, NY/USA.
- (41) COKER, A . K . ; " SELECTING AND SIZING PROCESS COMPRESSORS " , Hydrocarbon Processing Magazine - July.94, pp.39 à 44. West Midland / England.
- (42) RANADE, M . S . ; " IMPROVE SIZING FOR RELIEF SYSTEMS " , Hydrocarbon Processing Magazine - July.94, pp.83 à 85 , Houston-Texas / USA.
- (43) GIBBS, W . ; " THE IMPORTANCE OF MAINTAINING VALVE RECORDS IN RECIPROCATING API-618 COMPRESSORS " , Dresser-Rand Book Compressor HSE-2 NL-2 , ISSUE-45A, pp.1 à 6, PAINTED POST - NEW YORK / USA.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

(ordem alfabética)

API-618: AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE; "Reciprocating Compressors for Refinery Services", 7a.ed.-1987. [1]

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DE MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS - ABIMAQ; "COMPRESSORES INDUSTRIAIS BRASILEIROS", 1a. ed.-1990. [31]

BEYER, RONALD W., "RECIPROCATING COMPRESSOR PERFORMANCE AND SIZING", SOUTH TEXAS ASME RECIPROCATING COMPRESSOR SEMINAR, HOUSTON-TEXAS/March-90. [27]

BORTOLI, M.G.D.; FERREIRA, R.T.S.; "ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM COMPRESSOR HERMÉTICO ROTATIVO DE PALHETAS DESLIZANTES". ANAIS DO IX CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, DEZ-87, pp.339-342. [18]

BOTELER, HOWARD M.; "PERFORMANCE AND CHARACTERISTICS OF RECIPROCATING COMPRESSORS", Hydrocarbon Processing - Reprinted by Gulf Publishing Co. AGO-78. [7]

BRUECKMAN, R.D; WOOLLATT, D.; "A SIMPLE NUMERICAL SOLUTION FOR COMPRESSOR VALVES WITH ONE DEGREE OF FREEDOM", Worthington-CEI Technical Review, Buffalo/NY-USA, April-82. [9]

CÁLCULO AVANÇADO - EQUAÇÕES DIFERENCIAIS, 2a.ed.-1982, Prof. WILFRED KAPLAN, VOL-II, Editora Edgard Blucher Ltda - São Paulo/SP BRASIL. [39]

CHEMICAL AND ENGINEERING THERMODYNAMICS, 2a.ed.-1988, STANLEY I.SANDLEY / UNIVERSITY OF DELAWARE - USA, WILIE SERIES IN CHEMICAL ENGINEERING. [30]

COKER, A . K . ; " SELECTING AND SIZING PROCESS COMPRESSORS " , Hydrocarbon Processing Magazine - July.94, pp.39 à 44. West Midland / England. [41]

COMPRESSED AIR AND GAS DATA, 3a.ed.-1980, A.W.LOOMIS, INGERSOL RAND COMPANY - WoodCliff Lake/NJ-USA. [37]

COMPRESSOR APPLICATION ENGINEERING, 1a.ed.-1986, VOL-I, Prof.Dr.PIERRE PICHOT, Golf Publishing Co. / Houton-Texas/USA. [35]

COMPRESSORES, BOMBAS DE VÁCUO E AR COMPRIMIDO, 2a.ed.-1980, Prof.Dr.REMY BENEDICTO SILVA / Escola Politécnica da Universidade de São Paulo / EPUSP - Grêmio Politécnico. [34]

CRYOGENICS SYSTEMS, 3a.ed.-1976, Dr.RANDALL BARRON, POLYTECHNIC INSTITUTE OF LOUISIANA UNIVERSITY - USA, McGrall Hill Book Series in Mechanical Engineering. [36]

DIMOPLON, W.; "WHAT PROCESS ENGINEERS NEED TO KNOW ABOUT COMPRESSORS", Hydrocarbon Processing - Reprinted by Golf Publishing Co./Houston-Texas, MAY-88. [21]

ELLIOTT COMPANY - Division of Carrier Corporation. "COMPRESSOR CALCULATION by NUMERICAL and MOLLIER METHOD, ENGINEERS GUIDE TO MODERN INTERNATIONAL UNITS OF MEASUREMENT FOR ROTATIVE MACHINERY". Technical Bulletin Q-496D, Jeannette- Pensylvania-USA, reprinted 1986. [15]

FERREIRA, R.T.S.; MELO, C.; KINCELER, R.;"ANÁLISE DO DESEMPENHO DE COMPRESSORES DE AR ALTERNATIVOS". ANAIS DO IX CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, DEZ-87, pp.327-330, SC/BRASIL. [16]

FERREIRA, R.T.S.; MANSUR, S.;"SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE COMPRESSORES HERMÉTICOS ALTERNATIVOS, UM INSTRUMENTO DE ORIENTAÇÃO PARA O PROJETO INDUSTRIAL". ANAIS DO 10º CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, pp.509-512, DEZ-89, RJ/BRASIL. [25]

GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION - GPSA; "ENGINEERING DATA BOOK", 10a. ed. - 1987, Tulsa-Oklahoma/USA. [33]

GIBBS, W . ; " THE IMPORTANCE OF MAINTAINING VALVE RECORDS IN RECIPROCATING API-618 COMPRESSORS " , Dresser-Rand Book Compressor HSE-2 NL-2 , ISSUE-45A, pp.1 à 6, PAINTED POST - NEW YORK / USA. [43]

GRAUNKE, KLAUS ; " LABYRINTH LEAKAGE FLOW IN A PISTON COMPRESSOR". SULZER WEISE TECHNICAL REVIEW / GERMANY, MAY-89. [23]

GREENE, ROY M.;"THERMODYNAMIC AND MECHANICAL CONCEPTS FOR RECIPROCATING COMPRESSORS, WITH PARTICULAR REFERENCE TO API-618". Advanced Turbomachinery Bulletin / American Gas Association Compressor Committee, Green Valey - Arizona/USA, June-84. [11]

HANSEN, RAYMOND E.;"CALCULATIONS FOR NONIDEAL GASES", Compressor Handbook / Hydrocarbon Processing, pp 68-71, MAY-82. [10]

HARTWICK, WALTER;" EFFICIENCY AND CHARACTERISTICS OF RECIPROCATING COMPRESSORS", ASME 68-WA / DGP-3, 1982. [32]

KAWAI, H.;NISHIHARA, H.;HAMADA, K.; NAKAOKA, S.; "THE DEVELOPMENT OF HIGH EFFICIENCY COMPRESSORS WITH REDUCING GAS TEMPERATURE". Technical Review from Compressor Engineering Division - Matsushita Reiki Co.Ltd., JAPAN, APRIL-88. [20]

MACLAREN, J.F.T ; "THE BEHAVIOUR OF SUCTION AND DISCHARGE VALVES IN RECIPROCATING GAS COMPRESSOR SYSTEMS", Conference of Thermodynamics and Fluid Mechanics - The Institute of Mechanical Engineers, London / England, 1974. [4]

MANSUR, S.S; FERREIRA, R.T.S; "SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE COMPRESSORES HERMÉTICOS ALTERNATIVOS CONSIDERANDO AS PULSAÇÕES DE GÁS". ANAIS DO IX CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, DEZ-87, pp.331-334, SC/BRASIL. [17]

MARCHU, E.; "REVERSE FLOW REGULATION FOR RECIPROCATING COMPRESSORS". Valves Technical Bulletin-A0R01E/Hoerbiger. Reprinted by Hoerbiger Ventilwerke / Vienna-Austria, MAR-88. [19]

MECHANISMS AND DYNAMICS OF MACHINERY, 3a.ed.-1978, Profs.Drs. HAMILTON MARBIE and FRED OCVRK, Copyright by John Wiley and Sons - Series in Mechanical Engineering. NY/NY-USA. [38]

NIMITZ, WALTER VON; " MANY FACTORS INVOLVED IN EVALUATION AND OPTIMIZATION OF RECIPROCATING COMPRESSOR PERFORMANCE", Southwest Research Institute / San Antonio - Texas/USA, Pipeline and Gas Journal, OCT-85. [13]

PETRÓLEO BRASILEIRO S/A - PETROBRÁS, Departamento de Produção Coordenadoria de Gás - Maio.93 . [2]

PRASAD SHIVA, B.G.; " REGENERATIVE HEAT TRANSFER LOWERS COMPRESSOR PERFORMANCE ", Pipeline Industry Magazine - OCT-93, pp. 42 à 47, NY/USA. [40]

RANADE, M . S . ; " IMPROVE SIZING FOR RELIEF SYSTEMS " , Hydrocarbon Processing Magazine - July.94, pp.83 à 85 , Houston-Texas / USA. [42]

RODRIGUES, PAULO S.B., "CONTROLE SUPERVISÓRIO E ECONOMIA DE ENERGIA EM INSTALAÇÕES DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS", VIII Seminário de Instrumentação - Instituto Brasileiro de Petróleo, SET-88. [22]

SANTA ROSA, JÚLIO H.W.; "PARÂMETROS OPERACIONAIS QUE AFETAM A PERFORMANCE DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS", 1º ENCONTRO TÉCNICO SOBRE COMPRESSORES - PETROBRÁS/SEREC-CEN.NOR , Dez-91. [28]

SCHEEL,LYMAN F.; "NEW PISTON COMPRESSOR RATING METHOD", Hydrocarbon Processing - Reprinted by Gulf Publishing Co. AGO-78. [6]

SOEDEL, W.; WAMBGANSS, M.W.; COHEN, R.; RAYNE, J.G.; "INTRODUCTION TO COMPUTER SIMULATION OF POSITIVE DISPLACEMENT COMPRESSORS". Ray W.Herrick Laboratories - School of Engineering, Purdue University, West Lafayette - IN / USA, 1972. [3]

SOEDEL, W.; PANDEYA, P . ; "A GENERALIZED APPROACH TOWARDS COMPRESSORS PERFORMANCE ANALYSIS", Purdue Compressor Technology Conference JUL.1978, School of Engineering - Purdue University West Lafayette IN/USA. . [5]

STANECKI, JOSEPH W.; "POLYTROPIC COMPRESSION", *Chemical Engineering Magazine*, pp 86 - 89, JAN-86. [14]

TRIBESS, J.R.S.M.A; "SISTEMA AUTOMATIZADO PARA ANÁLISE DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES DE AR ALTERNATIVOS". ANAIS DO 10º CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, DEZ-89, pp.501-504, RJ/BRASIL. [24]

USSYK, MARIO S.; "SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO DESEMPENHO DE COMPRESSORES HERMÉTICOS", Universidade Federal de Santa Catarina, Depto.de Engenharia Mecânica, Dissertação de Mestrado, Julho-84. [12]

WERTHEIMER, HARRY P.; WOOLLATT, DEREK ; "IMPROVED ACCURACY IN THE CALCULATION OF VALVE DYNAMICS IN RECIPROCATING COMPRESSORS", THE ASME ENERGY SOURCES TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBITION, NEW ORLEANS/LA-USA, JAN-90. [26]

WOOLLATT, DEREK; BEYER, RONALD W.; "COMPRESSOR VALVES FOR ALL APLICATIONS", TECHNICAL PAPER FROM DRESSER-RAND ENGINE PROCESS AND COMPRESSOR DIVISION - ADVANCED ENGINEERING DEPARTMENT, NEW YORK / USA, DEZ-92. [29]

WOOLLATT,DEREK;"ESTIMATING VALVE LOSSES WHEN DYNAMIC EFFECTS ARE IMPORTANT", Purdue Compressor Technology Conference, Mar-82, School of Engineering - Purdue University, West Laffayette/IN-USA. [8]

