

BC

FD-1514

WALTER ZOTTIN

**SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DE ANÉIS DE UM
PISTÃO UTILIZADO EM MOTORES DE
COMBUSTÃO INTERNA**

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

São Paulo

1992

WALTER ZOTTIN

Nº USP 7500349

**SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DE ANÉIS DE UM
PISTÃO UTILIZADO EM MOTORES DE
COMBUSTÃO INTERNA**

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

Área de Concentração :
Engenharia Mecânica

Orientador :

Prof. Dr. Carlos Chien*Ching Tu
Nº Func. 126845

São Paulo

1992

Este trabalho é dedicado à
Léa Marcia, minha querida esposa,
companheira e amiga. Sem voce esta
obra não existiria.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, eu quero agradecer a Deus pela presença constante que me conduziu firme e não vacilante, em todas as etapas desse trabalho.

À Metal Leve, empresa a qual tenho o orgulho de ser um de seus colaboradores, por ter permitido a publicação dos resultados dessa pesquisa, realizada ao longo dos últimos anos. Agradeço especialmente ao Sr. Georg Daxer, que permitiu a realização desse trabalho.

Ao Prof. Dr. Carlos Chien-Ching Tu, pela incansável orientação e incentivo. Seu amor a ciência e seu espírito religioso foram determinantes na orientação dessa tese acadêmica.

Aos meus pais, que compartilharam os meus ideais e os alimentaram, incentivando-me a prosseguir na jornada, fossem quais fossem os obstáculos. A vocês sou grato pela semente que plantaram em meu coração e pelo homem em que me transformei.

Gostaria de fazer um agradecimento especial ao grande amigo Durval Duarte Jr., cientista eminente, cuja inteligência, dedicação e sentimento de amizade me influenciaram profundamente.

Finalizando, gostaria de agradecer a todos os familiares e amigos que me ajudaram das mais variadas maneiras. Não é possível mencionar todos neste contexto, mas serão sempre lembrados com gratidão.

SUMÁRIO

Lista de Figuras

Nomeclatura

Resumo

"Abstract"

1.	Introdução	01
1.1	Aspectos Gerais do Consumo de Óleo Lubrificante e do Funcionamento do Pacote de Anéis	02
1.2	Breve Histórico da Simulação Matemática da Dinâmica dos Anéis	08
1.3	Escopo do Trabalho	12
2.	Modelo Matemático para Cálculo do Fluxo de Gás entre os Anéis	15
2.1	Algoritmo de Solução do Modelo Matemático do Fluxo de Gás entre os Anéis	21
3.	Modelo Matemático para Cálculo da Movimentação Radial do Anel	24
3.1	Cálculo da Força Hidrodinâmica	29
3.2	Algoritmo de Solução do Modelo Matemático para Cálculo da Movimentação Radial do Anel	34
4.	Modelo Matemático para Cálculo da Movimentação Axial do Anel	37

4.1 Algoritmo de Solução do Modelo Matemático para Cálculo da Movimentação Axial do anel	43
5. Programa Computacional RING	46
6. Comprovação dos Resultados do Programa RING	56
7. Comentários Finais e Conclusões	65
Anexo I - Obtenção da Equação de Escoamento Através de Orifícios	68
Anexo II - Equacionamento Matemático do Deslocamento, Velocidade e Aceleração Axial do Pistão	73
Anexo III - Viscosidade do Óleo Lubrificante	77
Anexo IV - Listagem do Programa Computacional RING (Código Fonte)	82
Referências Bibliográficas	145

LISTA DE FIGURAS

- 1.1 - Configuração típica de um pacote de anéis, (pg. 02).
- 1.2 - Distância entre as pontas do anel ("Ring Gap"), (pg.03).
- 1.3 - Mecanismo de raspagem de óleo lubrificante pelos anéis, (pg. 05)
- 1.4 - Mecanismo de transporte de óleo entre os anéis através da distância entre suas pontas ("Ring Gap"), (pg.05).
- 1.5 - Mecanismo de bombeamento de óleo devido a movimentação axial dos anéis, (pg. 06).
- 1.6 - Mecanismo de raspagem de óleo lubrificante pelo topo do pistão, (pg. 06).
- 2.1 - Câmaras e áreas de escoamento entre os anéis, para um pistão de três anéis, (pg. 16).
- 2.2 - Esquema de variação da vazão mássica do gás em função da razão P_d/P_u , (pg. 18).
- 2.3 - Pressão do gás na câmara de combustão, (pg. 20).

- 2.4 - Balanço de massa do gás na câmara i, (pg. 22).
- 3.1 - Forças que atuam radialmente no anel, (pg. 25).
- 3.2 - Distribuição da pressão de contacto entre o anel e o cilindro, (pg. 26).
- 3.3 - Medição da força tangencial do anel, (pg. 27).
- 3.4 - Discretização da superfície axial do anel, (pg. 31).
- 3.5 - Campo de pressão hidrodinâmico, (pg. 33).
- 3.6 - Representação esquemática do método da bissecção, (pg.34).
- 4.1 - Forças que atuam axialmente no anel, (pg. 37).
- 4.2 - Força de amortecimento em função da posição axial do anel no interior da canaleta, (pg. 41).
- 5.1 - Macro fluxograma do programa RING, (pg. 46).
- 5.2 - Continuação do macro fluxograma do programa RING, (pg.47).
- 5.3 - Pressões do gás entre os anéis, (pg. 52).

5.4 - Movimentação axial dos anéis, (pg. 53).

5.5 - "Blow By" instantâneo, (pg. 54).

5.6 - Movimentação radial dos anéis, (pg. 56).

6.1 - Pressão do gás entre anel 1 e 2 (pistão 120 mm, motor turbo, 6 cilindros, potência máxima), (pg. 57).

6.2 - "Blow By" instantâneo (pistão 120 mm, motor turbo, 6 cilindros, potência máxima), (pg. 58).

6.3 - Movimento axial do primeiro anel (pistão 120 mm, motor turbo, 6 cilindros, potência máxima), (pg. 59).

6.4 - Movimento axial do segundo anel (pistão 120 mm, motor turbo, 6 cilindros, potência máxima), (pg. 60).

6.5 - Movimento axial do anel de óleo (pistão 120 mm, motor turbo, 6 cilindros, potência máxima), (pg. 61).

I.1 - Escoamento através de orifícios, (pg. 69).

II.1 - Deslocamento Axial do Pistão, (pg. 74).

NOMECLATURA

- A_d = Área de escoamento de gás a-juzante (m^2).
- k = Coeficiente de descarga de orifício.
- \dot{m} = vazão mássica de gás (kg/s).
- P_d = pressão do gás a-juzante (Pa).
- P_u = Pressão do gás a-montante (Pa).
- R = Constante universal para gás ideal ($J/kg^{\circ}K$).
- T_u = Temperatura do gás a-montante ($^{\circ}K$).
- γ = Relação entre calor específico a pressão constante (C_p) e calor específico a volume constante (C_v) para o ar.
- P_c = Pressão crítica do gás (Pa).
- Δt_g = Incremento de tempo utilizado no cálculo do fluxo de gás entre os anéis.
- NAP = Número de anéis do pistão.
- RPS = revoluções por segundo do motor (1/s).
- Δm_i^{n+1} = Incremento de massa na câmara i no nível de tempo $n+1$ (kg).
- $\dot{m}_{e_i}^{n+1}$ = Vazão mássica de gás que entra na câmara i , no nível de tempo $n+1$ (kg/s).
- $\dot{m}_{s_i}^{n+1}$ = Vazão mássica de gás que sai da câmara i , no nível de tempo $n+1$ (kg/s).
- V_i = Volume do gás na câmara i (m^3).
- F_l = Força devido a pressão exercida pelo gás atrás do anel (N).
- F_a = Força de atrito entre o anel e a canaleta (N).

- F_e = Força elástica do anel (N).
- F_h = Força devido o campo de pressão hidrodinâmico gerado pela ação do óleo lubrificante existente entre o anel e o cilindro (N).
- P_s = Pressão do gás na região acima do anel (Pa).
- P_i = Pressão do gás na região abaixo do anel (Pa).
- P_e = Pressão elástica de contacto entre o anel e o cilindro (Pa).
- F_{tang} = Força tangencial do anel (N).
- ϕ_{ext} = Diâmetro externo do anel (m).
- ϕ_{int} = Diâmetro interno do anel (m).
- L_C = Comprimento da superfície efetiva de deslizamento de óleo entre o anel e o cilindro (m).
- L = Altura do anel (m).
- P_1 = Pressão do gás atrás do anel (Pa).
- R_{ext} = Raio externo do anel (m).
- R_{int} = Raio interno do anel (m).
- f = Coeficiente de atrito entre o anel e a canaleta do pistão.
- \dot{h} = velocidade radial de aproximação entre o anel e o cilindro (m/s).
- P_h = Pressão hidrodinâmica gerada pela ação do óleo lubrificante existente entre o anel e o cilindro (Pa).
- y = deslocamento axial do anel no interior da canaleta (m).
- h_j = espessura de filme de óleo entre o anel e o cilindro, no ponto axial j do anel (m).
- μ = Viscosidade do óleo lubrificante (Pa-s).

- \dot{Y}_p = Velocidade axial do pistão (m/s).
- t = Coordenada temporal (s).
- h_a = Espessura de filme de óleo entre o anel e o cilindro, na posição axial discretizada do anel onde a espessura do filme de óleo é mínima (m).
- Δh_j = Incremento da espessura de filme de óleo entre o anel e o cilindro no ponto axial j do anel (m).
- m_i^{n+1} = Massa do gás na câmara i , no nível de tempo $n+1$ (kg).
- m_a = massa do anel (kg).
- F_f = Força de atrito entre o anel e o cilindro (N).
- F_g = Força devido as pressões do gás acima e abaixo do anel (N).
- F_I = Força de inércia do anel (N).
- F_d = Força de amortecimento devido os efeitos de aderência e prensamento de óleo entre o anel e a canaleta (N).
- F_p = Força pêso do anel (N).
- A = Área radial do anel (m²).
- \ddot{Y}_p = Aceleração axial do pistão (m/s²).
- \dot{y} = velocidade axial do anel (m/s).
- F_s = Força de amortecimento específica do anel (N/m²/m/s)
- f_o = Percentual da área de contacto entre anel/canaleta banhada por óleo lubrificante.
- A_o = Área de contacto entre anel e canaleta (m²).
- pos = Posição axial do anel na canaleta (m).
- r_c = Folga axial entre o anel e a canaleta (m).

- τ_j = Tensão de cisalhamento do óleo na superfície de contacto entre o anel e o cilindro, no ponto axial j do anel (N/m^2).
- Δt = Incremento de tempo utilizado no cálculo da movimentação radial e axial do anel (s).

RESUMO

Os anéis de um pistão utilizados em um motor de combustão interna devem propiciar uma boa vedação entre o pistão e o cilindro, dificultando a passagem do gás da câmara de combustão em direção ao cárter, mantendo a compressão do gás. Uma eficiente vedação deve dificultar a passagem do gás em direção ao cárter e do óleo lubrificante em direção a câmara de combustão.

Além disso, os anéis devem controlar o montante de óleo lubrificante depositado na parede do cilindro, influenciando diretamente no consumo de óleo do motor, uma vez que parte desse montante de óleo é vaporizado pelas altas temperaturas do gás, principalmente no ciclo de combustão.

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um modelo matemático, viabilizado por um programa computacional chamado RING, capaz de simular a dinâmica dos anéis de um pistão, em regime de operação. Este simulador pode ser utilizado como ferramenta de projeto para o conjunto pistão/anéis/cilindro, revelando as relações causa versus efeito entre as características físico/geométricas do conjunto e desempenho durante funcionamento, objetivando a redução da quantidade de testes em motores, número de protótipos, custo e tempo total para execução do projeto.

ABSTRACT

The main function of piston rings which are used in combustion engines is to provide a good seal preventing gas leakage from the combustion chamber to the crankcase and also the flow of lubricant oil from the crankcase to the combustion chamber.

The piston rings must control the amount of lubricant oil deposited in the cylinder liner which influences directly the lubricant oil consumption of an engine. A portion of this amount of oil is vaporized due to the high temperature of the gas, mainly in the combustion cycle.

This work presents the development of a mathematical model and a computer program called RING which is able to simulate the dynamics of the piston rings, during operating conditions. This simulator can be used as a tool for piston, piston ring and cylinder liner design because it makes possible to know the relationship between the geometrical/physical characteristics of the set (piston, piston rings and liner) and its performance during operating conditions. This program can also help the design engineer in the reduction of engine tests, number of prototypes, cost and total project time.

1 . INTRODUÇÃO

Os anéis de um pistão utilizados em um motor de combustão interna possuem funções de extrema importância. Eles devem propiciar a vedação entre o pistão e o cilindro, dificultando a passagem de gás da câmara de combustão em direção ao cárter (comumente chamado de "blow by" do motor), mantendo assim a compressão do gás.

Além disso, os anéis devem controlar a espessura de filme de óleo depositado na parede do cilindro, influenciando diretamente no consumo de óleo lubrificante. Parte desse óleo é vaporizado pelas altas temperaturas do gás, principalmente no ciclo de combustão de um motor.

Outro aspecto muito importante é que a energia mecânica dissipada por atrito pelo conjunto pistão/anéis/cilindro representa mais de 40% da energia mecânica total dissipada em um motor [4]. Isto significa que pequenas reduções do atrito gerado nesse mecanismo resulta em maior eficiência mecânica e provável economia de combustível.

Por causa da importância dos anéis no desempenho de um motor de combustão interna, numerosos estudos tem sido realizados ao longo dos anos, no sentido de melhor entender esse mecanismo.

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um modelo matemático e de um algoritmo de solução capaz de simular a dinâmica de um pacote de anéis de um pistão utilizado em motores de combustão interna. Os resultados advindos desse simulador podem fornecer valiosos subsídios para os projetistas do conjunto pistão/anéis/cilindro, objetivando projetos mais otimizados, possibilitando a redução do número de protótipos, custo e tempo total dos projetos.

1.1 Aspectos Gerais do Consumo de Óleo Lubrificante e do Funcionamento do Pacote de Anéis.

Um típico pacote de anéis é composto por dois anéis de compressão e um anel de controle de óleo lubrificante, localizado abaixo dos anéis de compressão, conforme pode ser visto na figura (1.1).

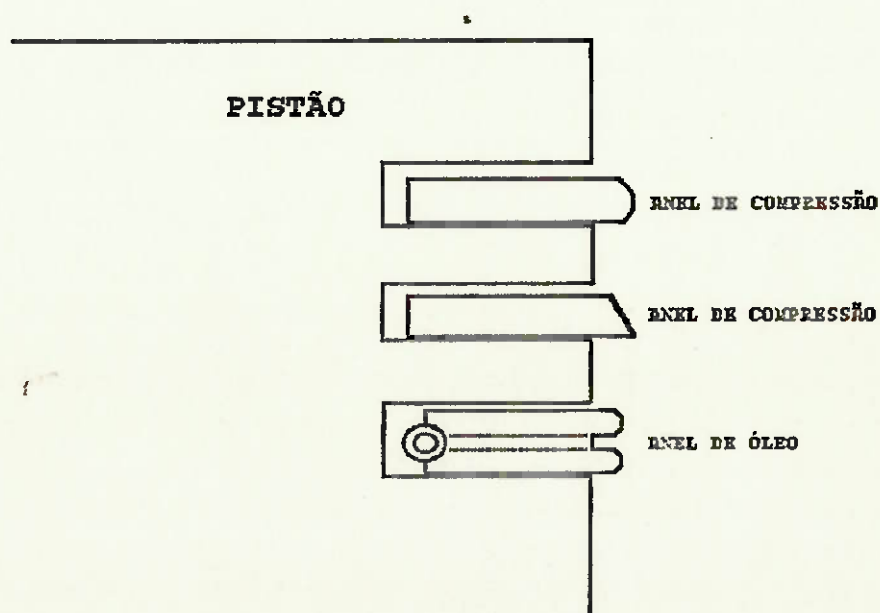


Figura 1.1 - Configuração Típica de um Pacote de Anéis.

A principal função de um pacote de anéis é servir de vedação entre o pistão e o cilindro, evitando a passagem do gás da câmara de combustão em direção ao cárter do motor. Uma eficiente vedação deve dificultar a passagem do gás em direção ao cárter, e do óleo lubrificante em direção à câmara de combustão.

Durante os ciclos de compressão e combustão, os anéis de compressão devem vedar a passagem da mistura ar-combustível, mantendo a compressão e prevenindo o fluxo de gás para o cárter. Na verdade, o "blow by" não é completamente eliminado, mas o perfeito funcionamento dos anéis de compressão minimizam esse fenômeno colocando-o em níveis aceitáveis.

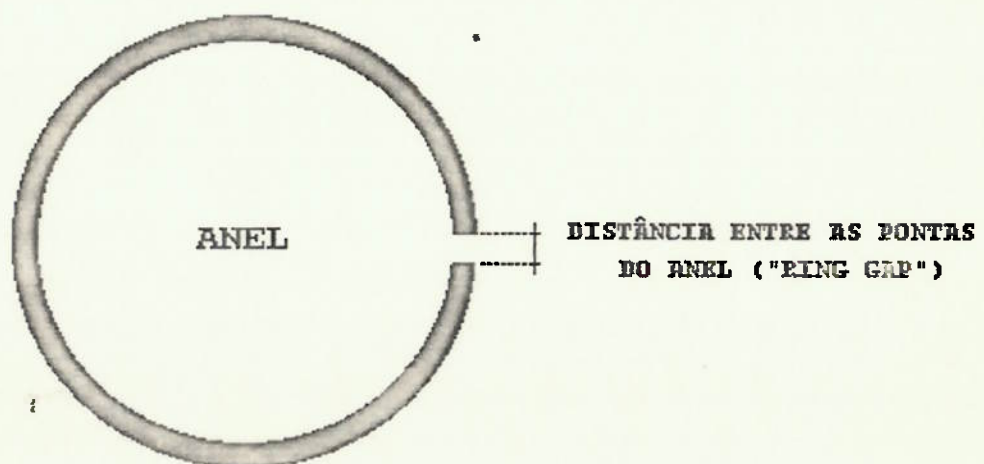


Figura 1.2 - Distância entre as Pontas do Anel ("Ring Gap")

O escoamento de gás e o transporte de óleo entre os anéis é bastante afetado pela distância entre as pontas de cada anel ("ring gap"). A figura (1.2) mostra esquematicamente a definição desse parâmetro geométrico do anel, o qual será muito utilizado no decorrer deste trabalho.

O consumo de óleo lubrificante em motores de combustão interna, sobretudo no caso de motores diesel, ocorre basicamente devido a ação conjunta de fatores associados às características geométricas e funcionais destes motores, abrangendo desde o tipo do sistema de combustão até o desempenho e desgaste de seus componentes como pistões, anéis e cilindros.

A redução do consumo de óleo lubrificante tem sido uma das principais metas dos fabricantes de motores, principalmente nos Estados Unidos e Europa, para a próxima década. Atualmente cerca de 40% a 50% dos poluentes particulados tóxicos lançados à atmosfera por estes motores provém da queima do óleo lubrificante [1].

Através de inúmeros procedimentos analíticos e experimentais [1], [2], foram identificados quatro mecanismos básicos responsáveis diretamente pelo fenômeno de consumo de óleo lubrificante, os quais são ilustrados nas figuras a seguir.

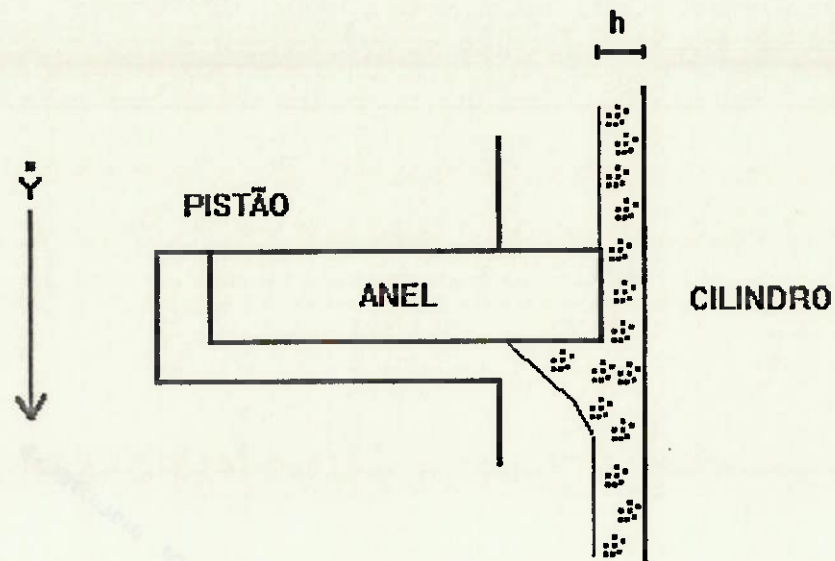


Figura 1.3 - Mecanismo de Raspagem de Óleo Lubrificante pelos Anéis.

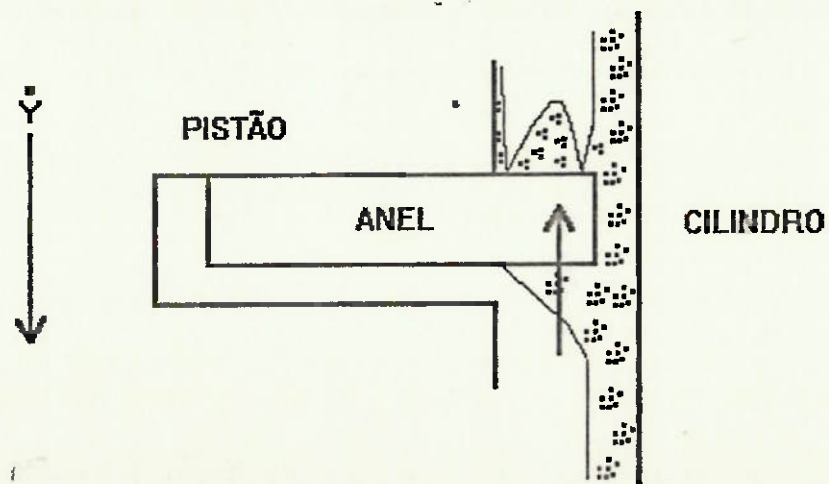


Figura 1.4 - Mecanismo de Transporte de Óleo entre os Anéis Através da Distância entre suas Pontas ("Ring Gap")

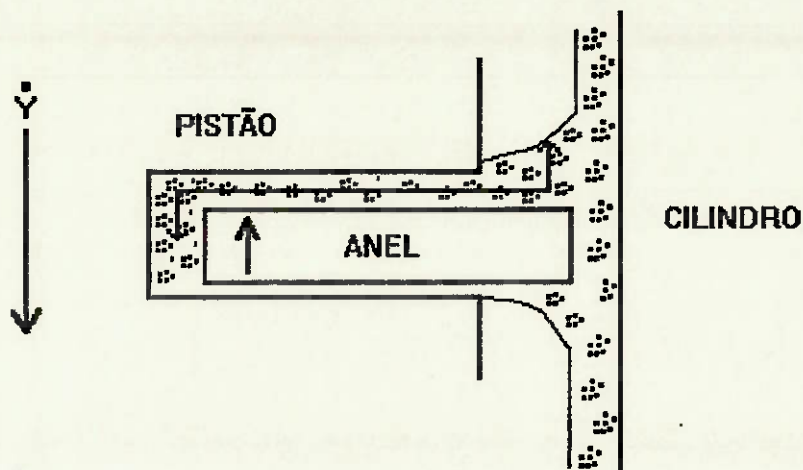


Figura 1.5 - Mecanismo de Bombeamento de Óleo Devido a Movimentação Axial dos Anéis.

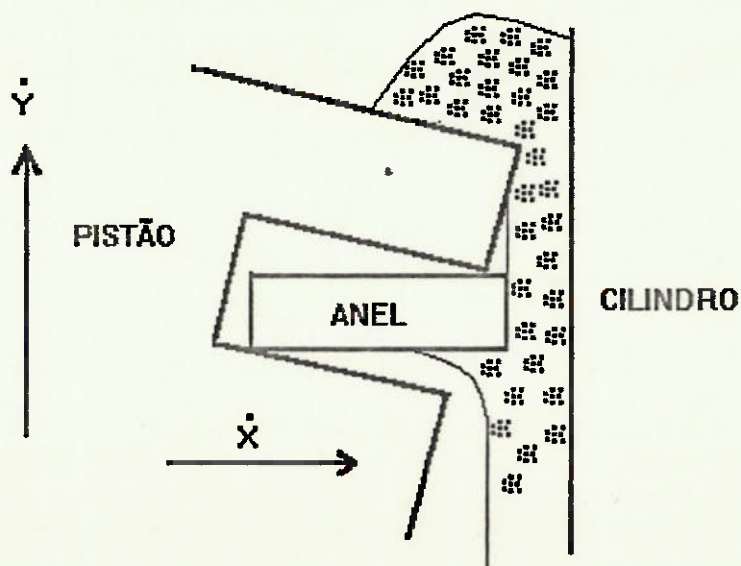


Figura 1.6 - Mecanismo de Raspagem de Óleo Lubrificante pelo Topo do Pistão.

Os mecanismos apresentados nas figuras anteriores são responsáveis pelo transporte de óleo do cárter para a câmara de combustão, onde devido as altas temperaturas, parte desse montante de óleo é queimado. Esses mecanismos indicam a inter-dependência do conjunto pistão/anéis/cilindro no processo de controle do consumo de óleo lubrificante. Dentre outros aspectos importantes, um alto consumo de óleo lubrificante pode ser determinado por um mau funcionamento dos anéis de vedação de um pistão.

A primeira função do anel de controle de óleo é raspar e minimizar a quantidade de óleo localizada na parede do cilindro, diminuindo o volume de óleo vaporizado devido as altas temperaturas do gás. O óleo raspado da parede do cilindro ajuda a retirar as partículas de óleo carbonizado do conjunto pistão/anéis/cilindro, funcionando também como agente refrigerante para todo o conjunto.

Na verdade, a função de controle do óleo lubrificante é atribuída a todos os anéis e não só ao anel de óleo. Cada anel é responsável pela retirada de uma camada de óleo lubrificante localizada na parede do cilindro.

Outra função importante dos anéis, especialmente do primeiro anel de compressão, é propiciar um caminho de transferência de calor entre o pistão/anéis e o cilindro, contribuindo assim para a redução da temperatura do pistão e anéis.

1.2 Breve Histórico da Simulação Matemática da Dinâmica dos Anéis.

Nos últimos cinquenta anos muitos pesquisadores tem se dedicado ao estudo dos fenômenos que influenciam a dinâmica dos anéis.

Para a análise de "blow by", English [5] assumiu que o fluxo de gás entre os anéis é adiabático e que o problema deveria ser tratado considerando a hipótese de escoamento através de orifícios. Posteriormente Furuham e Tada [6] aprimoraram essas considerações quantificando experimentalmente o coeficiente de perda de carga por orifício.

Em 1989, Kuo [7] apresentou um trabalho o qual utiliza a hipótese de escoamento por orifícios e canais para modelar matematicamente o fluxo de gás entre os anéis. Embora esse enfoque seja fisicamente mais consistente que o enfoque sugerido por English, os resultados teóricos obtidos por Kuo não são melhores que os resultados teóricos obtidos por English, uma vez que ambas teorias possuem boa correlação com os respectivos resultados experimentais. O resultado disso é que a grande maioria dos trabalhos desenvolvidos internacionalmente adotam a hipótese sugerida por English e aperfeiçoada por Furuham e Tada, a qual além de ter sido comprovada experimentalmente [24],[6],[3],[12] necessita de um esforço matemático para a obtenção da solução significativamente menor do que o esforço

matemático necessário para a solução do problema adotando as hipóteses de Kuo.

Recentemente, Keribar, Dursunkaya e Flemming [23] adotaram a hipótese de escoamento através de orifícios para calcular o fluxo de gás entre os anéis, considerando que o gás escoava através dos "ring gaps", anéis/canaletas e anéis/cilindro.

Em 1979 [22], Furuhamo apresentou um trabalho onde equacionou matematicamente as forças que atuam axialmente em um anel. Seu trabalho apresentou boa correlação entre os resultados teóricos e experimentais e é utilizado como referência bibliográfica por todos os pesquisadores atuantes nessa área.

Hiruma [20] confirmou teórica e experimentalmente que a movimentação axial dos anéis influencia o consumo de óleo lubrificante. Um ano depois, Miyachika, Hirota e Kashiya [25] modelaram matematicamente o fluxo de óleo bombeado em direção à câmara de combustão, quando o anel move-se axialmente no interior da canaleta (movimentação do anel de um flanco para outro da canaleta).

O primeiro a desenvolver uma equação matemática para expressar o problema da lubrificação hidrodinâmica foi Osborne Reynolds em 1886 [8],[9]. Castleman [10] foi o primeiro a apresentar um estudo teórico da lubrificação

hidrodinâmica em anéis. Ele aplicou o conceito de lubrificação hidrodinâmica em anéis e realizou alguns cálculos pioneiros determinando teoricamente a espessura de filme de óleo entre os anéis e o cilindro, sendo suas previsões uma boa aproximação aos mais recentes cálculos. Mais tarde, Eilon e Saunders [11] assumiram um perfil parabólico e simétrico para a face axial do anel e calcularam a espessura de filme de óleo e a força de atrito entre o anel e o cilindro. Furuhami [12] considerou um perfil axial de anel constituído de uma região plana central e dois arcos circulares nas extremidades. Em seus cálculos ele levou em consideração o efeito da velocidade de aproximação do anel em relação ao cilindro e sua influência no campo de pressão hidrodinâmico, parâmetros estes responsáveis pelo fenômeno de prensamento de óleo, considerado matematicamente na equação de Reynolds.

