

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO NUMÉRICA E ANÁLISE DO DESEMPENHO DE
COMPRESSORES ROTATIVOS DE PALHETAS DESLIZANTES

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE
SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCOS GIOVANI DROPA DE BORTOLI

FLORIANÓPOLIS
SANTA CATARINA - BRASIL
DEZEMBRO - 1985

SIMULAÇÃO NUMÉRICA E ANÁLISE DO DESEMPENHO DE
COMPRESSORES ROTATIVOS DE PALHETAS DESLIZANTES

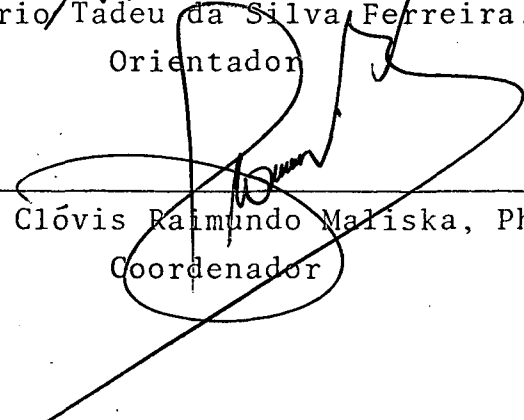
MARCOS GIOVANI DROPA DE BORTOLI

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM
SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

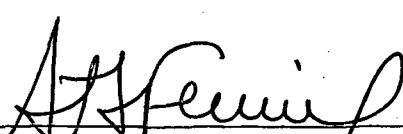


Prof. Rogério Tadeu da Silva Ferreira, Ph.D.
Orientador

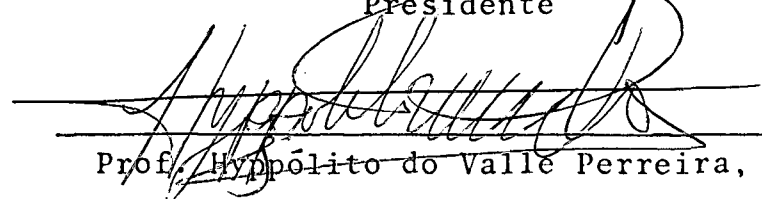


Prof. Clóvis Raimundo Maliska, Ph.D.
Coordenador


BANCA EXAMINADORA



Prof. Rogério Tadeu da Silva Ferreira, Ph.D.
Presidente



Prof. Hypólito do Valle Perreira, Ph.D.



Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

"Sem o esforço
da busca,
é impossível
a alegria do encontro."

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, quero deixar aqui registrado, os meus mais sinceros agradecimentos ao Professor Rogério Tadeu da Silva Ferreira, que antes de ser um orientador, foi um amigo, tendo sempre uma palavra de incentivo e encorajamento nos momentos de dificuldades e desânimo no transcorrer deste trabalho.

Quero também agradecer aos meus colegas de pós-graduação, com quem tive a satisfação de conviver nestes últimos anos, em especial aos meus amigos Neri, Miguel e Molenda, pelo companheirismo nos momentos de maiores dificuldades.

Agradeço também a CNEN (Comissão Nacional de Energia Nuclear) pelo apoio financeiro durante a maior parte deste trabalho, e a EMBRACO S/A (Empresa Brasileira de Compressores S/A), em especial ao Sr. Ernesto Heinzelmann, pelo apoio técnico na realização deste trabalho.

Os meus agradecimentos a Helder, pela sua dedicação e esmero na confecção dos desenhos.

Enfim, agradeço a todas as pessoas, que de alguma forma, colaboraram para que este trabalho aqui apresentado, passasse de um objetivo para uma realidade.

SUMÁRIO

Lista de Figuras	ix
Lista de Quadros	xii
Resumo	xiii
Abstract	xiv
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Introdução	1
1.2 O compressor em estudo	3
1.3 Simulação numérica	13
1.4 Revisão bibliográfica	14
1.5 Objetivo do trabalho	16
2. MODELAÇÃO MATEMÁTICA	17
2.1 Modelo geométrico	18
2.2 Modelo dos fluxos de massa	23
2.2.1 Fluxo de massa pela palheta	27
2.2.2 Fluxo de massa pela folga mínima	29
2.2.3 Fluxo de massa devido à re-expansão	30
2.2.4 Fluxo de massa pelas faces do rotor	31
2.2.5 Fluxo de massa na primeira descarga	35
2.2.6 Fluxo de massa na segunda descarga	36
2.2.7 Fluxo de massa pelo segundo mancal	38
2.2.8 Fluxo de massa pelo tubo captador de óleo	39
2.3 Modelo do movimento da válvula	40
2.4 Modelo do fluxo de energia no compressor	43
2.4.1 Perdas de energia no motor elétrico	45
2.4.2 Perdas de energia mecânica	47
2.4.3 Perdas de energia associadas ao processo de com pressão	48

2.5 Avaliação do desempenho de um compressor	66
2.5.1 Análise de desempenho	67
2.5.2 Critério de otimização	70
3. PROGRAMA DE SIMULAÇÃO	75
3.1 Panorama do programa	75
3.2 Dados de entrada	82
3.3 Programa	86
3.3.1 Fluxograma do programa principal	86
3.3.2 Subrotinas associadas ao modelo de simulação ..	90
3.3.3 Subrotinas associadas às propriedades do refri- gerante e óleo	108
3.3.4 Subrotinas auxiliares	111
3.4 Variáveis de saída	113
4. ANÁLISE DE RESULTADOS	114
4.1 Comparação de resultados numéricos com resultados experimentais	114
4.2 Análise das perdas de energia no compressor	122
4.3 Análise das perdas de capacidade no compressor	125
4.4 Análise da folga entre as faces do rotor e tampas ..	127
4.5 Análise da geometria da ranhura de transferência ...	129
4.6 Comparação entre compressores herméticos alternativos e rotativos de palhetas deslizantes	136
5. CONCLUSÕES, RECOMENDAÇÕES E SUGESTÕES	138
5.1 Considerações preliminares	138
5.2 Limitações	139
5.3 Conclusões	140
5.4 Sugestões	142
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	143
Apêndice 1 - MODELO GEOMÉTRICO	146

Apêndice 2 - MODELO DOS FLUXOS DE MASSA	159
Apêndice 3 - MOVIMENTO DA VÁLVULA DE DESCARGA	176
Apêndice 4 - FORÇAS ATUANDO NA PALHETA	188

LISTA DE FIGURAS

1.1 - Componentes básicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapores	2
1.2 - Componentes do compressor rotativo de palhetas deslizantes	5
1.3 - Carcaça do compressor rotativo de palhetas deslizantes	6
1.4 - Esquema de um compressor rotativo de palhetas deslizantes	8
1.5 - Esquema mostrando como o pré-resfriador está conectado ao compressor	10
1.6 - Esquema da ranhura de transferência	12
2.1 - Visualização da palheta	18
2.2 - Visualização do rasgo no rotor que abriga a palheta ..	19
2.3 - Área entre a palheta e folga mínima	20
2.4 - Volume de sucção	21
2.5 - Visualização da ranhura de transferência	22
2.6 - Esquema geral do fluxo de massa no compressor rotativo	25
2.7 - Fluxo de massa dentro do compressor rotativo	26
2.8 - Fluxo de massa pelo topo da palheta	28
2.9 - Fluxo de massa pelo lado da palheta	28
2.10 - Fluxo de massa pela folga mínima	30
2.11 - Fluxo de massa devido à re-expansão	31
2.12 - Face do fundo do rotor	32
2.13 - Rede de elementos de escoamento	33
2.14 - Elementos de escoamento da face do fundo do rotor ..	33
2.15 - Representação esquemática da ocupação do compartimento de sucção	37
2.16 - Esquema para o cálculo do fluxo de massa pelo tubo	

captador de óleo	39
2.17 - Esquema da válvula de descarga	41
2.18 - Fluxo de energia no compressor	44
2.19 - Esquema para cálculo de perda de energia em atrito na folga mínima	50
2.20 - Diagrama de corpo livre da palheta	53
2.21 - Esquema para cálculo das forças que estão atuando sobre o mancal	57
2.22 - Diagrama pressão x volume	59
2.23 - Volumes de controle do compressor	60
2.24 - Esquema para cálculo da perda de energia associada com o vazamento pela palheta anterior	63
4.1 - Diagrama pressão x posição da palheta na condição (-23,3; 54,4; 32)	116
4.2 - Diagrama pressão x posição da palheta na condição (-23,3; 54,4; 32)	117
4.3 - Deslocamento da válvula de descarga para a condição (-23,3; 54,4; 32)	119
4.4 - Influência do movimento da válvula nas eficiências do compressor	121
4.5 - Fluxo quantitativo de energia no compressor na condição (-23,3; 54,4; 32)	122
4.6 - Energia perdida em atrito na condição (-23,3; 54,4; 32)	123
4.7 - Energia perdida no processo de compressão na condição (-23,3; 54,4; 32)	124
4.8 - Perdas de capacidade mássica no compressor na condição (-23,3; 54,4; 32)	126
4.9 - Influência da folga nas faces do rotor nas eficiências do compressor	128
4.10 - Influência da posição angular da ranhura de transferência nas eficiências do compressor	130

4.11 - Influência da posição angular da ranhura de transferência nas perdas de energia devidas à re-expansão e na garganta	132
4.12 - Influência da altura da ranhura de transferência nas eficiências do compressor	133
A.1 - Dimensões da palheta	146
A.2 - Rasgo no rotor onde está localizada a palheta	147
A.3 - Áreas que necessitam serem conhecidas	148
A.4 - Nomenclatura para o cálculo das áreas	149
A.5 - Volume de sucção - caso 1	151
A.6 - Volume de sucção - caso 2	152
A.7 - Nomenclatura para o cálculo dos parâmetros envolvidos com a ranhura de transferência	153
A.8 - Nomenclatura para o cálculo de posição onde a palheta fecha a garganta	154
A.9 - Especificação da área A_{WTS}	155
A.10 - Nomenclatura para cálculo do volume da região de descarga	156
A.11 - Nomenclatura usada para o cálculo da área de re-expansão do gás	158
B.1 - Esquema do fluxo de massa pela palheta	160
B.2 - Esquema do fluxo de massa pela folga mínima	162
B.3 - Elemento de escoamento	165
B.4 - Fluxo normal de massa pela válvula de descarga	168
B.5 - Posição da ranhura no mancal	170
B.6 - Esquema para cálculo da vazão de massa pelo segundo mancal	171
B.7 - Esquema para cálculo da pressão no rebaixo do eixo..	173
B.8 - Balanço de forças num elemento	174
C.1 - Dimensões principais da válvula de descarga	177
C.2 - Localização dos elementos de viga em relação a um	

sistema de coordenadas cartesianas	178
C.3 - Forças atuando no elemento 1 da válvula	180
C.4 - Forças atuando no elemento 2 da válvula	185
C.5 - Forças atuando no elemento 3 da válvula	186
C.6 - Forças atuando no elemento 4 da válvula	187
D.1 - Pontos onde são aplicadas as forças sobre o topo da palheta	188

LISTA DE QUADROS

1.1 - Classificação dos compressores usados em refrigera ção	4
2.1 - Forças atuando na palheta	54
4.1 - Comparação rotativo x alternativo	136

RESUMO

Este trabalho apresenta um modelo de simulação numérica para um compressor rotativo de palhetas deslizantes, empregado em sistemas de refrigeração de baixa potência.

É feita uma modelação detalhada do fluxo de massa e de energia no compressor sendo a válvula de descarga tratada como se fosse um mecanismo de barras articuladas. É considerada a presença de óleo e refrigerante em todos os processos termodinâmicos e o processo de compressão é considerado adiabático.

O desempenho do compressor é avaliado através de um índice de desempenho e é apresentada uma relação física entre este índice e o EER (Energy Efficiency Ratio) do compressor.

Os dados mais relevantes no funcionamento do compressor, como pressão dentro do cilindro e deslocamento de válvula de descarga, obtidos pela simulação numérica, são comparados com resultados experimentais.

É apresentada uma análise do fluxo de energia e capacidade mássica no funcionamento do compressor e verificada a influência de alguns parâmetros no funcionamento do mesmo. Também é traçado um paralelo entre o compressor rotativo em estudo e um compressor alternativo de características semelhantes.

ABSTRACT

This work presents a numerical simulation model of a sliding vane rotary compressor which is used for low capacity refrigeration systems.

All flows of mass and energy inside the compressor are modelled in detail and the discharge valve is treated as a system of discrete mass nodes connected by straight beam elements arranged angularly.

The presence of lubricating oil and refrigerant is considered in all thermodynamic processes and the compressor is adiabatic.

The performance of the compressor is evaluated by means of a coefficient of performance and a physical relation between this coefficient and the energy efficiency ratio is presented.

The most important working parameters of the compressor, such as pressure inside the cylinder and the displacement of the discharge valve are used for comparing numerical and experimental results.

All the flows of mass and energy in the compressor are calculated when different design parameters are changed and the influence of those modifications is analyzed.

It is also made a comparison between a reciprocating compressor and a sliding vane rotary compressor of similar characteristics.

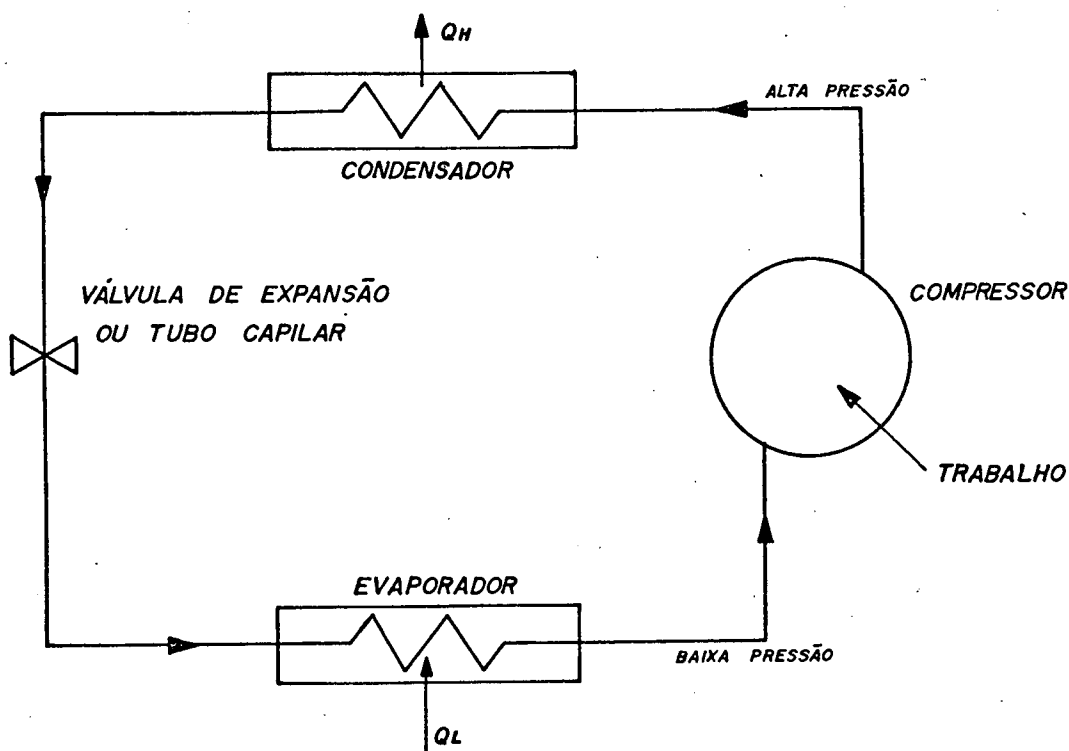
1. INTRODUÇÃO

1.1. INTRODUÇÃO

O campo de refrigeração e ar condicionado vem sofrendo nas últimas décadas um grande desenvolvimento. A atual crise de energia tem contribuído para a melhoria do desempenho dos sistemas de refrigeração e ar condicionado que são na sua grande maioria baseados no ciclo de compressão mecânica de vapores. Este tipo de ciclo frigorífico torna-se viável, na prática, pela utilização de cinco componentes básicos, que são mostrados na figura 1.1, os quais são: compressor, condensador, elemento de expansão, evaporador e ainda a tubulação por onde circula o fluido refrigerante, interligando os quatro primeiros componentes, de forma a constituir um circuito fechado. Deve ainda ser enfatizado, que estes componentes estão contidos em qualquer circuito de refrigeração que funcione por compressão mecânica de vapores, independentemente de seu tamanho.

O funcionamento de um circuito de refrigeração, como o acima mencionado, pode ser descrito sinteticamente da seguinte maneira: o compressor admite refrigerante a baixa pressão, sob a forma de vapor superaquecido, proveniente do evaporador, e o descarrega no condensador, ainda sob a forma de vapor superaquecido, mas em uma pressão mais alta. Logo a seguir, no condensador, o gás é resfriado e condensado, liberando o calor absorvido no evaporador e o calor proveniente do trabalho recebido na compressão. Agora, sob a forma de líquido, o refrigerante passa pelo elemento de expansão (tubo capilar ou válvula de expansão), cuja fun-

ção é descomprimir o líquido da pressão de condensação até a pressão de vaporização. Esta redução de pressão permite a evaporação do refrigerante a uma temperatura mais baixa que a de condensação, absorvendo calor do ambiente a ser refrigerado. Em certos circuitos, é montado um acumulador de líquido após o evaporador, evitando assim que o líquido não evaporado penetre no compressor, prejudicando seu funcionamento.



Q_H - CALOR TRANSFERIDO PARA O RESERVATÓRIO A ALTA TEMPERATURA

Q_L - CALOR TRANSFERIDO DO RESERVATÓRIO A BAIXA TEMPERATURA

FIGURA 1.1 - Componentes básicos do ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapores

Como a tarefa do compressor, num sistema de refrigeração, é entregar energia de fluxo ao fluido de trabalho, para que este percorra o circuito e realize as trocas de calor estabelecidas, fica evidente que o compressor pode ser considerado como o coração do sistema de refrigeração. Em sistemas de aplicação domésticas, bem como em sistemas de capacidade de refrigeração não muito elevado, alguns requisitos para os compressores tornam-se importantes, como por exemplo: pequeno volume ocupado pelo conjunto motor/compressor, facilidade de manuseio por parte das montadoras de sistemas de refrigeração, baixo nível de ruído, ausência de vazamentos de gás refrigerante, e ainda pequena vulnerabilidade dos componentes estruturais com respeito a quedas e batidas durante o transporte.

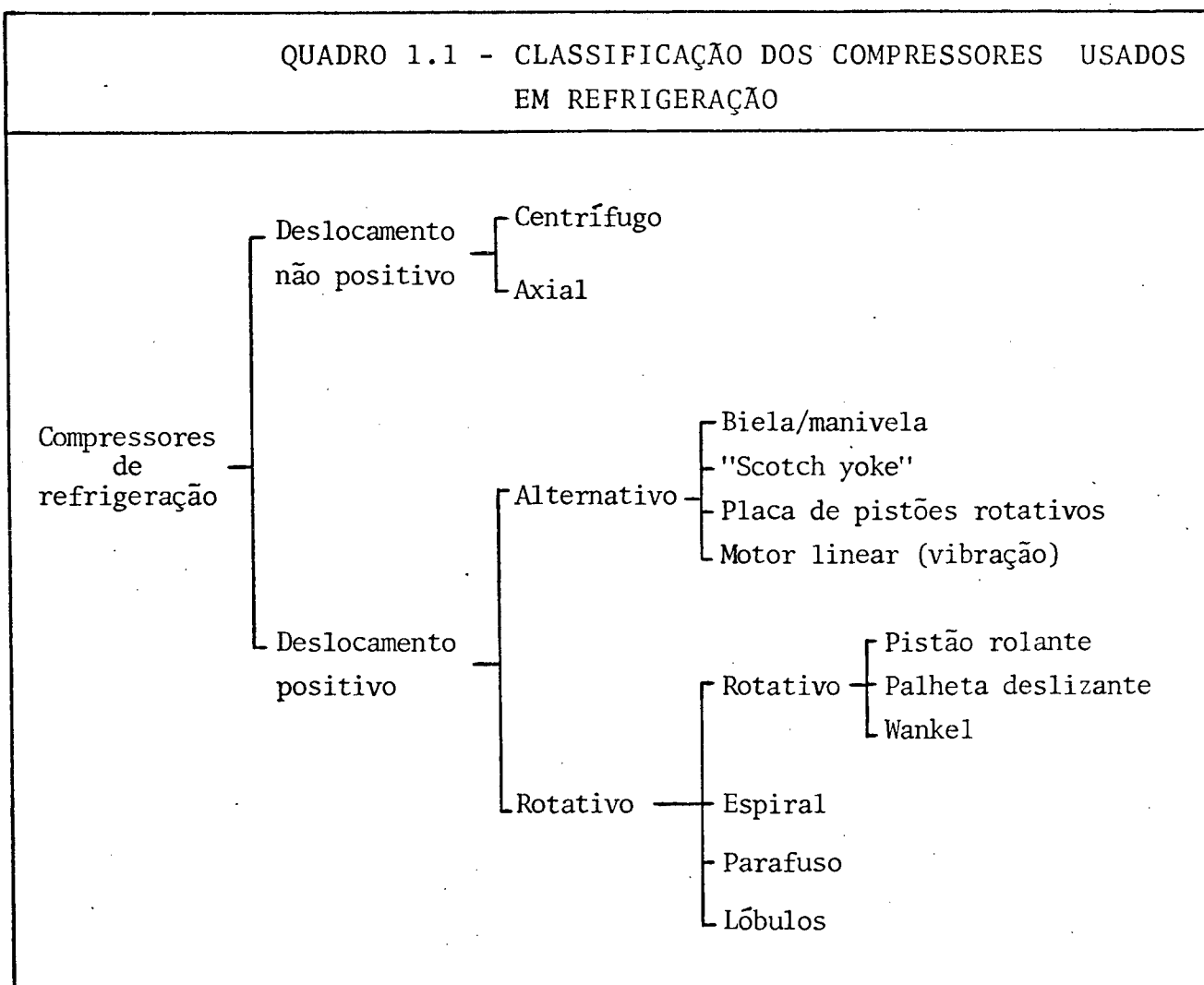
Segundo [01], o campo de compressores usados em aplicações de refrigeração é dividido em duas classes principais, e estas em várias subclasses, como é mostrado no quadro 1.1.

1.2. O COMPRESSOR EM ESTUDO

O compressor estudado neste trabalho é um compressor rotativo de palhetas deslizantes, hermético e funcionando com a carcaça a alta pressão. Os componentes internos deste compressor são mostrados na figura 1.2. A figura 1.3 mostra uma vista externa do compressor. Este compressor é fabricado para ser usado em refrigeradores e freezers domésticos, isto é, sistemas de refrigeração de baixa potência, normalmente menores que 1 HP. O compressor opera com refrigerante R12 e óleo mineral naftênico. O óleo é armazenado num reservatório feito para este fim, localizado na parte in

ferior da carcaça. O mecanismo do compressor, com seu eixo axial, na posição vertical, e motor, estão suspensos, acima do nível do óleo no reservatório, por molas presas na carcaça.

QUADRO 1.1 - CLASSIFICAÇÃO DOS COMPRESSORES USADOS EM REFRIGERAÇÃO



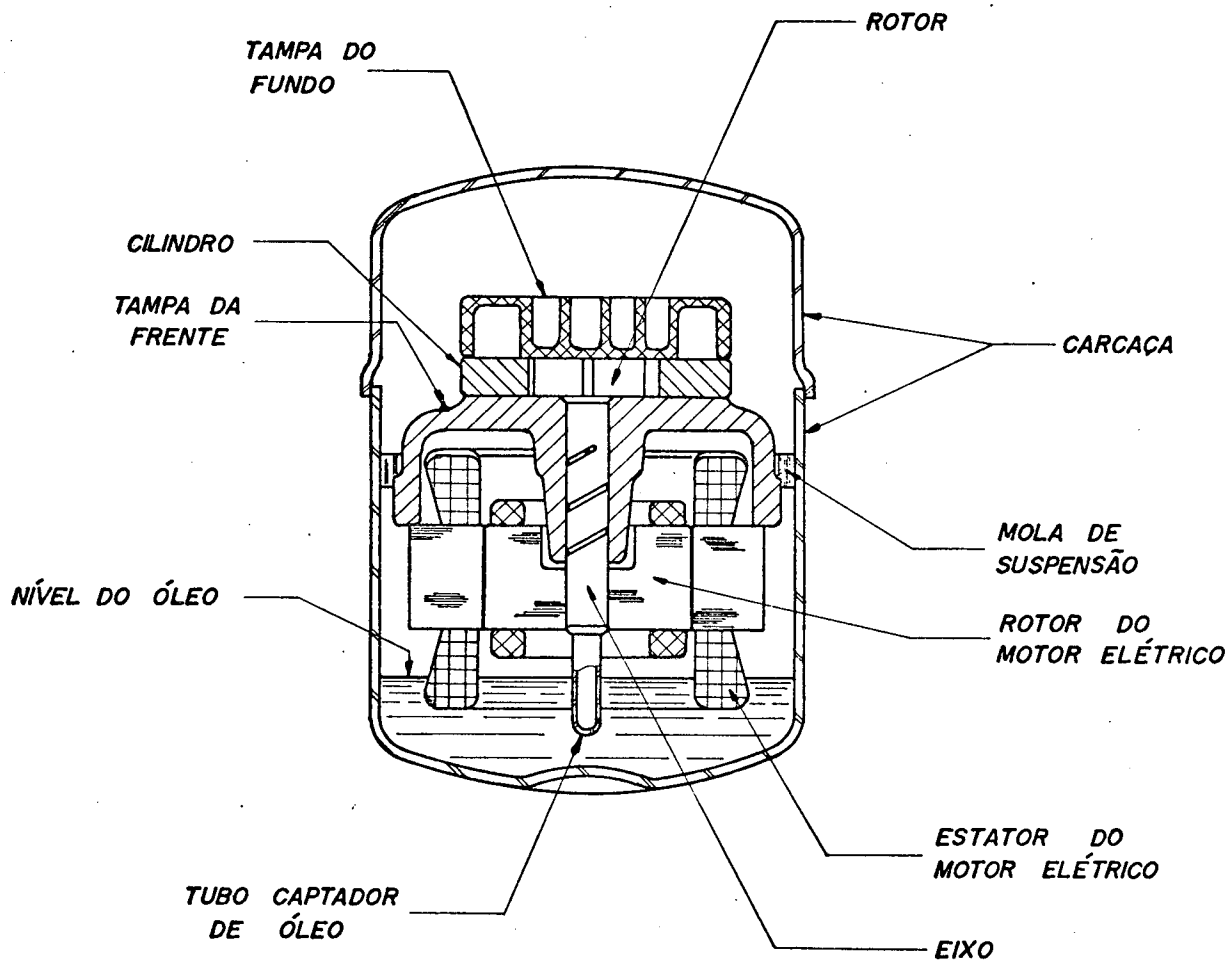


FIGURA 1.2 - Componentes de compressor rotativo de palhetas deslizantes

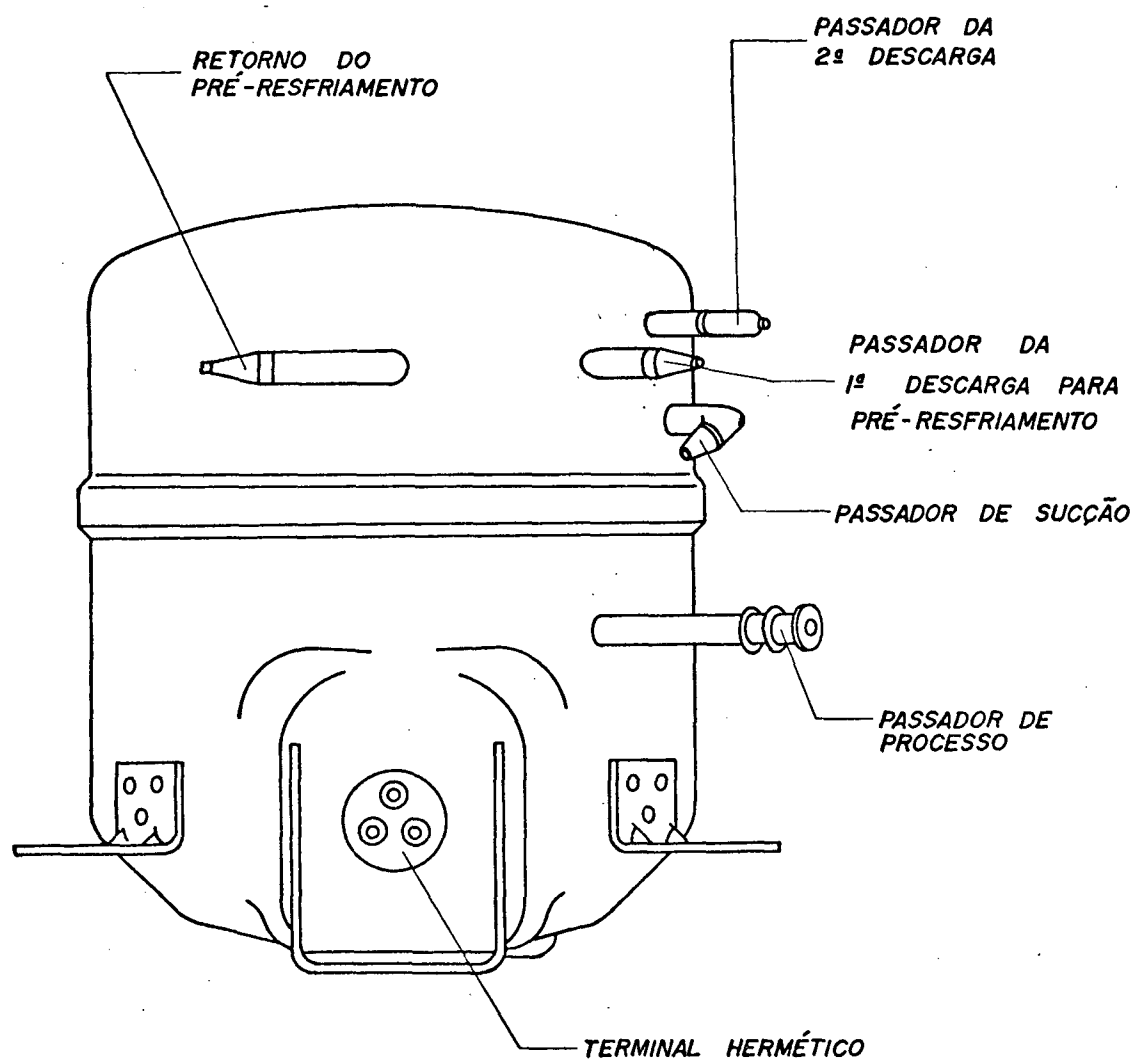


FIGURA 1.3 - Carcaça do compressor rotativo de palhetas deslizantes

O mecanismo do compressor, figura 1.4, consiste de um rotor que carrega duas palhetas móveis, opostas radialmente, e localizadas em aberturas dentro do rotor. Cabe ressaltar aqui que na terminologia de compressores rotativos, o nome rotor é dado ao elemento rotativo e o nome cilindro à parte em que o rotor atua. O cilindro é localizado de tal maneira que o rotor é quase tangente às paredes do cilindro, na região compreendida entre os orifícios de sucção e descarga (este ponto de quase tangência, será referenciado, no transcorrer do trabalho, como ponto de folga mínima). O orifício de descarga, possui uma válvula de palheta cilíndrica, e esta tem um assento e um batente para evitar danos à válvula. O compressor rotativo de palhetas deslizantes não necessita de válvula de sucção, já que o fluxo na sucção é contínuo. Mas no entanto, para prevenir o retorno do gás quente do compressor para o evaporador, durante o ciclo de parada, na linha de sucção, existe uma válvula de retenção. O rotor, palhetas, cilindro e válvula de descarga estão colocados entre duas tampas planas paralelas, que formam então câmaras estanques. Estas tampas serão denominadas de face da frente e face do fundo, conforme indicado na figura 1.4. Folgas são necessárias para permitir a livre rotação do rotor e movimentação das palhetas. O eixo do rotor é suportado radialmente por um mancal de deslizamento, localizado na face da frente do compressor.

O motor consiste de uma armadura pressionada sobre o eixo do rotor, abaixo do mancal de deslizamento, e um bobinamento de quatro polos, suportado pela face da frente do compressor. O rotor possui um furo central ao longo de todo seu comprimento. Preso na parte inferior do rotor, abaixo da armadura do motor,

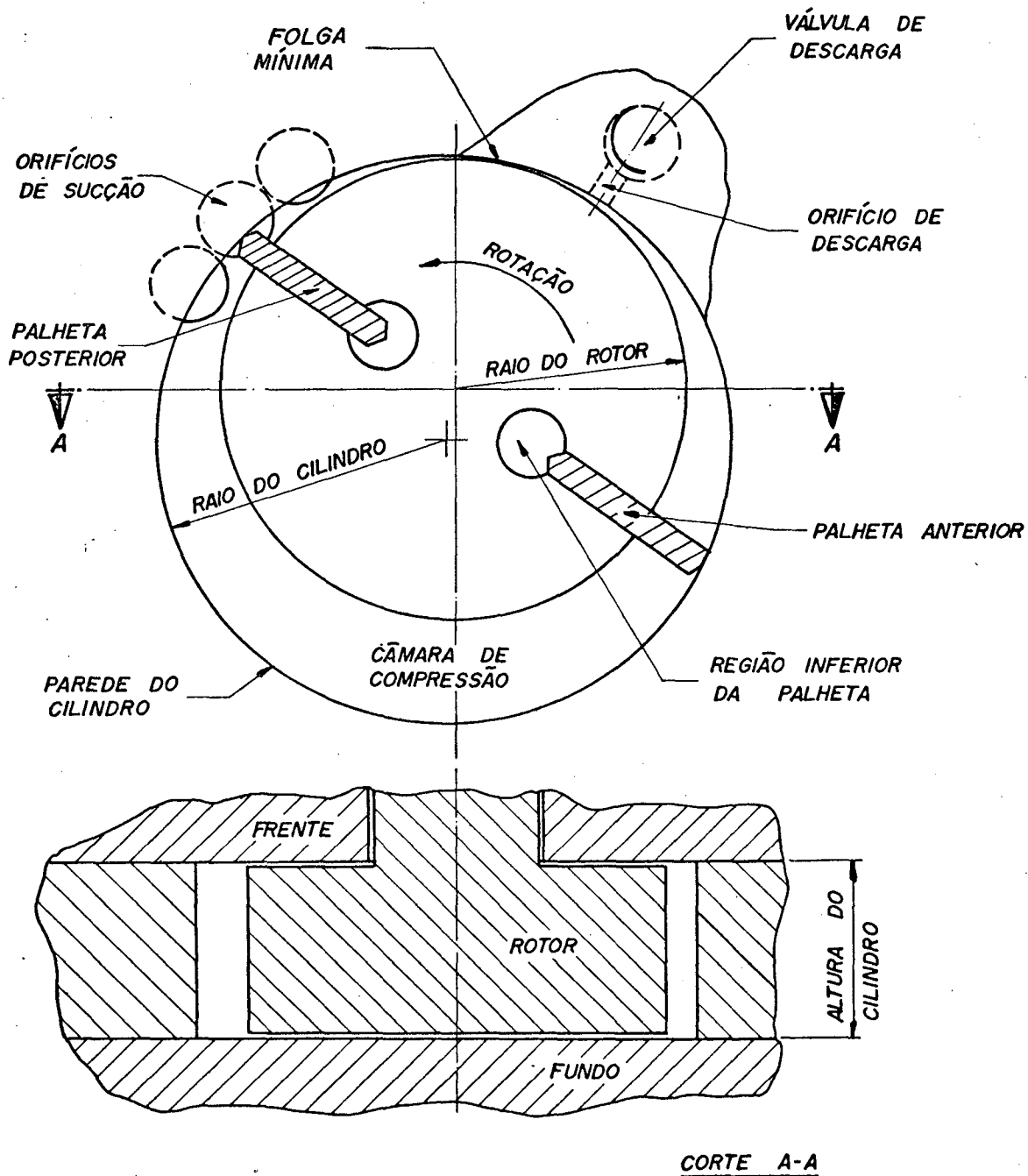


FIGURA 1.4 - Esquema de um compressor rotativo de palhetas deslizantes

está um captador de óleo concêntrico, que se alonga abaixo do nível do óleo no reservatório.

A ação das palhetas movendo-se dentro do cilindro succiona vapor refrigerante do lado de baixa pressão do sistema externo, através da linha de sucção, que penetra na carcaça e é conectada diretamente para a região de sucção do mecanismo de compressão do compressor.

A pressão dentro da carcaça força o óleo através do eixo para o mancal e faces do rotor em direção a regiões de baixa pressão no cilindro. O mancal é alimentado com óleo do eixo do rotor por furos feitos no eixo. Ranhuras no mancal asseguram uma distribuição de óleo por toda sua superfície. O fluxo de óleo para a base das aberturas para as palhetas no rotor, é fornecido por um fluxo axial da região superior do mancal e um fluxo radial pela face do fundo do rotor. O óleo é disponível para lubrificar, selar e resfriar as superfícies das palhetas e aberturas. A pressão do óleo estabelecida na base da abertura da palheta e a ação centrífuga servem para forçar as palhetas contra as paredes do cilindro.

Como as palhetas giram, os topos das palhetas deslizam ao longo das paredes do cilindro. Refrigerante vapor, aprisionado na frente das palhetas, é comprimido e empurrado com a presença de algum óleo, através do orifício de descarga, passando pela válvula de descarga. A tampa do fundo do cilindro contém cavidades interconectadas que atuam como um abafador para o fluxo de descarga. O abafador é arranjado de tal forma que permita a passagem do óleo líquido. O fluxo de descarga deixa o abafador por um tubo e vai, através da carcaça, para um trocador de calor externo, chamado pré-resfriador, como mostrado na figura 1.5 (comumente, na

terminologia de compressores rotativos, o mecanismo de compressão, formado basicamente por rotor, cilindro e palhetas, é referenciado como bomba e o conjunto bomba, motor e carcaça como compressor). A finalidade do pré-resfriador é diminuir a temperatura de operação do motor, prevenindo assim uma prematura deterioração do isolamento da armadura, e aumentando assim a vida útil do motor. Depois de passar pelo pré-resfriador, o fluxo retorna para a carcaça do compressor, onde o óleo é drenado para o reservatório de óleo, ocorrendo o fluxo de refrigerante vapor para o sistema externo, através de um segundo tubo de descarga, posicionado de tal forma a minimizar o arraste de óleo.

A região do orifício de descarga do compressor rotativo de palheta deslizante é um local que merece especial atenção no projeto destes compressores. A localização da posição angular da entrada da região do orifício de descarga comumente referenciado como secção da garganta, provoca dois itens de contradição. De

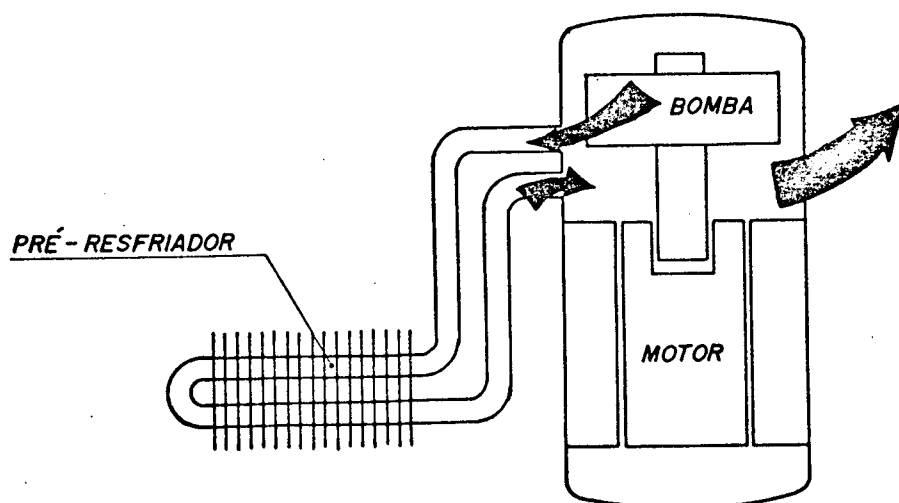


FIGURA 1.5 - Esquema mostrando como o pré-resfriador está conectado ao compressor

um ponto de vista é desejável ter a posição angular de secção da garganta tão perto quanto possível do ponto de folga mínima, tal que o volume de óleo e refrigerante aprisionado entre a folga mínima e o extremo final do orifício, seja pequeno. Consequentemente, a palheta, passando pelo extremo final do orifício, faz com que o fluido de trabalho ainda aprisionado, seja forçado através da folga mínima para o lado de sucção do compressor. Danos podem ocorrer ao motor e bomba, se este volume for de tal magnitude, que o fluxo pela área de passagem da folga mínima seja insuficiente para acomodar um fluxo suave deste fluido para o lado de sucção.

Deste ponto de vista, pode-se concluir que a colocação do extremo final do orifício tão perto quanto possível da folga mínima é uma situação ideal. Por outro lado isto não é recomendado, porque deve ser mantido um intervalo suficiente entre a extremidade do orifício e a folga mínima a fim de prevenir-se vazamentos excessivos do fluido de trabalho da região de descarga, a alta pressão, para o lado da sucção do compressor. Um vazamento excessivo passando pela folga mínima é altamente indesejável, uma vez que isto irá reduzir a eficiência de massa do compressor.

Por causa de configuração geométrica do rotor e cilindro, um orifício de descarga muito próximo da folga mínima, produz uma área da secção da garganta muito pequena. Uma pequena área na secção da garganta pode levar à condição conhecida como sobrecompressão. Sobrecompressão é o termo que descreve a condição onde a pressão no cilindro sobe bem acima da pressão na linha de descarga, como resultado da resistência ao fluxo na região da garganta. Este aumento em pressão é refletido no desempenho do compressor como um aumento indesejável ao trabalho de compressão.

Entretanto o projetista deve procurar satisfazer si multaneamente as seguintes condições:

- retenção de um pequeno volume de fluido entre o final da região de descarga e folga mínima;
- previsão de uma área adequada na secção da garganta para prevenir a sobrecompressão.

Então, para satisfazer simultaneamente as duas condições, os projetistas tem incluído uma pequena reentrância na parede do cilindro, na vizinhança do orifício de descarga, como mostrado na figura 1.6. Pelo uso desta reentrância, que será referenciada no transcorrer do trabalho como ranhura de transferência, a captura do fluido de trabalho é retardada, enquanto que, em igual tempo, a área na secção da garganta é aumentada.