DESENHOS

e

FIGURAS

Figura - 1

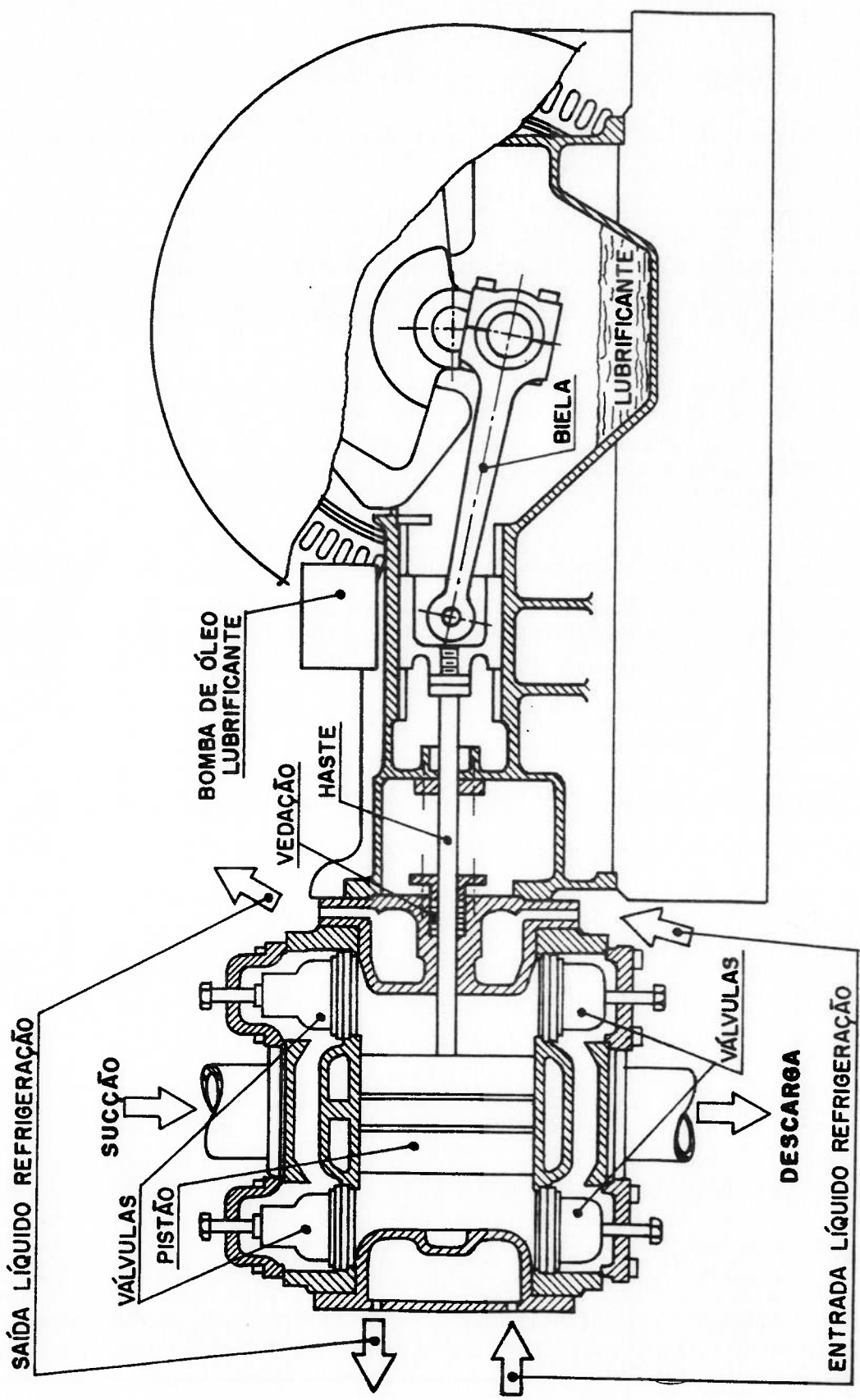


Figura - 2

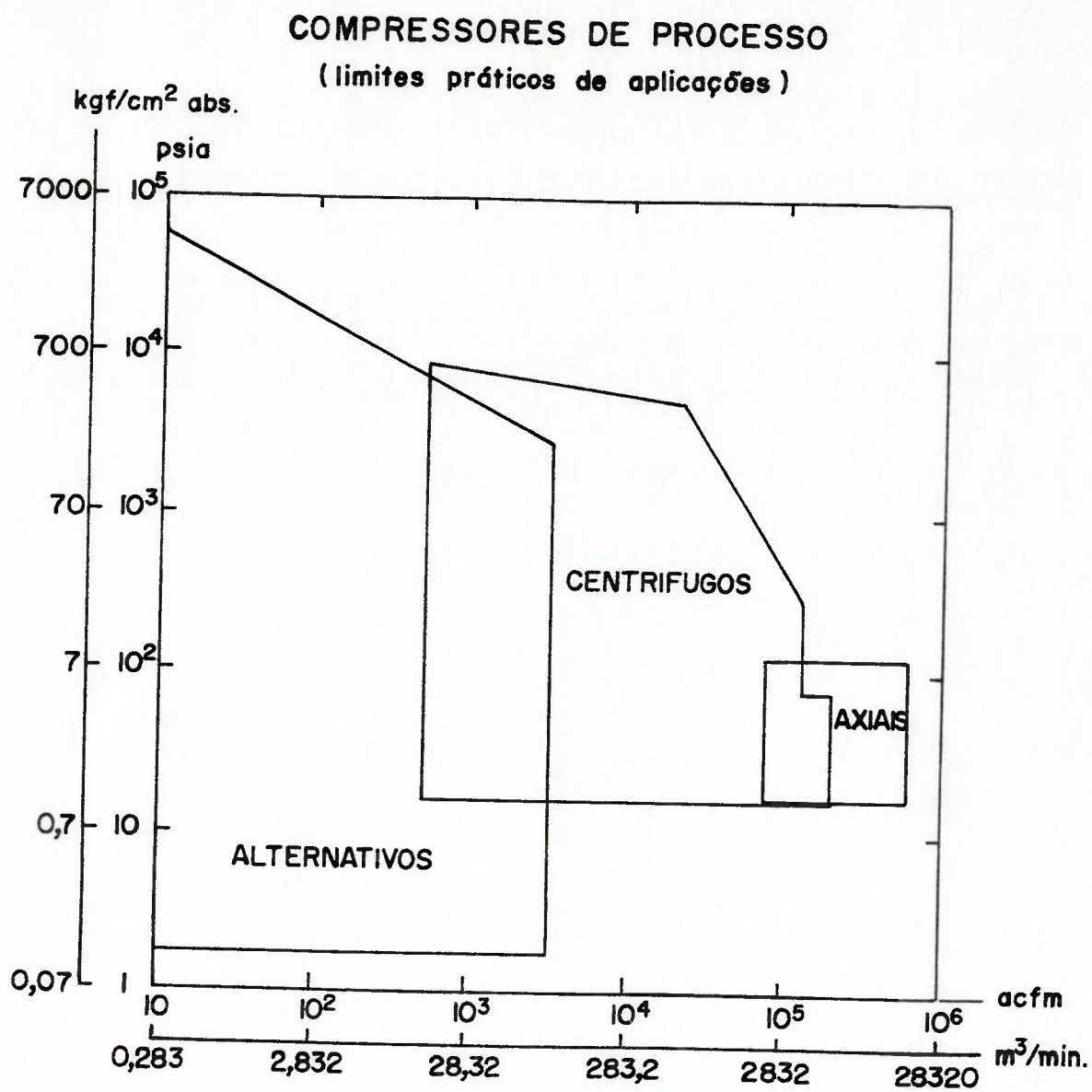


Figura - 3

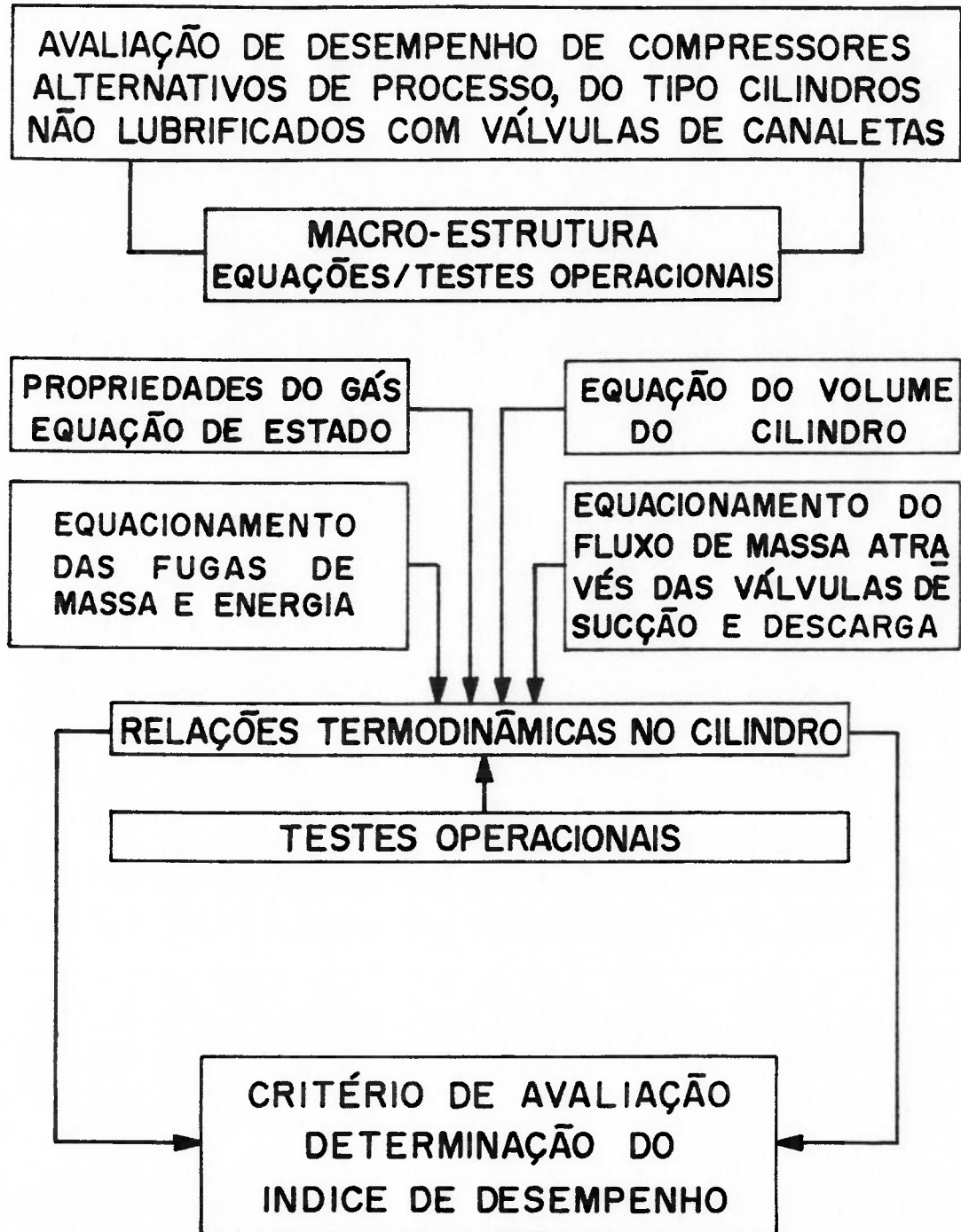


Figura - 4

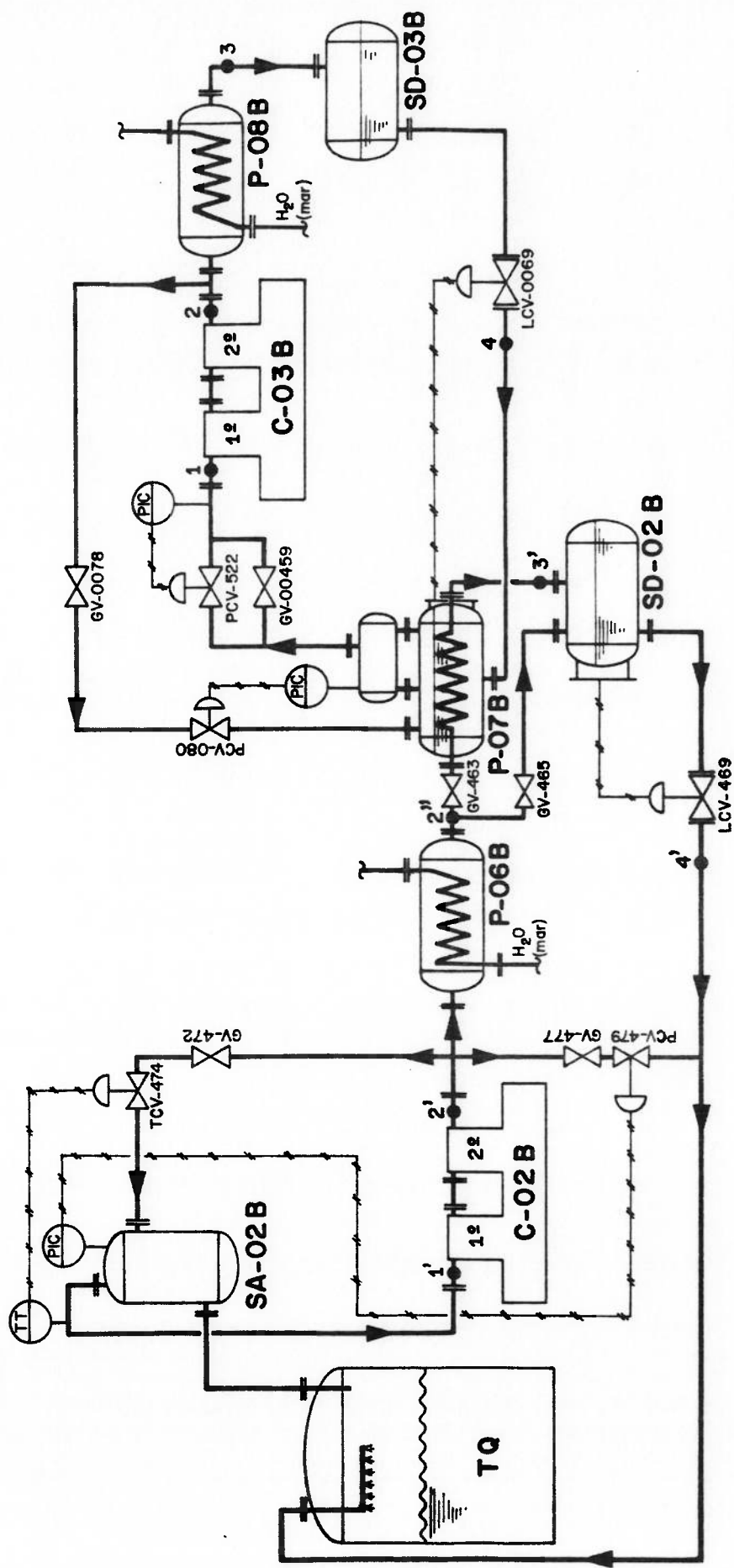


Figura - 5

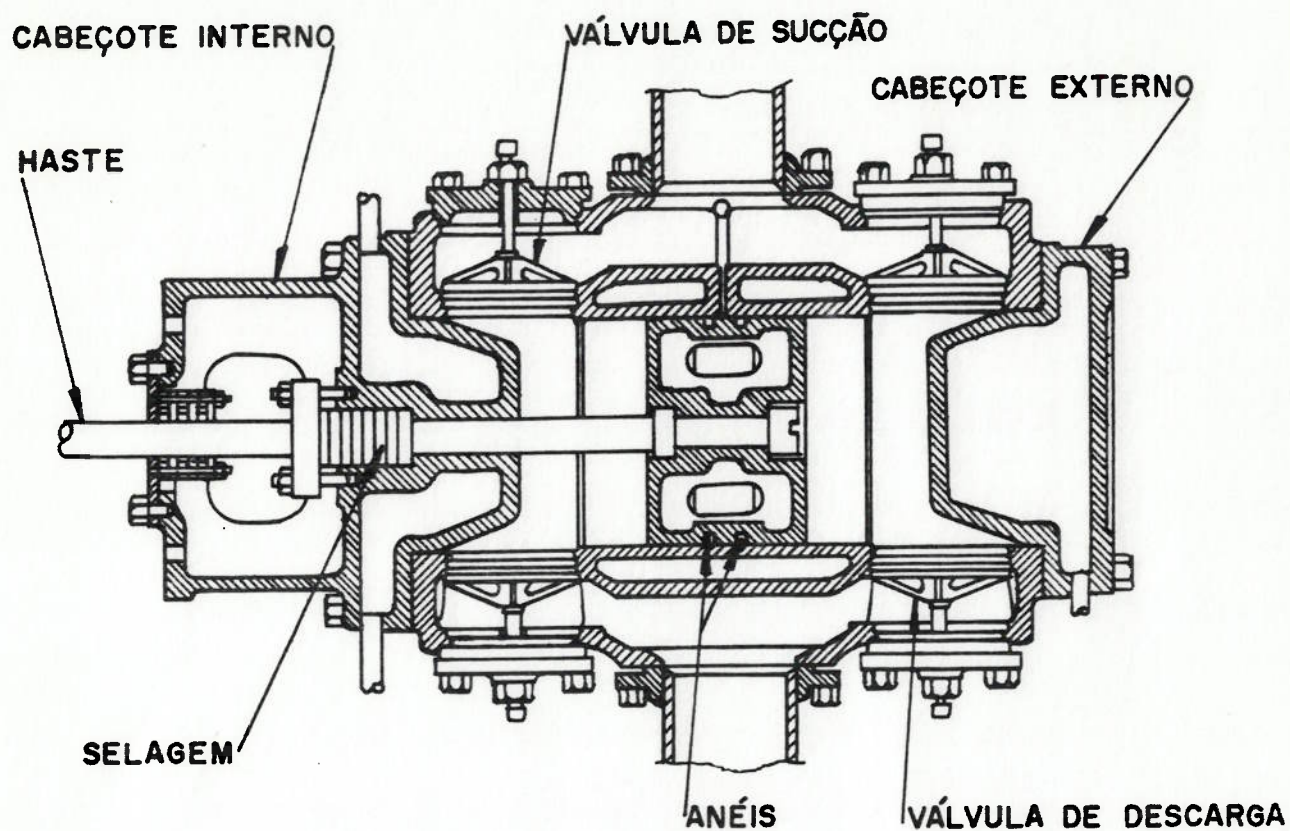
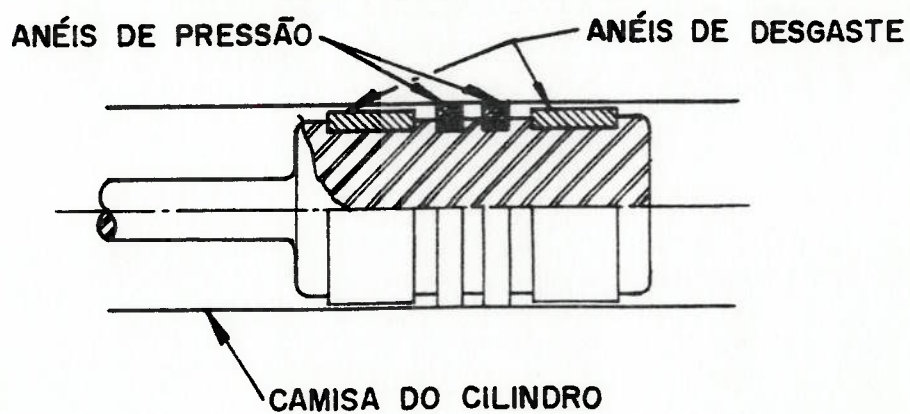
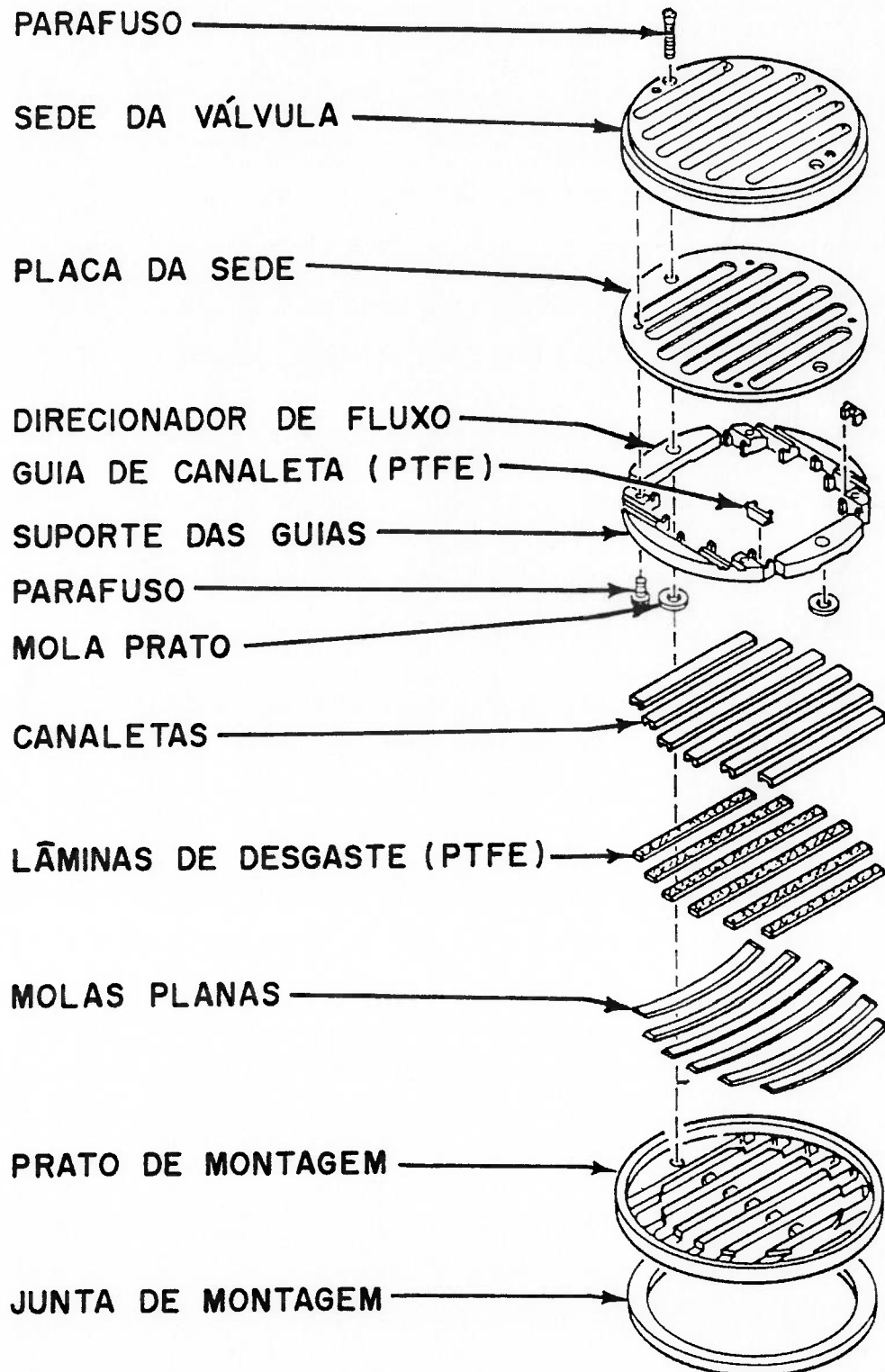
CILINDRO DE COMPRESSÃO — NLPISTÃO / CAMISA / ANÉIS

Figura - 6



VÁLVULA CANALETA TIPO "A"

Figura -7
DESCARREGADOR

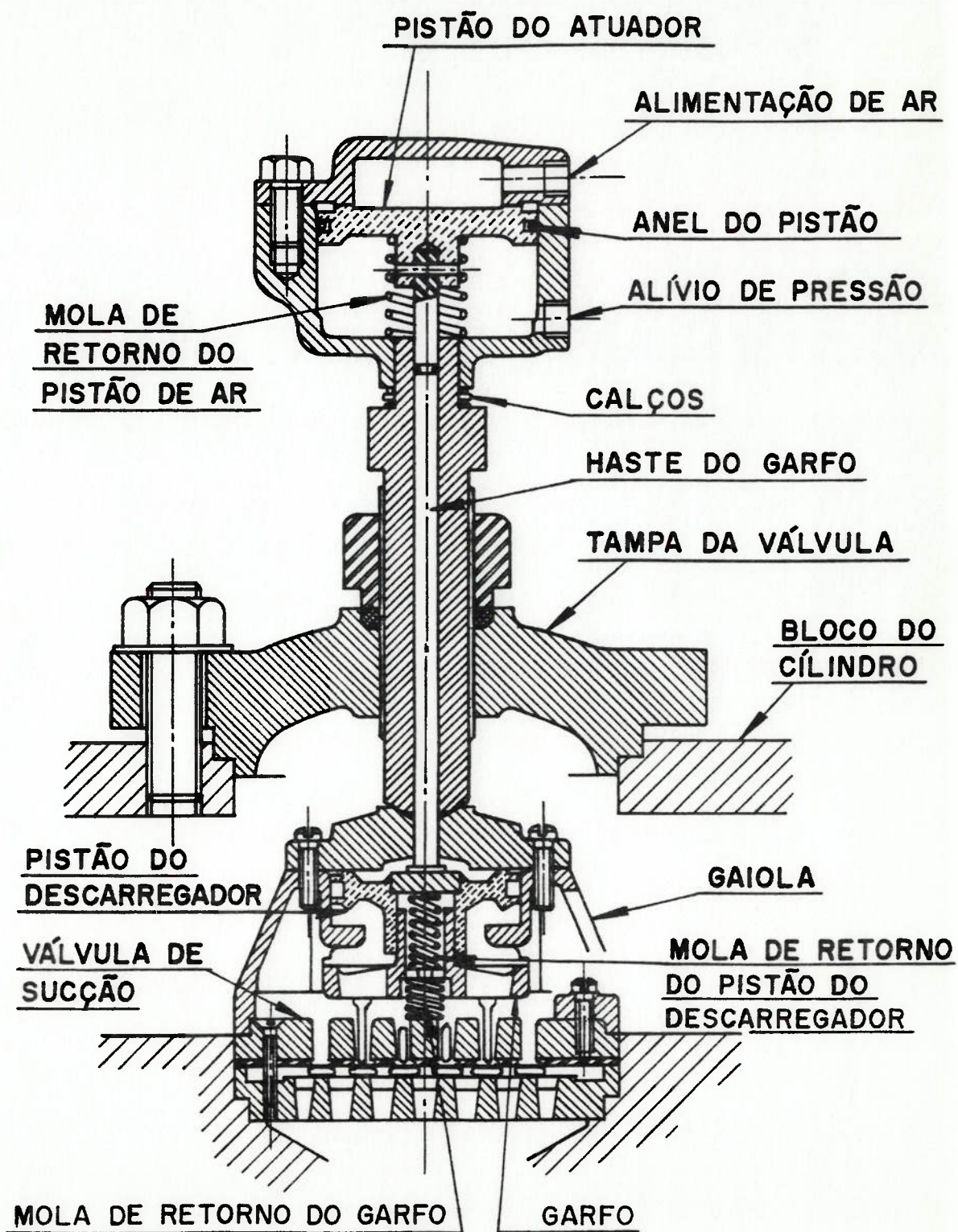


Figura - 8

SELAGEM DA HASTE

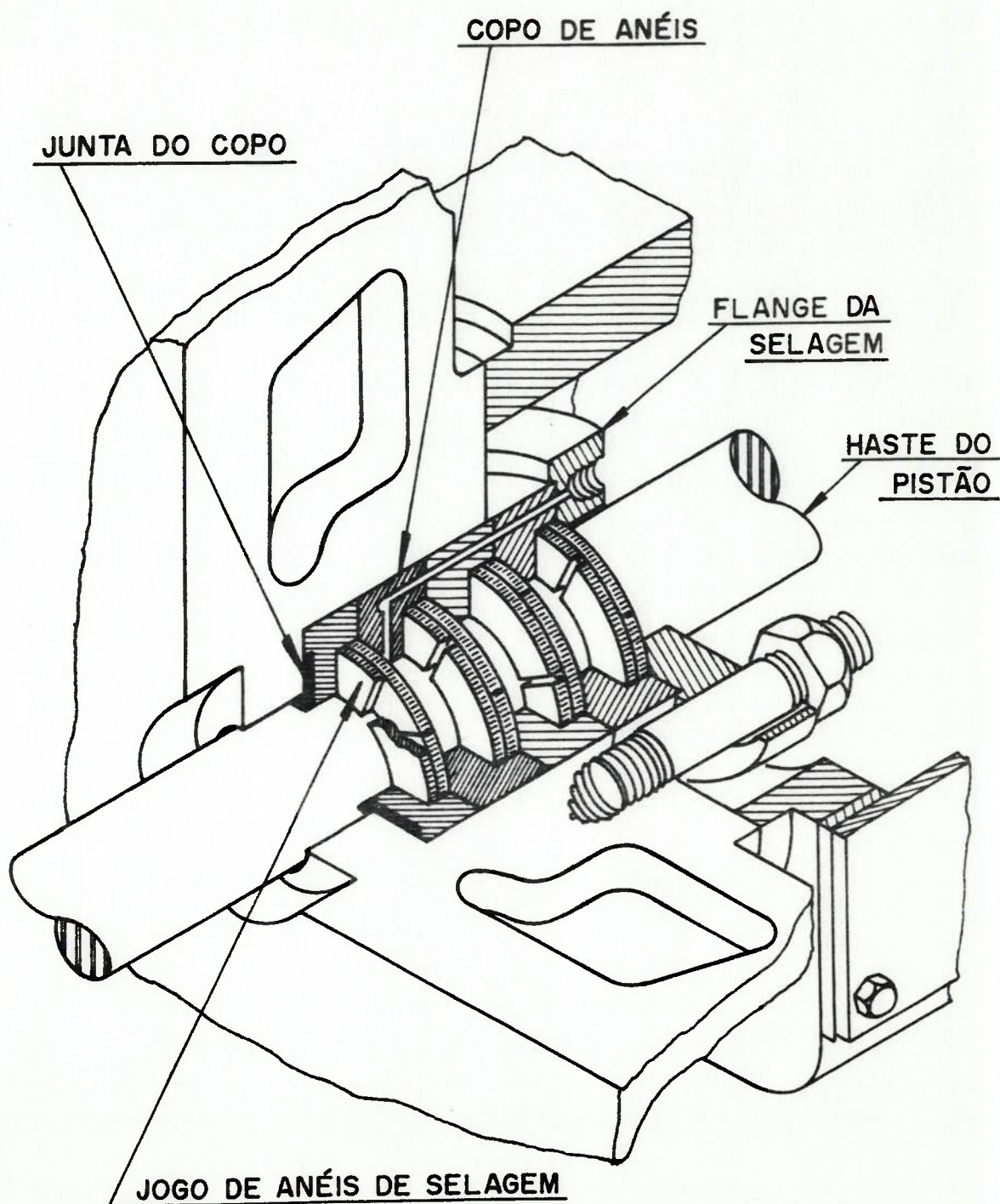


Figura - 9

REFRIGERAÇÃO DO BLOCO

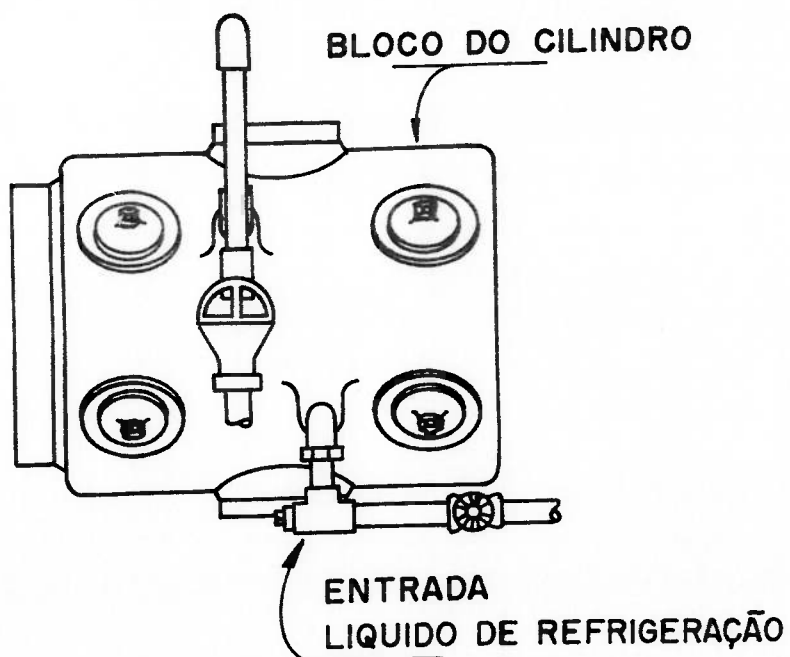
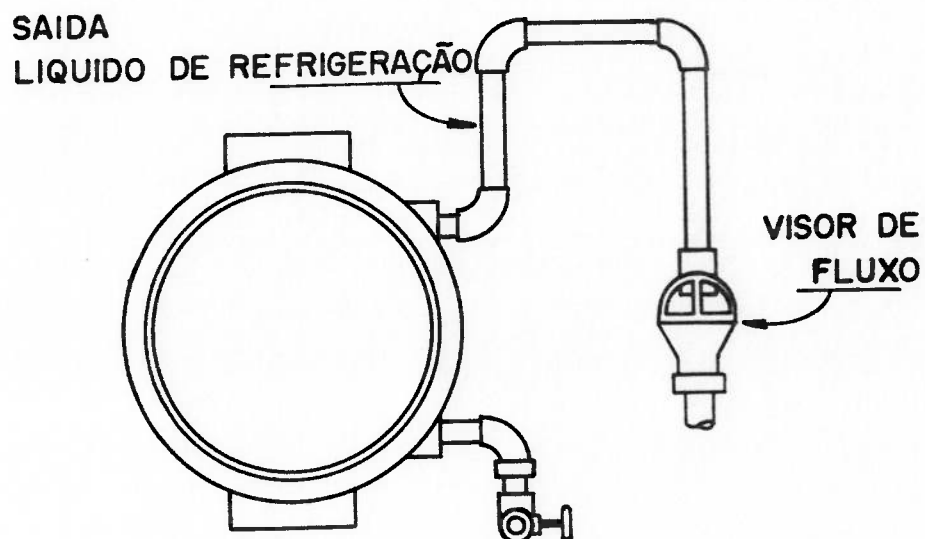


Figura - 10

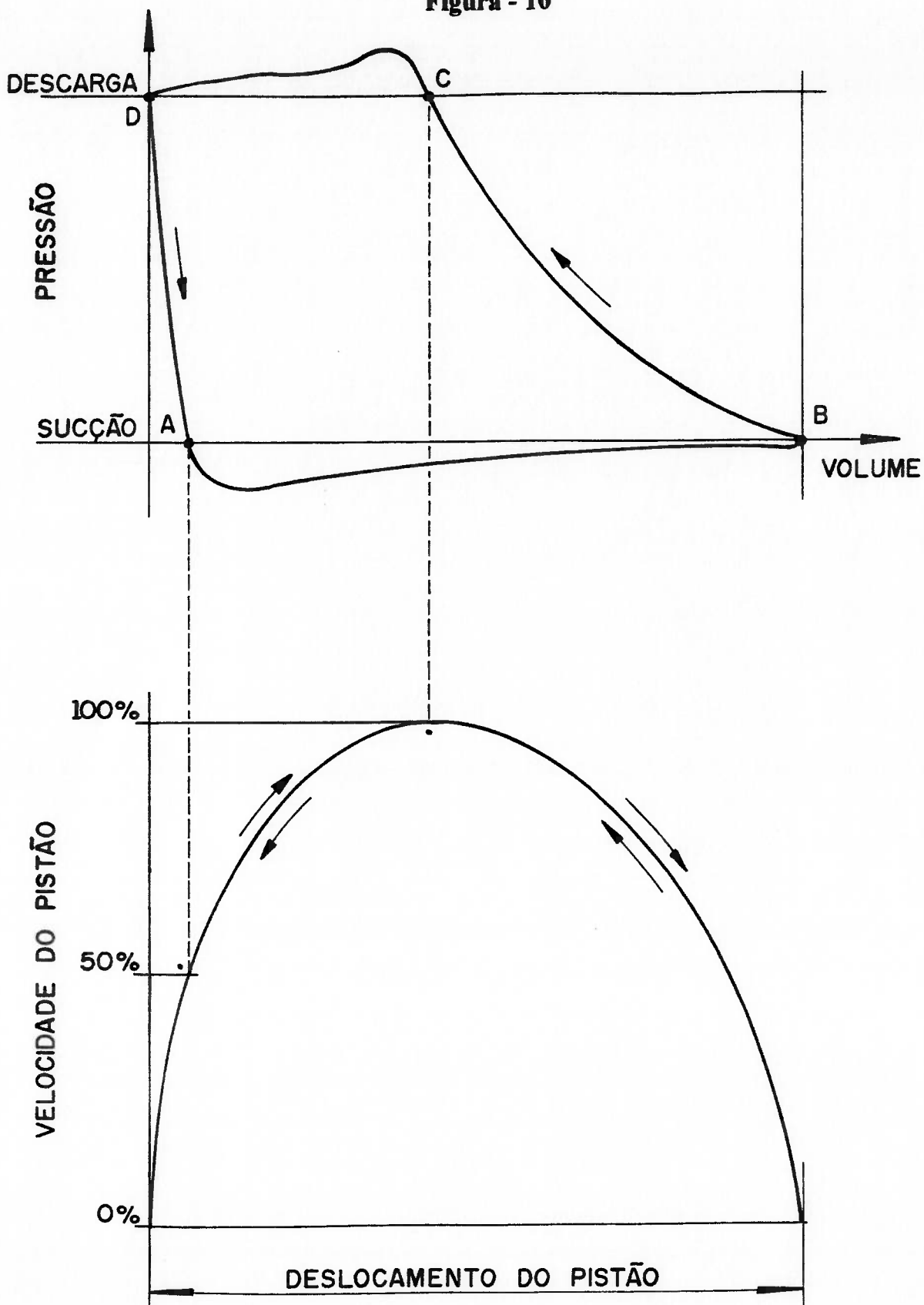


Figura - 11
CAPACIDADE TEÓRICA
 \dot{M}_i

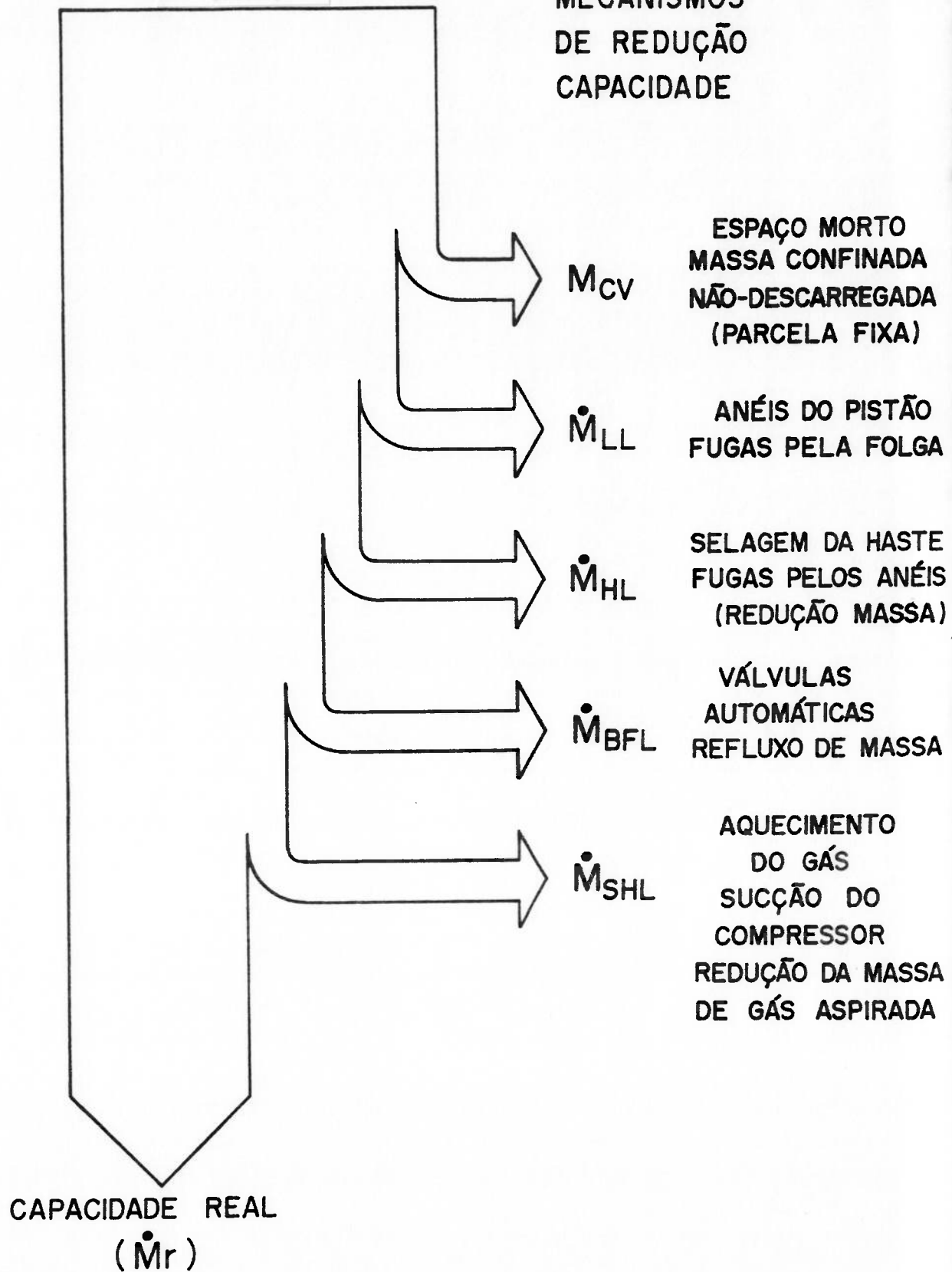
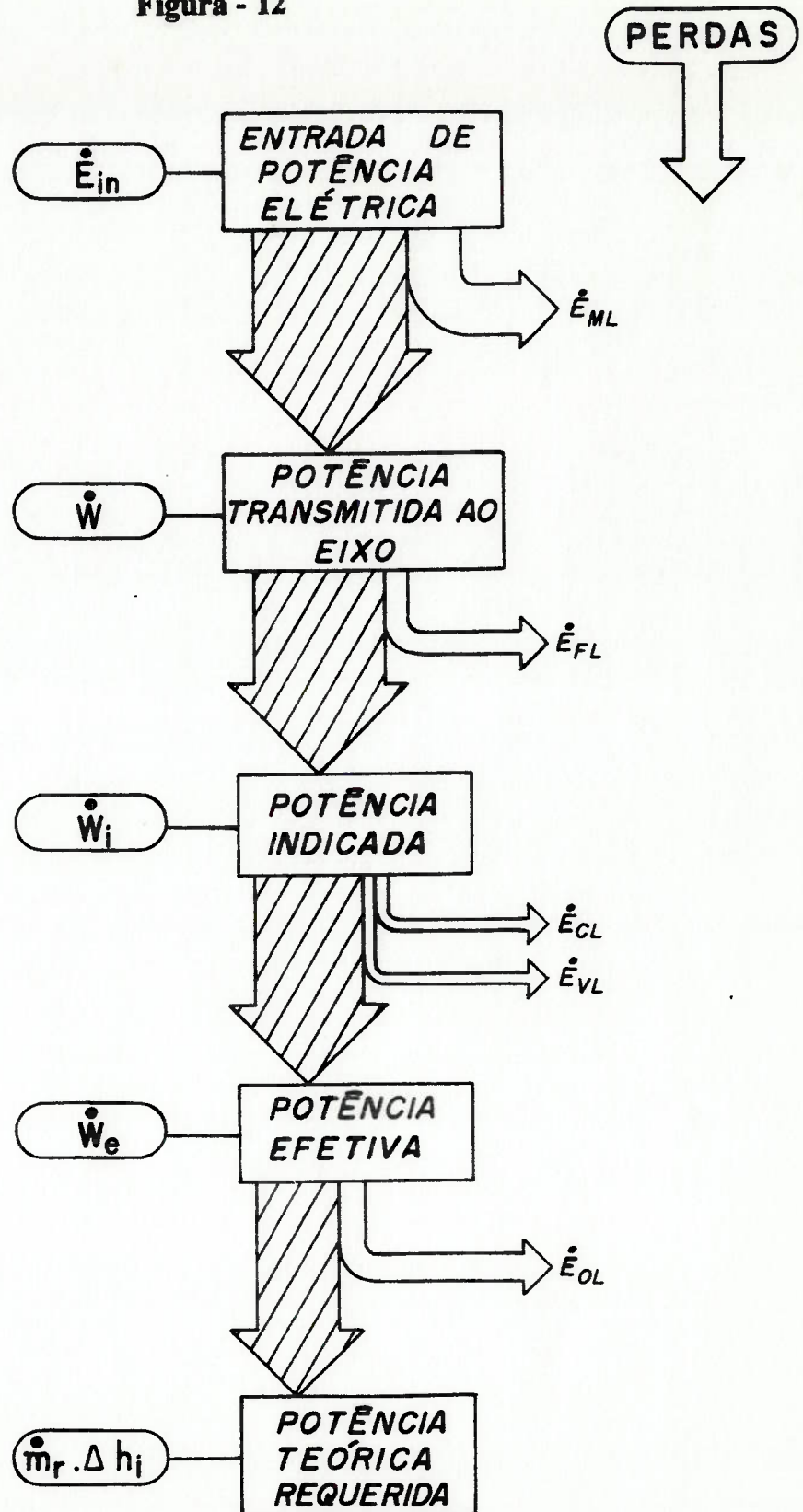