Em 1974, Ting e Mayer [14] apresentaram um estudo onde calcularam a espessura de filme de óleo entre os anéis e o cilindro e os resultados foram utilizados para prever o desgaste do cilindro.

Rhodes [15] demonstrou que o perfil axial do anel é um fator importante na lubrificação do pistão e na geração de atrito entre o anel e o cilindro.

Allen [16] calculou a espessura de filme de óleo, considerando a viscosidade do óleo variando com a temperatura do cilindro.

Dowson [17] calculou a espessura de filme de óleo, a força de atrito e o transporte de óleo para um anel isolado e para um pacote de anéis. Nesse estudo ele considerou lubrificação mista, utilizando um coeficiente constante de atrito quando a espessura de filme de óleo calculada era menor que um valor mínimo admissível. Nessa situação o atrito era considerado misto e não mais viscoso.

Depois disso, Ruddy [18] considerou o efeito da torção dos anéis em seus cálculos. Também Ruddy examinou a influência da distorção térmica e desgaste das canaletas dos anéis na lubrificação hidrodinâmica.

Wing e Saunders [19] mediram experimentalmente a espessura de filme de óleo entre os anéis e o cilindro, obtendo como resultado valores entre 5 a 12 microns.

Posteriormente, Furuhami [26], também mediu experimentalmente a espessura de filme de óleo entre os anéis e o cilindro, obtendo como resultado uma variação entre 5 a 10 microns.

1.3 Escopo do Trabalho

A dinâmica axial e radial dos anéis influenciam significativamente no fenômeno chamado "blow by" e no consumo de óleo lubrificante de um motor. Este trabalho apresenta o equacionamento matemático que foi utilizado no desenvolvimento de um programa computacional chamado RING, capaz de simular esses fenômenos.

O capítulo 2 apresenta o equacionamento matemático e o algoritmo de solução utilizado para simular o fluxo de gás entre os anéis. Os principais resultados obtidos por esse equacionamento são as pressões entre os anéis e a vazão volumétrica de gás que escoam para o cárter ("blow by").

O cálculo da espessura de filme de óleo entre o anel e o cilindro é mostrado no capítulo 3. Esse cálculo é baseado num balanço de forças que atuam na direção radial do anel.

A dinâmica axial do anel é obtida aplicando-se a segunda lei de Newton, para as forças atuantes na direção axial do anel. O equacionamento matemático da dinâmica axial do anel é apresentado no capítulo 4.

O capítulo 5 mostra um macro fluxograma da estrutura do programa computacional RING e alguns resultados gerados por esse simulador.

O capítulo 6 apresenta a comparação de alguns resultados do programa RING, com dados de literatura obtidos por simuladores internacionalmente utilizados e devidamente aferidos [21],[22],[23], e resultados experimentais.

O capítulo 7 relata as principais observações, conclusões e recomendações a respeito do trabalho desenvolvido.

O apêndice I apresenta a obtenção da equação da dinâmica dos gases utilizada para modelar matematicamente escoamentos através de orifícios.

O apêndice II apresenta o modelo matemático utilizado para a obtenção do deslocamento, velocidade e aceleração axial do pistão.

O apêndice III traz o equacionamento utilizado para o cálculo estimado da viscosidade do óleo lubrificante variando com a temperatura, válido para alguns tipos de óleo tabelados nesse segmento do trabalho.

O apêndice IV traz uma listagem do código fonte do programa computacional RING, desenvolvido em linguagem FORTRAN.

Como foi visto acima, o programa RING é capaz de simular a movimentação axial e radial dos anéis, as pressões do gás entre eles e o "blow by" a cada instante de tempo ao longo de um ciclo completo de um motor de quatro tempos.

Embora o programa RING simule a espessura de filme de óleo entre o anel e o cilindro, os efeitos apresentados nas figuras (1.3) a (1.6) não são simulados por ele. Assim, o programa RING por si só, não é capaz de simular o consumo de óleo lubrificante de um motor. Na verdade ele é um dos simuladores necessários para simular tal efeito.

Apesar do programa RING fazer parte de um conjunto de simuladores, cujo objetivo principal é simular o consumo de óleo lubrificante, ele pode ser utilizado independentemente pelos projetistas de pistão/anéis/cilindro, como ferramenta de trabalho no auxílio à obtenção de projetos mais otimizados. Isso é possível a partir da análise qualitativa dos resultados do simulador tais como pressões entre os anéis, espessuras parciais de filme de óleo, flutuação dos anéis, atrito entre anéis/cilindro e anéis/canaletas, "blow by", etc, baseados nas características geométricas e operacionais do conjunto pistão/anéis/cilindro.

2 - MODELO MATEMÁTICO PARA CÁLCULO DO FLUXO DE GÁS ENTRE OS ANÉIS

Nesse capítulo é apresentado o modelo matemático e o algoritmo de solução que foi utilizado no programa RING para calcular o fluxo de gás entre os anéis, para um ciclo completo de um motor de quatro tempos.

Conforme foi visto no capítulo 1, existem basicamente duas maneiras de modelar matematicamente o fluxo de gás entre os anéis. A primeira sugerida por English [5] e aprimorada por Furuhamo e Tada [6], na qual o fluxo de gás entre os anéis é modelado considerando a hipótese de escoamento por orifícios. A segunda maneira foi utilizada por Kuo [7] e consiste em modelar o fluxo de gás entre os anéis utilizando a hipótese de escoamentos por orifícios acoplada a hipótese de escoamentos através de canais.

O enfoque de Kuo sugere a adoção da hipótese de escoamento através de canais para o fluxo de gás entre os anéis e as canaletas (para o fluxo de gás entre as pontas dos anéis, Kuo adotou a hipótese de escoamento através de orifícios). Esse enfoque é fisicamente mais correto que o enfoque sugerido por English, uma vez que as áreas de escoamento de gás entre os anéis e canaletas são significativamente maiores que as áreas de escoamento de gás entre as pontas dos anéis ("ring gaps"), caracterizando assim canais de escoamento de gás para o fluxo anéis/canaletas e orifícios para o fluxo entre as pontas

dos anéis. Contudo o esforço matemático necessário para obtenção da solução considerando as hipóteses de Kuo é significativamente maior que o esforço necessário para a obtenção da solução considerando a hipótese de English.

Por causa da menor complexidade matemática para a implementação da solução e da comprovada validação dos resultados teóricos, o enfoque de English tem sido utilizado intensamente em todo mundo. Sua teoria, complementada pelas hipóteses de Furuhamu e Tada [6], formam a base do equacionamento matemático do fluxo de gás entre os anéis. Nesse trabalho serão utilizadas essas hipóteses e portanto, o fluxo de gás entre os anéis será tratado considerando a hipótese de escoamento através de orifícios.

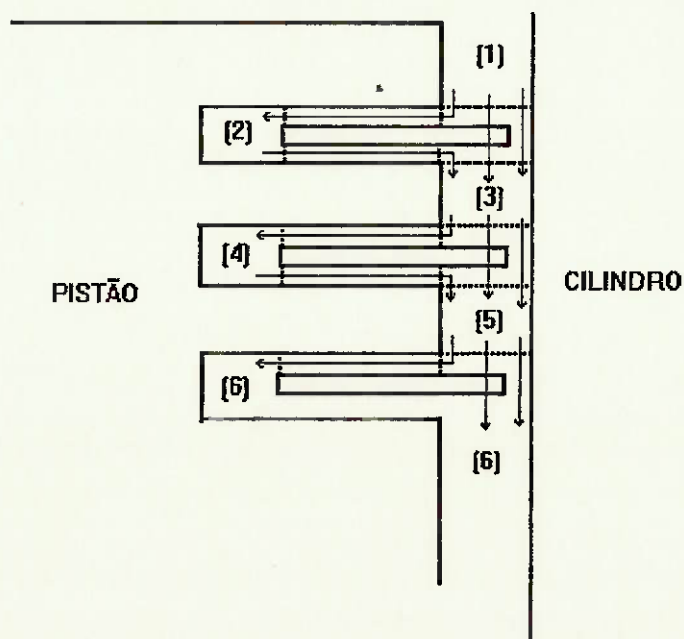


Figura 2.1 - Câmaras e áreas de escoamento entre os anéis, para um pistão de três anéis.

Analisando a figura (2.1) pode-se identificar três caminhos distintos para o escoamento de gás entre os anéis [3], [23]:

1. Fluxo de gás por entre as pontas dos anéis ("ring gaps").
2. Fluxo de gás entre os anéis e as respectivas canaletas do pistão.
3. Fluxo de gás entre os anéis e o cilindro.

Pode-se observar também na mesma figura, a sequência de numeração das câmaras, nas quais são definidas e calculadas algumas propriedades termodinâmicas do gás, tais como, pressão, temperatura, volume e massa.

Para simplificar o modelo, foram adotadas as seguintes idealizações [3], [4], [6], [23]:

- a. O gás é ideal
- b. A temperatura do gás em cada câmara é igual a temperatura da superfície do pistão naquela câmara.
- c. O fluxo de gás é unidimensional.
- d. O pistão move-se concentricamente em relação ao cilindro.

A equação que modela a vazão mássica de gás \dot{m} entre os anéis é chamada de "equação do fluxo de gás através de orifícios". Essa equação é obtida a partir das equações da continuidade e conservação de energia e é apresentada a seguir:

$$\dot{m} = k A_d P_u \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \sqrt{\frac{2}{RT_u}} \quad (2.1)$$

Na equação anterior, o valor do coeficiente de descarga de orifício utilizado foi $k=0,86$. Esse valor foi obtido experimentalmente por Furuhamo e Tada [6] e tem sido aceito e utilizado intensamente [3].

A variação de \dot{m} com a razão P_d/P_u dada pela equação (2.1) é ilustrada pela figura (2.2).

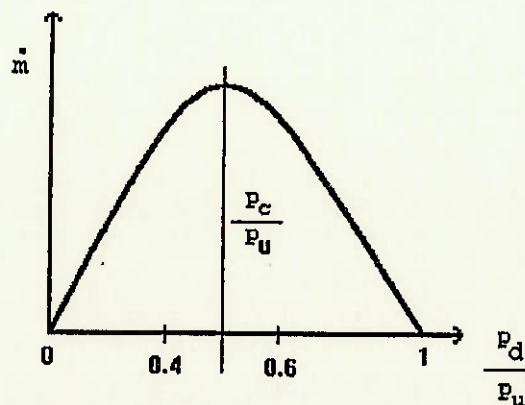


Figura 2.2 - Esquema da Variação da Vazão Mássica do Gás em Função da Razão P_d/P_u .

A figura acima mostra que \dot{m} chega a um máximo valor para uma certa razão P_C/P_U , onde P_C é uma pressão crítica. Considerando a equação (2.1) pode-se obter a pressão crítica diferenciando \dot{m} com relação a P_d e igualando o resultado a zero. Essa operação resulta em :

$$\frac{P_c}{P_u} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma + 1}}$$

Para gases de combustão passando através do pacote de anéis, assume-se $\gamma=1,4$. Nesse caso $P_C/P_U = 0,53$. É possível demonstrar que nessas condições a velocidade dos gases através do orifício atinge a velocidade sônica. Isso significa que a pressão no orifício é sempre P_C e o fluxo de massa é igual ao máximo valor (escoamento bloqueado).

Se P_d/P_U for maior que 0,53 o fluxo é subsônico e nesse caso vale a equação (2.1). No entanto se P_d/P_U for menor ou igual a 0,53 o fluxo é sônico e a equação (2.1) transforma-se em :

$$\dot{m} = 0,259 K A_d p_u \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \sqrt{\frac{2}{RT_u}} \quad (2.2)$$

As condições de contorno necessárias para a solução das equações (2.1) e (2.2) são : a pressão na câmara de

combustão variando a cada ângulo do girabrequim e a pressão do cárter.

A figura (2.3) apresenta um esquema da pressão do gás na câmara de combustão em função do ângulo do girabrequim. Essa curva de pressão é função das características geométricas e operacionais do motor e é obtida através de procedimentos teóricos e/ou experimentais, constituindo-se juntamente com a pressão do cárter em um dos dados de entrada do programa RING.

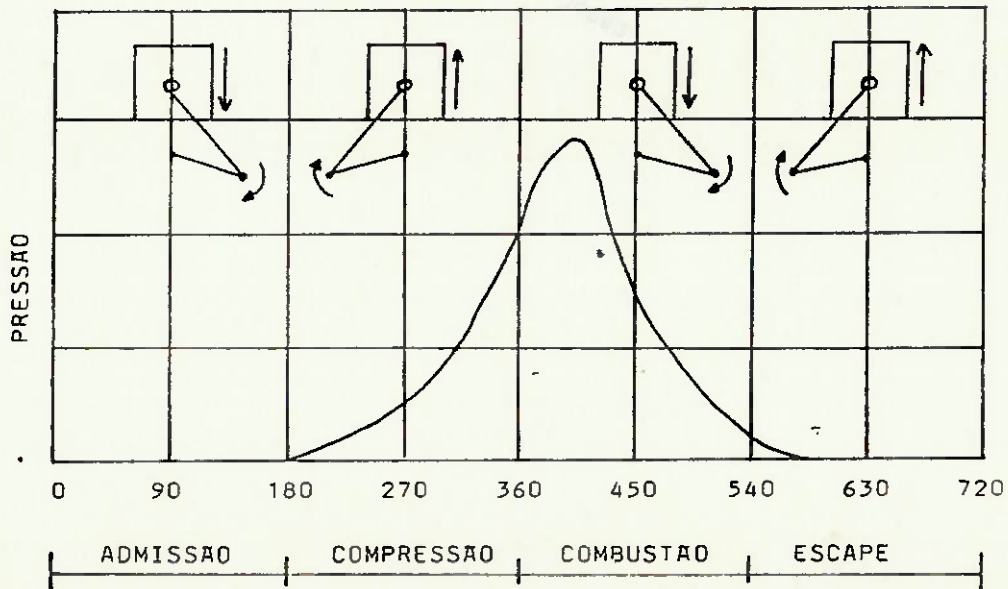


Figura 2.3 - Pressão do Gás na Câmara de Combustão.

2.1 - Algoritmo de Solução do Modelo Matemático do Fluxo de Gás entre os Anéis.

As expressões (2.1) e (2.2) são equações altamente não lineares. Não existe um consenso mundial que defina qual é a maneira mais correta de se obter a solução destas equações. Contudo, referências bibliográficas [22] e sobretudo a experiência de entidades mundialmente conhecidas [3], sugere a adoção de um incremento temporal muito pequeno que garanta a estabilidade e convergência da solução.

O incremento temporal adotado é :

$$\Delta t_g = \frac{1/(NAP + 1)}{360 \cdot RPS \cdot 2^{(NAP + 1)}} \quad (2.3)$$

A expressão (2.3) mostra que o incremento temporal adotado corresponde a 0.015625 (1/64) grau de girabrequim. Como o problema é altamente não linear, não existe uma regra matemática que defina qual é o máximo valor que Δt_g deve assumir, sem afetar a estabilidade da solução. Portanto, a expressão (2.3) foi ajustada empiricamente.

A cada incremento de tempo é feito um balanço de massa em cada câmara, utilizando as vazões mássicas que são calculadas previamente com base nas pressões do gás do nível de tempo anterior. Como resultado obtem-se o

incremento de massa em cada câmara, expresso matematicamente pela equação (2.4).

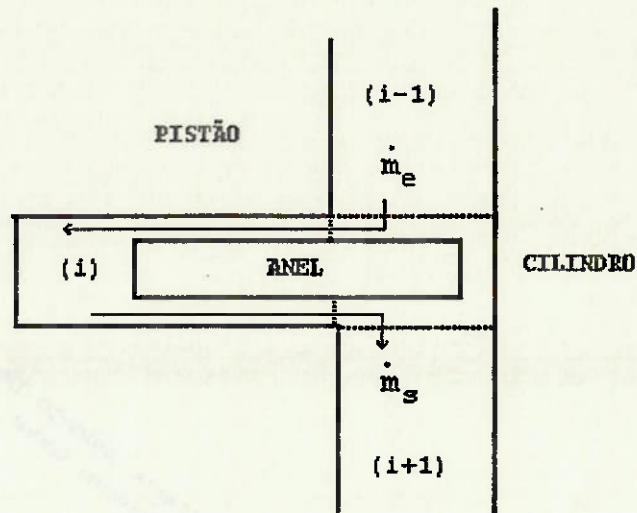


Figura 2.4 - Balanço de massa do gás na câmara i.

$$\Delta m_i^{n+1} = [\dot{m}_{e_i}^{n+1} - \dot{m}_{s_i}^{n+1}] \Delta t_g \quad (2.4)$$

Uma vez obtido o incremento de massa do gás em cada câmara, pode-se calcular a massa e a respectiva pressão do gás através das expressões (2.5) e (2.6) :

$$m_i^{n+1} = m_i^n + \Delta m_i^{n+1} \quad (2.5)$$

$$P_i^{n+1} = \frac{m_i^{n+1} RT_i}{V_i} \quad (2.6)$$

Com a utilização desse algoritmo, os estados termodinâmicos do gás, em cada câmara, são calculados explicitamente (avançando no tempo em incrementos Δt_g) para todo o ciclo do motor.

3- MODELO MATEMÁTICO PARA CÁLCULO DA MOVIMENTAÇÃO RADIAL DO ANEL

A espessura do filme de óleo entre o anel e o cilindro influi diretamente no consumo de óleo lubrificante de um motor de combustão interna. Na tentativa de melhor entender este fenômeno, muitos pesquisadores tem realizado grandes esforços em pesquisas teóricas e experimentais, conforme foi visto no capítulo 1. O equacionamento matemático da movimentação radial dos anéis sofreu através dos anos uma evolução bastante intensa, principalmente após a década de 60 quando os computadores tornaram-se cada vez mais poderosos, viabilizando a adoção de considerações cada vez mais complexas e precisas. O modelo matemático que será apresentado a seguir para o cálculo da espessura do filme de óleo entre o anel e o cilindro, baseia-se nas idéias de alguns dos pesquisadores citados no capítulo 1 e nas informações técnicas da AVL [3].*

A figura (3.1) apresenta as forças que atuam radialmente no anel. O cálculo da espessura de filme de óleo é obtida a partir de um balanço de forças radiais, o qual é dado pela seguinte equação:

$$\sum F_x = F_l \pm F_a + F_e - F_h = 0 \quad (3.1)$$

Onde :

- . F_1 = força devido a pressão do gás atrás do anel (N).
- . F_a = força de atrito entre o anel e a canaleta (N).
- . F_e = força elástica do anel (N).
- . F_h = força devido o campo de pressão hidrodinâmico gerado pelo óleo entre o anel e o cilindro (N).

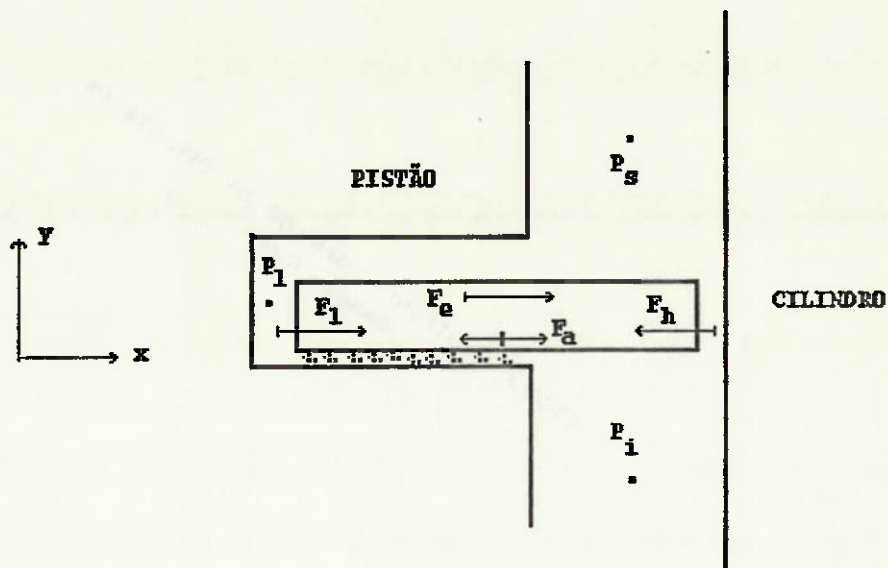


Figure 3.1 - Forças que atuam radialmente no anel.

O anel de um pistão quando fora do cilindro, em seu estado livre, não possui raio constante. Sua forma é tal que, quando dentro do cilindro, faz com que ele produza uma pressão de contacto que pode ou não ser uniformemente distribuída sobre a parede do cilindro, conforme é exemplificado na figura (3.2)

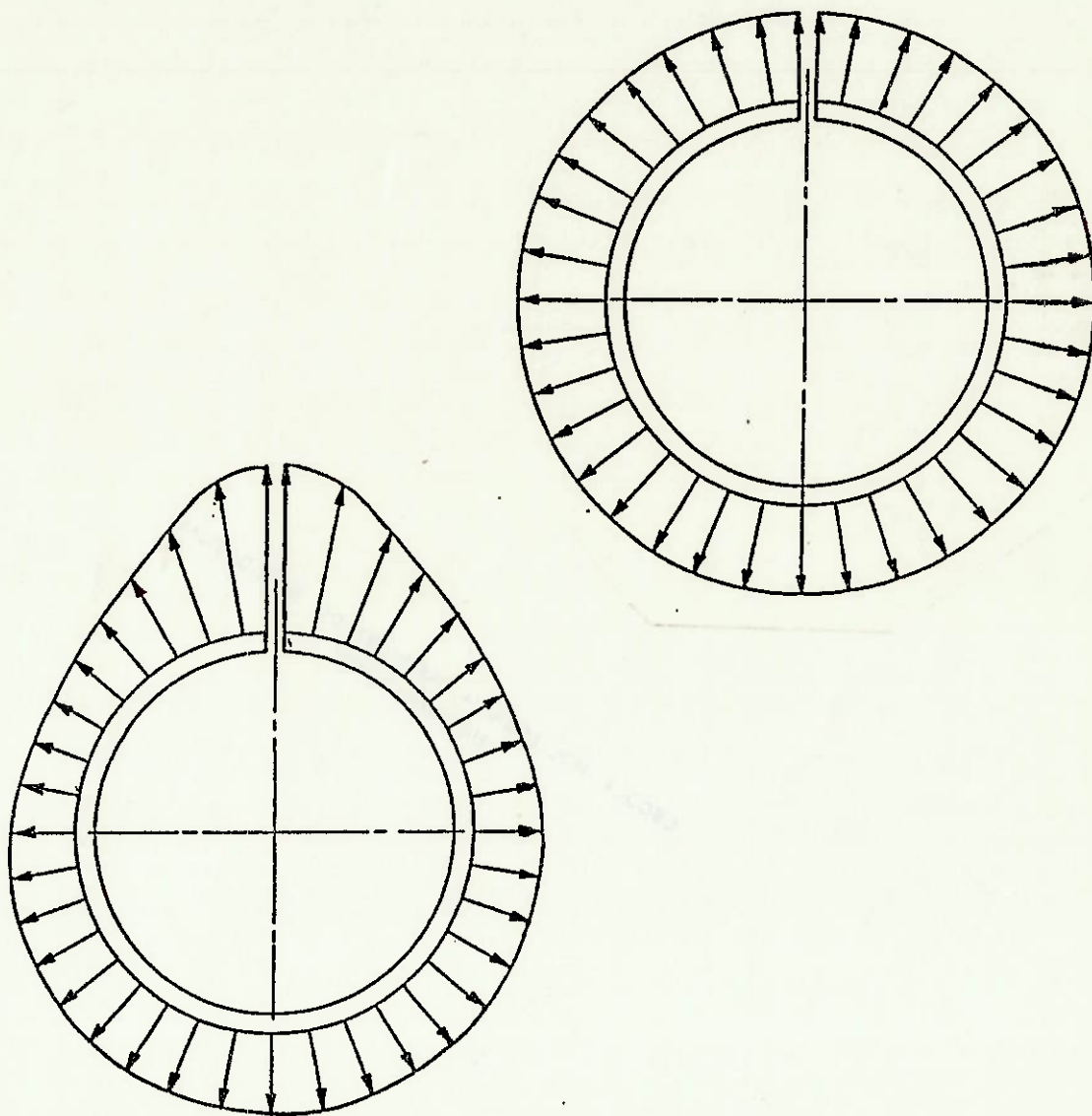


Figura 3.2 - Distribuição da Pressão de Contacto entre o Anel e o Cilindro.

Supondo que a distribuição da pressão de contacto entre o anel e o cilindro seja uniforme, a equação (3.2) pode então ser utilizada.

$$P_e = \frac{2 F_{tang}}{\phi_{ext} L_c} \quad (3.2)$$

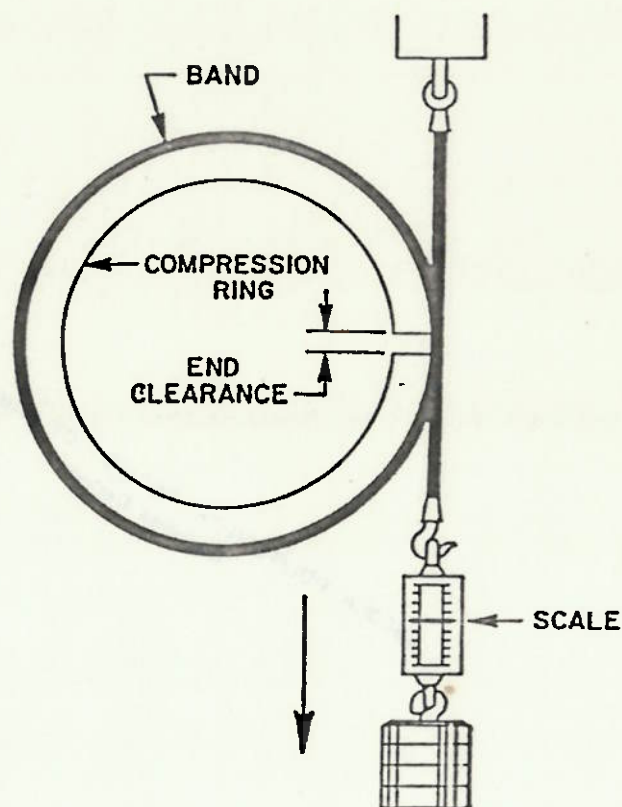


Figura 3.3 - Medição da Força Tangencial do Anel

Independentemente da distribuição da pressão de contacto entre o anel e o cilindro, a força tangencial é normalmente obtida experimentalmente e especificada no respectivo desenho do anel, constituindo-se por esse motivo em um dos dados de entrada do simulador RING. Existem várias técnicas utilizadas para medir a força tangencial do anel, sendo que uma delas, consiste em envolver o anel com uma cinta elástica flexível. A força aplicada na cinta que envolve o anel, na região das pontas do anel,

transportando-o do seu estado livre de fabricação para o estado de montagem no conjunto pistão/cilindro, é denominada força tangencial do anel, que por sua vez, é proporcional a pressão de contacto entre o anel e o cilindro [4].