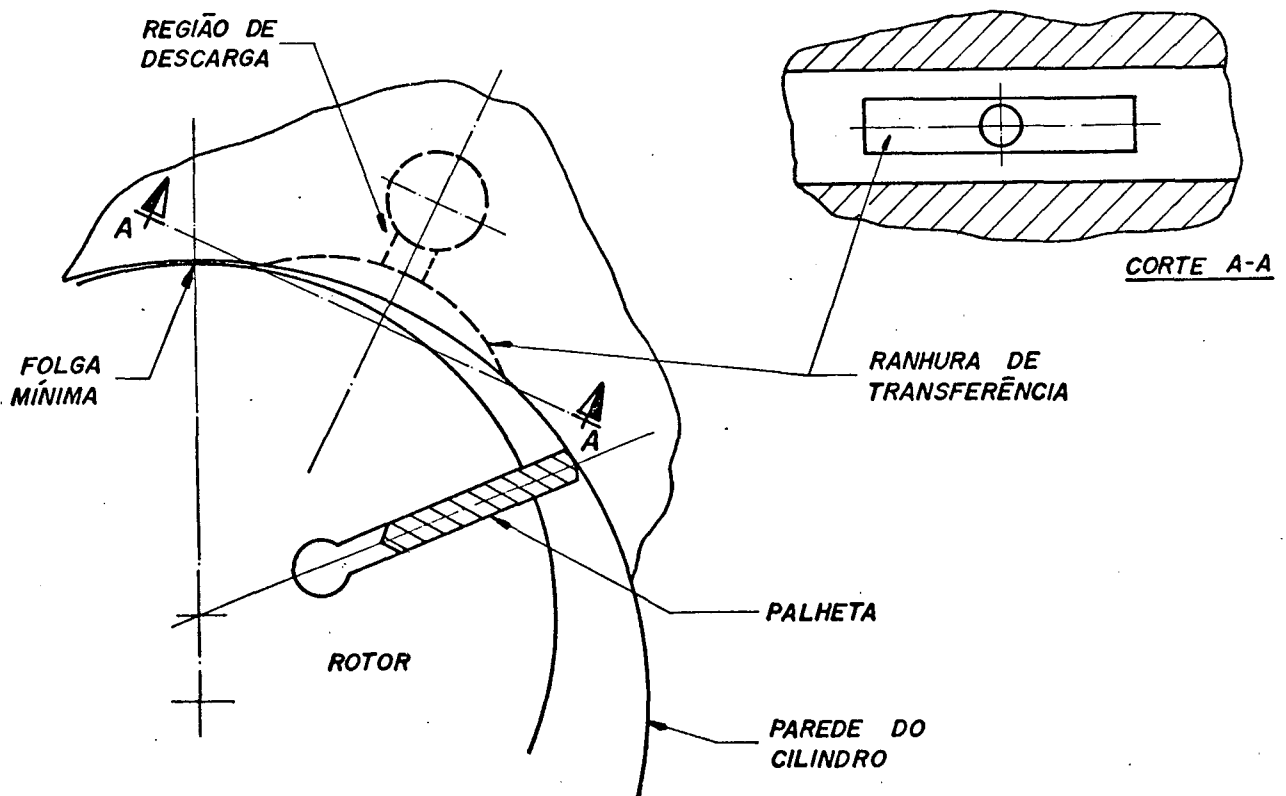


FIGURA 1.6 - Esquema de ranhura de transferência

1.3. SIMULAÇÃO NUMÉRICA

No estudo de compressores, a modelação matemática é o processo de exprimir os vários fenômenos que ocorrem dentro do sistema na forma de um conjunto de equações matemáticas e envolve conhecimentos científicos e tecnológicos. A modelação matemática é o primeiro passo em direção à simulação numérica. Portanto, simulação numérica é a técnica de resolver as equações do modelo matemático, usando um computador. A simulação numérica também pode ser caracterizada como um instrumento útil para a previsão do desempenho do compressor a partir de uma série de dados de entrada conhecidos, e deve ser usada quando não é possível ou anti-econômico observar-se o sistema real. Além disso, outras finalidades importantes de utilização são: estudo da eficiência global do compressor, síntese de novos projetos, extrapolação e interpolação de dados experimentais, ou ainda, o fornecimento de dados para estudos científicos, tais como acústica, análise de tensões, transferência de calor, etc. Em geral, apenas nos últimos 15 ou 20 anos é que a simulação tem emergido como uma ferramenta útil para ajudar o processo de otimização, coincidente com o rápido desenvolvimento da capacidade dos computadores digitais, e também com a natureza competitiva da indústria de refrigeração, que encoraja os fabricantes a desenvolver ferramentas analíticas para investigar o desempenho do produto.

Os elementos básicos de uma simulação numérica para todos os compressores de deslocamento positivo foi resumido por Soedel [02], que afirmou que os elementos básicos são quatro conjuntos de equações acopladas. Elas são:

- i. as equações de volume, relacionando volumes das câmaras como uma função do ângulo do eixo ou tempo;
- ii. equações termodinâmicas, fornecendo as propriedades instantâneas (massas, pressões e temperaturas) nas câmaras;
- iii. as equações de fluxo da massa, descrevendo os fluxos de massa através de restrições em um dado instante de tempo, e;
- iv. as equações dinâmicas da válvula, que descrevem os movimentos da palheta da válvula em um dado instante de tempo.

1.4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Um dos primeiros trabalhos sobre simulação de compressores rotativos, de palhetas deslizantes, foi o de Stevenson [03]. O compressor analisado foi um de palhetas múltiplas (6 a 18), sem válvula de descarga e de grande capacidade (5 a 10 HP). Foi o primeiro trabalho a dar atenção à simulação do ciclo total do compressor, e a concentrar-se sobre elementos específicos e a estudar fenômenos tais como sobrecompressão, vazamentos e efeitos de fricção.

A primeira simulação de um compressor rotativo, semelhante ao estudado neste trabalho, foi feita por Coates [04]. Este trabalho constituiu-se em desenvolver um modelo matemático para simular o funcionamento do compressor, e utilizar este modelo, como uma ferramenta de projeto, para otimizar alguns parâmetros do compressor. O processo de compressão é assumido ser politrópico.

Reed [05] fez um estudo sobre vazamentos internos, em compressores rotativos, e mostrou que a miscibilidade refrigerante/

óleo tem um significativo efeito sobre a capacidade de refrigeração.

Pandeya [06] apresentou uma forma de análise do desempenho de compressores e modelos para as perdas de potência por fricção e no processo de compressão, e também modelos para as perdas por vazamento.

Mais recentemente, em 1980, Uçer e Aksel [07] apresentaram um modelo matemático que pode simular uma grande variedade de máquinas de palhetas deslizantes, entre as quais o modelo de compressor em estudo. O processo de compressão é assumido ser adiabático e os vazamentos são calculados como fluxo de gás isentrópico em tubeiras convergentes.

Em 1982, Yee [08], apresentou um trabalho observando principalmente a influência da ranhura de transferência sobre o trabalho de compressão. A principal novidade neste trabalho, em relação aos demais, foi um modelo alternativo ao tradicional modelo de fluxo quase-estático, considerando a inércia do gás nas restrições. Também foi usado um modelo de processo de compressão politrópico.

Tromblee [09], em 1984, apresentou um trabalho que considera a participação do refrigerante e óleo em todos os processos termodinâmicos. Os principais resultados da simulação foram comparados diretamente com dados experimentais de testes com calorímetro para um compressor adequadamente instrumentado.

1.5. OBJETIVO DO TRABALHO

O objetivo do presente trabalho é a implantação de um programa de simulação numérica de compressores herméticos rotativos de palhetas deslizantes, sua validação e sua utilização para análise de certos parâmetros de projeto. O programa é bastante extenso e complexo, e procura considerar o maior número possível de fenômenos que influem no funcionamento do compressor.

Durante a implantação do programa, foram identificados todos os seus detalhes e limitações, inerentes a todo modelo.

A seguir, verificou-se a validação dos resultados numéricos, comparando-os com os resultados experimentais. Esta comparação foi baseada no diagrama pressão-posição da palheta, movimento da válvula de descarga e EER (Energy Efficiency Ratio).

Após a validação do modelo numérico, utilizou-se o programa para analisar o funcionamento do compressor, identificando as perdas de energia, perdas na capacidade mássica e coeficiente de desempenho para diferentes alterações no projeto do modelo, numa certa condição de funcionamento.

As alterações no projeto que mereceram análise foram folga lateral entre rotor e cilindro, posição angular e largura da ranhura de transferência.

Finalmente, o compressor rotativo foi comparado com o compressor alternativo nas mesmas condições de funcionamento, com relação às perdas de massa e energia.

2. MODELAÇÃO MATEMÁTICA

O objetivo da modelação matemática é descrever na forma de equações matemáticas todos os fenômenos que ocorrem dentro do compressor, de tal forma que a simulação possa retratar o mais fielmente possível o que está acontecendo.

Basicamente, a modelação matemática será realizada envolvendo os seguintes itens, que descrevem o funcionamento global do compressor:

- equações que descrevem a parte geométrica do compressor, tais como volume entre palhetas, volume da ranhura de transferência, a parte da palheta estendida além do rotor, aceleração radial da palheta e todas as outras informações pertinentes a geometria do compressor, e necessárias a simulação;

- equações que descrevem todos os fluxos de massa que ocorrem dentro do compressor, incluindo os vazamentos;

- equações que descrevem o consumo de potência pelo compressor para comprimir o gás e todas as perdas que ocorrem durante o processo de compressão, tais como perdas em atrito, re-expansão, vazamentos, sobrecompressão e perdas no motor elétrico;

- equações que descrevem o movimento da válvula de descarga.

Embora as equações que permitem avaliar o desempenho do compressor, não fazem parte propriamente dito da modelação do funcionamento do compressor, elas serão incluídas neste capítulo, pois são de grande importância no estudo de compressores.

2.1. MODELO GEOMÉTRICO

O modelo geométrico é formado por equações que fornecem todas as informações geométricas necessárias para que se realize a simulação.

Inicialmente são calculados alguns parâmetros relacionados com a palheta e o rasgo no rotor que abriga esta palheta. A figura 2.1 apresenta uma visualização da palheta. Com o fornecimento da largura da palheta, comprimento da porção plana da palheta e o raio do topo da palheta é calculado o comprimento da porção curva da palheta, no sentido radial, e a área da região curva do topo da palheta (área hachurada na figura 2.1). Idênticos cálculos são feitos para o rasgo do rotor, figura 2.2, apenas que agora é necessário fornecer o raio do rotor, e se calcula o comprimento da porção curva, sentido radial, e a área desta região (área hachurada na figura 2.2).

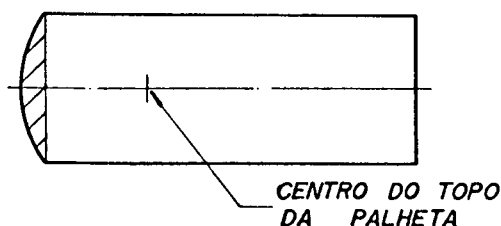


FIGURA 2.1 - Visualização da palheta

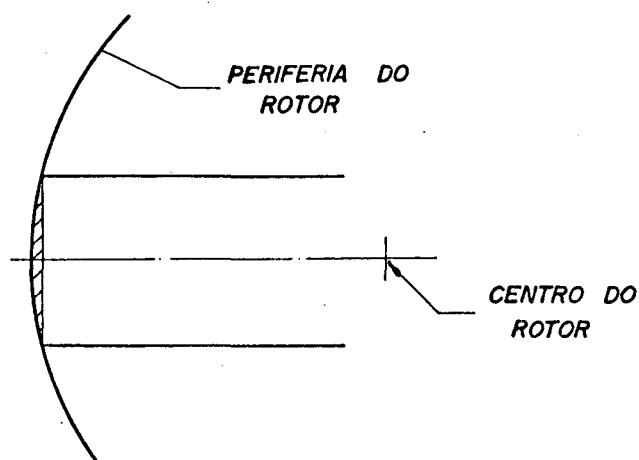


FIGURA 2.2 - Visualização do rasgo no rotor que abriga a palheta

Como a simulação se desenvolverá em incrementos angulares da posição da palheta anterior, em relação ao centro do rotor, é necessário conhecer o volume formado entre as palhetas e os volumes entre palhetas e folga mínima, para cada posição da palheta. Como a altura do cilindro é um valor constante, para o cálculo do volume de uma determinada região, necessita-se apenas de determinar a área correspondente. A área hachurada na figura 2.3 representa a área que deve ser calculada, para a determinação do volume de sucção. Com o fornecimento das informações raio do rotor, raio do cilindro, ângulo da posição da palheta em relação a folga mínima, ao redor do centro do rotor, e folga mínima, a área formada no cilindro, entre palheta e folga mínima, é determinada. Antes de se chegar a determinação da área, é necessário calcular o quanto a parte plana da palheta está estendida além do rotor e também o ponto de contacto do topo da palheta com a parede do cilindro, pois o volume da região da palheta estendida além do rotor, do ponto de contacto, até a extremidade da palheta deve ser descontado. No cálculo do volume de sucção, é necessário dividir em dois

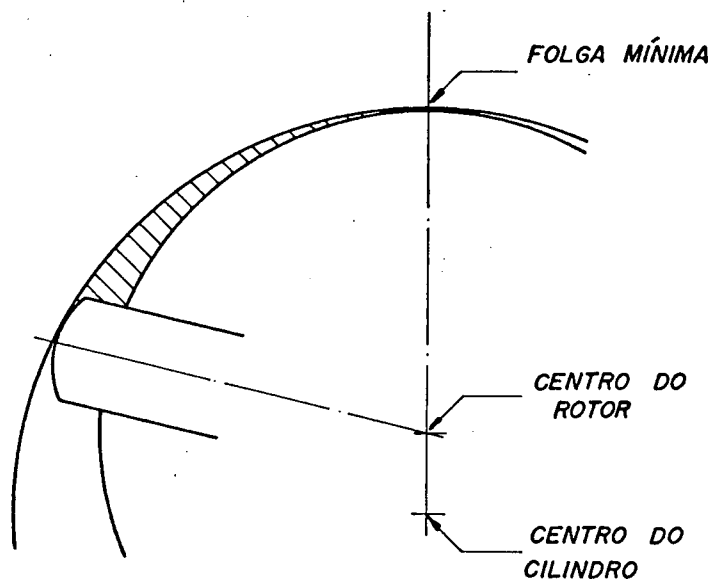


FIGURA 2.3 - Área entre a palheta e folga mínima

casos distintos. O primeiro é quando a palheta anterior varia de 0 até 180° , e o segundo é quando a mesma varia de 180° até 270° . A necessidade de dividir o cálculo em dois casos distintos é explicada da seguinte maneira. Como mostra a figura 2.4, no 1º caso, o volume é simplesmente obtido multiplicando-se a área pela altura do cilindro, mas quando a palheta ultrapassa 180° , a palheta posterior começa a ter uma influência no volume de sucção, devido a forma construtiva do compressor. É preciso então descontar do volume de sucção, o volume ocupado pela região da palheta posterior estendida além do rotor e o volume compreendido entre a palheta posterior e folga mínima.

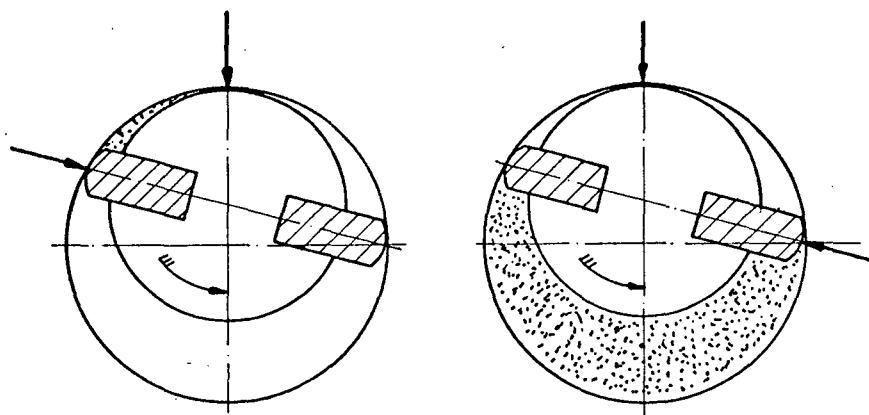


FIGURA 2.4 - Volume de sucção

Já foi mencionado no capítulo 1, a importância da ranhura de transferência no funcionamento do compressor, sendo necessário então fazer um estudo geométrico detalhado da região da ranhura de transferência. A figura 2.5 apresenta uma visualização da ranhura de transferência. Inicialmente é preciso conhecer o volume ocupado pela região da ranhura de transferência, já que quando do cálculo das perdas de energia por re-expansão do fluido na ranhura de transferência, este dado será importante. Da mesma forma como foi calculado o volume de sucção, a altura da ranhura de transferência é constante, de tal forma que apenas necessita-se calcular a área. Esta área é calculada através das informações fornecidas anteriormente, e também, através do conhecimento:

- i. do raio da ranhura de transferência;
- ii. do ângulo ao redor do centro do cilindro, desde a folga mínima, até o final da ranhura de transferência;
- iii. do ângulo ao redor do centro do rotor, desde a folga mínima, até o ponto no qual o topo da palheta fecha a garganta.

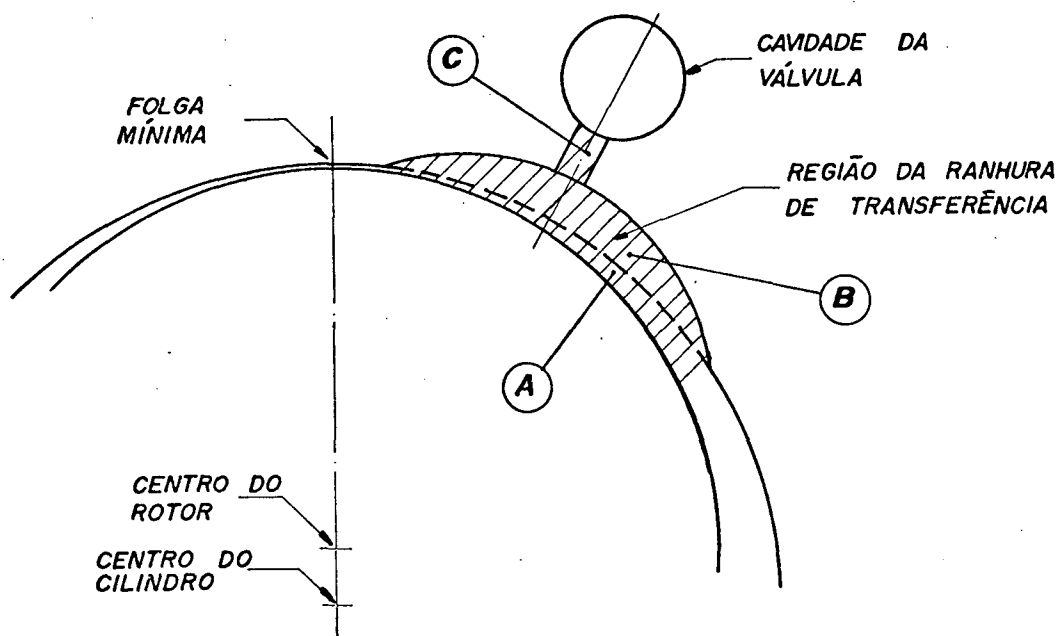


FIGURA 2.5 - Visualização da ranhura de transferência

A região da ranhura de transferência compreende, além da ranhura de transferência, indicada por (A) na figura 2.5, o volume compreendido entre o rotor e o cilindro, do ponto no qual o topo da palheta fecha a garganta, até a folga mínima (B), e também o orifício de descarga (C). É preciso conhecer o volume destas regiões, para se poder conhecer o volume total da região da ranhura de transferência. O volume da região entre cilindro e rotor é facilmente calculado com as dimensões fornecidas anteriormente, enquanto que para o cálculo do volume do orifício de descarga é preciso conhecer-se o raio e a posição que o centro do mesmo ocupa em relação à folga mínima e a distância do assento da válvula à superfície do cilindro, ao longo da linha de centro do orifício.

Finalmente, para a região da ranhura de descarga ficar completamente determinada, em relação à parte geométrica, ne-

cessita-se calcular a área de passagem de fluido pela garganta. Quando a palheta não está passando pela região da garganta, a área de passagem é constante. Quando a palheta atinge a região da garganta, a área de passagem de fluido modifica-se a cada incremento, até que a palheta ultrapasse a região da garganta. Esta área pode ser conhecida através das informações fornecidas anteriormente.

A aceleração radial da palheta é uma informação necessária para o cálculo das forças que estão atuando sobre a palheta, e como a aceleração radial é função de informações geométricas e da velocidade angular do rotor, ela será calculada no modelo geométrico. As informações geométricas para o cálculo da aceleração radial são: excentricidade, isto é, a distância entre o centro do rotor e cilindro, da posição da palheta em relação à folga mínima, do raio do cilindro e do raio do topo da palheta.

Informações mais detalhadas sobre o cálculo dos parâmetros geométricos deste modelo, são apresentados no apêndice 1.

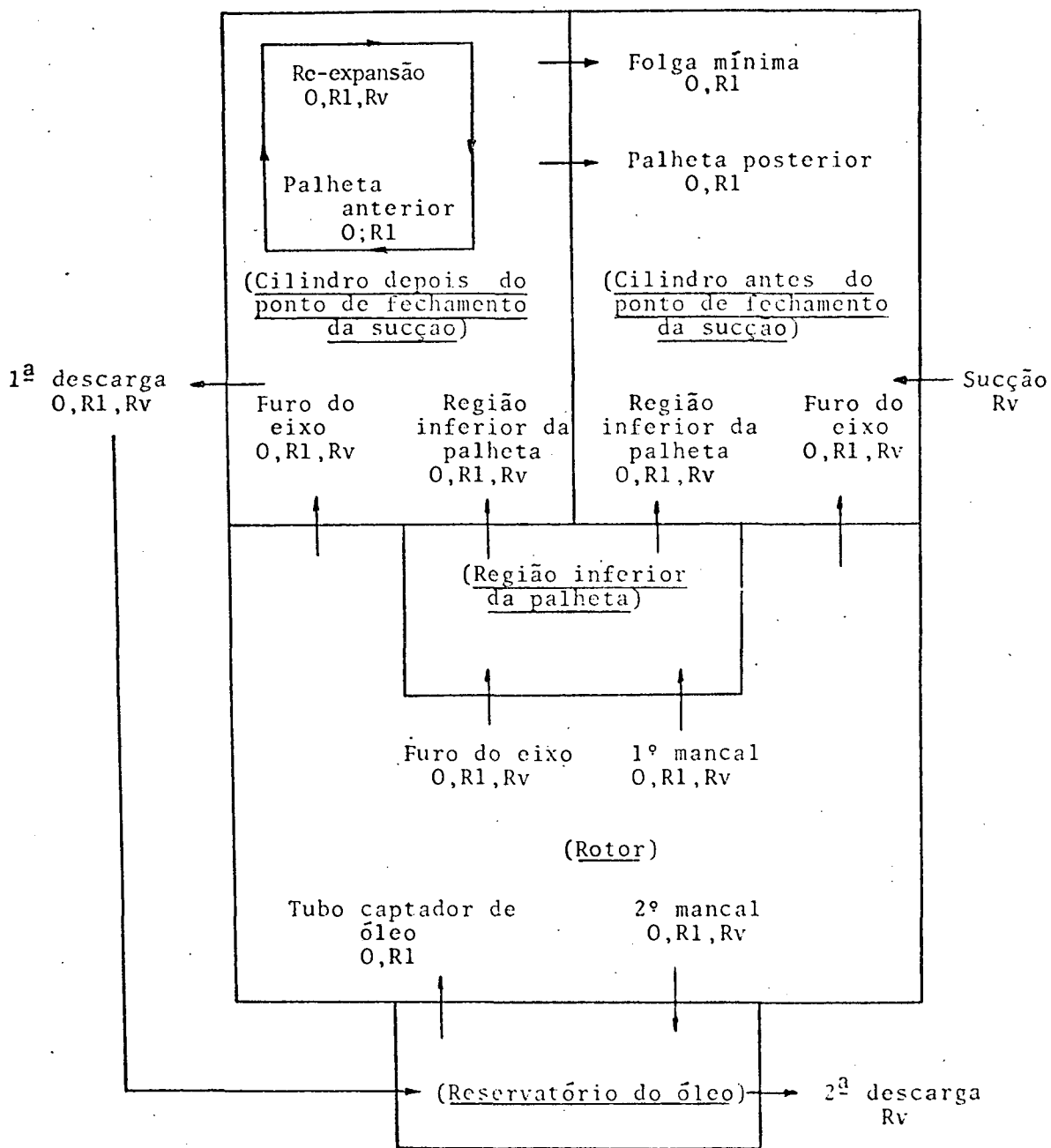
2.2. MODELO DOS FLUXOS DE MASSA

O único fluxo de massa desejado em qualquer tipo de compressor é aquele entregue ao sistema de refrigeração. Mas na realidade, nos compressores existem outros fluxos de massa, muitas vezes inerentes ao próprio tipo construtivo do compressor, que são comumente chamados de vazamentos.

Os vazamentos são indesejáveis, já que existe uma perda de energia e também uma diminuição da quantidade de massa entregue ao sistema de refrigeração, afetando, com isso, o desem-

penho do compressor, e diminuindo o efeito refrigerante no evaporador. Então, para melhorar o desempenho do compressor, e também do próprio sistema de refrigeração, é necessário definir e avaliar os mecanismos associados com os vazamentos internos, e tentar eliminá-los, ou pelo menos diminuir seus efeitos.

A figura 2.6 apresenta um esquema dos principais fluxos de massa que existem em um compressor rotativo de palhetas deslizantes, caracterizando a natureza do fluido em um determinado caminho de escoamento. A natureza do fluido pode ser refrigerante vapor ou refrigerante líquido e óleo. Em alguns caminhos, o fluido de massa é uma combinação de refrigerante vapor, refrigerante líquido e óleo.



O - fluxo de massa de óleo
 Rl - fluxo de refrigerante líquido
 Rv - fluxo de refrigerante vapor

FIGURA 2.6 - Esquema geral do fluxo de massa no compressor rotativo

Na figura 2.7, tem-se os fluxos de massa que ocorrem dentro do cilindro do compressor.

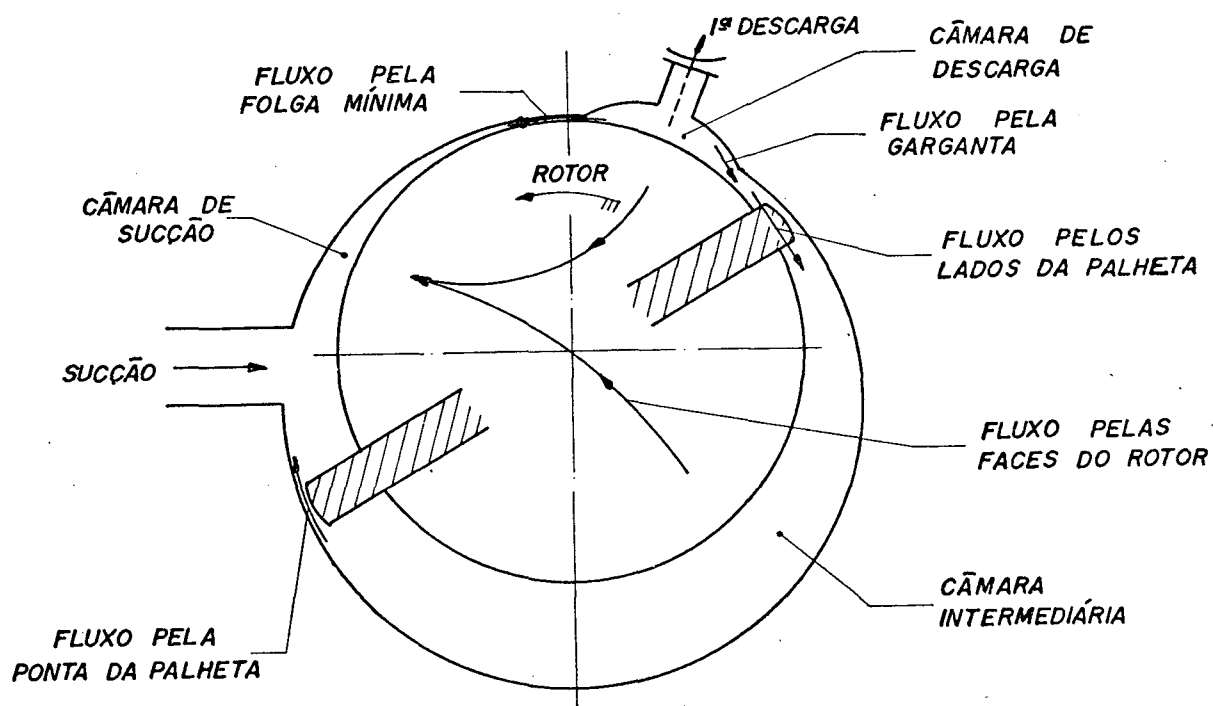


FIGURA 2.7 - Fluxo de massa dentro do cilindro

A seguir, serão apresentadas algumas considerações, principalmente sobre a natureza do escoamento, para cada um dos fluxos de massa mencionados nas figuras 2.6 e 2.7. Informações mais detalhadas sobre o modelo matemático adotado, para cada um dos fluxos de massa, são apresentadas no apêndice 2.

2.2.1. FLUXO DE MASSA PELA PALHETA

A composição exata do fluxo de massa pela palheta é desconhecida, sendo a mesma formada por uma mistura de óleo lubrificante, refrigerante líquido dissolvido no óleo e refrigerante vapor. Reed e Hamilton [10], em seu estudo sobre vazamentos em compressores rotativos de palhetas deslizantes, fizeram duas considerações extremas. Uma considerando o fluxo de refrigerante vapor e outra considerando um fluxo de refrigerante líquido e óleo. O valor do fluxo real deve ficar entre estes dois valores. Com uma comparação com resultados experimentais, e considerando que este tipo de compressor trabalha com uma grande quantidade de óleo, a hipótese de fluxo de solução óleo/refrigerante é a mais plausível.

Então, o fluxo de massa pela palheta, pode ser modelado como um fluxo de massa de refrigerante líquido e óleo. Para efeito de estudo, o fluxo de massa pela palheta é dividido em duas partes:

a) Fluxo de massa pelo topo da palheta: a figura 2.8 apresenta um esquema mostrando como ocorre este fluxo. Reed e Hamilton [10], constataram, que este fluxo, quando comparado com os demais, pode ser desprezado.

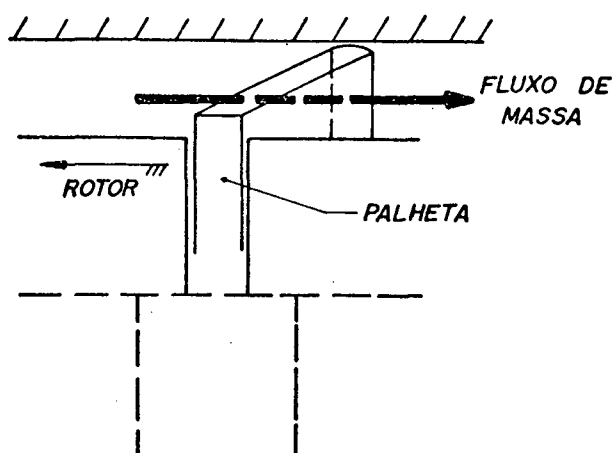


FIGURA 2.8 - Fluxo de massa pelo topo da palheta

b) Fluxo de massa pelos lados da palheta: este fluxo, como mostrado na figura 2.9, é devido à folga que existe entre a palheta e as tampas do cilindro, na região da palheta, estendida além do rotor. É considerando que o fluxo ocorre em ambos os lados

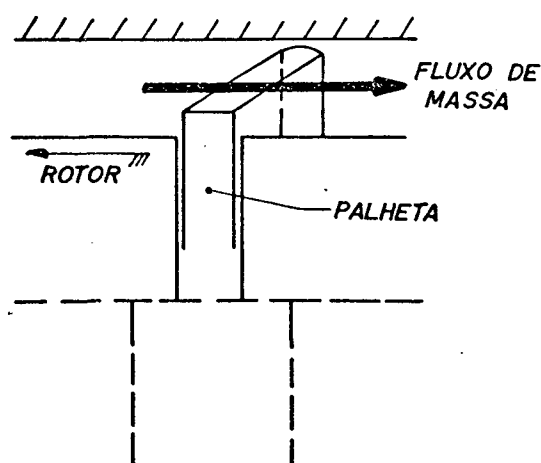


FIGURA 2.9 - Fluxo de massa pelo lado da palheta

da palheta e que a folga é igual nos dois lados. Como já foi mencionado anteriormente, todo o caminho de escoamento é considerado estar cheio de solução óleo/refrigerante.

O modelo considera o fluxo de massa entre duas paredes planas, com uma parede movendo-se com uma velocidade periférica relativa em relação à outra parede. O modelo considera o fluxo incompressível, viscoso e unidimensional, com uma diferença de pressão entre os extremos do caminho do escoamento.

2.2.2. FLUXO DE MASSA PELA FOLGA MÍNIMA

O modelo adotado para descrever o fluxo de massa pela folga mínima é muito semelhante ao modelo adotado para o fluxo de massa pela palheta. O modelo considera que todo o caminho de escoamento está preenchido com uma solução óleo/refrigerante. A figura 2.10 apresenta um esquema do fluxo de massa pela folga mínima. O modelo considera o escoamento viscoso, incompressível e unidimensional. Uma simplificação é feita pelo modelo, que assume que as paredes do rotor e cilindro são planas e paralelas, com a parede do rotor movendo-se com uma velocidade periférica relativa em relação à parede do cilindro. As propriedades do fluido não mudam ao longo do caminho do escoamento.

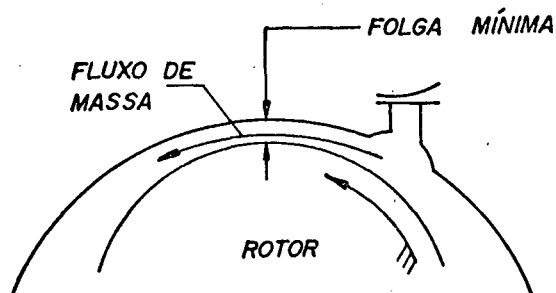


FIGURA 2.10 - Fluxo de massa pela folga mínima.

2.2.3. FLUXO DE MASSA DEVIDO À RE-EXPANSÃO

Considerando a região de descarga de um compressor rotativo de palhetas deslizantes, um volume adicional combinado com o orifício de descarga deve ser notado. Este volume adicional é chamado de ranhura de transferência e sua principal função é reduzir a restrição para o fluxo de massa pela descarga.

A figura 2.11 mostra que quando a palheta passa pelo orifício de descarga, e a válvula de descarga está fechada, uma quantidade significativa de massa de refrigerante vapor e um pouco de solução óleo/refrigerante permanece no volume do orifício de descarga e na ranhura de transferência. Devido à diferença de pressão entre esta câmara intermediária, o gás armazenado se expande para o lado de baixa pressão, representando uma forma de vazamento interno, já que o fluido de trabalho não é entregue ao sistema.

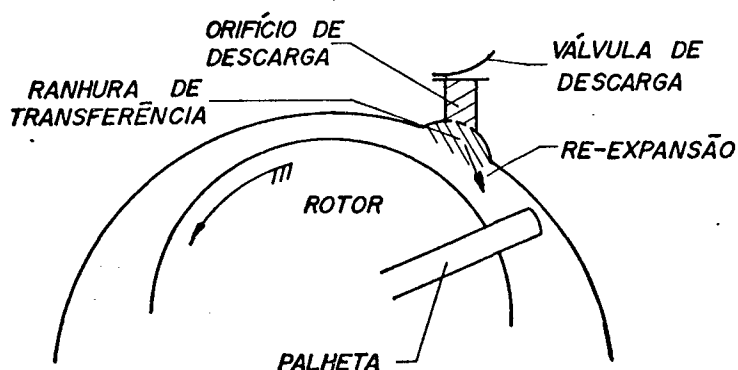


FIGURA 2.11 - Fluxo de massa devido à re-expansão

O modelo adotado trata a situação como sendo um fluxo de massa incompressível por um orifício. O fluido passando através da garganta é uma mistura homogênea de refrigerante vapor e solução óleo/refrigerante dispersa no vapor. Durante a re-expansão, a área da garganta varia devido ao efeito da palheta passando pela garganta.

2.2.4. FLUXO DE MASSA PELAS FACES DO ROTOR

O fluxo de massa que ocorre pelas faces do rotor, devido a forma construtiva do compressor, é o que apresenta maior complexidade para modelação matemática.

Observando a figura 2.12, que apresenta a face do fundo do rotor, pode-se verificar algumas das dificuldades que ocorrem na determinação deste fluxo de massa. Em primeiro lugar existem várias fontes e sumidouros de massa, de forma variável e colocadas de maneira dispersa. Outra dificuldade é que existe uma

superfície estacionária e outra movendo-se, sendo o fluxo de massa, uma mistura de refrigerante vapor e solução óleo/refrigerante. O escoamento também está sujeito a condições de contorno diferentes no tempo e no espaço.

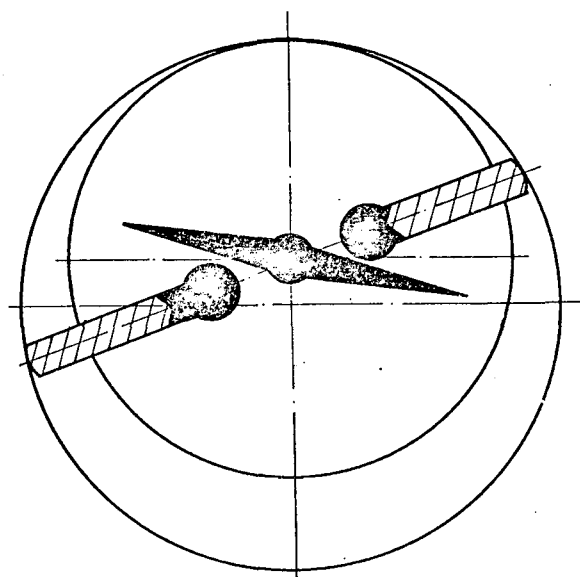


FIGURA 2.12 - Face do fundo do rotor

Então, para resolver este fluxo de massa, foi adotado o seguinte modelo. O fluxo de refrigerante e óleo do reservatório de óleo para o cilindro é tratado como se o fluido passasse através de uma rede de elementos de escoamento discretamente definidos. Os elementos conectam o lado de dentro do eixo do rotor, a região inferior da palheta e as várias câmaras ao redor da periferia do rotor, como mostrado na figura 2.13. A figura 2.14 ajuda a esclarecer os elementos de escoamento, com a sua apropriada denominação. O termo "F" e "B", que são citados na figura 2.13 são relacionados com a face da frente do rotor. O termo "F" significa o

fluxo de massa pela face da frente do rotor, da região inferior à palheta para as câmaras de compressão, ao redor do rotor e o termo "B" significa o fluxo de massa do 2º mancal para a região inferior à palheta.

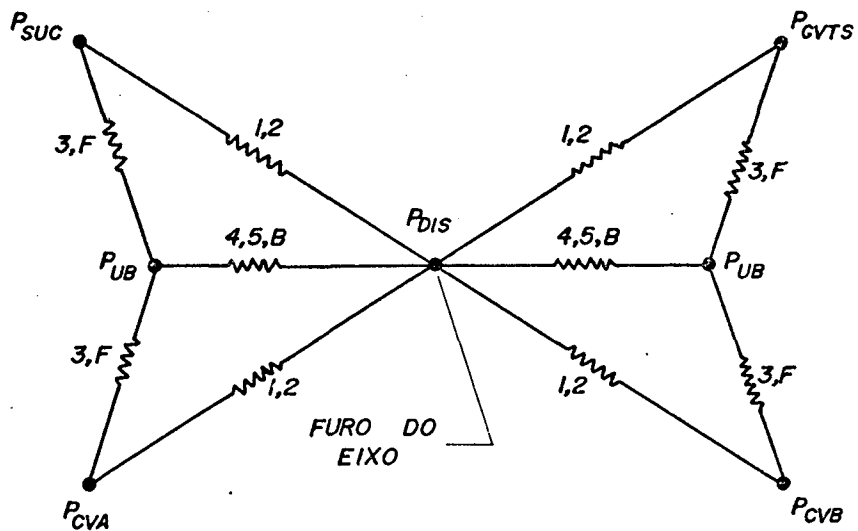


FIGURA 2.13 - Rede de elementos de escoamento

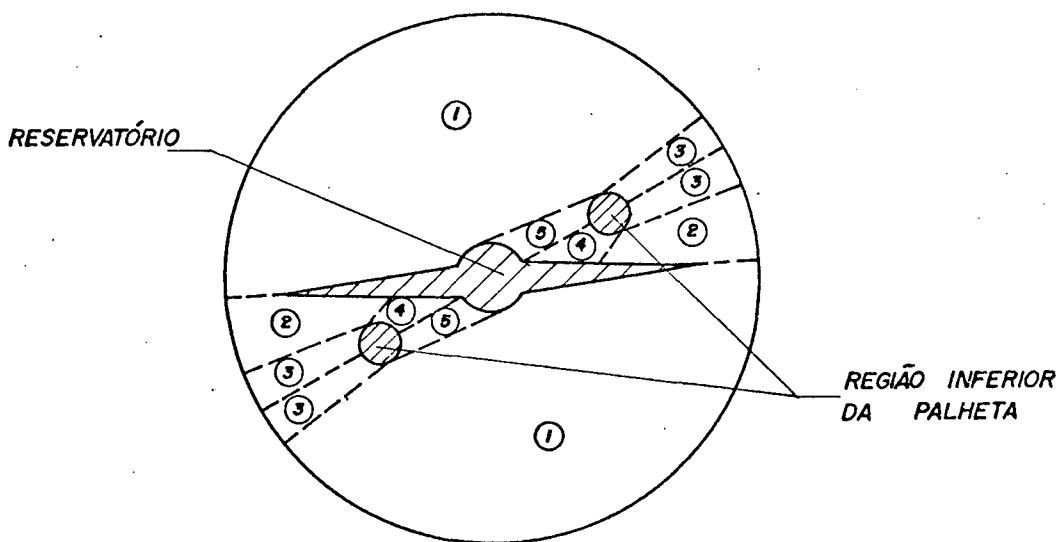


FIGURA 2.14 - Elementos de escoamento da face do fundo do rotor

As propriedades geométricas dos elementos são determinadas pelos detalhes do projeto do rotor. O fluxo dentro de um elemento é assumido ser incompressível, e a sua direção é da alta para baixa pressão. O fluxo de massa é assumido ocorrer entre superfícies planas, paralelas e separadas por uma folga constante. Qualquer movimento relativo entre as superfícies é ignorado. O fluido de qualquer elemento pode ser composto de refrigerante vapor e solução óleo/refrigerante. Se vapor e solução escoam ao mesmo tempo, é considerado que a viscosidade cinemática do fluido resultante é igual a uma combinação, ponderada pela massa, de viscosidade cinemática do vapor e da solução. A fração do fluxo de massa que é vapor é chamada de razão de fase.

Somente três razões de fase são usadas: furo no eixo, primeiro mancal e região inferior à palheta. As razões de fase do furo no eixo e primeiro mancal são calculados sobre a hipótese de que a massa de refrigerante entrando no eixo do rotor deve ser igual à massa de refrigerante saindo do eixo do rotor, durante um dado incremento de tempo. Isto também se aplica à massa de óleo entrando e saindo do eixo do rotor. A necessidade de manejar o fluxo de vapor surge do fato de que refrigerante que entra no eixo como um líquido dissolvido em óleo pode mudar para vapor se a temperatura e pressão se modificam.

A avaliação da razão de fase da região inferior à palheta é baseada sobre igual hipótese aplicada à região inferior da palheta. Todos os elementos conectados do furo do eixo para a periferia do rotor ou região inferior da palheta, usam a razão de fase do furo do eixo. Todos os elementos conectados da região inferior da palheta para periferia do rotor usam a razão de fase

da região inferior da palheta. Esta divisão de razões de fase entre elementos é mantida considerando a direção do fluxo. A razão de fase do primeiro mancal é aplicada somente para o elemento de escoamento do mancal que permanece entre o furo do eixo e a região inferior da palheta. É feita a hipótese que o vapor dentro do eixo do rotor irá suprir primeiro o furo do eixo. Se o furo do eixo não puder acomodar todo o vapor disponível, o excesso irá escoar para o primeiro mancal. O cálculo da pressão na região inferior da palheta é baseado na hipótese de que a massa total entrando na região inferior da palheta é igual à massa total saindo da região inferior da palheta durante um dado incremento de tempo. Também é assumido que o fluxo de massa através de um elemento conectado com a região inferior da palheta é proporcional à diferença de pressão através do elemento.

2.2.5. FLUXO DE MASSA NA PRIMEIRA DESCARGA

Este é o fluxo de massa que passa pela válvula de descarga do compressor.

Na modelação do fluxo de massa pela válvula de descarga, são assumidas as seguintes hipóteses simplificativas:

a) A válvula é um disco redondo, onde o eixo axial é sempre coincidente com a linha de centro do orifício de descarga.

b) A válvula disco e o assento da válvula são ambos planos e sempre paralelos um ao outro.

c) O fluido é uma mistura homogênea e incompressível de refrigerante vapor e solução refrigerante/óleo dispersa no vapor.

d) A pressão na cavidade da válvula, isto é, a pressão de descarga é constante.

e) O fluxo é irreversível, tal que a velocidade principal ao longo do caminho do fluxo, não pode ser convertida inteiramente em pressão estática.

f) Um coeficiente de atrito 0,8 é usado para levar em conta os efeitos de atrito no escoamento.

Na análise do fluxo de massa pela válvula de descarga, existe a necessidade de considerar dois casos distintos. O primeiro é o fluxo normal, que ocorre quando o fluxo de massa segue da região interna do compressor para fora, e o segundo caso, é o fluxo reverso, quando o fluxo de massa ocorre para dentro do compressor.

2.2.6. FLUXO DE MASSA NA SEGUNDA DESCARGA

O fluxo de massa na segunda descarga, é a massa realmente entregue ao sistema de refrigeração. É óbvio que é desejável que apenas refrigerante na forma de vapor seja entregue ao sistema de refrigeração. Qualquer quantidade de óleo ou refrigerante líquido, na segunda descarga, tem um efeito prejudicial sobre o funcionamento do sistema de refrigeração.

O compressor é então projetado, de tal forma, que praticamente apenas refrigerante vapor seja entregue na segunda

descarga. Como está se considerando regime permanente, a massa de refrigerante vapor entregue na descarga, é igual à massa de refrigerante vapor succionada. Então, por conveniência, será calculado o fluxo de massa de refrigerante vapor succionado.