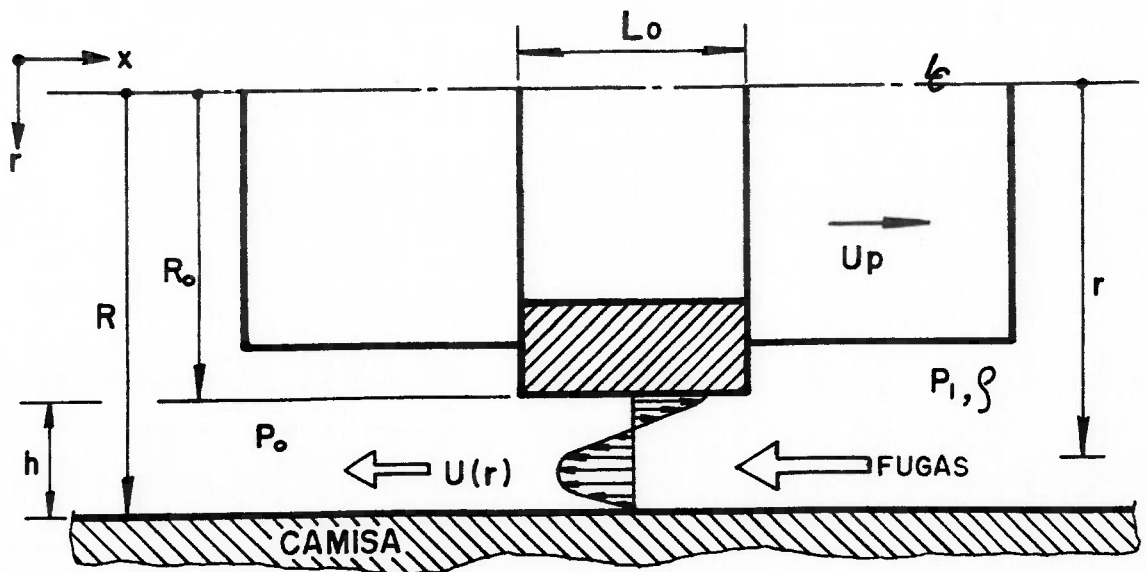
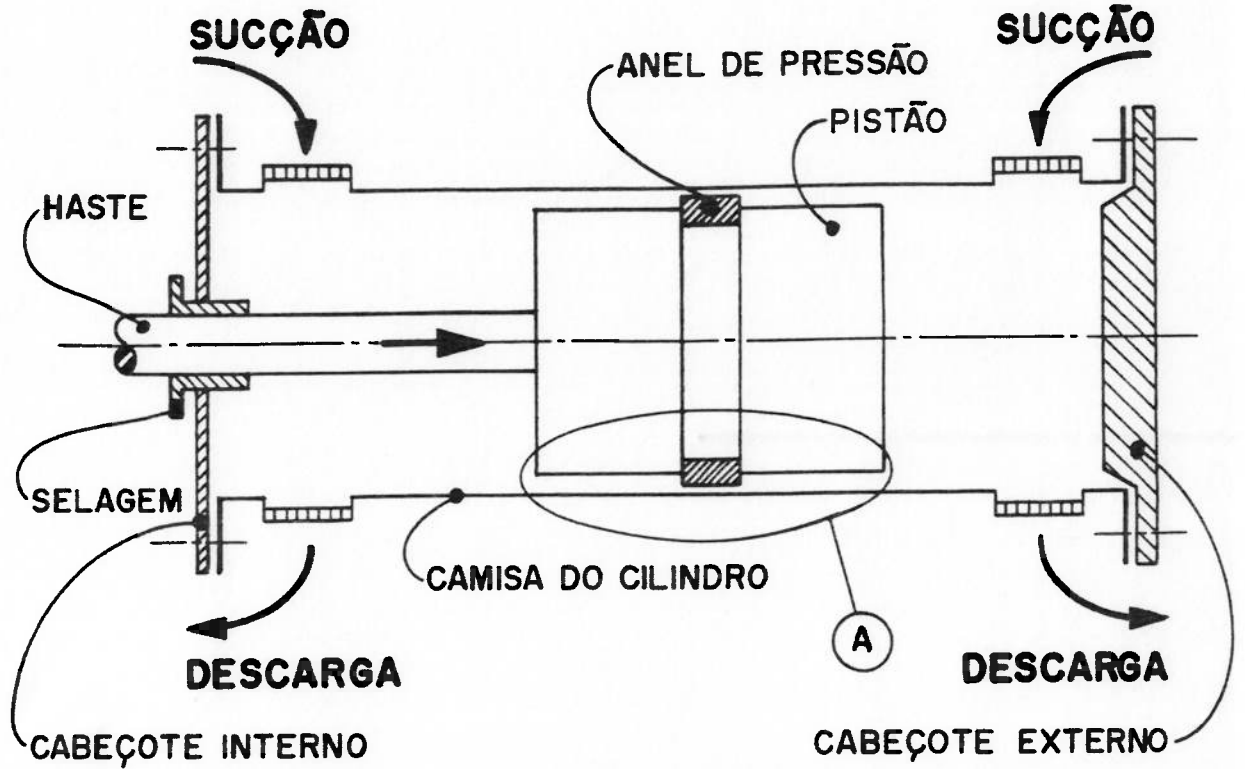
Figura - 12



FLUXO DE POTÊNCIA NO COMPRESSOR

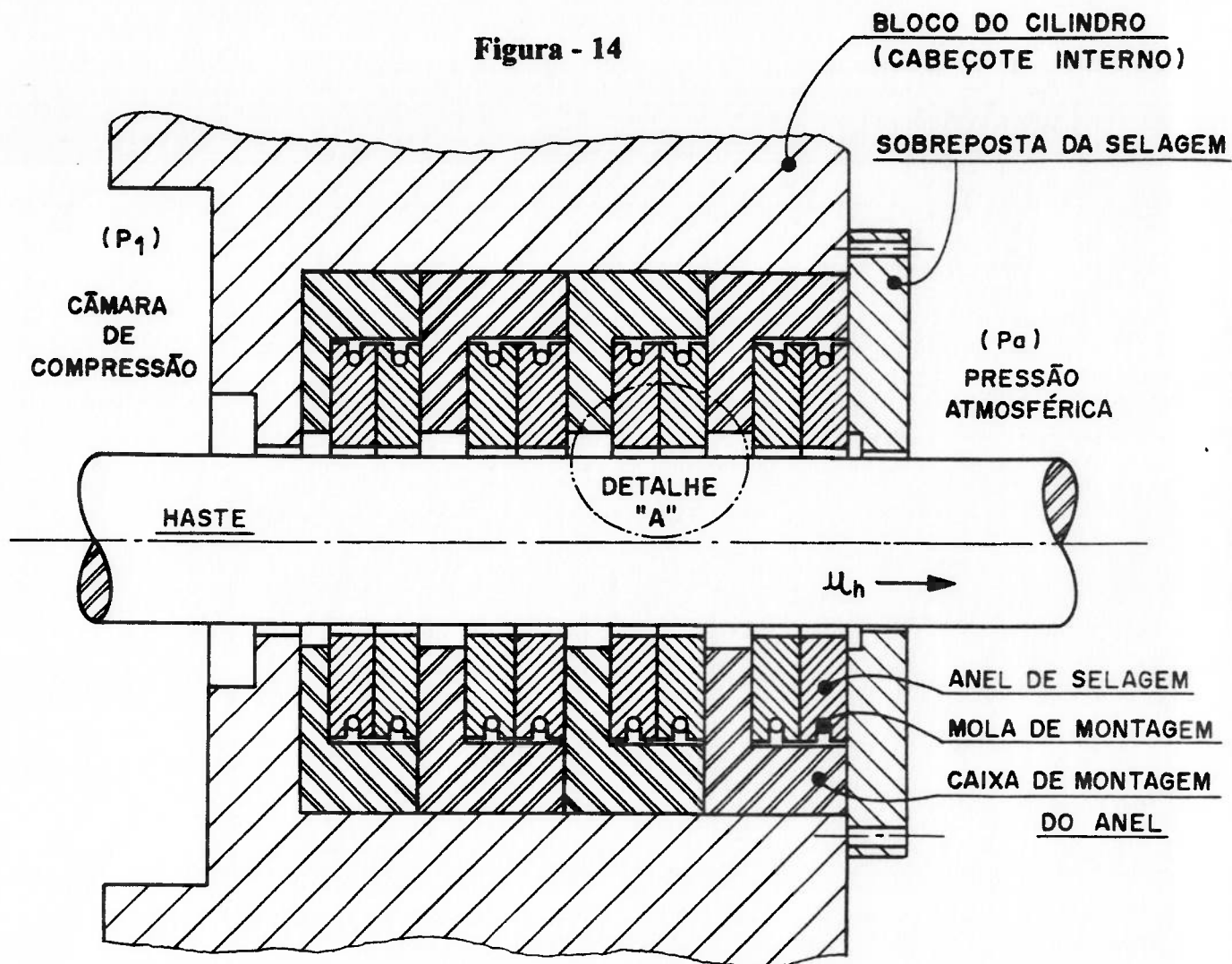
Figura - 13

FUGA DE GÁS ENTRE PISTÃO E CILINDRO



DETALHE - A

Figura - 14



SELAGEM DA HASTE
(CORTE TÍPICO)

Figura-15

Perfil de velocidades / vazamento de gás pela selagem da haste do pistão

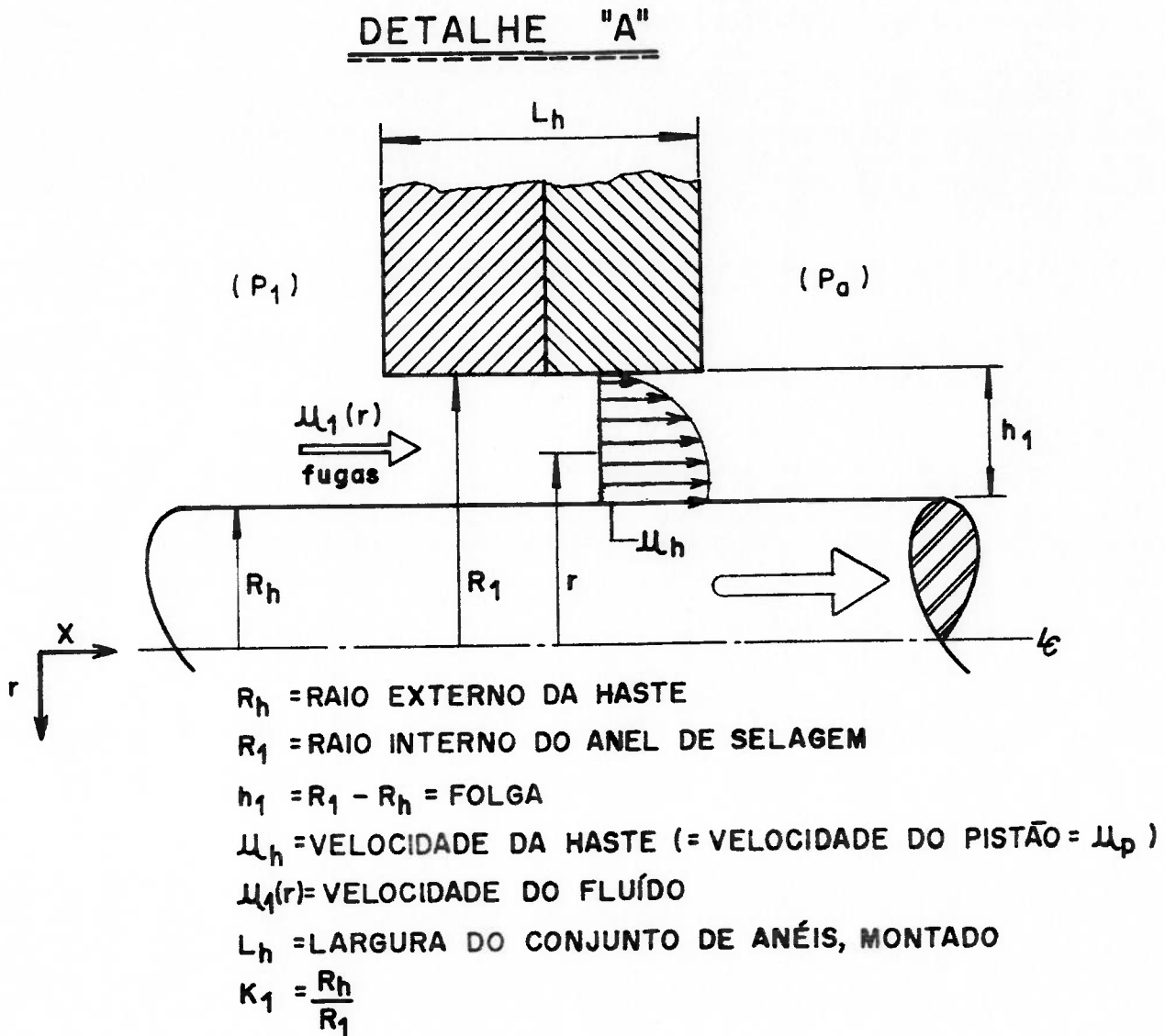


Figura - 16

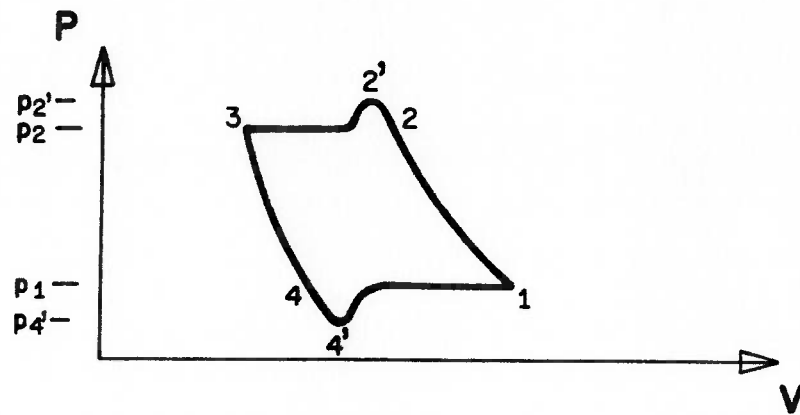
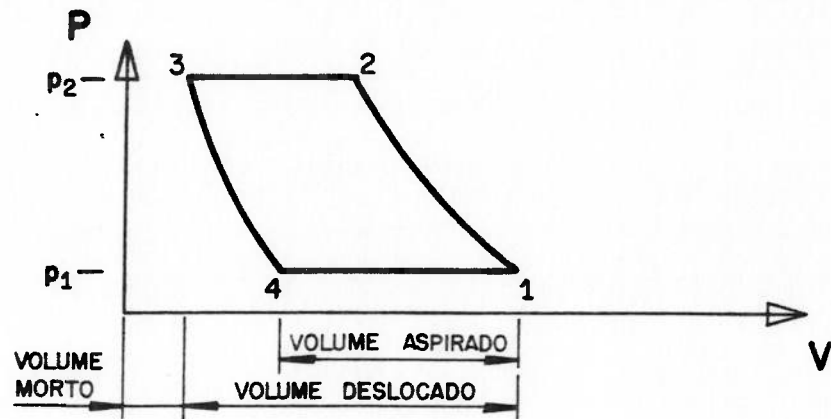
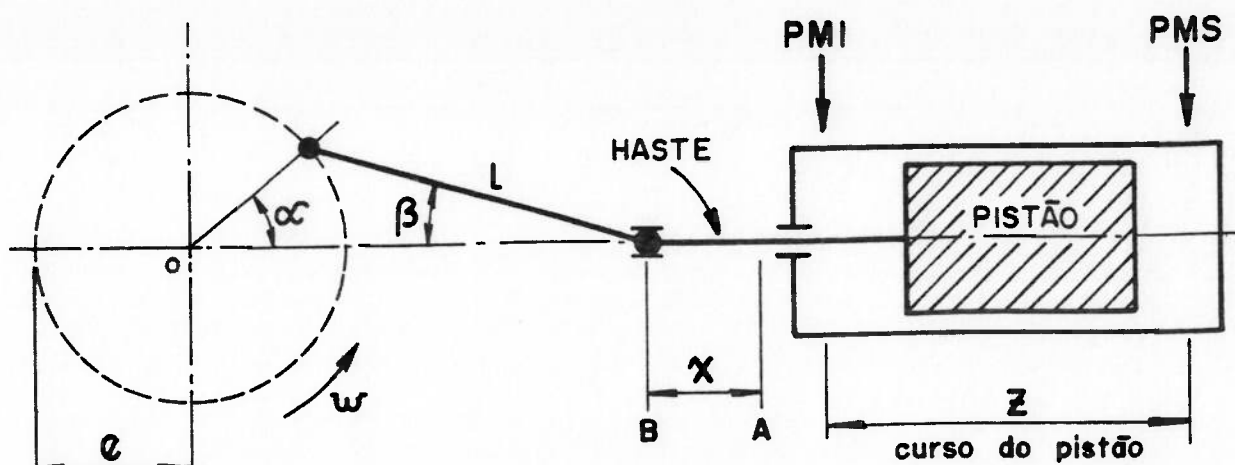


Figura - 17



β = ângulo de biela

α = ângulo do virabrequim

e = excentricidade do virabrequim

L = comprimento da biela

ω = velocidade angular do virabrequim

PMI = ponto morto inferior

PMS = ponto morto superior

x = deslocamento do pistão em função de " α "

Figura - 18

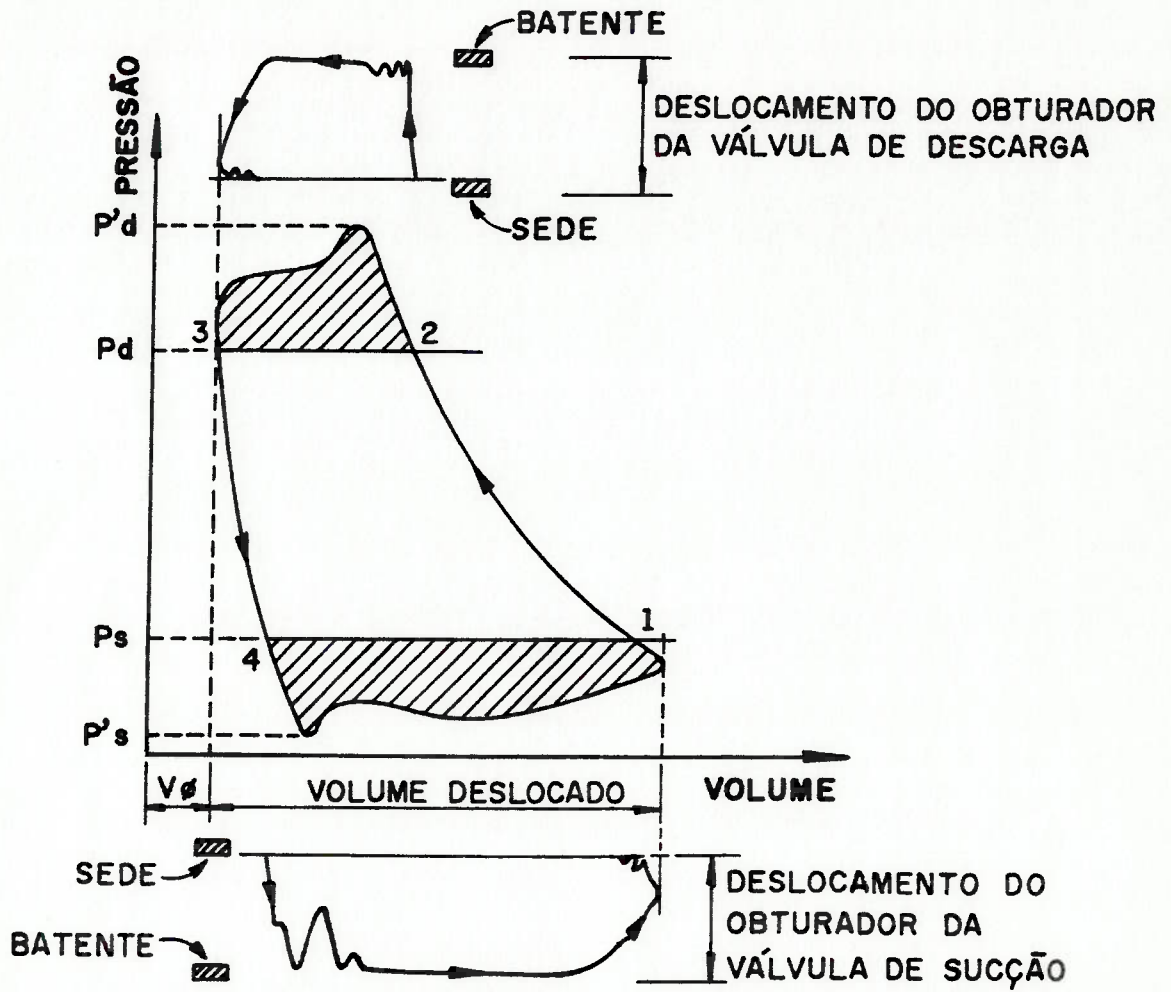


Figura - 19
 OBTURADOR E SEDE DE VEDAÇÃO
 VÁLVULA CANALETA

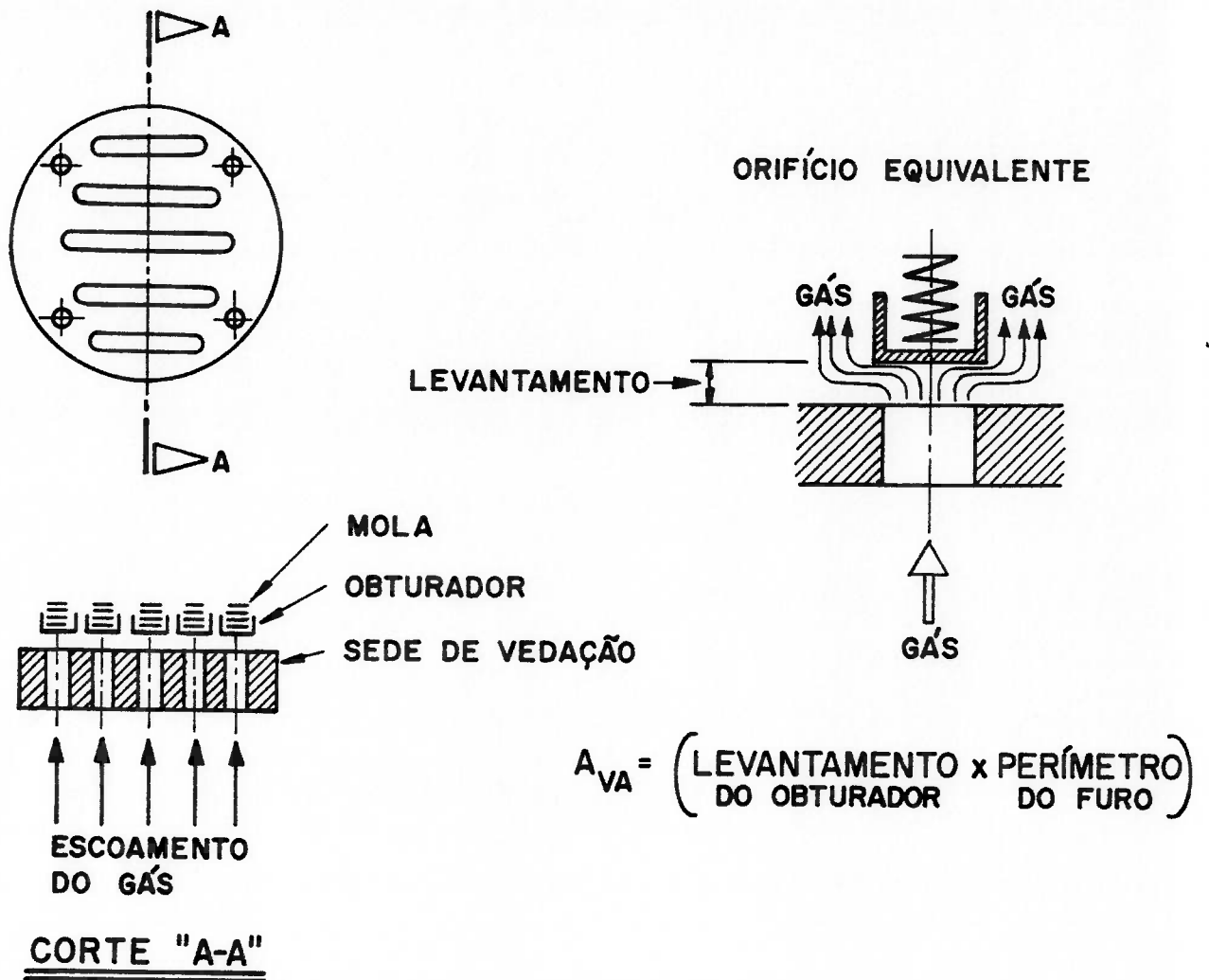


Figura - 20

TESTE OPERACIONAL P/C-02
(ESQUEMA TÍPICO)

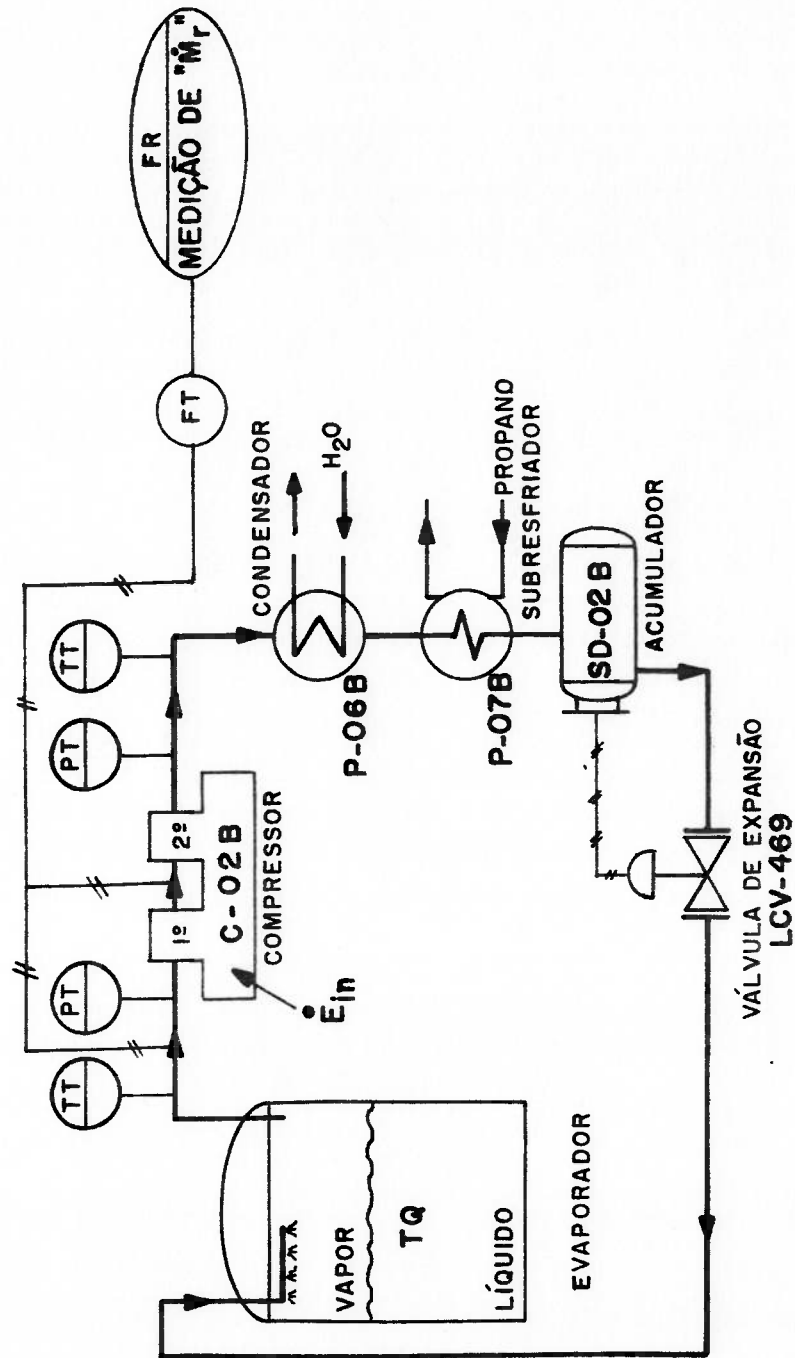


Figura - 21

TESTE OPERACIONAL P/C-03
(ESQUEMA TÍPICO)