A força elástica do anel é então calculada pela seguinte equação :

$$F_e = \pi \phi_{ext} L_c P_e \quad (3.3)$$

A força gerada pela pressão do gás atrás do anel é obtida a partir do modelo de fluxo de gás entre os anéis, apresentado no capítulo 2.

$$F_l = \pi \phi_{int} L P_l \quad (3.4)$$

A força de atrito radial entre o anel e a canaleta é calculada através da seguinte equação [3]:

$$F_a = f \pi (R_{ext}^2 - R_{int}^2) \left| \frac{P_s - P_i}{2} \right| \quad (3.5)$$

O coeficiente de atrito radial (f) que é utilizado na equação (3.5), é calculado pela expressão (3.6). Essa equação foi obtida experimentalmente [3] e baseia-se numa adaptação da teoria de Stribeck [4], a qual considera

atrito sêco, viscoso e combinado (sêco/viscoso). Segundo essa relação, f varia de acordo com a velocidade radial relativa do anel, e nesse caso, quando a velocidade radial relativa é igual a zero, o coeficiente de atrito e conseqüentemente a força de atrito radial são iguais a zero.

$$f = \frac{\dot{h}}{20 \dot{h} + 0.020} \quad (3.6)$$

3.1 - Cálculo da Força Hidrodinâmica

A força hidrodinâmica é gerada pela pressão que o óleo lubrificante exerce entre o anel e a parede do cilindro. A força hidrodinâmica é calculada pela seguinte expressão :

$$F_h = \pi \phi_{ext} \int_{y=0}^{y=L_c} P_h(y) dy \quad (3.7)$$

O campo de pressão hidrodinâmico é obtido através da solução da equação de Reynolds, unidimensional, para um mancal de encosto [4], [12], [3].

$$\frac{\partial}{\partial y} \left[h^3 \frac{\partial P_h}{\partial y} \right] = -6\mu \dot{Y}_p \frac{\partial h}{\partial y} + 12 \mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.8)$$

Integrando a equação (3.8) duas vezes obtém-se :

$$P_h = AI_1(y) + B \frac{\partial h}{\partial t} I_2(y) + CI_3(y) + D \quad (3.9)$$

Onde :

.C e D = constantes de integração.

$$I_1(y) = \int_0^y \frac{dy}{h^2}$$

$$I_2(y) = \int_0^y \frac{y}{h^3} dy \quad A = -6\mu \dot{Y}_p$$

$$I_3(y) = \int_0^y \frac{dy}{h^3} \quad B = 12\mu$$

As constantes de integração C e D são encontradas a partir das seguintes condições de contorno :

- 1) para $y=0$, $P_h = P_i$
- 2) para $y=L_C$, $P_h = P_s$

Substituindo as condições de contorno (1) e (2) na expressão (3.9), obtém-se :

$$C = \frac{P_s - P_i}{I_3(L_c)} - A \frac{I_1(L_c)}{I_3(L_c)} - B \frac{\partial h}{\partial t} \frac{I_2(L_c)}{I_3(L_c)} \quad (3.10)$$

$$D = P_i \quad (3.11)$$

Substituindo a expressão (3.10) e (3.11) na expressão (3.9), obtém-se :

$$P_h = A \left[I_1(y) - \frac{I_1(L_c)}{I_3(L_c)} I_3(y) \right] + B \frac{\partial h}{\partial t} \left[I_2(y) - \frac{I_2(L_c)}{I_3(L_c)} I_3(y) \right] + \frac{(P_s - P_i)}{I_3(L_c)} I_3(y) + P_i \quad (3.12)$$

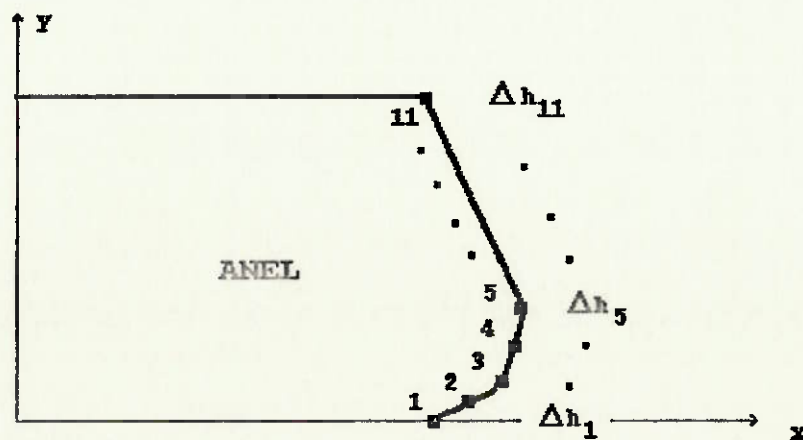


Figura (3.4) - Discretização da Superfície Axial do Anel.

A solução da equação (3.12) necessita do conhecimento prévio do perfil axial $h(y)$ do anel que é na verdade uma distribuição de Δh em função de y . Para tornar a solução mais genérica adotou-se como critério a discretização da superfície axial do anel em 11 pontos [3], conforme mostra a figura (3.4). Nessa figura, o ponto 5 é o ponto mais próximo do cilindro, sendo esse o ponto que possuirá o menor h , e portanto, o valor de Δh é zero. Os demais pontos possuem um certo incremento Δh em relação ao ponto referencial 5. Conhecendo-se os valores de Δh_1 a Δh_{11} , pode-se simular a princípio, qualquer geometria axial do anel. Matematicamente, o valor de $h(y)$ é dado por:

$$h_j(y) = h_a + \Delta h_j \quad j = 1, \dots, 11 \quad (3.13)$$

onde h_a é a espessura do filme de óleo entre o anel e o cilindro no ponto axial j da superfície do anel, cujo incremento Δh_j é igual a zero.

É possível a partir desses 11 pontos e utilizando uma interpolação linear aumentar a discretização axial do anel com objetivo de minimizar os erros numéricos. O algoritmo está preparado para suportar uma malha axial de até 200 pontos, a partir dos 11 iniciais.

Agora as integrais $I_1(y)$, $I_2(y)$ e $I_3(y)$ são resolvidas numericamente, para qualquer que seja a geometria axial do anel [4], [12].

$$I_1(y) = \sum_{j=1}^{nit} \frac{\Delta y}{h_j^2} \quad (3.14)$$

$$I_2(y) = \sum_{j=1}^{nit} \frac{y_j}{h_j^3} \Delta y \quad (3.15)$$

$$I_3(y) = \sum_{j=1}^{nit} \frac{\Delta y}{h_j^3} \quad (3.16)$$

A equação (3.12) calcula o campo de pressão hidrodinâmico, para um anel com geometria axial arbitrária, considerando os efeitos "wedge" e "squeeze", representados esquematicamente na figura (3.5).

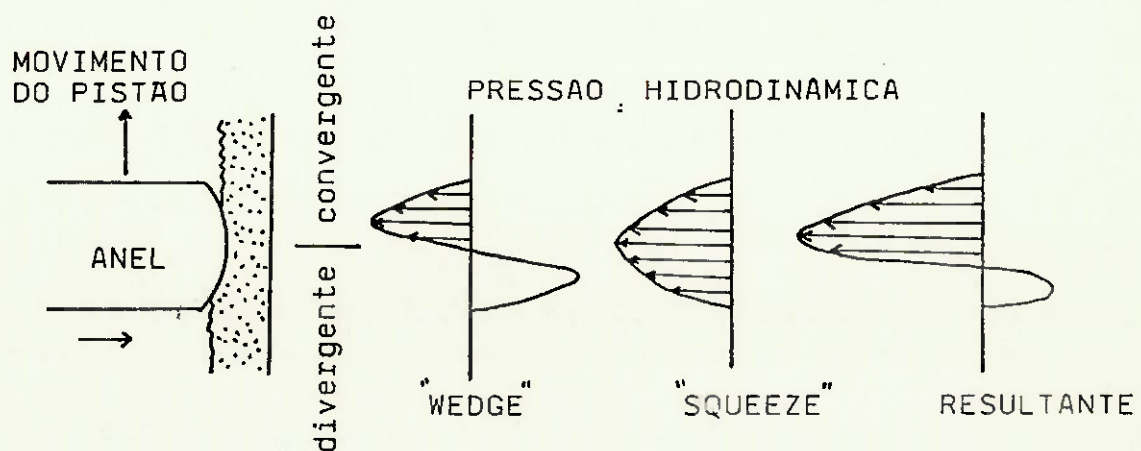


Figura 3.5 - Campo de Pressão Hidrodinâmico

Se o campo de pressão hidrodinâmico resultante for tomado como verdadeiro, no exemplo da figura (3.5), estará sendo admitido que numa parte da região divergente do perfil axial do anel, o óleo estará resistindo a tração, o que não é correto fisicamente. Uma terceira condição de contorno deve ser introduzida e consiste em zerar todas as pressões hidrodinâmicas resultantes menores de zero (Condição de Contorno de Reynolds) [8], [9].

3.2 - Algoritmo de Solução do Modelo Matemático para Cálculo da Movimentação Radial do Anel.

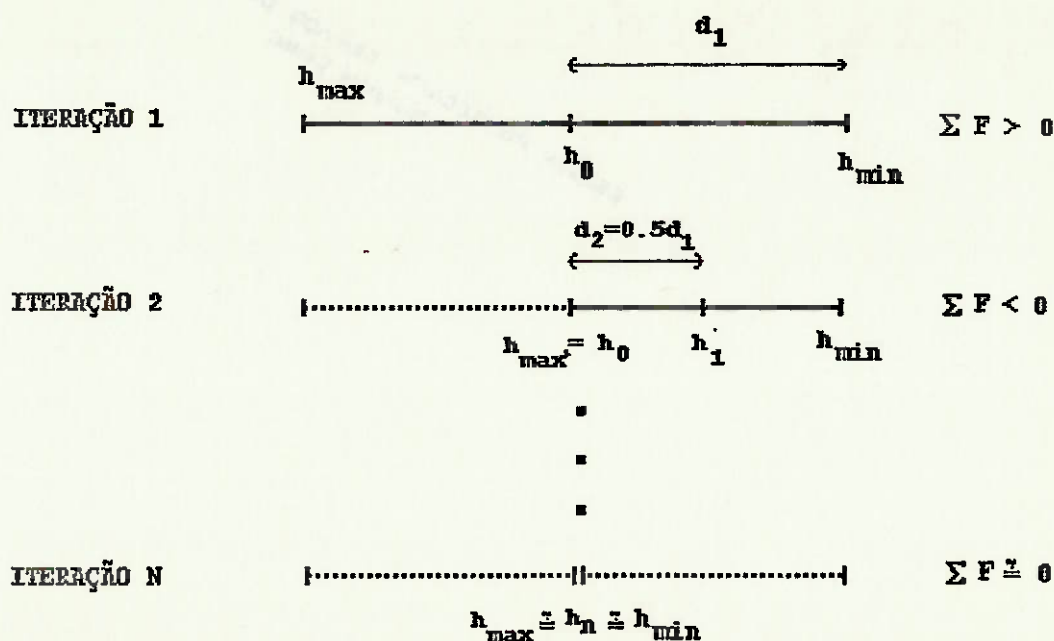


Figura 3.6 - Representação Esquemática do Método da Bisseção.

A solução da equação (3.1) resulta numa espessura de filme de óleo capaz de equilibrar as forças radiais

exercidas no anel. Contudo as equações (3.6) e (3.12) tornam impossível a solução analítica da equação (3.1). Sendo assim, é necessário obter a solução da equação citada através da utilização de um método numérico e iterativo. O escolhido nesse caso, foi o método da Bisseção.

O método da Bisseção [21] consiste basicamente em :

1) adota-se um valor numérico máximo e mínimo inicial (no nosso caso, h_{\max} e h_{\min} , respectivamente) para os extremos da variável independente ($h(y)$).

2) adota-se um valor de $h(y)$ inicial para a primeira iteração, representado na figura por h_0 . O valor inicial adotado é o $h(y)$ calculado no nível de tempo anterior.

3) Resolve-se a equação (3.1). Se o valor de h_0 gerou uma $\sum F > 0$, significa que as forças que pressionam o anel contra o cilindro são maiores que a força hidrodinâmica. Assim é necessário um $h(y)$ menor para que o equilíbrio de forças seja atingido. Se o valor de h_0 gerou uma $\sum F < 0$, então a força hidrodinâmica é demasiadamente grande e portanto o valor de $h(y)$ deve ser maior. Vamos assumir por exemplo que o valor obtido foi $\sum F > 0$. Nesse caso abandona-se o intervalo (h_{\max}, h_0) mostrado na primeira iteração da figura (3.6) e h_0 torna-se h_{\max} . O novo valor de $h(y)$ para a segunda iteração é a metade do intervalo ($h_{\max}=h_0, h_{\min}$).

4) O procedimento (3) é repetido até que o intervalo (h_{\max}, h_{\min}) e $\sum F$ sejam menores que um certo δ ($\delta=1.0e-05$).

Esse método possui uma vantagem e uma desvantagem em relação a outros métodos existentes. A vantagem é que, conhecendo-se os extremos iniciais (h_{\max} e h_{\min}), esse método possui convergência garantida. A desvantagem é que a velocidade de convergência desse método é lenta, comparada a outros métodos.

4 - MODELO MATEMÁTICO PARA CALCULO DA MOVIMENTAÇÃO AXIAL DO ANEL.

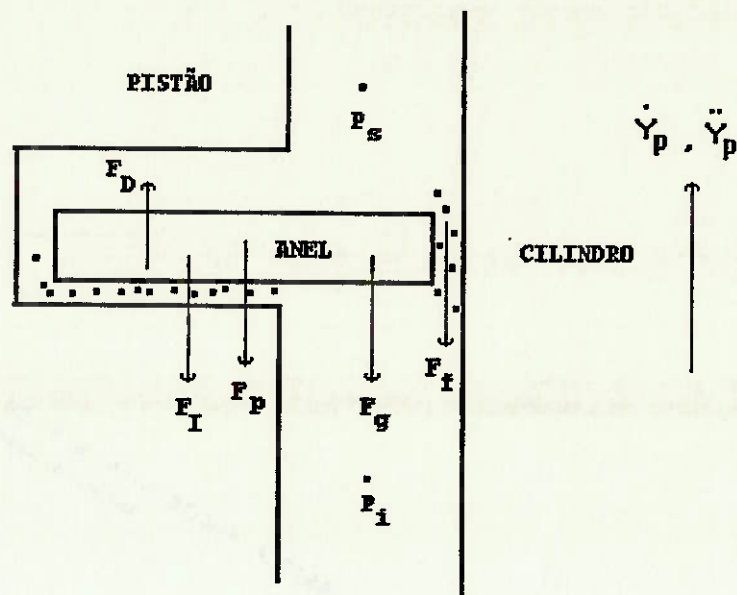


Figura 4.1 - Forças que atuam axialmente no Anel.

O movimento axial do anel é determinado pelas forças que atuam axialmente no anel. O cálculo da aceleração axial relativa do anel é obtido através da segunda lei de Newton [3], [4], [7], conforme mostra a equação (4.1).

$$m_a \ddot{y} = \sum F_y = +F_f + F_p + F_l + F_D + F_g \quad (4.1)$$

Onde :

- . F_f = força de atrito viscoso entre o anel e o cilindro (N).
- . F_I = força de inércia do anel (N).
- . F_g = força do gás devido as pressões acima e abaixo do anel (N).
- . F_D = força de amortecimento devido os efeitos de aderência e prensamento do óleo entre o anel e a canaleta (N).
- . F_p = força peso do anel (N).
- . \ddot{y} = aceleração axial relativa do anel (m/s^2)

A força do gás [7] devido as pressões acima e abaixo do anel é calculada pela expressão :

$$F_g = 0,5 A (P_i - P_s) \quad (4.2)$$

A força de inércia [7] do anel é sempre contrária a aceleração do pistão, sendo obtida pela seguinte expressão :

$$F_I = -m_a \ddot{y}_p \quad (4.3)$$

Quando o anel está iniciando o trajeto de um flanco para o outro da canaleta, o óleo exerce uma força de amortecimento devido o efeito de aderência, dificultando a decolagem do anel. Por outro lado, quando o anel está se aproximando do outro flanco, o óleo exerce uma força de amortecimento devido o efeito de prensamento, dificultando a aproximação do anel.

A força de amortecimento devido os efeitos de aderência e prensamento de óleo entre o anel e a canaleta é obtida através do uso de uma equação empírica [3], ajustada experimentalmente :

$$F_D = -A_0 \dot{y} F_S e^{10 |1-f_o| \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\operatorname{pos} - 50}{1.1} \right|} \quad (4.4)$$

Onde :

. \dot{y} = velocidade axial do anel (m/s).

. F_S = força de amortecimento específica do anel
(N/m²/m/s)

- anéis de compressão $F_S = 1,0e+7$

- anel de óleo $F_S = 2,0e+7$

. f_0 = percentual da área de contacto anel/canaleta, preenchida por óleo lubrificante.

- anéis de compressão $f = 0,6$ (60%)

- anel de óleo $f = 0,9$ (90%)

. pos = posição axial do anel na canaleta.

$pos = [y/r_C] * 100, 0$).

. y = deslocamento axial do anel no interior da canaleta (m).

. r_C = folga axial entre o anel e a canaleta (m).

O sinal negativo que aparece na equação (4.4) significa que a força de amortecimento ocorre na direção contrária a velocidade axial do anel. A figura (4.2) mostra a característica da força de amortecimento em função da posição do anel no interior da canaleta, para anéis com 60% e 90% da área de contacto anel/canaleta preenchida por óleo lubrificante.

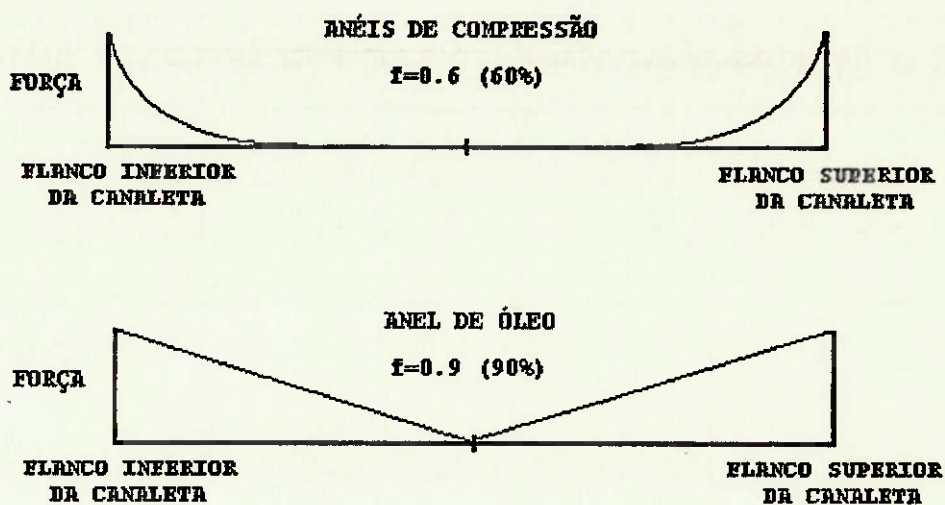


Figura 4.2 - Força de Amortecimento em função da posição axial do anel no interior da canaleta.

A força de atrito entre a superfície do anel e o cilindro é calculada pela equação (4.5), que é obtida a partir da solução da equação de Reynolds [8].

$$F_f = \pi \phi_{ext} \int_{y=0}^{y=L_c} \tau dy \quad (4.5)$$

Onde :

. τ = tensão de cisalhamento do óleo na superfície de contacto entre o anel e o cilindro (N/m^2).

Numericamente, a equação (4.5) é expressa por :

$$F_f = \pi \phi_{ext} \sum_{j=1}^{NIT} \tau_j \Delta y \quad (4.6)$$

Onde :

- . NIT = número total de pontos em que a superfície axial do anel foi discretizada.
- . Δy = incremento espacial do anel na direção axial y.

A tensão de cisalhamento é obtida através da expressão :

$$\tau_j = \left. \frac{h_j}{2} \frac{dp_h}{dy} \right)_j - \mu \frac{\dot{Y}_p}{h_j} \quad (4.7)$$

Onde :

- . h_j = espessura do filme de óleo entre o anel e o cilindro no ponto superficial j do anel (m).
- . $\left. \frac{dp_h}{dy} \right)_j$ = derivada da pressão hidrodinâmica do óleo com relação ao eixo axial y do anel no

ponto superficial j (N/m^3).

A força peso do anel é calculada pela expressão :

$$F_p = -9,8 m_a \quad (4.8)$$

4.1 - Algoritmo de Solução do Modelo Matemático para Cálculo da Movimentação Axial do Anel.

A solução da equação (4.1) fornece a aceleração axial do anel. A velocidade e o deslocamento axial do anel são obtidos através das seguintes expressões :

$$\dot{y}^{n+1} = \dot{y}^n + \ddot{y}^{n+1} \Delta t \quad (4.9)$$

$$y^{n+1} = y^n + \dot{y}^{n+1} \Delta t + 0,5 \ddot{y}^{n+1} (\Delta t)^2 \quad (4.10)$$

Onde :

. \dot{y}^{n+1} = velocidade axial do anel no nível de tempo $n+1$ (m/s).

. \dot{y}^n = velocidade axial do anel no nível de tempo n

(m/s).

- . \ddot{y}^{n+1} = aceleração axial do anel no nível de tempo $n+1$ (m/s²).
- . y^{n+1} = deslocamento axial do anel no interior da canaleta, no nível de tempo $n+1$ (m).
- . y^n = deslocamento axial do anel no interior da canaleta, no nível de tempo n (m).
- . Δt = incremento temporal semelhante ao utilizado no cálculo da movimentação radial do anel (s).

A expressão (4.4) transforma o conjunto de equações (4.1), (4.10) e (4.11) acoplados entre si, impossibilitando dessa forma a utilização de uma solução analítica. Nesse caso, é necessária a utilização de uma técnica numérica para a solução do problema, e o método iterativo de Newton Raphson [21] foi escolhido. A seguinte função homogênea é construída a partir da equação (4.1)

$$H = m_a \ddot{y}_{k+1}^{n+1} + F_f + F_p + F_I - F_D + F_g = 0 \quad (4.11)$$

O problema consiste em encontrar uma aceleração \ddot{y} que homogenize a equação acima. O método de Newton Raphson sugere que a solução na k^{th} iteração é dada por :

$$(\ddot{y})_{k+1}^{n+1} = (\ddot{y})_k^{n+1} - \frac{H(\ddot{y}_k^{n+1})}{\left. \frac{\partial H}{\partial \ddot{y}} \right|_k^{n+1}} \quad (4.12)$$

Onde :

- . $\left. \frac{\partial H}{\partial \ddot{y}} \right|_k^{n+1}$ = derivada de H com relação a \ddot{y} , na iteração k, para o nível de tempo n+1.
- . $H(\ddot{y}_k^{n+1})$ = função homogênea na iteração k, para o nível de tempo n+1.

O processo iterativo é repetido até que a função homogênea dada pela expressão (4.11) seja menor ou igual a um valor muito pequeno, próximo de zero.

5. PROGRAMA COMPUTACIONAL RING

Para viabilizar os equacionamentos matemáticos apresentados nos capítulos 2 a 4, foi desenvolvido um programa computacional chamado RING, o qual foi baseado na linguagem FORTRAN 77. As figuras (5.1) e (5.2) apresentam o macro fluxograma do programa RING.

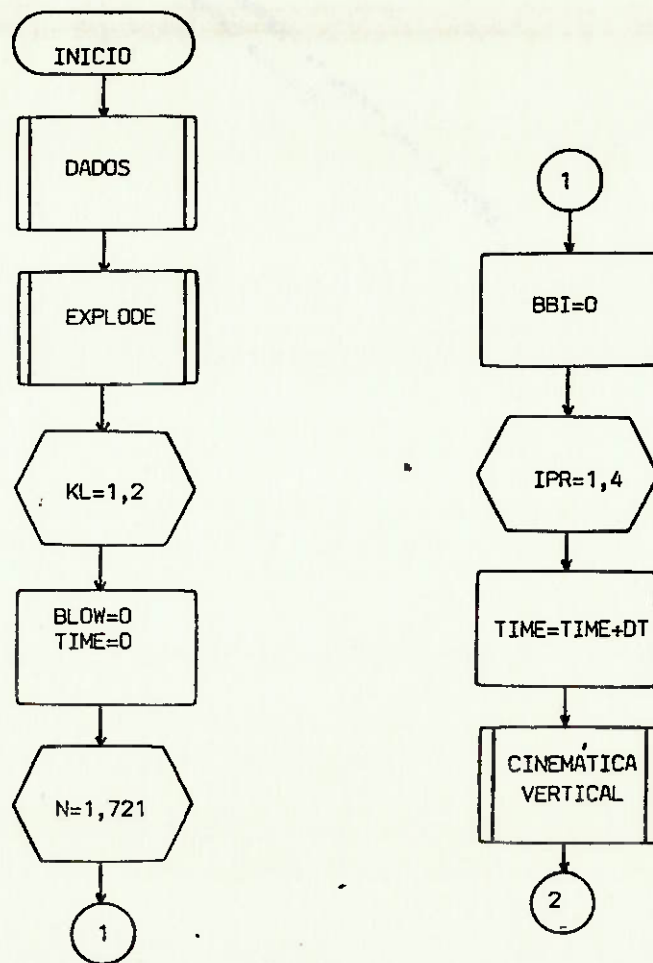


Figura 5.1 - Macro Fluxograma do Programa RING

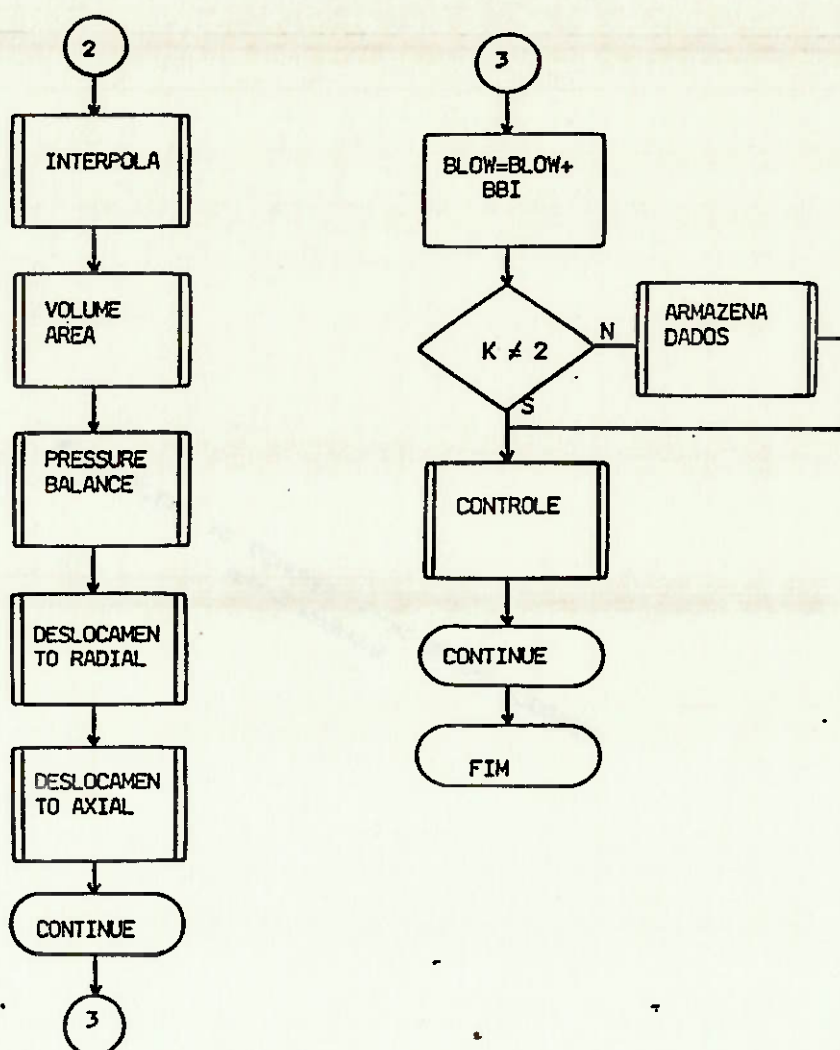


Figura 5.2 - Continuação do Macro Fluxograma do Programa RING.

No fluxograma apresentado na figura (5.1), a subrotina DADOS é responsável pela inicialização e coleta dos dados de entrada do programa. Esses dados definem basicamente as características geométricas do conjunto

pistão/anéis/cilindro, as condições operacionais do motor e algumas propriedades físicas do gás e do óleo.

Na subrotina **EXPLODE**, o perfil axial do anel é definido a partir dos 11 incrementos Δh_j discutidos no capítulo 3. Utilizando interpolações lineares entre os 11 incrementos Δh_j , o programa RING permite um total de até no máximo 200 pontos para representar o perfil axial dos anéis.

A variável **KL** indica que a simulação é repetida ao longo de dois ciclos de 720 graus de girabrequim cada um. Isso ocorre porque, no início do primeiro ciclo é necessário assumir alguns valores iniciais, tais como: pressão do gás entre os anéis e posições axiais e radiais dos anéis. Os valores encontrados no final do primeiro ciclo são utilizados como condição inicial no segundo ciclo.

A variável **N** indica o grau do girabrequim em que a simulação se encontra. É importante notar que existe um macro incremento de tempo (proporcional a 1 grau do girabrequim) utilizado para controle de impressão de resultados parciais e armazenamento de resultados em arquivos de saída.

A variável **IPR** indica que o macro incremento de tempo proporcional a 1 grau do girabrequim foi subdividido em

incrementos de tempo proporcionais a $1/(NAP+1)$ de grau de girabrequim, que para um pistão de três anéis representa um incremento de tempo proporcional a $1/4$ de grau de girabrequim. Todos os cálculos relativos a movimentação radial e axial dos anéis, para um pistão de três anéis, são realizados a cada $1/4$ de grau de girabrequim. O mesmo não ocorre com o cálculo das pressões do gás entre os anéis, que conforme foi mencionado anteriormente no capítulo 2, exige um incremento de tempo consideravelmente menor, para eliminar os problemas de estabilidade e convergência da solução.

A subrotina CINEMÁTICA_VERTICAL é responsável pelo cálculo da posição, velocidade e aceleração axial do pistão em funcionamento. Essa subrotina calcula esses parâmetros, considerando a hipótese de que o pistão movimenta-se concentricamente em relação ao cilindro. O equacionamento matemático utilizado pode ser visto no Apêndice II.

Na figura (5.2), a subrotina INTERPOLA possui a função de interpolar propriedades físicas do gás e do óleo, tais como pressão do gás na câmara de combustão e temperatura do óleo entre o anel e o cilindro.

A subrotina VOLUME_AREA calcula as áreas de escoamento de gás e os volumes de gás nas câmaras entre os anéis.