Nem todo o compartimento de sucção do compressor é ocupado por gás proveniente da sucção. Uma parte do compartimento é ocupado por fluxos de massa provenientes de vazamentos através da palheta posterior, folga mínima e pelas faces do rotor, como representado esquematicamente na figura 2.15.

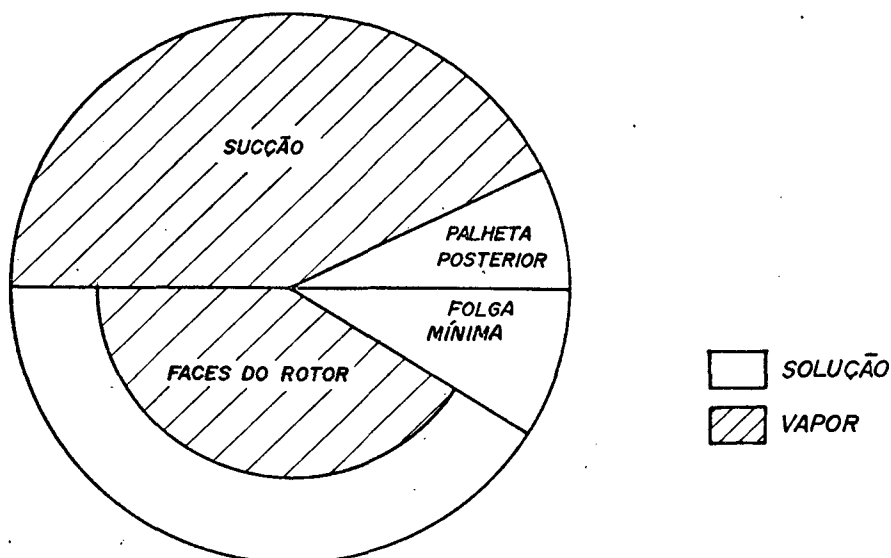


FIGURA 2.15 - Representação esquemática da ocupação do compartimento de sucção.

O fluxo de refrigerante vapor é fornecido pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_S = \dot{m}_N - \dot{m}_{LRF} - \dot{m}_{LMC} - \dot{m}_{LTB} \quad (2.1)$$

onde:

\dot{m}_S - fluxo de massa de refrigerante vapor entrando

pela sucção

\dot{m}_N - conteúdo de refrigerante vapor se todo o volume do compartimento de sucção fosse ocupado pelo vapor nas condições de sucção

\dot{m}_{LRF} - conteúdo de refrigerante vapor se todo o volume do fluxo de massa pelas faces do rotor fosse ocupado pelo refrigerante vapor nas condições de sucção

\dot{m}_{LMC} - conteúdo de refrigerante vapor se todo o volume do fluxo de massa pela folga mínima fosse ocupado pelo refrigerante vapor nas condições de sucção

\dot{m}_{LTB} - conteúdo de refrigerante vapor se todo o volume do fluxo de massa pela palheta posterior fosse ocupado pelo refrigerante vapor nas condições de sucção.

2.2.7. FLUXO DE MASSA PELO SEGUNDO MANCAL

O fluxo de massa pelo segundo mancal é o fluxo de massa que ocorre pela ranhura do mancal. O modelo considera que o fluido que escoar pela ranhura do mancal é uma solução de refrigerante/óleo. O cálculo é dividido em duas partes, sendo que uma parte considera os efeitos de velocidades sobre o escoamento, e a segunda, considera os efeitos de pressão.

2.2.8. FLUXO DE MASSA PELO TUBO CAPTADOR DE ÓLEO

Este é o último fluxo de massa a ser determinado. Como está sendo considerado regime permanente, pode-se aplicar a equação de continuidade a um volume de controle no eixo, como mostra a figura 2.16, e determinar-se o fluxo de massa pelo tubo captador de óleo. A natureza do fluxo de massa pelo tubo captador de óleo é uma solução refrigerante/óleo.

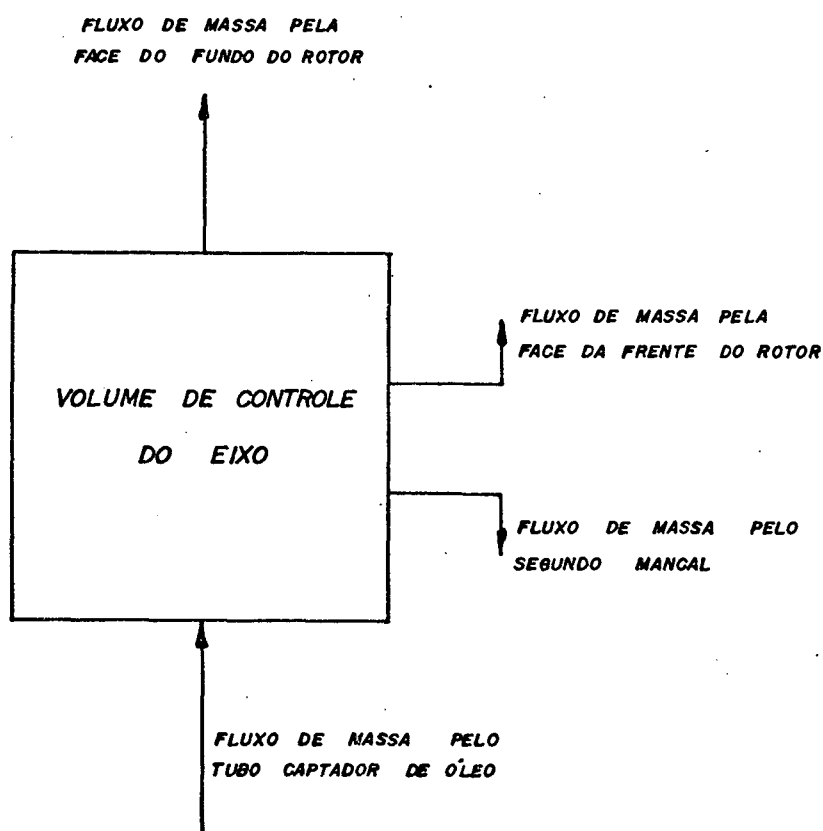


FIGURA 2.16 - Esquema para o cálculo do fluxo de massa pelo tubo captador de óleo

2.3. MODELO DO MOVIMENTO DA VÁLVULA

A válvula de descarga usada neste compressor, é uma válvula de palheta, de forma cilíndrica, como mostrado na figura 2.17. Esta forma cilíndrica da válvula, não é uma forma muito comum no uso de compressores, e a modelação aqui adotada, tem um enfoque diferente da comumente usada em válvulas de palhetas planas.

No modelo matemático adotado, a válvula é tratada como um sistema de massas nodais discretas, conectadas por elementos de viga retos, arrançados angularmente, para aproximar a forma da válvula. A válvula é dividida em quatro partes iguais, de sua base até a linha de centro do orifício de descarga, sendo cada parte tratada como uma viga em balanço, onde a massa é concentrada na extremidade oposta de sua base. A massa da porção estendida além do orifício de descarga é considerada junto com a massa do elemento correspondente ao topo da válvula. Forças do fluido são aplicadas no orifício de descarga e distribuídas através do sistema, devido as deflexões dos elementos de viga. O movimento da válvula é considerado ser planar, tal que os elementos de viga sofrem translação e rotação (exceto o elemento que é fixo na base, que sofre apenas rotação). O movimento dos elementos de viga gera em cada massa nodal, reações, forças de inércia, forças de amortecimento do fluido e material e forças de deflexão. As reações na base do elemento de viga são transmitidas para o ponto onde a base é fixa. A translação e rotação de um elemento, relativo a sua base, é assumido ser pequeno, permitindo o uso de equações convencionais que fornecem a deflexão com as forças e momentos aplicados ao extremo da viga.

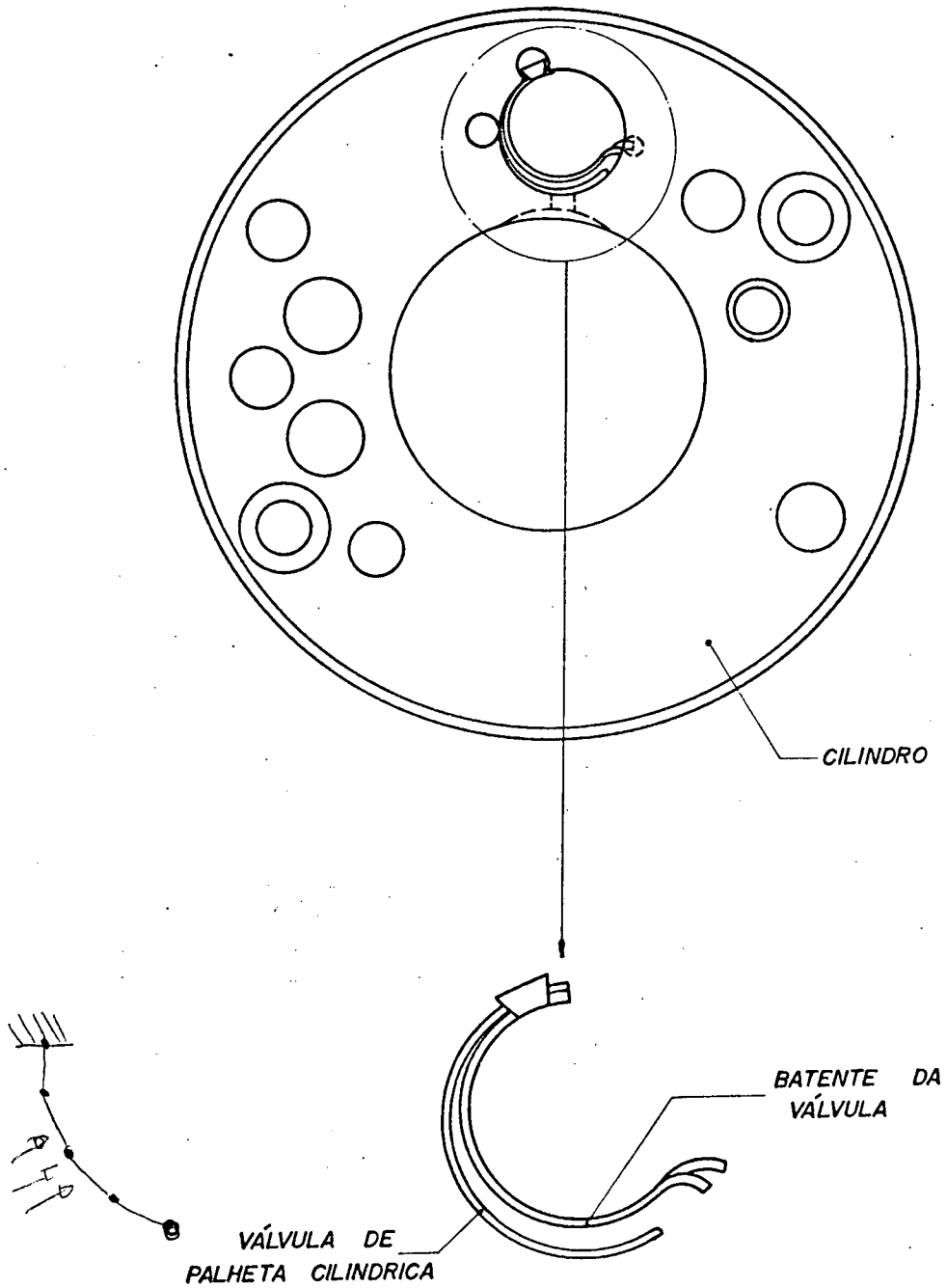


FIGURA 2.17 - Esquema da válvula de descarga

Dos diagramas de corpo livre para cada um dos quatro elementos, é montado um conjunto de equações diferenciais. Os termos de ordem zero e primeira são avaliados através do método de Runge-Kutta de 3^a ordem, que calcula as deflexões e razões de deflexão dos elementos de viga. Estas informações são usadas para reduzir as equações diferenciais para um conjunto de equações algébricas, onde somente os termos de segunda ordem são desconhecidos. Este conjunto de equações pode ser resolvido através do método de eliminação de Gauss. O método de Runge-Kutta e Gauss são usados em sequência quatro vezes durante cada incremento, cujos resultados são usados como dados necessários para nova iteração.

O apêndice 3 apresenta em detalhes equações matemáticas do modelo do movimento da válvula.

2.4. MODELO DO FLUXO DE ENERGIA NO COMPRESSOR

É necessário conhecer-se como ocorre o fluxo de energia dentro do compressor, desde quando entra no compressor, na forma de energia elétrica, até quando sai, na forma de pressão, no gás, para o sistema. Esse conhecimento sobre o fluxo de energia, fornecerá, além de um modelo de simulação, subsídios para uma análise energética do compressor.

A figura 2.18 apresenta um esquema simples do fluxo de energia no compressor. Da energia fornecida ao motor elétrico, uma parte desta é consumida pelo próprio motor elétrico, que possui perdas. Da energia que chega ao eixo do motor, uma parte é consumida pelas perdas mecânicas. Finalmente existem as perdas de energia associadas ao processo de compressão. Então, da energia entregue ao motor elétrico, apenas uma fração é efetivamente entregue ao sistema.

A seguir, é apresentado um estudo mais detalhado sobre cada perda de energia, que ocorre no compressor.

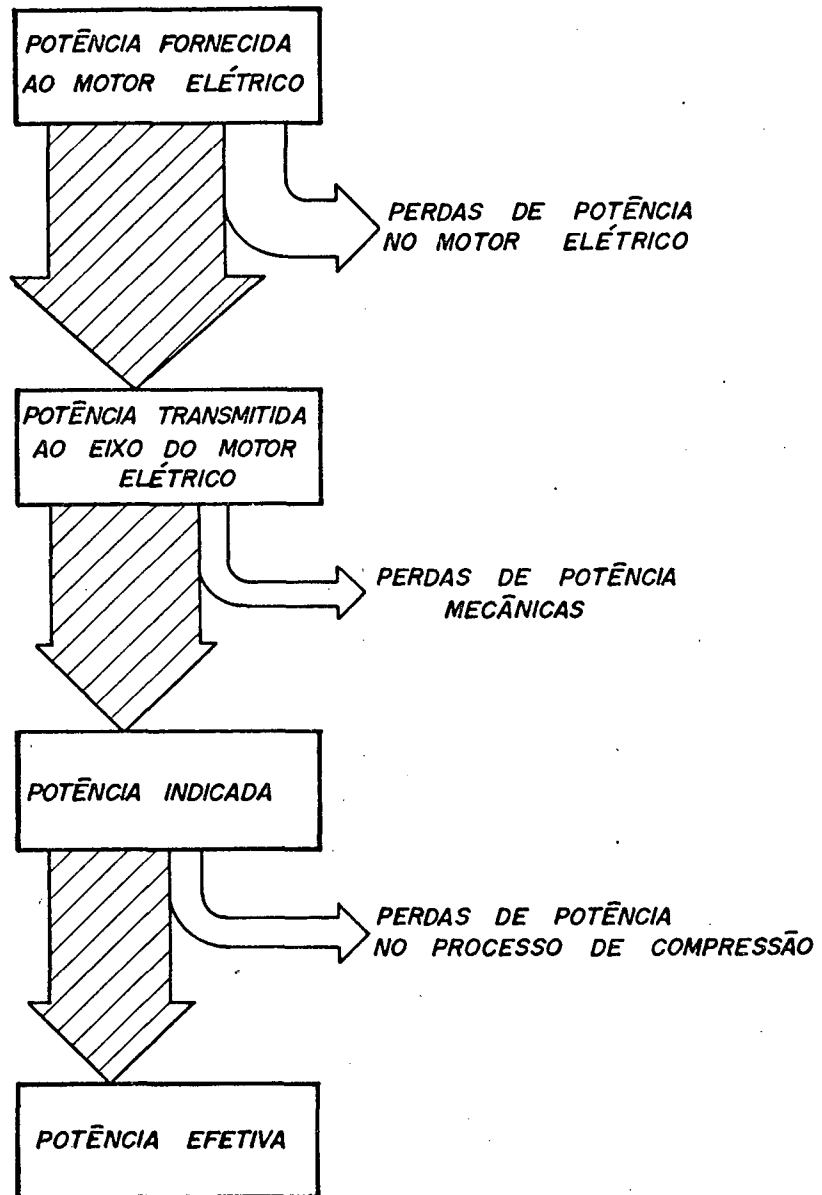


FIGURA 2.18 - Fluxo de energia no compressor

2.4.1. PERDAS DE ENERGIA NO MOTOR ELÉTRICO

A energia perdida em um motor elétrico de um compressor hermético, tem um grande efeito negativo no desempenho do compressor, por dois motivos:

- aumento da potência requerida;
- reduz a capacidade do compressor, porque uma parte desta energia perdida (na forma de calor), é transferida para o gás de sucção, reduzindo sua densidade, e conseqüentemente, o fluxo de massa (esse efeito é maior nos compressores com carcaça a baixa pressão).

As várias perdas de energia que ocorrem em um motor são:

- perdas no ferro (histerese);
- perdas no cobre (efeito Joule);
- perdas por fricção;
- perdas por ventagem.

As duas últimas perdas são geralmente constantes para um motor, mesmo variando as condições de carga. As duas primeiras perdas dependem da carga, velocidade e temperatura ambiente. Uma discussão detalhada das perdas individuais está além do escopo desta investigação. Todavia, temperatura é a variável mais importante que se necessita considerar, porque, quantitativamente, as perdas no cobre, constituem as maiores perdas de energia do motor.

A perda de energia devida ao efeito Joule é dada por:

$$W_L = I^2 R \quad (2.2)$$

onde:

W_L - perda de energia devido ao efeito Joule

I - corrente elétrica

R - resistência elétrica

Como a resistência elétrica varia com a temperatura, a perda no cobre também varia com a temperatura. A relação entre a resistência elétrica e a temperatura é:

$$R_2 = R_1 [1 + \alpha_T (T_2 - T_1)] \quad (2.3)$$

onde:

α_T - coeficiente de temperatura do arame

T_2, T_1 - temperaturas de funcionamento

R_2, R_1 - resistências elétricas correspondentes as temperaturas T_2 e T_1

Usando esta analogia, a seguinte relação entre eficiência do motor e temperatura de operação é sugerida:

$$\eta_{\text{motor}}|_2 = \eta_{\text{motor}}|_1 [1 - \beta_T (T_2 - T_1)] \quad (2.4)$$

onde:

$\eta_{\text{motor}}|_2$ - eficiência do motor funcionando a temperatura T_2

$\eta_{\text{motor}}|_1$ - eficiência do motor funcionando a temperatura T_1

β_T - coeficiente de eficiência de temperatura

O coeficiente de eficiência de temperatura, β_T , pode ser especificado pelo fabricante do motor ou determinado experimentalmente. De Pandeya [06], tem-se que, para diferentes motores de compressores analisados, os valores de β_T foram encontrados na faixa de 1×10^{-4} por $^{\circ}\text{C}$ e $2,5 \times 10^{-4}$ por $^{\circ}\text{C}$, e motores pequenos tendem a ter pequenos valores de β_T .

Do exposto acima, tem-se que a variação da eficiência do motor com a temperatura é muito pequena, e por simplificação, ela será considerada constante, em qualquer temperatura de operação. As perdas de energia no motor elétrico podem ser fornecidas como:

$$\dot{E}_{LM} = (1 - \eta_{\text{motor}}) \dot{E}_{IN} \quad (2.5)$$

onde:

\dot{E}_{LM} - perdas de potência no motor elétrico

\dot{E}_{IN} - potência real fornecida ao motor elétrico

η_{motor} - eficiência do motor elétrico

2.4.2. PERDAS DE ENERGIA MECÂNICAS

As perdas de energia mecânicas, ocasionadas pelo atrito, possuem as seguintes contribuições:

- atrito entre o rotor e as faces do cilindro;
- atrito entre o rotor e cilindro na folga mínima;
- atrito entre a palheta e rotor e palheta e cilindro;

- atrito no mancal.

A seguir, serão apresentados mais detalhes destas perdas.

a) Perda de energia devido ao atrito entre o rotor e as faces do cilindro

O rotor e faces do cilindro podem ser tratados como um disco girante enclausurado, como apresentado por Schlichting [11]. Dessa forma, a energia gasta em atrito, devido aos efeitos de velocidade, entre rotor e faces, é:

$$\dot{E}_{LFC1} = \frac{2 \pi^3 N^2 \mu_S (r_{ROT}^4 - r_R^4)}{y_C} \quad (2.6)$$

onde:

\dot{E}_{LFC1} - perda de potência devido ao atrito entre uma face do rotor e cilindro

N - rotação do rotor

r_{ROT} - raio do rotor

r_R - raio do rebaixo do rotor

μ_S - viscosidade dinâmica do fluido

y_C - folga entre a face do rotor e cilindro

Em adição à velocidade de rotação, também existe o efeito de diferença de pressão, entre os volumes de controle, comunicando-se pelas faces do rotor. Esse efeito existe na folga mínima, e entre as câmaras separadas pela palheta anterior e posterior.

Essa perda de energia para a folga mínima é:

$$\dot{E}_{LFC2} = 2 \pi N \Delta P y_C (r_{ROT}^2 - r_1^2) \quad (2.7)$$

sendo:

$$r_1 = r_{ROT} \cos \theta \quad (2.8)$$

onde:

\dot{E}_{LFC2} - perda de potência na folga mínima devido a
variação de pressão

ΔP - diferença de pressão entre as câmaras separadas pela folga mínima

r_1 - como indicado na figura 2.19

θ - como indicado na figura 2.19

De igual maneira é calculada a perda de energia para as câmaras separadas pelas palhetas. A energia total perdida nas faces do rotor é então:

$$\dot{E}_{LFC} = 2 (\dot{E}_{LFC1} - \dot{E}_{LFC2} + \dot{E}_{LFC3} + \dot{E}_{LFC4}) \quad (2.9)$$

onde:

\dot{E}_{LFC} - perda de potência total nas faces do rotor

\dot{E}_{LFC1} - perdas devidas ao atrito entre uma face do rotor e cilindro

\dot{E}_{LFC2} - perdas devidas à variação de pressão na folga mínima

\dot{E}_{LFC3} - perdas devidas à variação de pressão entre a palheta anterior

\dot{E}_{LFC4} - perdas devidas à variação de pressão entre a palheta posterior

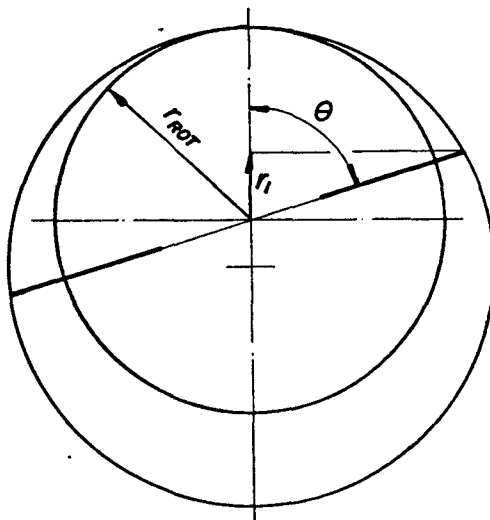


FIGURA 2.19 - Esquema para cálculo da perda de energia em atrito na folga mínima

b) Perda de energia devido ao atrito entre o rotor e cilindro na folga mínima

Considerando o modelo adotado para o cálculo do fluxo de massa pela folga mínima, tem-se que a tensão cisalhante é dada por:

$$\tau \Big|_{y=y_{CMC}} = - \frac{\Delta P}{\ell} y_{CMC} + \mu_s \frac{U}{y_{CMC}} \quad (2.10)$$

onde:

τ - tensão cisalhante

ΔP - variação de pressão

ℓ - comprimento do escoamento

y_{CMC} - folga mínima

μ_s - viscosidade dinâmica do fluido

U - velocidade tangencial do rotor

A energia perdida em atrito é então:

$$\dot{E}_{LMC} = \tau \Big|_{y=y_{CMC}} A U \quad (2.11)$$

sendo:

$$A = h_{CYL} \ell \quad (2.12)$$

onde:

\dot{E}_{LMC} - perda de potência devido ao atrito na folga mínima

A - área do escoamento

h_{CYL} - altura do cilindro

c) Perda de energia devido ao atrito entre a palheta e rotor e entre a palheta e cilindro

O movimento da palheta dentro do compressor provoca perdas por atrito em três locais distintos, que são:

- topo da palheta, em contacto com a parede do cilindro;

- nas superfícies das palhetas estendidas além do rotor e em contacto com as tampas do cilindro;

- no rasgo do rotor, onde estão localizadas as palhetas.

Edwards e McDonald [12], apresentaram um modelo para análise de atrito mecânico em compressores rotativos de palhetas deslizantes, o qual será basicamente seguido aqui, apenas com pequenas modificações.

O modelo matemático para as forças de atrito é desenvolvido de um diagrama de corpo livre de uma palheta, como mostra a figura 2.20, e uma descrição das forças é apresentada no Quadro 2.1.

Para facilitar a análise, são usadas as seguintes hipóteses simplificativas:

- i. A palheta, rotor e estator são rígidos.
- ii. A força de atrito é proporcional à força normal em contacto.
- iii. Os vazamentos de fluido pressurizado nos rasgos do rotor são ignorados.
- iv. É considerado que a palheta tem uma linha de contacto com as paredes do cilindro.
- v. A massa da palheta é considerada como sendo concentrada sobre a linha de centro da palheta, no ponto central entre o topo e a base da palheta.
- vi. A palheta é considerada ser posicionada de tal forma, que ambas as margens tenham a mesma folga lateral.

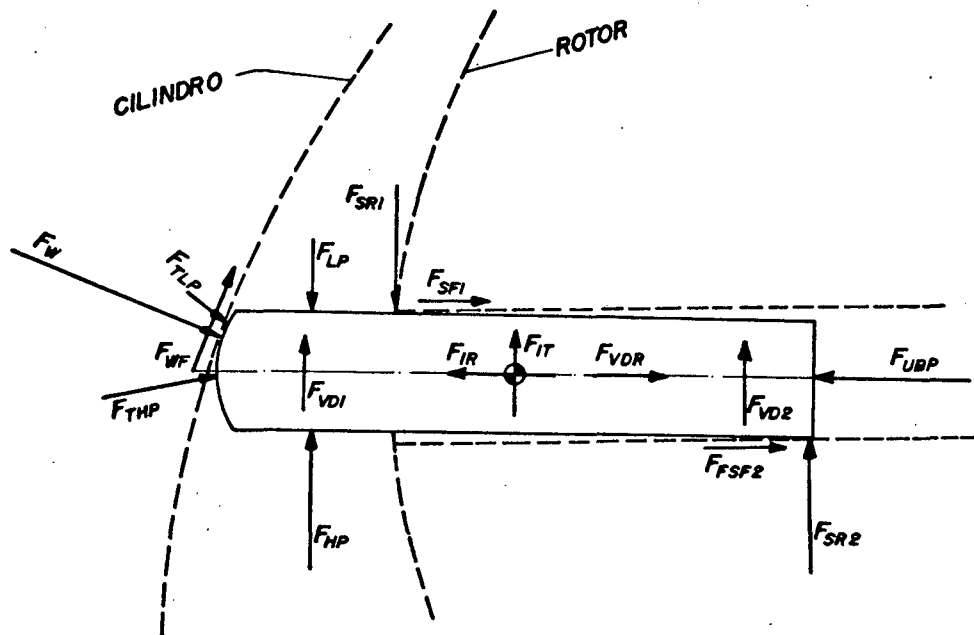


FIGURA 2.20 - Diagrama de corpo livre da palheta

Três equações dinâmicas podem ser aplicadas para a palheta. Essas equações são:

- somatório das forças na direção axial;
- somatório das forças na direção tangencial;
- somatório dos momentos ao redor do centro de gravidade da palheta.

De todas as forças que atuam sobre a palheta, apenas 3 são desconhecidas, F_{SR1} , F_{SR2} e F_W , já que F_{SF1} , F_{SF2} e F_{WF} são calculadas multiplicando-se a força normal atuando pelos seus respectivos coeficientes de atrito e as demais podem ser determinadas com dados de projeto e funcionamento. Uma descrição detalhada de como elas são determinadas é apresentada no apêndice 4.

Como existem 3 equações dinâmicas aplicadas à palheta, e são 3 as forças incógnitas, estas podem ser facilmente determinadas resolvendo o sistema de equações.

QUADRO 2.1 - FORÇAS ATUANDO NA PALHETA

FORÇA	DESCRIÇÃO
F_{UBP}	Força de pressão do fluído na região inferior da palheta
F_W	Força de reação da parede do cilindro atuando sobre o topo da palheta
F_{WF}	Força de fricção no topo da palheta devida ao contacto palheta/cilindro
F_{SR1}	Força de reação no rasgo do rotor sobre a palheta na periferia do rotor
F_{SF1}	Força de atrito devida ao contacto rasgo do rotor e palheta, na periferia do rotor
F_{SR2}	Força de reação no rasgo do rotor sobre a palheta na base da palheta
F_{SF2}	Força de atrito devida ao contacto rasgo do rotor e palheta, na base da palheta
F_{HP}	Força devida ao fluído a alta pressão atuando sobre o lado plano da palheta
F_{THP}	Força devida ao fluído a alta pressão atuando sobre o topo da palheta
F_{LP}	Força devida ao fluído a baixa pressão atuando sobre o lado plano da palheta
F_{TLP}	Força devida ao fluído a baixa pressão atuando sobre o topo da palheta
F_{VD1}	Força viscosa atuando sobre o lado estendido da palheta
F_{VD2}	Força viscosa atuando sobre o lado da palheta no interior do rotor
F_{VDR}	Força viscosa atuando radialmente nos lados da palheta
F_{IR}	Força axial devida às acelerações radial e centripeta da palheta
F_{IT}	Força tangencial devida à aceleração de Coriolis

A energia dissipada em atrito pela palheta, no rasgo do rotor é dada por:

$$\dot{E}_{LBS} = (F_{SF1} + F_{SF2} + F_{VDR}) V_R \quad (2.13)$$

onde:

\dot{E}_{LBS} - potência devida ao atrito entre palheta e rotor

V_R - velocidade radial do rotor

A energia dissipada em atrito entre a região da palheta estendida além do rotor a paredes do cilindro é:

$$\dot{E}_{LBC} = F_{WT} V_W + F_{VD1} U_E \quad (2.14)$$

onde:

\dot{E}_{LBC} - potência devida ao atrito entre palheta e cilindro

V_W - velocidade no topo da palheta

U_E - velocidade média da região da palheta estendida além do rotor

A potência total dissipada em atrito pela palheta,

\dot{E}_{LB} , é:

$$\dot{E}_{LB} = \dot{E}_{LBS} + \dot{E}_{LBC} \quad (2.15)$$

d) Perda de energia devido ao atrito no mancal

Para diminuir a energia perdida em atrito, o eixo do compressor, pode possuir um rebaixo, na região central do mancal. Neste caso, será considerado como se existissem dois mancais.

No caso de existirem dois mancais, a energia perdida em atrito é:

$$\dot{E}_{LBRG} = (f_1 F_{BRG1} + f_2 F_{BRG2}) r_{SHFT} 2 \pi N \quad (2.16)$$

onde:

\dot{E}_{LBRG} - potência dissipada em atrito pelo mancal

f_1 - fator de atrito do 1º mancal

F_{BRG1} - força atuando no 1º mancal

f_2 - fator de atrito do 2º mancal

F_{BRG2} - força atuando no 2º mancal

r_{SHFT} - raio do eixo

N - rotação do eixo

As forças que agem sobre o eixo, e por sua vez, sobre os mancais, são as forças de pressão, dos diversos volumes de controle na periferia do rotor, as forças de reação no rasgo do rotor e as forças devidas ao atrito entre palheta e rotor.

É necessário então calcular a resultante das forças que está agindo sobre o eixo, e depois, calcular a parcela desta força que está atuando em cada mancal, como mostrado na figura 2.21.

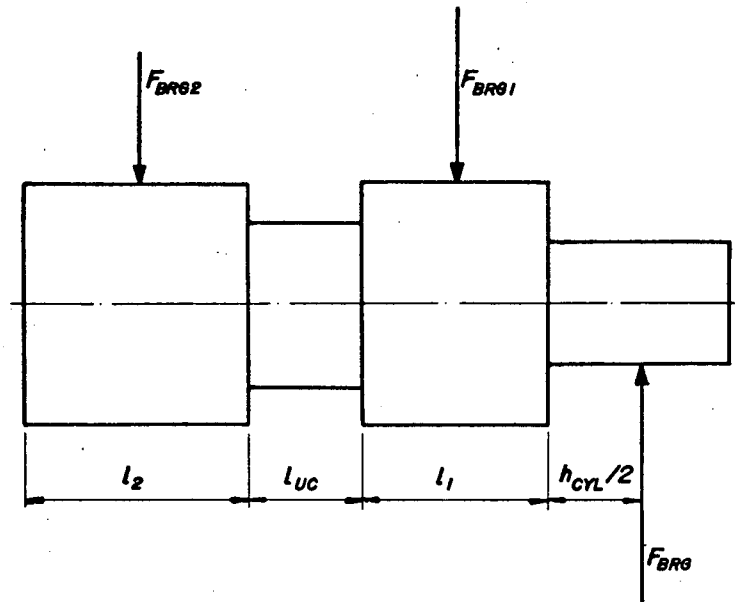


FIGURA 2.21 - Esquema para o cálculo das forças que estão atuando sobre o mancal

De um balanço de forças no eixo, tem-se que:

$$F_{BRG1} = \frac{F_{BRG} \left(\frac{l_2}{2} + l_{UC} + l_1 + \frac{h_{CYL}}{2} \right)}{\frac{l_2}{2} + l_{UC} + \frac{l_1}{2}} \quad (2.17)$$

$$F_{BRG2} = F_{BRG} - F_{BRG1} \quad (2.18)$$

onde:

F_{BRG} - força resultante agindo sobre o eixo, resultante de forças de pressão, exercidas pelos volumes de controle na periferia do rotor, forças de reação no rasgo da palheta e as forças devidas ao atrito entre palheta e rasgo

ℓ_1 , ℓ_2 , h_{CYL} , ℓ_{UC} - como indicado na figura 2.21.

É considerado que os mancais respondem instantaneamente às mudanças na carga e direção radial, sendo que o fator de atrito do mancal, é uma função do número de Sommerfeld e da razão comprimento/diâmetro do mancal, e pode ser determinado através de um gráfico apropriado, como o apresentado por Shigley [13].

2.4.3. PERDAS DE ENERGIA ASSOCIADAS AO PROCESSO DE COMPRESSÃO

A figura 2.22 apresenta um diagrama típico de pressão x volume, para um compressor, onde o trabalho fornecido ao gás, é dado pela área do diagrama.

Da figura 2.22, tem-se que o trabalho que realmente seria necessário para comprimir o gás da pressão de sucção (P_s), para a pressão de descarga (P_d), é a área correspondente aos pontos a, b, c, d. As áreas hachuradas, são perdas que ocorrem tanto no processo de sucção como no de descarga.

Em um compressor rotativo, não existe a necessidade de possuir uma válvula de sucção, já que a admissão é contínua. No entanto, para evitar o retorno do fluido de trabalho, do compressor, para o evaporador, durante os instantes de paradas do compressor, existe uma válvula de retenção na linha de sucção. Uma idéia da magnitude das perdas no processo de sucção é apresentada por Pandeya [06], e como são pequenas, são desprezadas nesta análise.

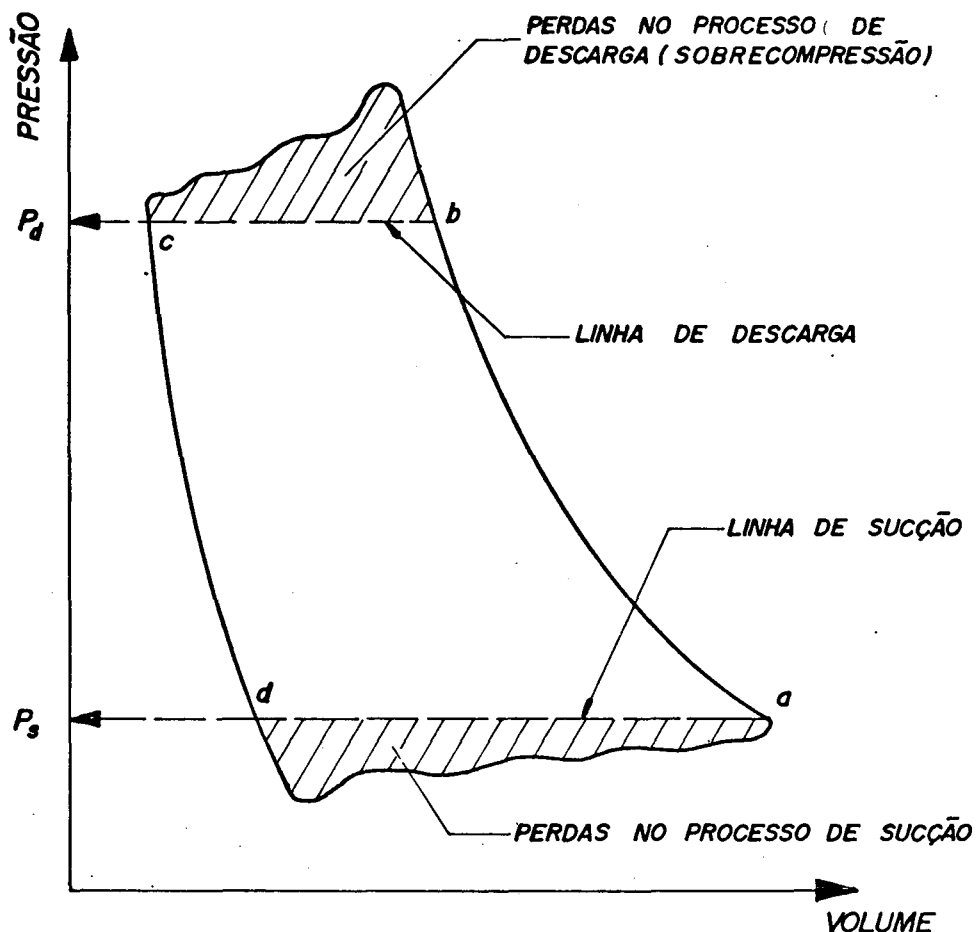


FIGURA 2.22 - Diagrama pressão x volume

Já no processo de descarga, as coisas se modificam, devido a própria forma construtiva do compressor, que obstrue a passagem de fluido, causando então um aumento na pressão, para vencer as perdas de carga. Essa elevação de pressão, acima do necessário, é conhecida como sobrecompressão. As perdas por sobrecompressão são dadas pela área acima da linha cb .

Antes de calcular-se as perdas associadas com o processo de compressão, é necessário, para melhor compreensão do assunto, explicar que para estudo, o compressor é dividido em três volumes de controle, como mostrados na figura 2.23.

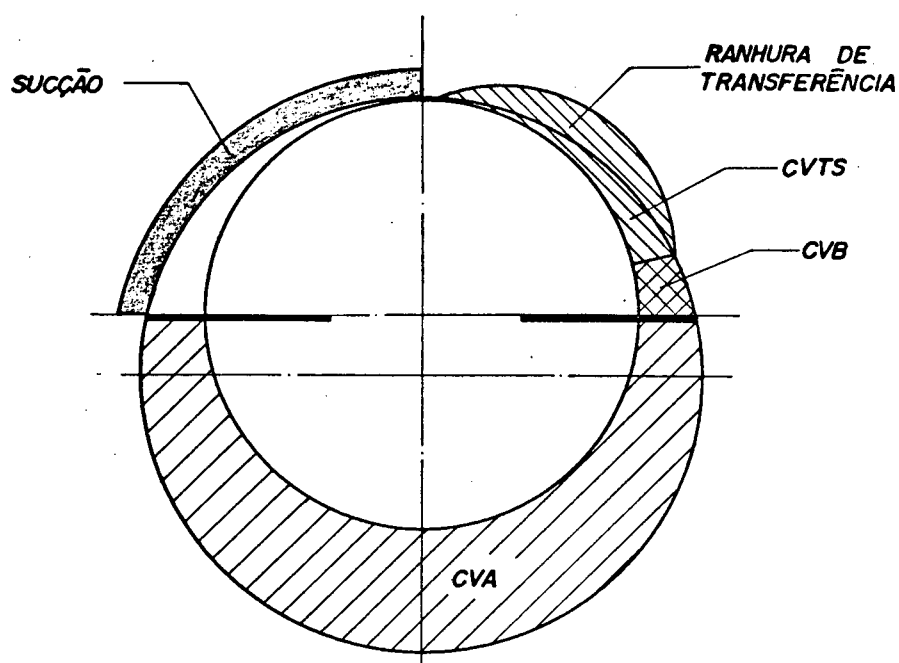


FIGURA 2.23 - Volumes de controle do compressor

Os volumes de controle são:

- volume de controle CVA, localizado entre a palheta anterior e a palheta posterior, após o ponto de fechamento da sucção;
- volume de controle CVB, localizado entre a palheta anterior e a garganta;
- volume de controle CVTS, localizado entre a garganta e folga mínima, incluindo o orifício de descarga e ranhura de transferência.

Também associadas com as perdas por compressão, estão as perdas de energia por vazamento, já que uma certa quantidade de energia foi cedida ao fluido, mas não foi aproveitada, pois o fluido de trabalho não seguiu para o sistema, permanecendo no compressor.

a) Perda de energia associada com o vazamento pela palheta posterior

Para o cálculo da perda de energia associada ao vazamento pela palheta posterior (E_{CPP}), é necessário determinar, inicialmente, a cada incremento na rotação do rotor, o fluxo de massa pela palheta, que depois de integrado, fornecerá o fluxo total de massa pela palheta posterior. Também é necessário, saber, a cada incremento, as condições no volume de controle CVA, tais como pressão, volume, temperatura, concentração da solução refrigerante/óleo e as propriedades termodinâmicas, tanto do refrigerante vapor, como da solução óleo/refrigerante. Estas propriedades são entalpia e volume específico.

As quantidades totais de refrigerante e óleo podem então ser distintamente determinadas. Considera-se que ocupam um volume de controle imaginário, o qual possui a mesma história de pressão e temperatura do volume de controle CVA, durante 180° de rotação, a partir do ponto de fechamento da sucção.

A massa dentro do volume de controle imaginário diminui com a solução refrigerante/óleo vazando pela palheta durante cada incremento. Pelo acompanhamento da quantidade que permanece e pela aplicação da história pressão/temperatura de CVA, é possível calcular a mudança de volume, no volume de controle imaginário, durante cada incremento. Como o rotor gira, e a pressão no volume de controle aumenta, o vapor é forçado para dentro da solução, assim sendo responsável por uma grande parte na variação do volume, durante o incremento. Uma pequena parte é devida ao fato de que o volume de líquido é mudado devido ao fluxo de massa pela palheta posterior. Ao final de 180° rotação, todo o vapor terá sido

forçado para dentro da solução, e toda a solução terá vazado pela palheta posterior, tal que a massa e o volume do volume de controle imaginário, serão zero. O trabalho a cada incremento de rotação do rotor é calculado pela multiplicação da variação do volume no incremento, pela pressão média no mesmo incremento. A soma do trabalho a cada incremento fornece o trabalho total, do qual deve ser subtraído o trabalho a baixa pressão, que é considerado ocorrer a pressão de sucção.

O trabalho associado ao vazamento pela palheta posterior é, portanto:

$$E_{\text{CPP}} = \Delta V \bar{P} - P_S V_{\text{IPP}} \quad (2.19)$$

onde:

ΔV - variação no volume de controle imaginário durante o incremento

\bar{P} - pressão média no volume de controle imaginário durante o incremento

V_{IPP} - máximo volume ocupado pela massa total a ser vazada

b) Perda de energia associada com o vazamento pela palheta anterior

O conceito de volume de controle imaginário é usado outra vez. A energia é calculada em duas partes. A primeira parte envolve o volume de controle a partir do momento que o topo da palheta anterior é tangente ao cilindro na garganta, até passados 180° do ponto de fechamento da sucção. Quando a palheta anterior está na garganta, todo o vazamento pela palheta anterior irá estar

em CVA. O volume de controle imaginário possui a mesma história pressão/temperatura como CVA durante esta parte do ciclo. Durante este período de tempo, a sua massa é constante. A segunda parte considera o volume de controle do ponto de fechamento da sucção até quando o topo da palheta posterior é tangente à garganta, como mostra a figura 2.24. Nesta parte do ciclo, a história pressão/temperatura é a mesma que CVB, e a massa está variando devida ao vazamento pela palheta, de CVB para CVA. Quando a palheta posterior atinge a garganta, a massa e o volume de controle imaginário serão zero. A energia perdida é calculada de maneira idêntica à associada com o vazamento pela palheta posterior. O processo a baixa pressão para o ciclo é considerado ocorrer na pressão de sucção.