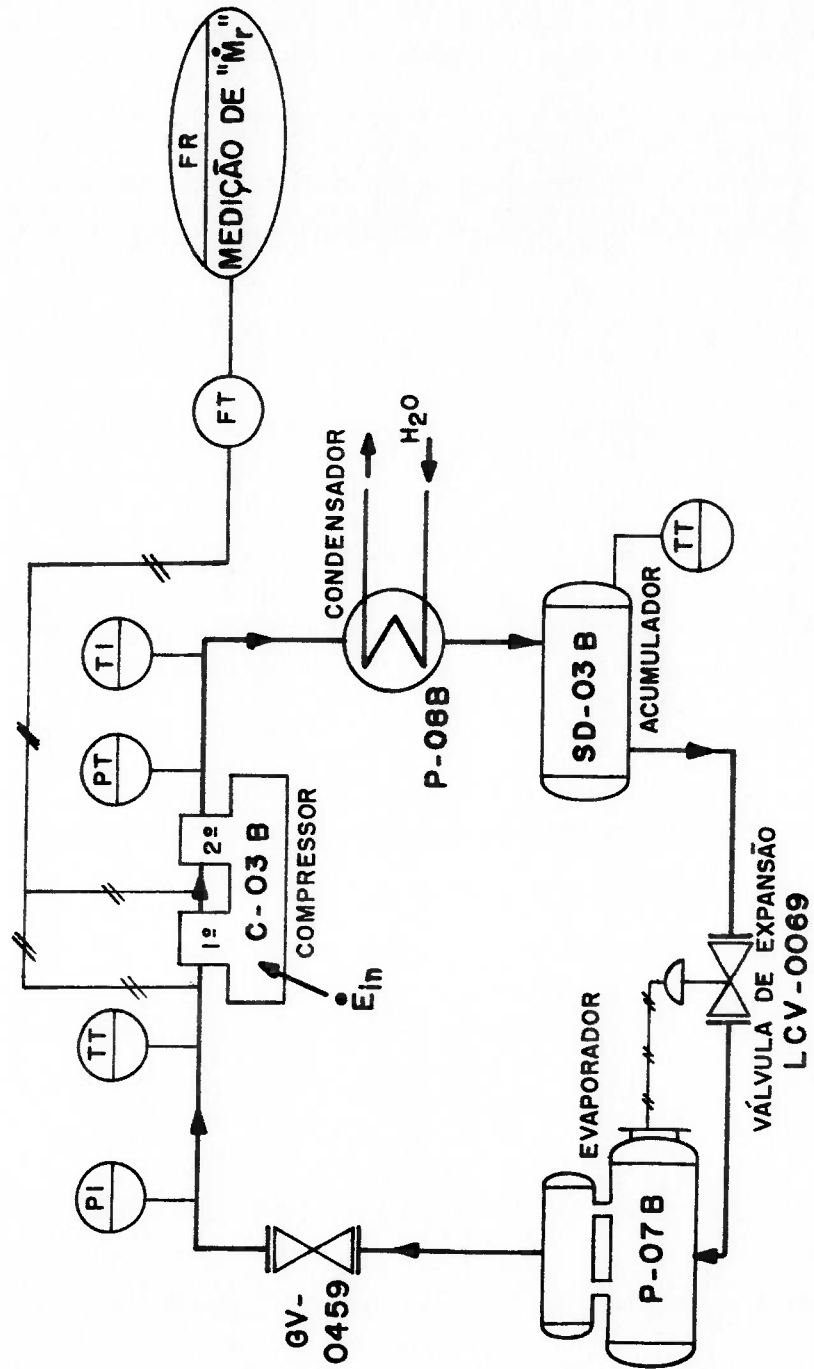
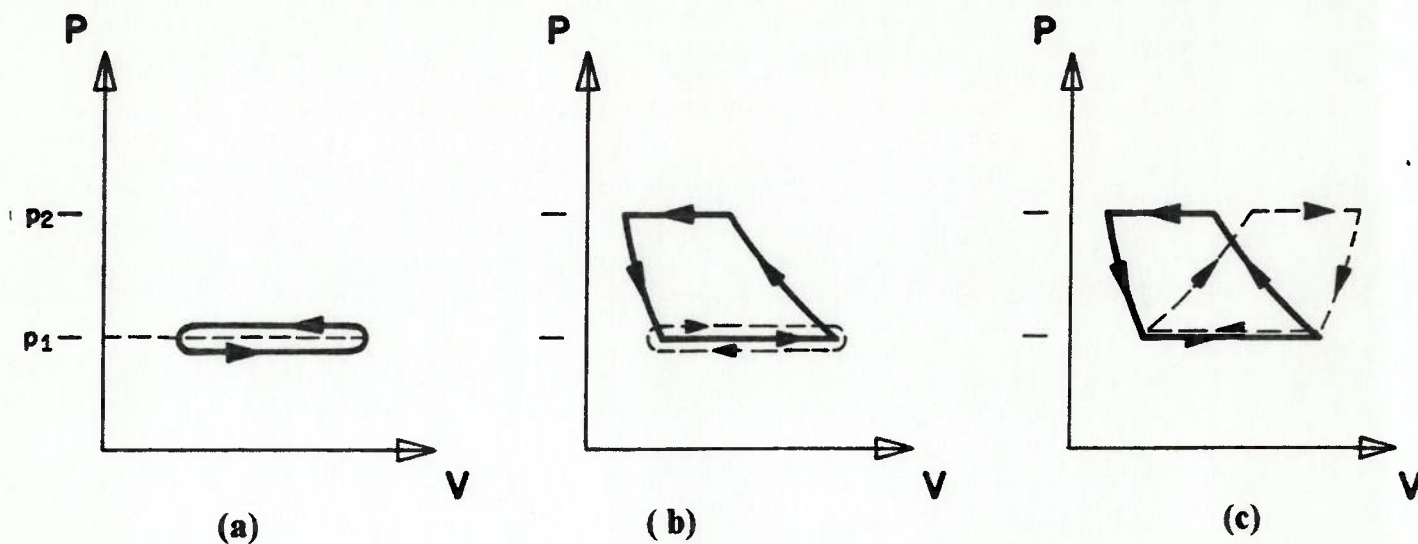


Figura - 22



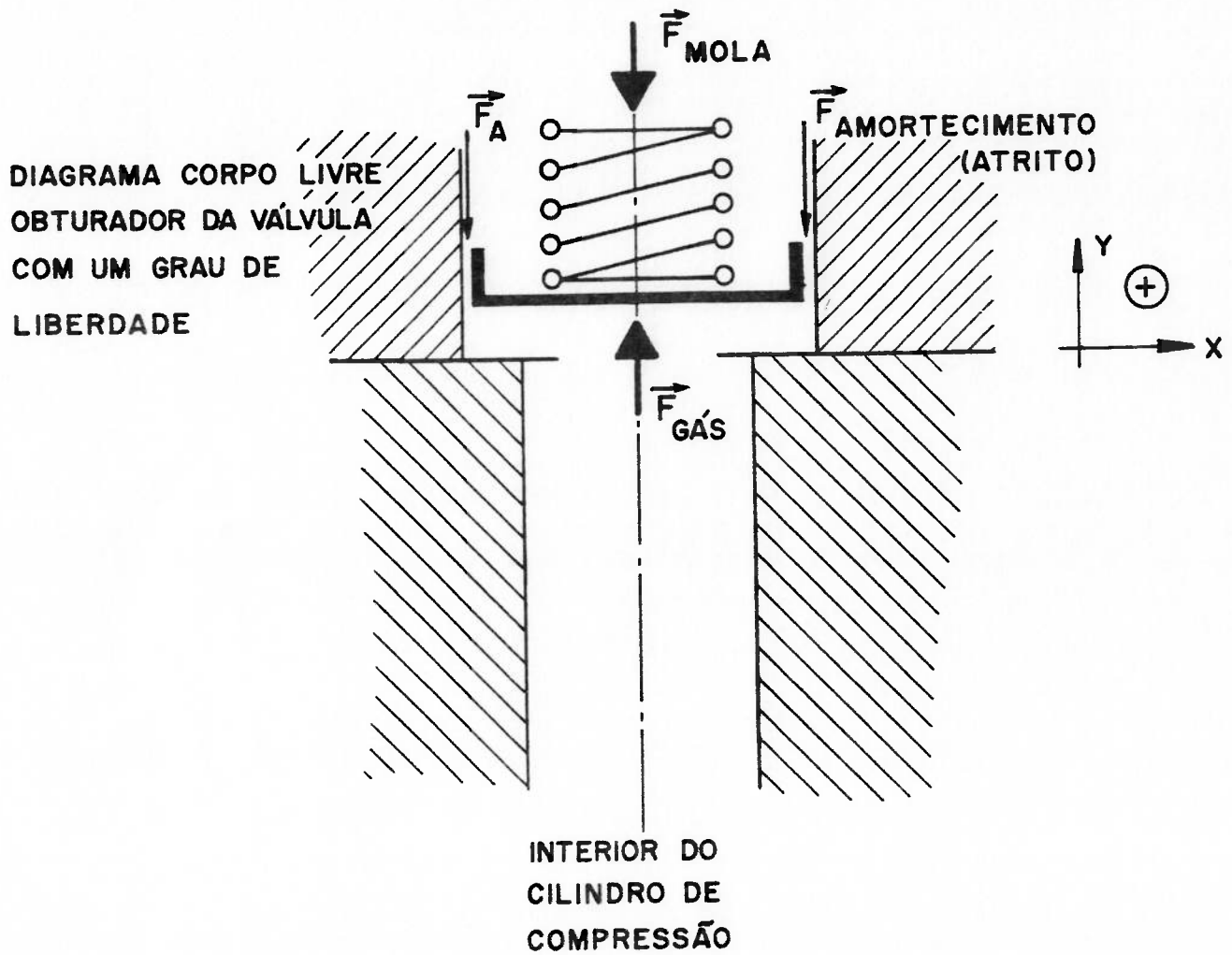
Atuação sobre válvulas de sucção do estágio-1

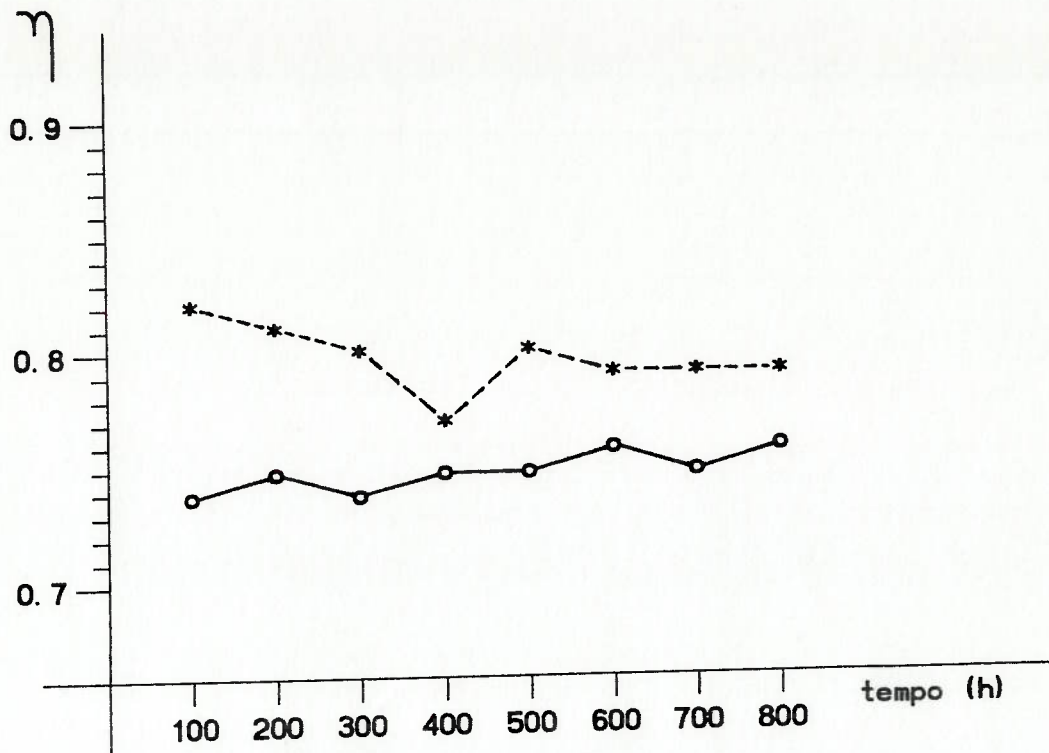
Diagramas-PV esquemáticos para controle de capacidade dos compressores

- a) Zero % de capacidade / Descarregadores atuando em em quatro válvulas
- b) 50 % de capacidade / Descarregadores atuando em duas válvulas
- c) 100 % de capacidade / Descarregadores não acionados

Figura - 23

DINÂMICA DA VÁLVULA

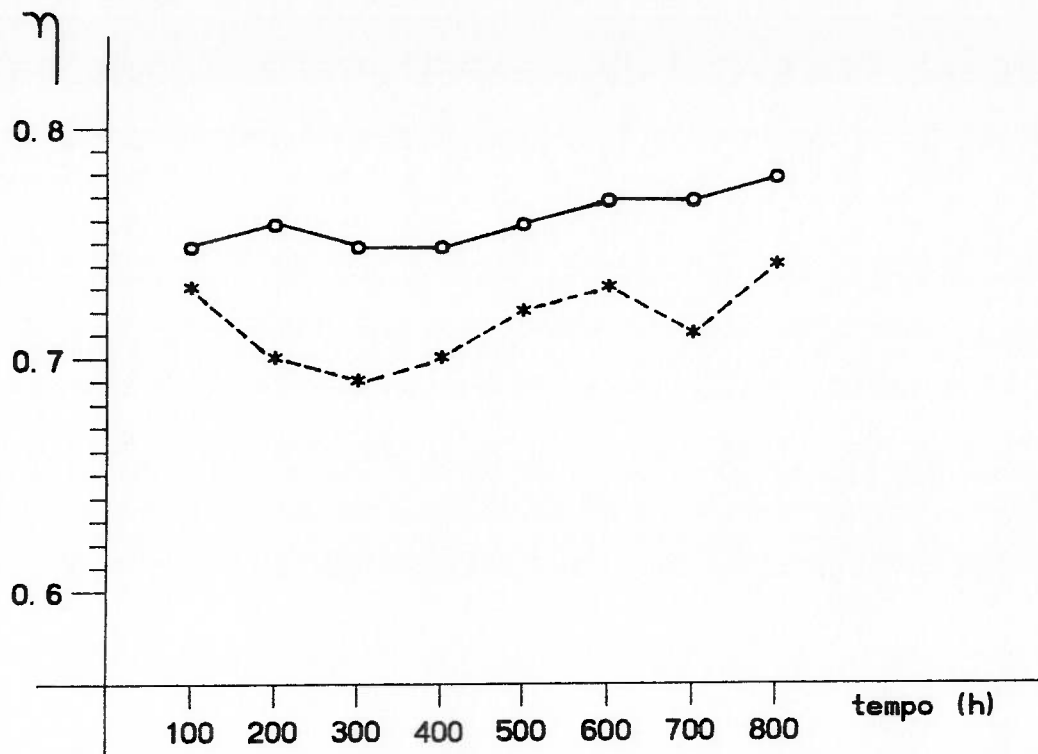




									\bar{X}	DESVIO PADRÃO
SIMULADO	0.74	0.75	0.74	0.75	0.75	0.76	0.75	0.76	0.75	0.01
EXPERIMENTAL	0.82	0.81	0.80	0.77	0.80	0.79	0.79	0.79	0.80	0.02
DIFERENÇA (%)	11	8	8	3	7	4	5	4	6.3	2.70

○—○ AVCOMP95 (simulados)
 ----- EXPERIMENTAL

Figura - 24

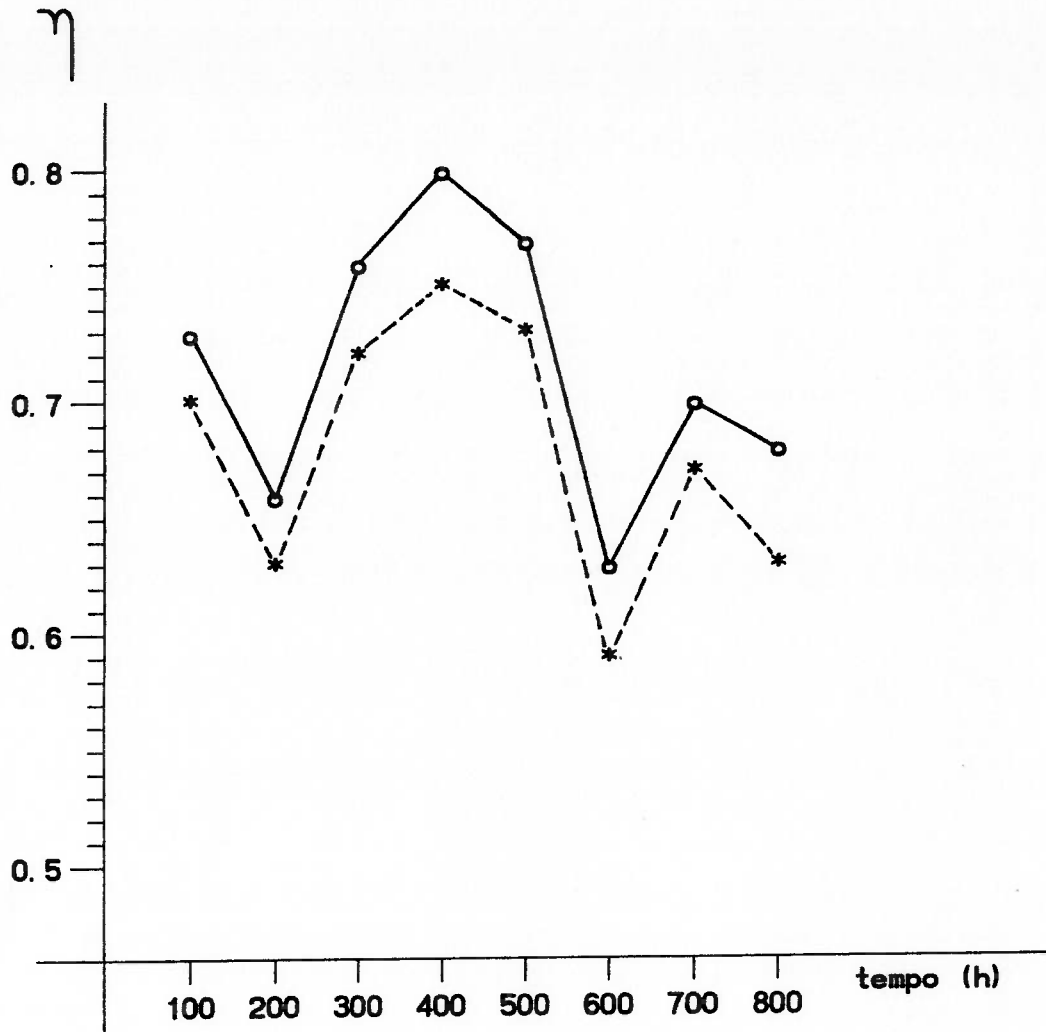


									\bar{X}	DESVIO PADRÃO
SIMULADO	0.75	0.76	0.75	0.75	0.76	0.77	0.77	0.78	0.76	0.01
EXPERIMENTAL	0.73	0.70	0.69	0.70	0.72	0.73	0.71	0.74	0.72	0.02
DIFERENÇA (%)	3	9	9	7	6	5	8	5	6.5	2.14

○ — ○ AVCOMP95 (simulados)

* - - - * EXPERIMENTAL

Figura - 25

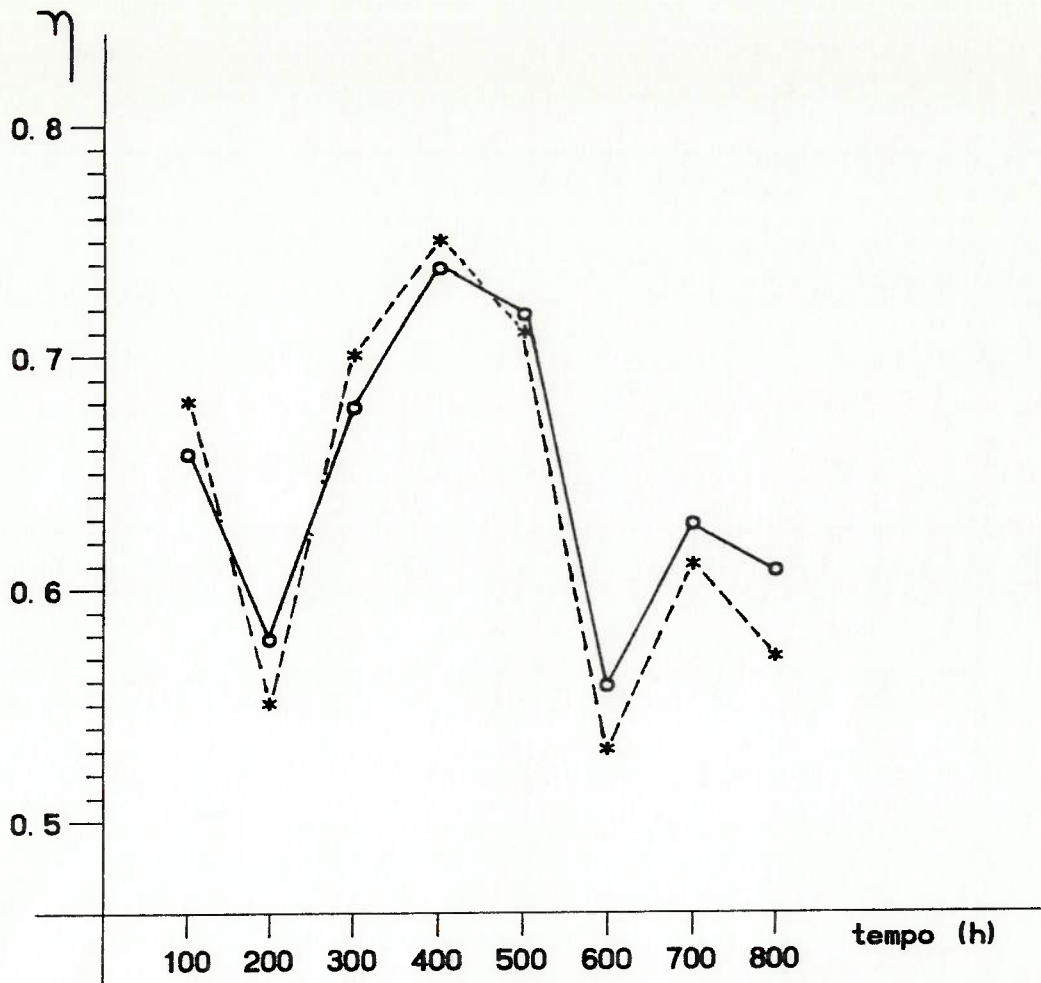


									\bar{x}	DESVIO PADRÃO
SIMULADO	0.73	0.66	0.76	0.80	0.77	0.63	0.70	0.68	0.72	0.06
EXPERIMENTAL	0.70	0.63	0.72	0.75	0.73	0.59	0.67	0.63	0.68	0.06
DIFERENÇA (%)	4	5	6	7	5	7	4	8	5.8	1.49

○—○ AVCOMP95 (simulados)

*- - - * EXPERIMENTAL

Figura - 26



									\bar{X}	DESVIO PADRÃO
SIMULADO	0.66	0.58	0.68	0.74	0.72	0.56	0.63	0.61	0.65	0.06
EXPERIMENTAL	0.68	0.55	0.70	0.75	0.71	0.53	0.61	0.57	0.64	0.08
DIFERENÇA (%)	3	5	3	1	1	5	3	6	3.4	1.85

o ——— o AVCOMP95 (simulados)

* - - - - * EXPERIMENTAL

Figura - 27

PERDAS NO FLUXO DE MASSA E DE ENERGIA

C-02A / ESTÁGIO - 1

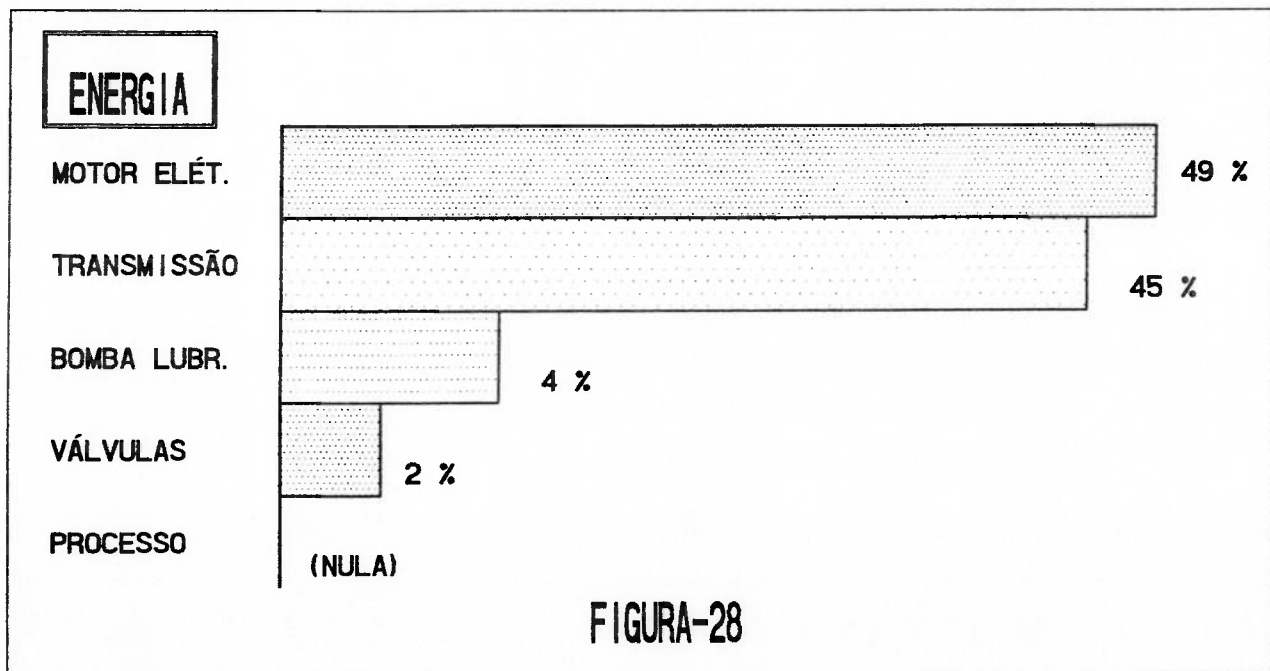
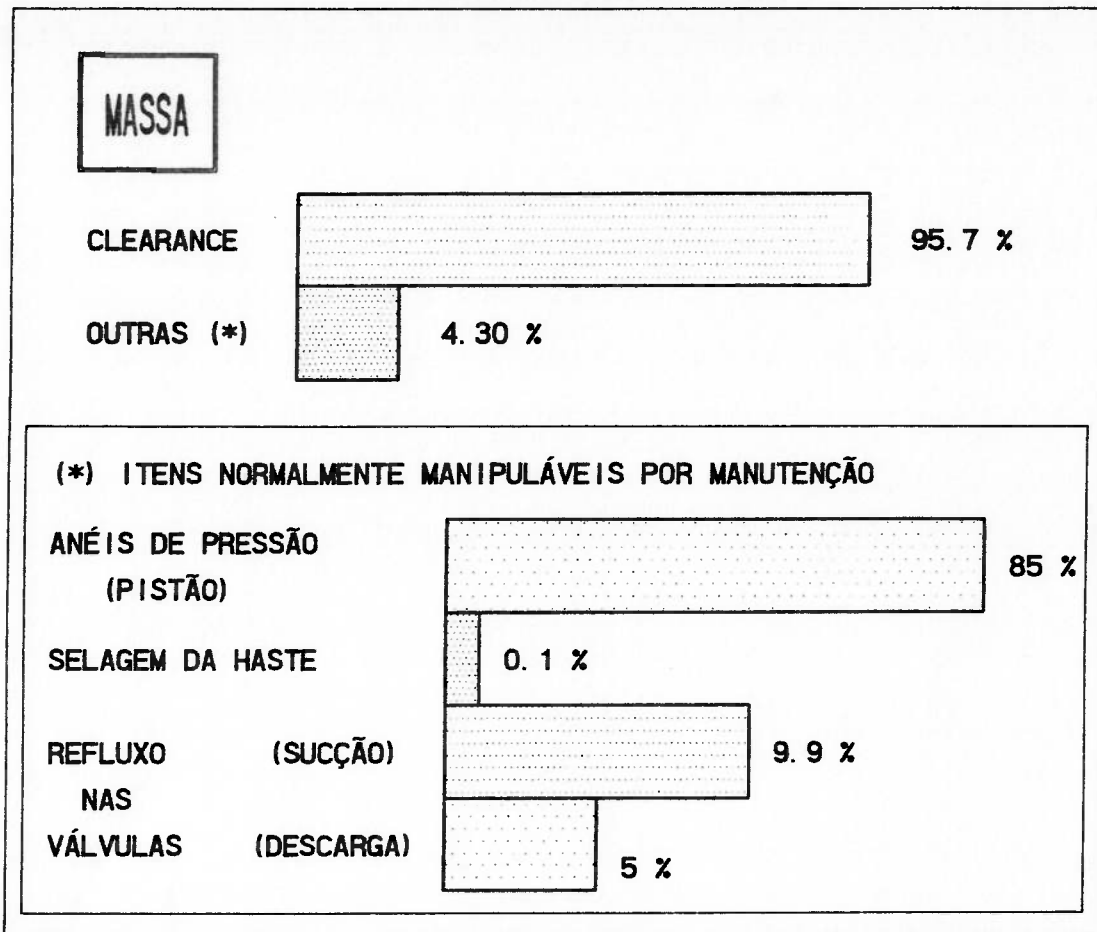