A subrotina `PRESSURE_BALANCE` é responsável pelo cálculo das pressões do gás entre os anéis. Nessa subrotina o incremento de tempo proporcional a $1/(NAP+1)$ de grau de girabrequim é subdividido novamente (atingindo o valor descrito no capítulo 2) sendo o procedimento de cálculo repetido até que o tempo total atinja o equivalente a $1/(NAP+1)$ de grau de girabrequim.

As subrotinas `DESLOCAMENTO_RADIAL` e `DESLOCAMENTO_AXIAL` são responsáveis pelos cálculos das movimentações radiais e axiais dos anéis, respectivamente.

A subrotina `ARMAZENA_DADOS` grava os resultados da simulação em arquivos que são utilizados para plotagem gráfica de resultados.

A subrotina `CONTROLE` é responsável pela impressão parcial de resultados, imprimindo-os a cada 10 graus de girabrequim.

As figuras (5.3) a (5.6) apresentam um exemplo de alguns dos principais resultados obtidos pelo programa RING. Esses resultados encontram-se na forma gráfica e foram gerados por um programa computacional chamado `PLOTE_RING`, o qual foi desenvolvido em linguagem FORTRAN 77 com recursos de uma biblioteca gráfica chamada PLOT10. O pistão que foi utilizado nesse exemplo é um pistão de 120

mm, utilizado em um motor TURBO, Diesel, 6 cilindros, considerando-se na simulação, regime de potência máxima.

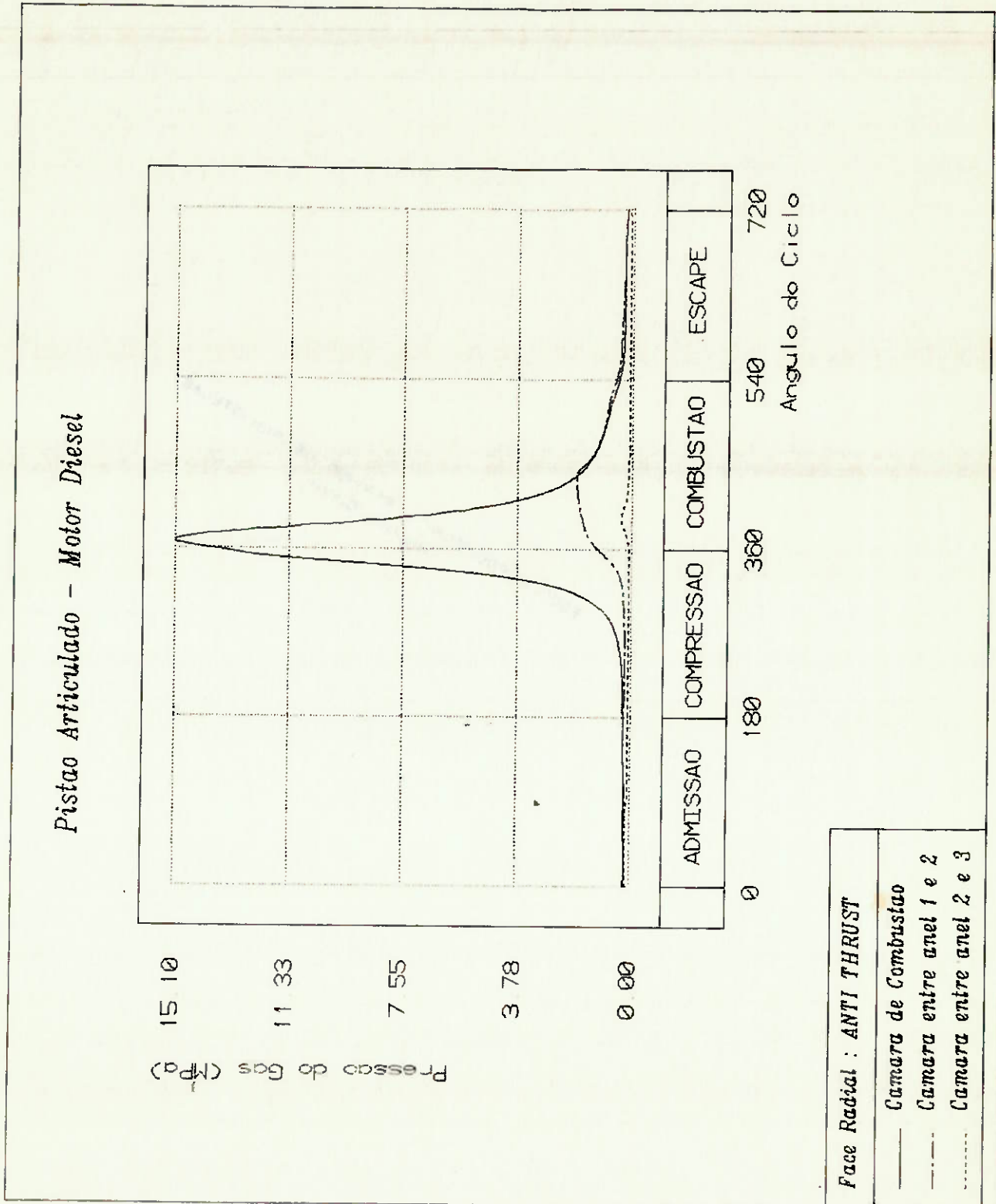


Figura 5.3 - Pressões do Gás entre os Anéis

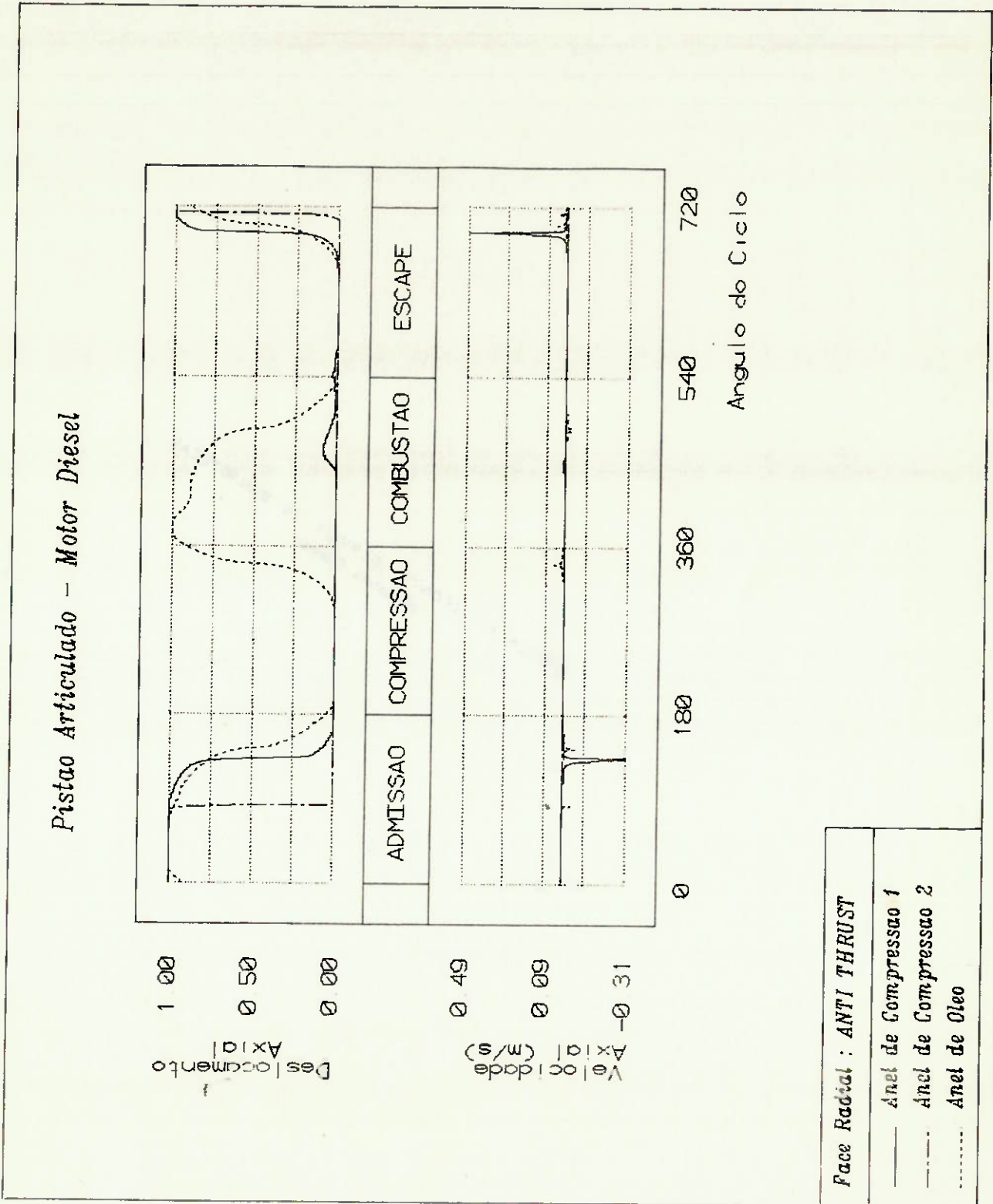
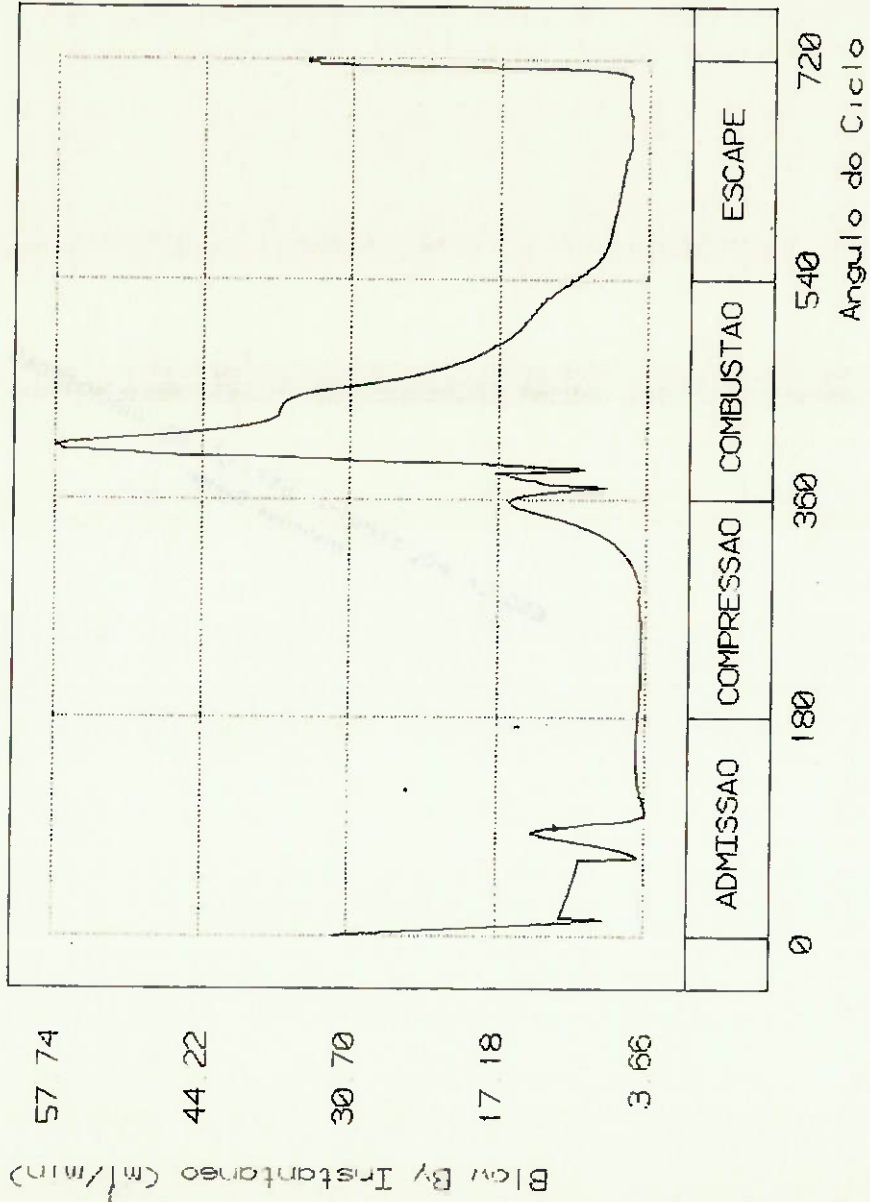


Figura 5.4 - Movimentação Axial dos Anéis

Pistao Articulado - Motor Diesel



Face Radial : ANTI THRUST

Figura 5.5 - "Blow By" Instantâneo

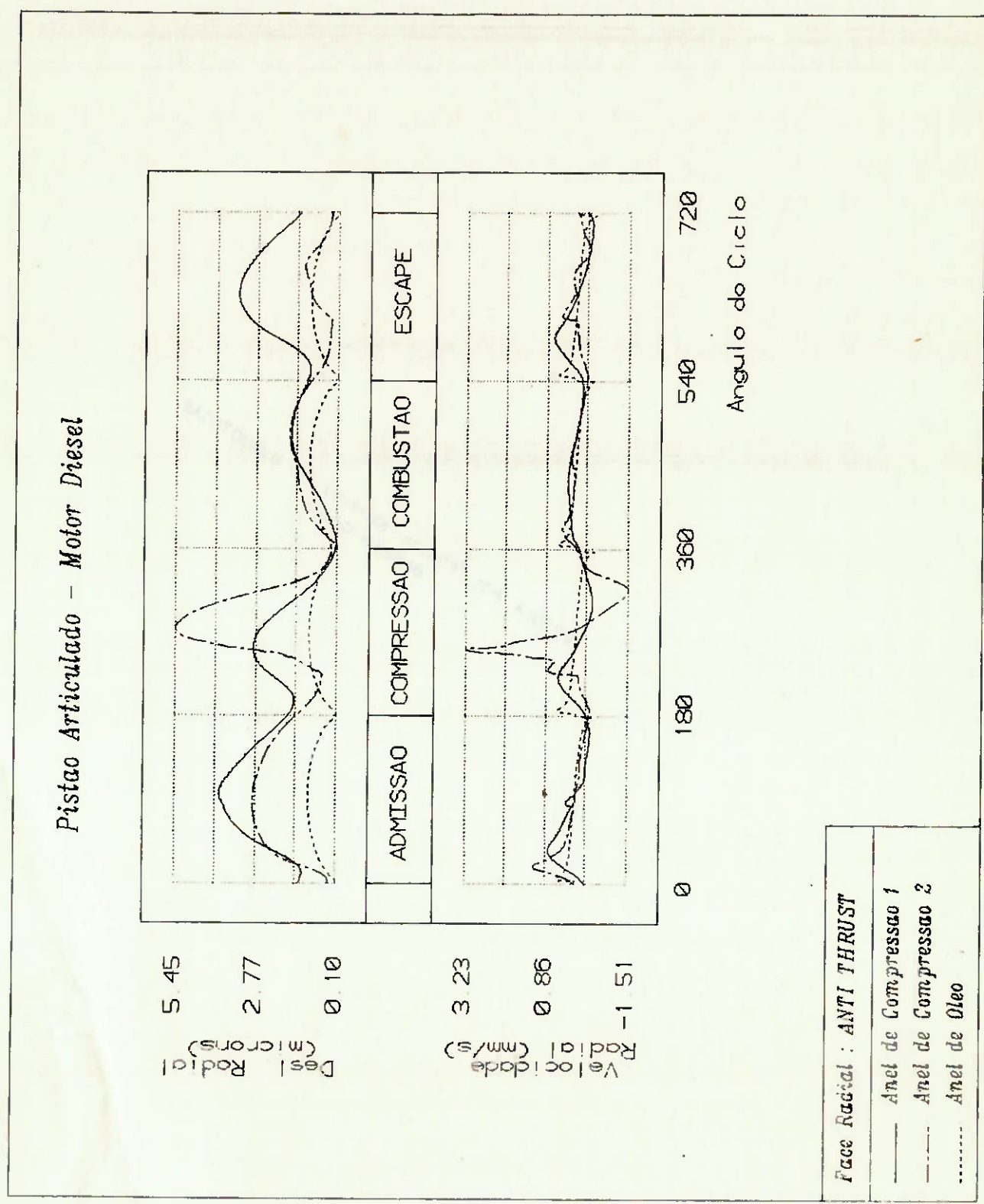


Figura 5.6 - Movimentação Radial dos Anéis

6. COMPROVAÇÃO DOS RESULTADOS DO PROGRAMA RING.

A comprovação dos modelos matemáticos e dos respectivos algoritmos de solução apresentados nos capítulos 2 e 4 (modelos matemáticos para cálculo do fluxo de gás entre os anéis e movimentação axial dos anéis respectivamente), baseia-se inicialmente na comparação de alguns dos resultados gerados por outro programa computacional aferido experimentalmente e utilizado internacionalmente [3], com os resultados teóricos obtidos pelo programa RING.

Nas páginas seguintes são apresentadas algumas dessas comparações de resultados para um pistão de 120 mm de diâmetro, utilizado em um motor de quatro tempos, Diesel, Turbo, 6 cilindros, tendo aproximadamente 366 hp, em regime de potência máxima. A figura (6.1) apresenta a análise comparativa da pressão do gás entre o primeiro e o segundo anel. A figura (6.2) mostra a comparação efetuada do "blow by" instantâneo ("blow by" variando com o ângulo do ciclo). As figuras (6.3) à (6.5) apresentam as análises comparativas das movimentações axiais dos anéis de compressão (primeiro e segundo anel) e óleo, respectivamente. A análise dessas figuras mostram uma acentuada semelhança qualitativa e quantitativa entre os resultados obtidos pelo programa RING e os resultados obtidos pelo outro simulador.

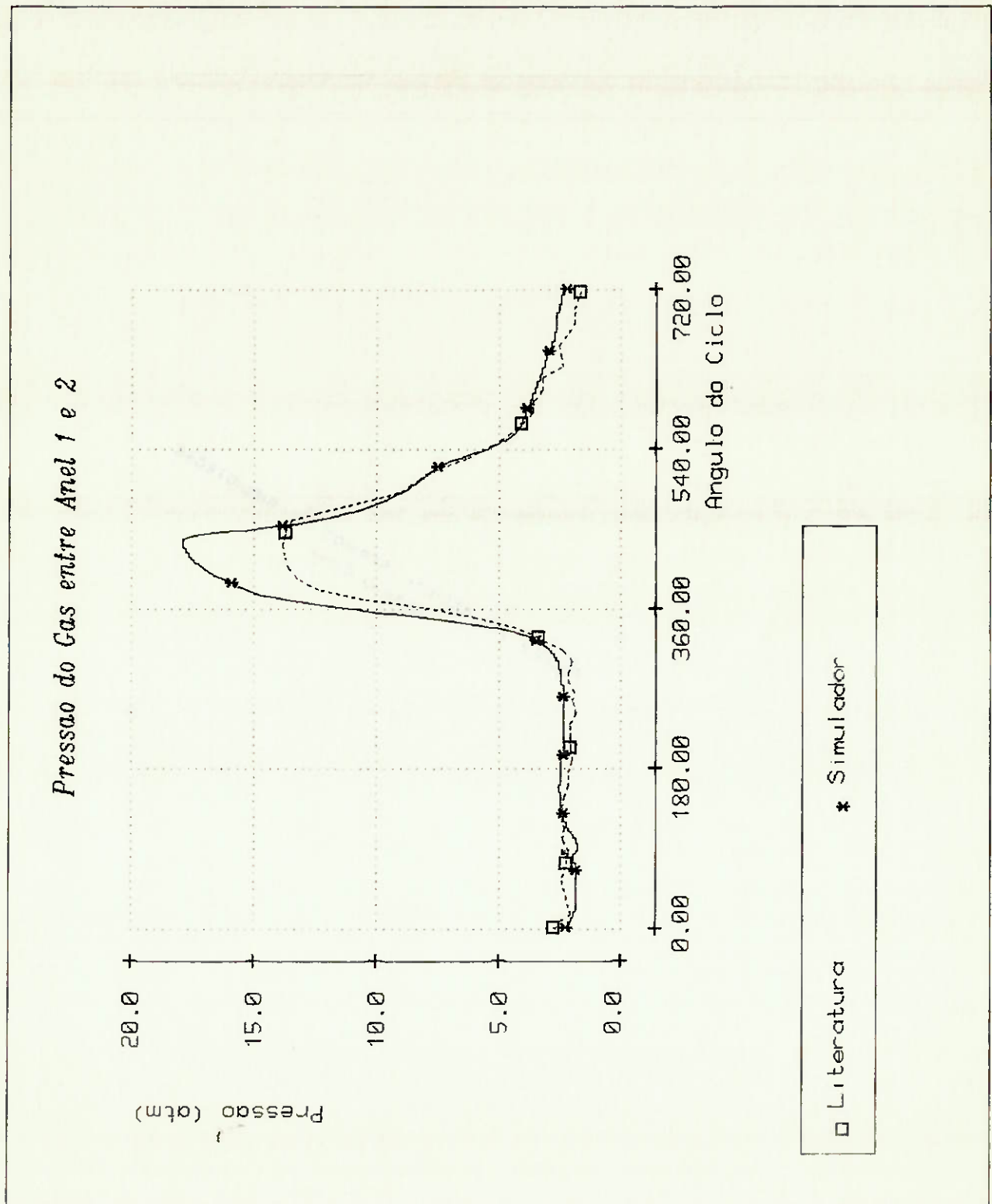


Figura 6.1 - Pressão do Gás entre Anel 1 e 2
(Pistão 120 mm - Motor Turbo, 6 Cilindros, Potência Máxima)

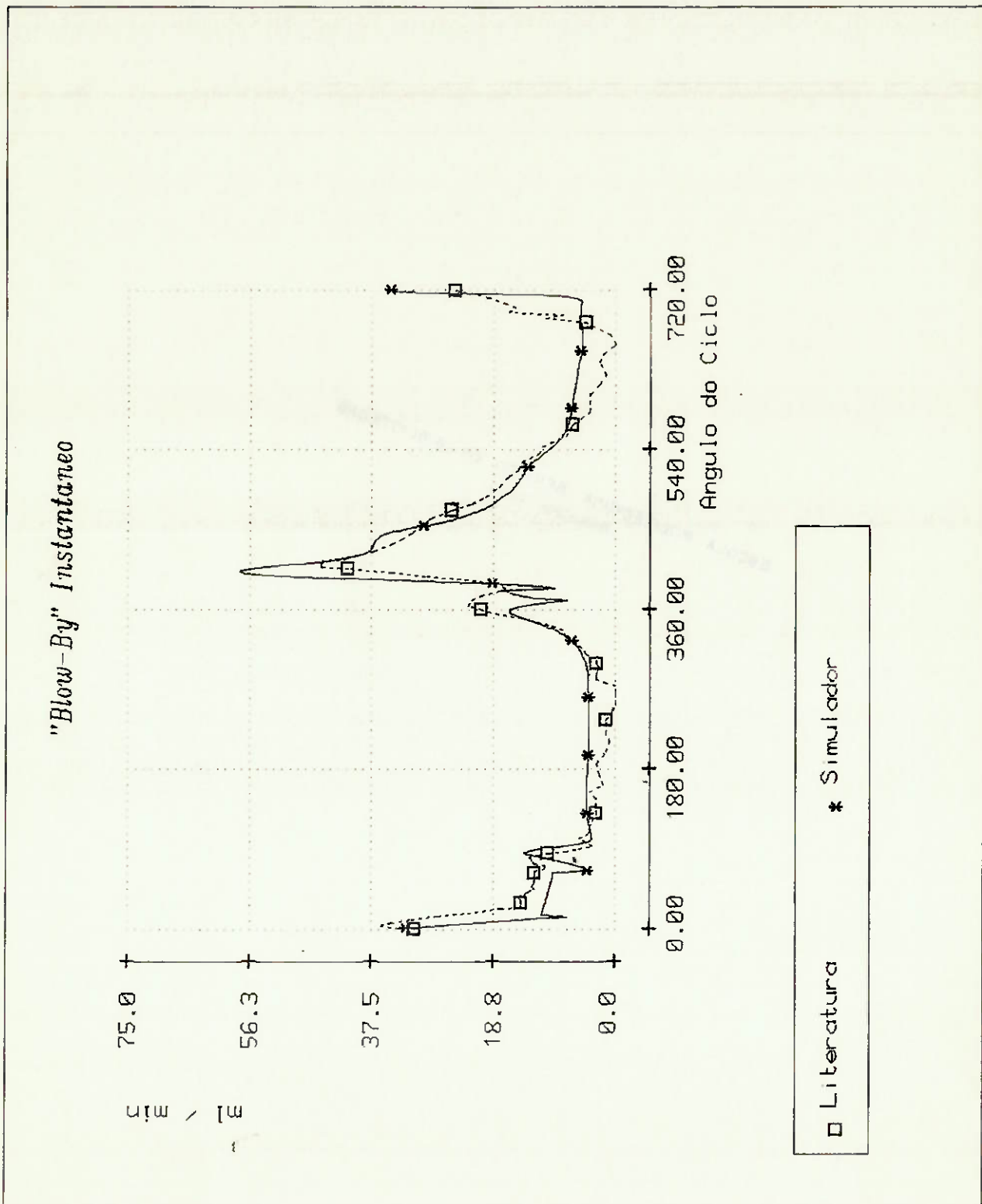


Figura 6.2 - "Blow By Instantâneo"

(Pistão 120 mm - Motor Turbo, 6 Cilindros, Potência Máxima)

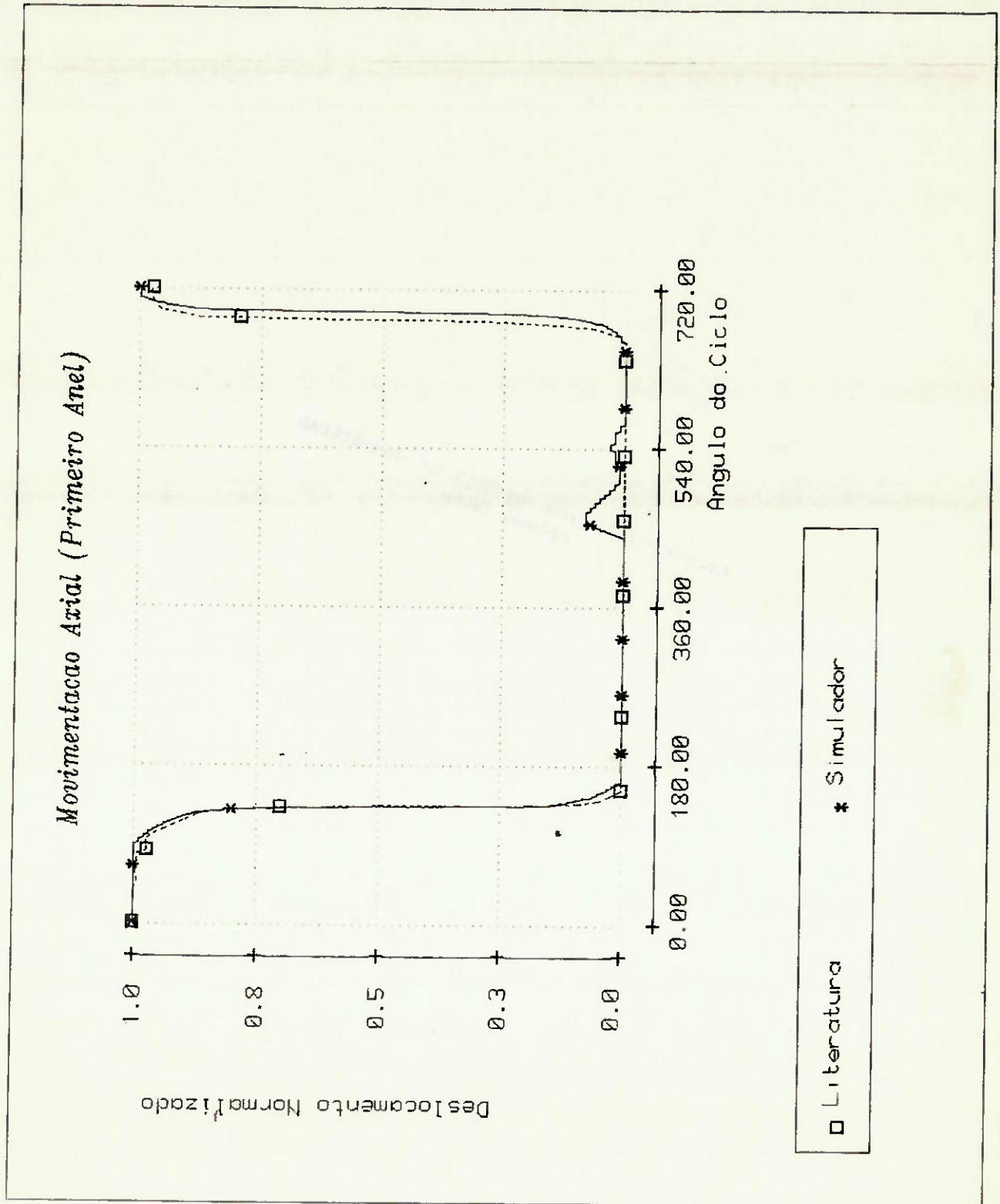


Figura 6.3 - Movimento Axial do Primeiro Anel
(Pistão 120 mm - Motor Turbo, 6 Cilindros, Potência Máxima)