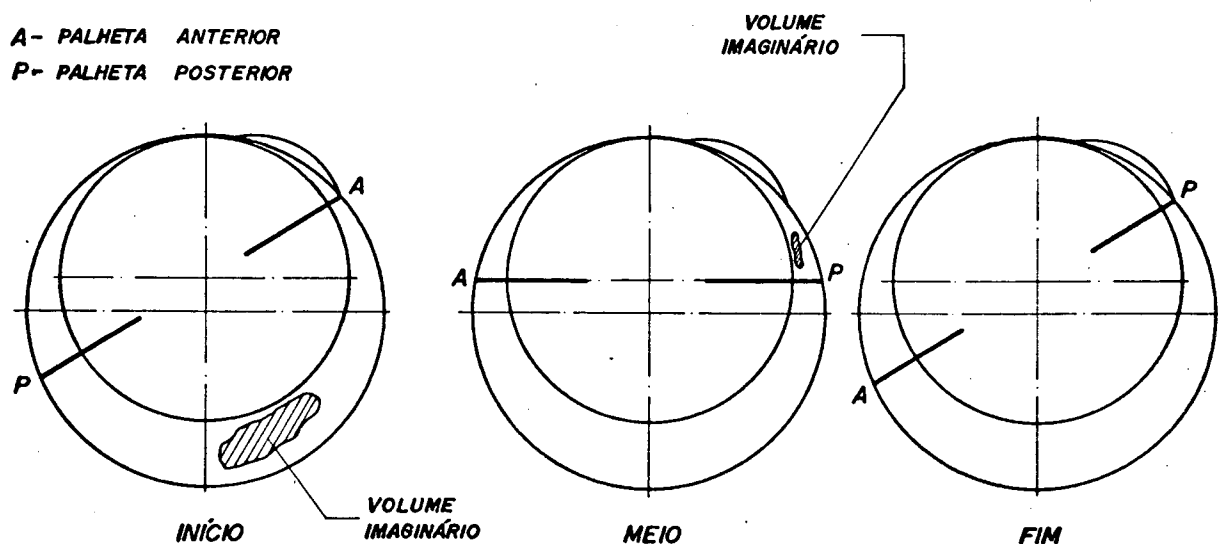


FIGURA 2.24 - Esquema para cálculo da perda de energia associada com o vazamento pela palheta anterior

c) Perda de energia associada com o vazamento pela folga mínima

Mais uma vez, o conceito de volume de controle imaginário é usado. A energia é calculada em três partes. A primeira parte considera o tempo do ponto de fechamento da sucção, até o ponto em que a palheta anterior atinge a folga mínima. Durante este período, a massa do volume de controle é constante, e a história pressão/temperatura é a mesma que CVA. A segunda parte controla o tempo do final da primeira parte até o ponto em que a palheta posterior atinge a garganta. Durante este período de tempo, a massa está mudando, devido ao vazamento pela folga mínima. A história pressão/temperatura é a mesma que CVA até que a palheta posterior atinga o ponto a 180° do fechamento da sucção, onde começará a ser seguida a trilha de CVB até que a palheta posterior atinga a garganta. A terceira parte envolve o volume de controle começando com a palheta posterior na garganta, até o ponto em que a palheta posterior atinge a folga mínima. Durante este período, a massa está mudando, devido ao vazamento pela folga mínima, e a história pressão/temperatura é a mesma que CVTS. O processo a baixa pressão do ciclo ocorre na pressão de sucção.

d) Perda de energia associada à re-expansão

O conceito de volume de controle imaginário é novamente usado. O volume de controle é acompanhado do final da re-expansão (quando as pressões em CVA e CVTS são iguais), até quando a palheta posterior atinge a garganta. A massa é mantida constante, enquanto a história pressão/temperatura de CVA é acompanhada. O processo a baixa pressão para o ciclo é considerado ocorrer a

pressão em CVA no começo da re-expansão.

e) Perda de energia associada com os vazamentos pela face do rotor

A perda de energia associada com os vazamentos pela face do rotor não é calculada de uma forma direta. Inicialmente é calculado o trabalho de compressão associado com o refrigerante vapor entregue ao sistema externo. O conceito de volume de controle imaginário é ampliado e o volume de controle é seguido do ponto de fechamento da sucção até o ponto em que a palheta posterior atinja a garganta. A massa dentro do volume de controle é toda vapor e está variando de acordo com o fluxo de massa pela válvula de descarga. O fluxo de massa do sistema na válvula de descarga é considerado ser o fluxo incremental de vapor, multiplicado pela razão de vapor remanescente do sistema e vapor pré-resfriado remanescente. A história pressão/temperatura é igual a CVB e CVA contínuos. A energia de sobrecompressão é deduzida. O processo a baixa pressão ocorre na pressão de sucção.

A perda de energia associada aos vazamentos pelas faces do rotor é calculada subtraindo-se do trabalho de compressão, as seguintes componentes:

- i. trabalho de compressão associado com o refrigerante vapor entregue ao sistema;
- ii. trabalho de compressão associado com os vazamentos pelas palhetas e folga mínima;
- iii. trabalho de compressão associado com a re-expansão.

2.5. AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM COMPRESSOR

COP (Coefficient of Performance) e EER (Energy Efficiency Ratio) são os parâmetros mais utilizados pelas indústrias de refrigeração e ar condicionado para avaliar o desempenho de compressores.

O COP de um sistema de refrigeração tem sido definido na literatura, como a razão do calor removido ou frio produzido, e o trabalho fornecido, sendo uma quantidade adimensional. A definição do EER é a mesma que a do COP, apenas que a unidade do calor removido, ou frio produzido, é Btu/hora e a do trabalho fornecido é Watt. Como pode ser visto da definição, ambos COP e EER fornecem uma idéia do desempenho do sistema como um todo, que consiste de evaporador, condensador, compressor, válvula de expansão e tubos de conexão dos diversos elementos. Como o desempenho de um sistema depende do desempenho de cada componente, é óbvio que o desempenho do sistema não pode ser considerado como igual ao desempenho de um único componente. O que geralmente tem acontecido, é que COP e EER estão sendo largamente usados pela indústria de refrigeração e ar condicionado para indicar o desempenho de um compressor. Enquanto esta aproximação pode ser conveniente para os propósitos de classificação de compressores, testes de pós-produção e informação ao consumidor, ela não é muito útil no objetivo de avaliação de um projeto particular de compressor ou para um estudo comparativo de vários projetos, porque enquanto os valores experimentais do COP e EER de um compressor, indicam a capacidade de uma amostra de compressor particular, elas não fornecem uma idéia das várias perdas de energia e de massa que estão ocorrendo

dentro do compressor, que afetam estes fatores. Também, sem uma investigação de tais perdas em detalhes, não é possível avaliar, se modificações, ou mesmo novos projetos, melhoram ou pioram o desempenho de um compressor. Em outras palavras, o conceito de projeto ótimo pode ser introduzido para uma avaliação mais completa e mais geral do desempenho do compressor.

Torna-se então necessário desenvolver uma definição generalizada e compreensiva de um termo que possa ser usado para relatar o desempenho do compressor no aspecto global e que também leve em conta os fatores individuais que afetam este desempenho.

2.5.1. ANÁLISE DE DESEMPENHO

Em termos gerais, o desempenho de uma máquina é a avaliação da sua habilidade em realizar determinada tarefa. No caso de um compressor, sua tarefa é bombear a máxima quantidade possível de gás em uma dada condição de sucção para uma desejada condição de descarga, com o menor consumo de energia.

Uma análise do desempenho de um compressor, baseada nos critérios citados acima, foi desenvolvida por Pandeya e Soedel [14]. Segundo eles, o desempenho de um compressor, pode ser avaliado por:

$$\eta_p = \eta_m \eta_e \quad (2.20)$$

onde:

η_p - eficiência de desempenho

η_m - eficiência de massa

η_e - eficiência de energia

Fisicamente explicando, e definindo uma unidade funcionando em condição ideais, a eficiência de desempenho pode ser definida como a fração do desempenho ideal que pode ser conseguido por um dado compressor funcionando nas condições reais de trabalho. A eficiência de massa pode ser definida como a fração do fluxo de massa ideal que pode ser bombeado pelo compressor funcionando nas condições reais de trabalho. Similarmente, a eficiência de energia pode ser definida como a fração do atual consumo de potência que teria sido consumida pelo compressor funcionando idealmente.

A eficiência de energia pode ser decomposta em outros termos mais conhecidos:

$$\eta_e = \eta_{\text{motor}} \eta_{\text{mec}} \eta_{\text{comp}} \quad (2.21)$$

onde:

η_{motor} - eficiência do motor elétrico

η_{mec} - eficiência mecânica

η_{comp} - eficiência do processo de compressão

A eficiência do motor elétrico é definida como a razão entre a potência disponível no seu eixo e a potência elétrica fornecida ao mesmo. A eficiência mecânica é definida como a razão entre a potência real entregue ao gás pela potência disponível

no eixo. A eficiência de compressão é definida como a razão entre o aumento ideal e o aumento real de entalpia específica durante o processo de compressão.

Aplicando então, as definições apresentadas acima, a eficiência de energia é dada por:

$$\eta_e = \frac{\dot{m}_a \Delta h_i}{\dot{E}_{in}} \quad (2.22)$$

onde:

\dot{m}_a - fluxo de massa real no compressor

Δh_i - variação de entalpia específica no processo de compressão, considerando-o isentrópico

\dot{E}_{in} - potência fornecida ao motor elétrico

As perdas de fluxo de massa em um compressor podem ser divididas em dois fenômenos distintos. Primeiro, devido ao fluxo de massa de refrigerante vapor e solução refrigerante/óleo para a câmara de sucção, através dos vazamentos. Essa massa irá ocupar um espaço na câmara de sucção, que normalmente seria preenchido por gás succionado e conseqüentemente, diminuir o fluxo de massa aspirado pela sucção. Os principais vazamentos que influem nestas perdas do fluxo de massa são os vazamentos pela folga mínima, palheta posterior e pelas faces do rotor. O segundo fenômeno que ocasiona perdas ao fluxo de massa é o superaquecimento do gás de sucção. Isto ocorre porque os fluxos de massa dos vazamentos estão em um nível de energia maior que o gás na câmara de sucção. Existe então uma transferência de energia para o gás, aumentando sua tempe-

ratura e conseqüentemente o seu volume específico e diminuindo a quantidade de massa succionada. O caminho que o gás percorre, desde que entra no compressor, até alcançar a câmara de sucção, também colabora para superaquecer o gás e também aumentar as perdas de fluxo de massa. O fluxo de massa ideal do compressor pode ser calculada da seguinte maneira:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_a + \Sigma \dot{m} \quad (2.23)$$

onde:

\dot{m}_i - fluxo de massa ideal

\dot{m}_a - fluxo de massa real

\dot{m} - somatório das perdas de fluxos de massa

A eficiência de massa, que considera todos os efeitos conectados ao fluxo de massa, é dada por:

$$\eta_m = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_i} \quad (2.24)$$

2.5.2 CRITÉRIO DE OTIMIZAÇÃO

Para critério de otimização de um compressor, a eficiência de desempenho deve ser usada se o desempenho global do compressor é considerado o item de maior interesse, ou a eficiência de energia se somente o consumo de energia é o item mais importante, ou então, a eficiência de

massa, se somente o tamanho do compressor é o item de maior interesse.

Surge então a pergunta: qual o critério a ser adotado para otimizar-se compressores?

Nos dias atuais, o item consumo de energia está muito em evidência. Em alguns países desenvolvidos, já existem leis definindo o aproveitamento de energia para certos equipamentos. Isto é, o que o equipamento produz com o que lhe foi fornecido. Para sistemas de refrigeração, estas leis são baseadas no EER do sistema. Portanto, a indústria de refrigeração se preocupa muito com o EER, que embora sendo um parâmetro do sistema, como já foi citado anteriormente, é um parâmetro largamente usado na avaliação de desempenho de compressores.

Existe então a necessidade prática de se relacionar o EER com a análise sobre o desempenho do compressor desenvolvida anteriormente. Pandeya e Soedel [14] desenvolveram uma relação direta entre η_p e EER, a qual é apresentada a seguir:

$$\eta_p = \frac{\dot{E}_{in} h_i}{\dot{m}_i (\Delta h_{evap})^2} (0,293 \text{ EER})^2 \quad (2.25)$$

onde:

Δh_{evap} - variação de entalpia específica no evaporador

Embora a relação apresentada acima, possa ser usada para calcular o η_p conhecendo-se o EER, ou vice-versa, como uma simples relação matemática, ela não traduz fisicamente como o EER

se relaciona com o η_p , pois existem casos em aumentando-se o EER, diminui-se o η_p , e se o critério de otimização não estiver bem claro, pode-se ser induzido a interpretação errôneas,

Para ficar mais claro como o EER se relaciona com o η_p , vai-se definir uma eficiência, chamada eficiência de refrigeração, da seguinte maneira:

$$\eta_R = \frac{\text{EER}}{\text{EER}_i} \quad (2.26)$$

onde:

η_R - eficiência de refrigeração

EER - "energy efficiency ratio" real do sistema

EER_i - "energy efficiency ratio" ideal do sistema

Da definição de EER, tem-se:

$$\text{EER} = \frac{C}{\dot{E}_{in}} \quad (2.27)$$

sendo:

$$C = \dot{m}_a \Delta h_{\text{evap}} \quad (2.28)$$

onde:

C - capacidade real de refrigeração do sistema

\dot{E}_{in} - potência consumida pelo sistema

Substituindo (2.28) em (2.27), tem-se:

$$EER = \frac{\dot{m}_a \Delta h_{\text{evap}}}{\dot{E}_{\text{in}}} \quad (2.29)$$

Determinando agora o ERR_i , que por definição é:

$$EER_i = \frac{C_i}{W_i} \quad (2.30)$$

sendo:

$$C_i = \dot{m}_i \Delta h_{\text{evap}} \quad (2.31)$$

$$W_i = \dot{m}_i \Delta h_i \quad (2.32)$$

onde:

C_i - capacidade ideal de refrigeração do sistema

W_i - potência ideal consumida pelo sistema

Substituindo (2.31) e (2.32) em (2.30), tem-se:

$$EER_i = \frac{\Delta h_{\text{evap}}}{\Delta h_i} \quad (2.33)$$

Substituindo agora (2.29) e (2.33) em (2.26), tem-

se

$$\eta_R = \frac{\dot{m}_a \Delta h_i}{\dot{E}_{\text{in}}} \quad (2.34)$$

Comparando (2.34) com (2.22), verifica-se que a eficiência de refrigeração é igual a eficiência de energia, como foi definida por Pandeya e Soedel [14].

Pode-se afirmar então, que, quando a indústria de refrigeração se preocupa com o EER, ela está interessada em otimizar η_e . Para a indústria de compressores, além de preocupar-se especialmente com a eficiência de energia, por questão de mercado, e leis, não deve deixar a um segundo plano a eficiência de massa, já que quando ela for o critério de otimização, levará a compressores mais compactados e de menor peso, tendo assim uma relação direta com o custo do produto.

3. PROGRAMA DE SIMULAÇÃO

3.1. PANORAMA DO PROGRAMA

O programa desenvolvido para simular o comportamento de um compressor rotativo de palhetas deslizantes, consiste de aproximadamente 5400 linhas de programação, linguagem FORTRAN, nível IV, sendo que a execução do programa necessita de aproximadamente 750 k bytes de memória virtual e aproximadamente 25 minutos de CPU, em um computador IBM-4341.

Para a execução do programa, existe a necessidade de um conjunto de dados de entrada que especificam os vários detalhes do projeto do compressor e as temperaturas dos vários mecanismos em operação. Essas temperaturas, baseadas em testes experimentais, são as temperaturas do ponto de fechamento da sucção, isto é, a temperatura do gás no instante em que a sucção é interrompida para uma dada câmara entre palhetas, temperatura do reservatório de óleo, temperatura no mancal e temperatura na tampa do fundo do cilindro. Os dados de entrada podem opcionalmente serem fornecidos no Sistema Internacional ou Sistema Inglês de unidades.

Os resultados do programa são baseados em uma análise quase-estática dos fenômenos transientes que ocorrem dentro dos componentes do compressor.

Um modelo geométrico, semelhante ao apresentado no capítulo anterior, é usado para definir o volume dos compartimentos do cilindro e movimento das palhetas como uma função do ângulo do rotor. Atenção particular é dada para a mudança de geometria que ocorre quando as palhetas passam através da região de

descarga, tal que o volume da região que fornece o fluxo durante a re-expansão e a área do orifício através do qual a re-expansão ocorre, são bem definidos.

A simulação considera os compartimentos do cilindro, formado pelas regiões entre palhetas e palhetas e folga mínima, definidos pelo modelo geométrico, como um conjunto de volumes de controle ligados um ao outro por vários caminhos de escoamento de fluídos. Os volumes de controle são considerados estarem cheios de refrigerante vapor e uma solução refrigerante/óleo. A presença de vapor de óleo é desprezada. Subrotinas de propriedades reais de refrigerante são usadas para determinar as propriedades termodinâmicas do refrigerante. Dados fornecidos pelo fabricante de óleo são usados para estabelecer propriedades do óleo puro como uma função da temperatura, a concentração da solução refrigerante/óleo como uma função da temperatura e pressão e a viscosidade da solução como uma função da temperatura e concentração da solução. Valores para volume específico de uma solução refrigerante/óleo são calculados pela combinação das propriedades de óleo puro e refrigerante líquido na temperatura da solução em proporção de suas frações de massa na solução. O refrigerante e óleo dentro dos volumes de controle são considerados em equilíbrio miscível.

As propriedades de um fluído que entra ou sai de um volume de controle, através de uma passagem de fluxo, são determinadas pelas condições do volume de controle que fornece o fluxo. As pressões nas câmaras de sucção e descarga são consideradas constantes.

Começando com estimativas iniciais para temperaturas, pressão, massa de óleo e refrigerante, em cada volume de

controle, as trocas de massa e energia de cada volume de controle são computadas para cada incremento no ângulo do rotor, usando a técnica de diferença finitas (para frente). Ao final de cada incremento, a temperatura e pressão para cada volume de controle são calculadas, para os quais as propriedades dos fluídos contidos, satisfazem às equações da massa, energia e volume requeridos, impostos pelo volume de controle.

Inicialmente, 3 volumes de controle são considerados:

- volume de controle CVA, localizado entre as duas palhetas;

- volume de controle CVB, localizado entre a palheta anterior e garganta;

- volume de controle CVTS, localizado entre a garganta e folga mínima, incluindo a região de descarga.

Quando CVB começa a tornar-se muito pequeno, e a instabilidade numérica é iminente, CVB e CVTS são tratados como um único volume de controle. Então existem apenas dois volumes de controle, CVA e CVB+CVTS.

Quando a palheta anterior atinge o ponto de fechamento da garganta, CVB se torna zero e existem apenas os volumes de controle CVA e CVTS. Os cálculos são feitos até que as palhetas tenham girado 180° da posição do ponto de fechamento da sucção.

A folga entre o rotor e cilindro, no ponto de folga mínima, e a folga entre os lados da palheta estendida e as tampas do cilindro formam passagens de fluxo entre os volumes de controle. Adotando os modelos apresentados no capítulo anterior, as

passagens são consideradas estarem preenchidas com uma solução viscosa incompressível de refrigerante e óleo, onde as propriedades são determinadas pelas condições instantâneas do volume de controle que fornece o fluxo. Um perfil de velocidade é estimado para o fluido na região da folga, com o cálculo levando em conta o movimento relativo das superfícies, e a diferença instantânea de pressão através da folga. As propriedades do fluido e perfil de velocidade dentro da folga são usadas para calcular os valores incrementais de transferência de massa e energia através da folga.

A folga entre o rotor e a tampa do cilindro, em combinação com a folga no mancal, é uma complexa passagem para o fluxo de óleo e refrigerante fornecido pelo reservatório de óleo. Como já tratado no capítulo anterior, as passagens do rotor e mancal são tratadas como uma rede de elementos de escoamento de placas paralelas, com conexões do reservatório de óleo para a região da base das palhetas e volumes de controle na periferia do rotor. As propriedades do fluido viscoso, são determinadas pelas condições de entrada do elemento de escoamento. O fluxo incremental através de cada elemento é estimado usando a diferença instantânea de pressão através do elemento e a forma instantânea do mesmo. O modelo também estabelece o escoamento do refrigerante e óleo do reservatório de óleo para o cilindro e a pressão na base da palheta.

O fluxo através da garganta, é modelado com o fluxo através de um orifício. As propriedades do fluido, que é uma mistura homogênea incompressível de refrigerante vapor e solução refrigerante/óleo, são determinadas pela temperatura, pressão, massa de vapor e massa de solução no volume de controle que fornece o fluxo. Volume específico e entalpia para o fluido são calculados

pelas propriedades do vapor e líquidos ponderadas pela massa. A área do orifício é constante, exceto durante a re-expansão, quando a passagem da palheta, através da região de descarga, causa uma variação na área do orifício.

O fluxo através da válvula de descarga é modelado como descrito no capítulo anterior.

O movimento da válvula de descarga é modelado como um sistema de quatro massas concentradas. Essas massas são conectadas nas extremidades, como vigas em balanço, numa forma que se aproxima de forma cilíndrica da válvula. As equações do movimento para as massas nodais consideram as forças provocadas pelo fluxo de descarga, amortecimento do fluido, amortecimento do material e forças de deflexão. O movimento da válvula é considerado ser plano. Previsão é feita para as restrições impostas pelo assento e bante da válvula. As equações do movimento são resolvidas usando o método de Runge-Kutta de 3ª ordem e o método de eliminação de Gauss.

Por causa da geometria do mecanismo do compressor, todo o processo no cilindro se repete sobre ele mesmo a cada 180° de rotação do rotor. A simulação procede em pequenos incrementos através de 180° de rotação do rotor, de um ponto pré-selecionado, que corresponde à posição do rotor quando o compartimento de sucção acabou de completar o processo de sucção e não há mais comunicação direta com a região de sucção. Quatro iterações de 180° são usualmente requeridas para conseguir razoável convergência com todas as variáveis. Foi verificado que $0,1^\circ$ de incremento na rotação do rotor fornece uma base adequada de tempo. É suficientemente grande para evitar erros de arredondamento e suficientemente pequeno

para eliminar a instabilidade numérica nos cálculos dos volumes de controle.

Depois de estabelecer as condições transientes para os processos térmicos e de fluxo no mecanismo, o fluxo médio de refrigerante e óleo, para cada caminho de escoamento, é calculado por integração, armazenando os resultados. O fluxo de massa para o sistema externo é calculado por uma combinação dos resultados integrados e dos modelos de fluxo de massa pela válvula de descarga, faces do rotor e mancal. Cálculos para o volume de controle na sucção são feitos usando os resultados integrados dos modelos de fluxo de massa pela face do rotor, lados da palheta e folga mínima, para estabelecer os efeitos de vazamento e superaquecimento, devido a cada caminho de escoamento.

Após todas as propriedades termodinâmicas, nos diversos volumes de controle, serem determinados, os diversos consumo de potência, devido à fricção e à compressão dos diversos componentes, são calculados.

A potência de fricção é calculada entre as faces do rotor e as tampas do cilindro, entre o rotor e cilindro, na folga mínima, entre a região da palheta estendida além do rotor e tampas do cilindro, pelo movimento radial da palheta e pelo mancal. Cada estimativa considera a variação da viscosidade do óleo devido à temperatura e concentração do refrigerante.

A potência de compressão total é calculada usando os dados incrementais de pressão e volumes calculados anteriormente. Uma estimativa da combinação, devida à re-compressão do refrigerante recirculado é feita para cada caminho de escoamento e processo de re-expansão. Cada estimativa considera que a massa

de refrigerante e óleo, que escoam através de um caminho particular, durante um ciclo completo, ocupa um volume de controle imaginário, no qual as pressões e volumes são conhecidos em cada incremento. Também é calculada a potência gasta na sobrecompressão.

Para se poder fazer uma avaliação do desempenho do compressor, variando parâmetros geométricos, de funcionamento ou mesmo até, para se poderem fazer comparações com outros tipos de compressores, são calculadas as diversas eficiências relacionadas com o compressor, que fornecem subsídios para se poder avaliar o desempenho do compressor.

A execução do programa termina com um sumário dos efeitos sobre o desempenho do compressor, devido aos fluxos de massa e consumo de energia associados com os vários processos modelados. Valores de potência total, capacidade de refrigeração, EER e eficiências são incluídos. As variáveis de entrada, para um melhor controle, também são impressas. Nos resultados de saída, ainda existe a opção de serem impressos, a cada incremento, variáveis importantes em função do ângulo do rotor, como temperatura, pressão, volume e deslocamento da válvula. Existe também a opção de os resultados de saída serem impressos no Sistema Internacional e/ou Sistema Inglês de unidades.

3.2. DADOS DE ENTRADA

Cada vez que o programa for executado, informações a respeito do projeto do compressor devem ser fornecidas. Também temperaturas, em locais específicos, baseadas em resultados experimentais, devem ser fornecidas, para evitar uma análise mais complexa de transferência de calor no compressor.

Os dados de entrada podem ser fornecidos no Sistema Internacional, ou opcionalmente, no Sistema Inglês de unidades.

Os dados de entrada necessários são os seguintes:

DADOS DO CILINDRO

- diâmetro do cilindro;
- altura do cilindro;
- ângulo SAH (sentido anti-horário) da palheta anterior, da folga mínima ao ponto em que não existe mais sucção de gás pelo orifício de admissão do compressor, para uma dada região entre palhetas (ponto de fechamento da sucção).

DADOS DO ROTOR

- diâmetro do rotor;
- raio do orifício de lubrificação no centro da face do fundo do rotor;
- maior raio entre o rebaixo na face da frente, rebaixo no eixo do rotor e chanfro no primeiro mancal;
- folga mínima;
- folga das faces do rotor;
- fração da folga nas faces do rotor associada com a folga na fundo do rotor;

- distância do centro do rotor para o centro do rebaixo na face da frente;
- ângulo SAH da folga mínima para o centro do rebaixo na face da frente, ao redor do centro do rotor;
- raio do topo da ranhura do óleo sobre a face do fundo do rotor;
- ângulo SH (sentido horário) da linha de centro da palheta para a linha de centro da ranhura de óleo, na face do fundo do rotor, ao redor do centro do rotor;
- raio do centro do rotor ao centro do furo na base do rasgo da palheta;
- raio do furo da base do rasgo da palheta.

DADOS DA PALHETA

- raio do topo da palheta;
- largura da palheta;
- comprimento da porção plana da palheta;
- folga entre a palheta e as tampas do cilindro;
- coeficiente de atrito entre os lados da palheta e o rasgo no rotor.

DADOS DA RANHURA DE TRANSFERÊNCIA

- raio da ranhura de transferência;
- altura da ranhura de transferência;
- ângulo SH ao redor do centro do cilindro, da folga mínima ao final da ranhura de transferência;
- ângulo SAH da palheta anterior, da folga mínima, ao redor do centro do rotor, ao ponto no qual o topo da palheta é tangente a garganta e cilindro;

- diâmetro do orifício de descarga;
- distância do assento da válvula para a superfície do cilindro, ao longo da linha de centro do orifício;
- ângulo SH ao redor do centro do cilindro, da folga mínima para o centro do orifício de descarga.

DADOS DO MANCAL

- diâmetro do mancal;
- folga diametral do mancal;
- comprimento do primeiro mancal;
- comprimento do rebaixo separando o primeiro mancal do segundo;
- comprimento do segundo mancal;
- raio efetivo da ranhura de óleo do segundo mancal;
- ângulo entre o eixo axial do rotor e a linha de centro da ranhura de óleo do segundo mancal;
- número de ranhuras de óleo do segundo mancal;
- distância da superfície do óleo no reservatório para a extremidade do mancal, adjacente ao rebaixo;
- coeficiente de escoamento para o caminho do fluxo de massa através do primeiro mancal para a região inferior da palheta.

DADOS DA VÁLVULA

- largura da válvula;
- espessura da válvula;
- raio do batente da válvula;
- raio do assento da válvula;

- ângulo da base da válvula (ponto onde ela é considerada ser fixa) para o centro do orifício de descarga, ao redor do centro do assento da válvula;

- ângulo da base da válvula para o seu topo, ao redor do centro do rotor;

- força estática requerida para levantar a válvula do assento.

DADOS DO REFRIGERANTE/ÓLEO

- tipo de refrigerante;

- viscosidade do óleo a 100° F

podem ser usadas cinco combinações:

R12 e óleo 150 SUS

R12 e óleo 300 SUS

R12 e óleo 500 SUS

R22 e óleo 150 SUS

R22 e óleo 300 SUS.

DADOS DE TEMPERATURA

- temperatura no compartimento de sucção do cilindro, quando do fechamento da sucção;

- temperatura do óleo na entrada do captador;

- temperatura do óleo no centro da face do fundo;

- temperatura do óleo, no rebaixo do mancal.

DADOS DAS CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO DO COMPRESSOR

- pressão na sucção;

- pressão na descarga.

DADOS DE CONTROLE

- indicação se será necessário ou não imprimir instantaneamente valores a cada $0,1^{\circ}$ de incremento para temperatura, pressão, volume, altura de levantamento da válvula, carga atuando sobre as palhetas, carga atuando sobre o mancal e pressão na região inferior da palheta;

- número de iterações no programa principal;

- indicação do sistema de unidades em que são fornecidos os dados de entrada;

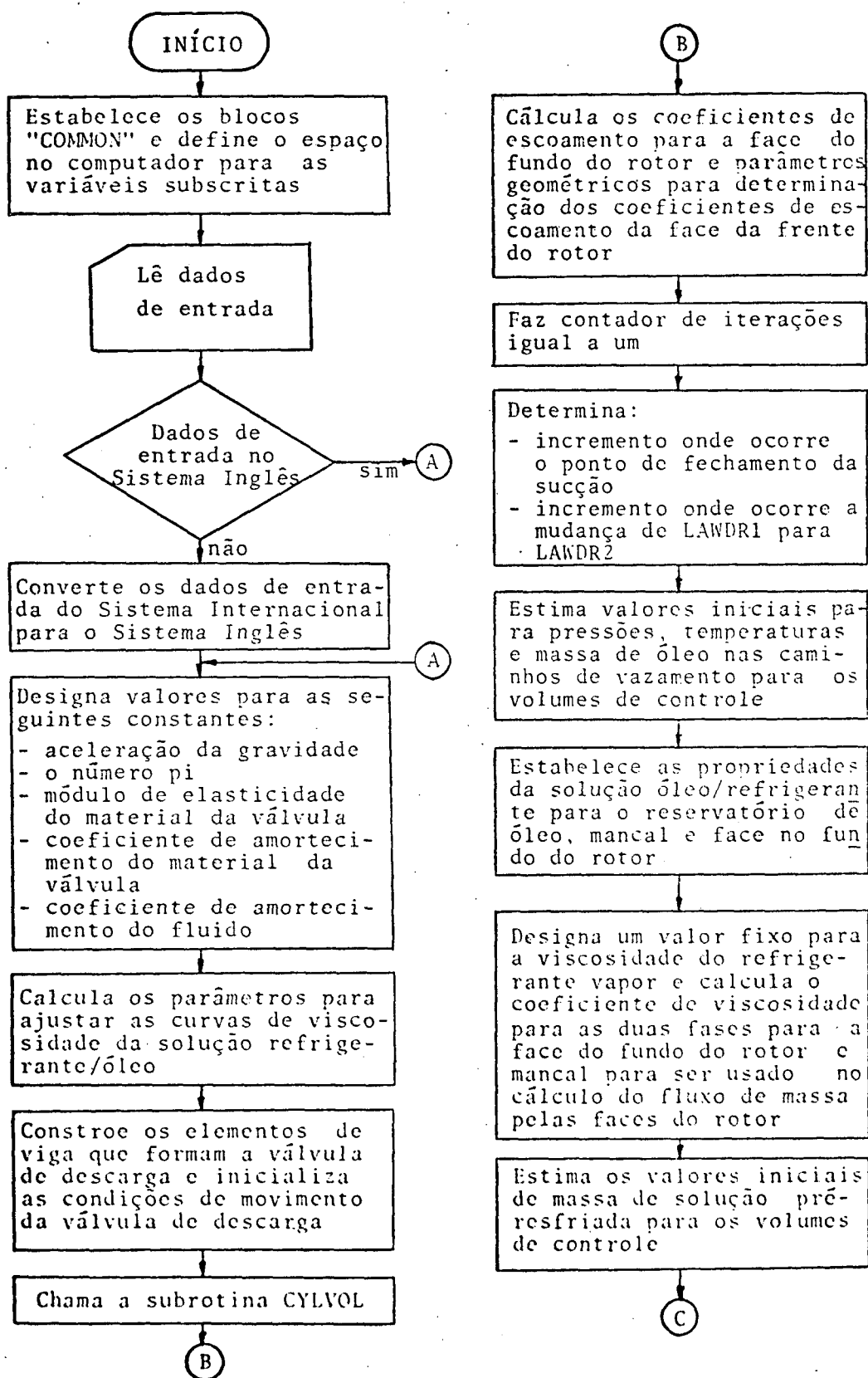
- indicação do sistema de unidades em que são desejados os dados de saída.

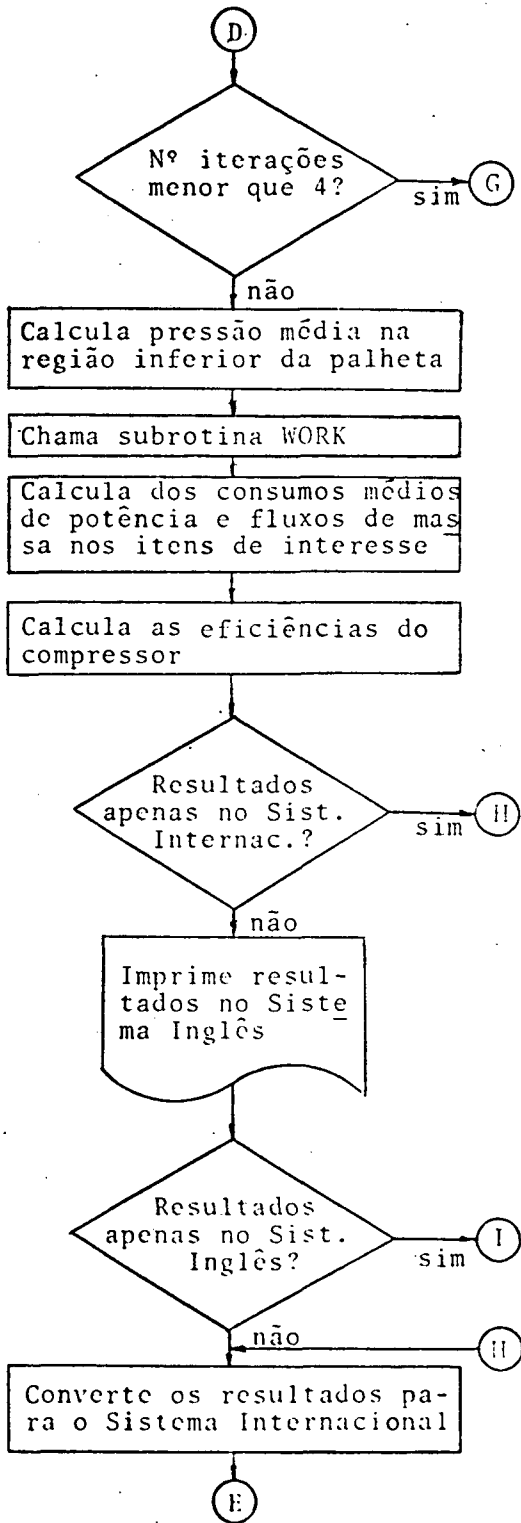
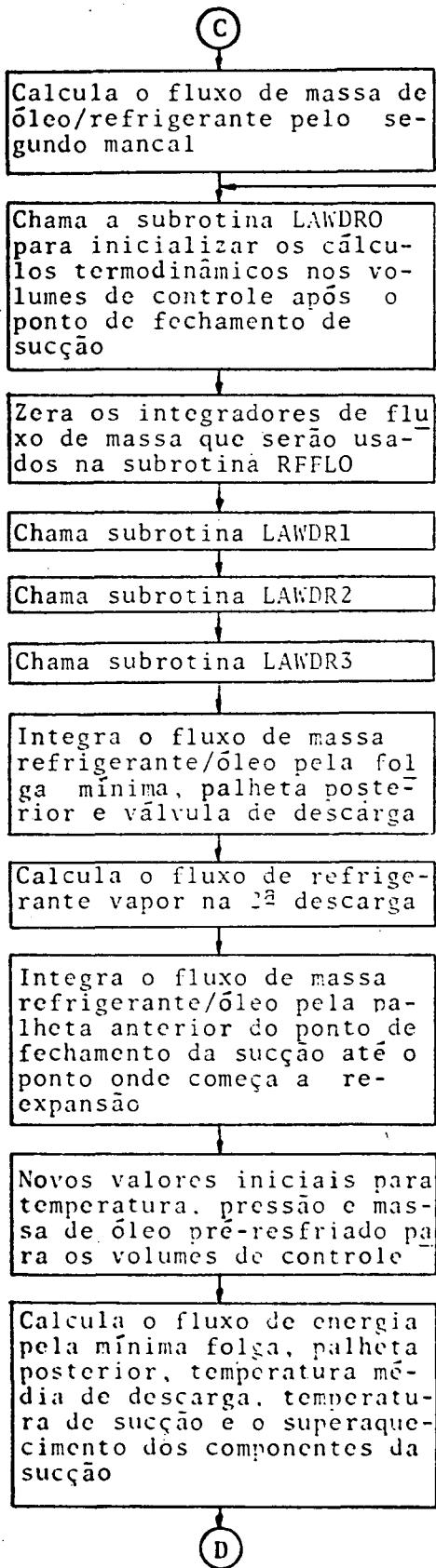
3.3. PROGRAMA

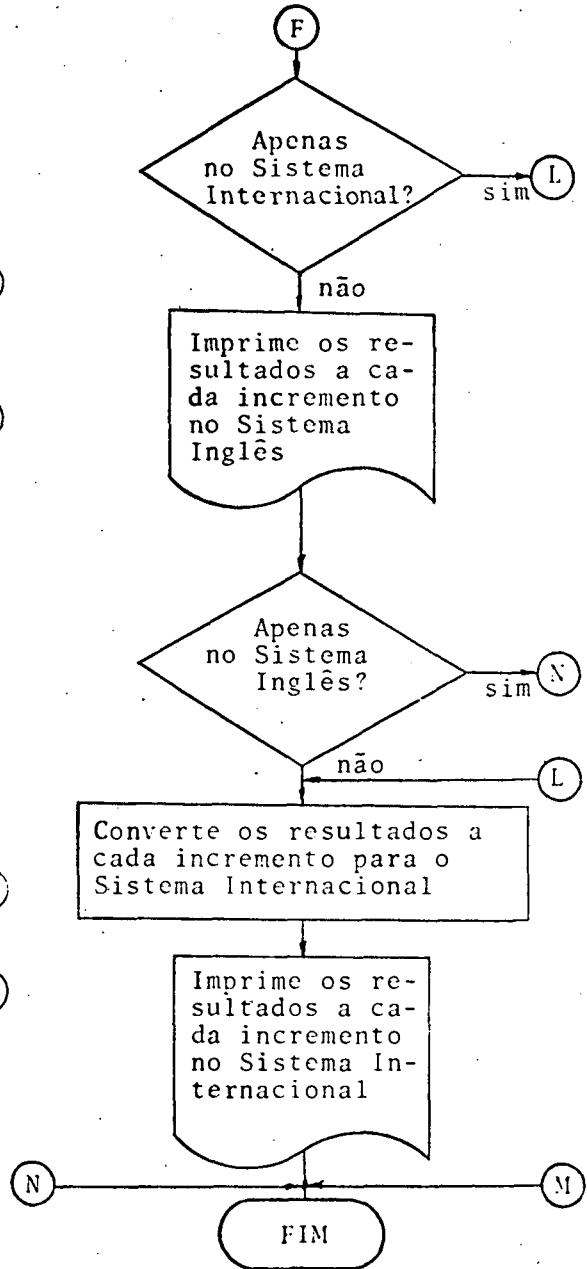
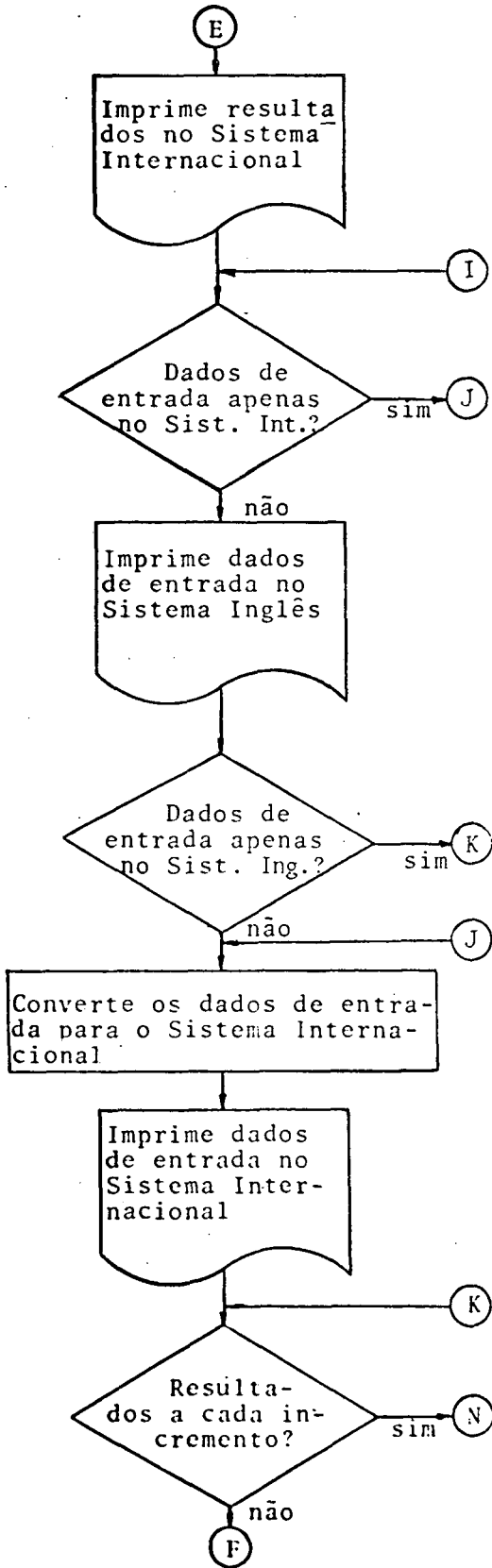
O programa consiste de um corpo principal, associado com 23 subrotinas e uma função. Destas 23 subrotinas, 19 estão associadas ao modelo de simulação, 2 subrotinas e 1 função associadas com as propriedades do refrigerante e óleo e 2 subrotinas auxiliares, para cálculos matemáticos.

3.3.1. FLUXOGRAMA DO PROGRAMA PRINCIPAL

A seguir é apresentado o fluxograma do programa principal, para uma melhor compreensão do funcionamento do programa.







3.3.2. SUBROTINAS ASSOCIADAS AO MODELO DE SIMULAÇÃO

A. SUBROTINA CYLVOL

CYLVOL calcula todos os parâmetros geométricos necessários para a simulação, a partir das variáveis de entrada. CYLVOL segue exatamente o modelo geométrico apresentado no item 2.1.

Inicialmente CYLVOL calcula os parâmetros fixos da palheta e rotor, como a área da superfície curva da palheta e ângulo do topo da palheta. O mesmo cálculo é feito para o rasgo do rotor que abriga a palheta.

Posteriormente CYLVOL calcula os volumes de compressão, gerados pela rotação do rotor. Esses volumes são localizados entre palhetas e entre a palheta e a folga mínima. Especial atenção é feita quando a palheta passa pela folga mínima.

CYLVOL calcula também o quanto as palhetas estão estendidas além do rotor e as respectivas áreas de contacto entre a palheta e a tampa do cilindro.

A aceleração radial da palheta, que será usada no cálculo das forças atuando sobre a palheta, também é efetuada por CYLVOL.

CYLVOL calcula o volume da ranhura de transferência e do orifício de descarga, pois essas regiões são importantes no funcionamento do compressor. A área da garganta é também calculada. São também considerados os efeitos sobre o volume da ranhura de transferência e a área da garganta, quando a palheta passa por

essa região.