FIGURA-28

PERDAS NO FLUXO DE MASSA E DE ENERGIA

C-02A / ESTÁGIO - 2

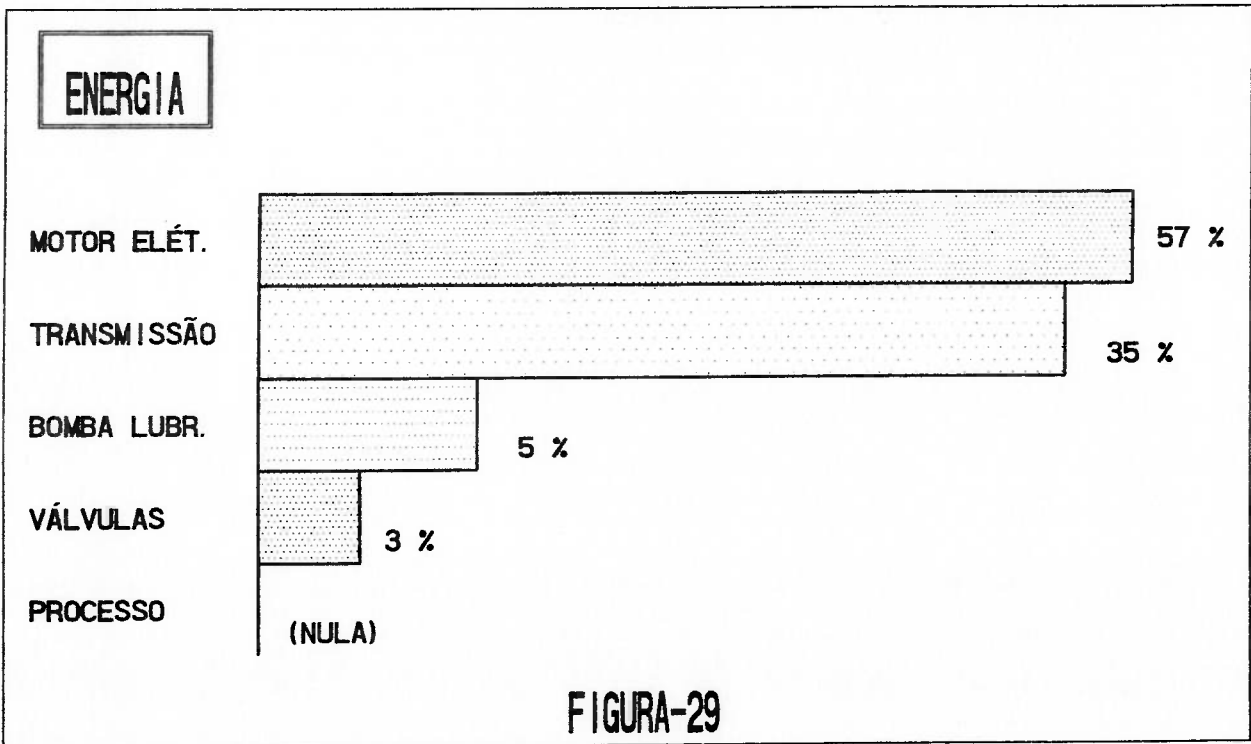
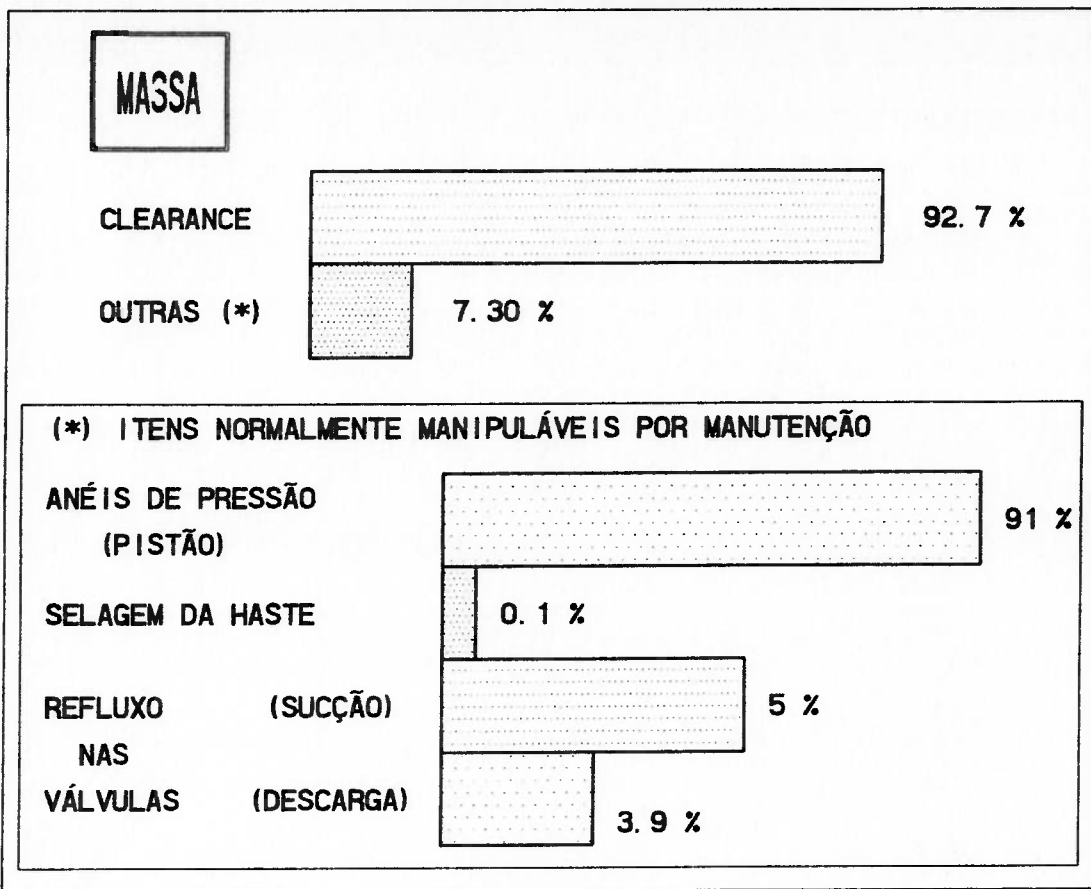
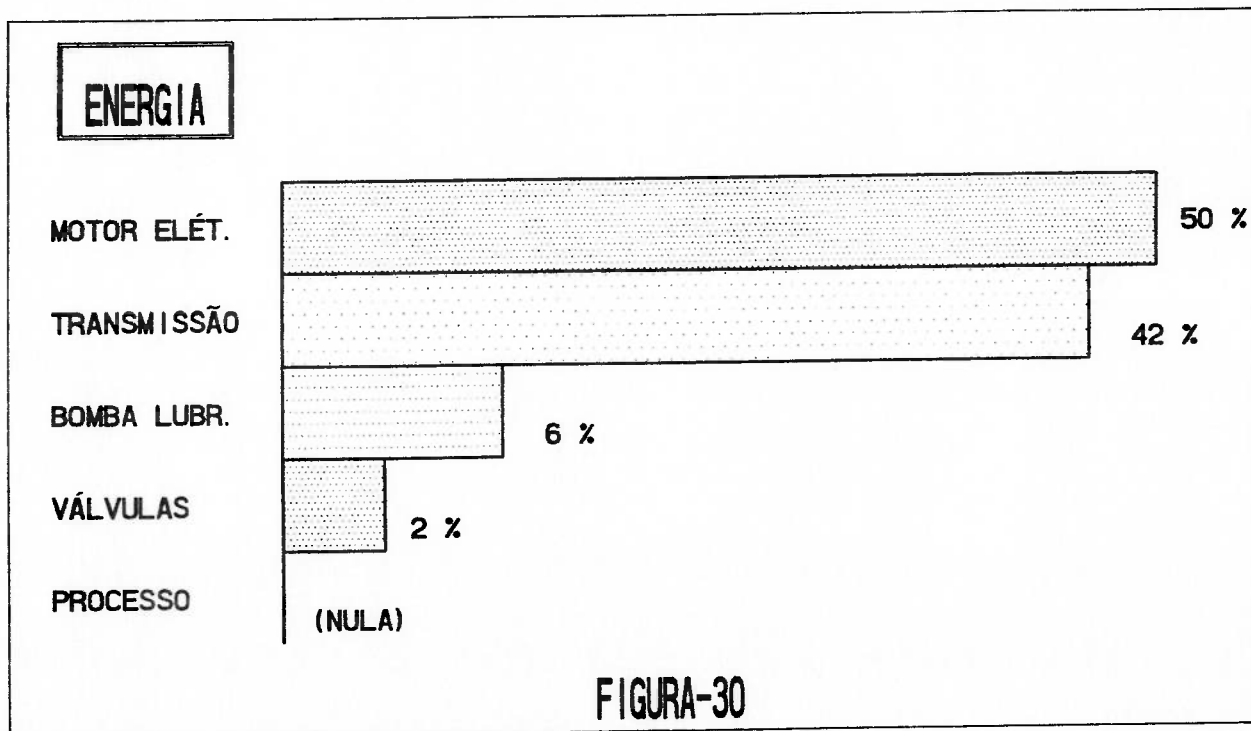
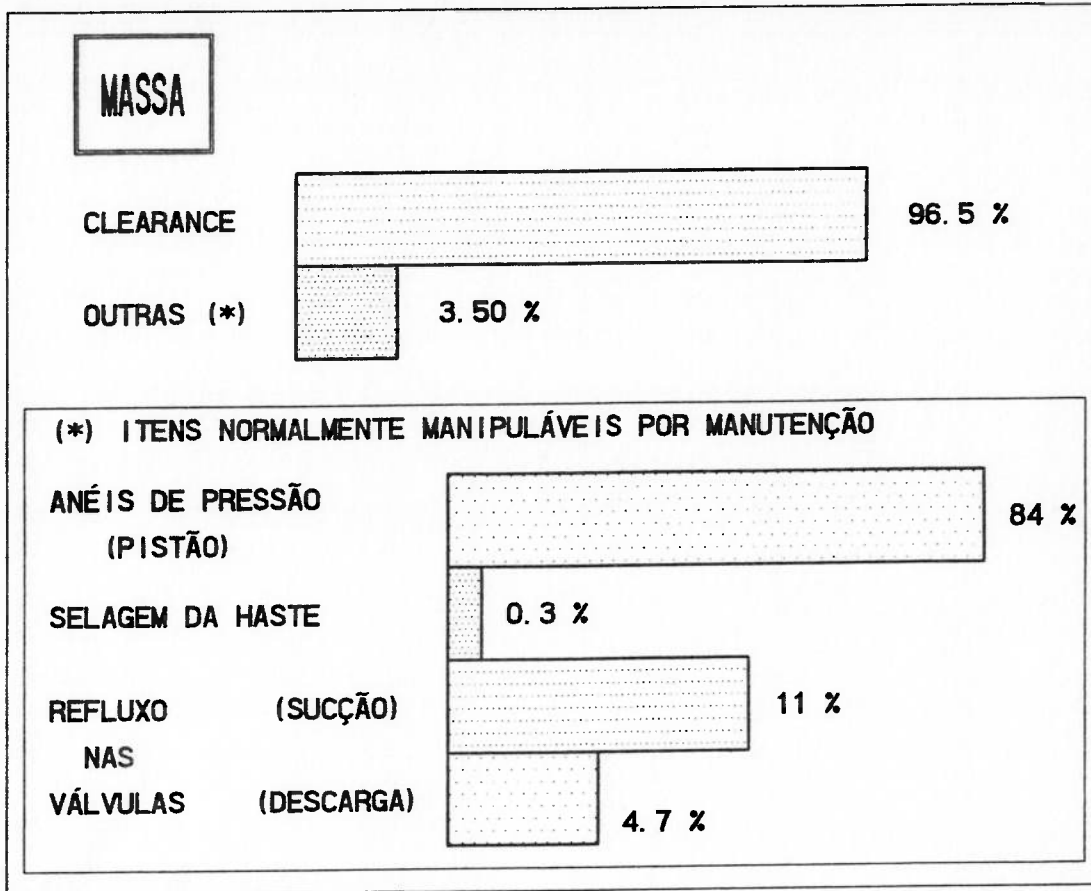


FIGURA-29

PERDAS NO FLUXO DE MASSA E DE ENERGIA

C-03A / ESTÁGIO - 1



PERDAS NO FLUXO DE MASSA E DE ENERGIA

C-03A / ESTÁGIO - 2

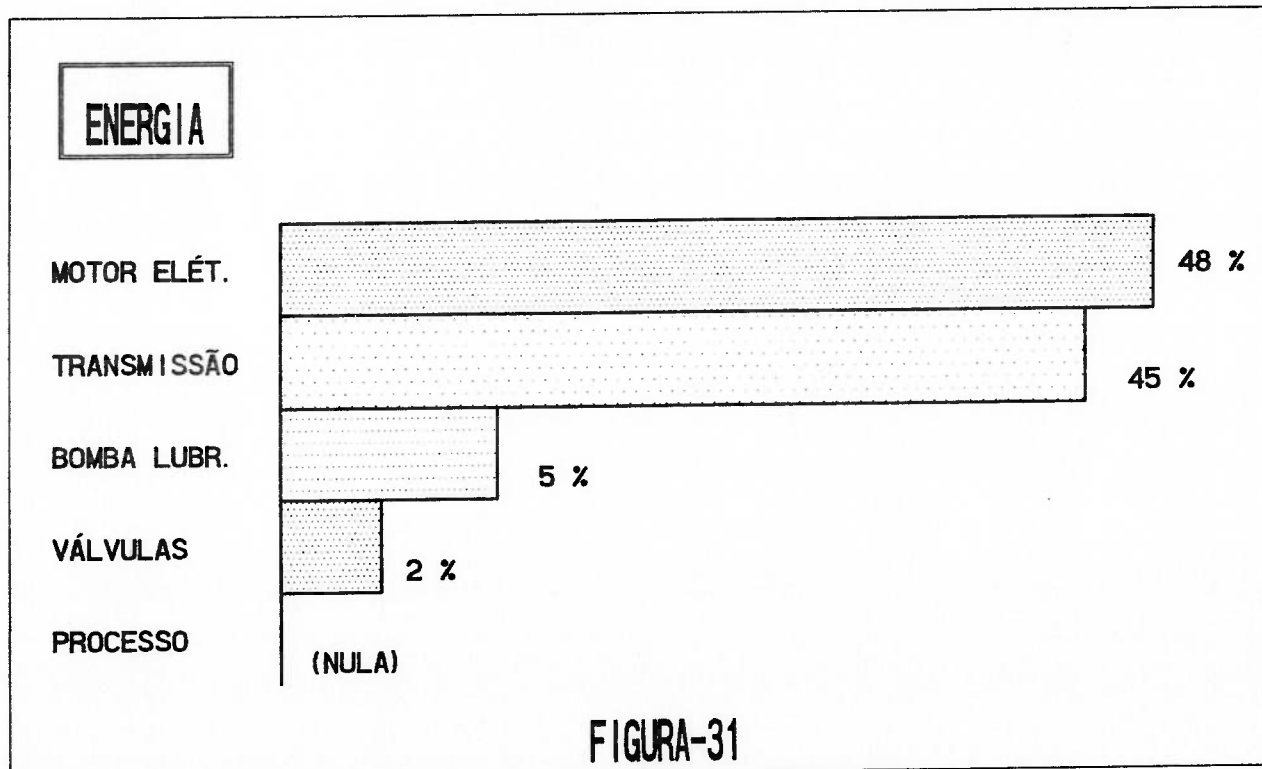
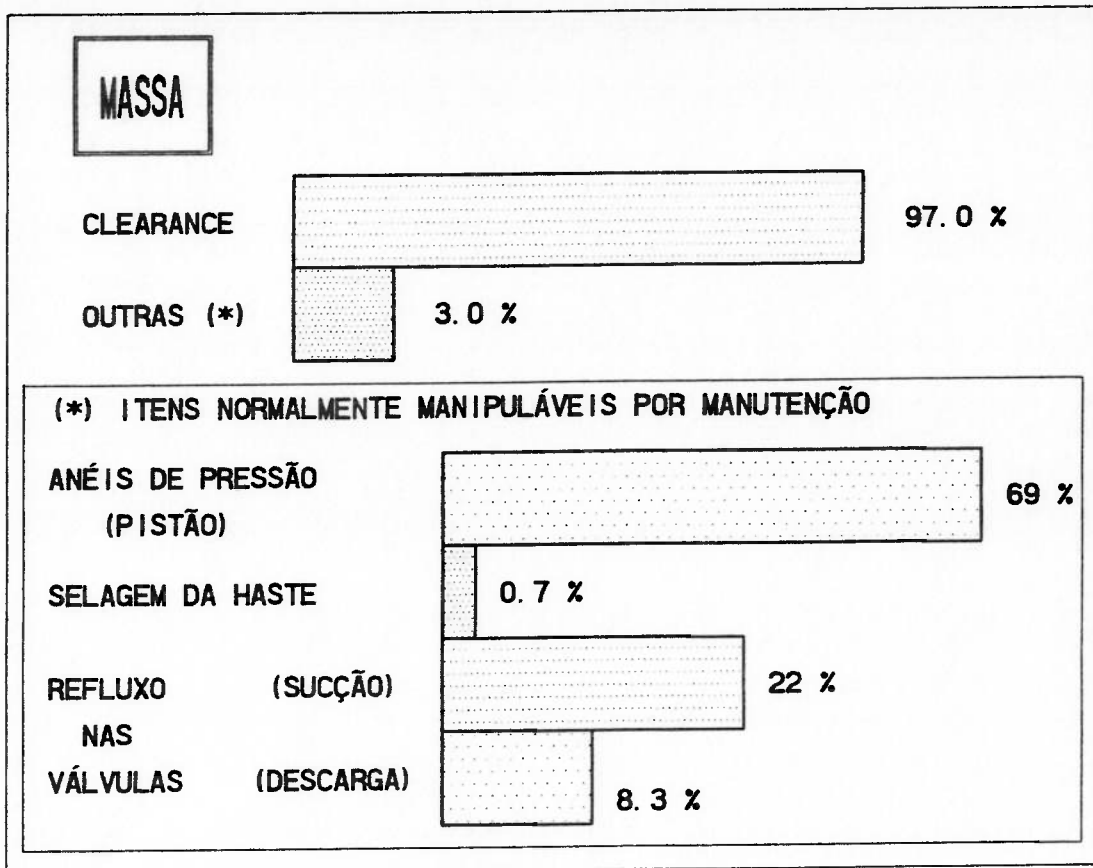
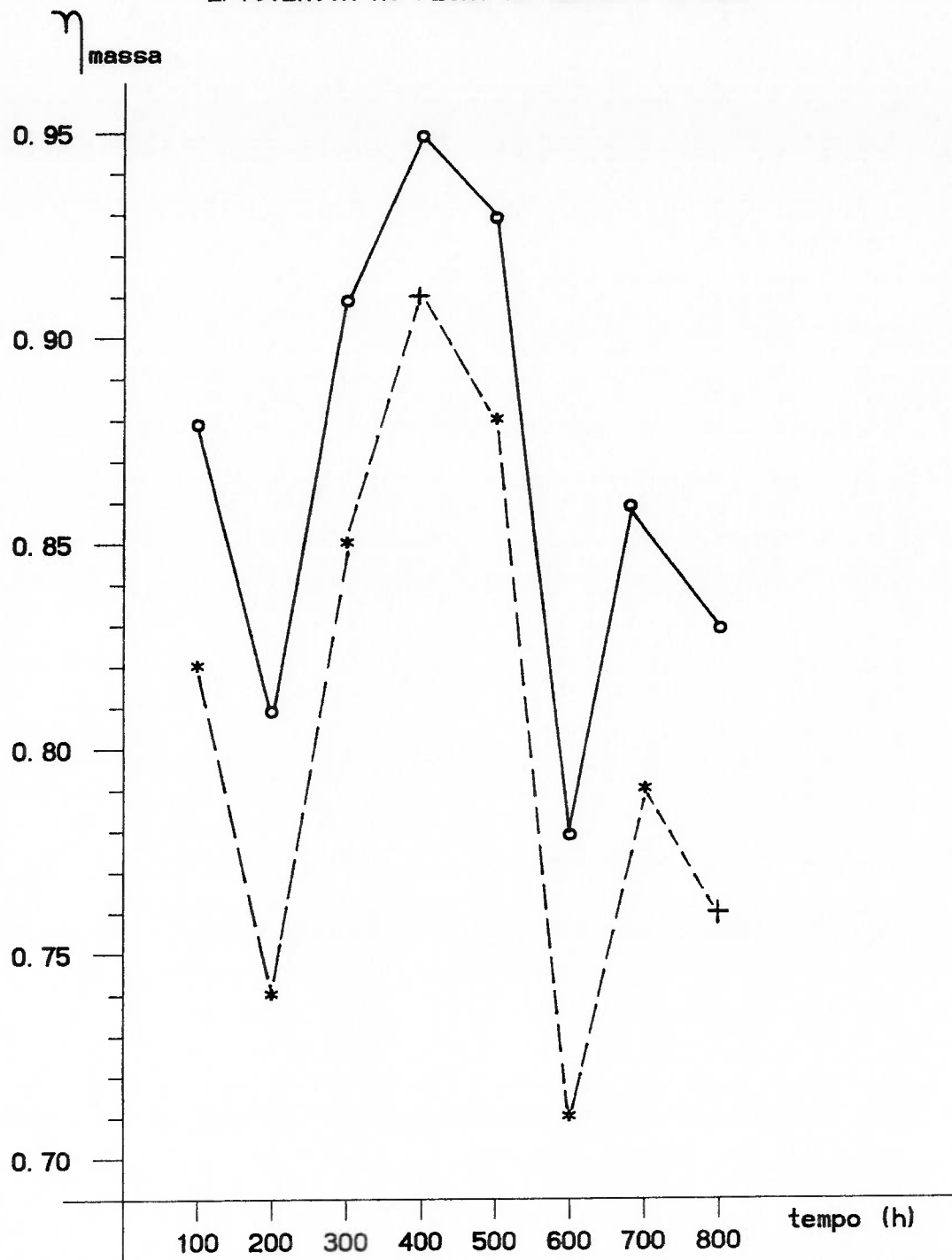


FIGURA-31

EFICIÊNCIA NO FLUXO DE MASSA / C-03A



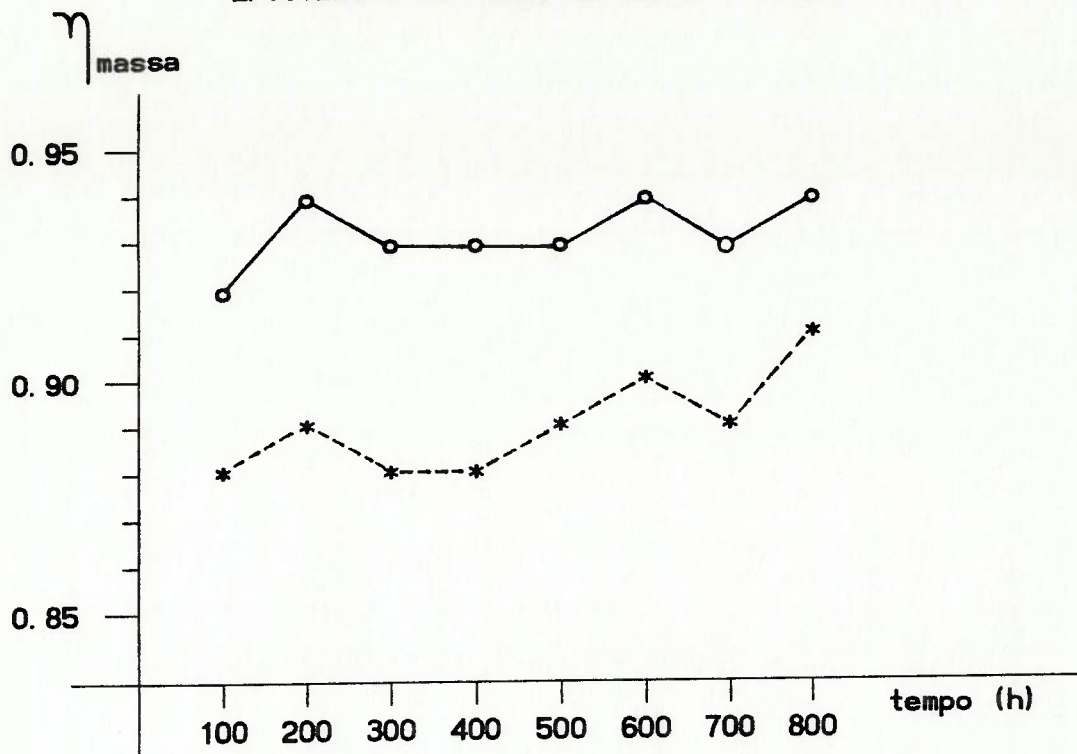
Estágio-1	0.88	0.81	0.91	0.95	0.93	0.78	0.86	0.83
Estágio-2	0.82	0.74	0.85	0.91	0.88	0.71	0.79	0.76