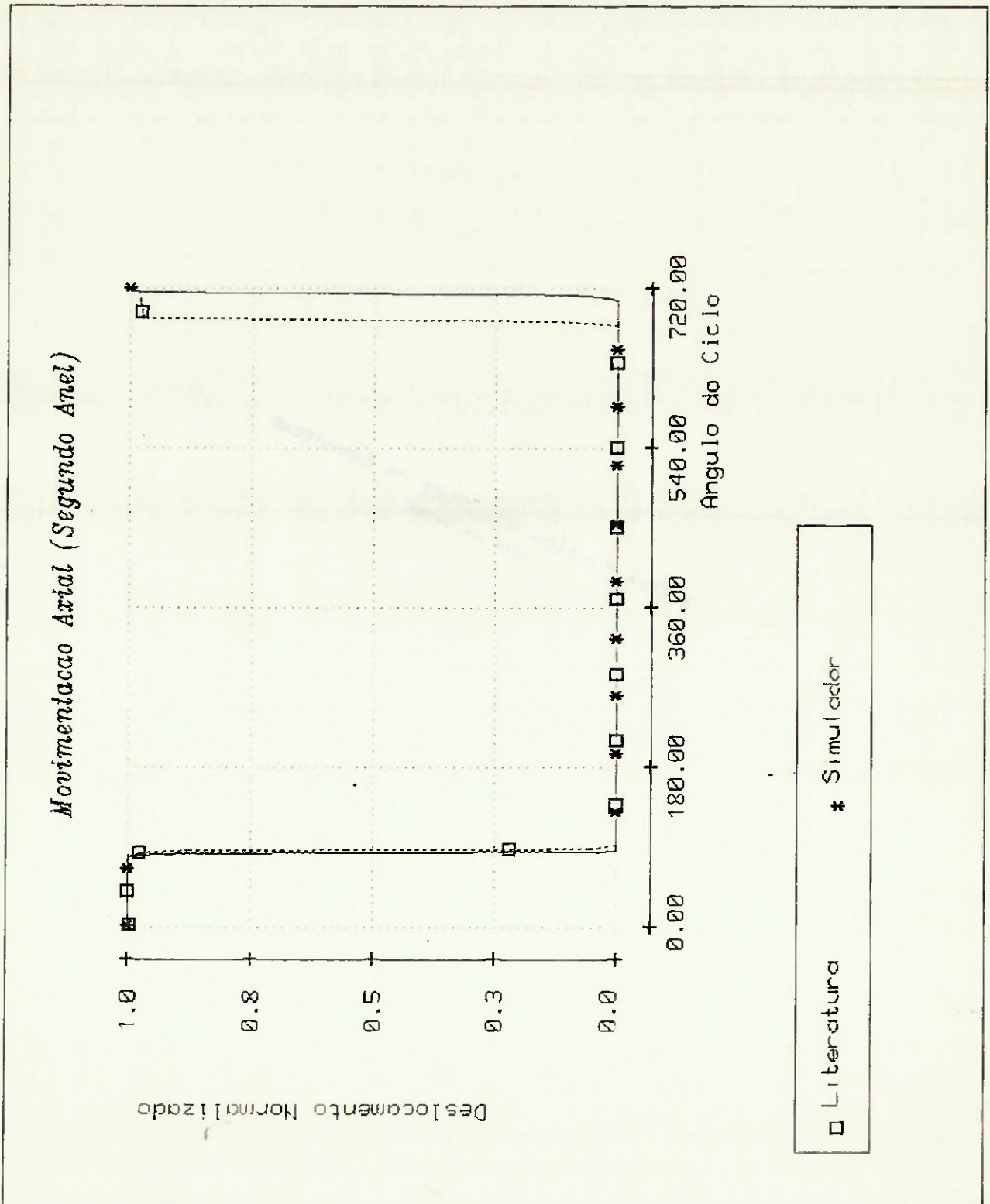


Figura 6.4 - Movimento Axial do Segundo Anel
(Pistão 120 mm - Motor Turbo, 6 Cilindros, Potência Máxima)

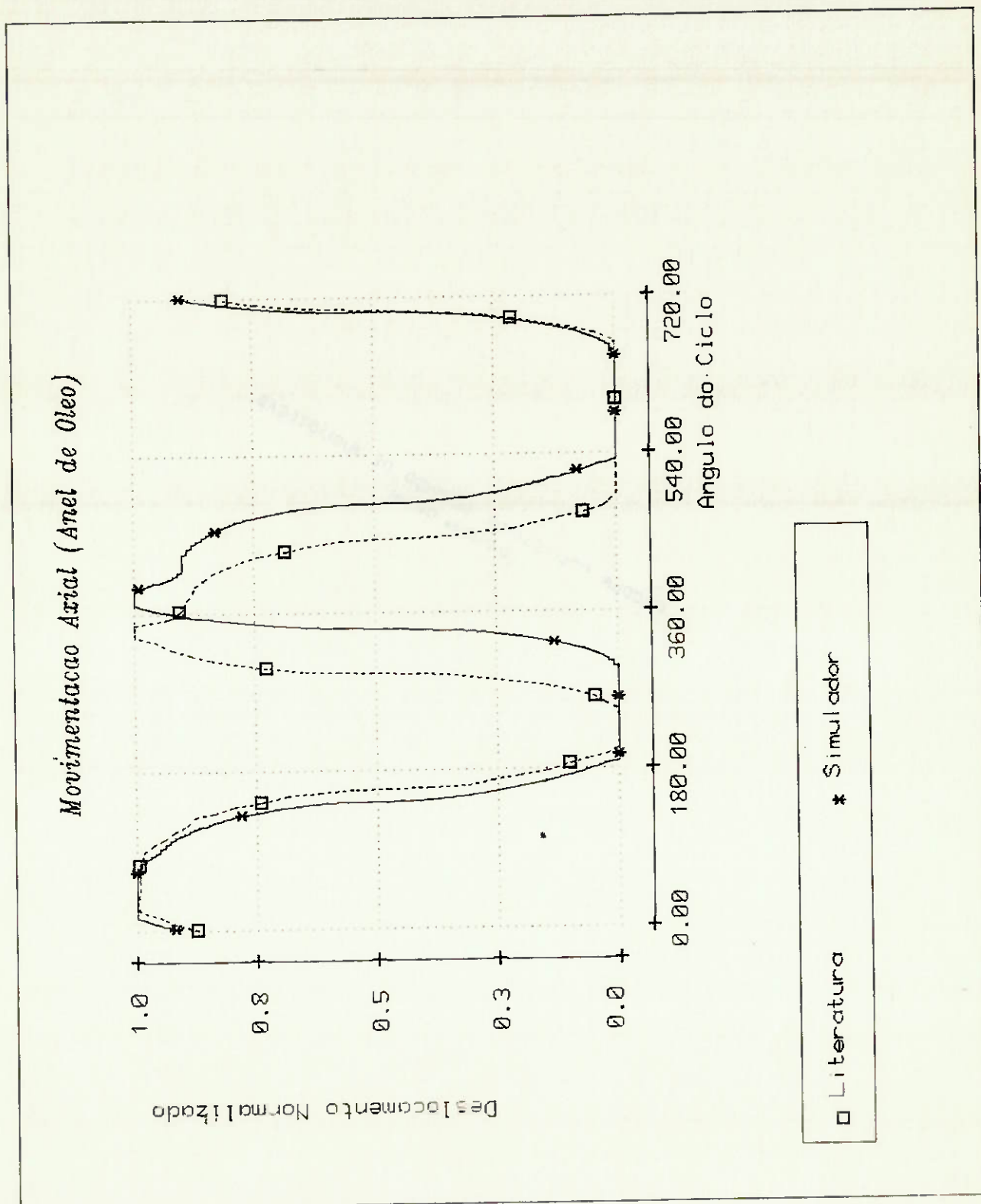


Figura 6.5 - Movimento Axial do Anel de Óleo
(Pistão 120 mm - Motor Turbo, 6 Cilindros, Potência Máxima)

O escoamento de gás entre os anéis é afetado diretamente pela movimentação axial dos anéis e vice-versa. A quantidade de gás que passa pelo anel de óleo em direção ao cárter ("blow by") depende diretamente da inter-relação desses fenômenos. A tabela (6.1) apresenta alguns resultados comparativos entre valores de "blow by" médio, para um ciclo do motor, medidos experimentalmente em testes realizados em dinâmetros na Metal Leve S.A com resultados teóricos obtidos pelo programa RING.

Tabela 6.1 - Análise Comparativa entre Vazões Volumétricas (l/min) Teóricas e Experimentais.

CASO	EXPERIMENTAL	TEÓRICO	DIFERENÇA PERCENTUAL
1	55	57,8	5
2	20	23	15
3	45	50	11,1
4	62	66,7	7,5
5	95	84,4	-11,1
6	87,2	96,7	10,9

Na tabela (6.1), o caso 1 refere-se a um pistão Monobloco de 102 mm de diâmetro, utilizado em motor Turbo, Diesel, de aproximadamente 120 hp de potência, 6 cilindros, em regime de potência máxima.

O caso 2, refere-se a um pistão monobloco de 82.5 mm de diâmetro, utilizado em um motor automotivo, ciclo Otto, 2.0 l, de aproximadamente 125 hp, 4 cilindros, alcool, na condição de potência máxima.

O caso 3 refere-se a um pistão Articulado (Cabeça e Saia do Pistão são peças distintas), de 120 mm de diâmetro, utilizado em um motor Turbo, Diesel, 6 cilindros, de aproximadamente 366 hp, na condição de potência máxima.

O caso 4 refere-se a um pistão Monobloco, de 100 mm de diâmetro, utilizado em um motor Turbo, Diesel, 4 cilindros, de aproximadamente 110 hp, na condição de potência máxima.

O caso 5 refere-se a um pistão Monobloco, de 105 mm de diâmetro, utilizado em um motor Turbo, Diesel, 6 cilindros, de aproximadamente 215 hp, na condição de potência máxima.

O caso 6 refere-se a um pistão Articulado, de 139.7 mm de diâmetro, utilizado em um motor Turbo, Diesel, 6

cilindros, de aproximadamente 500 hp, na condição de potência máxima.

A comprovação dos resultados do programa RING referente ao cálculo da espessura de filme de óleo entre os anéis e o cilindro não foi efetuada. A justificativa está no fato de que, o equacionamento matemático apresentado no capítulo 3 admite que toda a superfície axial do anel está completamente envolta em óleo. Por outro lado, o simulador citado anteriormente, cujos resultados foram utilizados para comprovação dos modelos matemáticos apresentados no capítulo 2 e 4, admite que apenas uma porção da superfície axial do anel está envolta em óleo. Portanto, a comparação dos resultados de ambos simuladores fica bastante prejudicada, uma vez que essa diferença observada entre as teorias utilizadas, implica na obtenção de valores qualitativa e quantitativamente diferentes entre os simuladores. Pretende-se numa segunda etapa posterior a essa, implementar o modelo matemático descrito no capítulo 3, incluindo um algoritmo para cálculo da área axial do anel que efetivamente está banhada de óleo, substituindo assim, a hipótese que é utilizada atualmente (superfície axial do anel completamente banhada de óleo).

7. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.

No capítulo 6, foi apresentada a comparação de alguns dos resultados do simulador RING, com resultados gerados por outro simulador aferido experimentalmente. Os resultados da comparação foram positivos e mostram uma semelhança acentuada entre ambos resultados, tanto no aspecto qualitativo, como no aspecto quantitativo. Ainda no capítulo 6, a tabela 6.1 mostra a comparação de alguns "Blow By" obtidos experimentalmente em testes de dinamômetros, com resultados teóricos gerados pelo simulador RING. Os resultados comparativos mostram um erro máximo percentual da ordem de 15 por cento (15%), o que num âmbito industrial onde pretende-se utilizar este simulador, considera-se um erro aceitável.

Como foi mencionado no capítulo 6, nenhuma comparação de resultados foi realizada para tentar comprovar o modelo de movimentação radial dos anéis, cujas principais informações são as espessuras de filme de óleo entre os anéis e o cilindro. As espessuras de filme de óleo constituem-se em importante informação na tentativa de avaliar o consumo de óleo lubrificante do motor. A não realização da comprovação desses resultados é justificada pelo fato de que o simulador utilizado para aferir o programa RING, possui além da teoria aqui apresentada referente a movimentação radial dos anéis, um modelo que

determina quanto da superfície axial do anel está efetivamente preenchida por óleo. Os resultados gerados pelo programa RING, no caso específico do cálculo das espessuras de filme de óleo, são em geral maiores do que os valores gerados pelo outro simulador, uma vez que considera-se nesse trabalho que toda a superfície axial do anel está preenchida por óleo. Planeja-se para uma etapa posterior a esta aqui apresentada, o aprimoramento do cálculo da espessura de filme de óleo entre anel/cilindro, implementando-se um modelo para determinar a região axial do anel que efetivamente está preenchida por óleo lubrificante.

Outros mecanismos podem ser estudados e incorporados ao programa RING, ou servir para aprimorar modelos adotados tais como: influência da torção do anel, mecanismos de transporte de óleo lubrificante entre os anéis (bombeamento, fluxo de óleo por entre as pontas dos anéis), influência do movimento secundário do pistão na dinâmica dos anéis, aprimoramento da forças de atrito anel/cilindro e anel/canaleta, aprimoramento da força de amortecimento do óleo, entre outras.

O uso do programa RING pode ser uma importante ferramenta no desenvolvimento de projetos do conjunto pistão/anéis/cilindro, uma vez que tais simulações revelam as relações causa versus efeito entre características geométricas do conjunto e desempenho durante funcionamento.

Dessa maneira o projetista pode basear-se nos resultados qualitativos das simulações e escolher dentre várias configurações aquela que apresenta uma tendência de melhor desempenho, reduzindo o número de protótipos, quantidade de testes em motores, custo e tempo total para execução do projeto.

A N E X O I

**OBTENÇÃO DA EQUAÇÃO DE ESCOAMENTO ATRAVÉS DE
ORIFÍCIOS**

O escoamento através de orifícios baseia-se na hipótese de fluxo unidimensional. O escoamento unidimensional, considerando regime permanente, é modelado pela equação da continuidade, que é dada por :

$$\dot{m} = \rho A v \quad (1)$$

onde :

- . \dot{m} = vazão mássica de gás
- . A = área transversal do escoamento
- . ρ = densidade do gás
- . v = velocidade do gás

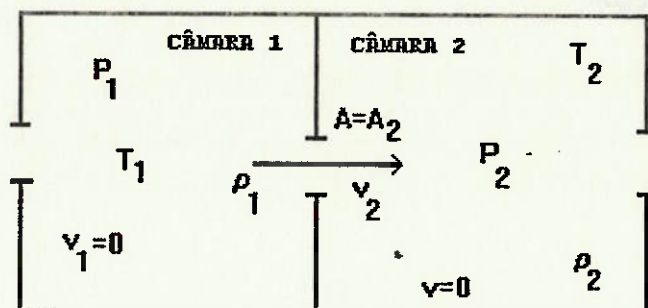


Figura I.1 - Escoamento Através de Orifícios.

A figura (I.1) apresenta um volume de controle composto de 2 câmaras inter-ligadas por um orifício. O gás estacionário na câmara 1 possui velocidade $v_1=0$, pressão P_1 , densidade ρ_1 e temperatura T_1 . O gás que está fluindo através do orifício cruza uma área transversal A_2 com uma velocidade v_2 , atingindo no interior da câmara 2 uma pressão P_2 , densidade ρ_2 e temperatura T_2 . Nesse caso a

vazão mássica de gás que escoo através do orifício é dada por:

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho_1 A_2 v_2 \quad (2)$$

onde m é a massa do gás.

A equação da energia, considerando regime permanente, fluxo adiabático, energia potencial e trabalho nulos, é dada por :

$$\frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_2}{\rho_2} = u_2 - u_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (3)$$

onde u é a energia interna do gás por unidade de massa.

Considerando-se que o gás é ideal, a variação da energia interna depende somente da temperatura, sendo válida a seguinte relação:

$$u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1) \quad (4)$$

Substituindo a expressão (4) na equação (3), e tomando-se $v_1=0$, obtem-se a expressão para a velocidade v_2 do gás, dada por:

$$v_2 = \sqrt{2 \left[\frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_2}{\rho_2} + c_v (T_2 - T_1) \right]} \quad (5)$$

Utilizando mais uma vez a hipótese de que o gás é ideal, as seguintes relações termodinâmicas são válidas:

- $c_p = c_v + R$
- $c_v = \frac{R}{\gamma - 1}$
- $c_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}$
- $\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^\gamma = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$

Substituindo as relações acima na equação (5), tem-se:

$$v_2 = \sqrt{\left(\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \right) \frac{P_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]} \quad (6)$$

Substituindo a equação (6) na equação (2), tem-se:

$$\dot{m} = A_2 \rho_2 \sqrt{\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right) \frac{P_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \quad (7)$$

Através de manipulações algébricas, substituindo o índice 1 por u (a-montante), o índice 2 por d (a-juzante), e utilizando a relação para gás ideal

$$P = \rho R T$$

tem-se a equação que modela escoamentos por orifícios, utilizada no capítulo 2.

$$\dot{m} = k A_d P_u \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \sqrt{\frac{2}{RT_u}} \quad (8)$$

onde k é o coeficiente de escoamento por orifício, o qual é introduzido na equação (8) para corrigir a área de escoamento, a velocidade de escoamento do fluido, as perdas por atrito e a irreversibilidade do fluido, sendo normalmente obtido experimentalmente. No caso de escoamento de gás entre os anéis, $k=0.86$.

A N E X O I I

**EQUACIONAMENTO MATEMÁTICO DO DESLOCAMENTO,
VELOCIDADE E ACELERAÇÃO AXIAL DO PISTÃO**

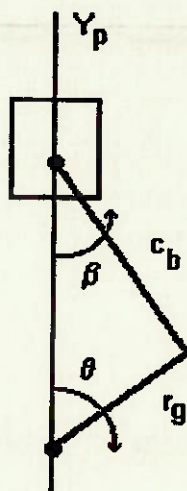


Figura II.1 - Deslocamento Axial do Pistão

O pistão desloca-se axialmente no interior do cilindro com velocidade e aceleração transiente. Analisando a figura (II.1) obtém-se o deslocamento axial do pistão, o qual é dado por:

$$y_p = r_g \cos \theta + c_b \cos \beta \quad (1)$$

onde r_g é o raio do girabrequim e c_b é o comprimento da biela. A velocidade axial do pistão é obtida derivando-se a equação (1) em relação ao tempo.

$$\dot{y}_p = c_b \operatorname{sen}(\beta) * \dot{\beta} + r_g \operatorname{sen}(\theta) * \dot{\theta} \quad (2)$$

A aceleração axial do pistão é obtida derivando-se duas vezes a equação (1) com relação ao tempo.

$$\ddot{y}_p = - \left\{ \begin{array}{l} c_b [\operatorname{sen}(\beta) * \ddot{\beta} + \cos(\beta) * \dot{\beta}^2] + \\ + r_g [\operatorname{sen}(\theta) * \ddot{\theta} + \cos(\theta) * \dot{\theta}^2] \end{array} \right\} \quad (3)$$

Os valores de β , $\dot{\beta}$ e $\ddot{\beta}$ são obtidos a partir da seguinte relação:

$$c_b \operatorname{sen}\beta = r_g \operatorname{sen}\theta \quad (4)$$

Rearranjando a equação (4), obtem-se:

$$\beta = \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{r_g * \operatorname{sen}(\theta)}{c_b} \right] \quad (5)$$

A primeira derivada de β em relação ao tempo é dada por:

$$\dot{\beta} = \frac{r_g * \cos(\theta) * \dot{\theta}}{\sqrt{c_b^2 - r_g^2 * \text{sen}^2(\theta)}} \quad (6)$$

Analogamente, a segunda derivada de β é dada por:

$$\ddot{\beta} = \left[\frac{1}{c_b^2 - r_g^2 * \text{sen}^2(\theta)} \right] * \left\{ \left[\sqrt{c_b^2 - r_g^2 * \text{sen}^2(\theta)} \right] * \left[r_g * \cos(\theta) * \ddot{\theta} - r_g * \text{sen}(\theta) * \dot{\theta}^2 \right] * \left[\frac{(r_g * \cos(\theta) * \dot{\theta})^2}{\sqrt{c_b^2 - r_g^2 * \text{sen}^2(\theta)}} \right] \right\} \quad (7)$$

A N E X O I I I**CÁLCULO DA VISCOSIDADE DO ÓLEO
LUBRIFICANTE**

No capítulo III, foi apresentado o cálculo da espessura de filme de óleo entre o anel e o cilindro. Analisando o equacionamento matemático anteriormente citado, verifica-se que uma das variáveis que afeta tal cálculo é a viscosidade do óleo lubrificante.

A viscosidade do óleo lubrificante é função predominante da temperatura do óleo entre o anel e o cilindro. A obtenção da distribuição de temperaturas do óleo entre o anel e o cilindro constitui-se em informação relativamente complexa de ser obtida, quer se utilize vias matemáticas ou experimentais. Para simplificar o problema estima-se a temperatura do óleo entre o anel e o cilindro, no Ponto Morto Superior e no Ponto Morto Inferior, respectivamente. Com esses dois valores de temperaturas pode-se estimar a temperatura do óleo lubrificante em qualquer posição do cilindro, para qualquer ponto do pistão utilizando-se uma interpolação linear.

Uma vez conhecida a temperatura do óleo lubrificante, existem várias equações empíricas que correlacionam viscosidade com temperatura. Nesse trabalho, a viscosidade do óleo é calculada através da equação de Vogel, apresentada a seguir:

$$\mu = a e^{\left(\frac{b}{T+c}\right)}$$

Onde:

. a = viscosidade de referência (Pa-s).

. c = temperatura de aparente solidificação (°C).

. T = temperatura do óleo lubrificante (°C).

. b = temperatura de referência (°C).

Os valores de a, b e c são coeficientes obtidos experimentalmente. A seguir, estão tabelados os coeficientes a, b, c para alguns tipos de óleo comumente utilizados em motores de combustão interna.

OLEO 10W/10

$$a = 0,083356E-03$$

$$b = 820,723$$

$$c = 93,625$$

OLEO 10W/20

$$a = 0,1014e-03$$

$$b = 773,810$$

$$c = 93,153$$

OLEO 10W/30

$$a = 0,1981e-03$$

$$b = 737,690$$

$$c = 89,9$$

OLEO 10W/40

$$a = 0,1142e-03$$

$$b = 1033,39$$

$$c = 120,8$$

OLEO 10W/50

$$a = 0,09335e-03$$

$$b = 1304,170$$

$$c = 155,22$$

OLEO 20W/20

$$a = 0,1324e-03$$

$$b = 737,810$$

$$c = 77,7$$

OLEO 20W/30

$$a = 0,1413e-03$$

$$b = 811,962$$

$$c = 93,458$$

OLEO 20W/40

$$a = 0,1637e-03$$

$$b = 793,329$$

$$c = 83,931$$

OLEO 20W/50

$$a = 0,09297e-03$$

$$b = 1146,25$$

$$c = 124,7$$

OLEO SAE 30

$$a = 0,1501e-03$$

$$b = 720,015$$

$$c = 71,123$$

A N E X O I V**LISTAGEM DO PROGRAMA COMPUTACIONAL****"RING"**

 ***** P R O G R A M A R I N G *****

OBJETIVO :
 =====

ESTE PROGRAMA TEM A FINALIDADE DE DETERMINAR A DINAMICA DOS ANEIS, A PARTIR DAS PROPRIEDADES TERMODINAMICAS DA CAMERA DE COMBUSTAO, CARTER E DA TRAJETORIA DO PISTAO NO CILINDRO.

PARAMETROS CALCULADOS :
 =====

- . PROPRIEDADES TERMODINAMICAS NAS CAMARAS ENTRE OS ANEIS.
- . PRESSAO HIDRODINAMICA ENTRE ANEL/CILINDRO.
- . ESPESSURA DE FILME DE OLEO ANEL/CILINDRO.
- . DINAMICA AXIAL E RADIAL DOS ANEIS.
- . BLOW BY

PRINCIPAIS VARIAVEIS :
 =====

- AA..... ACELERACAO AXIAL DO ANEL
- ACHA AREA RELATIVA A CHANFROS NAS CANALETAS
- AMASSA MASSA DO ANEL
- AREA AREA DE ESCOAMENTO DE GAS
- BBI BLOW BY INSTANTANEO
- BLOW BLOW BY TOTAL
- CAIC COEFICIENTE ANGULAR DE INCLINACAO CANALETA
- CGAP COMPRIMENTO DO GAP DO ANEL
- CDO COEFICIENTE DE DESCARGA DO ORIFICIO
- DCI DISTORCAO RADIAL DO CILINDRO
- DWDT VAZAO MASSICA ENTRE AS CAMARAS
- DT INCREMENTO TEMPORAL
- DY INCREMENTO ESPACIAL EM Y
- DTETA INCREMENTO ESPACIAL EM X
- DHDT DERIVADA DE H EM RELACAO AO TEMPO
- EP EXCENTRICIDADE AXIAL DO ANEL (0-1)
- ESP ESPESSURA DO ANEL
- ESPA ESPESSURA DO PORTA ANEL
- FILME ESPESSURA DO FILME DE OLEO
- FTANG FORCA TANGENCIAL DO ANEL
- GAMA COEFICIENTE POLITROPICO (CP/CV)
- H IDEM A FILME (VARIAVEL AUXILIAR)
- HMAXIMO ESPESSURA MAXIMA DO FILME DE OLEO
- HMINIMO ESPESSURA MINIMA DO FILME DE OLEO
- KL NUMERO DO CICLO
- KT NUMERO DE INCREMENTOS DE TEMPO PARA CADA GRAU DE GIRABREQUIM
- KTER NUMERO MAXIMO DE ITERACOES (BISSECAO)
- NGRAU NUMERO DE GRAUS DO GIRABREQUIM
- NAP NUMERO DE ANEIS
- NCICLO NUMERO DE CICLOS PARA CONVERGENCIA

```

N ..... GRAU ATUAL DO GIRABREQUIM (NIVEL DE TEMPO) *
NI ..... NUMERO DE NOS INTERMEDIARIOS NA DIRECAO Y *
NIT ..... NUMERO TOTAL DE NOS NA DIRECAO Y *
NY ..... NUMERO DE NOS PRINCIPAIS NA DIRECAO Y *
NP ..... NUMERO DE CAMARAS ENTRE OS ANEIS *
NW ..... NUMERO DE AREAS DE ESCOAMENTO DE GAS *
P ..... PRESSAO TERMODINAMICA NAS CAMARAS *
PI ..... CONSTANTE TRIGONOMETRICA *
RL ..... LARGURA DO ANEL *
RMASSA ..... MASSA DO GAS EM CADA CAMARA *
RC ..... FOLGA AXIAL DO ANEL *
RO ..... DENSIDADE DO GAS EM CADA CAMARA *
ROMETER ..... DENSIDADE DO GAS NO BLOW BY METER *
RPA ..... RAO ATE O PORTA ANEL *
R ..... CONSTANTE DO GAS PARA O AR *
RPS ..... ROTACOES POR SEGUNDO *
RG ..... RAO DO GIRABREQUIM *
RLB ..... COMPRIMENTO DA BIELA *
RMI ..... VISCOSIDADE DO OLEO *
RCILINDRO ..... RAO DO CILINDRO *
RPISTAO ..... RAO DO PISTAO *
SANEL ..... DESLOCAMENTO AXIAL DO ANEL *
SN ..... SMALL NUMBER *
T ..... TEMPERATURA DO GAS EM CADA CAMARA *
VELANEL ..... VELOCIDADE AXIAL DO ANEL *
VRA ..... VELOCIDADE RADIAL DO ANEL *
V ..... VOLUME DAS CAMARAS ENTRE OS ANEIS *
VDC ..... DISTORCOES RADIAIS DA CAMISA EM PTOS *
          LOCALIZADOS AO LONGO DO CILINDRO *
VOGEL ..... CONSTANTES DE VOGEL PARA CALCULO DE RMI *
Y0P ..... DESLOCAMENTO VERTICAL DO PISTAO *
Y1P ..... VELOCIDADE VERTICAL DO PISTAO *
Y2P ..... ACELERACAO VERTICAL DO PISTAO *

```

```

*****
AUTOR DO PROGRAMA :
=====

```

```

.WALTER ZOTTIN

```

```

.MMS - MODELAMENTO MATEMATICO E SIMULACAO.
      PESQUISA E TECNOLOGIA
      METAL LEVE S/A INDUSTRIA E COMERCIO.
      SAO PAULO, FEVEREIRO DE 1993.