B. SUBROTINA LAWDRO

LAWDRO designa valores iniciais para certas variáveis do volume de controle e os armazena em locais apropriados. As variáveis incluem temperatura, pressão, massa de solução pré-resfriada, massa de solução dos caminhos de vazamento, total de massa de solução, massa de refrigerante vapor, concentração do refrigerante no óleo, viscosidade da solução, volume específico da solução, entalpia da solução, entalpia do refrigerante vapor e energia total.

Três volumes de controle são considerados, como apresentado na figura 2.23:

- i. volume de controle CVA localizado entre a palheta anterior e a palheta posterior, após o ponto de fechamento da sucção;
- ii. volume de controle CVB localizado entre a palheta anterior e garganta;
- iii. volume de controle CVTS localizado entre a garganta e a folga mínima, incluindo o orifício de descarga e ranhura de transferência.

LAWDRO também designa valores iniciais para a região inferior da palheta, como temperatura e pressão. Na primeira iteração ele também designa valores para a concentração de refrigerante na região inferior da palheta, volume específico do vapor, entalpia do vapor, viscosidade, volume específico e entalpia da solução (para sucessivas iterações, estas variáveis serão disponíveis

de outras subrotinas). Também sobre a primeira iteração, LAWDR0 chama a subrotina RFFLO para calcular inicialmente a razão de fase para a região inferior da palheta, eixo e primeiro mancal.

LAWDR0 chama as seguintes subrotinas: VAPOR, R120IL e RFFLO.

C. SUBROTINA LAWDR1

LAWDR1 maneja os cálculos para os volumes de controle CVA, CVB e CVTS do ponto de fechamento da sucção até o ponto em que CVB irá ser muito pequeno para resultados numéricos estáveis, como mostra a figura 3.1.

INICIALMENTE:

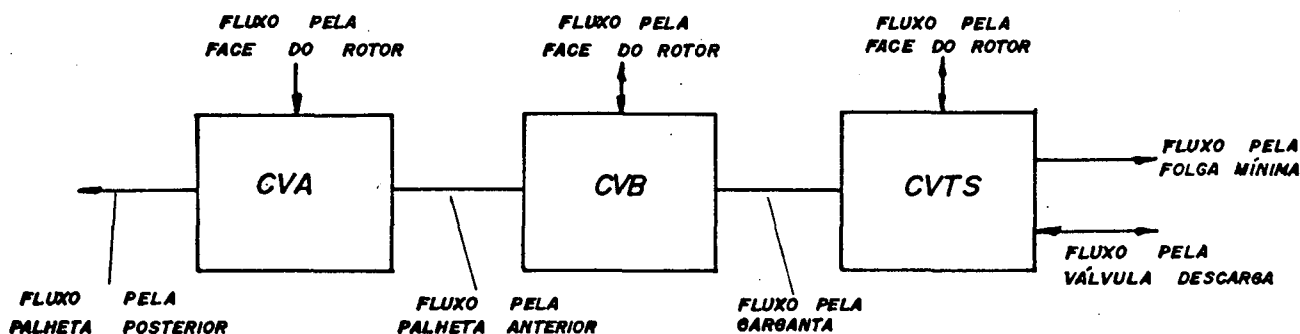


FIGURA 3.1. - Volumes de controle usados em LAWDR1

A principal função de LAWDR1 é determinar como o refrigerante e óleo entram e saem de um volume de controle particular, via vários caminhos de escoamento, durante cada incremento de rotação do rotor, quais os valores para concentração de refrigerante e entalpia para associar com os escoamentos, e a pressão média

no volume de controle durante o incremento. Esta informação é então fornecida a subrotina ISTLAN para futuras considerações. A subrotina ISTLAN retorna com a condição que irá existir dentro do volume de controle ao final do incremento.

LAWDR1 chama as subrotinas BLDFLO, THFLO, MCFLO e VLVFLO para obter os valores do fluxo de massa pelas palhetas anterior e posterior, garganta, folga mínima e válvula de descarga. A entalpia e concentração do refrigerante para o cálculo do fluxo de massa são determinadas pelas condições médias no volume de controle que fornece o escoamento. Os escoamentos passando pelas palhetas e folga mínima são considerados como uma solução refrigerante/óleo. Os fluxos de massa passando pela garganta e válvula são considerados como uma mistura homogênea de refrigerante vapor e solução óleo/refrigerante. O fluxo de massa pela garganta também tem uma componente que é considerada como sendo um fino filme de solução óleo/refrigerante que adere ao rotor e penetra na garganta. LAWDR1 considera alguma combinação de fluxo de massa normal ou reverso para a garganta e válvula de descarga.

O óleo nos três volumes de controle é dividido em duas classificações principais. Estas são referenciadas como caminho do óleo de vazamento e óleo pré-resfriado. Enquanto em um volume de controle eles comportam-se exatamente da mesma forma, caminho de vazamento pode somente sair ou entrar via palheta e folga mínima. Fluxo de óleo pré-resfriado pode somente entrar ou sair via faces do rotor, fluxo homogêneo pela garganta e fluxo homogêneo pela válvula de descarga. Esta manobra artificial é feita para assegurar que os caminhos de escoamento pelas palhetas e folga mínima irão sempre permanecer cheios de líquido e que o fluxo líquido

de óleo pelas faces do rotor, por iteração, será igual ao fluxo líquido de óleo na descarga por iteração.

LAWDR1 trata os volumes de controle em sucessão, movendo de CVA para CVB e CVTS. Isto é feito três vezes para cada incremento. Na primeira vez, as condições dentro de cada volume de controle são consideradas serem iguais aquelas ao final do incremento precedente. Para a 2^a e 3^a vez, as condições são consideradas como a média entre os valores do final do incremento precedente e a mais recente predição do valor para o final do corrente incremento.

LAWDR1 também chama a subrotina QXTHRT que fornece a transferência de calor entre CVB e CVTS através da garganta. Sem a subrotina QXTHRT, as temperaturas preditas para CVTS podem tornar-se irreais e significativamente diferentes das temperaturas em CVB.

LAWDR1 chama as seguintes subrotinas BLDFLO, ISTLAW, THFLO, QXTHRT, MCFLO e VLVFLO.

D. SUBROTINA LAWDR2

LAWDR2 combina os volumes de controle CVB e CVTS em um caminho que conserva a energia e massa de cada volume de controle. O volume de controle é referenciado como CVTS. A combinação é necessária para a estabilidade numérica que não pode ser assegurada quando CVB torna-se muito pequeno, devido à comunicação entre CVB e CVTS, via área da garganta. A combinação de CVB e CVTS é justificada, desde que as temperaturas e pressões preditas sejam quase iguais, de qualquer maneira, neste ângulo do rotor.

LAWDR2 então procede com os cálculos do volume de controle para CVA e CVTS, até que o topo da palheta anterior fique tangente ao cilindro e garganta.

LAWDR2 trata os volumes de controle de maneira igual a LAWDR1, exceto que não chama as subrotinas THFLO e QXTHRT. Como a garganta está agora localizada dentro de CVTS, não é considerada a comunicação entre os volumes de controle. Entretanto, CVTS comunica-se com CVA via palheta anterior, como mostra a figura 3.2.

LAWDR2 chama as seguintes subrotinas: ISTLAW, BLDFLO, MCFLO e VLVFLO.

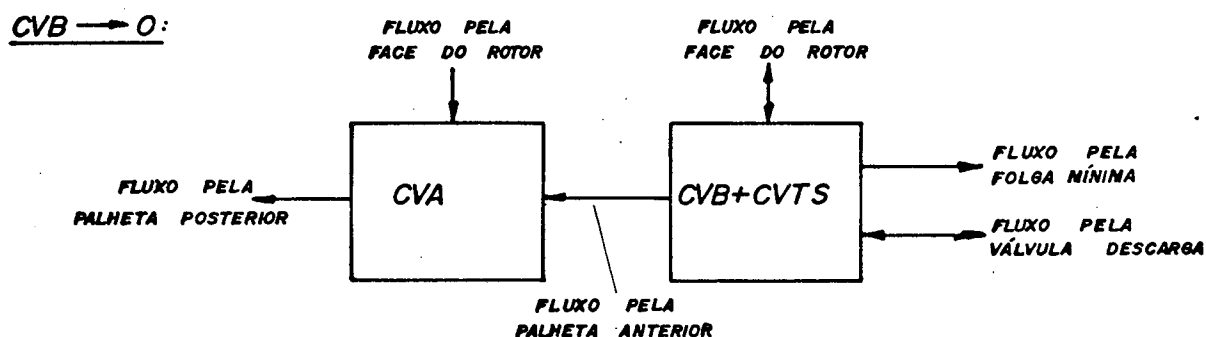


FIGURA 3.2 - Volumes de controle usados em LAWDR2

E. SUBROTINA LAWDR3

LAWDR3 realiza os cálculos para os volumes de controle CVA e CVTS, do ângulo onde a palheta anterior tangencia o cilindro e a garganta até o ponto em que a palheta anterior girou 180° da posição do ponto de fechamento da sucção.

CVA comunica-se com CVTS, vide figura 3.3, através da garganta, onde a área transversal varia durante o processo de re-expansão. Os volumes de controle são tratados como em LAWDR1, exceto que a palheta anterior é agora ignorada, desde que seus vazamentos ocorrem dentro de CVTS ou além da folga mínima, do lado da sucção. A figura 3.3 apresenta um esquema de como LAWDR3 trata os volumes de controle.

LAWDR3 também realiza a integração dos fluxos de massa de refrigerante e óleo pela re-expansão.

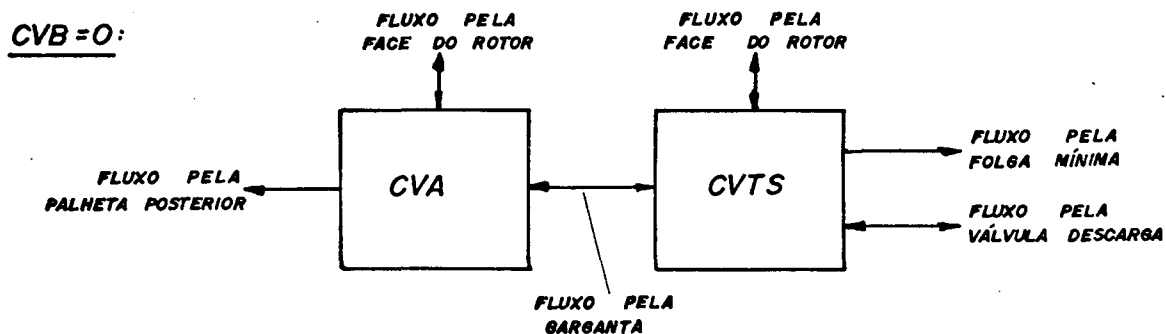


FIGURA 3.3 - Volumes de controle usados em LAWDR3

LAWDR3 chama as seguintes subrotinas: ISTLAW, BLDFLO, MCFLO, VLVFLO, THFLO e QXTHR.

F. SUBROTINA ISTLAW

ISTLAW aceita informações dos volumes de controle das subrotinas LAWDR. É feita uma chamada para a subrotina RFFLO para obter dados do escoamento nas faces do rotor para o volume de controle que está sendo considerado. A mudança de volume para o

volume de controle, durante o incremento, é calculada. O total de energia, massa de refrigerante e massa de óleo, dentro dos volumes de controle, são computados. Estimativas iniciais para a temperatura, pressão e massa de refrigerante vapor são feitas para o volume de controle no final do incremento. A subrotina EQUIB é chamada e retorna com os valores para temperatura, pressão, concentração de refrigerante/óleo, massa de refrigerante vapor, viscosidade de solução refrigerante/óleo, volume específico e entalpia da solução e do vapor refrigerante ao final do incremento.

ISTLAW chama a subrotina EQUIB.

G. SUBROTINA EQUIB

EQUIB recebe dados do volume de controle de ISTLAW, incluindo o total de energia do volume de controle, massa de refrigerante, massa de óleo, volume deslocado e uma melhor estimativa de temperatura, pressão e massa de refrigerante vapor ao final do incremento de tempo. EQUIB então procura a melhor combinação de temperatura e pressão que irá satisfazer as restrições impostas pela energia, massa e volume fornecidos. O procedimento de procura assume que o refrigerante e óleo atingem um completo equilíbrio térmico e miscível ao final do incremento.

Os seguintes passos são incluídos no procedimento de procura:

- i. Estabelece os limites de erro para o cálculo de energia e massa.
- ii. Chama as subrotinas VAPOR e R120IL com a temperatura e pressão

estimadas inicialmente para obter as propriedades termodinâmicas para o refrigerante vapor e solução óleo/refrigerante.

- iii. Computa a energia total baseada nas estimativas iniciais de temperatura e pressão.
- iv. Calcula as derivadas das entalpias com respeito a temperatura para o refrigerante vapor e a solução óleo/refrigerante.
- v. Avalia a constante do gás para o refrigerante como se ele fosse um gás ideal.
- vi. Computa uma nova temperatura, baseada na diferença entre o total de energia sendo buscada, e o cálculo mais recente feito para a energia, as derivadas das entalpias para refrigerante vapor e solução óleo/refrigerante com respeito a temperatura e a mais recente estimativa para a massa de refrigerante vapor.
- vii. Calcula um novo volume específico para o refrigerante vapor baseado no mais recente valor da massa de refrigerante vapor.
- viii. Calcula uma nova pressão baseada na mais recente temperatura, volume específico do vapor e constante do gás.
- ix. Chama as subrotinas VAPOR e R120IL com as novas temperaturas e pressão para obter as novas propriedades termodinâmicas para o refrigerante vapor e solução óleo/refrigerante.
- x. Calcula os novos valores para a massa de refrigerante vapor e energia total do volume de controle.
- xi. Compara os valores novos com os antigos para a massa de vapor refrigerante e o novo valor da energia total com o valor fornecido pela subrotina ISTLAW. Se ambos os valores para a

massa de refrigerante vapor e energia total estão dentro dos limites do erro, retorna para a subrotina ISTLAW com a nova temperatura, pressão, concentração de refrigerante na solução, viscosidade, volume específico, entalpia e massa de solução óleo/refrigerante e massa e entalpia para o refrigerante vapor. Se ambos os valores para a massa de refrigerante vapor e energia total não estão dentro dos limites de erro, volta ao passo iv.

EQUIB chama as seguintes subrotinas: VAPOR e R120IL.

H. SUBROTINA VLVFLO

VLVFLO fornece o fluxo de massa pela válvula de descarga.

Inicialmente é verificado se a válvula está ou não levantada do assento. Se a válvula não estiver levantada, o fluxo de massa pela válvula de descarga é zero. Se a válvula estiver levantada, o fluxo de massa é fornecido pelo modelo apresentado no ítem 2.2.5, considerando se o fluxo é normal ou reverso.

A força do gás que atua na válvula é dividida em duas partes, sendo que uma parte atua na massa nodal do 1º elemento e a outra atua na massa nodal do 2º elemento de viga.

VLVFLO chama a subrotina VALDYN que retorna com as posições finais dos elementos de viga que formam a válvula, sendo então conhecida a distância do deslocamento da válvula do assento, para o cálculo do fluxo de massa pela válvula de descarga.

VLVFLO chama a subrotina VALDYN.

I. SUBROTINA THFLO

THFLO é chamada pelas subrotinas LAWDR1 e LAWDR2 para fornecer o fluxo de massa incremental através da garganta para cálculos nos volumes de controle.

O modelo adotado é o descrito no item 2.2.3. O volume específico do fluido é determinado na subrotina LAWDR pela divisão do espaço ocupado pela massa de refrigerante vapor e solução óleo/refrigerante. Isto é feito usando os dados do volume de controle a alta pressão. Em adição ao fluxo pelo orifício, uma componente líquida é calculada como se um fino filme de solução aderisse à parede periférica do rotor e se movesse para dentro da garganta através da rotação do rotor. O fino filme é cancelado durante a re-expansão.

A área da garganta é calculada na subrotina CYLVOL. Durante a re-expansão, a área da garganta varia devido ao efeito da palheta passando pela garganta.

J. SUBROTINA MCFLO

MCFLO é chamada por todas as subrotinas LAWDR para prover informações do fluxo de massa pela folga mínima nos cálculos do volume de controle CVTS.

O modelo adotado é o apresentado no item 2.2.2. As propriedades da solução são determinadas pelas condições em CVTS.

K. SUBROTINA BLDFLO

BLDFLO é chamada por todas as subrotinas LAWDR para fornecer o fluxo de massa passando pela palheta anterior e posterior, durante um incremento de rotação do rotor.

O modelo adotado é o apresentado no item 2.2.1 e as propriedades do fluido são determinadas pelas condições no volume de controle que fornece o fluxo de massa.

L. SUBROTINA RFFLO

RFFLO é chamada pela subrotina ISTLAW para fornecer os incrementos de massa e energia para/ou dos volumes de controle do cilindro sobre as faces do rotor.

O modelo adotado por RFFLO é o apresentado no item 2.2.4. RFFLO calcula os fatores a serem aplicados nas faces do rotor que levam em conta o quanto cada elemento de escoamento está se comunicando com determinado volume de controle num dado incremento de tempo.

RFFLO calcula os fatores de escoamento a serem aplicados na face da frente do rotor, chamando a subrotina RUF^CUT.

RFFLO calcula a pressão na região inferior da palheta durante um dado incremento de tempo.

RFFLO calcula a razão de fase para o furo do eixo e primeiro mancal. Razão de fase é a massa de vapor dissolvida na massa total que escoa durante determinado incremento de tempo. Ambos terão valores entre zero e um. Se a razão de fase do furo

de eixo é menor que um, a razão de fase do primeiro mancal irá ser zero. Se a razão de fase do furo do eixo é igual a um, então a razão de fase do primeiro mancal será maior que zero.

RFFLO chama as subrotinas VAPOR e R120IL para obter as propriedades do refrigerante vapor e solução óleo/refrigerante para a região inferior da palheta na nova pressão (a temperatura é mantida constante 3°C abaixo da temperatura no mancal, especificada nos dados de entrada). RFFLO calcula ao final do incremento de tempo, a razão de fase para o escoamento entre a região inferior da palheta e volumes de controle na periferia do rotor.

RFFLO chama as seguintes subrotinas: RUFACUT, VAPOR e R120IL.

M. SUBROTINA RUFACUT

RUFACUT é chamada pela subrotina RFFLO. RUFACUT calcula as dimensões dos elementos de escoamento para a face da frente do rotor, onde existe um rebaixo excêntrico na face frontal. RUFACUT chama a subrotina RFFAC para a avaliação dos coeficientes de escoamento da face da frente.

RUFACUT chama a subrotina RFFAC.

N. SUBROTINA RFFAC

RFFAC é usada para avaliar as propriedades geométricas de um elemento de escoamento, referenciado como coeficiente de escoamento. A teoria usada na subrotina RFFLO considera que existe

uma rede de caminhos de escoamento, de superfícies planas e paralelas. As superfícies podem não ter dimensões uniformes, em que o comprimento do caminho de escoamento pode variar de uma extremidade para outra.

Para simplificar a matéria, é considerado que o fluxo através do elemento pode ser aproximado tratando o escoamento como se fosse uma porção de um escoamento radial entre discos circulares e paralelos, onde a fonte de alta pressão e o sumidouro de baixa pressão são concêntricos. Um comprimento médio para o caminho de escoamento para o elemento é especificado, e corresponde à diferença entre os raios do sumidouro e fonte. A largura da entrada do elemento, como a saída, quando matematicamente combinados com o caminho de escoamento, serve para estabelecer a magnitude dos raios da fonte e sumidouro e ângulo do arco de porção. Efeitos de margem devidos à contornos comuns com outros elementos são ignorados juntamente com algum movimento entre as superfícies. O coeficiente do elemento de escoamento é avaliado da equivalência geométrica para o setor do disco.

O. SUBROTINA VALDYN

VALDYN é chamada pela subrotina VLVFLO para calcular a posição, no final do incremento, para a válvula de descarga. O modelo matemático da válvula de descarga é apresentado no item 2.3.

Um conjunto de equações diferenciais do movimento é derivado das considerações dos diagramas de corpo livre para os 4 elementos da válvula. Os termos de ordem zero e primeira são ava-

liados chamando a subrotina RUNGE, que calcula as deflexões e razões de deflexões dos elementos de viga. Esta informação é usada para reduzir as equações diferenciais para um conjunto de equações algébricas em que somente os termos de segunda ordem são desconhecidos. Este conjunto de equações é resolvido pela subrotina GAUSSY, que determina as variáveis desconhecidas simultaneamente usando operações de matriz. As subrotinas RUNGE e GAUSSY são chamadas em sequência quatro vezes durante cada incremento, com os resultados de uma usados como dados necessários para a outra iteração. Especial consideração é dada para a posição de cada nó, para assegurar que os limites impostos pelo assento e batente não sejam violados. É considerado que todos os nós saem do assento antes de algum nó encontrar o batente. Se algum nó encontrar o batente, este nó e todos os outros entre ele e a base são automaticamente colocados no batente, usando coordenadas apropriadas. Quando um nó encontra o batente, o incremento de tempo é dividido em duas partes. Durante a primeira parte, as equações são resolvidas, de tal forma que o nó acabou de atingir o batente. Durante a segunda parte, o nó que bateu no batente e todos os nós entre ele e sua base são fixados, por coordenadas apropriadas, no batente, enquanto as equações para os nós remanescentes são resolvidas usando as condições iniciais baseadas em informações fornecidas no final do incremento de tempo da primeira parte. Este procedimento assegura um suave assentamento da válvula sobre o batente. Se algum nó reassentar, tal nó e todos os nós entre ele e sua base são colocados sobre o assento, com coordenadas apropriadas, sem dar atenção à divisão do incremento de tempo.

VALDYN chama as seguintes subrotinas: GAUSSY e RUNGE.

P. SUBROTINA WORK

WORK é chamada pelo programa principal depois de terem sido completadas as 4 iterações dos cálculos termodinâmicos dos volumes de controle, para calcular os vários consumos de potência no compressor.

Para $0,1^\circ$ de rotação, durante 180° de rotação do rotor, WORK:

- calcula o trabalho incremental gasto por atrito viscoso nas faces da frente e do fundo do rotor. Inclui também as componentes devidos à diferença de pressão através das faces, folga mínima e palhetas anterior e posterior
- calcula o trabalho incremental devido ao atrito entre as paredes do rotor e cilindro na folga mínima
- chama a subrotina TWOBLADE para determinar as forças que estão agindo na palheta anterior e posterior
- calcula a força radial e o ângulo de atuação desta força, para o primeiro e segundo mancais
- calcula o número de Sommerfeld para o primeiro e segundo mancais
- calcula o trabalho incremental gasto nos mancais
- calcula o trabalho incremental gasto pela palheta devido ao atrito entre o topo da palheta e cilindro e palheta e rotor (rasgo)

- calcula o trabalho de compressão gasto em cada volume de controle ao redor do centro do rotor
- calcula o trabalho de sobrecompressão e perdas na garganta
- calcula o trabalho total fornecido, somando o trabalho gasto em cada item e dividindo pela eficiência do motor elétrico

WORK integra todos os componentes para 180° de rotação do rotor.

WORK também calcula o trabalho de compressão, durante 180° de rotação do rotor, associado com o vazamento pela palheta anterior, palheta posterior, re-expansão, folga mínima e pelas faces do rotor.

WORK chama as seguintes subrotinas: TWOBLADE, BRGFRC e VAPOR.

Q. SUBROTINA QXTHRT

QXTHRT é chamada por LAWDR1 e LAWDR3 para calcular a transferência de calor a cada incremento na região da garganta. Foi verificado que a temperatura de CVTS pode desviar significativamente de seus volumes de controle adjacentes, ou CVA, ou CVB, se o fluxo de energia pela garganta, através da entalpia, é o único modo de transporte de energia entre os dois volumes de controle ligados. Considerações de dados experimentais não admitem tais resultados. O desvio não foi considerado ser relacionado com erros computacionais ou estruturais do programa, uma vez que a energia

do volume de controle está sendo analiticamente conservada, de acordo com a 1ª lei da termodinâmica, durante cada incremento. O desvio existe devido ao isolamento térmico artificial de CVTS com o volume de controle adjacente. A situação foi corrigida com a adição de QXTHRT.

QXTHRT calcula a transferência de calor em cada incremento através da garganta com a hipótese de que a quantidade de energia transferida é proporcional à diferença de temperatura através da garganta e a área da garganta. O coeficiente de transferência de calor é aplicado, cujo valor é escolhido, tal que a diferença de temperatura através da garganta não se torne irrealística. O valor, estabelecido por tentativa e erro, é constante para todas as condições. A direção de transferência de calor é automaticamente determinada pelo sinal da diferença de temperatura na garganta.

R. SUBROTINA BRGFRC

BRGFRC é chamada pela subrotina WORK para calcular o fator de atrito para o primeiro e segundo mancal. O fator de atrito é o raio do mancal multiplicado pelo coeficiente efetivo de atrito do mancal e dividido pela folga radial do mancal. O fator de atrito é uma função do número de Sommerfeld do mancal e a razão comprimento/diâmetro. É feita a hipótese de que o mancal responde instantaneamente às mudanças na grandeza e direção da carga radial. O fator de atrito é calculado por interpolação entre curvas contínuas por partes e compostas de segmentos retos. Curvas para 4 razões comprimento/diâmetro são representadas. Os parâmetros das curvas são derivados de Shigley [13].

S. SUBROTINA TWOBLADE

TWOBLADE é chamada pela subrotina WORK para calcular as forças que estão agindo na palheta durante cada incremento de tempo. O sistema de forças atuando sobre cada palheta consiste de forças de pressão, atrito e inércia. O movimento da palheta é considerado ser plano. Forças de pressão atuando no rasgo da palheta são desprezadas. A palheta é assumida ter uma linha de contacto com a parede do cilindro. Atrito de deslizamento é considerado nas paredes do cilindro e nas reações na rasgo. A palheta é considerada ser posicionada, de tal modo que as folgas laterais sejam iguais. A massa da palheta é considerada como concentrada sobre a linha de centro da palheta, no ponto central entre o topo e a base da palheta. Um diagrama de corpo livre é usado para formular um conjunto de 3 equações somando forças radiais, forças tangenciais e momentos ao redor do centro de massa. A técnica de solução assegura que as forças de atrito serão sempre apostas à velocidade radial.

TWOBLADE chama a subrotina GAUSSY.

3.3.3. SUBROTINAS ASSOCIADAS AS PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE E ÓLEO

A. SUBROTINA R120IL

R120IL é usada para estabelecer valores para a concentração da solução refrigerante/óleo, volume específico, entalpia e viscosidade para uma dada combinação de temperatura e pressão.

para algumas das cinco combinações do tipo de refrigerante e viscosidade do óleo, listadas abaixo:

R12 e 150 SUS

R12 e 300 SUS

R12 e 500 SUS

R22 e 150 SUS

R22 e 300 SUS

A viscosidade do óleo é tomada na temperatura de 100°F.

Dados de concentração, C , para cada um destes 5 pares são armazenados em incrementos de 25 lbf/in² e 25°F, para pressões de 0 a 350 lbf/in² e temperatura de 150 a 250°F. Os dados fornecidos para o óleo são fornecidos de catálogo da Sun Oil. Para cada par de temperatura T , e pressão P , é determinado G :

$$G = P \left(\frac{1}{C} - 1 \right) \quad (3.1)$$

Então, para cada temperatura, é determinada, em regiões adequadas de pressão, uma expressão de G como função linear da pressão. Posteriormente, G é determinado como uma interpolação linear das expressões conhecidas, para diferentes temperaturas. Para temperaturas acima de 250°F, uma equação exponencial em temperatura e pressão é usada.

Finalmente, a concentração C , é dada por:

$$C = \frac{P}{P + G} \quad (3.2)$$

A entalpia do óleo puro é avaliada como uma função da temperatura, usando a forma integrada de uma expressão para calor específico a pressão constante, onde -40°F é escolhido como entalpia zero, para haver uma consistência com a entalpia do refrigerante. Igual expressão é usada para todos os tipos de óleo.

O volume específico do óleo é calculado como uma função da temperatura, baseada numa expressão fornecida por Wilcock e Booser [15].

A entalpia e volume específico do refrigerante líquido saturado, a uma dada temperatura, são avaliados por interpolação, de valores armazenados para cada tipo de refrigerante.

A entalpia da solução refrigerante/óleo é estabelecida baseada na linearidade da combinação ponderada pela massa da entalpia do óleo puro e refrigerante líquido. O volume específico da solução é avaliado de igual maneira, apenas que um fator de correção é introduzido, fornecido de [16], que leva em conta que o refrigerante e óleo não se misturam de maneira ideal.

A viscosidade da solução óleo/refrigerante é calculada por uma equação exponencial, em temperatura e concentração, derivada dos dados da Sun Oil, para cada tipo de óleo. Não é feita distinção entre os tipos de refrigerante.

A concentração de refrigerante/óleo é a massa de refrigerante dissolvida, dividida pela massa da solução total, expressa em fração decimal.

B. SUBROTINA VAPOR

VAPOR calcula, a partir da temperatura, pressão e tipo de refrigerante, as propriedades: volume específico, entalpia e entropia do refrigerante vapor.

VAPOR chama a função SPVOL.

C. FUNÇÃO SPVOL

SPVOL calcula o volume específico do refrigerante vapor, a partir da temperatura, pressão e tipo de refrigerante.

3.3.4. SUBROTINAS AUXILIARES

A. SUBROTINA GAUSSY

GAUSSY é chamada pela subrotina VALVYN para resolver o sistema de equações do movimento para os elementos da válvula depois das deflexões e razões de deflexão terem sido avaliadas pela subrotina RUNGE. A subrotina VALVYN reduz as equações diferenciais do movimento da válvula para um conjunto de equações algébricas em que a 2ª derivada no tempo para as deflexões da viga e variáveis diretamente relatadas pela 2ª derivada constituem um conjunto de incógnitas. GAUSSY efetua as necessárias operações de matriz para resolver as equações simultaneamente usando o método de eliminação de Gauss.

GAUSSY é também chamada pela subrotina TWOBLADE

para resolver o sistema de equações que relatam as várias forças aplicadas sobre as palhetas.

Maiores detalhes sobre o método numérico usado vide Carnahan et al. [17].

B. SUBROTINA RUNGE

RUNGE é chamada pela subrotina VALVYN quatro vezes durante cada incremento de tempo para realizar uma integração de 3ª ordem de Runge-Kutta da deflexão e razão de deflexão de cada elemento da válvula em relação ao tempo. As quatro entradas para RUNGE são inerentes ao processo de integração e são executadas considerando o número de elementos em movimento durante o incremento.

As primeiras duas entradas são usadas para estabelecer valores para a deflexão e razão de deflexão no ponto médio do incremento de tempo. As duas últimas entradas estabelecem valores para o final do incremento de tempo. O procedimento tende a minimizar alguma instabilidade causada por reiterações entre a subrotina VALVYN e RUNGE.

Maiores detalhes sobre o método numérico usado, vide White [18].

3.4. VARIÁVEIS DE SAÍDA

A execução do programa termina com a impressão de um relatório, contendo os itens de maior interesse, para a análise do desempenho do compressor. Os dados de entrada também são impressos. Opcionalmente, um relatório mais detalhado, contendo informações sobre as variáveis mais importantes, é impresso.

As variáveis de saída podem ser impressos tanto no Sistema Internacional, como no Sistema Inglês, ou em ambos.

O relatório para análise do desempenho do compressor é dividido em 3 partes: a primeira parte consiste na impressão de todos os fluxos de massa que ocorrem no compressor, fazendo uma distinção entre refrigerante líquido, refrigerante vapor e óleo. A segunda parte consiste em imprimir todas as perdas de energia no compressor e a terceira parte é um sumário do desempenho, onde consta, capacidade de refrigeração, consumo de energia e EER real e ideal, perdas de capacidade mássica, temperatura de sucção e descarga, pressão na região inferior da palheta e eficiências do motor, mecânica, de compressão, de energia, de massa e de desempenho.

O relatório mais detalhado consiste de informações a cada grau de rotação do rotor, da temperatura, pressão, volume, levantamento da válvula, carga sobre as palhetas e primeiro mancal e pressão na região inferior da palheta.

4. ANÁLISE DE RESULTADOS

4.1. COMPARAÇÃO DE RESULTADOS NUMÉRICOS COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS

É necessário verificar a confiabilidade de um programa de simulação numérica. Isto é feito comparando os resultados obtidos numericamente com os resultados obtidos experimentalmente de um compressor existente. Da comparação, pode-se concluir, se o programa de simulação está retrando, de maneira adequada, os fenômenos físicos que ocorrem dentro do compressor, e portanto, avaliar o risco e a confiança do programa em predizer resultados.

No caso específico deste programa de simulação, para uma perfeita verificação de sua confiabilidade, é necessário obter experimentalmente, as propriedades termodinâmicas, temperatura e pressão, e os fluxos de massa e consumo de energia que ocorrem instantaneamente durante o funcionamento do compressor, além do movimento da válvula de descarga. Essas medições devem ser feitas em várias condições de funcionamento.

Os resultados experimentais usados neste trabalho, foram extraídos de Ferreira [19], mas devido às dificuldades de se obterem experimentalmente, todos os valores mencionados anteriormente, apenas foram determinadas as curvas de pressão e movimento da válvula de descarga, consumo total de energia e capacidade de refrigeração.

As figuras 4.1 e 4.2 mostram, respectivamente, o diagrama pressão versus deslocamento da palheta anterior, para as

condições (-23,3; 54,4; 32)* e (-15; 45; 32). Observando destas figuras, tem-se que, no nível do processo de compressão, a curva numérica é levemente superior à curva experimental. Isto ocorre porque o modelo numérico não considera as perdas de pressão no processo de sucção. Mas, no final do processo de compressão, as curvas estão praticamente superpostas. Durante o processo de descarga, como já era esperado, as curvas experimental e numérica, tem uma discordância. Isto ocorre, porque o modelo numérico não considera os efeitos de pulsação dos gases na descarga. Mas, de um modo geral, a curva simulada tem uma boa concordância com a curva experimental.

Cabe ressaltar aqui que os resultados obtidos numericamente são os resultados para um determinado volume de controle, enquanto que os resultados experimentais foram obtidos através de superposição dos sinais de dois transdutores de pressão, instalados, um na ranhura de transferência e outro a 180° do ponto da folga mínima. O sinal obtido não é completo, ou seja, não corresponde a uma volta completa do rotor. Seriam necessários três transdutores de pressão para gerar um ciclo completo do rotor. Outro problema que ocorreu, é que após a montagem dos transdutores, houve empenamento nas tampas laterais do cilindro, e, conseqüentemente, uma queda de capacidade e um aumento no consumo de energia em relação ao compressor original.

()* - O primeiro termo entre parênteses representa a temperatura no evaporador, o segundo a temperatura no condensador e o terceiro a temperatura ambiente. Todos os valores tomados em $^{\circ}\text{C}$.

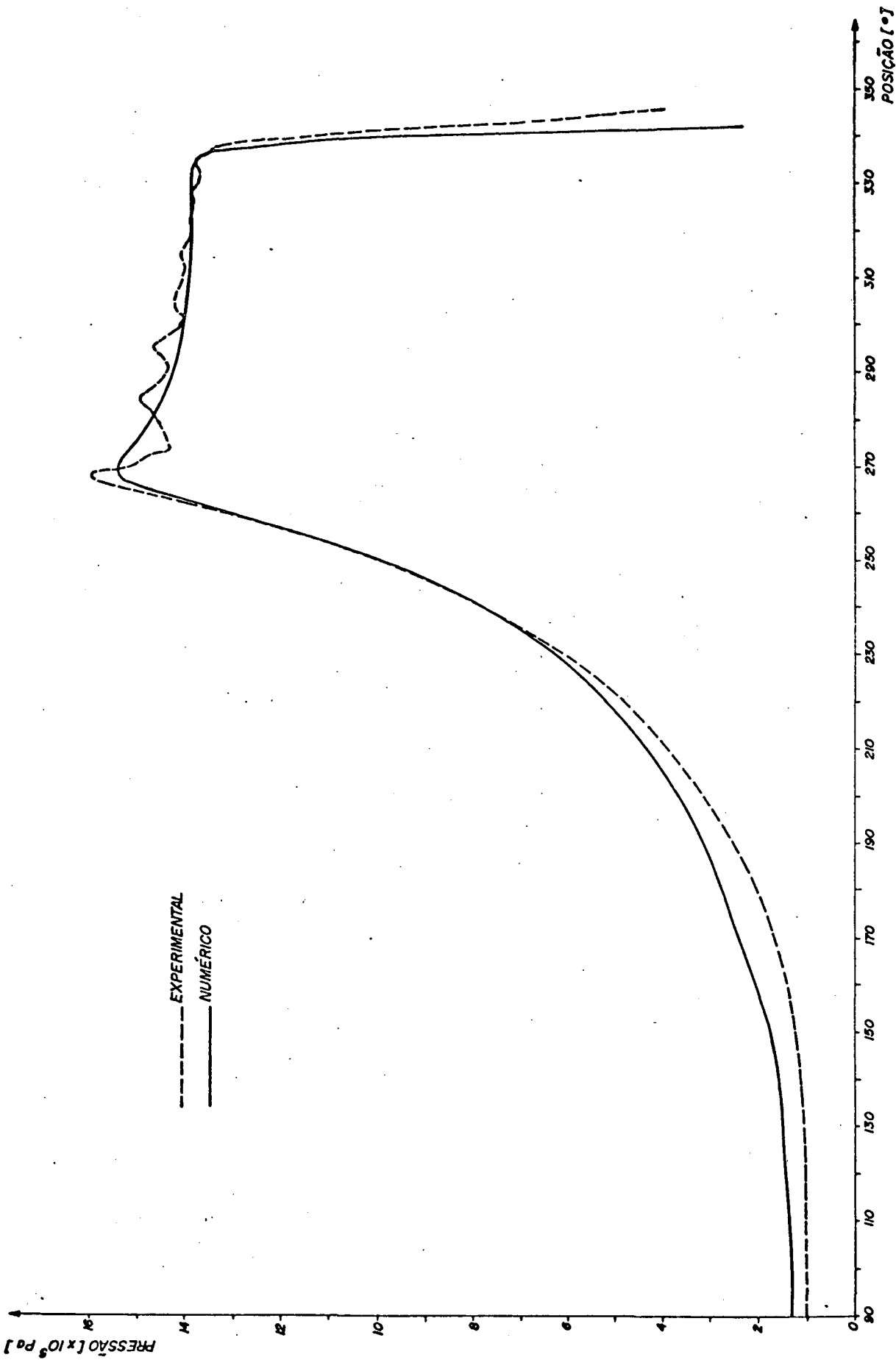


FIGURA 4.1 - Diagrama Pressão x Posição da palheta na condição (-23,3; 54,4; 32)

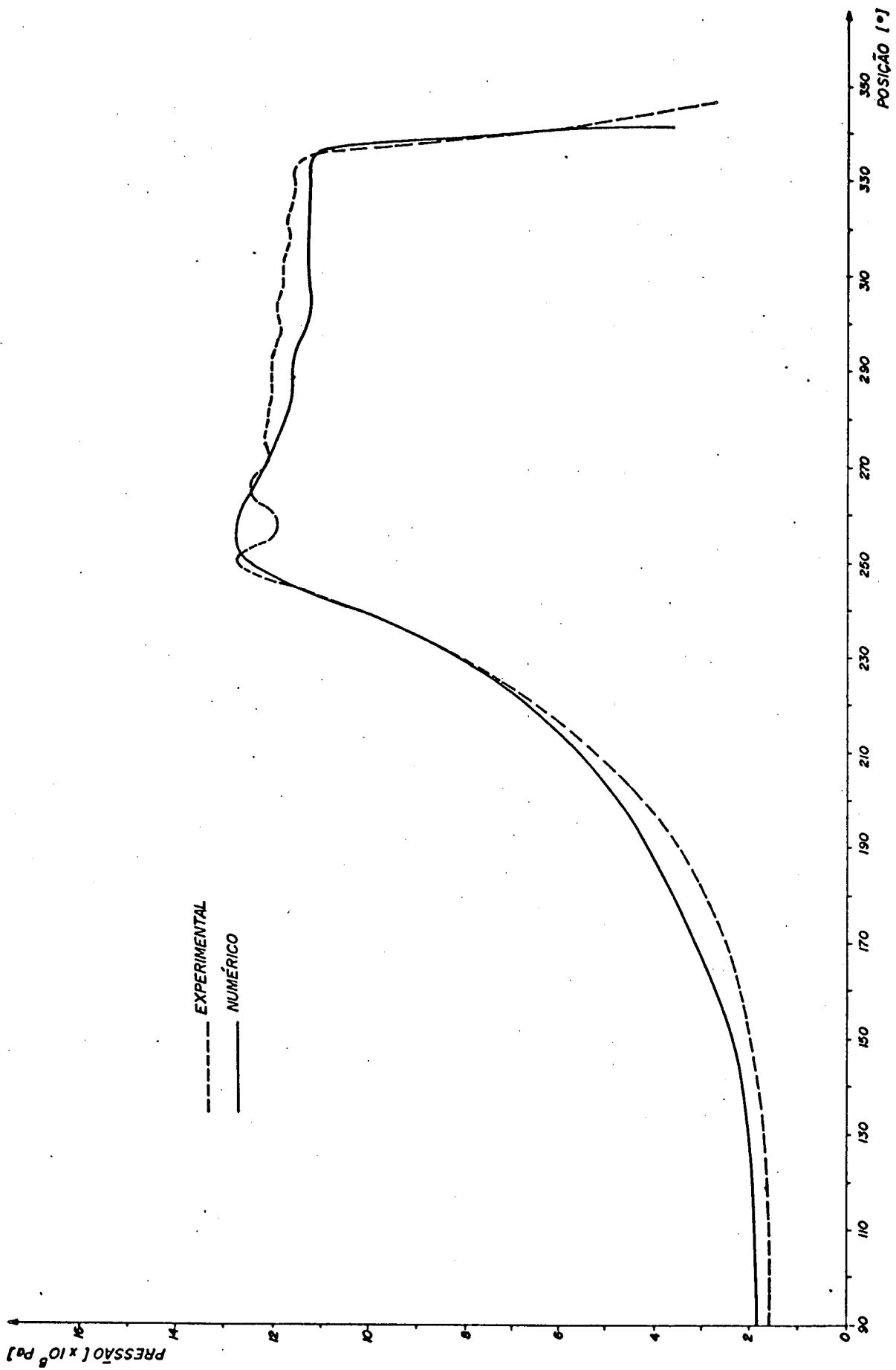


FIGURA 4.2 - Diagrama Pressão x Posição da palheta na condição (-15; 45; 32)

Os resultados do movimento da válvula, levantados experimentalmente, diferem dos resultados obtidos numericamente, como pode ser observado na figura 4.3. Inicialmente, com os dados originais da válvula, obteve-se, numericamente, a curva 1. Procurou-se então fazer algumas modificações para se tentar melhorar o modelo de movimento da válvula. Foi determinada experimentalmente a força estática de levantamento da válvula, e verificou-se que este valor era menor que o utilizado para se obter a curva 1. Após a correção deste parâmetro, os resultados numéricos, representados pela curva 2, também mostraram-se insatisfatórios. Uma outra tentativa para melhorar o movimento da válvula, foi a determinação experimental da constante de mola da válvula. Como, para efeito de modelação do movimento da válvula, esta é dividida em 4 partes, a constante de mola de cada elemento da válvula é considerada $1/4$ da constante de mola total da válvula. Essa aproximação forneceu a curva e, cujos resultados também não foram satisfatórios. Outra aproximação foi fazer a constante de mola de cada elemento diferenciada, atribuindo ao elemento da válvula mais afastado do engaste, o valor $1/10$ do valor total da constante, e, $2/10$, $3/10$ e $4/10$ para os demais, sucessivamente. Os resultados são mostrados na curva 4, e não diferem muito dos resultados da curva 3.

Conclui-se então, que o modelo do movimento da válvula, não concorda muito bem como os valores medidos experimentalmente. Procurou-se, então, analisar a influência do movimento da válvula, em termos do funcionamento global do compressor.