\bar{X}	DESVIO PADRÃO
0.87	0.06
0.81	0.07

o ——— o est-1
 * - - - - * est-2

FIGURA-32

EFICIÊNCIA NO FLUXO DE MASSA / C-02A



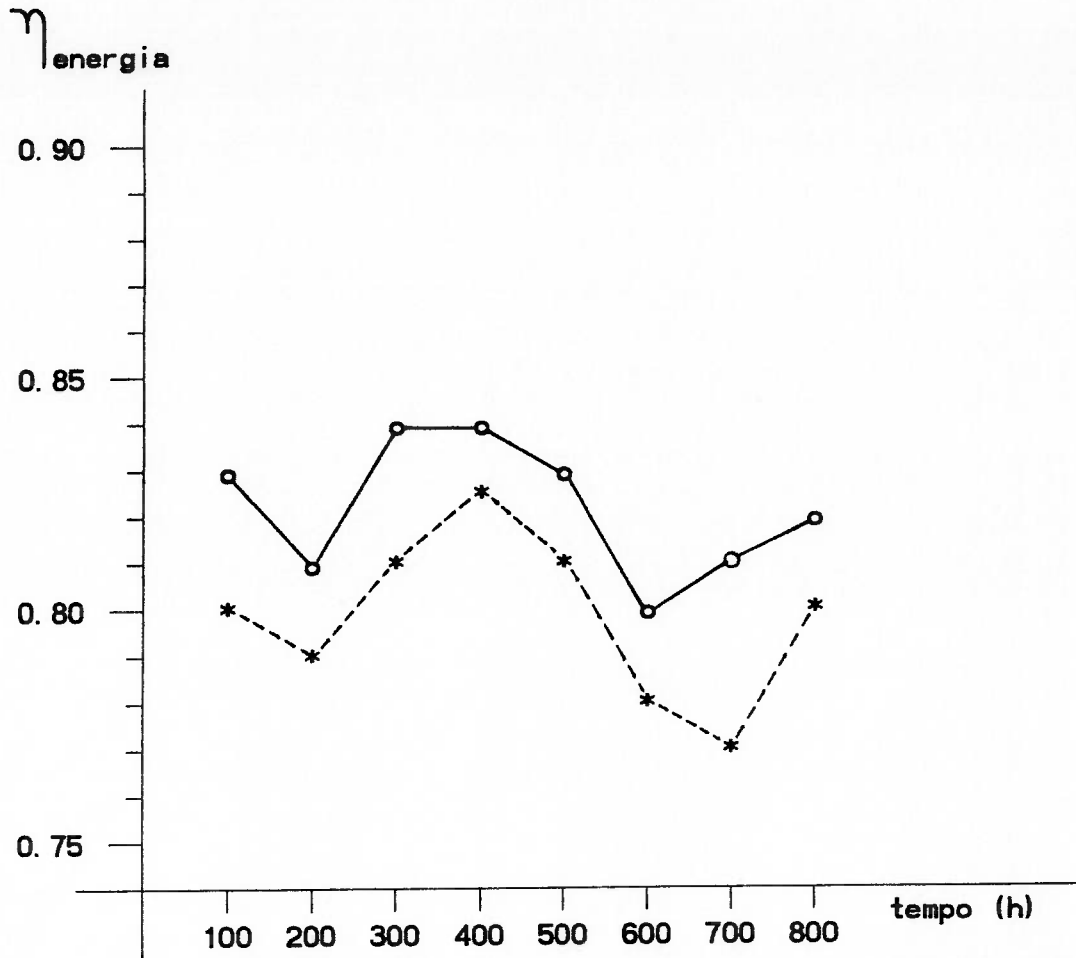
									\bar{X}	DESVIO PADRÃO
Estágio-1	0.92	0.94	0.93	0.93	0.93	0.94	0.93	0.94	0.93	0.01
Estágio-2	0.88	0.89	0.88	0.88	0.89	0.90	0.89	0.91	0.89	0.01

o ——— o est-1
 * - - - - * est-2

Figura - 33

EFICIÊNCIA NO FLUXO DE POTÊNCIA / C-03A

(COMPRESSOR DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO FLASH-A)



Estágio-1	0.83	0.81	0.84	0.84	0.83	0.80	0.81	0.82
Estágio-2	0.80	0.79	0.81	0.82	0.81	0.78	0.77	0.80

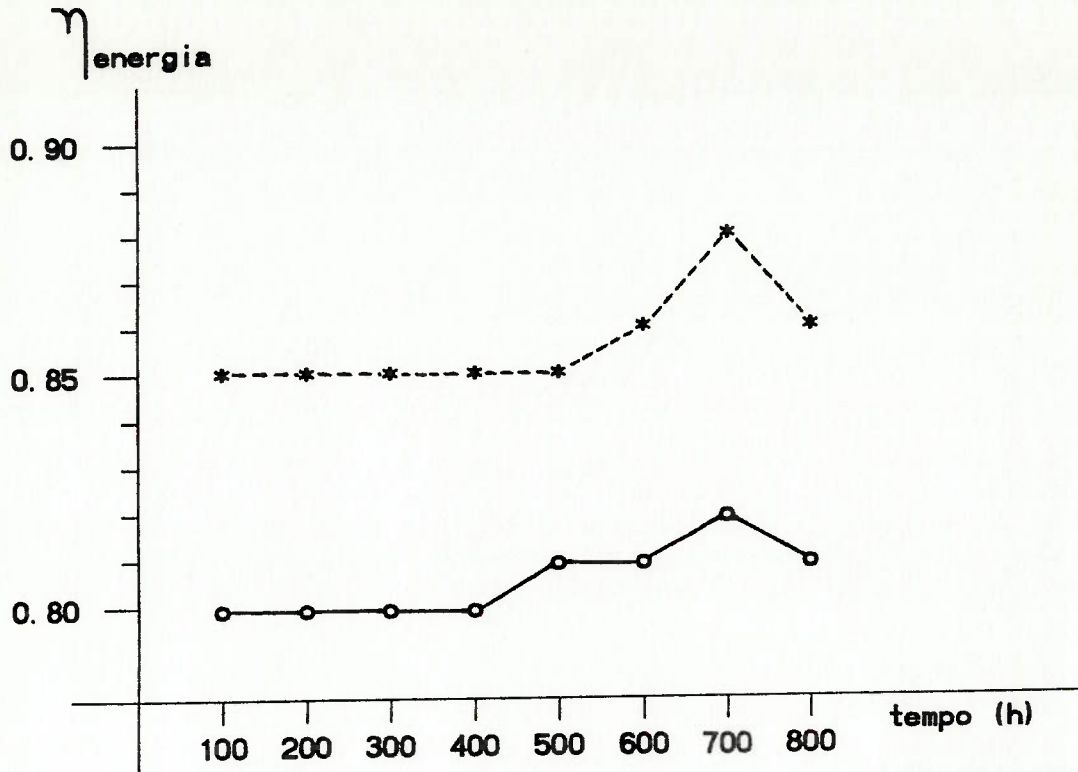
\bar{X}	DESVIO PADRÃO
0.82	0.01
0.80	0.02

o ——— o est-1
 * - - - - * est-2

FIGURA-34

EFICIÊNCIA NO FLUXO DE POTÊNCIA / C-02A

(COMPRESSOR DE RELIQUEFAÇÃO DE FLASH)



Estágio-1	0.80	0.80	0.80	0.80	0.81	0.81	0.82	0.81
Estágio-2	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.86	0.88	0.86

\bar{X}
0.81
0.86

DESVIO PADRÃO
0.01
0.01

o ——— o est-1
 * - - - - * est-2

FIGURA-35

APÊNDICE - A

ESPECIFICAÇÃO NOMINAL DOS COMPRESSORES

1971-2071



Ingersoll-Rand®
ENGINE PROCESS COMPRESSOR DIVISION

TYPE HSE PROCESS COMPRESSORS

9" STROKE TYPE HSE-2 NL-2
LPG RELIQUEFACTION
17-1/2" & 13-1/2" x 9"

BUILT FOR
INGERSOLL-RAND S.A. INDUSTRIA E. COMERCIO
SAO BERNARDO DO CAMPO, BRAZIL

FOR
PETROBRAS/ARSAN
CUBATAO - SAO PAULO - BRAZIL

PETROBRAS PURCHASE ORDER: 540-20-1125/75
PETROBRAS JOB NO: 882.5.0005/75
EQUIPMENT NO: C02 A/B/C

UNIT SERIAL NO: XBRX22XG-144/5/6

9" STROKE TYPE HSE-2 NL-2
R-22 RELIQUEFACTION
13-1/2" & 10" x 9"

BUILT FOR
INGERSOLL-RAND S.A. INDUSTRIA E. COMERCIO
SAO BERNARDO DO CAMPO, BRAZIL

FOR
PETROBRAS/ARSAN
CUBATAO - SAO PAULO-BRAZIL

PETROBRAS PURCHASE ORDER: 540-20-1125/75
PETROBRAS JOB NO: 882.5.0005/75
EQUIPMENT NO: C03-A/B/C

UNIT SERIAL NOS: XBRX22XG-140/1/2

Compressor C-02

Fabricante: Ingersoll-Rand Co.

Modelo: HSE-2 NL-2

Ano Fabricação : 1978.

Tipo: Horizontal, Duplo-efeito, Dois estágios, 1 Cilindro/Estágio

Gás : Propano (de processo)

Diâmetro interno da camisa do cilindro estágio-1: 17.5 polegadas

Diâmetro interno da camisa do cilindro estágio-2: 13.5 polegadas

Diâmetro externo das hastes dos pistões: 2 polegadas

Curso: 9.0 polegadas Peso Haste+pistão Est-1 = 103,9 kgf Est-2 = 133,8 kgf

Clearance: estágio-1 \Rightarrow Frame-end: CLi = 15.9 % Head-end : CLe = 23.1 %estágio-2 \Rightarrow Frame-end: CLi = 19.9 % Head-end : CLe = 19.7 %

Raio do virabrequim (excentricidade do eixo) = 4.5 polegadas(*)

Comprimento de biela = 23.25 polegadas (*)

Relação raio virabrequim / comprimento de biela = aprox. 1/5 (*)

Rotação nominal do virabrequim: 500 rpm

Pressão de sucção:

estágio-1 = 14.54 psia (1.02 kgf/cm² a)estágio-2 = 46.16 psia (3.24 kgf/cm² a)

Pressão de descarga:

estágio-1 = 46.94 psia (3.30 kgf/cm² a)estágio-2 = 202.5 psia (14.2 kgf/cm² a)

Temperatura de sucção:

estágio-1 = 469.67 Rankine (-12.2 °C)

estágio-2 = 544.87 Rankine (+29.5°C)

Temperatura de descarga:

estágio-1 = 544.87 Rankine (+29.5 °C)

estágio-2 = 657.17 Rankine (+91.9 °C)

Volume deslocado :

estágio-1 = 1244.6 cfm (35.24m³/min)estágio-2 = 737.3 cfm (20.87m³/min)

Capacidade na sucção:

estágio-1 = 712.7 cfm (20.18m³/min)estágio-2 = 260.6 cfm (7.38 m³/min)

Potência absorvida (hp):

estágio-1 = 82.9

estágio-2 = 110.1

Bomba de Lubrificação :

pot.absorv.= 1500 W

vazão: 5 litros/s

(*) válido p/dois estágios.

Compressor C-03

Fabricante: Ingersoll-Rand Co.

Modelo: HSE-2 NL-2

Ano Fabricação : 1978

Tipo: Horizontal, Duplo-efeito, Dois estágios, 1 Cilindro/Estágio.

Gás : Propano (refrigerante / reliquefação de flash)

Diâmetro interno da camisa do cilindro estágio-1: 13.5 polegadas

Diâmetro interno da camisa do cilindro estágio-2: 10.0 polegadas

Diâmetro externo das hastes dos pistões: 2 polegadas

Curso: 9.0 polegadas Peso Haste+pistão Est-1 = 117,5 kgf Est-2 = 99,8 kgf

Clearance: estágio-1 \Rightarrow Frame-end: CLi = 19,9 % Head-end : CLe = 19,7 %estágio-2 \Rightarrow Frame-end: CLi = 27,0 % Head-end : CLe = 26,1 %

Raio do virabrequim (excentricidade do eixo) = 4.5 polegadas (*)

Comprimento da biela = 23.25 polegadas (*)

Relação raio virabrequim / comprimento de biela = aprox. 1/5 (*)

Rotação nominal do virabrequim: 500 rpm

Pressão de sucção:

estágio-1 = 41.59 psia (2.92 kgf/cm² a)estágio-2 = 80.90 psia (5.68 kgf/cm² a)

Pressão de descarga:

estágio-1 = 81.70 psia (5.76 kgf/cm² a)estágio-2 = 159.2 psia (11.2 kgf/cm² a)

Temperatura de sucção:

estágio-1 = 509.67 Rankine (+10.0 °C)

estágio-2 = 551.10 Rankine (+33.0 °C)

Temperatura de descarga:

estágio-1 = 551.10 Rankine (+33.0 °C)

estágio-2 = 588.87 Rankine (+54.0 °C)

Volume deslocado :

estágio-1 = 737.3 cfm (20.87 m³/min)estágio-2 = 400.8 cfm (11.35 m³/min)

Capacidade na sucção:

estágio-1 = 507.5 cfm (14.37 m³/min)estágio-2 = 273.7 cfm (7.75 m³/min)

Potência absorvida (hp):

estágio-1 = 94,0

estágio-2 = 97,0

Bomba de Lubrificação :

pot.absorv.= 1500 W

vazão: 5 litros/s

(*) válido p/dois estágios.

MOTORES ELÉTRICOS dos COMPRESSORES C-02 / 03.

Fabricante : General Eletric Co.

Tensão de entrada : 4000 V

Rotação nominal : 1800 rpm

Frequência : 60 Hz

Fator de serviço : 1.0

Tipo : Assíncrono trifásico

Características especiais : Carcaça totalmente fechada, à prova de explosão

Refrigeração : Forçada por ventilador acoplado

Bobinas (motor parado) : Aquecedor elétrico interno 115 V monofásico

Compressor C-02

Potência nominal = 250 hp

Transmissão = 10 correias-V , tipo 5v360

Polia motora 381 mm / Polia movida 1333,5 mm

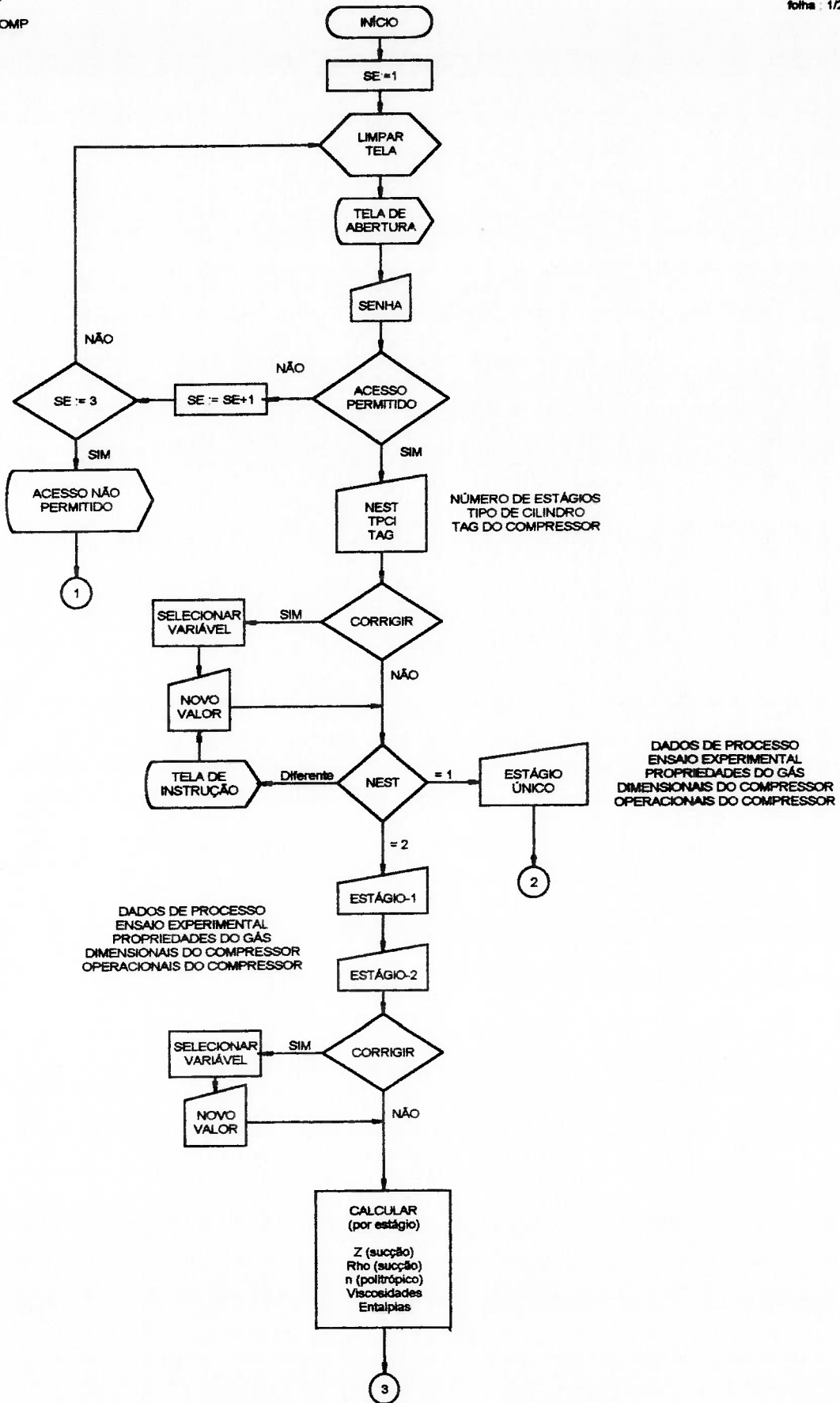
Compressor C-03

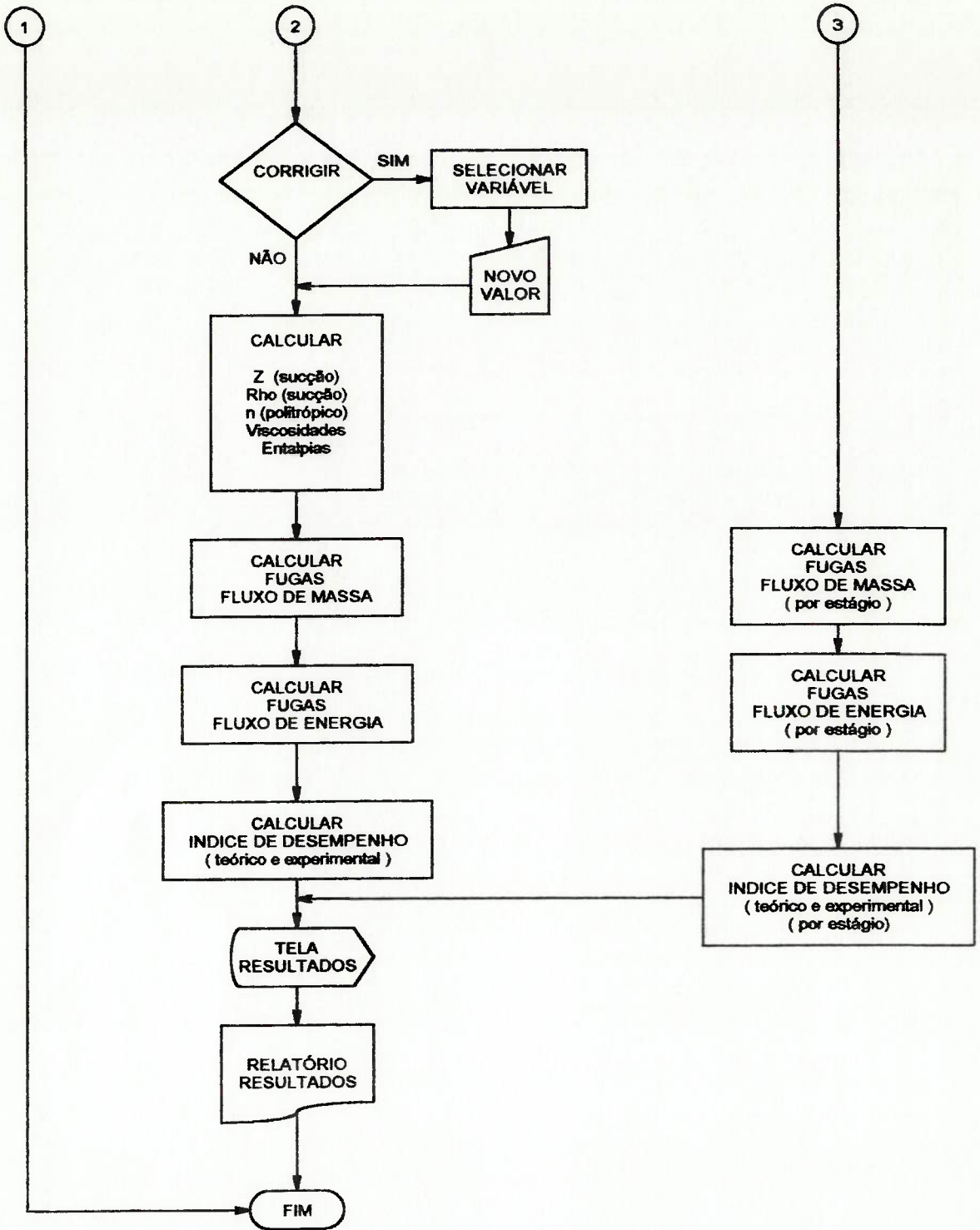
Potência nominal = 350 hp

Transmissão = Redutor de velocidades FALK 2100 Y1-FCS / 35G20 - Mod: 10 WE

APÊNDICE - B

DIAGRAMA DE BLOCOS DO PROGRAMA AVCOMP95.EXE





APÊNDICE - C

LEVANTAMENTOS DIMENSIONAIS DOS COMPRESSORES, REGISTROS OPERACIONAIS EM CAMPO

**AVALIAÇÃO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618 STD.
ENSAIO EXPERIMENTAL / MEDIÇÕES DE CAMPO**

TAG: C-02 A **UNIDADE:** FLASH-A GAS PROC. **TIPO:** HSE-2 NL-2 17.5x13.5x9

		100 hs	200 hs	300 hs	400 hs	500 hs	600 hs	700 hs	800 hs
ESTÁGIO - 1	PRESSÃO SUÇÃO	0.01	0.05	0.02	0.07	0.04	0.09	0.03	0.06
	PRESSÃO DESCARGA	1.60	1.68	1.65	1.72	1.66	1.76	1.66	1.68
	TEMPERATURA SUÇÃO	-20.1	-17.5	-18.0	-17.2	-17.8	-17.0	-17.8	-17.5
	TEMPERATURA DESCARGA	14.9	17.2	18.1	17.4	17.0	17.8	17.0	17.4
	VAZÃO MASSA	1.275	1.296	1.258	1.282	1.280	1.312	1.254	1.288
ESTÁGIO - 2	PRESSÃO SUÇÃO	1.58	1.66	1.62	1.68	1.64	1.73	1.64	1.66
	PRESSÃO DESCARGA	7.56	7.84	7.60	8.20	7.80	8.32	7.80	7.85
	TEMPERATURA SUÇÃO	15.1	17.9	19.4	18.2	17.6	18.6	17.5	17.8
	TEMPERATURA DESCARGA	74.3	77.6	80.1	78.6	77.5	78.9	78.5	77.5
	VAZÃO MASSA	1.386	1.392	1.352	1.394	1.400	1.440	1.375	1.416
TENSÃO ELÉTRICA MOTOR		3982	3982	3982	3982	3982	3982	3982	3982
CORRENTE ELÉTRICA MOTOR		30.8	31.6	31.0	32.3	31.4	32.4	31.0	31.2
ROTAÇÃO VIRABREQUIM		502	502	502	502	502	502	502	502

MOTOR ELÉTRICO FATOR POT: 0.87 **REND. GLOBAL:** 0.91 **TRANSMISSÃO:** CORREIAS-V

CROMATOGRAFIA DO GÁS : 0.1102 C₂ 0.8839 C₃ 0.0045 IC₄ 0.0014 NC₄

UNIDADES DE MEDIÇÃO PRESSÃO : kgf/cm ² man. TEMPERATURA : °C VAZÃO : kg/s TENSÃO: V CORRENTE : A ROTAÇÃO : RPM	PROJETO COMPRESSOR		a) 10 CORREIAS 5V2360 b) Período dos ensaios de 30/09 à 25/11/94. c) Bomba Lubrif. 1500 W. d) Pc(mistura) = 42.93 e) Tc(mistura) = 89.80 f) MOL = 42.54 g
		SUÇÃO DESCARGA	
	P1	0.02 2.30	
	T1	-12.20 29.50	
	P2	2.24 13.20	
	T2	29.50 91.90	

**AVALIAÇÃO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618 STD.
ENSAIO EXPERIMENTAL / MEDIÇÕES DE CAMPO**

TAG: C-03 A

UNIDADE: FLASH-A / REFRIG.

TIPO: HSE-2 NL-2 13.5x10x9

		100 hs	200 hs	300 hs	400 hs	500 hs	600 hs	700 hs	800 hs
ESTÁGIO - 1	PRESSÃO SUÇÃO	2.30	1.90	2.40	2.80	2.70	1.80	2.20	2.10
	PRESSÃO DESCARGA	5.65	5.05	5.95	6.00	5.55	4.80	5.20	5.00
	TEMPERATURA SUÇÃO	7.00	5.50	7.50	8.00	7.80	5.20	6.00	5.80
	TEMPERATURA DESCARGA	36.80	36.60	36.90	40.10	38.40	36.40	35.90	35.50
	VAZÃO MASSA	2.076	1.754	2.180	2.443	2.362	1.650	1.964	1.850
ESTÁGIO - 2	PRESSÃO SUÇÃO	5.60	5.00	5.90	5.90	5.50	4.75	5.10	4.95
	PRESSÃO DESCARGA	10.15	9.10	10.20	10.75	10.50	9.00	9.90	9.80
	TEMPERATURA SUÇÃO	38.90	38.80	39.20	40.20	38.80	36.80	36.40	36.00
	TEMPERATURA DESCARGA	64.80	64.60	65.80	70.80	70.40	64.50	64.10	63.80
	VAZÃO MASSA	2.058	1.675	2.172	2.310	2.178	1.586	1.838	1.710
TENSÃO ELÉTRICA MOTOR		3998	3998	3998	3998	3998	3998	3998	3998
CORRENTE ELÉTRICA MOTOR		28.1	26.2	28.4	28.9	28.8	25.8	27.2	26.6
ROTAÇÃO VIRABREQUIM		500	500	500	500	500	500	500	500

MOTOR ELÉTRICO FATOR POT: 0.88 REND. GLOBAL: 0.92 TRANSMISSÃO: REDUTOR

CROMATOGRAFIA DO GÁS: 0.0057 C2 0.9620 C3 0.0243 IC4 0.0080 NC4

UNIDADES DE MEDIÇÃO	PROJETO COMPRESSOR		a) Redutor FALK 2100 Y1FCS b) Período dos ensaios de 30/09 à 25/11/94. c) Bomba lubrif. 1500 W. d) Pc(mistura) = 42.10 e) Tc(mistura) = 97.65 f) Mol = 44.37 g
	SUÇÃO	DESCARGA	
PRESSÃO : kgf/cm ² man.			
TEMPERATURA : °C			
VAZÃO : kg/s	P1	1.90 4.75	
TENSÃO: V	T1	7.00 33.00	
CORRENTE : A	P2	4.70 10.30	
ROTAÇÃO : RPM	T2	33.00 54.00	

**LEVANTAMENTO DIMENSIONAL E DAS CARACTERÍSTICAS DAS VÁLVULAS
CANALETAS**

Posição	COMPRESSOR C - 02				COMPRESSOR C - 03			
	Sucção 1°	Descarga 1°	Sucção 2°	Descarga 2°	Sucção 1°	Descarga 1°	Sucção 2°	Descarga 2°
Qtide. de Válvulas	2/EF	2/EF	2/EF	2/EF	2/EF	2/EF	2/EF	2/EF
Área Equiv. (m ²)	0,0148	0,0148	0,0106	0,0106	0,0106	0,0106	0,0074	0,0074
Perímetro Equiv. (m)	3,70	3,70	2,65	2,65	2,65	2,65	1,85	1,85
K (mola) (N/m)	308	308	252	252	252	252	196	196
Qtide. de Obturadores	11	11	9	9	9	9	7	7
Peso Obtur. Equiv. (kgf)	0,182	0,182	0,194	0,194	0,194	0,194	0,152	0,152
LIFT (m)	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
f ₀ (Hz)	41,1	41,1	36,0	36,0	36,0	36,0	35,9	35,9
h	32,9	32,9	28,8	28,8	28,8	28,8	28,7	28,7
J	37,7	37,7	33,0	33,0	33,0	33,0	32,9	32,9
Código IR	A81C1W SK	A81C2W SKA	A67C1W SMB	A67C2W SME	A67C1W SMB	A67C2W SME	A60C1H WSR	A60C2H WSW

PARÂMETROS PARA CÁLCULO DO LIFT DE REFLUXO NAS VÁLVULAS

N (Hz) 8,3333	COMPRESSOR C - 02				COMPRESSOR C - 03			
	Sucção 1°	Descarga 1°	Sucção 2°	Descarga 2°	Sucção 1°	Descarga 1°	Sucção 2°	Descarga 2°
Tempo (s)	0,0017	0,1183	0,0017	0,1183	0,0017	0,1183	0,0017	0,1183
$e^{-\frac{h}{2} \times t}$	0,9724	-	0,9724	-	0,9758	-	0,9759	-
$e^{-\frac{h}{24N}}$	1,1788	-	1,1788	-	1,1549	-	1,1543	-
$e^{-\frac{h(1-Nt)}{2N}}$	-	1,0284	-	1,0284	1,0248	-	1,0247	-
$e^{-\frac{h(3-4Nt)}{8N}}$	-	0,6278	-	0,6653	0,6653	-	0,6652	-
J	37,7	37,7	33,0	33,0	33,0	33,0	32,9	32,9
cos (J.t)	0,9979	- 0,2164	0,9984	- 0,7241	0,9984	- 0,7241	0,9984	- 0,7314
sen (J.t)	0,0645	- 0,9763	0,0561	- 0,6897	0,0561	- 0,6897	0,0559	- 0,6820
cos $\left(\frac{J}{12N}\right)$	0,9287	-	0,9461	-	0,9461	-	0,9464	-
sen $\left(\frac{J}{12N}\right)$	0,3708	-	0,3239	-	0,3239	-	0,3231	-
tag $\left(\frac{J}{N}\right)$	-	6,4596	-	1,0657	-	1,0658	-	1,0430
cos $\left(\frac{3J}{4N}\right)$	-	- 0,9617	-	- 0,9852	-	- 0,9852	-	0,9837
sen $\left(\frac{3J}{4N}\right)$	-	- 0,2740	-	0,1716	-	0,1716	-	0,1796
cos $\left(\frac{J}{N}\right)$	-	- 0,1530	-	- 0,6843	-	- 0,6842	-	- 0,6921

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-02A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	0.01	-20.10
1	descarga	1.60	14.90
2	sucção	1.58	15.10
2	descarga	7.56	74.30

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 42.54 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -3.8700000000E+00
 = 2.9400000000E-01
 <C> = -1.5100000000E-04
 <D> = 3.0200000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.93
 temperatura crítica < °C > = 89.80

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <cP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9775	0.003339	2.12
desc. est-1 = 0.9596	0.004084	4.78
sucç. est-2 = 0.9600	0.004086	4.74
desc. est-2 = 0.9202	0.005787	13.49

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.16 est-2 = 1.16
 n <experimental> est-1 = 1.14 est-2 = 1.14

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 47363.09 <est-2> = 68369.33 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 46911.21 <est-2> = 67831.39 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.4445 est-2 = 0.3429 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1590 HE = 0.2310 est-2 FE = 0.1990 HE = 0.1970
 Rot.virabrequim = 502 rpm (8.37 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000500 est-2 = 0.00000500 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000200 est-2 = 0.00000200 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 100 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 100 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 100 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 100 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.2750 <est-2> = 1.3860 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3982.0

Corrente elétrica de entrada / média três fases <A> = 30.8

Fator potência do motor <book fabric.> = 0.87

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.91

Potência absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1: Psucç. = 0.02 Pdesc. = 2.30 kgf/cm².