```

```

*****
***** PRECISAO DUPLA *****
*****

```

```

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

```

```

*****
***** DECLARACAO DAS VARIABEIS *****
*****

```

```

1 COMMON/BLOC01/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
   VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

```

```

*****
*
COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1      ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1      RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1      SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1      RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1      ESPLA(5)
*
*****
*
COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1      DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1      DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET
*
*****
*
COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1      NIT,IPR,IOLEO
*
*****
*
COMMON/FORCA/FGYA(5),FIA(5),FAY(5),FDA(5),FRA(5),FHA(5),FAX(5),
1      FGXA(5)
*
*****
*
DIMENSION      PRESSAO(721),LABEL(5)
*
*****
*
***** SOLICITA DADOS GEOMETRICOS DO PROBLEMA *****
*
CALL DADOS(PRESSAO,LABEL,IPRINT,MPRINT,IMR)
*
*****
*
***** INTERPOLA PERFIL DOS ANEIS E CALCULA DY *****
*
CALL EXPLODE
*
*****
*
***** LOOPING EXTERNO PARA VERIFICAR CONVERGENCIA A CADA CICLO *****
*
DO 10 KL=1,NCICLO
*
*****
*
***** INICIALIZA TEMPO E VAZAO TOTAL *****
*
BLOW=0.0
TIME=0.0
*
*****
*
***** LOOPING PARA VARIACAO DO GRAU *****
*
DO 10 N=1,NGRAU
*
*****

```

```

*****
***** INICIALIZA BLOW BY INSTANTANEO *****
*****
*
      BBI=0.0
*
*****
***** TIME STEPS INTERMEDIARIOS *****
*****
*
      DO 1000 IPR=1,KT
*
*****
***** CINEMATICA VERTICAL DOS ANEIS *****
*****
*
      TIME=TIME+DT
      CALL CINEMATICA_VERTICAL(TIME)
*
*****
***** INTERPOLA PARAMETROS TERMODINAMICOS E HIDRODINAMICOS *****
*****
*
      CALL INTERPOLA(PRESSAO,P1)
*
*****
***** CALCULA VOLUMES E AREAS *****
*****
*
      CALL VOLUME_AREA
*
*****
***** BALANCO DE PRESSAO ENTRE OS ANEIS *****
*****
*
      CALL PRESSURE_BALANCE(P1)
*
*****
***** CALCULO DA MOVIMENTAÇÃO RADIAL DOS ANEIS *****
*****
*
      IF(IMR.EQ.1)CALL DESLOCAMENTO_RADIAL
*
*****
***** CALCULO DA MOVIMENTAÇÃO AXIAL DOS ANEIS *****
*****
*
      CALL DESLOCAMENTO_AXIAL
1000 CONTINUE
*
*****
***** ARMAZENA BLOW BY INSTANTANEO PARA CALCULO DO BLOW BY TOTAL *****
*****
*
      BLOW=BLOW+BBI
*
*****
***** SE KL=NCICLO THEN ARMAZENA EM ARQUIVOS *****
*****
*

```

IF(KL.EQ.NCICLO)CALL ARMAZENA_DADOS(LABEL)

** VERIFICA SE O PROCESSO CHEGOU AO FINAL E IMPRIME RESULTADOS PARCIAIS **

CALL CONTROLE(LABEL, IPRINT, MPRINT)

CONTINUE

***** FIM DO PROGRAMA PRINCIPAL

END

***** INICIO DA SUBROUTINE DADOS

SUBROUTINE DADOS(PRESSAO, LABEL, IPRINT, MPRINT, IMR)

ESTA SUBROUTINE SOLICITA TODOS OS DADOS DE ENTRADA NECESSARIOS
PARA A SIMULACAO. BASICAMENTE ESSES DADOS SAO: OS DADOS GEOME
TRICOS DO PISTAO, ANEIS, CILINDRO, E ALGUMAS PROPRIEDADES TERMO
DINAMICAS.

***** DUPLA PRECISAO *****

IMPLICIT REAL*8(A-H, O-Z)

***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****

1 COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2), HINCR(5,11), PH(5,400), RUC(5,2), HH(5,200),
VOGEL(10,3), VDC(4,2), ACHA(5,2)

1 COMMON/BLOCO2/AMASSA(5), RC(5), ESP(5), H(5), T(11), FTANG(5), RL(5),
1 ESPA(5), RPA(5), HMAXIMO(5), CGAP(5), V(11), ESPAE(5),
1 RMASSA(11), RO(11), P(11), AREA(15), DWDT(15), AA(5),
1 SANEL(5), VELANEL(5), EP(5), FILME(5), VRA(5), XMO(5),
1 RUA(5), DY(5), RMI(5), HLAND(5), RPISTAO(5), DCI(5),
ESPLA(5)

1 COMMON/BLOCO3/R, GAMA, RPS, DT, SN, CDO, RG, RLB, Y0P, Y1P, Y2P, PI, BLOW,
1 DTETA, HMINIMO, DHDT, RCILINDRO, RESP, TTDC, TBDC,
DY0, DPA1, BBI, ROMETER, TIMET

COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1 NIT,IPR,IOLEO

DIMENSION PRESSAO(721),LABEL(5),ESPI(5)
CHARACTER*50 TITULO,NOME
CHARACTER*6 COMPL_NOME

**** ABERTURA DO ARQUIVO PARA ARMAZENAMENTO DOS PASSOS DA SIMULACAO ****

OPEN(UNIT=10,NAME='RING.DAT',STATUS='NEW')

***** CONSTANTE PI *****

PI=3.14159265358979

***** CONSTANTE DO GAS (AR) J/(KG*K) *****

R=287.0

***** COEFICIENTE POLITROPICO (CP/CV) *****

GAMA=1.4

***** NUMERO DE DIVISOES EM Y *****

NY=11
NI=1
NIT=NY*NI-(NI-1)

***** SMALL NUMBER *****

SN=1.0E-20

***** SALTA PAGINA *****

WRITE(6,5)
5 FORMAT(1X,30(/))

***** NOME DO ARQUIVO PARA PLOTAGEM *****


```

WRITE(6,197)
WRITE(10,197)
97  FORMAT(1X,'ARQUIVO PARA PLOTAGEM : ')
    READ(5,196)J,NOME
196  FORMAT(Q,A<J>)
    WRITE(10,194)NOME
94  FORMAT(1X,A50)
    JNOME=J

```

```

*****
***** TITULO DA SIMULACAO *****
*****

```

```

WRITE(6,199)
WRITE(10,199)
99  FORMAT(1X,'TITULO DA SIMULACAO (MAXIMO 50 CARACTERES) : ')
    READ(5,198)TITULO
198  FORMAT(A50)
    WRITE(10,193)TITULO
193  FORMAT(1X,A50)

```

```

*****
***** ROTACAO DO MOTOR *****
*****

```

```

WRITE(6,200)
200  FORMAT(1X,'ROTACAO DO MOTOR (rpm) : ')
    WRITE(10,200)
    READ(5,*)RPS
    WRITE(10,*)RPS
    RPS=RPS/60.0

```

```

*****
***** CURSO DO PISTAO *****
*****

```

```

WRITE(6,2000)
2000  FORMAT(1X,'CURSO DO PISTAO (mm) :')
    WRITE(10,2000)
    READ(5,*)DY0
    WRITE(10,*)DY0
    DY0=DY0*1.0E-03
    RG=DY0*0.5

```

```

*****
***** COMPRIMENTO DA BIELA *****
*****

```

```

WRITE(6,2010)
2010  FORMAT(1X,'COMPRIMENTO DA BIELA (mm) :')
    WRITE(10,2010)
    READ(5,*)RLB
    WRITE(10,*)RLB
    RLB=RLB*1.0E-03

```

```

*****
***** DIAMETRO DO CILINDRO *****
*****

```

```

WRITE(6,7994)

```

```

7994  FORMAT(1X,'DIAMETRO DO CILINDRO (mm) : ')
      WRITE(10,7994)
      READ(5,*)DCILINDRO
      WRITE(10,*)DCILINDRO
      RCILINDRO=0.5*DCILINDRO*1.0E-03

```

```

*****
***** DISTANCIA ENTRE O PISTON-PIN E O PRIMEIRO ANEL *****
*****

```

```

      WRITE(6,2016)
2016  FORMAT(1X,'DISTANCIA ENTRE O PINO DO PISTAO E O CENTRO DO ',
1      'PRIMEIRO ANEL (mm) :')
      WRITE(10,2016)
      READ(5,*)DPA1
      WRITE(10,*)DPA1
      DPA1=DPA1*1.0E-03

```

```

*****
***** NUMERO DE ANEIS DO PISTAO *****
*****

```

```

10    WRITE(6,10)
      FORMAT(1X,'NUMERO DE ANEIS DO PISTAO :')
      WRITE(10,10)
      READ(5,*)NAP
      WRITE(10,*)NAP

```

```

*****
***** CALCULA NUMERO TOTAL DE CAMARAS E DE AREAS *****
*****

```

```

      NP=NAP*2
      NW=NAP*3-1

```

```

*****
***** DIAMETRO DO PISTAO *****
*****

```

```

DO 9455 I=1,NAP
9890  WRITE(6,9890)I
1      FORMAT(1X,'DIAMETRO DO PISTAO ACIMA DA CANALETA ',I1,
      ' (mm) :')
      WRITE(10,9890)I
      READ(5,*)DPISTAO
      WRITE(10,*)DPISTAO
      RPISTAO(I)=0.5*DPISTAO*1.0E-03

```

```

9455  CONTINUE

```

```

*****
***** DIAMETRO DA CANALETA *****
*****

```

```

DO 7995 I=1,NAP
7996  WRITE(6,7996)I
      FORMAT(1X,'DIAMETRO DO FUNDO DA CANALETA ',I1,' (mm) :')
      WRITE(10,7996)I
      READ(5,*)DPISTAO
      WRITE(10,*)DPISTAO
      RPA(I)=0.5*DPISTAO*1.0E-03

```

```

*****
***** ANGULO DE INCLINACAO SUPERIOR E INFERIOR DA CANALETA *****
*****

```

```

DO 9072 I=1,NAP
DO 9072 J=1,2
IF(J.EQ.1)THEN
9073 1 WRITE(6,9073)I
      FORMAT(1X,'ANGULO SUPERIOR DA CANALETA ',I1,
            ' (graus) : ')
      WRITE(10,9073)I
ELSE
9074 1 WRITE(6,9074)I
      FORMAT(1X,'ANGULO INFERIOR DA CANALETA ',I1,
            ' (graus) : ')
      WRITE(10,9074)I
ENDIF
READ(5,*)ANGULO
WRITE(10,*)ANGULO

```

```

*****
***** VERIFICA SE O ANGULO ESTA DENTRO DOS PADROES ADMISSIVEIS *****
*****

```

```

9076 CONTINUE
IF(ANGULO.LT.0.0)ANGULO=ANGULO+360.0
IF(ANGULO.GT.360.0)ANGULO=ANGULO-360.0
IF(ANGULO.GT.360.0.OR.ANGULO.LT.0.0)GOTO 9076

```

```

*****
***** CALCULA O COEFICIENTE ANGULAR DE INCLINACAO DA CANALETA *****
***** OBSERVACAO IMPORTANTE ----- ANGULO DEVE ESTAR EM GRAUS *****
*****

```

```
CAIC(I,J)=DTAND(ANGULO)
```

```
9072 CONTINUE
```

```

*****
***** ALTURA DOS LANDS ENTRE OS ANEIS *****
*****

```

```

DO 7895 I=1,(NAP-1)
  J=I+1
  WRITE(6,7240)J
240 1 FORMAT(1X,'ALTURA DO LAND ACIMA DA CANALETA ',I1,' (mm) :')
  WRITE(10,7240)J
  READ(5,*)HLAND(I)
  WRITE(10,*)HLAND(I)
  HLAND(I)=HLAND(I)*1.0E-03
7895 CONTINUE

```

```

*****
***** CHANFROS NAS CANALETAS DO PISTAO *****
*****

```

```
CALL CHANFRO
```

```

*****

```

```

***** MASSA DOS ANEIS *****
*****
*
DO 2020 I=1,NAP
  WRITE(6,2030)I
2030  FORMAT(1X,'MASSA DO ANEL ',I1,' (g) :')
  WRITE(10,2030)I
  READ(5,*)AMASSA(I)
  WRITE(10,*)AMASSA(I)
  AMASSA(I)=AMASSA(I)*1.0E-03
2020  CONTINUE
*
***** COMPIMENTO DOS ANEIS *****
*****
*
DO 2050 I=1,NAP
  WRITE(6,2060)I
2060  FORMAT(1X,'ESPESSURA RADIAL DO ANEL ',I1,' (mm) : ')
  WRITE(10,2060)I
  READ(5,*)RL(I)
  WRITE(10,*)RL(I)
  RL(I)=RL(I)*1.0E-03
2050  CONTINUE
*
***** ESPESSURA DO ANEL *****
*****
*
DO 5050 I=1,NAP
  WRITE(6,5060)I
5060  FORMAT(1X,'ESPESSURA AXIAL DO ANEL ',I1,' (mm) :')
  WRITE(10,5060)I
  READ(5,*)ESP(I)
  WRITE(10,*)ESP(I)
  ESP(I)=ESP(I)*1.0E-03
5050  CONTINUE
*
***** COMPIMENTO AXIAL DA SUPERFICIE DE DESLIZAMENTO *****
*****
*
DO 1913 I=1,NAP
  WRITE(6,5061)I
5061  FORMAT(1X,'COMPIMENTO DA SUPERFICIE DE DESLIZAMENTO AXIAL',
1      ' DO ANEL ',I1,' (mm) : ')
  WRITE(10,5061)I
  READ(5,*)ESPLA(I)
  WRITE(10,*)ESPLA(I)
  ESPLA(I)=ESPLA(I)*1.0E-03
1913  CONTINUE
*
***** CALCULA ESPESSURA INTERNA DO ANEL *****
*****
*
DO 1025 I=1,NAP
  A=CAIC(I,1)*RL(I)
  B=CAIC(I,2)*RL(I)
  ESPI(I)=ESP(I)-(A+B)

```

```

*****
*****
***** ALTURA DA CANALETA *****
*****

```

```

DO 5070 I=1,NAP
  WRITE(6,5080)I
5080  FORMAT(1X,'ALTURA DA CANALETA ',I1,' (mm) :')
  WRITE(10,5080)I
  READ(5,*)ESPAE(I)
  WRITE(10,*)ESPAE(I)
  ESPAE(I)=ESPAE(I)*1.0E-03

```

5070 CONTINUE

```

*****
*****
***** CALCULA ALTURA INTERNA DA CANALETA *****
*****

```

```

DO 1028 I=1,NAP
  A1=RPISTAO(I)-RPA(I)
  A=CAIC(I,1)*A1
  IJ=I+1
  IF(I.EQ.NAP)IJ=NAP
  B1=RPISTAO(IJ)-RPA(I)
  B=CAIC(I,2)*B1
  ESPA(I)=ESPAE(I)-(A+B)

```

1028 CONTINUE

```

*****
*****
***** FOLGA AXIAL INTERNA DE CADA ANEL *****
*****

```

```

DO 4015 I=1,NAP
  RC(I)=ESPA(I)-ESPI(I)

```

4015 CONTINUE

```

*****
*****
***** PERFIL DOS ANEIS *****
*****

```

```

DO 8060 L=1,NAP
  DO 8060 J=1,NY
    WRITE(6,2065)L,J
    WRITE(10,2065)L,J
2065 1  FORMAT(1X,'INCREMENTO ESPACIAL (y) DO ANEL ',I1,
           ' NO PONTO ',I2,' (microns) :')
    READ(5,*)HINCR(L,J)
    WRITE(10,*)HINCR(L,J)
    HINCR(L,J)=HINCR(L,J)*1.0E-06

```

8060 CONTINUE

```

*****
*****
***** COMPRIMENTO DO END GAP DE CADA ANEL *****
*****

```

```

CALL CLOSED_GAP

```

```

*****
*****
***** FORCA TANGENCIAL DO ANEL *****
*****

```

```

*****
DO 8010 I=1,NAP
WRITE(6,8015)I
WRITE(10,8015)I
8015  FORMAT(1X,'FORCA TANGENCIAL DO ANEL ',I1,' (N) : ')
      READ(5,*)FTANG(I)
      WRITE(10,*)FTANG(I)
8010  CONTINUE
*

```

```

*****
*****  TEMPERATURA DAS CAMARAS *****
*****
*

```

```

DO 1705 I=1,NP
WRITE(6,1706)I
WRITE(10,1706)I
706 1  FORMAT(1X,'TEMPERATURA DO PISTAO NA REGIAO DA CAMARA',I2,
      ' (C) : ')
      READ(5,*)T(I)
      WRITE(10,*)T(I)
      T(I)=T(I)+273.15
1705 CONTINUE
*

```

```

*****
*****  TEMPERATURA DO CILINDRO NO TOP DEAD CENTER *****
*****
*

```

```

WRITE(6,3210)
3210  FORMAT(1X,'TEMPERATURA DO CILINDRO NO TDC (C) :')
      WRITE(10,3210)
      READ(5,*)TTDC
      WRITE(10,*)TTDC
      TTDC=TTDC+273.15
*

```

```

*****
*****  TEMPERATURA DO CILINDRO NO BOTTOM DEAD CENTER *****
*****
*

```

```

WRITE(6,3220)
3220  FORMAT(1X,'TEMPERATURA DO CILINDRO NO BDC (C) :')
      WRITE(10,3220)
      READ(5,*)TBDC
      WRITE(10,*)TBDC
      TBDC=TBDC+273.15
*

```

```

*****
*****  TEMPERATURA DO GAS NO BLOW BY METER *****
*****
*

```

```

WRITE(6,7032)
7032  FORMAT(1X,'TEMPERATURA DO GAS NO "BLOW BY METER" (C) :')
      WRITE(10,7032)
      READ(5,*)TMETER
      WRITE(10,*)TMETER
      TMETER=TMETER+273.15
*

```

```

*****
*****  RUGOSIDADE SUPERIOR E INFERIOR DAS CANALETAS *****
*****
*

```

```

*
DO 7200 I=1,NAP
WRITE(6,7210)I
WRITE(10,7210)I
( 7210 1  FORMAT(1X,'RUGOSIDADE DO FLANCO SUPERIOR DA CANALETA ',I1,
      ' (microns) :')
      READ(5,*)RUC(I,1)
      WRITE(10,*)RUC(I,1)
      RUC(I,1)=RUC(I,1)*1.0E-06
      IF(I.NE.NAP)THEN
          WRITE(6,7220)I
          WRITE(10,7220)I
7220 1  FORMAT(1X,'RUGOSIDADE DO FLANCO INFERIOR DA CANALETA ',
      I1,' (microns) :')
      READ(5,*)RUC(I,2)
      WRITE(10,*)RUC(I,2)
      RUC(I,2)=RUC(I,2)*1.0E-06
      ENDIF
7200  CONTINUE
*

```

```

*****
***** RUGOSIDADE DOS ANEIS *****
*****
*

```

```

DO 1720 I=1,NAP
WRITE(6,1710)I
1710 1  FORMAT(1X,'RUGOSIDADE DA FACE DE CONTATO DO ANEL ',I1,
      ' (microns) :')
      WRITE(10,1710)I
      READ(5,*)RUA(I)
      WRITE(10,*)RUA(I)
      RUA(I)=RUA(I)*1.0E-06
1720  CONTINUE
*

```

```

*****
***** MONTANTE DE OLEO PARA OS ANEIS *****
*****
*

```

```

DO 5435 I=1,NAP
WRITE(6,5432)I
5432 1  FORMAT(1X,'MONTANTE DE OLEO PARA A CANALETA ',I1,' (%) :')
      WRITE(10,5432)I
      READ(5,*)XMO(I)
      WRITE(10,*)XMO(I)
5435  CONTINUE
*

```

```

*****
***** DISTORCOES DIAMETRAIS DA CAMISA *****
*****
*

```

```

DO 1091 I=1,4
WRITE(6,1092)I
1092 1  FORMAT(1X,'COORDENADA (y) DO PONTO ',I1,
      ' DO CILINDRO (mm) :')
      WRITE(10,1092)I
      READ(5,*)VDC(I,1)
      WRITE(10,*)VDC(I,1)
      WRITE(6,1093)I
1093 1  FORMAT(1X,'DISTORCAO DIAMETRAL DO PONTO ',I1,' DO CILINDRO ',
      '(mm) :')

```

```

WRITE(10,1093)I
READ(5,*)VDC(I,2)
WRITE(10,*)VDC(I,2)
VDC(I,1)=VDC(I,1)*1.0E-03
VDC(I,2)=0.5*VDC(I,2)*1.0E-03

```

091 CONTINUE

```

*****
***** ESPECIFICA TIPO DE OLEO A SER USADO *****
*****

```

CALL TIPOLEO

```

*****
***** VERIFICA SE O USUARIO DESEJA CALCULAR A MOVIMENTACAO RADIAL *****
*****

```

```

WRITE(6,9171)
WRITE(10,9171)
9171 1  FORMAT(30(/),
9172 1  ' DESEJA SIMULAR MOVIMENTACAO RADIAL (0-NAO;1-SIM) :')
READ(5,*)IMR
WRITE(10,*)IMR
IF(IMR.LT.0.OR.IMR.GT.1)GOTO 9172

```

```

*****
***** QUANTIDADE DE GRAUS PARA DEFINIR UM CICLO DO MOTOR *****
*****

```

NGRAU=721

```

*****
***** CALCULO DO TEMPO TOTAL PARA REALIZAR UM CICLO *****
*****

```

```

DT=1.0/(360.0*RPS)
TIMET=DT*DFLOAT(NGRAU-1)

```

```

*****
***** INCREMENTO DE TEMPO PARA 1/4 DE GRAU DE GIRABREQUM *****
*****

```

```

KT=NAP+1
DT=DT/DFLOAT(KT)

```

```

*****
***** NUMERO DE CICLOS PARA GARANTIR CONVERGENCIA *****
*****

```

NCICLO=2

```

*****
***** VARIAVEIS PARA CONTROLE DE IMPRESSAO *****
*****

```

```

IPRINT=0
MPRINT=0

```

```

*****
***** INCREMENTO ESPACIAL EM X *****
*****

```


DTETA=2.0*PI

***** ESPESSURA INICIAL DO FILME DE OLEO *****

DO 5430 I=1,NAP
FILME(I)=1.0E-06

5430 CONTINUE

***** INICIALIZA GRAU,CICLO,ESPESSURA MINIMA E NUMERO DE ITERACOES *****

N=1
KL=1
HMINIMO=0.1E-06

***** PROPRIEDADES TERMODINAMICAS INICIAIS ENTRE OS ANEIS *****

DO 110 I=2,(NP-1)
P(I)=1.0*101325.0

110 CONTINUE

***** DEFINE PRESSAO E TEMPERATURA APOS O ULTIMO ANEL *****

P(NP)=1.0*101325.0

***** DENSIDADE NO BLOW BY METER *****

ROMETER=P(NP)/(R*TMETER)

***** ABRE ARQUIVO DE PRESSOES NA CAMARA DE COMBUSTAO *****

OPEN(UNIT=20,NAME='PT_CAMARA.DAT',STATUS='OLD')

***** LEITURA DAS PRESSOES *****

DO 9000 I=1,721
READ(20,9010)J,PP
9010 FORMAT(2X,I5,2X,E12.5)
PRESSAO(I)=PP*101325.0
9000 CONTINUE

***** NUMERO MAXIMO DE ITERACOES *****

```

*
*****
***** FECHA ARQUIVO 20 *****
*****
*
CLOSE(UNIT=20)
*
*****
***** MONTA NOME PARA ARQUIVO DE PLOTAGEM *****
*****
*
COMPL NOME(1:6)=' ANEL '
NOME(JNOME+1:JNOME+6)=COMPL NOME(1:6)
*
*****
*
DO 1075 LL=1,NAP
*
*****
***** COMPLEMENTA NOME DO ARQUIVO COM NUMERO DO ANEL *****
*****
*
WRITE(NOME(JNOME+7:JNOME+7),1076)LL
1076 FORMAT(I1)
*
*****
***** DEFINE LABEL *****
*****
*
LABEL(LL)=50+(LL-1)
*
*****
***** ABERTURA DE ARQUIVO PARA PLOTAGEM DE RESULTADOS *****
*****
*
OPEN(UNIT=LABEL(LL),FILE=NOME(1:50),STATUS='NEW')
1075 CONTINUE
*
*****
***** ABRE ARQUIVO PARA IMPRESSAO DOS DADOS RELATIVOS AO BLOW BY *****
*****
*
NOME(JNOME+1:50)=' '
COMPL NOME(1:6)=' '
COMPL NOME(1:5)=' BLOW'
NOME(JNOME+1:JNOME+6)=COMPL NOME(1:5)
OPEN(UNIT=30,NAME=NOME(1:50),STATUS='NEW')
1002 WRITE(30,1002)TITULO
FORMAT(1X,'TITULO = ',A50)
1001 WRITE(30,1001)NAP
FORMAT(1X,'NUMERO DE ANEIS = ',I2)
*
*****
***** FIM DA SUBROUTINE DADOS *****
*****
*
RETURN

```

END

```

*****
*****
***** INICIO DA SUBROUTINE PRESSURE_BALANCE
*****

```

SUBROUTINE PRESSURE_BALANCE(P1)

```

*
*
*   ESTA SUBROUTINE TEM O OBJETIVO DE FAZER UM BALANCO DE PRESSAO
*   A PARTIR DO FLUXO DE MASSA ENTRE OS ANEIS. COMO RESULTADO OB
*   TEM-SE A CADA INCREMENTO DE TEMPO AS PROPRIEDADES TERMODINAMI
*   CAS DE CADA CAMARA. CONSIDERA-SE FLUXO ATRAVES DE ORIFICIOS E
*   A PRESSAO E CALCULADA ITERATIVAMENTE. OS FLUXOS CONSIDERADOS
*   SAO: ANEL/CANALETA, ANEL/CILINDRO, VIA GAP.
*

```

DUPLA PRECISAO

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

DECLARACAO DE VARIAVEIS

```

1 COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
  VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

```

```

1 COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1  ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1  RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1  SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1  RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
  ESPLA(5)

```

```

1 COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1  DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
  DY0,DPAL,BBI,ROMETER,TIMET

```

```

1 COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
  NIT,IPR,IOLEO

```

CONDICAO INICIAL DE MASSA E DENSIDADE EM CADA CAMARA

```

IF(KL.EQ.1.AND.N.EQ.1.AND.IPR.EQ.1)THEN
  DO 181 I=2,NP
    RO(I)=P(I)/(R*T(I))
    RMASSA(I)=RO(I)*V(I)

```

CONTINUE
ENDIF

```

*
*****
***** DEFINE PRESSAO, DENSIDADE E MASSA NA CAMARA DE COMBUSTAO *****
*****
*

```

```

P(1)=P1
RO(1)=P(1)/(R*T(1))
RMASSA(1)=RO(1)*V(1)

```

```

*
*****
***** QUANTIDADE DE STEPS INTERMEDIARIOS *****
*****
*

```

```

N21=2**(NAP+1)

```

```

*
*****
***** LOOPING RELATIVO A NIVEL DE TEMPO INTERMEDIARIO *****
*****
*

```

```

DO 101 JN=1,N21

```

```

*
*****
***** CALCULO FLUXO DE MASSA *****
*****
*

```

```

IP=NP-1
DO 20 I=1,2

```

```

*
*****
***** FLUXO DE MASSA POR TRAS DO ANEL *****
*****
*

```

```

IF(I.EQ.1)THEN
  IW=1
  IS=1

```

```

*
*****
***** FLUXO DE MASSA ENTRE OS ANEIS *****
*****
*

```

```

ELSE
  IW=NP
  IS=2
ENDIF

```

```

*
*****
***** CHAMADA DA ROTINA QUE CALCULA O FLUXO DE MASSA *****
*****
*

```

```

CALL FLUXO_MASSA(IW,IP,IS)
CONTINUE

```

```

*
*****
***** CALCULA AS PROPRIEDADES TERMODINAMICAS A PARTIR DO FLUXO DE MASSA *****
*****
*

```

```

II=NP
DO 30 I=2,(NP-1)

```

```

DMA=DWDT(I-1)-DWDT(I)
IF(I.EQ.3.OR.I.EQ.5.OR.I.EQ.7.OR.I.EQ.9)THEN
  DMB=DWDT(II)-DWDT(II+1)
  II=II+1
ENDIF

```

```

*****
***** CALCULA VARIACAO DE MASSA GLOBAL *****
*****

```

$$DM = (DMA + DMB) * DTA$$

```

*****
***** CALCULA MASSA *****
*****

```

$$RMASSA(I) = RMASSA(I) + DM$$

```

*****
***** CALCULO DA PRESSAO *****
*****

```

$$P(I) = RMASSA(I) * R * T(I) / V(I)$$

```

*****
***** CALCULO DA DENSIDADE *****
*****

```

$$RO(I) = P(I) / (R * T(I))$$

30

CONTINUE

```

*****
***** ARMAZENA BLOW BY INSTANTANEO *****
*****

```

$$BBI = BBI + (DWDT(NP-1) + DWDT(NW)) * DTA$$

101

CONTINUE

```

*****
***** FIM DA SUBROUTINE PRESSURE_BALANCE *****
*****

```

```

RETURN
END

```

```

*****
***** INICIO DA SUBROUTINE PRINT_PROP_CAMARAS *****
*****

```

SUBROUTINE PRINT_PROP_CAMARAS

```

*****
*****

```

ESTA SUBROUTINE IMPRIME OS RESULTADOS TERMODINAMICOS DOS GASES
 NAS CAMARAS ENVOLVIDAS.