Observando a figura 4.3, tem-se que, para os 4 casos simulados na condição $(-23,3; 54,4; 32)$, o movimento da válvula no caso 1 é bastante diferente do movimento do caso 4. Embora

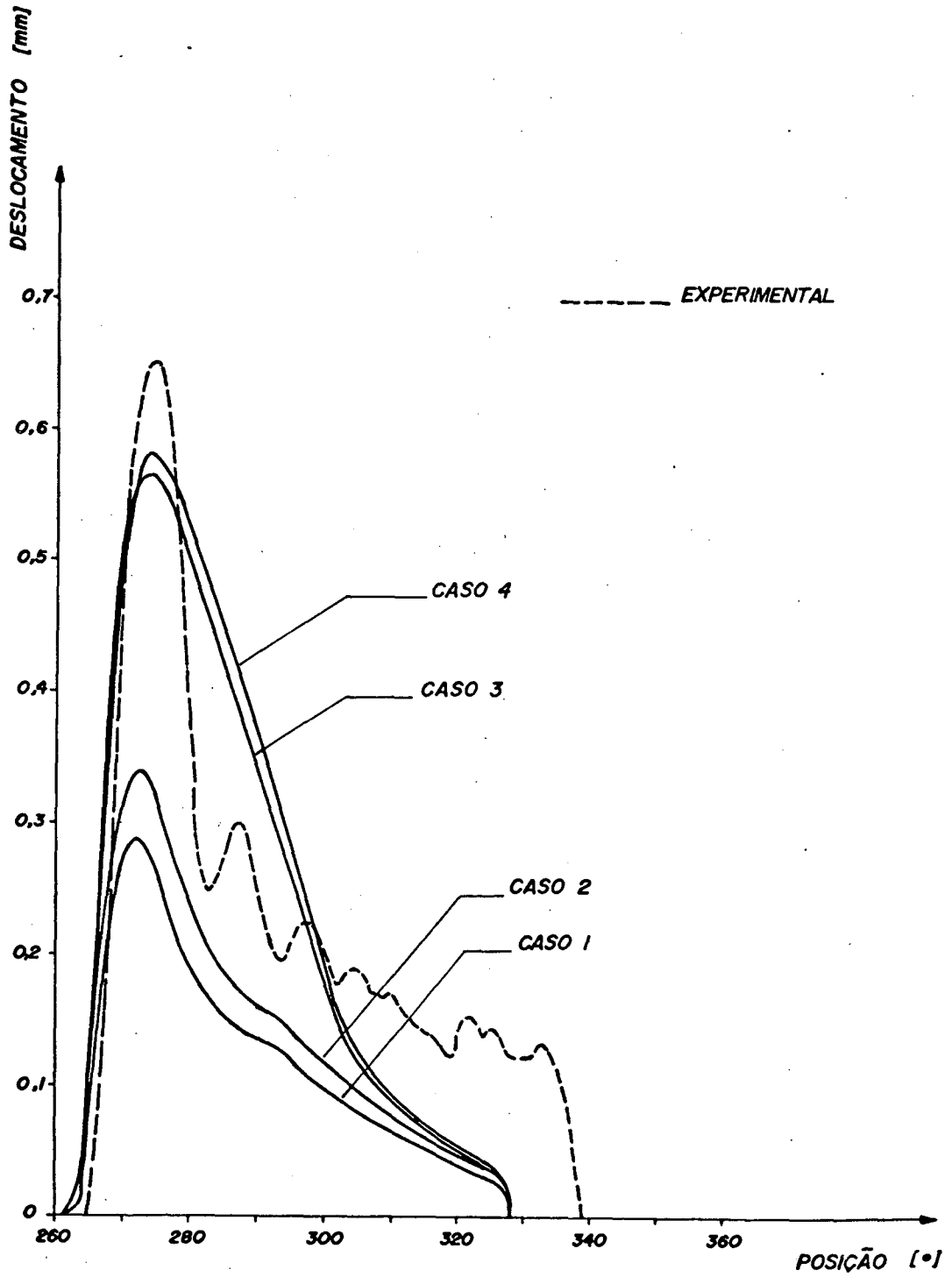


FIGURA 4.3 - Deslocamento da válvula de descarga para a condição (-23,3; 54,4; 32)

esta diferença de movimento seja grande, ela não tem uma grande influência no funcionamento do compressor, como mostra a figura 4.4. A diferença de eficiência mecânica, para os dois casos extremos, é de 0,2%, enquanto que na eficiência de compressão, que é a eficiência que mais sofre influência do movimento da válvula, já que quando o movimento da válvula é maior, a área de passagem do fluido é maior, e existe uma menor perda de carga, a variação é de 1%. Na eficiência de energia, que reflete os efeitos da eficiência de compressão e mecânica, a variação é de 0,5%. A eficiência de massa, como deveria ser, permanece constante, já que o movimento da válvula não influi nesta eficiência. Na eficiência de desempenho, que considera em termos globais o funcionamento do compressor, a variação é de 0,3%, de tal forma, que pode-se afirmar que, mesmo o modelo de movimento da válvula não retratando com exatidão o movimento real da válvula, os resultados obtidos pela simulação podem ser ainda usados com confiabilidade.

Dos resultados experimentais, tem-se que o compressor, na condição (-23,3; 54,4; 32), apresentou um EER de 3,65 Btu/Wh, enquanto que o EER obtido pela simulação foi de 3,63 Btu/Wh. Portanto, para estas condições, o programa de simulação teve uma boa aproximação com os resultados experimentais.

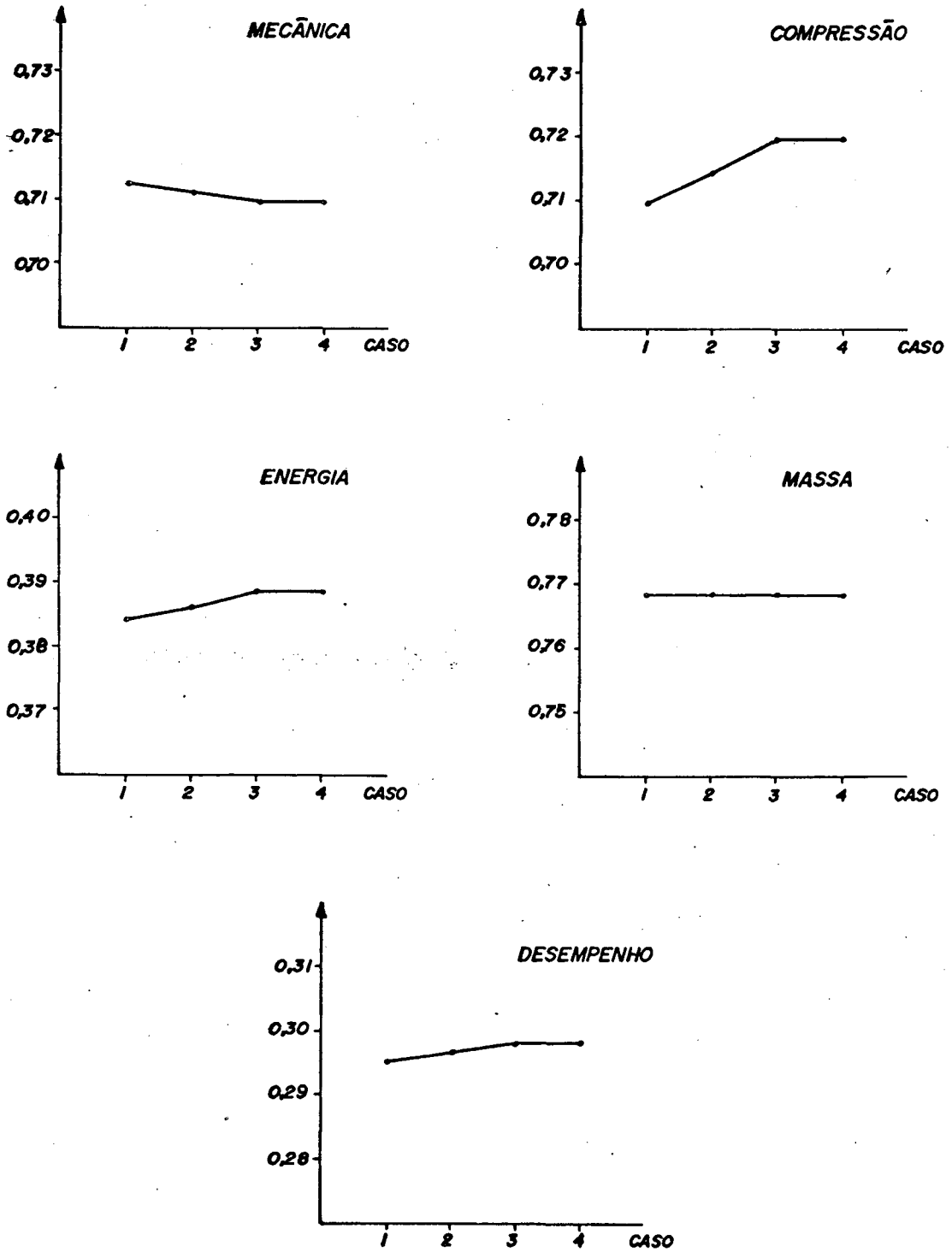


FIGURA 4.4 - Influência do movimento da válvula nas eficiências do compressor.

4.2. ANÁLISE DAS PERDAS DE ENERGIA NO COMPRESSOR

A figura 4.5 apresenta o fluxo de energia dentro do compressor rotativo de palhetas deslizantes, para a condição (-23,3; 54,4; 32). Pode-se observar que, apenas 46,65% da energia fornecida ao compressor, na forma de energia elétrica, chega ao gás. Os demais 53,35% da energia são perdidos nas formas mais diversas.

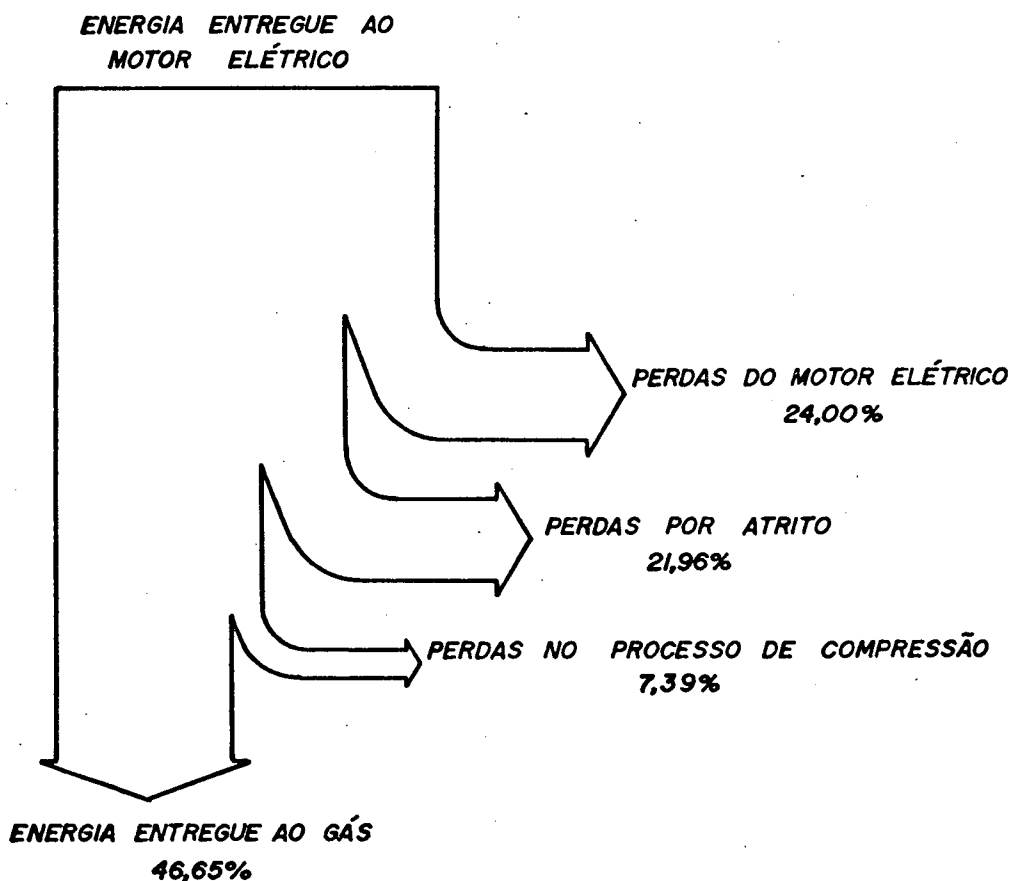


FIGURA 4.5 - Fluxo quantitativo de energia no compressor na condição (-23,3; 54,4; 32)

Inicialmente existem as perdas de energia no motor elétrico. Essas perdas são devidas principalmente ao efeito Joule, e representam 24% do consumo total e são as maiores perdas de energia que ocorrem no compressor. Em atrito, são perdidos 21,96% da energia. A figura 4.6 apresenta mais detalhes sobre as perdas de energia por atrito que ocorrem no compressor. São considerados sete locais distintos, onde ocorre atrito no compressor. Esses locais são: folga mínima; topo e parte da palheta estendida além do rotor para as duas palhetas do compressor; faces do rotor; mancais e rasgo no rotor onde estão localizadas as palhetas. Da figura 4.6, verifica-se que as maiores perdas por atrito ocorrem no contacto entre as palhetas (topo e região estendida além do rotor) e as paredes do cilindro. Essas perdas representam aproximadamente 81,50% de todas as perdas por atrito. As perdas por atrito na folga mínima são desprezíveis. Em termos gerais, as perdas por atrito representam 21,96% do consumo de energia.

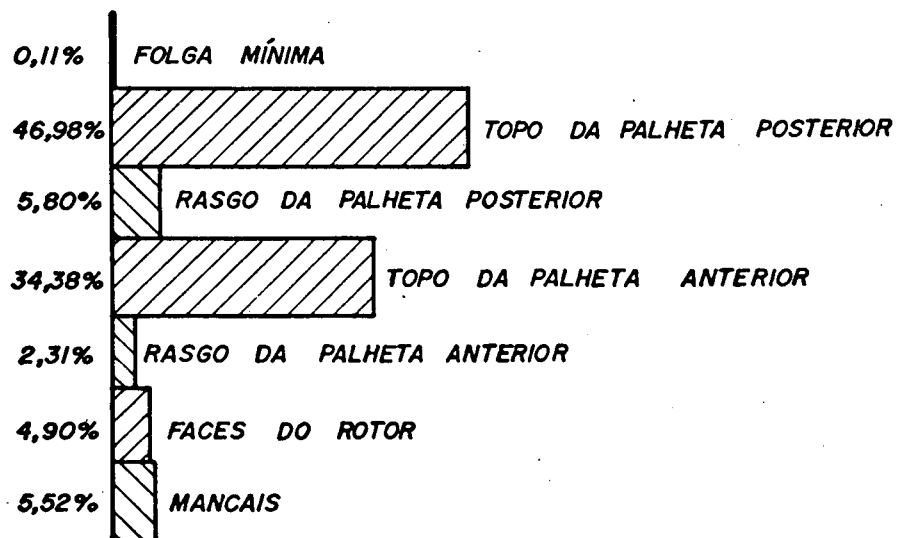


FIGURA 4.6 - Energia perdida em atrito na condição (-23,3; 54,4; 32)

No processo de compressão, também existem perdas. Essas perdas representam 7,39% do consumo total de energia, e são mostradas em mais detalhes na figura 4.7. No processo de compressão, energia é gasta para comprimir certa quantidade de gás, mas uma vez comprimido, em vez de este gás ser entregue ao sistema, ele segue pelos diversos caminhos de vazamento, constituindo uma perda de energia. Essas são as maiores perdas de energia que ocorrem no processo de compressão, 84,18%, sendo os vazamentos pela face do rotor, a maior parcela, 49,76%, ficando as perdas na re-expansão com 31,89%. As energias perdidas pela folga mínima, 1,57%, pela palheta anterior, 0,58%, e pela palheta posterior, 0,46%, são desprezíveis. As perdas por sobrecompressão, devidas à perda de carga que ocorre na garganta, orifício e válvula de descarga, representam juntas 15,82% da perda de energia, sendo 3,54% para a garganta e 12,28% para o orifício/válvula de descarga.

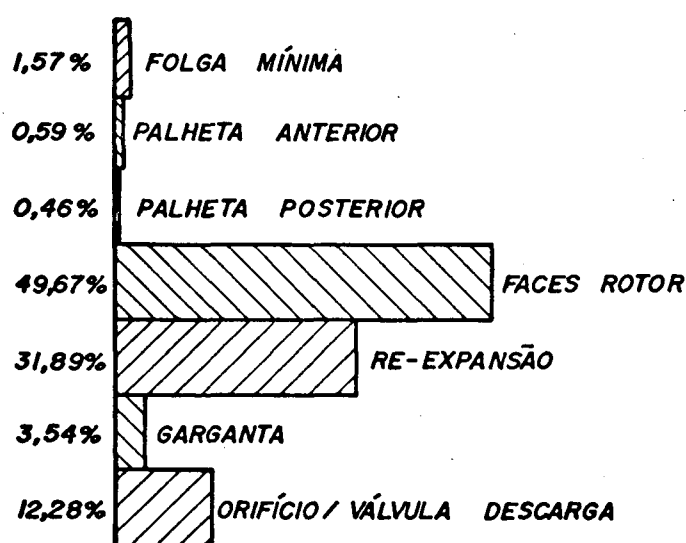


FIGURA 4.7 - Energia perdida no processo de compressão na condição (-23,3; 54,4; 32)

4.3. ANÁLISE DAS PERDAS DE CAPACIDADE NO COMPRESSOR

As perdas de capacidade podem ser tanto por vazamentos como por superaquecimento do gás de sucção. A figura 4.8 mostra as perdas de capacidade, para o caso do compressor funcionando na condição (-23,3; 54,4; 32). O superaquecimento do gás de sucção é responsável por 85% das perdas de capacidade, sendo o superaquecimento do gás no caminho da sucção, isto é, desde que o gás entra no compressor até quando ele entra no cilindro, responsável por quase 63% das perdas de capacidade. As perdas de capacidade devidas ao vazamento pela folga mínima e palheta posterior são desprezíveis, 0,61 e 0,34% respectivamente, mas as contribuições para o superaquecimento são significativas, 5,40% e 7,28%. O vazamento pelas faces do rotor representa praticamente toda a perda de capacidade devida ao vazamento, 13,96% e é o único caso em que a perda de capacidade por vazamento é maior que a causada pelo superaquecimento, 9,77%. Isto se deve ao fato que o fluxo de massa pelas faces do rotor é uma mistura de refrigerante vapor e solução refrigerante/óleo, e tem um volume específico maior que os outros casos, onde o fluxo de massa é essencialmente uma solução refrigerante/óleo.

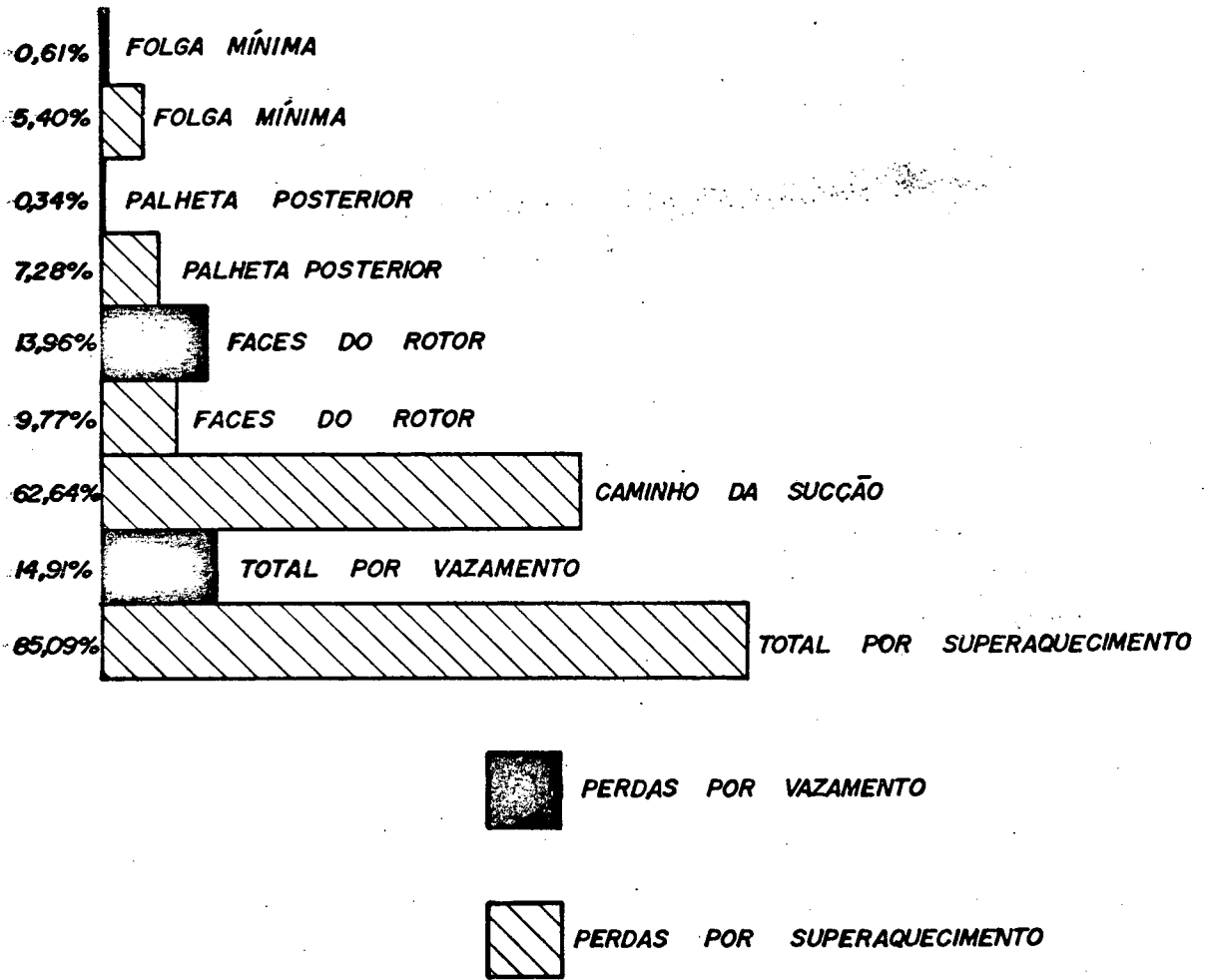


FIGURA 4.8 - Perdas de capacidade mássica no compressor na condição (-23,3; 54,4; 32)

4.4. ANÁLISE DA FOLGA ENTRE AS FACES DO ROTOR E TAMPAS

O fluxo de massa pelas faces do rotor e a perda de energia associada com esse vazamento são relevantes no funcionamento do compressor rotativo, como foi apresentado nos itens anteriores. Desta forma, a folga lateral entre as faces do rotor e tampas é um parâmetro importante no projeto destes compressores.

Deve existir um valor ótimo para esta folga, já que ocorrem dois fatores antagônicos simultaneamente. Se se aumentarem as folgas, o atrito entre as faces diminuirá, mas em contrapartida, os vazamentos pela folga aumentarão. Por outro lado, se for diminuída a folga lateral, os vazamentos diminuirão, mas o atrito aumentará. Por este motivo, deve existir um valor ótimo para a folga lateral, que considera os efeitos de vazamento e atrito. Observando-se a figura 4.9, verifica-se que, aumentando a folga lateral, diminui a eficiência de massa. Isto é lógico ocorrer, já que os vazamentos aumentam. A eficiência de energia apresenta um valor ótimo que concilia as perdas de energia por fricção e as perdas de energia devidas aos vazamentos. O comportamento da eficiência de desempenho é semelhante à eficiência de energia. Deve-se escolher o valor ótimo da folga mínima de acordo com o critério de otimização que está sendo usado: o critério de máxima eficiência de energia (EER) ou o critério de máxima eficiência de desempenho.

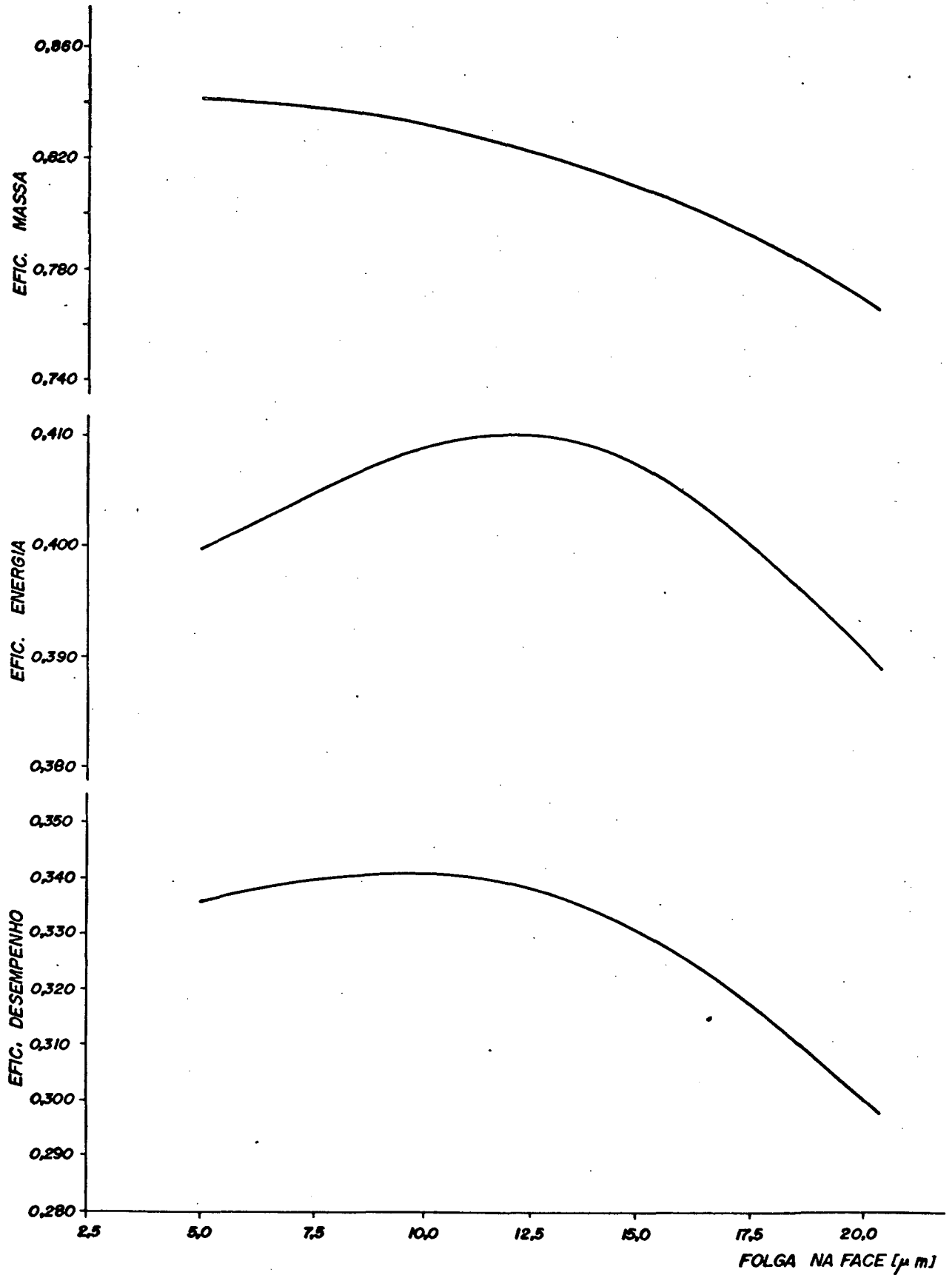


FIGURA 4.9 - Influência da folga das faces do rotor nas eficiências do compressor

4.5. ANÁLISE DA GEOMETRIA DA RANHURA DE TRANSFERÊNCIA

A função da ranhura de transferência, como foi citado no item 1.2, é satisfazer duas condições simultaneamente:

- permitir que um pequeno volume de fluido fique preso entre o final da região de descarga e a folga mínima;
- gerar uma área suficiente na secção da garganta para prevenir a sobrecompressão.

Deve existir, portanto, um ponto ótimo, tanto para a localização da ranhura de transferência, como também suas dimensões. A primeira otimização será realizada para a posição angular da ranhura de transferência, variando a posição angular da secção da garganta, que pode ser visualizada como um deslizamento da ranhura de transferência, ao longo do perfil da cavidade do cilindro, como mostra o lado superior da figura 4.10. Como a localização da ranhura de transferência se move, a área de secção da garganta e o volume da região de descarga são afetados. O objetivo desta variação, é, além de procurar a localização ótima, para projeto, verificar, também, se, durante o processo de fabricação, uma variação na posição da ferramenta, em relação à posição de projeto, causará algum prejuízo sério ao funcionamento do compressor.

Observando a figura 4.10, tem-se que a posição angular da ranhura de transferência apresenta essencialmente um ponto de ótimo, na eficiência de desempenho e energia. Entretanto, com uma faixa relativamente grande da posição angular, em termo de tolerância de fabricação, de $\pm 2,0^\circ$, a eficiência de desempenho, por

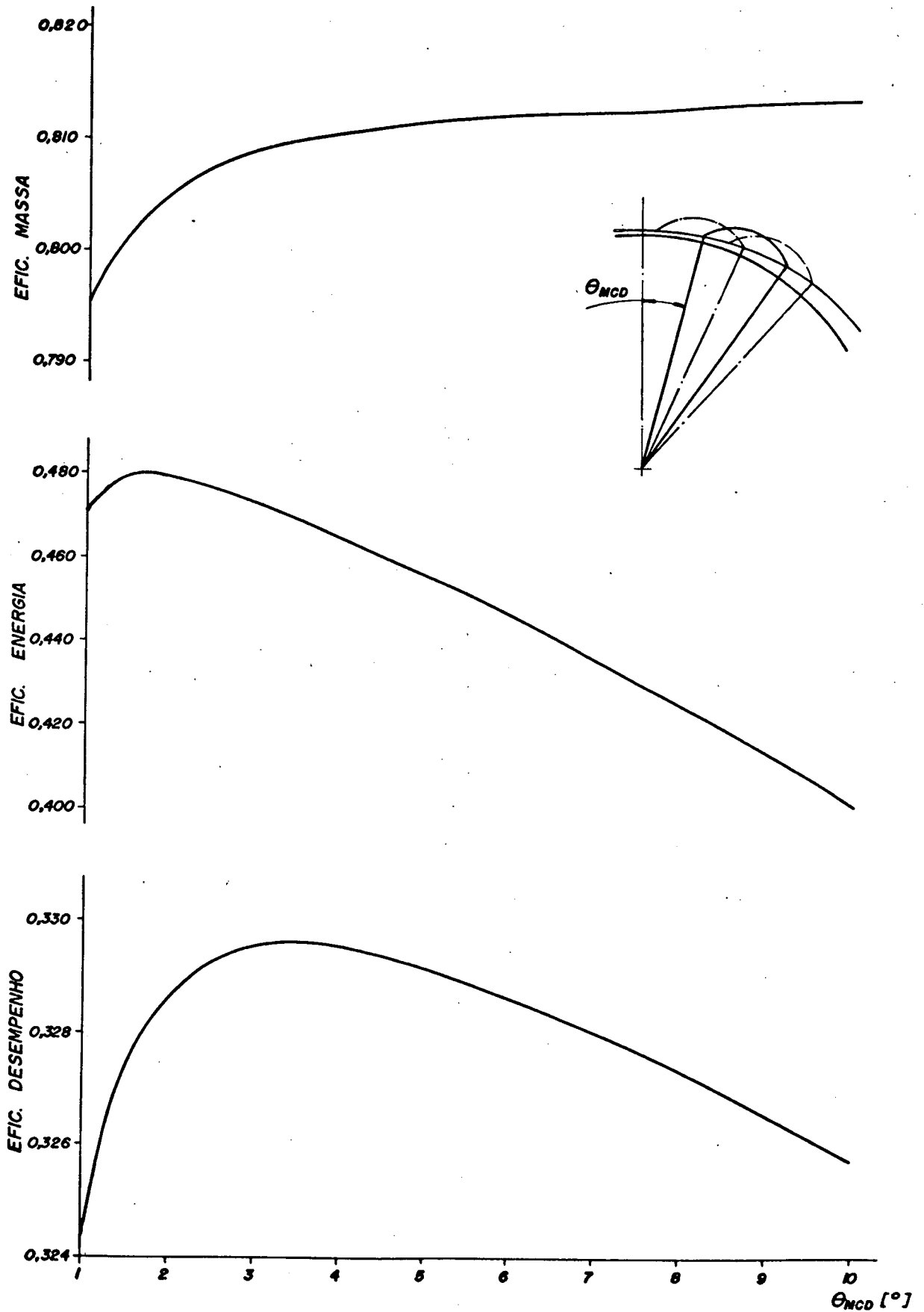


FIGURA 4.10 - Influência da posição angular da ranhura de transferência nas eficiências do compressor

exemplo, varia menos de 0,6%.

É de se supor que as perdas de energia que estejam mais envolvidas com a mudança da posição angular da ranhura de transferência, sejam as perdas devidas à re-expansão e perdas na garganta. A figura 4.11 apresenta a variação destas perdas com a variação da posição angular da ranhura de transferência. Se a ranhura de transferência é movida em direção à folga mínima, as perdas de energia pela re-expansão diminuem, já que o volume de região da ranhura de transferência é menor, mas em contrapartida, as perdas de energia pela garganta aumentam, já que a área de passagem de fluido pela garganta é menor. Se a ranhura de transferência é afastada da folga mínima, ocorre o contrário, as perdas por re-expansão aumentam e as perdas na garganta diminuem.

Outro item a ser variado, associado com a ranhura de transferência, é a altura. Esta variação irá afetar o volume da ranhura de transferência e a área de passagem na garganta. Como mostrou Yee [08], é de se esperar que existe um ponto ótimo de funcionamento, para a variação da altura da ranhura. Os resultados conseguidos pela simulação, figura 4.12, não são os resultados esperados. Apenas a eficiência de massa apresentou um comportamento coerente, mantendo-se constante.

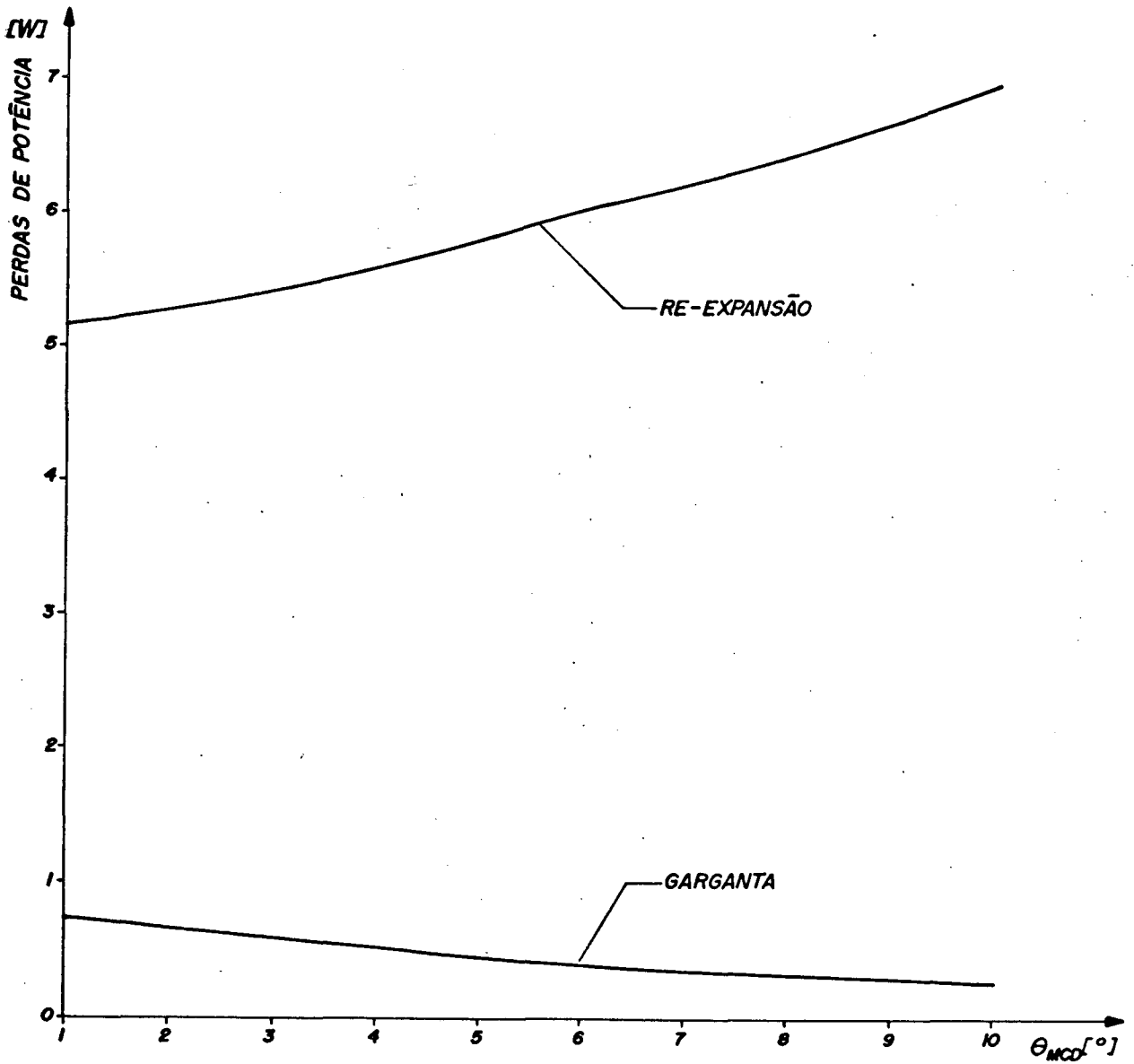


FIGURA 4.11 - Influência da posição angular da ranhura de transferência nas perdas de energia devidas à re-expansão e na garganta

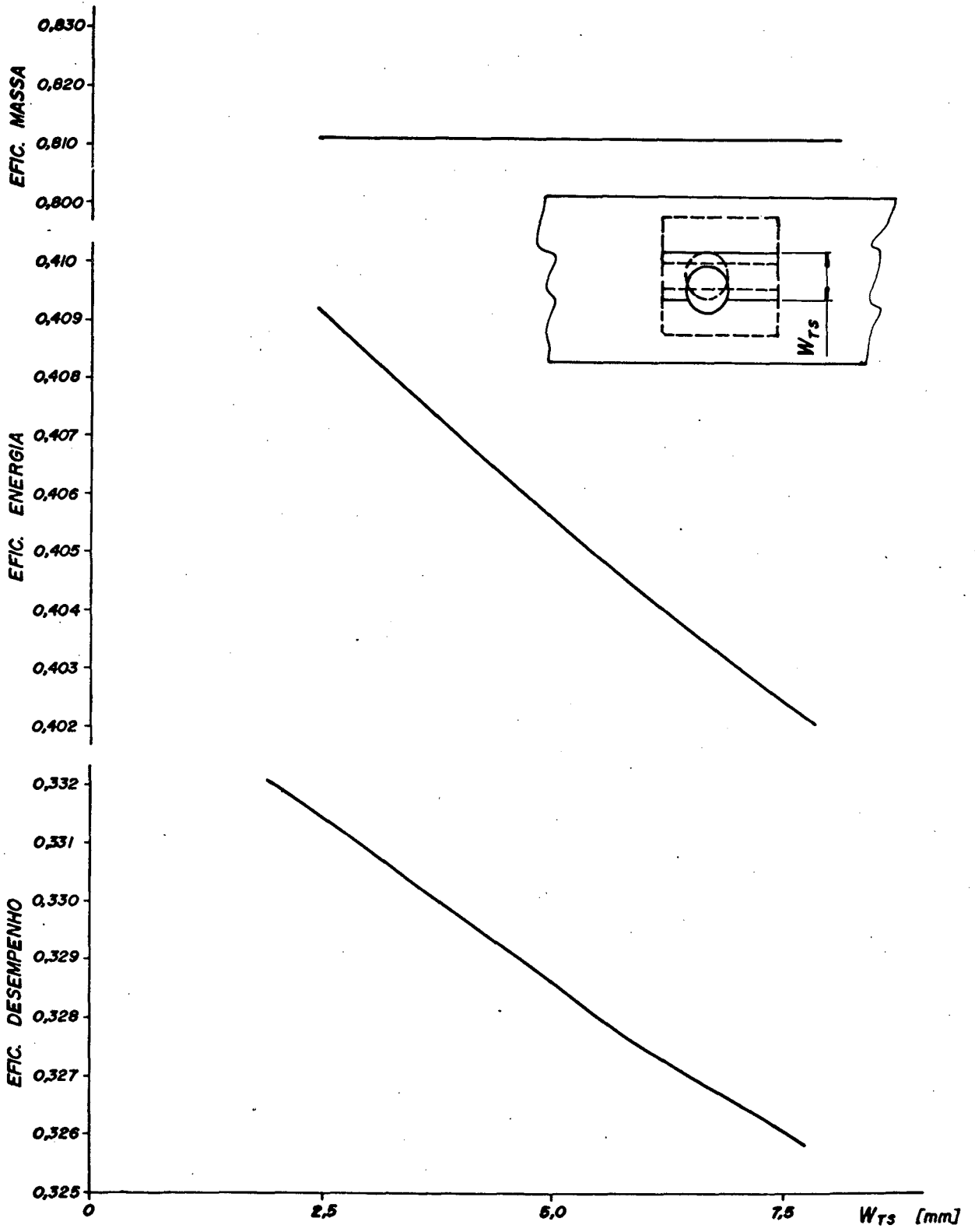


FIGURA 4.12 - Influência da altura da ranhura de transferência nas eficiências do compressor

Da figura 4.13, tem-se que as perdas de energia pela re-expansão aumentaram com o aumento da altura da ranhura, como era esperado, já que o volume da ranhura aumentou, entretanto as perdas de energia pela garganta mantiveram-se constantes, para toda a faixa de largura da ranhura variada. Isto justifica então, porque a eficiência de energia não apresentou o comportamento esperado. Pode-se concluir, desta forma, que a simulação não foi capaz de detectar corretamente a variação da altura da ranhura, que influi muito pouco no funcionamento do compressor, menos de 1% na eficiência de desempenho, e menos de 0,05% na eficiência de energia.

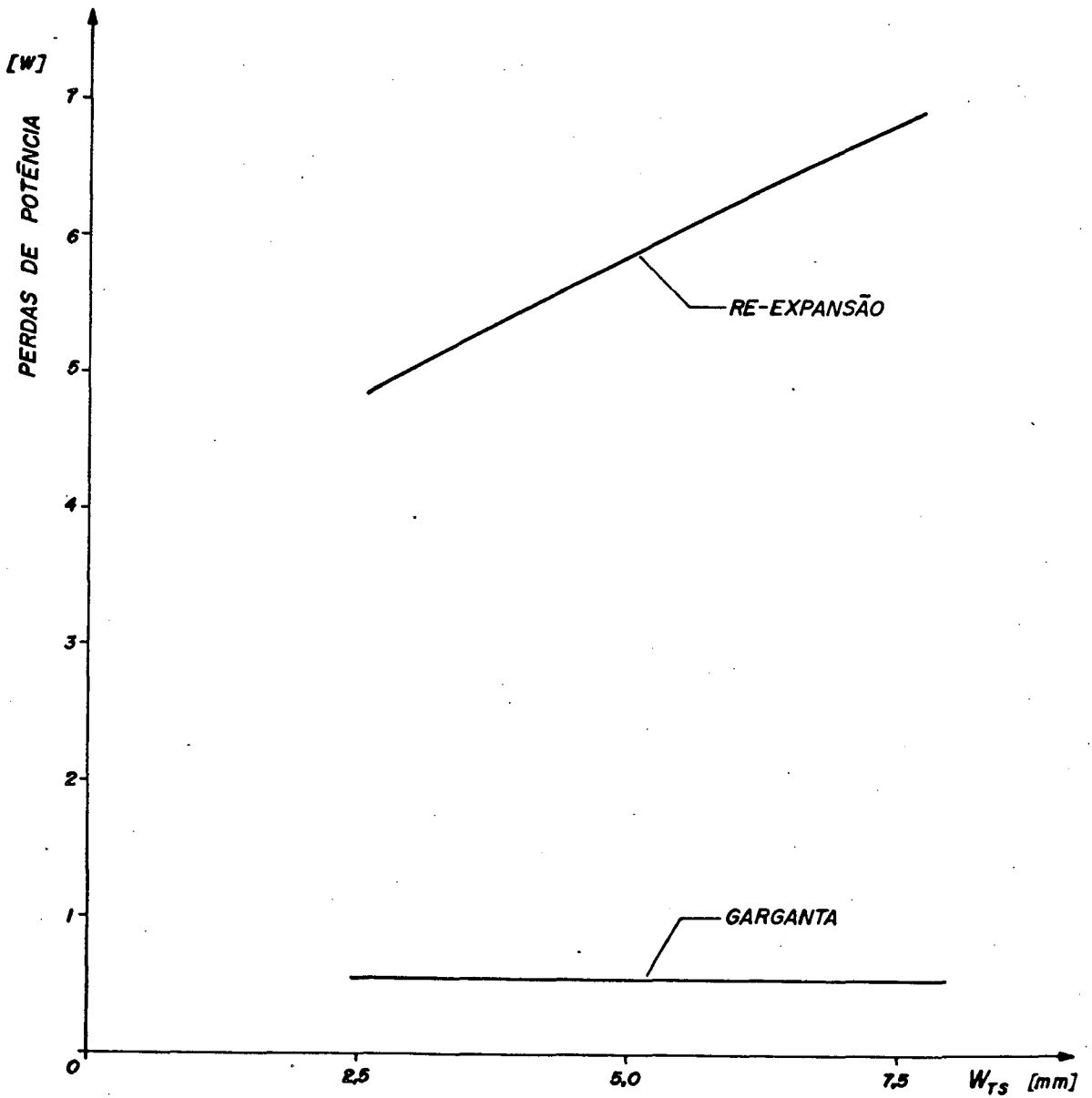


FIGURA 4.13 - Influência da variação da altura da ranhura de transferência nas perdas de energia devidas à re-expansão e na garganta

4.6. COMPARAÇÃO ENTRE COMPRESSORES HERMÉTICOS ALTERNATIVOS E ROTATIVOS DE PALHETAS DESLIZANTES

Usando os resultados apresentados por Ussyk [20], para um compressor alternativo, pode-se traçar um paralelo entre os dois tipos de compressores, já que a metodologia usada para avaliar o desempenho dos mesmos, foi a apresentada por Pandeya e Soedel [14].