Tsucç. = -12.20 Tdesc. = 29.50 °C.

Estágio-2: Psucç. = 2.24 Pdesc. = 13.20 kgf/cm².

Tsucç. = 29.50 Tdesc. = 91.90 °C.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 1.2479 <est-2> = 1.6555
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.1522 <est-2> = 1.4564

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0118 lado-HE = 0.0173
 Est-2 lado-FE = 0.0195 lado-HE = 0.0197

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.009898 Est-2 = 0.028563

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000010 Est-2 = 0.000034

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 sucç. = 0.001097 desc. = 0.000580
 Est-2 sucç. = 0.001319 desc. = 0.000895

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.
 Balanço de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.1595

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0114 <kg a cada ciclo> Est-1 = 0.0957 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0238 <kg a cada ciclo> Est-2 = 0.1990 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 75558.58 <equiv.est-2> = 109254.1
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 61766.87 <est-2> = 91718.08

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6800.3 est-2 = 9832.9
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6138.2 est-2 = 6648.4
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 240.0 est-2 = 168.1
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 613.3 est-2 = 886.7

EL - Perda total equivalente est-1 = 13791.72 est-2 = 17536.05
 <equiv.est-1 = 18.49 est-2 = 23.52 Hp>.

*** --- ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.737 <est-2> = 0.748
 IDA <experimental est-1> = 0.817 <est-2> = 0.726

Engº P.Martins, Escola Politécnica-USP / PETROBRAS / 3ª Rev.Jun-95 / Santos-SP.

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-02A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	0.05	-17.50
1	descarga	1.68	17.20
2	sucção	1.66	17.90
2	descarga	7.84	77.60

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 42.54 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -3.8700000000E+00
 = 2.9400000000E-01
 <C> = -1.5100000000E-04
 <D> = 3.0200000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.93
 temperatura crítica < °C > = 89.80

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <CP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9773	0.003386	2.18
desc. est-1 = 0.9593	0.004132	4.89
sucç. est-2 = 0.9599	0.004142	4.84
desc. est-2 = 0.9199	0.005879	13.80

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.16 est-2 = 1.15
 n <experimental> est-1 = 1.13 est-2 = 1.14

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 47389.85 <est-2> = 69096.47 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 46928.78 <est-2> = 68564.89 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.4445 est-2 = 0.3429 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1590 HE = 0.2310 est-2 FE = 0.1990 HE = 0.1970
 Rot.virabrequim = 502 rpm (8.37 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000500 est-2 = 0.00000500 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000200 est-2 = 0.00000200 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 200 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 200 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 200 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 200 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.2960 <est-2> = 1.3920 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3982.0

Corrente elétrica de entrada / média tres fases <A> = 31.6

Fator potencia do motor <book fabric.> = 0.87

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.91

Potencia absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1:	Psucç. = 0.02	Pdesc. = 2.30 kgf/cm ² .
	Tsucç. = -12.20	Tdesc. = 29.50 °C.
Estágio-2:	Psucç. = 2.24	Pdesc. = 13.20 kgf/cm ² .
	Tsucç. = 29.50	Tdesc. = 91.90 °C.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 1.2829 <est-2> = 1.6900
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.2023 <est-2> = 1.5052

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0121 lado-HE = 0.0178
 Est-2 lado-FE = 0.0199 lado-HE = 0.0201

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.010258 Est-2 = 0.029739

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000010 Est-2 = 0.000035

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 sucç. = 0.001127 desc. = 0.000593
 Est-2 sucç. = 0.001346 desc. = 0.000915

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.

Balanco de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.1819

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0096 <kg a cada ciclo>. Est-1 = 0.0806 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0221 <kg a cada ciclo>. Est-2 = 0.1848 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 77045.86 <equiv.est-2> = 112567.
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 62994.59 <est-2> = 94637.23

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6934.1 est-2 = 10131.0
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6260.2 est-2 = 6737.6
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 247.4 est-2 = 170.9
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 609.5 est-2 = 890.5

EL - Perda total equivalente est-1 = 14051.26 est-2 = 17929.96
 <equiv.est-1 = 18.84 est-2 = 24.04 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.752 <est-2> = 0.760
 IDA <experimental est-1> = 0.805 <est-2> = 0.704

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-02A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	0.02	-18.00
1	descarga	1.65	18.10
2	sucção	1.62	19.40
2	descarga	7.60	80.10

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 42.54 g.

coef.<A> <p/cal. Cp> = -3.8700000000E+00
 = 2.9400000000E-01
 <C> = -1.5100000000E-04
 <D> = 3.0200000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.93
 temperatura crítica < °C > = 89.80

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <cP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9778	0.003375	2.12
desc. est-1 = 0.9601	0.004144	4.81
sucç. est-2 = 0.9611	0.004164	4.73
desc. est-2 = 0.9239	0.005891	13.27

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.16 est-2 = 1.15
 n <experimental> est-1 = 1.14 est-2 = 1.14

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 48255.31 <est-2> = 68784.85 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 47866.39 <est-2> = 68563.29 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.4445 est-2 = 0.3429 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1590 HE = 0.2310 est-2 FE = 0.1990 HE = 0.1970
 Rot.virabrequim = 502 rpm (8.37 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000600 est-2 = 0.00000600 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000300 est-2 = 0.00000300 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 300 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 300 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 300 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 300 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.2580 <est-2> = 1.3520 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3982.0

Corrente elétrica de entrada / média três fases <A> = 31.0

Fator potência do motor <book fabric.> = 0.87

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.91

Potência absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1: $P_{sucç.} = 0.02$ $P_{desc.} = 2.30 \text{ kgf/cm}^2$.

$T_{sucç.} = -12.20$ $T_{desc.} = 29.50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Estágio-2: $P_{sucç.} = 2.24$ $P_{desc.} = 13.20 \text{ kgf/cm}^2$.

$T_{sucç.} = 29.50$ $T_{desc.} = 91.90 \text{ }^\circ\text{C}$.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 1.2491 <est-2> = 1.6543
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.1588 <est-2> = 1.4569

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0118 lado-HE = 0.0174
 Est-2 lado-FE = 0.0195 lado-HE = 0.0197

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.012481 Est-2 = 0.035339

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000009 Est-2 = 0.000026

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 sucç. = 0.001098 desc. = 0.000584
 Est-2 sucç. = 0.001323 desc. = 0.000885

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.

Balanco de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.1677

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0108 <kg a cada ciclo> Est-1 = 0.0904 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0236 <kg a cada ciclo> Est-2 = 0.1974 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 76473.30 <equiv.est-2> = 109539.5
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 62573.18 <est-2> = 91844.83

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6882.6 est-2 = 9858.6
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6161.3 est-2 = 6779.9
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 239.5 est-2 = 172.9
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 616.7 est-2 = 883.3

EL - Perda total equivalente est-1 = 13900.12 est-2 = 17694.67
 <equiv.est-1 = 18.64 est-2 = 23.73 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.743 <est-2> = 0.749
 IDA <experimental est-1> = 0.799 <est-2> = 0.694

Engº P.Martins, Escola Politécnica-USP / PETROBRAS / 3ª Rev.Jun-95 / Santos-SP.

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-02A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	0.07	-17.20
1	descarga	1.72	17.40
2	sucção	1.68	18.20
2	descarga	8.20	78.60

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 42.54 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -3.8700000000E+00
 = 2.9400000000E-01
 <C> = -1.5100000000E-04
 <D> = 3.0200000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.93
 temperatura crítica < °C > = 89.80

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <CP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9770	0.003393	2.21
desc. est-1 = 0.9588	0.004139	4.96
sucç. est-2 = 0.9597	0.004149	4.87
desc. est-2 = 0.9172	0.005942	14.36

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.16 est-2 = 1.15
 n <experimental> est-1 = 1.13 est-2 = 1.13

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 47223.80 <est-2> = 71113.26 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 46758.70 <est-2> = 70356.01 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.4445 est-2 = 0.3429 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1590 HE = 0.2310 est-2 FE = 0.1990 HE = 0.1970
 Rot.virabrequim = 502 rpm (8.37 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000600 est-2 = 0.00000600 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000300 est-2 = 0.00000300 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 400 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 400 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 400 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 400 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.2820 <est-2> = 1.3940 kg/s

Tensao eletrica de entrada <V> = 3982.0

Corrente eletrica de entrada / media tres fases <A> = 32.3

Fator potencia do motor <book fabric.> = 0.87

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.91

Potencia absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1: Psucç. = 0.02 Pdesc. = 2.30 kgf/cm².

Tsucç. = -12.20 Tdesc. = 29.50 °C.

Estágio-2: Psucç. = 2.24 Pdesc. = 13.20 kgf/cm².

Tsucç. = 29.50 Tdesc. = 91.90 °C.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 1.3055 <est-2> = 1.7011
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.2126 <est-2> = 1.4974

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0123 lado-HE = 0.0181
 Est-2 lado-FE = 0.0200 lado-HE = 0.0202

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.013031 Est-2 = 0.041352

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000010 Est-2 = 0.000028

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 succ. = 0.001147 desc. = 0.000602
 Est-2 succ. = 0.001344 desc. = 0.000944

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.
 Balanço de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.1768

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0111 <kg a cada ciclo> Est-1 = 0.0929 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0243 <kg a cada ciclo> Est-2 = 0.2037 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 77381.05 <equiv.est-2> = 116432.2
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 63244.34 <est-2> = 98287.58

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6964.3 est-2 = 10478.9
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6321.4 est-2 = 6602.3
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 252.2 est-2 = 162.4
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 598.9 est-2 = 901.1

EL - Perda total equivalente est-1 = 14136.71 est-2 = 18144.70
 <equiv.est-1 = 18.96 est-2 = 24.33 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.745 <est-2> = 0.752
 IDA <experimental est-1> = 0.768 <est-2> = 0.698

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-02A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	0.04	-17.80
1	descarga	1.66	17.00
2	sucção	1.64	17.60
2	descarga	7.80	77.50

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 42.54 g.

coef.<A> <p/calcul. Cp> = -3.8700000000E+00
 = 2.9400000000E-01
 <C> = -1.5100000000E-04
 <D> = 3.0200000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.93
 temperatura crítica < °C > = 89.80

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <cP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9774	0.003380	2.16
desc. est-1 = 0.9595	0.004126	4.85
sucç. est-2 = 0.9601	0.004135	4.81
desc. est-2 = 0.9202	0.005872	13.74

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.16 est-2 = 1.15
 n <experimental> est-1 = 1.13 est-2 = 1.14

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 47447.23 <est-2> = 69226.08 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 46992.38 <est-2> = 68712.43 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.4445 est-2 = 0.3429 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1590 HE = 0.2310 est-2 FE = 0.1990 HE = 0.1970
 Rot.virabrequim = 502 rpm (8.37 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000700 est-2 = 0.00000700 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000400 est-2 = 0.00000400 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 500 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 500 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 500 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 500 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.2800 <est-2> = 1.4000 kg/s

Tensao eletrica de entrada <V> = 3982.0

Corrente eletrica de entrada / media tres fases <A> = 31.4

Fator potencia do motor <book fabric.> = 0.87

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.91

Potencia absorvida pela bomba.(Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1:	Psucç. = 0.02	Pdesc. = 2.30 kgf/cm ² .
	Tsucç. = -12.20	Tdesc. = 29.50 °C.
Estágio-2:	Psucç. = 2.24	Pdesc. = 13.20 kgf/cm ² .
	Tsucç. = 29.50	Tdesc. = 91.90 °C.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 1.2724 <est-2> = 1.6788
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.1882 <est-2> = 1.4942

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0120 lado-HE = 0.0177
 Est-2 lado-FE = 0.0197 lado-HE = 0.0200

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.008217 Est-2 = 0.024072

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000011 Est-2 = 0.000031

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 sucç. = 0.001118 desc. = 0.000589
 Est-2 sucç. = 0.001336 desc. = 0.000911

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.
 Balanço de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.1742

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0101 <kg a cada ciclo>. Est-1 = 0.0842 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0221 <kg a cada ciclo>. Est-2 = 0.1846 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 76522.08 <equiv.est-2> = 111890.8
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 62550.44 <est-2> = 94055.18

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6887.0 est-2 = 10070.2
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6230.2 est-2 = 6705.4
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 245.2 est-2 = 169.3
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 609.2 est-2 = 890.8

EL - Perda total equivalente est-1 = 13971.65 est-2 = 17835.70
 <equiv.est-1 = 18.74 est-2 = 23.92 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.748 <est-2> = 0.759
 IDA <experimental est-1> = 0.798 <est-2> = 0.722

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-02A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	0.09	-17.00
1	descarga	1.76	17.80
2	sucção	1.73	18.60
2	descarga	8.32	78.90

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 42.54 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -3.8700000000E+00
 = 2.9400000000E-01
 <C> = -1.5100000000E-04
 <D> = 3.0200000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.93
 temperatura crítica < °C > = 89.80

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <CP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9766	0.003398	2.25
desc. est-1 = 0.9583	0.004150	5.03
sucç. est-2 = 0.9591	0.004161	4.96
desc. est-2 = 0.9162	0.005963	14.55

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.16 est-2 = 1.15
 n <experimental> est-1 = 1.14 est-2 = 1.13

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 47046.51 <est-2> = 70825.56 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 46605.94 <est-2> = 70055.83 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.4445 est-2 = 0.3429 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1590 HE = 0.2310 est-2 FE = 0.1990 HE = 0.1970
 Rot.virabrequim = 502 rpm (8.37 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000700 est-2 = 0.00000700 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000400 est-2 = 0.00000400 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 600 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 600 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 600 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 600 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.3120 <est-2> = 1.4400 kg/s

Tensao eletrica de entrada <V> = 3982.0

Corrente eletrica de entrada / media tres fases <A> = 32.4

Fator potencia do motor <book fabric.> = 0.87

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.91

Potencia absorvida pela bomba .(Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1: Psucç. = 0.02 Pdesc. = 2.30 kgf/cm².

Tsucç. = -12.20 Tdesc. = 29.50 °C.

Estágio-2: Psucç. = 2.24 Pdesc. = 13.20 kgf/cm².

Tsucç. = 29.50 Tdesc. = 91.90 °C.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 1.3287 <est-2> = 1.7312
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.2537 <est-2> = 1.5541

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0125 lado-HE = 0.0185
 Est-2 lado-FE = 0.0204 lado-HE = 0.0206

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.008727 Est-2 = 0.026883

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000012 Est-2 = 0.000032

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 succ. = 0.001167 desc. = 0.000610
 Est-2 succ. = 0.001369 desc. = 0.000957

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.

Balanco de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.1950

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0090 <kg a cada ciclo>. Est-1 = 0.0749 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0212 <kg a cada ciclo>. Est-2 = 0.1770 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 77667.42 <equiv.est-2> = 116745.9
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 63434.27 <est-2> = 98491.63

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6990.1 est-2 = 10507.1
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6386.4 est-2 = 6680.2
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 257.4 est-2 = 166.3
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 599.2 est-2 = 900.8

EL - Perda total equivalente est-1 = 14233.15 est-2 = 18254.32
 <equiv.est-1 = 19.09 est-2 = 24.48 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.760 <est-2> = 0.770
 IDA <experimental est-1> = 0.785 <est-2> = 0.727

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-02A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	0.03	-17.80
1	descarga	1.66	17.00
2	sucção	1.64	17.50
2	descarga	7.80	78.50

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 42.54 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -3.8700000000E+00
 = 2.9400000000E-01
<C> = -1.5100000000E-04
<D> = 3.0200000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.93
temperatura crítica < °C > = 89.80

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <cP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9777	0.003379	2.14
desc. est-1 = 0.9595	0.004126	4.85
sucç. est-2 = 0.9600	0.004133	4.81
desc. est-2 = 0.9209	0.005889	13.69

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.16 est-2 = 1.15
n <experimental> est-1 = 1.13 est-2 = 1.14

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 47966.21 <est-2> = 69215.52 J / kg
Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 47470.46 <est-2> = 68853.87 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.4445 est-2 = 0.3429 m
Curso do pistão = 0.2286 m.
Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
Clearance est-1 FE = 0.1590 HE = 0.2310 est-2 FE = 0.1990 HE = 0.1970
Rot.virabrequim = 502 rpm (8.37 Hz)
Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000800 est-2 = 0.00000800 m
Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000500 est-2 = 0.00000500 m
Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 700 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 700 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 700 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 700 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.2540 <est-2> = 1.3750 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3982.0

Corrente elétrica de entrada / média três fases <A> = 31.0

Fator potência do motor <book fabric.> = 0.87

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.91

Potência absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1: $P_{sucç.} = 0.02$ $P_{desc.} = 2.30 \text{ kgf/cm}^2$.

$T_{sucç.} = -12.20$ $T_{desc.} = 29.50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Estágio-2: $P_{sucç.} = 2.24$ $P_{desc.} = 13.20 \text{ kgf/cm}^2$.

$T_{sucç.} = 29.50$ $T_{desc.} = 91.90 \text{ }^\circ\text{C}$.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 1.2602 <est-2> = 1.6795
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.1745 <est-2> = 1.5118

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0119 lado-HE = 0.0175
 Est-2 lado-FE = 0.0198 lado-HE = 0.0200

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.007501 Est-2 = 0.002407

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000010 Est-2 = 0.000019

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 sucç. = 0.001108 desc. = 0.000589
 Est-2 sucç. = 0.001338 desc. = 0.000909

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.

Balanco de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.1695

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0102 <kg a cada ciclo>. Est-1 = 0.0857 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0200 <kg a cada ciclo>. Est-2 = 0.1676 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 75909.42 <equiv.est-2> = 110103.3
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 62042.22 <est-2> = 92405.22

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6831.8 est-2 = 9909.3
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6182.1 est-2 = 6730.0
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 241.1 est-2 = 171.0
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 612.1 est-2 = 887.9

EL - Perda total equivalente est-1 = 13867.20 est-2 = 17698.16
 <equiv.est-1 = 18.60 est-2 = 23.73 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.748 <est-2> = 0.770
 IDA <experimental est-1> = 0.788 <est-2> = 0.708

Engº P.Martins, Escola Politécnica-USP / PETROBRAS / 3ª Rev.Jun-95 / Santos-SP.

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-02A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	0.06	-17.50
1	descarga	1.68	17.40
2	sucção	1.66	17.80
2	descarga	7.85	77.50

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 42.54 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -3.8700000000E+00
 = 2.9400000000E-01
 <C> = -1.5100000000E-04
 <D> = 3.0200000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.93
 temperatura crítica < °C > = 89.80

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <CP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9771	0.003387	2.20
desc. est-1 = 0.9594	0.004135	4.88
sucç. est-2 = 0.9599	0.004140	4.84
desc. est-2 = 0.9197	0.005878	13.82

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.16 est-2 = 1.15
 n <experimental> est-1 = 1.14 est-2 = 1.14

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 46881.46 <est-2> = 69139.03 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 46479.36 <est-2> = 68595.67 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.4445 est-2 = 0.3429 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1590 HE = 0.2310 est-2 FE = 0.1990 HE = 0.1970
 Rot.virabrequim = 502 rpm (8.37 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000800 est-2 = 0.00000800 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000600 est-2 = 0.00000600 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 800 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 3.70 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 308 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.182 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 800 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 800 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 800 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.2880 <est-2> = 1.4160 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3982.0

Corrente elétrica de entrada / média três fases <A> = 31.2

Fator potência do motor <book fabric.> = 0.87

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0,91

Potência absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1: $P_{sucç.} = 0.02$ $P_{desc.} = 2.30 \text{ kgf/cm}^2$.

$T_{sucç.} = -12.20$ $T_{desc.} = 29.50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Estágio-2: $P_{sucç.} = 2.24$ $P_{desc.} = 13.20 \text{ kgf/cm}^2$.

$T_{sucç.} = 29.50$ $T_{desc.} = 91.90 \text{ }^\circ\text{C}$.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 1.2950 <est-2> = 1.6906
MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.2212 <est-2> = 1.5394

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0122 lado-HE = 0.0180
Est-2 lado-FE = 0.0199 lado-HE = 0.0201

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.007484 Est-2 = 0.002444

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000002 Est-2 = 0.000034

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 succç. = 0.001138 desc. = 0.000593
Est-2 succç. = 0.001346 desc. = 0.000916

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.

Balanco de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.1882

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0088 <kg a cada ciclo>. Est-1 = 0.0738 <kg/s> equivalente.
Est-2 = 0.0181 <kg a cada ciclo>. Est-2 = 0.1513 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 75616.18 <equiv.est-2> = 111596.7
WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 61642.74 <est-2> = 93756.63

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6805.5 est-2 = 10043.7
EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6310.3 est-2 = 6731.7
ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
EVL <válvulas> est-1 = 251.8 est-2 = 170.6
EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 605.9 est-2 = 894.1

EL - Perda total equivalente est-1 = 13973.44 est-2 = 17840.07
<equiv.est-1 = 18.74 est-2 = 23.92 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.758 <est-2> = 0.780
IDA <experimental est-1> = 0.794 <est-2> = 0.735

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-03A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	2.30	7.00
1	descarga	5.65	36.80
2	sucção	5.60	38.90
2	descarga	10.15	64.80

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 44.37 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -5.3700000000E+00
 = 3.1300000000E-01
 <C> = -1.6700000000E-04
 <D> = 3.5100000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.10
 temperatura crítica < °C > = 97.65

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <CP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9393	0.003946	6.63
desc. est-1 = 0.9056	0.004842	12.46
sucç. est-2 = 0.9082	0.004871	12.25
desc. est-2 = 0.8734	0.005938	19.83

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.17 est-2 = 1.17
 n <experimental> est-1 = 1.10 est-2 = 1.08

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 35434.63 <est-2> = 28288.68 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 34796.96 <est-2> = 27768.43 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.3429 est-2 = 0.2540 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1990 HE = 0.1970 est-2 FE = 0.2700 HE = 0.2610
 Rot.virabrequim = 500 rpm (8.33 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000500 est-2 = 0.00000500 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000300 est-2 = 0.00000300 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 100 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 100 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 100 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 100 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 2.0760 <est-2> = 2.0580 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3998.0

Corrente elétrica de entrada / média três fases <A> = 28.1

Fator potência do motor <book fabric.> = 0.88

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.92

Potência absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1: Psucç. = 1.90 Pdesc. = 4.75 kgf/cm².

Tsucç. = 7.00 Tdesc. = 33.00 °C.

Estágio-2: Psucç. = 4.70 Pdesc. = 10.30 kgf/cm².

Tsucç. = 33.00 Tdesc. = 54.00 °C.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 2.3068 <est-2> = 2.3174
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 2.0340 <est-2> = 1.8969

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0272 lado-HE = 0.0276
 Est-2 lado-FE = 0.0368 lado-HE = 0.0370

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.017587 Est-2 = 0.007007

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000026 Est-2 = 0.000040

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 succ. = 0.001789 desc. = 0.000803
 Est-2 succ. = 0.001779 desc. = 0.000671

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.

Balanco de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.2041

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0327 <kg a cada ciclo>. Est-1 = 0.2728 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0505 <kg a cada ciclo>. Est-2 = 0.4205 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 95235.65 <equiv.est-2> = 75999.30
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 80458.09 <est-2> = 63144.01

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 7618.9 est-2 = 6079.9
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6012.1 est-2 = 5915.6
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 312.4 est-2 = 194.0
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 834.3 est-2 = 665.7

EL - Perda total equivalente est-1 = 14777.56 est-2 = 12855.28
 <equiv.est-1 = 19.82 est-2 = 17.24 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.732 <est-2> = 0.660
 IDA <experimental est-1> = 0.695 <est-2> = 0.680

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-03A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	1.90	5.50
1	descarga	5.05	36.60
2	sucção	5.00	38.80
2	descarga	9.10	64.60

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 44.37 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -5.3700000000E+00
 = 3.1300000000E-01
<C> = -1.6700000000E-04
<D> = 3.5100000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.10
temperatura crítica < °C > = 97.65

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <CP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9461	0.003878	5.82
desc. est-1 = 0.9145	0.004763	11.24
sucç. est-2 = 0.9171	0.004793	11.04
desc. est-2 = 0.8863	0.005774	17.72

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.16 est-2 = 1.17
n <experimental> est-1 = 1.11 est-2 = 1.10

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 37320.22 <est-2> = 28369.63 J / kg
Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 36737.54 <est-2> = 27959.90 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.3429 est-2 = 0.2540 m
Curso do pistão = 0.2286 m.
Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
Clearance est-1 FE = 0.1990 HE = 0.1970 est-2 FE = 0.2700 HE = 0.2610
Rot.virabrequim = 500 rpm (8.33 Hz)
Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000500 est-2 = 0.00000500 m
Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000300 est-2 = 0.00000300 m
Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 200 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 200 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 200 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 200 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.7540 <est-2> = 1.6750 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3998.0

Corrente elétrica de entrada / média três fases <A> = 26.2

Fator potência do motor <book fabric.> = 0.88

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.92

Potência absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1:	Psucç. = 1.90	Pdesc. = 4.75 kgf/cm ² .
	Tsucç. = 7.00	Tdesc. = 33.00 °C.
Estágio-2:	Psucç. = 4.70	Pdesc. = 10.30 kgf/cm ² .
	Tsucç. = 33.00	Tdesc. = 54.00 °C.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 2.0263 <est-2> = 2.0881
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.6328 <est-2> = 1.5511

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0239 lado-HE = 0.0242
 Est-2 lado-FE = 0.0331 lado-HE = 0.0334

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.015154 Est-2 = 0.005782

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000023 Est-2 = 0.000035

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 sucç. = 0.001578 desc. = 0.000728
 Est-2 sucç. = 0.001610 desc. = 0.000603

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.
 Balanço de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.0251

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0472 <kg a cada ciclo>. Est-1 = 0.3935 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0645 <kg a cada ciclo>. Est-2 = 0.5371 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 90658.87 <equiv.est-2> = 68997.91
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 76627.51 <est-2> = 56985.95

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 7252.7 est-2 = 5519.8
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 5654.6 est-2 = 5667.0
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 272.3 est-2 = 176.9
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 851.8 est-2 = 648.2

EL - Perda total equivalente est-1 = 14031.36 est-2 = 12011.96
 <equiv.est-1 = 18.82 est-2 = 16.11 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.655 <est-2> = 0.584
 IDA <experimental est-1> = 0.625 <est-2> = 0.552

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-03A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	2.40	7.50
1	descarga	5.95	36.90
2	sucção	5.90	39.20
2	descarga	10.20	65.80

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 44.37 g.

coef.<A> <p/ calc. Cp> = -5.3700000000E+00
 = 3.1300000000E-01
 <C> = -1.6700000000E-04
 <D> = 3.5100000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.10
 temperatura crítica < °C > = 97.65

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <CP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9377	0.003965	6.83
desc. est-1 = 0.9010	0.004883	13.08
sucç. est-2 = 0.9040	0.004915	12.85
desc. est-2 = 0.8740	0.005961	19.85

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.17 est-2 = 1.17
 n <experimental> est-1 = 1.09 est-2 = 1.11

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 36164.82 <est-2> = 26032.44 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 35374.70 <est-2> = 25720.98 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.3429 est-2 = 0.2540 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1990 HE = 0.1970 est-2 FE = 0.2700 HE = 0.2610
 Rot.virabrequim = 500 rpm (8.33 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000600 est-2 = 0.00000600 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000400 est-2 = 0.00000400 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 300 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 300 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 300 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 300 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 2.1800 <est-2> = 2.1780 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3998.0

Corrente elétrica de entrada / média três fases <A> = 28.4

Fator potência do motor <book fabric.> = 0.88

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.92

Potência absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1:	P _{sucç.} = 1.90	P _{desc.} = 4.75 kgf/cm ² .
	T _{sucç.} = 7.00	T _{desc.} = 33.00 °C.
Estágio-2:	P _{sucç.} = 4.70	P _{desc.} = 10.30 kgf/cm ² .
	T _{sucç.} = 33.00	T _{desc.} = 54.00 °C.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 2.3759 <est-2> = 2.4312
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 2.1595 <est-2> = 2.0647

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0281 lado-HE = 0.0284
 Est-2 lado-FE = 0.0386 lado-HE = 0.0388

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.024850 Est-2 = 0.000273

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000026 Est-2 = 0.000043

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 sucç. = 0.001842 desc. = 0.000841
 Est-2 sucç. = 0.001858 desc. = 0.000670

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.