 ***** DUPLA PRECISAO *****

 *
 IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
 *

 ***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****

COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
 1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)
 *

COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
 1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
 1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
 1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
 1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
 1 ESPLA(5)
 *

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
 1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
 1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET
 *

COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
 1 NIT,IPR,IOLEO
 *

 ***** SALTA PAGINA *****

 *
 WRITE(6,10)
 10 FORMAT(30(/))
 *

 ***** NUMERO DO CICLO E ANGULO DO GIRABREQUIM *****

 *
 WRITE(6,20)
 WRITE(10,20)
 20 FORMAT(1X,79('-'))
 WRITE(6,25)KL,DFLOAT(N-1)
 WRITE(10,25)KL,DFLOAT(N-1)
 25 FORMAT(1X,'!',15('-'),'!',T20,'CICLO : ',I2,T31,'-',T33,
 1 'ANGULO DO GIRABREQUIM : ',F5.1,T63,'!',16('-'),
 1 '!')
 WRITE(6,20)
 WRITE(10,20)
 *

 ***** IMPRIME CABECALHO PRINCIPAL E SECUNDARIO *****

```

*****
*
  WRITE(6,30)
  WRITE(10,30)
30  FORMAT(1X,'!',T9,'!',T21,'THRUST SIDE',T44,'!',T54,
1    'ANTI THRUST SIDE',T80,'!')
  WRITE(6,35)
  WRITE(10,35)
35  FORMAT(1X,'!', 'CAMARA', '!', 34('-'), '!', 36('-'))
  WRITE(6,40)
  WRITE(10,40)
40  FORMAT(1X,'!',T9,'!',T11,'PRESSAO (MPa)',T26,'!',T31,
1    'MASSA (g)',T44,'!',T47,'PRESSAO (MPa)',T62,'!',
1    T67,'MASSA (g)',T80,'!')
  WRITE(6,45)
  WRITE(10,45)
45  FORMAT(1X,'!',6('-'),'!',16('-'),'!',17('-'),'!',17('-'),
1    '!',17('-'),'!')
*

```

```

*****
***** IMPRIME PROPRIEDADES TERMODINAMICAS *****
*****
*

```

```

DO 50 I=1,NP
  WRITE(6,55)I,P(I)*1.0E-06,RMASSA(I)*1000.0,
1    P(I)*1.0E-06,RMASSA(I)*1000.0
  WRITE(10,55)I,P(I)*1.0E-06,RMASSA(I)*1000.0,
1    P(I)*1.0E-06,RMASSA(I)*1000.0
55  FORMAT(1X,'!',T4,I2,T9,'!',T10,E15.7,T26,'!',T28,
1    E15.7,T44,'!',T46,E15.7,T62,'!',T64,E15.7,
1    T80,'!')
  IF(I.EQ.1.OR.I.EQ.(NP-1))THEN
    WRITE(6,45)
    WRITE(10,45)
  ENDIF
50  CONTINUE
  WRITE(6,20)
  WRITE(10,20)
*

```

```

*****
***** CONGELA A TELA DURANTE DOIS SEGUNDOS *****
*****
*

```

```

1644 A0=SECNDS(0.0)
      CONTINUE
      B0=SECNDS(0.0)
      C0=B0-A0
      IF(C0.LT.2.0)GOTO 1644
*

```

```

*****
*****
***** FIM DA SUBROUTINE PRINT PROP CAMARAS *****
*****
*
  RETURN
  END
*

```

```

*****
*****

```

***** INICIO DA SUBROUTINE CINEMATICA_VERTICAL *****

SUBROUTINE CINEMATICA_VERTICAL(TIME)

ESTA SUBROUTINE CALCULA O DESLOCAMENTO, A VELOCIDADE E A ACELERACAO VERTICAL DO PISTAO.

***** PRECISAO DUPLA *****

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****

COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO;N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1 NIT,IPR,IOLEO

***** CALCULA ANGULO TETA, PRIMEIRA E SEGUNDA DERIVADA *****

TETA=RPS*2.0*PI*TIME
TETA1=2.0*PI*RPS
TETA2=0.0

***** CALCULA ANGULO BETA, PRIMEIRA E SEGUNDA DERIVADA *****

X0P=0.0
X1P=0.0
X2P=0.0
BETA=DASIN((RG*DSIN(TETA)-X0P)/RLB)


```

BETA1=(RG*DCOS(TETA)*TETA1-X0P)/(RLB*DCOS(BETA)+SN)
BETA2=(RG*DCOS(TETA)*TETA2-RG*DSIN(TETA)*TETA1*TETA1+
1      X2P+RLB*DSIN(BETA)*BETA1*BETA1)/(RLB*DCOS(BETA)+SN)

```

```

*****
***** CALCULA DESLOCAMENTO VELOCIDADE E ACELERACAO VERTICAL *****
*****

```

```

Y0P=RG*DCOS(TETA)+RLB*DCOS(BETA)
Y1P=-RG*DSIN(TETA)*TETA1-RLB*DSIN(BETA)*BETA1
Y2P=-RG*(DCOS(TETA)*TETA1*TETA1-DSIN(TETA)*TETA2)-
1      RLB*(DCOS(BETA)*BETA1*BETA1+DSIN(BETA)*BETA2)

```

```

*****
***** FIM DA SUBROUTINE CINEMATICA_VERTICAL *****
*****

```

```

RETURN
END

```

```

*****
***** INICIO DA SUBROUTINE DESLOCAMENTO_AXIAL *****
*****

```

```

SUBROUTINE DESLOCAMENTO_AXIAL

```

```

*****
***** ESTA SUBROUTINE CALCULA A MOVIMENTACAO AXIAL DOS ANEIS A PARTIR *****
***** DA LEI DE NEWTON. *****
*****

```

```

*****
***** PRECISAO DUPLA *****
*****

```

```

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

```

```

*****
***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****
*****

```

```

1 COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
      VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

```

```

1 COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1      ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1      RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1      SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1      RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1      ESPLA(5)

```

```

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,

```

1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

*

1 COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
NIT,IPR,IOLEO

*

1 COMMON/FORCA/FGYA(5),FIA(5),FAY(5),FDA(5),FRA(5),FHA(5),FAX(5),
FGXA(5)

*

DIMENSION EPO(2),HS(2),AC(2),VE(2),HOM(2),FR(2),FDAUX(2)

*

DELTA=1.0E-04
DO 10 I=1,NAP

*

***** INDICE DAS PRESSOES *****

IS=2*I-1
IP=IS+2

*

***** CALCULA RAIOS INICIAIS E FINAIS, SUPERIORES E INFERIORES *****

DR=HMAXIMO(I)-FILME(I)
FAXIAL=FOLGA(I,DR)
RA=RPA(I)+DR
REXT=RA+RL(I)

*

***** CALCULA AREA *****

AS=PI*(REXT**2-RA**2)

*

***** ZERA VETORES AUXILIARES *****

DO 1020 JB=1,2
AC(JB)=0.0
VE(JB)=0.0
EPO(JB)=0.0
HS(JB)=0.0

1020 CONTINUE

*

***** DA VALOR INICIAL PARA ACELERACAO *****

AC(1)=AA(I)

```
*****
***** INICIO DO METODO ITERATIVO *****
*****
```

```
DO 230 K=1,300
```

```
*****
***** KH=1 (VALOR REAL DE HOM), KH=2 (HOM PERTURBADO) *****
*****
```

```
DO 235 KH=1,2
```

```
*****
***** CALCULA VELOCIDADE E ACELERACAO *****
*****
```

```
VE(KH)=VELANEL(I)+AC(KH)*DT
HS(KH)=SANEL(I)+VELANEL(I)*DT+0.5*AC(KH)*DT*DT
EPO(KH)=HS(KH)/FAXIAL
```

```
*****
***** CALCULA FORCA DE ATRITO AXIAL ENTRE ANEL/CILINDRO *****
*****
```

```
CALL ATRITO_AXIAL(I,REXT,FF)
```

```
*****
***** FORCA DE INERCIA *****
*****
```

```
FI=-AMASSA(I)*Y2P
```

```
*****
***** FORCA DA GRAVIDADE *****
*****
```

```
FGRAV=-AMASSA(I)*9.8
```

```
*****
***** DAMPING FORCE *****
*****
```

```
CALL DAMPING_FORCE(I,EPO(KH),VE(KH),AS,FD)
FDAUX(KH)=FD
```

```
*****
***** CALCULA A FORCA DE PRESSAO *****
*****
```

```
FP=0.5*AS*(P(IP)-P(IS))
```

```
*****
***** CALCULA FORCA RESULTANTE *****
*****
```

```
FR(KH)=FI+FP+FF+FD+FGRAV
```

```
*****
***** MONTA VETOR HOMOGENEO *****
*****
```

```

*****
*
*      HOM(KH)=AMASSA(I)*AC(KH)-FR(KH)
*
*****

```

```

*****
*      PERTURBA ACELERACAO
*
*****

```

```

*      IF(KH.EQ.1) THEN
*          DPERT=DABS(AC(KH))*0.0001
*          AC(KH+1)=AC(KH)+DPERT
*      ENDIF
*
*****

```

```

*
*      235      CONTINUE
*
*****

```

```

*****
*      CALCULA DERIVADA DE H
*
*****

```

```

*      DERH=(HOM(2)-HOM(1))/(DPERT+SN)
*
*****

```

```

*****
*      CALCULA NOVO DHE E RESIDUO PERCENTUAL
*
*****

```

```

*      DAC=-HOM(1)/(DERH+SN)
*      AC(1)=AC(1)+DAC
*
*****

```

```

*****
*      VERIFICA CONVERGENCIA
*
*****

```

```

*      IF(DABS(HOM(1)).LE.DELTA.AND.K.GE.10)GOTO 240
*
*****

```

```

*
*      230      CONTINUE
*
*****

```

```

*****
*      NAO CONVERGENCIA
*
*****

```

```

*      WRITE(6,300)
*      300      FORMAT(1X,' NAO CONVERGENCIA NA ROTINA DESLOCAMENTO AXIAL ')
*      WRITE(10,300)
*      STOP
*
*****

```

```

*
*      240      CONTINUE
*
*****

```

```

*****
*      ARMAZENA FORCAS, DESLOCAMENTOS, VELOCIDADES E ACELERACOES
*
*****

```

```

*
*      AA(I)=AC(1)
*      VELANEL(I)=VE(1)
*      SANEL(I)=HS(1)
*
*****

```

```

EP(I)=EPO(1)
FGYA(I)=FP
FIA(I)=FI
FAY(I)=FF
FDA(I)=FDAUX(1)
FRA(I)=FR(1)

```

CONTINUE

FIM DA SUBROUTINE DESLOCAMENTO AXIAL

RETURN
END

INICIO DA SUBROUTINE DESLOCAMENTO RADIAL

SUBROUTINE DESLOCAMENTO RADIAL

ESTA SUBROUTINE CALCULA O DESLOCAMENTO RADIAL DO ANEL, A PARTIR DE UM BALANCO DE FORCAS.

PRECISAO DUPLA

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

DECLARACAO DAS VARIAVEIS

```

COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

```

```

COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)

```

```

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

```

```

*****
*
* COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1      NIT,IPR,IOLEO
*

```

```

*****
*
* COMMON/FORCA/FGYA(5),FIA(5),FAY(5),FDA(5),FRA(5),FHA(5),FAX(5),
1      FGXA(5)
*

```

```

*****
*
* LOOPING QUE REPRESENTA A VARIACAO DE ANEIS *****
*
* DELTA=1.0E-08
* DO 3000 L=1,NAP
*

```

```

*****
*
* CARREGA VALOR INICIAL DE H *****
*
* H(L)=FILME(L)
*

```

```

*****
*
* LOOPING PARA O METODO ITERATIVO DA BISSECAO *****
*
* DO 3020 KKM=1,KTER
*

```

```

*****
*
* CALCULA VELOCIDADE RADIAL DO ANEL *****
*
* DHDT=(H(L)-FILME(L))/DT
*

```

```

*****
*
* CALCULA FORCAS RADIAIS ATUANTES NO ANEL *****
*
* CALL FORCAS_RADIAIS(L,DF,FH,FA,FL)
*

```

```

*****
*
* VERIFICA A CONVERGENCIA DO METODO *****
*
* IF(XDELTA.LE.DELTA.AND.KKM.GT.10)GOTO 3050
*

```

```

*****
*
* APLICA METODO DA BISSECAO *****
*
* CALL BISSECAO(DF,L,HMX,HMN,XDELTA)
3020 CONTINUE
*

```

```

*****
*
* NAO CONVERGENCIA DO METODO DA BISSECAO *****
*
* WRITE(6,1087)DFLOAT(N-1)
*

```

1087

```

FORMAT(1X,'NAO CONVERGENCIA NO METODO DA BISSECAO NO ',
      'ANGULO = ',F5.1)
WRITE(10,1087)DFLOAT(N-1)
STOP

```

3050

CONTINUE

```

*****
***** VELOCIDADE RADIAL DE APROXIMACAO *****
*****

```

```

VRA(L)=DHDT

```

```

*****
***** ATUALIZA VETOR FILME DE OLEO E PRESSAO HIDRODINAMICA *****
*****

```

```

FILME(L)=H(L)

```

```

*****
***** ARMAZENA FORCAS RADIAIS *****
*****

```

```

FHA(L)=-FH
FAX(L)=FA
FGXA(L)=FL

```

3000

CONTINUE

```

*****
***** FIM DA SUBROUTINE DESLOCAMENTO RADIAL *****
*****

```

```

RETURN
END

```

```

*****
***** INICIO DA SUBROUTINE FORCAS RADIAIS *****
*****

```

```

SUBROUTINE FORCAS_RADIAIS(L,DF,FH,FA,FL)

```

```

ESTA SUBROUTINE CALCULA A FORCA ELASTICA, A FORCA DE ATRITO, E
A FORCA HIDRODINAMICA, PARA CADA SECCAO DE CADA ANEL.

```

```

*****
***** PRECISAO DUPLA *****
*****

```

```

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

```


DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****

1 COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

1 COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
ESPLA(5)

1 COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

1 COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
NIT,IPR,IOLEO

CALCULO DAS PRESSAO HIDRODINAMICA MEDIA DO ANEL *****

CALL FORCA_HIDRODINAMICA(L,FH)

CALCULO DA FORCA ELASTICA DO ANEL *****

FE=2.0*FTANG(L)*PI

CALCULA A FORCA DE ATRITO ENTRE ANEL/CANALETA *****

CALL ATRITO_RADIAL(L,FA)

CONSIDERA FORCA LATERAL DO ANEL *****

DR=HMAXIMO(L)-H(L)
R1=RPA(L)+DR
FL=P(L*2)*2.0*PI*R1*ESP(L)

CALCULA RESULTANTE DE FORCAS *****

DF=FE+FL+FA-FH


```

*****
*****
***** FIM DA SUBROUTINE FORCAS RADIAIS
*****
*****

```

```

RETURN
END

```

```

*****
*****
***** INICIO DA SUBROUTINE ARMAZENA DADOS
*****
*****

```

```

SUBROUTINE ARMAZENA_DADOS(LABEL)

```

```

ESTA SUBROUTINE ARMAZENA OS PRINCIPAIS RESULTADOS OBTIDOS NA
SIMULACAO, DURANTE A ORBITA=NCICLO, NOS ARQUIVOS CUJO NOME
EH DEFINIDO PELO USUARIO SEGUIDOS DE ANEL.

```

```

*****
***** PRECISAO DUPLA *****
*****

```

```

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

```

```

*****
***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****
*****

```

```

COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

```

```

COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)

```

```

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

```

```

COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1 NIT,IPR,IOLEO

```

```

COMMON/FORCA/FGYA(5),FIA(5),FAY(5),FDA(5),FRA(5),FHA(5),FAX(5),
1 FGXA(5)

```

DIMENSION LABEL(5)

ANG=DFLOAT(N-1)
DO 10 L=1,NAP

PM=P(L*2-1)/1.0E+06

***** IMPRIME EXCENTRICIDADE E VELOCIDADE DO AXIAL DO ANEL *****

WRITE(LABEL(L),30)ANG,EP(L),VELANEL(L),FILME(L)*1.0E+06,
VRA(L)*1000.,PM,FGYA(L),FIA(L),FAY(L),
FDA(L),FRA(L),FHA(L),FAX(L),FGXA(L)
FORMAT(1X,F5.1,3X,5(E12.3,2X),/,9X,5(E12.3,2X),/,9X,
3(E12.3,2X),/)
CONTINUE

***** IMPRIME BLOW BY TOTAL E INSTANTANEO *****

S=BBI*1000.0*60.0/(ROMETER*TIMET)
STOTAL=BLOW*1000.0*60.0/(ROMETER*TIMET)
WRITE(30,200)ANG,STOTAL,S*1000.0
FORMAT(1X,F5.1,2X,F8.2,2X,F8.2)

***** FIM DA SUBROUTINE ARMAZENA DADOS *****

RETURN
END

***** INICIO DA SUBROUTINE ATRITO RADIAL *****

SUBROUTINE ATRITO_RADIAL(L,FA)

ESSA SUBROUTINE CALCULA A FORCA DE ATRITO EM FUNCAO DA VELOCI
DADE RADIAL DE APROXIMACAO.

***** PRECISAO DUPLA *****

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

DECLARACAO DAS VARIAVEIS

COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
ESPA(5);RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
ESPLA(5)

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW;
DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
DY0,DPAL,BBI,ROMETER,TIMET

COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
NIT,IPR,IOLEO

CALCULO DO INDICE DAS PRESSOES ENVOLVIDAS

IS=L*2-1
II=IS+2

CALCULO DA AREA

DR=HMAXIMO(L)-H(L)
RA1=RPA(L)+DR
RA2=RA1+RL(L)
AR=PI*(RA2**2-RA1**2)

CALCULA FORCA NORMAL A SUPERFICIE RADIAL

PDESC=DABS((P(II)-P(IS))*0.5)
FN=PDESC*AR

CALCULO DO COEFICIENTE DE STRIBECK SEGUNDO AVL

CSTR=DHDT/(20.0*DABS(DHDT)+0.020)
FA=FN*CSTR

```

*****
***** FIM DA SUBROUTINE ATRITO RADIAL *****
*****
*
RETURN
END
*

```

```

*****
***** INICIO DA SUBROUTINE FLUXO MASSA *****
*****
*
SUBROUTINE FLUXO_MASSA(IW,IP,IS)
*

```

```

*****
*
ESTA SUBROUTINE TEM O OBJETIVO DE CALCULAR O FLUXO DE MASSA
*
QUE OCORRE A CADA INSTANTE, CONSIDERANDO OS TRES MODOS DE
*
ESCOAMENTO DE GAS : ANEL-CANALETA, ANEL-CILINDRO, E GAP.
*

```

```

*****
***** DUPLA PRECISAO *****
*****
*

```

```

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
*

```

```

*****
***** DECLARACAO DE VARIAVEIS *****
*****
*

```

```

COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)
*

```

```

COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)
*

```

```

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET
*

```

```

COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1 NIT,IPR,IOLEO
*

```

```

*****
***** DEFINE COEFICIENTE DE DESCARGA DE ORIFICIO *****
*****
*

```

CDO=0.86

```

*****
***** INICIO DO CALCULO DO FLUXO DE MASSA *****
*****
*
II=IW
DO 20 I=1,IP,IS
  JS=IS
  IF(I.EQ.IP.AND)JS=1
  RATIO=P(I+JS)/P(I)
  PP=P(I)
  TT=T(I)

```

```

*****
***** VERIFICA EXISTENCIA DE FLUXO REVERSO *****
*****
*
IF(P(I).LT.P(I+JS))THEN
  RATIO=P(I)/P(I+JS)
  PP=P(I+JS)
  TT=T(I+JS)
ENDIF

```

```

*****
***** VERIFICA TIPO DE FLUXO *****
*****
*
IF(RATIO.GE.0.53)THEN

```

```

*****
***** CALCULO DA VAZAO MASSICA PARA REGIME SUBSONICO *****
*****
*
  X1=GAMA/(GAMA-1.0)
  X2=2.0/GAMA
  X3=(GAMA+1.0)/GAMA
  C=DSQRT(2.0/(R*TT))
  B=RATIO**X2-RATIO**X3
  A=DSQRT(X1*B)
  DWDT(II)=SINAL*CDO*AREA(II)*PP*A*C

```

```

*****
***** FLUXO DE MASSA PARA REGIME SONICO *****
*****
*
  ELSE
    X1=GAMA/(GAMA-1.0)
    B=DSQRT(X1)
    C=DSQRT(2.0/(R*TT))
    DWDT(II)=SINAL*CDO*AREA(II)*PP*B*C*0.259
  ENDIF

```

```

*****
*****
*
20 CONTINUE

```

```

*****
***** FIM DA SUBROUTINE FLUXO MASSA *****
*****

```

RETURN
END

***** INICIO DA SUBROUTINE BISSECAO

SUBROUTINE BISSECAO(DF,L,HMX,HMN,XDELTA)

ESSA SUBROUTINE CALCULA A ESPESSURA DO FILME DE OLEO LUBRI
FICANTE UTILIZANDO O METODO DA BISSECAO.

PRECISAO DUPLA

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

DECLARACAO DAS VARIAVEIS

COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1 NIT,IPR,IOLEO

DETERMINA OS LIMITES MAXIMOS E MINIMOS

IF(DF.GE.0.0)HMX=H(L)
IF(DF.LT.0.0)HMN=H(L)

CALCULA NOVO INCREMENTO

```

*****
XINTERV=( HMX+HMN)*0.5-H(L)
XDELTA=( HMX-HMN)*1.0E+06

```

```

*****
***** CALCULA NOVO VALOR DE H *****
*****

```

```

H(L)=H(L)+XINTERV

```

```

***** FIM DA SUBROUTINE BISSECAO *****

```

```

RETURN
END

```

```

***** INICIO DA SUBROUTINE VOLUME AREA *****

```

```

SUBROUTINE VOLUME AREA

```

```

ESTA SUBROUTINE CALCULA OS VOLUMES E AS AREAS DAS CAMARAS ENVOL
VIDAS A CADA INCREMENTO DE TEMPO.

```

```

***** PRECISAO DUPLA *****

```

```

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

```

```

***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****

```

```

COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

```

```

COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)

```

```

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

```

```

*****
COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1      NIT,IPR,IOLEO
*****

```

```

*****
***** CALCULA VOLUMES ENTRE OS ANEIS *****
*****
      II=1
      DO 1010 I=3,(NP-1),2
          IZ=I-II
          V(I)=PI*HLAND(II)*((RCILINDRO)**2-RPISTAO(II+1)**2)
          II=II+1
1010    CONTINUE
*****

```

```

*****
      DO 10 L=1,NAP
*****

```

```

*****
***** CALCULA AREA DO GAP *****
*****
      COMPGAP=CGAP(L)+DCI(L)*2.0*PI
      FRP=(RCILINDRO+DCI(L))-RPISTAO(L)
      RLGAP=FRP-FILME(L)
      ARE=COMPGAP*RLGAP
*****

```

```

*****
***** SOMA AH AREA DO GAP A AREA CORRESPONDENTE AO CHANFRO *****
*****
      ACHANFRO=0.0
      IF(EP(L).EQ.0.0)ACHANFRO=ACHA(L,2)
      IF(EP(L).EQ.1.0)ACHANFRO=ACHA(L,1)
      ARE=ARE+ACHANFRO
*****

```

```

*****
***** CALCULA HMAXIMO PARA CADA ANEL *****
*****
      HMAXIMO(L)=(RCILINDRO+DCI(L))-RPA(L)-RL(L)
*****

```

```

*****
***** VERIFICA FOLGA SUPERIOR E INFERIOR NAS CANALETAS *****
*****
      DR=HMAXIMO(L)-FILME(L)
      RA=RPA(L)+DR
      FAXIAL=FOLGA(L,DR)
      FAA=FAXIAL-SANEL(L)
      IF(L.EQ.NAP)GOTO 4210
*****

```

```

*****
***** CALCULA VOLUME ATRAS DOS ANEIS *****
*****
      A=CAIC(L,1)*DR
*****

```


B=CAIC(L,2)*DR
 ESPM=(ESPA(L)+(ESPA(L)+A+B))*0.5
 V(2*L)=ESPM*PI*(RA**2-RPA(L)**2)

 ***** CALCULA AREA DE ESCOAMENTO INFERIOR ANEL/CANALETA *****

XAI=SANEL(L)+RUC(L,2)
 AREA(2*L)=XAI*RPISTAO(L+1)*DTETA+ARE*0.5

 ***** CALCULA AREA DE ESCOAMENTO SUPERIOR ANEL/CANALETA *****

1210 CONTINUE
 XAS=FAA+RUC(L,1)
 AREA(2*L-1)=XAS*RPISTAO(L)*DTETA+ARE*0.5

 ***** CALCULA AREA DE ESCOAMENTO ENTRE ANEL CILINDRO *****

AAC=DTETA*(RCILINDRO+DCI(L)-FILME(L))*RUA(L)

 ***** CALCULA AREA DE ESCOAMENTO ENTRE OS ANEIS *****

10 NCC=NP-1
 AREA(NCC+L)=AAC+0.5*ARE
 CONTINUE

 ***** FIM DA SUBROUTINE VOLUME AREA *****

RETURN
 END

 ***** INICIO DA SUBROUTINE CONTROLE *****

SUBROUTINE CONTROLE(LABEL,IPRINT,MPRINT)

ESTA SUBROUTINE VERIFICA SE EH MOMENTO DE INTERROMPER O PROCESSAMENTO, CALCULA O RESIDUO PERCENTUAL DO BLOW BY DE UM CICLO PARA O OUTRO E CONTROLA A IMPRESSAO DOS RESULTADOS PARCIAIS ATRAVES DAS ROTINAS PRINT_TERMO E PRINT_HIDRO.

 ***** DUPLA PRECISAO *****

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****

1 COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

1 COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
ESPLA(5)

1 COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

1 COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
NIT,IPR,IOLEO

DIMENSION LABEL(5)

***** VERIFICA SE EH MOMENTO DE IMPRESSAO *****

JPRINT=11
IF(MPRINT.EQ.1)JPRINT=10
IPRINT=IPRINT+1
IF(IPRINT.EQ.JPRINT.OR.N.EQ.NGRAU)THEN
CALL PRINT_PROP_CAMARAS
CALL PRINT_PROP_ANEIS
IPRINT=0
IF(MPRINT.EQ.0)MPRINT=1
IF(N.EQ.NGRAU)MPRINT=0
ENDIF

***** VERIFICA SE EH MOMENTO DE TERMINAR PROCESSAMENTO *****

IF(N.EQ.NGRAU)THEN
IF(KL.EQ.NCICLO)THEN
CLOSE(UNIT=30)
CLOSE(UNIT=10)
DO 1075 LL=1,NAP
CLOSE(UNIT=LABEL(LL))
CONTINUE

1075

STOP
ENDIF
ENDIF

***** FIM DA SUBROUTINE CONTROLE *****

RETURN
END

***** INICIO DA SUBROUTINE PRINT_PROP_ANEIS *****

SUBROUTINE PRINT_PROP_ANEIS

ESTA SUBROUTINE IMPRIME OS RESULTADOS HIDRODINAMICOS E DINAMICOS
PARA OS ANEIS, ALEM DO BLOW BY ACUMULADO.

***** DUPLA PRECISAO *****

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****

COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1 NIT,IPR,IOLEO

***** SALTA PAGINA *****

```

XXX=0.0
WRITE(6,10)
FORMAT(30(/))

```

***** NUMERO DO CICLO E ANGULO DO GIRABREQUIM *****

```

WRITE(6,20)
WRITE(10,20)
FORMAT(1X,79('-'))
WRITE(6,25)KL,DFLOAT(N-1)
WRITE(10,25)KL,DFLOAT(N-1)
FORMAT(1X,'!',15('-'),'!',T20,'CICLO : ',I2,T31,'-',T33,
1      'ANGULO DO GIRABREQUIM : ',F5.1,T63,'!',16('-'),
1      '!')
WRITE(6,20)
WRITE(10,20)

```

***** IMPRIME CABECALHO PRINCIPAL E SECUNDARIO *****

```

WRITE(6,30)
WRITE(10,30)
FORMAT(1X,'!',T8,'!',T21,'THRUST SIDE',T44,'!',T54,
1      'ANTI THRUST SIDE',T80,'!')
WRITE(6,35)
WRITE(10,35)
FORMAT(1X,'!',T3,'ANEL',T8,'!',35('-'),'!',35('-'),'!')
WRITE(6,40)
WRITE(10,40)
FORMAT(1X,'!',T8,'!',T10,'EP',T13,'!FILME RADIAL (um)!',
1      'TWIST ANGLE',T44,'!',T46,'EP',T49,'!',
1      'FILME RADIAL (um)!TWIST ANGLE',T80,'!')
WRITE(6,45)
WRITE(10,45)
FORMAT(1X,'!',5('-'),'!',4('-'),'!',17('-'),'!',12('-'),
1      '!',4('-'),'!',17('-'),'!',12('-'),'!')