Considerando que os dois compressores estão funcionando nas mesmas condições, com a mesma eficiência do motor elétrico, interessa apenas comparar o processo de compressão propriamente dito. O Quadro 4.1 apresenta os resultados de interesse para avaliar os dois tipos de compressores.

QUADRO 4.1 - COMPARAÇÃO ROTATIVO X ALTERNATIVO		ALTERNATIVO	ROTATIVO
Temperatura do condensador (°C)		54,4	54,4
Temperatura do evaporador (°C)		-23,3	-23,3
Temperatura ambiente (°C)		32,0	32,0
Tipo de refrigerante		R-12	R-12
Fluxo de massa (kg/s)		$11,04 \times 10^{-4}$	$15,28 \times 10^{-4}$
Capacidade de refrigeração (W)		159,3	218,8
Consumo de energia (W)		154,4	209,7
EER (Btu/Whora)		3,74	3,56
EFICIÊNCIAS %	Motor elétrico	75,0	75,0
	Energia	41,5	38,1
	Massa	52,5	76,9
	Desempenho	21,8	29,3

No Quadro 4.1, observa-se que, embora as capacidades dos compressores sejam um pouco diferentes, pode-se fazer uma análise em termos de eficiências. O compressor alternativo apresenta uma eficiência de energia um pouco superior ao rotativo, aproximadamente 3,5%. Isto é um resultado esperado, já que pela própria forma construtiva dos compressores, o compressor rotativo apresenta uma maior área superficial de contacto em movimento, e com isto as perdas de atrito são maiores. Este resultado, de maior eficiência de energia, indica um maior EER para o compressor alternativo, como realmente acontece.

Já a eficiência de massa do compressor rotativo é bem superior ao do alternativo, quase 25%. De Ussyk [20], tem-se que para um compressor alternativo, as perdas de fluxo de massa devidas ao volume morto, representam aproximadamente 30% das perdas do fluxo de massa, sendo inferior apenas às perdas por superaquecimento, que são 33,6%. Esta perda por volume morto, não existe no compressor rotativo, por causa da forma construtiva do mesmo, e é portanto, o principal motivo porque a eficiência de massa, no compressor rotativo, é bem superior à do alternativo.

Embora a eficiência de desempenho, que permite uma avaliação global do funcionamento do compressor, seja levemente superior no compressor rotativo, ao redor de 7%, o compressor alternativo é preferido na indústria de refrigeração, porque esta avalia os compressores em termos de EER, e o compressor alternativo apresenta uma melhor eficiência de energia. Isto sugere então, que, para o compressor rotativo ter uma melhor aceitação no mercado, é preciso que se analisem suas perdas de energia, e se procurem diminuí-las, tornando-o assim mais competitivo.

5. CONCLUSÕES, RECOMENDAÇÕES E SUGESTÕES

5.1. CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES

Ao final deste trabalho, é possível citar os seguintes itens alcançados:

- a. Utilizou-se um modelo de simulação numérica que representa o funcionamento de um pequeno compressor rotativo de palhetas deslizantes. O modelo considera em detalhes o fluxo de massa e energia no compressor, considerando os efeitos do óleo e refrigerante em todos os processos termodinâmicos, e utiliza uma modelação alternativa para o movimento da válvula de descarga.
- b. O desempenho global do compressor foi avaliado através de um índice, denominado eficiência de desempenho, que é o produto da eficiência de massa pela eficiência de energia.
- c. Alguns dos resultados mais significativos produzidos pela simulação, como pressão no interior do cilindro e deslocamento da válvula de descarga, foram comparados com valores experimentais, objetivando assim avaliar a precisão dos resultados obtidos pelo programa de simulação em relação aos processos reais.
- d. Alguns parâmetros construtivos mais importantes no funcionamento do compressor, foram modificados, permitindo assim verificar em detalhes a influência destes parâmetros no funcionamento do compressor.
- e. Utilizando a análise de eficiência de desempenho, foi feita uma comparação entre um compressor rotativo de palhetas deslizantes e um compressor alternativo.

5.2. LIMITAÇÕES

O trabalho apresenta limitações, sendo algumas listadas abaixo:

- a. O programa de simulação requer o conhecimento experimental de temperaturas, em certos locais do compressor, para uma determinada condição de funcionamento. Essas temperaturas são importantes para o funcionamento adequado do programa, principalmente a temperatura do ponto de fechamento da sucção.
- b. A universalidade do programa é restrita, isto é, ele não pode ser usado indistintamente para qualquer compressor rotativo de palhetas deslizantes, uma vez que existem alguns valores arbitrados que são necessários para a convergência do mesmo.
- c. O programa considera apenas o caso em que as temperaturas do fluido de trabalho, quando ele abandona o condensador, e quando entra no compressor, serem iguais a $32,2^{\circ}\text{C}$, que são as temperaturas comumente utilizadas nos testes com calorímetro.
- d. Foi utilizado um processo de compressão adiabático, em substituição a um modelo mais complexo onde se considera a transferência de calor.
- e. A não consideração da pulsação dos gases na saída do cilindro levou a algumas distorções dos valores calculados de pressão no cilindro e deflexões da palheta da válvula de descarga, quando comparados com resultados experimentais.

5.3. CONCLUSÕES

Algumas conclusões obtidas neste trabalho, são relacionadas abaixo:

- a. De uma forma geral, os resultados obtidos experimentalmente para a pressão do gás no interior do cilindro, concordam satisfatoriamente com os resultados obtidos numericamente pelo programa de simulação.
- b. O movimento da válvula de descarga, obtido experimentalmente, afastou-se dos resultados obtidos numericamente, mas foi constatado que uma grande variação no movimento da válvula, promove uma variação de apenas 1% na eficiência de compressão, que é a eficiência que sofre maior influência, e menos de 0,3% na eficiência de desempenho do compressor.
- c. O valor do EER obtido experimentalmente, para a condição (-23,3; 54,4; 32), foi de (3,65 Btu/Wh), e aproximou-se muito do valor obtido numericamente (3,63 Btu/Wh).
- d. Na avaliação do desempenho do compressor, foi constatado que a eficiência de energia se relaciona diretamente com o EER.
- e. Num compressor rotativo de palhetas deslizantes, funcionando na condições (-23,3; 54,4; 32), as perdas de energia por atrito representam 21,96% da energia total fornecida ao motor do compressor, e são inferiores apenas às perdas no motor elétrico, que representam 24%. As maiores perdas em atrito ocorrem no contato das palhetas com as paredes do cilindro, representando 81,36% das perdas em atrito, sendo o atrito na folga mínima, 0,11%, desprezível.

- f. As perdas de energia, no processo de compressão, para o compressor funcionando na condição (-23,3; 54,4; 32), representam 7,39% da energia total fornecida ao compressor, sendo a perda devida ao vazamento pelas faces do rotor, responsável por 49,67%. As perdas devidas ao vazamento pelas palhetas anterior e posterior são desprezíveis, 0,59% e 0,46%, respectivamente.
- g. Em termos de perda de capacidade mássica, o efeito do superaquecimento do gás é predominante, 85,09%, sendo a maior parte, 62,64%, devida ao superaquecimento do gás no caminho de sucção. O vazamento que mais diminui a capacidade mássica, é o vazamento pelas faces do rotor, 13,96%, sendo o vazamento pela folga mínima, 0,61%, e pela palheta posterior, 0,34%, desprezíveis. Estes dados são para um compressor funcionando nas condições (-23,3; 54,4; 32).
- h. A folga lateral entre o rotor e cilindro, possui um valor ótimo para o funcionamento do compressor, que concilia os efeitos de atrito e vazamento pelas faces do rotor.
- i. A localização angular da ranhura de transferência também apresenta uma posição em que ocorre um ponto ótimo de funcionamento do compressor, enquanto que para a altura da ranhura, não foi possível encontrar um ponto ótimo de funcionamento.
- j. Comparando um compressor rotativo de palhetas deslizantes com um compressor alternativo, constatou-se que a eficiência de desempenho do compressor rotativo é 7,4% superior ao do alternativo, embora com uma eficiência de energia 3,4% menor. Mas a grande vantagem do compressor rotativo, sobre o alternativo, é a eficiência de massa, que no primeiro é 24,4% superior.

5.4. SUGESTÕES

Baseado no trabalho aqui desenvolvido, são sugeridos para estudos futuros, os seguintes tópicos:

- a. Modificação do modelo do movimento da válvula. Seria interessante usar o modelo normalmente utilizado para as válvulas de palhetas, que usa os modos normais e frequências naturais de vibração das palhetas.
- b. Levantamento experimental das temperaturas nos pontos necessários ao programa para as várias condições de funcionamento do compressor, e um posterior ajuste de curvas, de tal forma que o fornecimento das temperaturas, como dados iniciais, seja dispensado.
- c. Um trabalho posterior, seria a modelação da transferência de calor para o cilindro e demais componentes do compressor, de tal forma que a hipótese de processo de compressão adiabática, usado no programa, seja modificada para um processo de compressão mais real.
- d. O desenvolvimento de um modelo mais preciso para o fluxo de massa pelas faces do rotor.
- e. Considerar os efeitos de pulsação de gases na região de descarga do compressor, de tal forma que sejam melhor representados a pressão no interior do cilindro e o movimento da válvula de descarga.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 01 - NEW DEVELOPMENTS IN REFRIGERATION COMPRESSORS, JARN, Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News, set. 25, 1983, pp. 22-23.
- 02 - SOEDEL, W, "Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Compressors", Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, 1972.
- 03 - STEVENSON, M.J., "A Computer Simulation of a Rotary Vane Compressor", M.S. Thesis, Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, Agosto de 1969.
- 04 - COATES, D.A., "Design Technique for Performance Optimization of a Small Rotary-Vane Compressor", Ph.D. Thesis, Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, Janeiro de 1970.
- 05 - REED, W.A., "Internal Leakage Prediction for Sliding-Vane Rotary Compressors", M.S. Thesis, Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, Dezembro de 1977.
- 06 - PANDEYA, P., "Performance Analysis of Positive Displacement Refrigeration Compressors", Ph. D. Thesis, Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, Dezembro de 1978.
- 07 - UÇER, A.S. e AKSEL, H.M., "Simulation Studies on Rotary Type Compressor Systems", Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, 1980, pp. 118-124.

- 08 - YEE, V., "Analytical and Experimental Study of High Speed Rotary Sliding Vane Compressor Dynamics with Application to Transfer Slot Design", Ph.D. Thesis, Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, Setembro de 1982.
- 09 - TROMBLEE, J.D., "Performance Analysis of a Sliding-Vane Rotary Compressor for a Household Refrigeration/Freezer", Proceedings of the 1984 Purdue Compressor Technology Conference, 1984, pp. 40-45.
- 10 - HAMILTON, J.F. e REED, W.A., "Internal Leakage Effects in Sliding Vane, Rotary Compressor", Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, 1978, pp. 112-117.
- 11 - SCHLICHTING, H., "Boundary Layer Theory", McGraw Hill Book Co., New York, 1963, p. 353.
- 12 - EDWARDS, T. C. e MACDONALD, A., "Analysis of Mechanical Friction in Rotary Vane Machines", Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, 1972, pp. 250-262.
- 13 - SHIGLEY, S. E., "Mechanical Engineering Design", McGraw Hill Book Co., 1963, p. 353.
- 14 - PANDEYA, P.N. e SOEDEL, W., "A Generalized Approach Towards Compressor Performance Analysis", Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, 1978, pp. 135-143.
- 15 - WILCOCK e BOOSER, "Bearing Design and Application", McGraw Hill Book Co., 1^a edição, 1957, p. 407.

- 16 - ASHRAE, "Systems Handbook", 1976.
- 17 - CARNAHAN, B., LUTHER, H. A. e WILKES, J. O., "Applied Numerical Methods", John Wiley & Sons, 1969.
- 18 - WHITE, F. M., "Viscous Fluid Flow", McGraw Hill Book Co., New York, 1974.
- 19 - FERREIRA, R.T.S., "Relatório de Pesquisa", Convênio FEESC/UFSC/EMBRACO, Florianópolis, 1985.
- 20 - USSYK, M.S., "Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos", Dissertação de Mestrado, UFSC, Julho de 1984.
- 21 - MATAIX, C., "Mecânica de Fluidos y Maquinas Hidraulicas", Editora Harper & Row Latinoamericana, 2^a edição, México, 1972, p. 287.

APÊNDICE 1MODELO GEOMÉTRICO

Neste apêndice são apresentadas em detalhes as equações usadas no modelo geométrico.

A.1. CÁLCULO DOS VÁRIOS PARÂMETROS FIXOS PARA A PALHETA E ROTOR

Considerando inicialmente a palheta, vide figura A.1, tem-se:

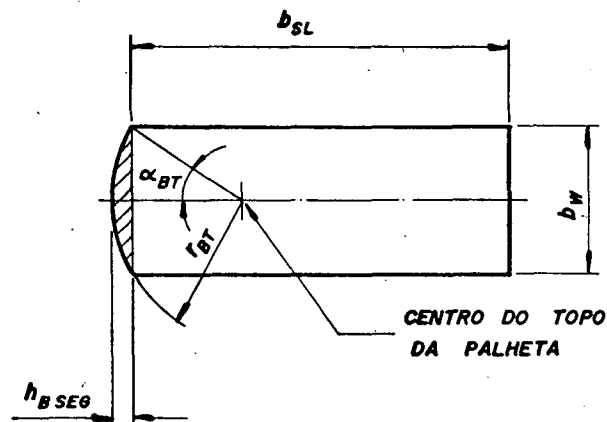


FIGURA A.1 - Dimensões de palheta

Dados fornecidos: b_{SL} , b_W , r_{BT}

$$\text{Dados calculados: } \alpha_{BT} = \arcsin\left(\frac{b_W}{2 r_{BT}}\right) \quad (\text{A.1})$$

$$h_{BSEG} = r_{BT} (1 - \cos \alpha_{BT}) \quad (\text{A.2})$$

A área hachurada na figura A.1, será denominada de A_{BSEG} , e é calculada da seguinte maneira:

$$A_{BSEG} = r_{BT}^2 \left[\alpha_{BT} - \frac{1}{2} \sin (2 \alpha_{BT}) \right] \quad (A.3)$$

Considerando agora a região do rotor, onde está colocada a palheta, como mostrado na figura A.2, temos:

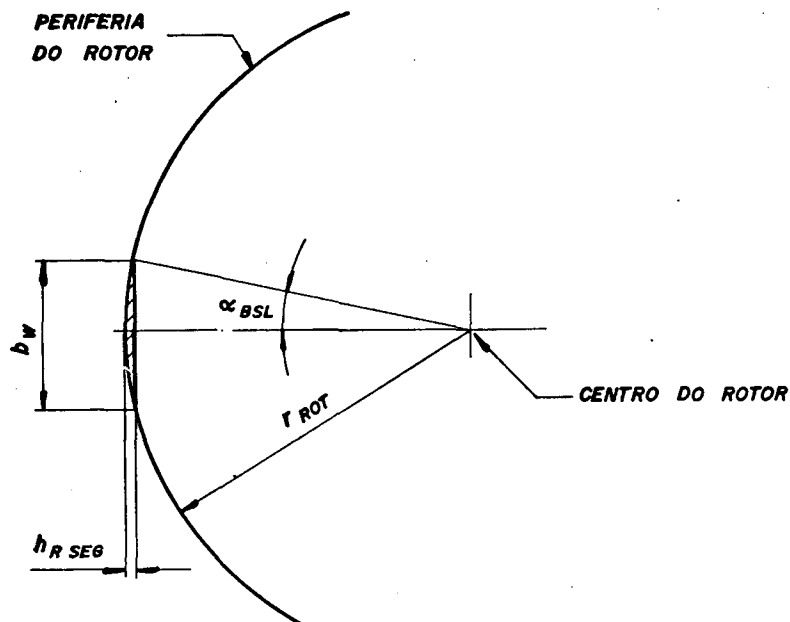


FIGURA A.2 - Rasgo no rotor onde está localizada a palheta

Dados fornecidos: r_{ROT}

$$\text{Dados calculados: } \alpha_{BSL} = \arcsin\left(\frac{b_W}{2 r_{ROT}}\right) \quad (A.4)$$

$$h_{RSEG} = r_{ROT} (1 - \cos \alpha_{BSL}) \quad (A.5)$$

A área hachurada na figura A.2, será denominada de A_{RSEG} , e é calculada da seguinte maneira:

$$A_{RSEG} = r_{ROT}^2 \left(\alpha_{BSL} - \frac{1}{2} \sin (2 \alpha_{BSL}) \right) \quad (A.6)$$

A.2. CÁLCULO DAS ÁREAS FORMADAS PELAS PALHETAS

A simulação do compressor, se dará em incrementos angulares da posição da palheta, em relação ao rotor, de tal forma que a palheta, inicialmente situada na posição de folga mínima, depois de girar 360° , retornará a esta posição, e terá assumido todas as posições possíveis da palheta no rotor. É necessário saber os diversos volumes formados no compressor em função da posição da palheta. Como o volume é determinado a partir da área e da altura do cilindro, a seguir serão apresentados os cálculos para determinar as áreas de interesse na determinação do volume.

A figura A.3 apresenta as áreas que devem ser conhecidas para se obter os volumes desejados.

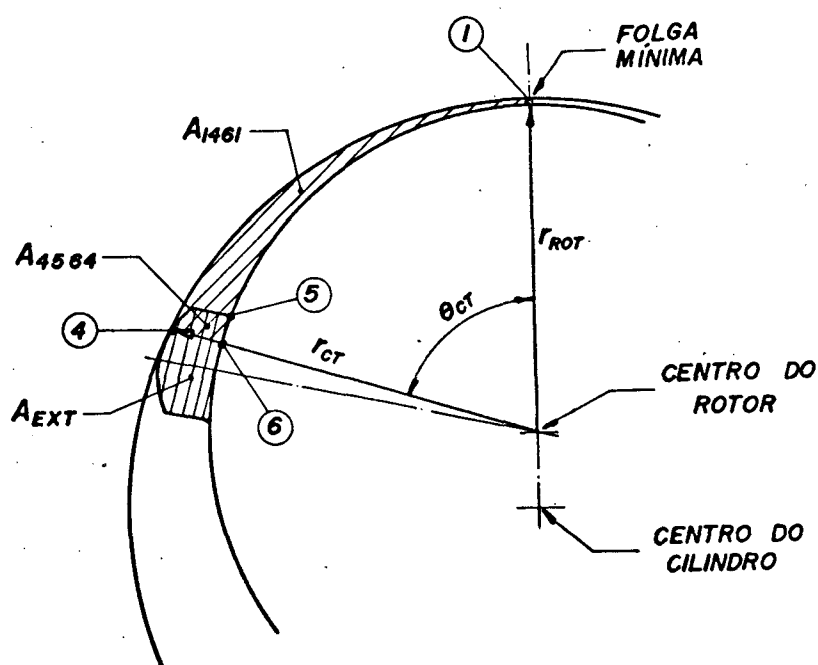


FIGURA A.3 - Áreas que necessitam serem conhecidas

$$\rho = \arcsin \left(\frac{r_{BT} \sin \gamma_W}{r_{CT}} \right) \quad (A.11)$$

$$\theta_{CT} = \theta_R - \rho \quad (A.12)$$

$$b_{SXT} = r_{BC} + r_{BT} - r_{ROT} + h_{RSEG} - h_{BSEG} \quad (A.13)$$

$$A_{EXT} = b_{SXT} b_W + A_{BSEG} + A_{RSEG} \quad (A.14)$$

$$A_{1461} = r_{CYL}^2 \left(\frac{\theta_R - \gamma_W}{2} \right) - \frac{1}{2} r_{CT} e \sin \theta_{CT} - r_{ROT}^2 \frac{\theta_{CT}}{2} \quad (A.15)$$

$$A_{4564} = \frac{A_{EXT}}{2} - \left(\frac{1}{2} r_{BT} r_{BC} \sin \gamma_W + r_{BT}^2 \sin \frac{\gamma_W}{2} - r_{ROT}^2 \frac{\rho}{2} \right) \quad (A.16)$$

A.3. CÁLCULO DA ACELERAÇÃO RADIAL DA PALHETA

É necessário calcular-se a aceleração radial da palheta, para o cálculo das forças que estão atuando sobre a palheta.

A aceleração radial é fornecida pela expressão:

$$a_{RBC} = e \omega_{ROT}^2 \cos \theta_R \left(1 - \frac{e \cos \theta_R}{(r_{CYL} - r_{BT}) \cos \gamma_W} \right) + \frac{(e \omega_{ROT} \sin \theta_R)^2 \left((r_{CYL} - r_{BT}) \cos \gamma_W - \frac{(e \cos \theta_R)^2}{(r_{CYL} - r_{BT}) \cos \gamma_W} \right)}{(r_{CYL} - r_{BT})^2 \cos^2 \gamma_W} \quad (A.17)$$

onde: ω_{ROT} - velocidade angular do rotor
 a_{RBC} - aceleração radial da palheta

A.4. CÁLCULO DO VOLUME DE SUCÇÃO

O volume de sucção é calculado para o ângulo da palheta variando de 0 até 270°. Este cálculo é dividido em dois casos distintos.

CASO 1 - o ângulo da palheta anterior (θ_R), varia de 0 até 180°, como mostrado na figura A.5.

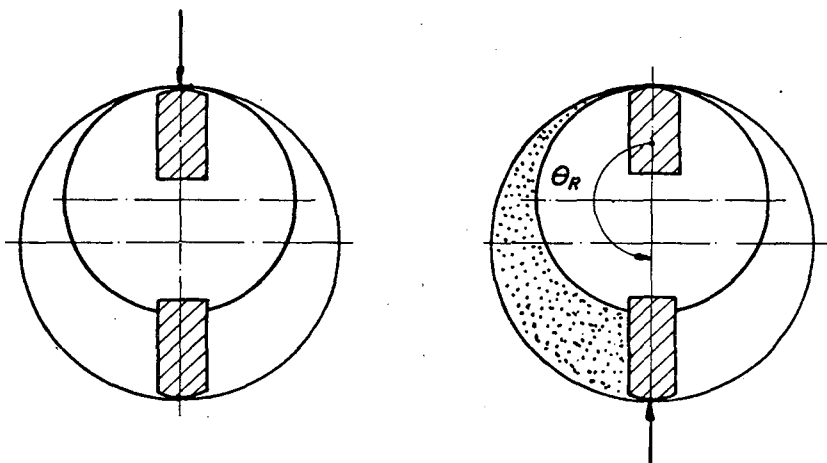


FIGURA A.5 - Volume de sucção - caso 1

O volume de sucção, V_{SUC} , é dado por:

$$V_{SUC} = (A_{1461} - A_{4564}) h_{CYL} \quad (A.18)$$

onde h_{CYL} é a altura do cilindro e é um dado fornecido.

CASO 2 - o ângulo da palheta anterior (θ_R), varia de 180° até 270°, como mostrado na figura A.6.

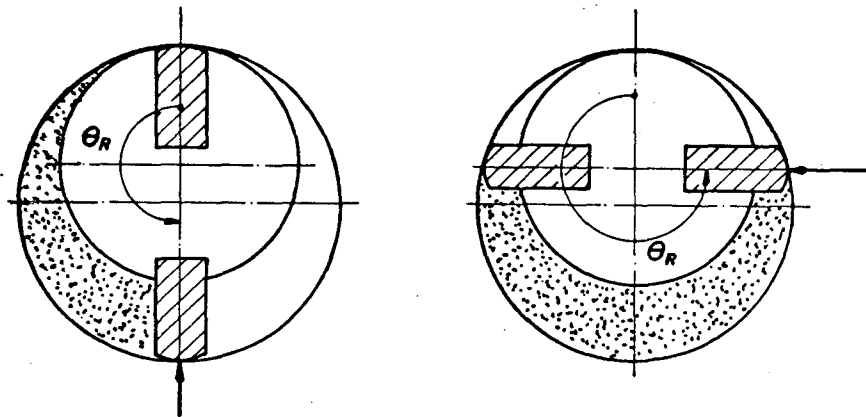


FIGURA A.6 - Volume de sucção - caso 2

O volume de sucção é dado por:

$$V_{\text{SUC}} = (A_{1461} - A_{4564} - A_{1461}^* - (A_{\text{EXT}}^* - A_{5464}^*)) h_{\text{CYL}} \quad (\text{A.19})$$

onde ()^{*} significa que a área é tomada na posição ($\theta_R - 180^\circ$).

A.5. CÁLCULO DA GEOMETRIA DA RANHURA DE TRANSFERÊNCIA E ORIFÍCIO DE DESCARGA

É necessário calcular o volume ocupado pela ranhura de transferência e orifício de descarga, porque, quando do funcionamento do compressor, este volume será ocupado pelo gás, que não executará trabalho, já que depois de comprimido, ele será re-expandido para dentro do cilindro. Também é importante determinar a posição exata em que o topo da palheta alcança a ranhura de transferência, que será o ponto onde começará a re-expansão. É necessário também conhecer a área de passagem de fluido, pela ranhura de transferência, quando está ocorrendo o processo de re-expansão.

A figura A.7 apresenta uma nomenclatura para o cálculo de todos os parâmetros que precisam ser conhecidos da ranhura de transferência. A figura A.8 apresenta o ponto em que o topo da palheta fecha a garganta, e completa os cálculos referentes a ranhura de transferência.

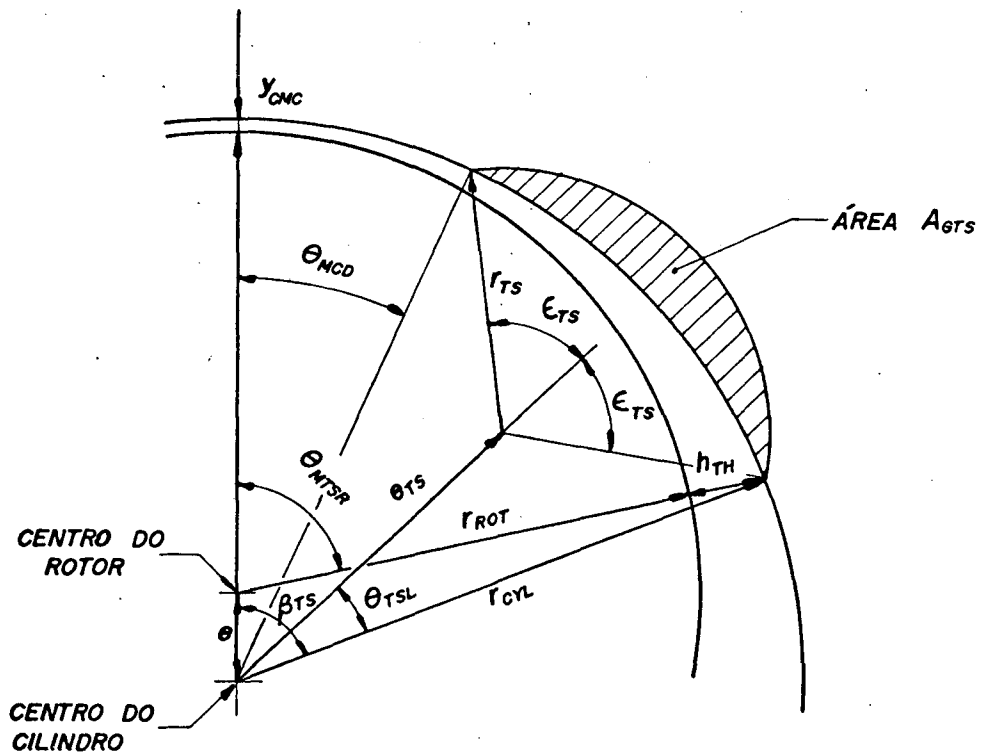


FIGURA A.7 - Nomenclatura para o cálculo dos parâmetros envolvidos com a ranhura de transferência

$$\theta_{MTR} = \text{arc sin} \left(\frac{r_{CYL} \sin \beta_{TS}}{r_{ROT} + h_{TH}} \right) \quad (\text{A.26})$$

$$\theta_{TSC} = \frac{\beta_{TS} - \theta_{MCD}}{2} \quad (\text{A.27})$$

$$\epsilon_{TS} = \text{arc sin} \left(\frac{r_{CYL} \sin \theta_{TSC}}{r_{TS}} \right) \quad (\text{A.28})$$

$$e_{TS} = r_{TS} \frac{\sin (\epsilon_{TS} - \theta_{TSC})}{\sin \theta_{TSC}} \quad (\text{A.29})$$

$$A_{GTS} = r_{TS}^2 \epsilon_{TS} + r_{CYL} r_{TS} \sin (\epsilon_{TS} - \theta_{TSC}) - r_{CYL}^2 \theta_{TSC} \quad (\text{A.30})$$

Na região da ranhura de transferência, é necessário determinar a área entre o rotor e cilindro, na região inferior da ranhura de transferência, como mostrado na figura A.9.

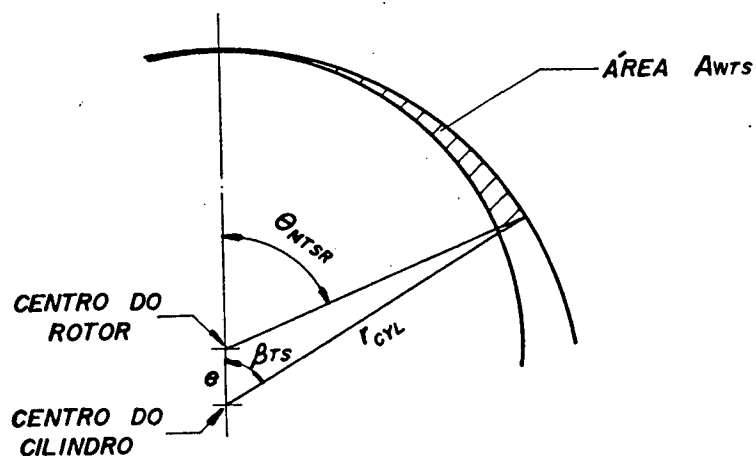


FIGURA A.9 - Especificação da área A_{WTS}

A área A_{WTS} é dada por:

$$A_{WTS} = \frac{1}{2} (r_{CYL}^2 \beta_{TS} - r_{ROT}^2 \theta_{MTR} - r_{CYL} e \sin \beta_{TS}) \quad (\text{A.31})$$

- volume da ranhura de transferência (V_{AGTS})

$$V_{AGTS} = A_{GTS} w_{TS} \quad (A.36)$$

onde:

w_{TS} - altura da ranhura de transferência

- volume gerado pela área A_{WTS} (V_{AWTS})

$$V_{AWTS} = A_{WTS} h_{CYL} \quad (A.37)$$

- volume do orifício de descarga (V_{POR})

$$V_{POR} = \pi r_P^2 \ell_{PRT} \quad (A.38)$$

onde:

ℓ_{PRT} - raio do orifício de descarga

- volume total da região da ranhura de transferência (W_{VOL})

$$W_{VOL} = V_{AWTS} + V_{AGTS} + V_{POR} \quad (A.39)$$

A figura A.11 apresenta os parâmetros que são necessários calcular, para se poder chegar a área por onde ocorre a re-expansão do gás, da ranhura de transferência, para o cilindro.

Dados calculados:

$$e_{RTS} = \sqrt{e^2 + e_{TS}^2 - 2 e e_{TS} \cos(\theta_{MCD} + \theta_{TSC})} \quad (A.40)$$

$$\rho\gamma = \arcsin \left(\frac{e_{TS} \sin(\theta_{TSC} + \theta_{MCD})}{e_{RTS}} \right) \quad (A.41)$$

$$d_{CTS} = \sqrt{(r_{ROT} + b_{SXT} \cos \alpha_{BSL})^2 + (b_{SXT} \sin \alpha_{BSL})^2} \quad (A.42)$$

$$\rho\rho = \arcsin \left(\frac{b_{SXT} \sin \alpha_{BSL}}{d_{CTS}} \right) \quad (A.43)$$

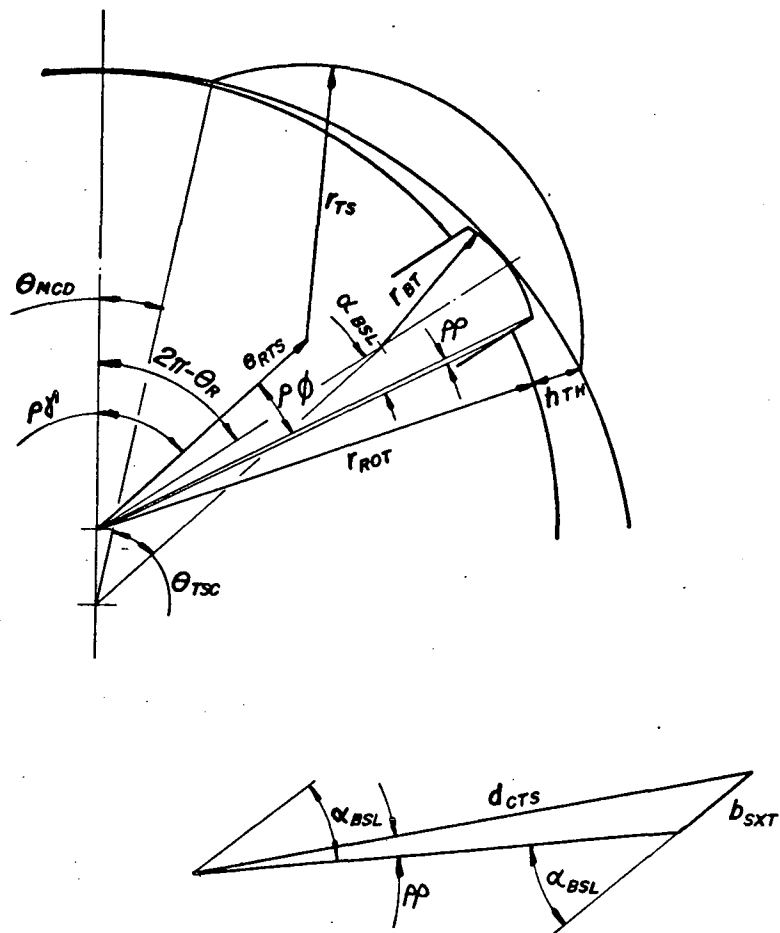


FIGURA A.11 - Nomenclatura usada para o cálculo da área de re-expansão do gás

$$\rho\phi = (2\pi - \theta_R) - \rho\gamma + \alpha_{BSL} - \rho\rho \quad (A.44)$$

A área de passagem por onde ocorre a re-expansão do gás (A_P), é dada por:

$$A_P = (r_{TS} - \sqrt{d_{CTS}^2 + e_{RTS}^2 - 2 d_{CTS} e_{RTS} \cos(\rho\phi)}) w_{TS} \quad (A.45)$$

APÊNDICE 2MODELO DOS FLUXOS DE MASSA

Neste apêndice, são apresentadas em detalhes as equações usadas nos modelos dos fluxos de massa.

B.1. FLUXO DE MASSA PELA PALHETA

No fluxo de massa pela palheta é considerado que:

- o fluxo de massa pelo topo da palheta é desprezível;
- o fluxo de massa ocorre em ambos os lados da palheta, sendo a folga igual nos dois lados;
- o caminho de escoamento é preenchido com uma solução óleo/refrigerante;
- o fluxo de massa é unidimensional, viscoso e incompressível.

A figura B.1 apresenta um esquema do fluxo de massa pela palheta, sendo o fluxo de massa fornecido pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{LP} = 2(b_{SXT} + h_{BSEG}) \rho_S \left(\frac{\Delta P y_{CL}^3}{12 \mu_S b_W} + \frac{1}{2} U y_{CL} \right) \quad (B.1)$$

sendo:

$$U = 2 \pi N r_{ROT} + \frac{1}{2} (b_{SXT} + h_{BSEG}) \quad (B.2)$$

$$y_{CL} = \frac{y_C}{2} \quad (B.3)$$

onde:

\dot{m}_{LP} - fluxo de massa pela palheta

b_{SXT} - parte plana da palheta estendida além do rotor

h_{BSEG} - altura da parte curva da palheta

ΔP - diferença de pressão entre as câmaras adjacentes a palheta

y_{CL} - distância entre a palheta e a tampa do cilindro

μ_S - viscosidade dinâmica da solução

b_W - largura da palheta

U - velocidade periférica do rotor

r_{ROT} - raio do rotor

N - rotação do rotor

ρ_S - densidade da solução

y_C - folga total entre as palhetas e as faces do rotor

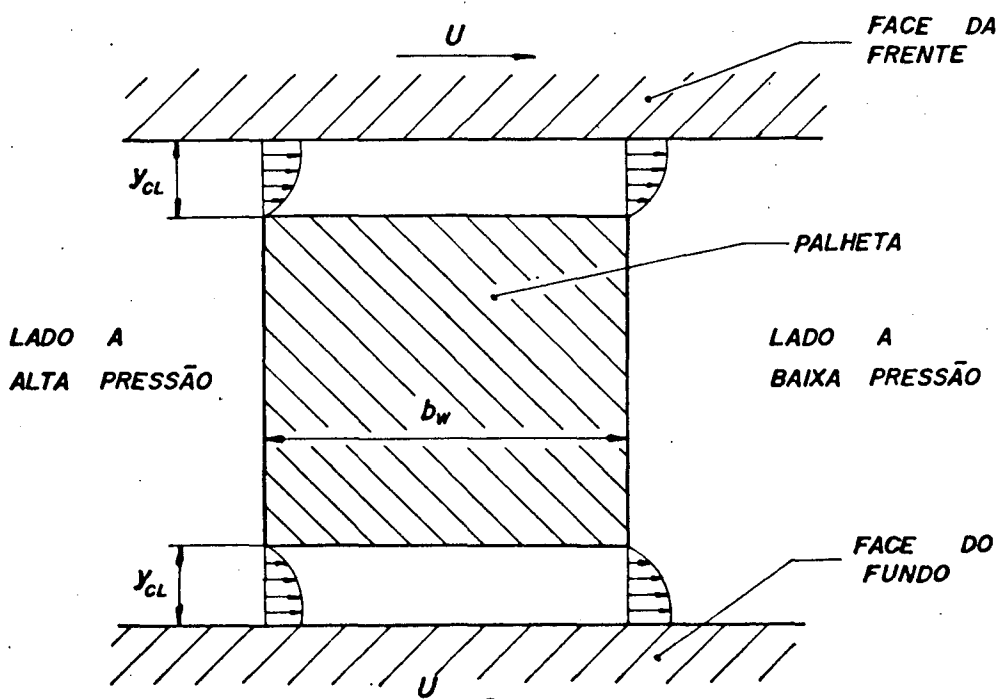


FIGURA B.1 - Esquema do fluxo de massa pela palheta

B.2. FLUXO DE MASSA PELA FOLGA MÍNIMA

No fluxo de massa pela folga mínima é considerado que:

- o caminho de escoamento é preenchido com uma solução óleo/refrigerante;
- o fluxo de massa é unidimensional, viscoso e incompressível;
- as paredes do rotor e cilindro planas e paralelas, com a parede do rotor movendo-se com uma velocidade periférica relativa em relação à parede do cilindro;
- o comprimento do escoamento é duas vezes a distância da folga mínima ao final da ranhura de transferência;
- as propriedades do fluido não mudam ao longo do caminho de escoamento.

A figura B.2 apresenta um esquema do fluxo de massa pela folga mínima, sendo o fluxo de massa fornecido pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{MC} = h_{CYL} \rho_S \left(\frac{\Delta P \cdot y_{CMC}^3}{12 \mu_S \ell} + \frac{1}{2} U y_{CMC} \right) \quad (B.4)$$

sendo:

$$\ell = 2 r_{CYL} \theta_{MCD} \frac{\pi}{180} \quad (B.5)$$

$$U = 2 \pi N r_{ROT} \quad (B.6)$$

onde:

\dot{m}_{MC} - fluxo de massa pela folga mínima

h_{CYL} - altura do cilindro

y_{CMC} - folga mínima

l - comprimento do caminho de escoamento

θ_{MCD} - ângulo entre a folga mínima e o final da ranhura de transferência

r_{CYL} - raio do cilindro

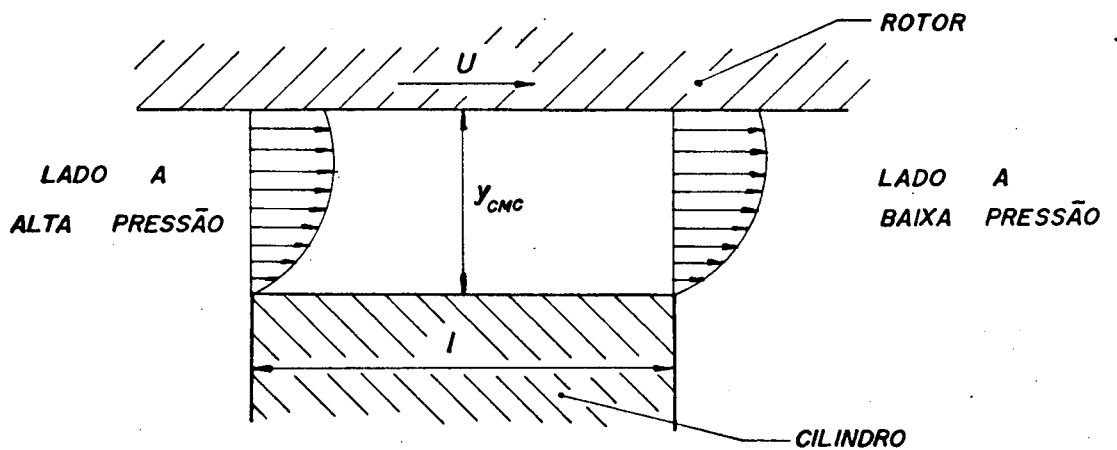


FIGURA B.2 - Esquema do fluxo de massa pela folga mínima

B.3. FLUXO DE MASSA DEVIDO A RE-EXPANSÃO

No fluxo de massa pela re-expansão é considerado que:

- ocorre um fluxo incompressível por um orifício;
- o fluido passando através da garganta é uma mistura homogênea de refrigerante vapor e solução refrigerante/óleo dispersa no vapor.

O fluxo de massa é fornecido pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{RE} = F_C A_{GTS} \sqrt{2 \Delta P \rho_m} \quad (B.7)$$

sendo:

$$F = 0,8, \text{ segundo Mataix [21]}$$

onde:

\dot{m}_{RE} - fluxo de massa pela garganta

A_{GTS} - área de passagem do fluido

ΔP - variação de pressão entre os volumes de controle separados pela garganta

ρ_m - densidade do fluido passando pela garganta

F_C - coeficiente de vazão que considera a variação brusca de área

B.4. FLUXO DE MASSA PELA FACE DO ROTOR

A teoria usada para determinar o fluxo de massa pela face do rotor, assume uma rede de caminhos de escoamento, de superfícies planas e paralelas. As superfícies podem não ter dimensões uniformes, e o comprimento do caminho de escoamento pode variar de uma extremidade para outra. A solução exata para tais condições pode ser muito complicada, senão impossível.