Balanco de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.2816

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0260 <kg a cada ciclo>. Est-1 = 0.2163 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0440 <kg a cada ciclo>. Est-2 = 0.3665 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 100204.38 <equiv.est-2> = 72858.7
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 84931.00 <est-2> = 60150.02

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 8016.4 est-2 = 5828.7
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6071.6 est-2 = 6038.3
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 316.9 est-2 = 210.2
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 868.5 est-2 = 631.5

EL - Perda total equivalente est-1 = 15273.38 est-2 = 12708.68
 <equiv.est-1 = 20.48 est-2 = 17.04 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.760 <est-2> = 0.687
 IDA <experimental est-1> = 0.722 <est-2> = 0.697

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-03A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	2.80	8.00
1	descarga	6.00	40.10
2	sucção	5.90	40.20
2	descarga	10.75	70.80

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 44.37 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -5.3700000000E+00
 = 3.1300000000E-01
 <C> = -1.6700000000E-04
 <D> = 3.5100000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.10
 temperatura crítica < °C > = 97.65

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <CP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9303	0.004018	7.67
desc. est-1 = 0.9034	0.004943	13.01
sucç. est-2 = 0.9050	0.004931	12.80
desc. est-2 = 0.8733	0.006124	20.53

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.17 est-2 = 1.17
 n <experimental> est-1 = 1.15 est-2 = 1.12

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 30654.54 <est-2> = 28802.84 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 30501.79 <est-2> = 28501.43 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.3429 est-2 = 0.2540 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1990 HE = 0.1970 est-2 FE = 0.2700 HE = 0.2610
 Rot.virabrequim = 500 rpm (8.33 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000600 est-2 = 0.00000600 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000400 est-2 = 0.00000400 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 400 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 400 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 400 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 400 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 2.4430 <est-2> = 2.3100 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3998.0

Corrente elétrica de entrada / média três fases <A> = 28.9

Fator potência do motor <book fabric.> = 0.88

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.92

Potência absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1: $P_{sucç.} = 1.90$ $P_{desc.} = 4.75 \text{ kgf/cm}^2$.

$T_{sucç.} = 7.00$ $T_{desc.} = 33.00 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Estágio-2: $P_{sucç.} = 4.70$ $P_{desc.} = 10.30 \text{ kgf/cm}^2$.

$T_{sucç.} = 33.00$ $T_{desc.} = 54.00 \text{ } ^\circ\text{C}$.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 2.6689 <est-2> = 2.4209
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 2.5344 <est-2> = 2.1943

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0315 lado-HE = 0.0319
 Est-2 lado-FE = 0.0384 lado-HE = 0.0387

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.021970 Est-2 = 0.000346

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000026 Est-2 = 0.000044

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 succ. = 0.002052 desc. = 0.000834
 Est-2 succ. = 0.001854 desc. = 0.000694

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.

Balanço de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.4188

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0161 <kg a cada ciclo>. Est-1 = 0.1345 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0272 <kg a cada ciclo>. Est-2 = 0.2267 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 91040.28 <equiv.est-2> = 85069.69
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 76097.16 <est-2> = 71212.08

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 7283.2 est-2 = 6805.6
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6501.8 est-2 = 6121.4
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 382.7 est-2 = 206.0
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 775.4 est-2 = 724.6

EL - Perda total equivalente est-1 = 14943.12 est-2 = 13857.60
 <equiv.est-1 = 20.04 est-2 = 18.58 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.796 <est-2> = 0.743
 IDA <experimental est-1> = 0.753 <est-2> = 0.746

Engº P.Martins, Escola Politécnica-USP / PETROBRAS / 3ª Rev.Jun-95 / Santos-SP.

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-03A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	2.70	7.80
1	descarga	5.55	38.40
2	sucção	5.50	38.80
2	descarga	10.50	70.40

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 44.37 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -5.3700000000E+00
 = 3.1300000000E-01
 <C> = -1.6700000000E-04
 <D> = 3.5100000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.10
 temperatura crítica < °C > = 97.65

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <cP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9321	0.004003	7.46
desc. est-1 = 0.9085	0.004856	12.17
sucç. est-2 = 0.9096	0.004856	12.05
desc. est-2 = 0.8758	0.006079	20.06

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.17 est-2 = 1.17
 n <experimental> est-1 = 1.16 est-2 = 1.11

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 28643.73 <est-2> = 30927.23 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 28581.56 <est-2> = 30544.83 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.3429 est-2 = 0.2540 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1990 HE = 0.1970 est-2 FE = 0.2700 HE = 0.2610
 Rot.virabrequim = 500 rpm (8.33 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000700 est-2 = 0.00000700 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000500 est-2 = 0.00000500 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 500 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 500 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 500 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 500 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 2.3620 <est-2> = 2.1780 kg/s

Tensao eletrica de entrada <V> = 3998.0

Corrente eletrica de entrada / media tres fases <A> = 28.8

Fator potencia do motor <book fabric.> = 0.88

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.92

Potencia absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1: Psucç. = 1.90 Pdesc. = 4.75 kgf/cm².

Tsucç. = 7.00 Tdesc. = 33.00 °C.

Estágio-2: Psucç. = 4.70 Pdesc. = 10.30 kgf/cm².

Tsucç. = 33.00 Tdesc. = 54.00 °C.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 2.5961 <est-2> = 2.2797
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 2.4107 <est-2> = 2.0073

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0307 lado-HE = 0.0310
 Est-2 lado-FE = 0.0362 lado-HE = 0.0364

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.011780 Est-2 = 0.007998

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000000 Est-2 = 0.000018

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 sucç. = 0.001994 desc. = 0.000781
 Est-2 sucç. = 0.001752 desc. = 0.000680

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.

Balanco de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.3432

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0222 <kg a cada ciclo>. Est-1 = 0.1854 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0327 <kg a cada ciclo>. Est-2 = 0.2723 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 84836.58 <equiv.est-2> = 90664.01
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 70554.33 <est-2> = 76484.23

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6786.9 est-2 = 7253.1
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 6391.9 est-2 = 5962.0
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 378.3 est-2 = 189.7
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 725.1 est-2 = 774.9

EL - Perda total equivalente est-1 = 14282.24 est-2 = 14179.78
 <equiv.est-1 = 19.15 est-2 = 19.02 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.769 <est-2> = 0.717
 IDA <experimental est-1> = 0.726 <est-2> = 0.710

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-03A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	1.80	5.20
1	descarga	4.80	36.40
2	sucção	4.75	36.80
2	descarga	9.00	64.50

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 44.37 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -5.3700000000E+00
 = 3.1300000000E-01
 <C> = -1.6700000000E-04
 <D> = 3.5100000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.10
 temperatura crítica < °C > = 97.65

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <CP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9479	0.003862	5.62
desc. est-1 = 0.9181	0.004728	10.74
sucç. est-2 = 0.9192	0.004729	10.62
desc. est-2 = 0.8874	0.005757	17.52

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.16 est-2 = 1.17
 n <experimental> est-1 = 1.11 est-2 = 1.10

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 36980.50 <est-2> = 30070.29 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 36483.01 <est-2> = 29645.81 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.3429 est-2 = 0.2540 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1990 HE = 0.1970 est-2 FE = 0.2700 HE = 0.2610
 Rot.virabrequim = 500 rpm (8.33 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000700 est-2 = 0.00000700 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000500 est-2 = 0.00000500 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 600 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 600 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 600 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 600 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.6500 <est-2> = 1.5860 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3998.0

Corrente elétrica de entrada / média três fases <A> = 25.8

Fator potência do motor <book fabric.> = 0.88

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.92

Potência absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1:	Psucç. = 1.90	Pdesc. = 4.75 kgf/cm ² .
	Tsucç. = 7.00	Tdesc. = 33.00 °C.
Estágio-2:	Psucç. = 4.70	Pdesc. = 10.30 kgf/cm ² .
	Tsucç. = 33.00	Tdesc. = 54.00 °C.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 1.9557 <est-2> = 2.0099
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.5206 <est-2> = 1.4336

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0231 lado-HE = 0.0234
 Est-2 lado-FE = 0.0319 lado-HE = 0.0321

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.011264 Est-2 = 0.006232

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000003 Est-2 = 0.000020

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 sucç. = 0.001524 desc. = 0.000697
 Est-2 sucç. = 0.001553 desc. = 0.000598

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.

Balanco de redução estimado na capacidade em massa = 0.0344

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0522 <kg a cada ciclo> Est-1 = 0.4351 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0692 <kg a cada ciclo> Est-2 = 0.5763 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 86737.25 <equiv.est-2> = 70482.02
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 73131.99 <est-2> = 58418.47

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6939.0 est-2 = 5638.6
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 5573.7 est-2 = 5584.6
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 265.0 est-2 = 168.0
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 827.5 est-2 = 672.5

EL - Perda total equivalente est-1 = 13605.26 est-2 = 12063.55
 <equiv.est-1 = 18.24 est-2 = 16.18 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.626 <est-2> = 0.557
 IDA <experimental est-1> = 0.594 <est-2> = 0.534

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-03A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	2.20	6.00
1	descarga	5.20	35.90
2	sucção	5.10	36.40
2	descarga	9.90	64.10

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 44.37 g.

coef.<A> <p/calc. Cp> = -5.3700000000E+00
 = 3.1300000000E-01
 <C> = -1.6700000000E-04
 <D> = 3.5100000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.10
 temperatura crítica < °C > = 97.65

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <cP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9406	0.003918	6.44
desc. est-1 = 0.9116	0.004770	11.58
sucç. est-2 = 0.9136	0.004765	11.35
desc. est-2 = 0.8757	0.005888	19.37

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.17 est-2 = 1.17
 n <experimental> est-1 = 1.12 est-2 = 1.08

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 33338.85 <est-2> = 31310.65 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 32947.08 <est-2> = 30660.07 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.3429 est-2 = 0.2540 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1990 HE = 0.1970 est-2 FE = 0.2700 HE = 0.2610
 Rot.virabrequim = 500 rpm (8.33 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000800 est-2 = 0.00000800 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000600 est-2 = 0.00000600 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 700 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 700 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 700 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 700 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.9640 <est-2> = 1.8380 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3998.0

Corrente elétrica de entrada / média três fases <A> = 27.2

Fator potência do motor <book fabric.> = 0.88

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.92

Potência absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1:	$P_{sucç.} = 1.90$	$P_{desc.} = 4.75 \text{ kgf/cm}^2.$
	$T_{sucç.} = 7.00$	$T_{desc.} = 33.00 \text{ } ^\circ\text{C}.$
Estágio-2:	$P_{sucç.} = 4.70$	$P_{desc.} = 10.30 \text{ kgf/cm}^2.$
	$T_{sucç.} = 33.00$	$T_{desc.} = 54.00 \text{ } ^\circ\text{C}.$

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***

MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 2.2425 <est-2> = 2.1474
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.9119 <est-2> = 1.6845

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.

Est-1 lado-FE = 0.0265 lado-HE = 0.0268
 Est-2 lado-FE = 0.0341 lado-HE = 0.0343

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.

Est-1 = 0.001375 Est-2 = 0.007884

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.

Est-1 = 0.000084 Est-2 = 0.000078

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.

Est-1 sucç. = 0.001738 desc. = 0.000747
 Est-2 sucç. = 0.001655 desc. = 0.000657

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.

Balanço de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.1173

ML - Fugas totais em massa.

Est-1 = 0.0397 <kg a cada ciclo> Est-1 = 0.3307 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0556 <kg a cada ciclo> Est-2 = 0.4629 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 85855.08 <equiv.est-2> = 79895.48
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 71938.89 <est-2> = 66889.92

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6868.4 est-2 = 6391.6
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 5958.4 est-2 = 5717.0
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 312.5 est-2 = 173.9
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 777.0 est-2 = 723.0

EL - Perda total equivalente est-1 = 13916.19 est-2 = 13005.56
 <equiv.est-1 = 18.66 est-2 = 17.44 Hp>.

*** ---ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.700 <est-2> = 0.629
 IDA <experimental est-1> = 0.668 <est-2> = 0.617

COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE PROCESSO / API-618
 Desempenho (IDA) / Fluxos de Massa & Potencia
 Eng. Pedro Martins / Escola Politecnica - USP
 Depto.Mec. / Pos-Grad. / Energia & Fluidos
 Ver-3.1 / JUN-95 / SANTOS-SP

pág.1/3

1. Dados de Entrada.

TAG: C-03A

Estágios: 2 Cilindro-NL: Duplo-efeito

Estágio	Ponto	Pressão <kgf/cm ² >	Temperatura < °C>
1	sucção	2.10	5.80
1	descarga	5.00	35.50
2	sucção	4.95	36.00
2	descarga	9.80	63.80

2. Propriedades do gás:

MOL (gás puro) = 44.37 g.

coef.<A> <p/ calc. Cp> = -5.3700000000E+00
 = 3.1300000000E-01
 <C> = -1.6700000000E-04
 <D> = 3.5100000000E-08

pressão crítica <kgf/cm² man.> = 42.10
 temperatura crítica < °C > = 97.65

Fator de compressibilidade	Viscosidade dinâmica <CP>	Rho <kg/m ³ >
sucç. est-1 = 0.9424	0.003904	6.24
desc. est-1 = 0.9144	0.004738	11.19
sucç. est-2 = 0.9155	0.004740	11.06
desc. est-2 = 0.8766	0.005868	19.19

3. Trabalho na compressão.

k <médio/mistura> est-1 = 1.17 est-2 = 1.17
 n <experimental> est-1 = 1.12 est-2 = 1.08

Dif.entalpia <isoentrópico / est-1> = 33322.80 <est-2> = 32195.65 J / kg
 Dif.entalpia <politrópico / est-1> = 32951.77 <est-2> = 31484.53 J / kg

4. Características Mecânicas.

Diâm.interno camisa cilindro-NL est-1 = 0.3429 est-2 = 0.2540 m
 Curso do pistão = 0.2286 m.
 Diâm.haste est-1 = 0.0508 est-2 = 0.0508 m.
 Clearance est-1 FE = 0.1990 HE = 0.1970 est-2 FE = 0.2700 HE = 0.2610
 Rot.virabrequim = 500 rpm (8.33 Hz)
 Folga radial: anel pressão / camisa est-1 = 0.00000800 est-2 = 0.00000800 m
 Largura do anel de pressão est-1 = 0.0130 est-2 = 0.0130 m
 Quantidade de anéis de pressão est-1 = 2 est-2 = 2
 Folga radial: anel selagem / haste est-1 = 0.00000600 est-2 = 0.00000600 m
 Largura do anel de selagem est-1 = 0.0060 est-2 = 0.0070 m
 Quantidade de anéis de selagem est-1 = 8 est-2 = 15

Características das válvulas canaletas estágio-1 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 800 h. Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-1 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 2.65 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 252 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.194 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 800 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / sucção:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 800 h Superfície vedação: lapidada

Características das válvulas canaletas estágio-2 / descarga:

Perímetro Orif.Equiv. = 1.85 m. LIFT do obturador = 0.002 m.
 Const.elástica mola equiv. = 196 N/m. Massa do obturador equiv. = 0.152 kg.
 Qtide.válvs. = 2. Tempo operação = 800 h Superfície vedação: lapidada

5. Ensaio Experimental / Leituras de Campo.

Capacidade medida: <est-1> = 1.8500 <est-2> = 1.7100 kg/s

Tensão elétrica de entrada <V> = 3998.0

Corrente elétrica de entrada / média três fases <A> = 26.6

Fator potência do motor <book fabric.> = 0.88

Rendimento global do motor <book fabric.> = 0.92

Potência absorvida pela bomba (Watt) <book fabric.> = 1500

6. Projeto do Compressor.

Estágio-1:	P _{sucç.} = 1.90	P _{desc.} = 4.75 kgf/cm ² .
	T _{sucç.} = 7.00	T _{desc.} = 33.00 °C.
Estágio-2:	P _{sucç.} = 4.70	P _{desc.} = 10.30 kgf/cm ² .
	T _{sucç.} = 33.00	T _{desc.} = 54.00 °C.

*** --- FLUXO DE MASSA NO COMPRESSOR < kg/s > --- ***
 MIT - Capacidade em massa ideal <est-1> = 2.1706 <est-2> = 2.0931
 MREC - Capacidade em massa real <est-1> = 1.8042 <est-2> = 1.5945

*** --- Perdas no Fluxo de Massa --- ***

Massa confinada no volume morto - MCL < kg >.
 Est-1 lado-FE = 0.0256 lado-HE = 0.0259
 Est-2 lado-FE = 0.0332 lado-HE = 0.0334

Fugas de massa pelos anéis do pistão - MLL <kg/s>.
 Est-1 = 0.001303 Est-2 = 0.007926

Fugas de massa pelos anéis da selagem - MHL <kg/s>.
 Est-1 = 0.000077 Est-2 = 0.000076

Refluxo de massa pelas válvulas - MBFL <kg/s>.
 Est-1 sucç. = 0.001684 desc. = 0.000723
 Est-2 sucç. = 0.001615 desc. = 0.000651

Efeito das condições de processo / Flange do 1° estágio - MSHL <kg/s>.
 Balanço de acréscimo estimado na capacidade em massa = 0.0672

ML - Fugas totais em massa.
 Est-1 = 0.0440 <kg a cada ciclo>. Est-1 = 0.3663 <kg/s> equivalente.
 Est-2 = 0.0598 <kg a cada ciclo>. Est-2 = 0.4986 <kg/s> equivalente.

*** --- FLUXO DE POTÊNCIA NO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***
 EI - Entrada da rede elétrica <equiv.est-1> = 82892.62 <equiv.est-2> = 79201.6
 WT - Potência teórica entregue ao gas <est-1> = 69321.48 <est-2> = 66322.37

*** --- PERDAS NO FLUXO DE POTÊNCIA DO MOTOCOMPRESSOR < Watt > --- ***

EML <perdas no acionador> est-1 = 6631.4 est-2 = 6336.1
 EFL <perdas na transm.mecânica> est-1 = 5869.7 est-2 = 5642.8
 ECL <processo> est-1 = 0.0 est-2 = 0.0
 EVL <válvulas> est-1 = 303.0 est-2 = 167.5
 EOL <acionamento bomba lubrif.> est-1 = 767.1 est-2 = 732.9

EL - Perda total equivalente est-1 = 13571.14 est-2 = 12879.30
 <equiv.est-1 = 18.20 est-2 = 17.27 Hp>.

*** --- ÍNDICE DE DESEMPENHO ADIMENSIONALIZADO --- ***

IDA < simulado est-1 > = 0.678 <est-2> = 0.609
 IDA <experimental est-1> = 0.634 <est-2> = 0.568

Engº P.Martins, Escola Politécnica-USP / PETROBRAS / 3ª Rev.Jun-95 / Santos-SP.

**Quadro Resumo / Índices de Desempenho Adimensionalizado
&
Relações de Compressão**

η		100h	200h	300h	400h	500h	600h	700h	800h
estágio-1	simul.	0.737	0.752	0.743	0.745	0.748	0.760	0.748	0.758
	exper.	0.817	0.805	0.799	0.768	0.798	0.785	0.788	0.794
C-02A									
estágio-2	simul.	0.748	0.760	0.749	0.752	0.759	0.770	0.770	0.780
	exper.	0.726	0.704	0.694	0.698	0.722	0.727	0.708	0.735
estágio-1	simul.	0.732	0.655	0.760	0.796	0.769	0.626	0.700	0.678
	exper.	0.695	0.625	0.722	0.753	0.726	0.594	0.668	0.634
C-03A									
estágio-2	simul.	0.660	0.584	0.684	0.743	0.717	0.557	0.629	0.609
	exper.	0.680	0.552	0.697	0.746	0.710	0.534	0.614	0.568

Rc	100h	200h	300h	400h	500h	600h	700h	800h
estágio-1	2.52	2.50	2.55	2.50	2.51	2.49	2.53	2.48
C-02A								
estágio-2	3.29	3.29	3.25	3.40	3.30	3.38	3.30	3.30
estágio1	2.01	2.07	2.03	1.83	1.76	2.06	1.93	1.93
C-03A								
estágio-2	1.69	1.68	1.62	1.70	1.77	1.73	1.78	1.81

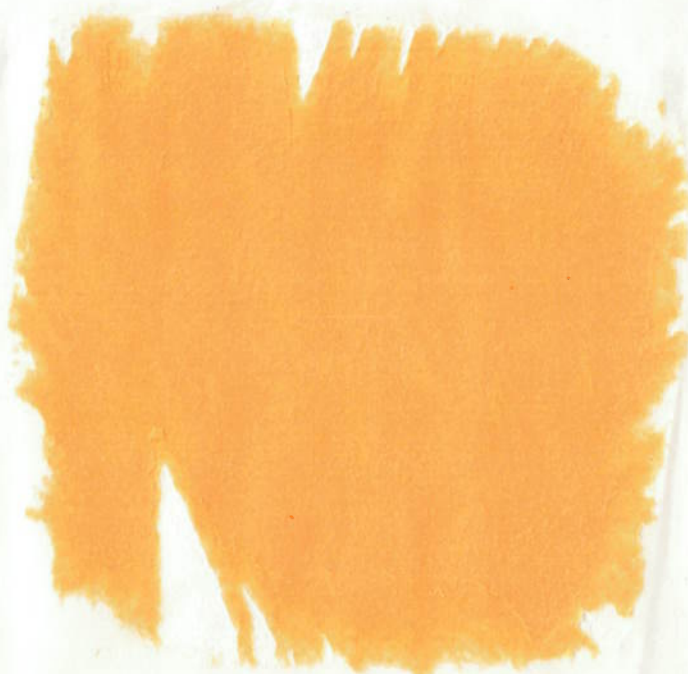
APÊNDICE - E

DISQUETE COM OS PROGRAMAS

AVCOMP95.EXE

&

PROPGAS.EXE



AVCOMP95.EXE e PROPGAS.EXE

Apresentação

Os programas para avaliação do desempenho de compressores alternativos e banco de propriedades dos gases, foram originalmente escritos para operação com a aquisição de dados em tempo real, estando as características mecânicas e funcionais das máquinas e seus motores já incluídas nas subrotinas internas.

A presente dissertação de mestrado traz como complemento a versão denominada de "POLI 3.1" para entrada de dados via teclado. A diferença entre esta e a original está na facilidade de operação dos programas; enquanto a versão original requer apenas a digitação de um único comando de rastreamento das variáveis de pressão, temperatura e vazão, os programas apresentados em disquete necessitam de vários "inputs".

Como operar os programas

PROPGAS.EXE

Este programa traz alguns gases já cadastrados em banco de dados, mas caso necessário outros poderão ser incluídos.

1. Tenha em mãos a composição da mistura gasosa (cromatografia);
2. Digite Propgas e < ENTER >;
3. Selecione a opção < S >;
4. Selecione a opção número-5 "listar gases";
5. Anote os gases disponíveis no banco de dados para consulta;
6. Retorne ao "menu" e selecione a opção número-1 "consulta";
7. Digite o nome do gás na forma que foi apresentado na lista;
8. Selecione a opção "imprimir" e tecle < ENTER > para retomar;
9. Selecione as opções números-0, 2, 3 ou 4 conforme necessidade.

Outras propriedades serão calculadas no programa AVCOMP95, bastando dar entrada via teclado dos dados básicos obtidos aqui.

AVCOMP95.EXE

O programa solicitará uma senha na tela de abertura, que nesta versão é nome: POLI, número: 42.

Todas as telas para "inputs" trazem opção de correção.

1. Tenha em mãos as propriedades básicas dos gases obtidas do programa PROPGAS, e as características mecânicas e funcionais dos motocompressores.
2. Digite AVCOMP95 e < ENTER >;
3. Digite nome e senha;
4. Tela-1: fornecer qtde. de estágios, tipo de cilindro e TAG (nome) do motocompressor;
5. Tela-2: fornecer qtde. componentes na mistura gasosa, mol e fração molar;
6. Tela-3: fornecer pressões e temperaturas de sucção e descarga lidas em campo, por estágio;
7. Tela-4: fornecer pressões e temperaturas críticas de cada gás componente da mistura, e coeficientes para o cálculo de Cp;
8. Tela-5: apresentação do módulo de cálculo das propriedades do gás;
9. Tela-6: fornecer diâmetros do cilindro e haste, curso do pistão e espaço morto (clearance), por estágio;
10. Tela-7: apresentação da massa confinada no espaço morto;
11. Tela-8: fornecer rotação do virabrequim, folga entre anel do pistão e camisa do cilindro, largura e qtde de anéis, por estágio;
12. Tela-9: apresentação das fugas pelos anéis do pistão, por estágio;
13. Tela-10: fornecer folga radial entre anel de selagem e haste do pistão, por estágio;
14. Tela-11: apresentação das fugas pela selagem, por estágio;
15. Tela-12: selecionar motocompressor;
16. Tela-13: fornecer tempo de operação e tipo de sede das válvulas de sucção e descarga, por estágio;
17. Tela-14: apresentação da massa em refluxo pelas válvulas, por estágio;
18. Tela-15: fornecer pressões e temperaturas de sucção e descarga de projeto, por estágio;
19. Tela-16: apresentação das fugas totais em massa, por estágio;
20. Tela-17: fornecer rendimento global do motor elétrico, fator de potência, corrente média absorvida da rede, tensão elétrica;
21. Tela-18: apresentação das perdas no motor elétrico;
22. Tela-19: selecione tipo de transmissão;
23. Tela-20: apresentação das perdas na transmissão;
24. Tela-21: apresentação das perdas no fluxo de potência devido ao tipo de processo, e presença das válvulas, por estágio;
25. Tela-22: fornecer potência absorvida pela bomba de óleo lubrificante;
26. Tela-23: apresentação da capacidade em massa calculada e real, índice de desempenho adimensionalizado (simulação), por estágio;
27. Tela-24: fornecer as medições de vazão em massa realizada em campo, por estágio;
28. Tela-25: apresentação do índice de desempenho experimental por estágio, e opção para relatório impresso.