Para simplificar a matéria, é assumido que o fluxo de massa através do elemento pode ser aproximado tratando o escoamento como se fosse uma porção do escoamento radial entre discos redondos e paralelos, como mostra a figura B.3, onde a fonte de alta pressão e baixa pressão são concêntricos. Um comprimento médio para o caminho de escoamento para o elemento é especificado, que corresponde a diferença entre os raios do sumidouro e fonte. A largura do elemento, como a saída, quando matematicamente combinados com o caminho de escoamento, serve para estabelecer a magnitude dos raios da fonte e sumidouro, e o ângulo do arco da porção. Efeitos de margem devido a contornos comuns com outros elementos são ignorados, juntamente com algum movimento relativo entre superfícies.

O coeficiente de escoamento do elemento, que leva em conta a convergência ou divergência da geometria no escoamento, é dado por:

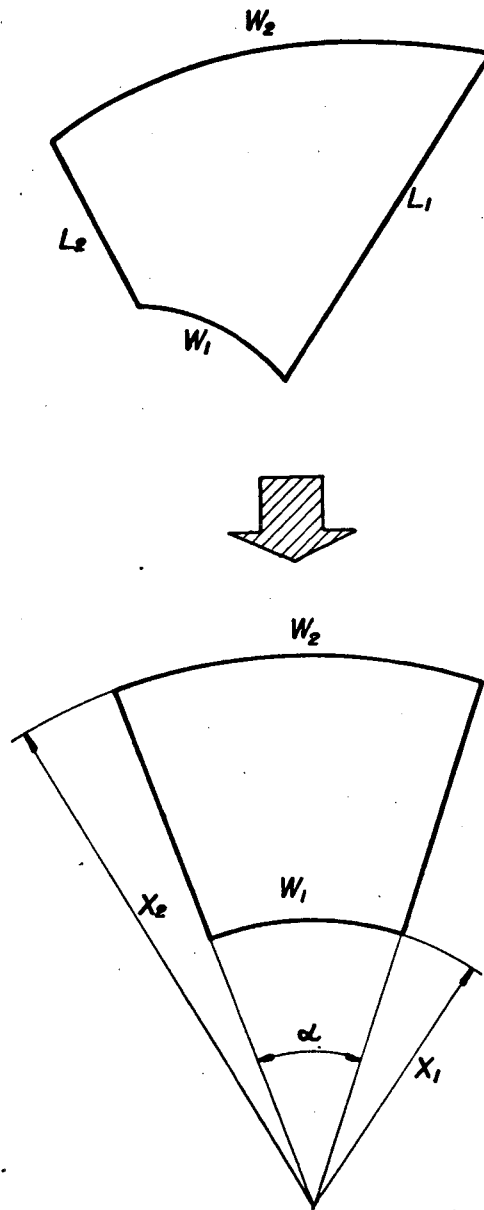


FIGURA B.3 - Elemento de escoamento

$$F_{RF} = \frac{\alpha}{12 \ln \frac{X_2}{X_1}} \quad (\text{B.8})$$

sendo:

$$X_2 = \frac{W_2 L_M}{(W_2 - W_1)} \quad (\text{B.9})$$

$$X_1 = X_2 - L_M \quad (\text{B.10})$$

$$\alpha = \frac{W_1}{X_1} \quad (\text{B.11})$$

$$L_M = \frac{1}{2} (L_1 + L_2) \quad (\text{B.12})$$

onde:

F_{RF} - coeficiente de escoamento do elemento

L_M - comprimento médio do caminho de escoamento

Obs.: os demais termos das equações acima estão relacionadas com a figura B.3

O fluxo de massa, para um determinado elemento de escoamento é dado por:

$$\dot{m}_{RF} = \frac{y_C F_M F_{RF} \Delta P}{\left(\frac{\mu_V}{\rho_V} P_{HR} + \frac{\mu_S}{\rho_S} (1 - P_{HR}) \right)} \quad (\text{B.13})$$

onde:

\dot{m}_{RF} - fluxo de massa pela face do rotor por um determinado elemento de escoamento para um determinado volume de controle

ΔP - diferença de pressão entre a fonte e sumidouro do escoamento

y_C - folga entre a face do rotor e cilindro

F_M - coeficiente que considera a parte do elemento de escoamento que comunica-se com o volume de controle

μ_V/ρ_V - viscosidade cinemática do vapor

μ_S/ρ_S - viscosidade cinemática da solução

P_{HR} - razão de fase (fração do fluxo de massa que é vapor)

B.5. FLUXO DE MASSA NA PRIMEIRA DESCARGA

As hipóteses simplificativas usadas na modelação deste fluxo, estão todas apresentadas no ítem 2.2.5.

Inicialmente será tratado o fluxo normal, sendo que a figura B.4 apresenta um esquema deste fluxo de massa.

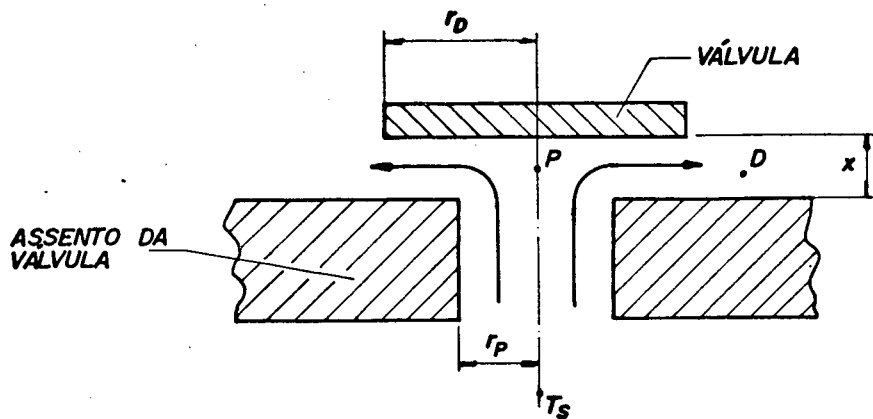


FIGURA B.4 - Fluxo normal de massa pela válvula de descarga

O fluxo de massa normal é dado pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{VN} = \rho_m \pi r_P^2 \left[\frac{8 (P_{TS} - P_D) r_D^2 x_V^2}{\rho_m (r_P^4 + 4 r_D^2 x_V^2)} \right]^{\frac{1}{2}} F_f \quad (\text{B.14})$$

sendo:

$$F_f = 0,8$$

onde:

\dot{m}_{VN} - fluxo de massa normal pela válvula de descarga

ρ_m - densidade da mistura homogênea refrigerante vapor e solução refrigerante/óleo

r_P - raio do orifício de descarga

r_D - raio da válvula de descarga

P_{TS} - pressão no interior da ranhura de transferência

P_D - pressão na câmara de descarga

x_V - deslocamento da válvula

F_f - fator que considera os efeitos de fricção

O fluxo de massa reverso, que ocorre quando a pressão na câmara de descarga é maior que a pressão na ranhura de transferência, é dado por:

$$\dot{m}_{VR} = \rho_m \pi r_P^2 \left[\frac{8(P_D - P_{TS}) x_V^2}{\rho_m (4 x_V^2 + r_P^2)} \right]^{\frac{1}{2}} F_f \quad (B.15)$$

onde:

\dot{m}_{VR} - fluxo de massa reverso pela válvula de descarga

B.6. FLUXO DE MASSA PELO SEGUNDO MANCAL

O fluxo de massa pelo segundo mancal, é o fluxo de massa que ocorre pela ranhura do mancal. O fluido é uma solução refrigerante/óleo.

O cálculo deste fluxo de massa, é dividido em duas partes, sendo que a primeira considera os efeitos da velocidade sobre o escoamento, enquanto que a segunda considera os efeitos de pressão.

Inicialmente será calculada a contribuição da velocidade para o fluxo de massa pela ranhura do mancal. A figura B.5 apresenta um esquema da posição da ranhura no mancal. A velocidade do fluido na ranhura é:

$$V_{GR} = r_{SHFT}^2 \pi N \sin \theta_{SP} \quad (B.16)$$

onde:

V_{GR} - velocidade do fluido na região superior da ranhura

r_{SHFT} - raio do eixo

θ_{SP} - ângulo entre a linha de centro do eixo e a linha de centro da ranhura no mancal

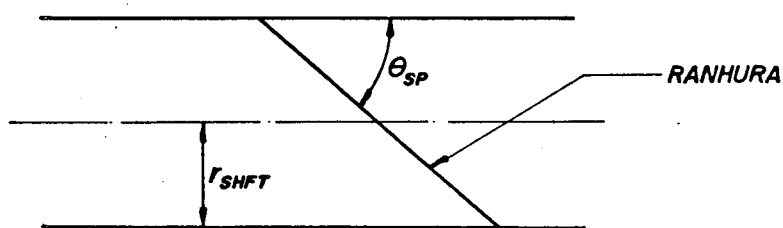


FIGURA B.5 - Posição da ranhura no mancal

A vazão de massa pela ranhura do mancal é calculada, dividindo a ranhura em vinte regiões e calculada a vazão para cada região.

A vazão de massa para cada uma dessas regiões, como mostra a figura B.6, é calculada da seguinte maneira:

$$y_I = r_G \sin \theta_I + y_{CBRG} \quad (B.17)$$

onde:

y_I - como indicado na figura B.6

r_G - raio da ranhura

y_{CBRG} - folga radial do mancal

θ_I - como indicado na figura B.6

sendo:

$$\theta_I = \frac{\pi}{20}$$

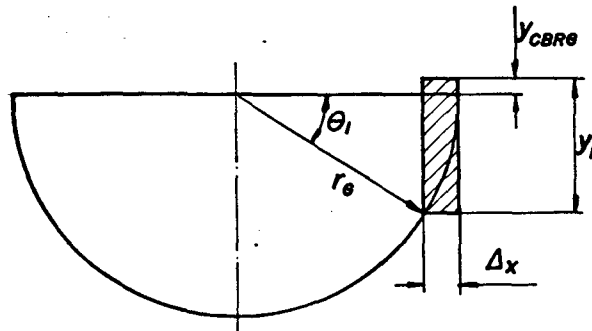


FIGURA B.6 - Esquema para cálculo da vazão de massa pelo segundo mancal

Admitindo um perfil linear para a velocidade, tem-se que a vazão de massa para cada região é:

$$\dot{Q}_I = \frac{1}{2} V_{GR} y_I \Delta x \quad (B.18)$$

onde:

\dot{Q}_I - vazão de massa para uma determinada região da ranhura

Δx - como indicada na figura B.6

A vazão total pela ranhura, devido aos efeitos de velocidade, é portanto:

$$\dot{Q} = \sum_{I=1}^{20} \dot{Q}_I \quad (B.19)$$

onde:

\dot{Q} - vazão total pela ranhura devido aos efeitos de velocidade

O fluxo de massa pela ranhura, devido aos efeitos de velocidade é portanto:

$$\dot{m}_{RV} = \dot{Q} \rho_s \quad (\text{B.20})$$

onde:

\dot{m}_{RV} - fluxo de massa pela ranhura, devido aos efeitos de velocidade

ρ_s - densidade da solução refrigerante/óleo

A contribuição dos efeitos de pressão sobre o fluxo de massa, é determinada da seguinte maneira:

$$l_G = \frac{b_{L2}}{\cos \theta_{SP}} \quad (\text{B.21})$$

onde:

l_G - comprimento da ranhura

b_{L2} - comprimento do 2º mancal

$$r_{GE} = \sqrt{\frac{r_G^2}{2}} \quad (\text{B.22})$$

onde:

r_{GE} - raio efetivo da ranhura

A pressão no rebaixo do mancal, como indicado na figura B.7, é:

$$P_{BR} = P_D + \Delta P_C - \Delta P_L \quad (B.23)$$

onde:

P_{BR} - pressão no rebaixo do mancal

P_D - pressão de descarga

ΔP_C - pressão devido aos efeitos centrífugos

ΔP_L - pressão devido ao peso do fluido

sendo:

$$\Delta P_L = h \rho_s \quad (B.24)$$

onde:

h - altura da coluna de fluido

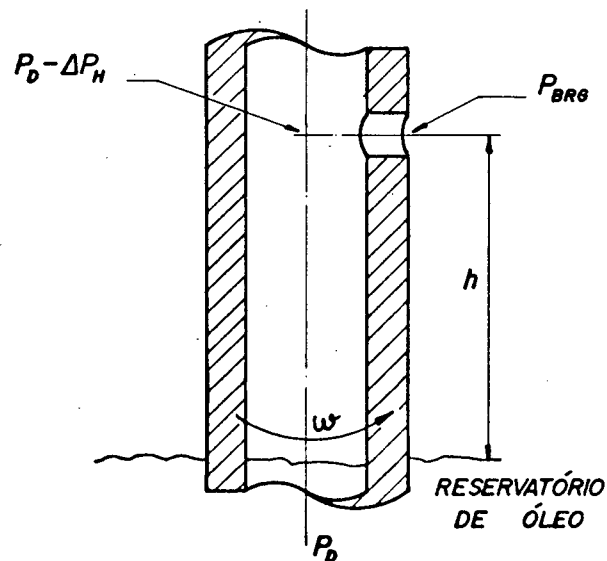


FIGURA B.7 - Esquema para cálculo de pressão no rebaixo do eixo

sendo:

$$\Delta P_C = \frac{r_{SHFT}^2 \omega^2 \rho_s}{2g} \quad (B.25)$$

onde:

ω - velocidade angular do eixo

g - aceleração da gravidade

O efeito da diferença de pressão, no fluxo de massa é calculado, fazendo um balanço de forças, como mostrado na figura B.8.

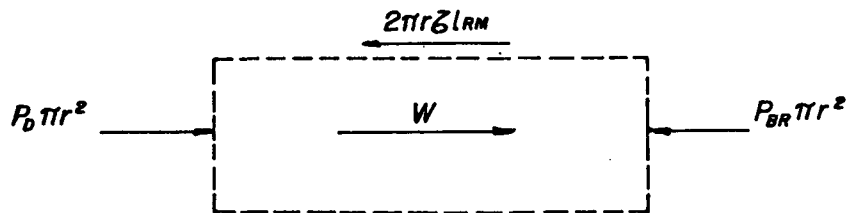


FIGURA B.8 - Balanço de forças num elemento

Na figura B.8, temos que:

W - peso da coluna de fluido

τ - tensão cizalhante do fluido

Do balanço de forças do elemento, temos que:

$$W + \pi r^2 (P_D - P_{BR}) - 2 \pi r \tau l_G = 0 \quad (B.26)$$

Sabendo que:

$$\tau = - \mu_s \frac{dV}{dr} \quad (B.27)$$

$$W = \pi r^2 b_{L2} \rho_s \quad (B.28)$$

onde:

μ_s - viscosidade cinemática da solução óleo/refrigerante

Substituindo as equações (B.27) e (B.28) na equação (B.26), temos uma expressão para a velocidade, devido aos efeitos de pressão:

$$V = \frac{1}{4 \mu_s \ell_G} (r_{GE}^2 - r^2) [(P_D - P_{BR}) + b_{L2} \rho_s] \quad (B.29)$$

que fornece a seguinte expressão para o fluxo de massa pela ranhura considerando apenas os efeitos de pressão:

$$\dot{m}_{RP} = \frac{\pi r_{GE}^4 \rho_s}{16 \mu_s \ell_G} [(P_D - P_{BR}) + b_{L2} \rho_s] \quad (B.30)$$

onde:

\dot{m}_{RP} - fluxo de massa pela ranhura, devido aos efeitos de pressão

O fluxo de massa total pelo segundo mancal, é portanto:

$$\dot{m}_{BR} = \dot{m}_{RV} + \dot{m}_{RP} \quad (B.31)$$

onde:

\dot{m}_{BR} - fluxo de massa pelo segundo mancal

APÊNDICE 3

MOVIMENTO DA VÁLVULA DE DESCARGA

A válvula de descarga usada neste compressor, é uma válvula de palheta cilíndrica e a figura C.1, apresenta as principais dimensões relacionadas com a válvula de descarga. Essas dimensões são:

θ_{DP} - ângulo da base da válvula (ponto onde ela é considerada ser fixa) até a linha de centro do orifício de descarga, ao redor do centro do assento

θ_{VOS} - ângulo entre a base da válvula até o topo da válvula, ao redor do centro do assento

r_S - raio do batente da válvula

r_{SEAT} - raio do assento da válvula

No modelo matemático adotado, a válvula é tratada como um sistema de massas nodais discretas, conectadas por elementos de viga retos, arranjados angularmente para aproximar a forma da válvula. A válvula é dividida em quatro partes iguais, de sua base até a linha de centro do orifício de descarga. Cada parte é tratada como uma viga em balanço, onde a massa é concentrada na extremidade oposta de sua base. A massa da porção estendida além do orifício de descarga é considerada junto com a massa do elemento correspondente ao topo da válvula.

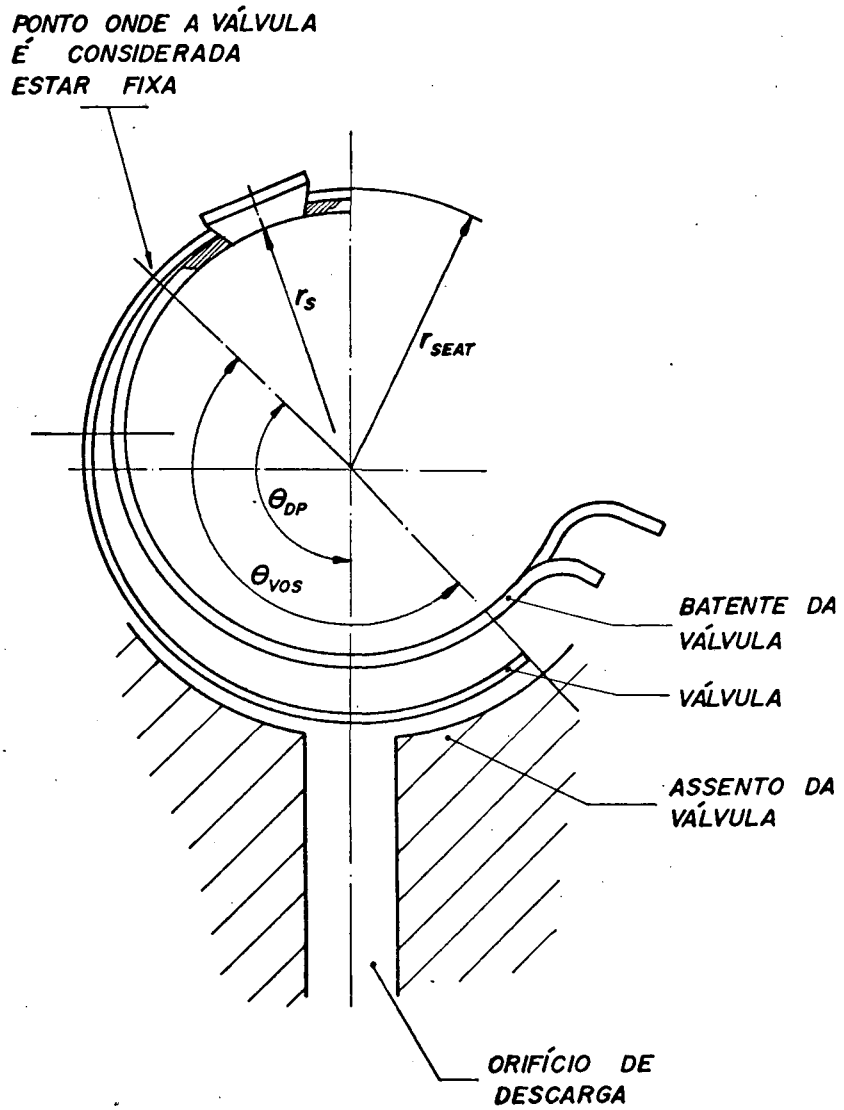


FIGURA C.1 - Dimensões principais da válvula de descarga

Inicialmente, é preciso localizar os elementos de viga em relação a um sistema de coordenadas cartesianas como mostra a figura C.2, e determinar as dimensões geométricas necessárias.

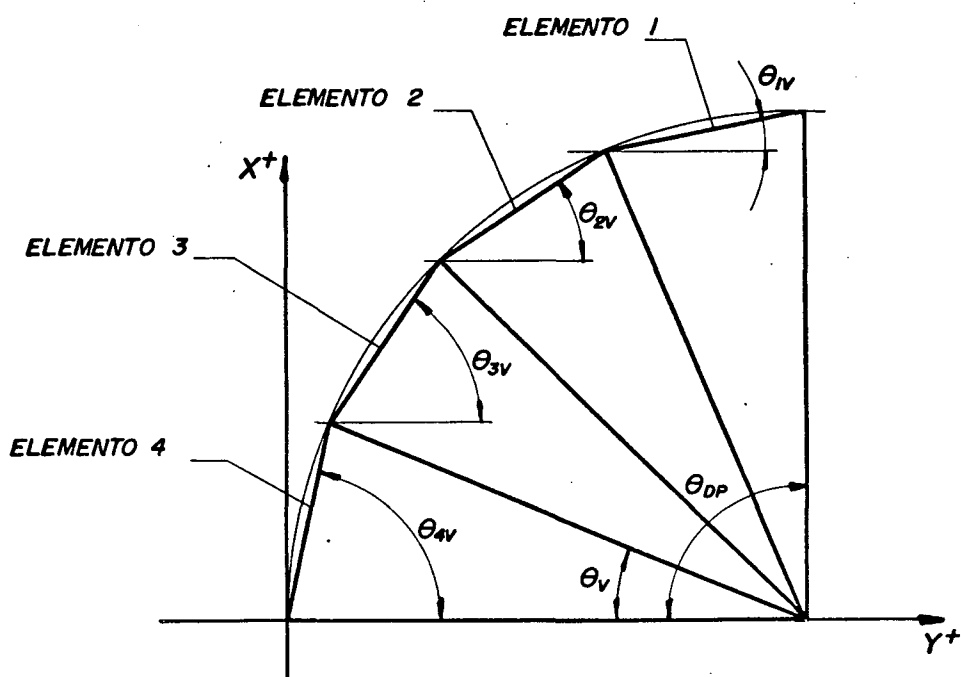


FIGURA C.2 - Localização dos elementos da viga em relação a um sistema de coordenadas cartesianas

Da figura C.2, tem-se:

$$\theta_V = \frac{\theta_{DP}}{4} \quad (C.1)$$

$$\theta_{4V} = \frac{\pi}{2} - \frac{\theta_{DP}}{8} \quad (C.2)$$

$$\theta_{3V} = \theta_{4V} - \theta_V \quad (C.3)$$

$$\theta_{2V} = \theta_{3V} - \theta_V \quad (C.4)$$

$$\theta_{1V} = \theta_{2V} - \theta_V \quad (C.5)$$

O comprimento de cada elemento de viga, l_v , é dado por:

$$l_v = 2 r_{SEAT} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (C.6)$$

A massa de cada elemento de viga é dado por:

$$m_{Ei} = \left(r_{SEAT} - \frac{h_v}{2}\right) \theta_v h_v b_{VD} \rho_A \quad (C.7)$$

onde:

m_{Ei} - massa de um elemento i

h_v - espessura da válvula

b_{VD} - largura da válvula

ρ_A - densidade do material da válvula

A massa do elemento 1, m_{E1} , que deve considerar também a massa da região da válvula, além do orifício de descarga, é:

$$m_{E1} = m_{Ei} + \left(r_{SEAT} - \frac{h_v}{2}\right) (\theta_{VDS} - \theta_{DP}) b_{VD} h_v \rho_A \quad (C.8)$$

A localização dos pontos de articulação, sobre o asento, no sistema cartesiano de coordenadas, é dada por:

$$x_4 = l_v \sin \theta_{4V} \quad (C.9)$$

$$y_4 = l_v \cos \theta_{4V} \quad (C.10)$$

$$x_3 = l_v \sin \theta_{3V} + x_4 \quad (C.11)$$

$$y_3 = l_v \cos \theta_{3V} + y_4 \quad (C.12)$$

$$x_2 = l_v \sin \theta_{2V} + x_3 \quad (C.13)$$

$$y_2 = l_v \cos \theta_{2V} + y_3 \quad (\text{C.14})$$

$$x_1 = l_v \sin \theta_{1V} + x_2 \quad (\text{C.15})$$

$$y_1 = l_v \cos \theta_{1V} + y_2 \quad (\text{C.16})$$

As forças que atuam sobre o elemento 1, são mostradas na figura C.3, e apresentadas a seguir:

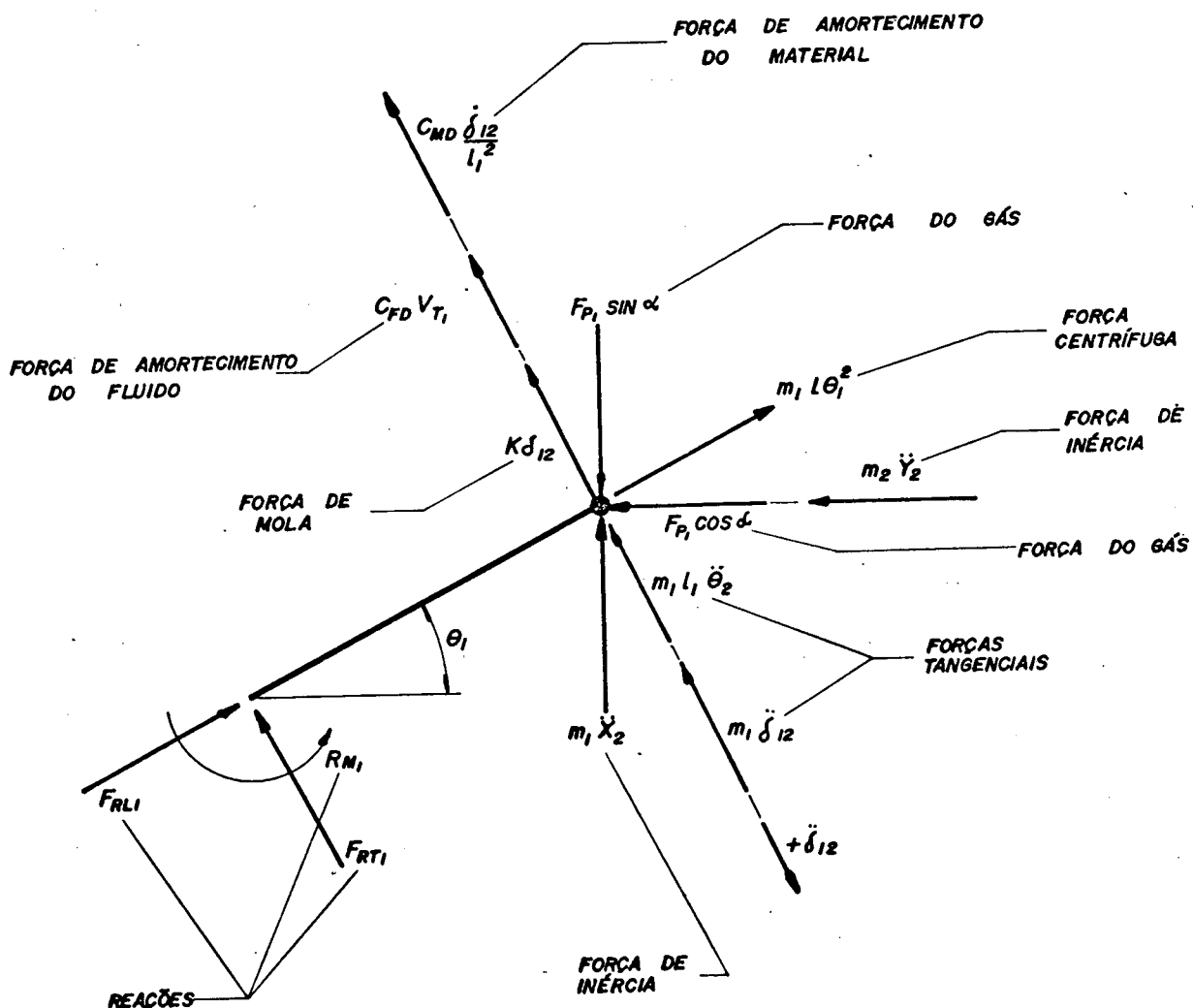


FIGURA C.3 - Forças atuando no elemento 1 da válvula

- Força devida à pressão exercida pelo fluido

No caso de um fluxo normal, a força do fluido atuando sobre a válvula, causada por diferença de pressão e variação na quantidade de movimento é:

$$F_P = \pi r_D^2 (P_{TS} - P_D) \left[\frac{4 x_V^2 (2 r_P^2 - r_D^2) - 2 r_P^4 \ln\left(\frac{r_D}{r_P}\right)}{r_P^4 + 4 r_D^2 x_V^2} + 1 \right] \quad (C.17)$$

onde:

F_P - força exercida pelo fluido sobre a válvula

x_V - deslocamento da válvula

P_{TS} - pressão na ranhura de transferência

P_D - pressão de descarga

r_P - raio do orifício de descarga

r_D - raio da válvula de descarga

Se o fluxo de massa pela válvula de descarga for reverso, a força que o fluido exerce é dado por:

$$F_P = \pi r_P^2 (P_{TS} - P_D) \left[\frac{4 x_V^2 + 2 r_P^2 \ln\left(\frac{r_D}{r_P}\right)}{4 x_V^2 + r_P^2} + 1 \right] \quad (C.18)$$

Devido ao movimento da válvula sobre o orifício de descarga, a força que o gás exerce, atua entre os elementos 1 e 2, de tal forma que:

$$F_{P1} = F_P \frac{d}{x_V} \quad (C.19)$$

$$F_{P2} = F_P - F_{P1} \quad (C.20)$$

onde:

F_{P1} - força que a pressão do fluido exerce sobre o elemento 1

F_{P2} - força que a pressão do fluido exerce sobre o elemento 2

d - distância de atuação da força em relação ao elemento 2

- Forças de inércia

Na direção x:

$$F_{IX} = m_{E1} \ddot{x}_2 \quad (C.21)$$

onde:

F_{IX} - força de inércia na direção x

\ddot{x}_2 - aceleração do elemento na direção x

Na direção y:

$$F_{IY} = m_{E1} \ddot{y}_2 \quad (C.22)$$

onde:

F_{IY} - força de inércia na direção y

\ddot{y}_2 - aceleração do elemento na direção y

- Força centrífuga

$$F_C = m_{E1} \ell_V \dot{\theta}_1^2 \quad (C.23)$$

onde:

F_C - força centrífuga

$\dot{\theta}_1$ - velocidade angular do elemento

- Força tangencial

$$F_T = m_{E1} (\ell_V \ddot{\theta}_2 + \ddot{\delta}_{12}) \quad (C.24)$$

onde:

F_T - força tangencial

$\ddot{\theta}_2$ - aceleração angular do elemento 2

$\ddot{\delta}_{12}$ - aceleração causada pela deflexão na extremidade da viga

- Força de mola

$$F_M = k \delta_{12} \quad (C.25)$$

onde:

F_M - força de mola

k - constante de rigidez do elemento 1

δ_{12} - deflexão causada na extremidade da viga

- Força de amortecimento do fluido

$$F_{FD} = C_{FD} V_{T1} \quad (C.26)$$

onde:

F_{FD} - força de amortecimento do fluido

C_{FD} - coeficiente de amortecimento do fluido

V_{T1} - velocidade tangencial do elemento

- Força de amortecimento do material da válvula

$$F_{MD} = C_{MD} \frac{\dot{\delta}_{12}}{l_V^2} \quad (C.27)$$

onde:

F_{MD} - força de amortecimento do material da válvula

C_{MD} - coeficiente de amortecimento do material da válvula

$\dot{\delta}_{12}$ - velocidade da deflexão na extremidade da viga

- REAÇÕES

F_{RL1} - força de reação no sentido axial do elemento

F_{RT1} - força de reação no sentido transversal do elemento

R_{M1} - momento de reação

As forças que atuam no elemento de viga 2, como mostra a figura C.4, são semelhantes às que atuam no elemento 1, somente que agora, sobre o elemento de viga 2, atuam também as forças de reação do elemento de viga 1.

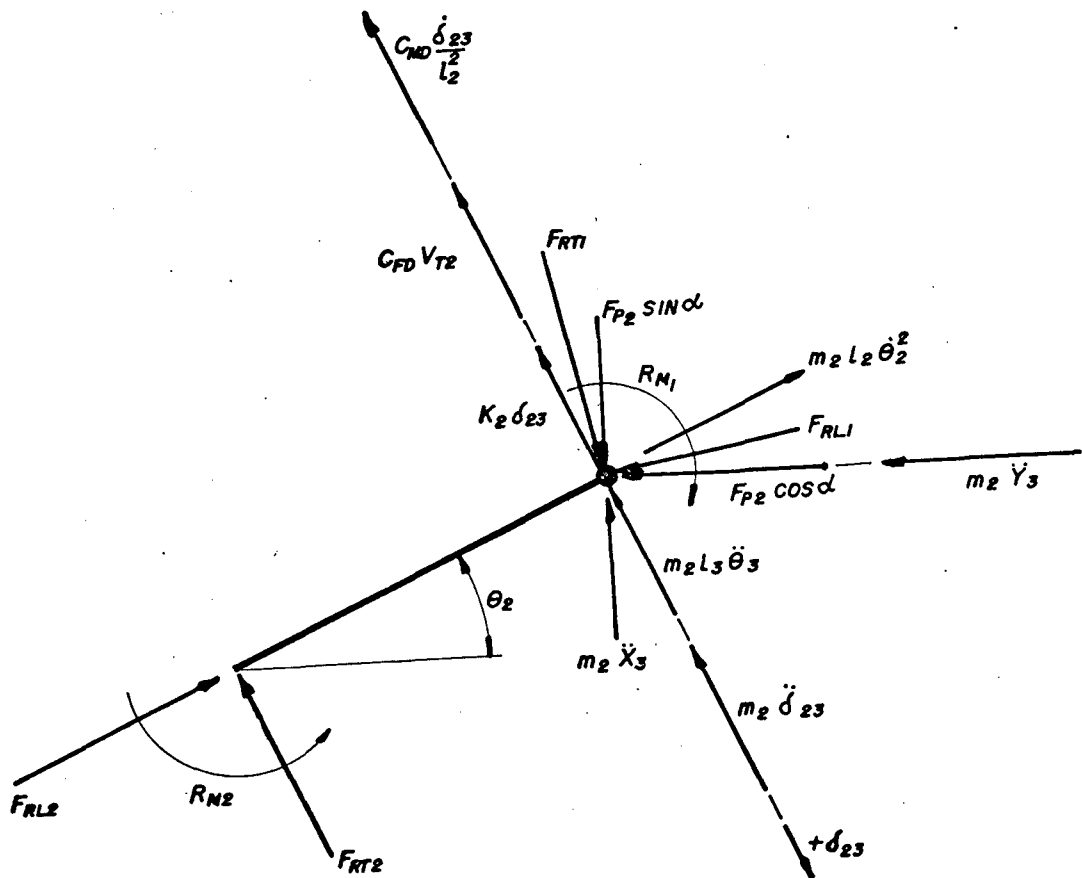


FIGURA C.4 - Forças atuando no elemento 2 da válvula

No elemento de viga 3, como mostra a figura C.5, não agem as forças devido à pressão do fluido. As demais forças existem normalmente.

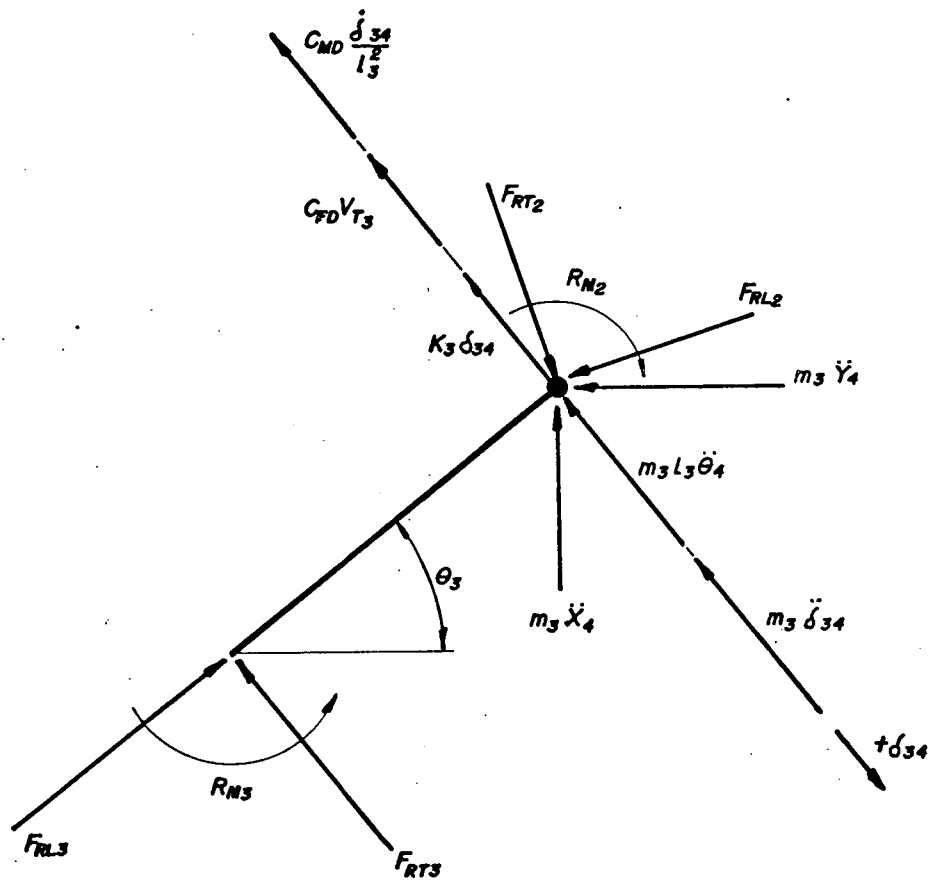


FIGURA C.5 - Forças atuando no elemento 3 da válvula

No último elemento de viga a ser analisado, elemento 4, figura C.6, não existem as forças de inércia devidas ao movimento de translação do elemento, apenas as de rotação.

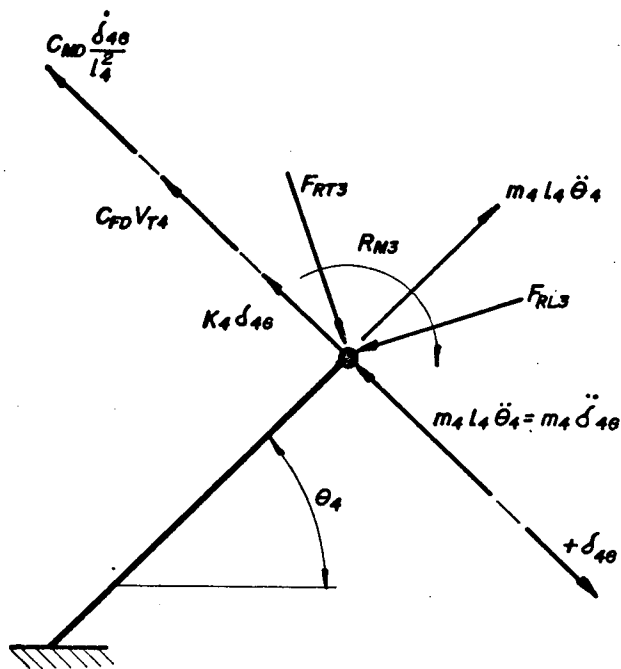


FIGURA C.6 - Forças atuando no elemento 4 da válvula

Um conjunto de equações diferenciais do movimento é derivado das considerações dos diagramas de corpo livre para os 4 elementos. Os termos de ordem zero e primeira são avaliados através do método de Runge-Kutta de 3^a ordem, que calcula as deflexões e razões de deflexão dos elementos de viga. Estas informações são usadas para reduzir as equações diferenciais para um conjunto de equações algébricas, onde somente os termos de 2^a ordem são desconhecidos. Este conjunto de equações pode ser resolvido através do método de eliminação de Gauss. O método de Runge-Kutta e Gauss são usados em sequência 4 vezes durante um dado incremento de tempo, cujos resultados são usados como dados necessários para a nova iteração.

onde:

α_{LP} - ângulo do setor de baixa pressão

α_{HP} - ângulo do setor de alta pressão

γ_{LP} - ângulo da localização do ponto central do setor de baixa pressão em relação ao centro da palheta

γ_{HP} - ângulo da localização do ponto central do setor de alta pressão em relação ao centro da palheta

γ_W - vide figura A.4

- Localização do centro de gravidade da palheta em função do centro do rotor

$$r_{CG} = r_{ROT} + b_{SXT} + h_{BSEG} + h_{RSEG} - \left(\frac{h_{BSEG} + b_{SL}}{2} \right) \quad (D.5)$$

onde:

r_{CG} - localização do centro de gravidade da palheta

r_{ROT} - raio do rotor

b_{SXT} - vide figura A.4

h_{BSEG} - vide figura A.1

h_{RSEG} - vide figura A.2

b_{SL} - comprimento do lado plano da palheta

- Velocidade angular do rotor

$$\omega_{ROT} = 2 \pi N \quad (D.6)$$

onde:

ω_{ROT} - velocidade angular do rotor

N - rotação do rotor

- Velocidade radial da palheta

$$V_R = e \omega_{ROT} \sin \theta_R \left(\frac{(r_{CYL} - r_{BT}) \cos \gamma_W - e \cos \theta_R}{(r_{CYL} - r_{BT}) \cos \gamma_W} \right) \quad (D.7)$$

onde:

V_R - velocidade radial da palheta

e - excentricidade

θ_R - vide figura A.4

r_{BT} - vide figura A.1

- Velocidade tangencial no topo da palheta

$$V_T = \omega_{ROT} r_{CT} \quad (D.8)$$

onde:

V_T - velocidade tangencial no topo da palheta

r_{CT} - como indicado na figura A.4

- Aceleração radial da palheta

$$a_R = a_{RBC} + r_{CG} \omega_{ROT}^2 \quad (D.9)$$

onde:

a_R - aceleração radial da palheta

a_{RBC} - aceleração linear devida ao movimento da palheta

- Aceleração de Coriolis

$$a_T = 2 V_R \omega_{ROT} \quad (D.10)$$

onde:

a_T - aceleração de Coriolis

- Velocidade resultante no topo da palheta

$$V_W = \sqrt{(V_T \cos \rho)^2 + (V_R + V_T \sin \rho)^2} \quad (D.11)$$

onde:

V_W - velocidade resultante no topo da palheta

ρ - como indicado na figura A.4

- Área da palheta

$$A_B = b_{SL} b_W + r_{BT}^2 \left(\alpha_{BT} - \frac{1}{2} \sin (2 \alpha_{BT}) \right) \quad (D.12)$$

A_B - área da palheta

- Massa da palheta

$$m_B = A_B h_{CYL} \rho_B \quad (D.13)$$

onde:

m_B - massa da palheta

h_{CYL} - altura do cilindro

ρ_B - densidade do material da palheta

As forças conhecidas, atuando na palheta, conforme o Quadro 2.1, são:

$$F_{UBP} = h_{CYL} b_W P_{UB} \quad (D.14)$$

onde:

P_{UB} - pressão na região inferior na palheta

$$F_{IT} = a_T m_B \quad (D.15)$$

$$F_{IR} = a_R m_B \quad (D.16)$$

$$F_{HP} = b_{SXT} h_{CYL} P_H \quad (D.17)$$

onde:

P_H - alta pressão exercida pelo fluido

$$F_{LP} = b_{SXT} h_{CYL} P_L \quad (D.18)$$

onde:

P_L - baixa pressão exercida pelo fluido

$$F_{THP} = 2 P_H h_{CYL} r_{BT} \sin \left(\frac{1}{2} \alpha_{HP} \right) \quad (D.19)$$

$$F_{TLP} = 2 P_L h_{CYL} r_{BT} \sin \left(\frac{1}{2} \alpha_{LP} \right) \quad (D.20)$$

$$F_{VD1} = 2 A_{EXT} \mu_S \left(\frac{U_E}{y_C} + \frac{(P_H - P_L) y_C}{2 \mu_S b_W} \right) \quad (D.21)$$

sendo:

$$U_E = \omega_{ROT} (r_{ROT} - h_{RSEG} + \frac{1}{2} (b_{SL} + h_{BSEG})) \quad (D.22)$$

onde:

A_{EXT} - área da palheta estendida além do rotor

μ_S - viscosidade da solução óleo/refrigerante

U_E - velocidade tangencial média na região da palheta estendida além do rotor

y_C - folga lateral da palheta

$$F_{VD2} = \frac{2}{y_C} (A_B - A_{EXT}) \mu_S U_R \quad (D.23)$$

onde:

U_R - velocidade tangencial média na região da palheta dentro do rotor

sendo:

$$U_R = \omega_{ROT} (r_{ROT} - h_{RSEG} - \frac{1}{2} (b_{SL} - b_{SXT})) \quad (D.24)$$

$$F_{VDR} = \frac{2}{y_C} A_B \mu_S V_R \quad (D.25)$$