```

***** IMPRIME PROPRIEDADES TERMODINAMICAS *****

```

DO 50 I=1,NAP
WRITE(6,55)I,EP(I),FILME(I)*1.0E+06,XXX,
1      EP(I),FILME(I)*1.0E+06,XXX
WRITE(10,55)I,EP(I),FILME(I)*1.0E+06,XXX,
1      EP(I),FILME(I)*1.0E+06,XXX
55  FORMAT(1X,'!',T4,I2,T8,'!',T9,F4.2,T13,'!',T16,E13.5,
1      T31,'!',T35,F6.2,T44,'!',T45,F4.2,T49,'!',T52,
1      E13.5,T67,'!',T71,F6.2,T80,'!')
IF(I.NE.NAP)THEN
WRITE(6,45)
WRITE(10,45)
ENDIF
CONTINUE

```

WRITE(6,20)
WRITE(10,20)

***** IMPRIME BLOW BY INSTANTANEO E TOTAL *****

S=BBI*1000.0*60.0/(ROMETER*TIMET)
STOTAL=BLOW*1000.0*60.0/(ROMETER*TIMET)
WRITE(6,60)
WRITE(10,60)
o0 FORMAT(/)
WRITE(6,20)
WRITE(10,20)
WRITE(6,70)S*1000.0,STOTAL
WRITE(10,70)S*1000.0,STOTAL
70 FORMAT(1X,'!', ' BBI = ',E15.7,' ml/min',T39,'!',
1 ' BBT= ',E15.7,' l/min',T80,'!')
WRITE(6,20)
WRITE(10,20)

***** FIM DA SUBROUTINE PRINT_PROP ANEIS *****

RETURN
END

***** INICIO DA SUBROUTINE DAMPING_FORCE *****

SUBROUTINE DAMPING_FORCE(I,EPO,VE,AS,FD)

ESTA SUBROUTINE CALCULA A FORCA DE RESISTENCIA DO OLEO DEVIDO
O EFEITO SQUEEZE SOMADA A FORCA DE ADERENCIA DO OLEO.

***** PRECISAO DUPLA *****

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****

1 COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

1 COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),

```

1          RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1          SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1          RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1          ESPLA(5)

```

```

*****
*
* COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,YOP,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1          DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1          DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET
*

```

```

*****
*
* COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1          NIT,IPR,IOLEO
*

```

```

*****
*
* DEFINE ESPECIFICO DAMPING FORCE *****
*

```

```

FS=1.0E+7
IF(I.EQ.NAP)FS=2.0E+07

```

```

*****
*
* CALCULA DAMPING FORCE *****
*

```

```

A=AS*VE*FS
B=DABS(DTAND((EPO*100.0-50.0)/1.1))
C=DLOG(B)*10.0*DABS(1.0-XMO(I))
FD=-A*DEXP(C)

```

```

*****
*
* INICIO DA SUBROUTINE DAMPING FORCE *****
*

```

```

RETURN
END

```

```

*****
*
* INICIO DA FUNCTION FOLGA *****
*

```

```

FUNCTION FOLGA(I,DR)

```

```

*
* ESTA FUNCTION CALCULA A FOLGA AXIAL PARA UM INSTANTE T, CONSIDERE
* RANDO UMA GEOMETRIA ARBITRARIA DE ANEL E CANALETA.
*

```

```

*****
*
* PRECISAO DUPLA *****
*

```

```

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

```

DECLARACAO DAS VARIAVEIS

1 COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

1 COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
ESPLA(5)

1 COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

1 COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
NIT,IPR,IOLEO

CALCULA FOLGA AXIAL

A=CAIC(I,1)*DR
B=CAIC(I,2)*DR
FOLGA=RC(I)+(A+B)

FIM DA FUNCTION FOLGA

RETURN
END

INICIO DA SUBROUTINE FORCA HIDRODINAMICA

SUBROUTINE FORCA_HIDRODINAMICA(L,FH)

ESTA SUBROUTINE CALCULA A FORCA HIDRODINAMICA DEVIDO O ATRITO
VISCOSO GERADO PELO OLEO LUBRIFICANTE ENTRE O ANEL E O CILIN
DRO.

PRECISAO DUPLA

```

*****
*
*   IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
*
*****

```

```

*****
*   DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****
*
*****

```

```

COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1      VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

```

```

COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1      ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1      RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1      SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1      RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1      ESPLA(5)

```

```

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1      DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1      DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

```

```

COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1      NIT,IPR,IOLEO

```

```

DIMENSION C(3),A(3)

```

```

*****
*   VARIAVEIS AUXILIARES *****
*
*****

```

```

FH=0.0
INDICE=0
IS=2*L-1
II=IS+2

```

```

*****
*   DEFINE O PERIMETRO DO ANEL *****
*
*****

```

```

DR=HMAXIMO(L)-H(L)
RANEL=RPA(L)+DR+RL(L)
PERIMETRO=2*PI*RANEL

```

```

*****
*   CONDICAOES DE CONTORNO DO GAS *****
*
*****

```

```

1000  CONTINUE
      PTOP=P(IS)
      IF(L.EQ.NAP.AND.INDICE.EQ.1)PTOP=P(II)
      PBOT=P(II)

```



```

*****
***** PROVISORIAMENTE CONSIDERA CONDICAO DE CONTORNO DE SOMMERFELD *****
*****

```

```

C      PTOP=0.0
C      PBOT=0.0

```

```

*****
***** CALCULOS SIMPLIFICATIVOS *****
*****

```

```

AAA=-6.0*RMI(L)*Y1P
BBB=12.0*RMI(L)

```

```

*****
***** CALCULA INTEGRAIS DE 0 A 1 *****
*****

```

```

NYA=NIT-1
CALL INTEGRAL(L,NYA,C)

```

```

*****
***** CALCULA RAO EXTERNO *****
*****

```

```

DR=HMAXIMO(L)-H(L)
RA=RPA(L)+DR+RL(L)

```

```

*****
***** INICIA CALCULO DO CAMPO DE PRESSAO HIDRODINAMICO *****
*****

```

```

DO 100 IY=1,NIT
J=IY

```

```

*****
***** CALCULA PRESSAO HIDRODINAMICA *****
*****

```

```

CALL INTEGRAL(L,NYA,A)
PWEDGE=AAA*(A(1)-(C(1)/C(3))*A(3))
PSQUEEZE=BBB*DHD*(A(2)-(C(2)/C(3))*A(3))
PCONT=(PTOP-PBOT)*A(3)/C(3)+PBOT
PH(L,J)=PWEDGE+PSQUEEZE+PCONT

```

```

*****
***** APLICA CONDICAO DE CONTORNO DE REYNOLDS *****
*****

```

```

IF(PH(L,J).LT.0.0)PH(L,J)=0.0

```

```

*****
***** CONTABILIZA FORCA HIDRODINAMICA *****
*****

```

```

DELTAY=DY(L)
IF(IY.EQ.1.OR.IY.EQ.NIT)DELTAY=DY(L)*0.5
FH=FH+PH(L,J)*PERIMETRO*DELTAY

```

```

CONTINUE

```

```

*****
***** SE EH ANEL DE OLEO ENTAO CALCULA SEGUNDO LAND *****
*****
IF(L.EQ.NAP.AND.INDICE.EQ.0)THEN
  INDICE=1
  GOTO 1000
ENDIF

```

```

*****
***** FIM DA SUBROUTINE FORCA HIDRODINAMICA *****
*****
RETURN
END

```

```

*****
***** INICIO DA SUBROUTINE INTEGRAL *****
*****
SUBROUTINE INTEGRAL(L,NYA,RI)

```

```

*****
***** ESTA SUBROUTINE CALCULA AS INTEGRAIS NECESSARIAS PARA O CALCULO *****
***** DA PRESSAO HIDRODINAMICA. *****

```

```

*****
***** PRECISAO DUPLA *****
*****

```

```

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

```

```

*****
***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****
*****

```

```

1 COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
  VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

```

```

1 COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1  ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1  RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1  SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1  RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1  ESPLA(5)

```

```

1 COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1  DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1  DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

```

1

COMMON/BLOCO4/ITM(5), NGRAU, NAP, NCICLO, N, KL, NY, KT, KTER, NP, NW, NI,
NIT, IPR, IOLEO

DIMENSION RI(3)

DO 50 J=1, NYA

CALCULA Y'S E H'S

YBI=DFLOAT(J-1)*DY(L)
YBII=DFLOAT(J)*DY(L)
HBI=H(L)+HH(L,J)
HBII=H(L)+HH(L,J+1)

PRIMEIRA INTEGRAL

FYI=1.0/(HBI)**2
FYII=1.0/(HBII)**2
FY=0.5*(FYI+FYII)
DSOMA=DY(L)*FY
RI(1)=RI(1)+DSOMA

SEGUNDA INTEGRAL

FYI=YBI/(HBI)**3
FYII=YBII/(HBII)**3
FY=0.5*(FYI+FYII)
DSOMA=DY(L)*FY
RI(2)=RI(2)+DSOMA

TERCEIRA INTEGRAL

FYI=1.0/(HBI)**3
FYII=1.0/(HBII)**3
FY=0.5*(FYI+FYII)
DSOMA=DY(L)*FY
RI(3)=RI(3)+DSOMA

CONTINUE

50

FIM DA SUBROUTINE INTEGRAL

```

*****
*
* RETURN
* END
*
*****

```

```

*****
*
* INICIO DA SUBROUTINE ATRITO AXIAL
*
*****

```

```

*
* SUBROUTINE ATRITO_AXIAL(I,REXT,FF)
*
*****

```

```

*
* ESSA SUBROUTINE CALCULA A FORCA DE ATRITO AXIAL EM VIRTUDE DO
* MOVIMENTO DO CONJUNTO PISTAO E ANEL, EM RELACAO AO FILME DE
* OLEO LUBRIFICANTE.
*
*****

```

```

*****
*
* PRECISAO DUPLA *****
*
*****

```

```

*
* IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
*
*****

```

```

*****
*
* DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****
*
*****

```

```

*
* COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)
*
*****

```

```

*
* COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)
*
*****

```

```

*
* COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET
*
*****

```

```

*
* COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1 NIT,IPR,IOLEO
*
*****

```

```

*****
*
* ZERA SOMADOR UZADO PARA CALCULAR FORCA DE ATRITO *****
*
*****

```

```

*
* FF=0.0
* UU=Y1P
* DO 10 J=1,NIT
*
*****

```

```

*****
***** INCREMENTO ESPACIAL Y *****
*****
*
  DELTAY=DY(I)
  IF(J.EQ.1.OR.J.EQ.NIT)DELTAY=0.5*DY(I)
*
*****
***** DERIVADA DA PRESSAO HIDRODINAMICA EM RELACAO A Y *****
*****
*
  IF(J.NE.1.AND.J.NE.NIT)THEN
    Z1=PH(I,J+1)-PH(I,J-1)
  ELSE
    IF(J.EQ.1)THEN
      Z1=PH(I,2)-PH(I,1)
    ELSE
      Z1=PH(I,NIT)-PH(I,NIT-1)
    ENDIF
  ENDIF
  DPDY=Z1/(2.0*DELTAY)
*
*****
***** CALCULA A FORCA DE ATRITO AXIAL *****
*****
*
  HHH=FILME(I)+HH(I,J)
  F1=-RMI(I)*UU/HHH
  F2=0.5*DPDY*HHH
  FF=FF+(F1+F2)*2.0*PI*REXT*DELTAY
10 CONTINUE
*
*****
***** VERIFICA SE EH ANEL DE OLEO *****
*****
*
  IF(I.EQ.NAP)FF=FF*2.0
*
*****
***** FIM DA SUBROUTINE ATRITO AXIAL *****
*****
*
  RETURN
  END
*
*****
***** INICIO DA SUBROUTINE INTERPOLA *****
*****
*
  SUBROUTINE INTERPOLA(PRESSAO,P1)
*
*
  ESTA SUBROUTINE INTERPOLA PARAMETROS TERMODINAMICOS E HIDRODI
  NAMICOS DA SOLUCAO.
*

```

```
*****
***** PRECISAO DUPLA *****
*****
```

```
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
```

```
*****
***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****
*****
```

```
COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)
```

```
COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)
```

```
COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET
```

```
COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1 NIT,IPR,IOLEO
```

```
DIMENSION PRESSAO(721),ESY(5),CLO(5),LSUP(5),LINF(5)
```

```
*****
***** CALCULA CONDICAO DE CONTORNO NA CAMARA DE COMBUSTAO *****
*****
```

```
P2=PRESSAO(N)
II=N+1
P3=PRESSAO(II)
DP=P3-P2
FATOR=DFLOAT(IPR)/DFLOAT(KT)
P1=P2+DP*FATOR
```

```
*****
***** CALCULA A POSICAO Y DOS ANEIS, CONSIDERANDO AS COORDENADAS GLO *****
***** BAIS (ESY) E AS COORDENADAS LOCAIS DO PISTAO (CLO) *****
*****
```

```
ESY(1)=Y0P-(RLB-RG)
CLO(1)=Y0P-RLB-RG+DPA1
DO 1020 I=2,NAP
DIST=ESPAE(I-1)*0.5+HLAND(I-1)+ESPAE(I)*0.5
ESY(I)=ESY(I-1)-DIST
CLO(I)=CLO(I-1)-DIST
```

```
1020 CONTINUE
```

```

*****
*** CALCULA A VISCOSIDADE PARA CADA ANEL CONSIDERANDO UMA INTERPOLACAO ***
***** LINEAR ENTRE AS TEMPERATURAS DO TDC E BDC DA CAMISA. *****
*****

```

```

DO 1010 I=1,NAP
  FAT=(DY0-ESY(I))/DY0
  TTA=TTDC-(TTDC-TBDC)*FAT
  RMI(I)=VOGEL(IOLEO,1)*DEXP(VOGEL(IOLEO,2)/((TTA-273.15)+
1  VOGEL(IOLEO,3)))

```

```
1010 CONTINUE
```

```

*****
**** PESQUISA EM QUAL INTERVALO DA CAMISA ESTAO OS ANEIS LOCALIXADOS ****
*****

```

```

DO 1080 I=1,NAP
  DO 1080 J=1,3
    IF(CLO(I).LE.VDC(J,1).AND.CLO(I).GE.VDC(J+1,1))THEN
      LSUP(I)=J
      LINF(I)=J+1
    ENDIF

```

```
1080 CONTINUE
```

```

*****
***** CALCULA A DISTORCAO RADIAL DA CAMISA PARA CADA ANEL *****
*****

```

```

DO 1090 I=1,NAP
  DELC=VDC(LSUP(I),1)-VDC(LINF(I),1)
  DELCE=CLO(I)-VDC(LINF(I),1)
  DELV=VDC(LSUP(I),2)-VDC(LINF(I),2)
  DCI(I)=VDC(LINF(I),2)+(DELCE*DELV)/DELC

```

```
1090 CONTINUE
```

```

*****
***** FIM DA SUBROUTINE INTERPOLA *****
*****

```

```

RETURN
END

```

```

*****
***** INICIO DA SUBROUTINE EXPLODE *****
*****

```

```
SUBROUTINE EXPLODE
```

```

*****
*****
ESTA SUBROUTINE INTERPOLA LINEARMENTE OS 11 PONTOS DEFINIDOS
NA SUPERFICIE AXIAL DE CONTATO DO ANEL, TRANSFORMANDO-OS EM
N PONTOS QUE SAO UTILIZADOS PARA O CALCULO DA FORCA HIDRODI
NAMICA ( O VALOR DE N ESTA ENTRE 11 E 201).
*****

```

PRECISAO DUPLA

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

DECLARACAO DAS VARIAVEIS

COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)

COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1 NIT,IPR,IOLEO

DO 5 L=1,NAP
K=0

INTERPOLA LINEARMENTE O PERFIL DOS ANEIS

DO 10 I=1,(NY-1)
HINF=HINCR(L,I)
HSUP=HINCR(L,I+1)
DELTAH=(HSUP-HINF)/NI
DO 10 J=1,NI
K=K+1
HH(L,K)=HINF+DFLOAT(J-1)*DELTAH
CONTINUE
HH(L,NIT)=HINCR(L,NY)

ACHA INDICE DO MENOR INCREMENTO EM CADA ANEL

HMIN=1.0E+5
DO 110 I=1,NIT
IF(HH(L,I).LT.HMIN)THEN
ITM(L)=I

ENDIF
CONTINUE

110

***** CALCULA INCREMENTO ESPACIAL DY *****

DY(L)=ESPLA(L)/DFLOAT(NIT-1)
CONTINUE

***** FIM DA SUBROUTINE EXPLODE *****

RETURN
END

***** INICIO DA SUBROUTINE TIPOLEO *****

SUBROUTINE TIPOLEO

ESTA SUBROUTINE DEFINE AS CONSTANTES DE VOGEL USADAS PARA O
CALCULO DA VISCOSIDADE VARIANDO COM A TEMPERATURA. OS VALORES
DE VOGEL(TIPO,1) ESTAO EM kps/cm**2 E SAO MULTIPLICADOS POR
9.80665E+4 PARA TRANSFORMA-LOS EM Pa-s.

***** PRECISAO DUPLA *****

IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)

***** DECLARACAO DAS VARIABEIS *****

1 COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)

1 COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)

1 COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,

1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET

COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1 NIT,IPR,IOLEO

VOGEL(1,1)=0.0850E-8
VOGEL(1,2)=820.723
VOGEL(1,3)=93.625

OLEO 10W/10
VOGEL(2,1)=0.1034E-8
VOGEL(2,2)=773.810
VOGEL(2,3)=93.153

OLEO 10W/20
VOGEL(3,1)=0.2020E-8
VOGEL(3,2)=737.690
VOGEL(3,3)=89.9

OLEO 10W/30
VOGEL(4,1)=0.1165E-8
VOGEL(4,2)=1033.340
VOGEL(4,3)=120.8

OLEO 10W/40
VOGEL(5,1)=0.0952E-8
VOGEL(5,2)=1304.170
VOGEL(5,3)=155.22

OLEO 10W/50
VOGEL(6,1)=0.1350E-8
VOGEL(6,2)=737.810
VOGEL(6,3)=77.7

OLEO 20W/20
VOGEL(7,1)=0.1441E-8

VOGEL(7,1)=0.1441E-8

VOGEL(7,2)=811.962
VOGEL(7,3)=93.458

***** OLEO 20W/40 *****

VOGEL(8,1)=0.1671E-8
VOGEL(8,2)=793.329
VOGEL(8,3)=83.931

***** OLEO 20W/50 *****

VOGEL(9,1)=0.0948E-8
VOGEL(9,2)=1146.25
VOGEL(9,3)=124.7

***** OLEO SAE 30 *****

VOGEL(10,1)=0.1531E-8
VOGEL(10,2)=720.015
VOGEL(10,3)=71.123

***** TRANSFORMA VOGEL(ITIPO,1) EM Pa-s *****

DO 10 I=1,10
VOGEL(I,1)=VOGEL(I,1)*9.80665E+4
CONTINUE

***** SOLICITA TIPO DE OLEO *****

100 WRITE(6,100)
FORMAT(1X,30(/))
WRITE(6,20)
WRITE(10,20)
20 FORMAT(15X,

1 '*****',
1 15X,'***** DETERMINE O TIPO DE OLEO A SER USADO : *****',
1 15X,'*****',
1 15X,'* OLEO 10W/10 ----> 1 * OLEO 20W/20 ----> 6 *',
1 15X,'* OLEO 10W/20 ----> 2 * OLEO 20W/30 ----> 7 *',
1 15X,'* OLEO 10W/30 ----> 3 * OLEO 20W/40 ----> 8 *',
1 15X,'* OLEO 10W/40 ----> 4 * OLEO 20W/50 ----> 9 *',
1 15X,'* OLEO 10W/50 ----> 5 * OLEO SAE 30 ----> 10 *',
1 15X,'*****')

READ(5,*)IOLEO
WRITE(10,*)IOLEO

***** FIM DA SUBROUTINE TIPOLEO *****

```

*****
*
RETURN
END
*

```

```

*****
*
SUBROUTINE CHANFRO
*

```

```

*****
*
ESTA SUBROUTINE VERIFICA A EXISTENCIA DE CHANFROS NAS CANALE
TAS DO PISTAO. EM CASO DE NAO EXISTENCIA A AREA RELATIVA AO
CHANFRO EH ZERADO E EM CASO DE EXISTENCIA, ESSA AREA EH CAL
CULADA COM BASE NO ANGULO DE INCLINACAO DO CHANFRO.
*

```

```

*****
*
PRECISAO DUPLA *****
*
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
*

```

```

*****
*
DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****
*
COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1      VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)
*

```

```

*****
*
COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1      ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1      RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1      SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1      RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1      ESPLA(5)
*

```

```

*****
*
COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,Y0P,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1      DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1      DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET
*

```

```

*****
*
COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1      NIT,IPR,IOLEO
*

```

```

*****
*
CHARACTER*9 ALADO
*

```

```

*****
*
CHANFROS NOS CANTOS DAS CANALETAS *****
*

```

```

WRITE(6,1052)
052 1  FORMAT(1X,'EXISTENCIA DE  CHANFROS NAS CANALETAS (0-NAO',
      ' ;1-SIM) : ')
WRITE(10,1052)
READ(5,*)ICHANFRO
WRITE(10,*)ICHANFRO

```

```

*****
***** SE NAO EXISTE CHANFROS NAS CANALETAS ==> ACHA(L,I)= 0.0 *****
*****
IF(ICHANFRO.EQ.0)THEN
DO 1053 L=1,NAP
DO 1053 I=1,2
ACHA(L,I)=0.0
1053 CONTINUE
ELSE

```

```

*****
***** CASO CONTRARIO SOLICITA DIMENSOES E LOCALIZACAO DOS CHANFROS *****
*****

```

```

DO 1056 L=1,NAP
1057 WRITE(6,1057)L
      FORMAT(1X,30('*'),' ANEL NUMERO ',I1,30('*'))
      WRITE(10,1057)L
      WRITE(6,*)
      WRITE(10,*)

```

```

*****
***** VERIFICA LOCALIZACAO DOS CHANFROS *****
*****
DO 1056 J=1,2
ALADO=' SUPERIOR'
IF(J.EQ.2)ALADO=' INFERIOR'
WRITE(6,1058)ALADO
1058 1  FORMAT(1X,'EXISTENCIA DE CHANFRO NA PARTE',A9,
      ' DA CANALETA (0-NAO;1-SIM) : ')
WRITE(10,1058)ALADO
READ(5,*)JCHA
WRITE(10,*)JCHA

```

```

*****
***** SE NAO EXISTE CHANFRO ==> ZERA ACHA *****
*****
IF(JCHA.EQ.0)THEN
ACHA(L,J)=0.0
ELSE

```

```

*****
***** SOLICITA ANGULO DE INCLINACAO DO CHANFRO EM GRAUS *****
*****
WRITE(6,10)
10 1  FORMAT(1X,'ANGULO DE INCLINACAO DO CHANFRO',
      ' (graus) :')
WRITE(10,10)

```

READ(5,*)ANCHA
WRITE(10,*)ANCHA

***** VERIFICA SE O ANGULO ESTA ENTRE 0 E 360 GRAUS *****

60 IF(ANCHA.GT.360.0)ANCHA=ANCHA-360.0
IF(ANCHA.LT.0.0)ANCHA=ANCHA+360.0
IF(ANCHA.GT.360.0.OR.ANCHA.LT.0.0)GOTO 60

***** COMPRIMENTO RADIAL DO CHANFRO *****

20 WRITE(6,20)
FORMAT(1X,'COMPRIMENTO RADIAL DO CHANFRO (mm) :')
WRITE(10,20)
READ(5,*)COMPCHA
WRITE(10,*)COMPCHA
COMPCHA=COMPCHA*1.0E-03

***** CALCULA AREA DO CHANFRO *****

COANG=DTAND(ANCHA)
DR=COMPCHA*COANG
ACHA(L,J)=0.5*COMPCHA*DR

1056 ENDIF
CONTINUE
ENDIF

***** FIM DA SUBROUTINE CHANFRO *****

RETURN
END

***** INICIO DA SUBROUTINE CLOSED_GAP *****

SUBROUTINE CLOSED_GAP

***** ESTA SUBROUTINE CALCULA OS VALORES DOS CLOSED GAPS CONSIDERANDO *****
***** A DEFORMACAO ELASTICA DOS ANEIS DEVIDO A TEMPERATURA. *****

***** PRECISAO DUPLA *****

```

*****
*
* IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
*
*****

```

```

*****
*
* ***** DECLARACAO DAS VARIAVEIS *****
*
*****

```

```

*
* COMMON/BLOCO1/CAIC(5,2),HINCR(5,11),PH(5,400),RUC(5,2),HH(5,200),
1 VOGEL(10,3),VDC(4,2),ACHA(5,2)
*
*****

```

```

*
* COMMON/BLOCO2/AMASSA(5),RC(5),ESP(5),H(5),T(11),FTANG(5),RL(5),
1 ESPA(5),RPA(5),HMAXIMO(5),CGAP(5),V(11),ESPAE(5),
1 RMASSA(11),RO(11),P(11),AREA(15),DWDT(15),AA(5),
1 SANEL(5),VELANEL(5),EP(5),FILME(5),VRA(5),XMO(5),
1 RUA(5),DY(5),RMI(5),HLAND(5),RPISTAO(5),DCI(5),
1 ESPLA(5)
*
*****

```

```

*
* COMMON/BLOCO3/R,GAMA,RPS,DT,SN,CDO,RG,RLB,YOP,Y1P,Y2P,PI,BLOW,
1 DTETA,HMINIMO,DHDT,RCILINDRO,RESP,TTDC,TBDC,
1 DY0,DPA1,BBI,ROMETER,TIMET
*
*****

```

```

*
* COMMON/BLOCO4/ITM(5),NGRAU,NAP,NCICLO,N,KL,NY,KT,KTER,NP,NW,NI,
1 NIT,IPR,IOLEO
*
*****

```

```

*
* DIMENSION CGAPF(5),TEMA(5),CET(5)
*
*****

```

```

*****
*
* ***** CLOSED GAPS A TEMPERATURA AMBIENTE *****
*
*****

```

```

*
* DO 10 I=1,NAP
1052 WRITE(6,1052)I
1 FORMAT(1X,'COMPRIMENTO DO GAP ',I1,
' PARA PISTAO FRIO (mm) :')
WRITE(10,1052)I
READ(5,*)CGAPF(I)
WRITE(10,*)CGAPF(I)
CGAPF(I)=CGAPF(I)*1.0E-03
10 CONTINUE
*
*****

```

```

*****
*
* ***** TEMPERATURA DOS ANEIS *****
*
*****

```

```

*
* DO 1053 L=1,NAP
20 WRITE(6,20)L
1 FORMAT(1X,'TEMPERATURA DO ANEL ',I1,' EM FUNCIONAMENTO',
' (C) :')
WRITE(10,20)L
READ(5,*)TEMA(L)
WRITE(10,*)TEMA(L)

```

1053 CONTINUE

```

*
*****
***** COEFICIENTE DE EXPANSAO TERMICA *****
*****
*

```

DO 1156 L=1,NAP

WRITE(6,1057)L

```

1057 1  FORMAT(1X,'COEFCIENTE DE EXPANSAO TERMICA DO ANEL ',I1,
        ' (1/C) : ')

```

WRITE(10,1057)L

READ(5,*)CET(L)

WRITE(10,*)CET(L)

1156 CONTINUE

```

*
*****
***** CALCULA CLOSED GAPS *****
*****
*

```

DO 1056 J=1,NAP

DTEMPE=TEMA(J)-20.0

DCOMP=CET(J)*(2.0*PI*RCILINDRO-CGAPF(J))*DTEMPE

CGAP(J)=CGAPF(J)-DCOMP

1056 CONTINUE

```

*
*****
***** FIM DA SUBROUTINE CLOSED_GAP *****
*****
*

```

RETURN
END

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] Azevedo M., "Emissões - Origem e Composição dos Particulados, Efeito da Temperatura do Pistão, parcela advinda do Consumo de Óleo Lubrificante" - Simpósio Interno Metal Leve de Tecnologia de Pistões - Novembro/88.

[2] R. Truscott and T. Reid, "Ring Dynamics in a Diesel Engine and its Effects on Oil Consumption and Blow By" - SAE, paper 831282.

[3] Informações Técnicas obtidas através de contrato de consultoria entre Metal Leve S.A e AVL List GmbH.

[4] Brombolich, J. L., "Effect of Cylinder Distortions and Piston Ring Design on Oil Consumption and Friction Losses in Automobile Engines", July 1988, U.S. Department of Energy, USA.

[5] English, Von C., "Abdichtungsverhältnisse Von Kolbenringen in Verbrennungskraftmaschinen", ATZ Auto Zeit, Vol. 41, 1938, pg. 579.

[6] Furuhashi, S. and Tada, T., "On the Flow of Gas through the Piston Rings", (i) First Report - "The Discharge Coefficient and Temperature of Leakage Gas", Bull. JSME, Vol. 4, 1961, p.684, (ii) Second Report - "The Character of Gas Leakage", Bull. JSME, Vol. 4, 1961, pg. 691.

- [7] Kuo, Wei T., et al., "Calculation of Flow in the Piston Cylinder Ring Crevices of a Homogeneous Charge Engine and Comparison with Experiment", SAE, 1989, paper number 890838.
- [8] Duarte Jr., Durval e Zottin, Walter - "Teoria de Mancais Hidrodinâmicos : A equação de Reynolds", relatório técnico 216.454, Metal Leve, São Paulo, 1986.
- [9] Cameron, A., "Basic Lubrication Theory", Ellis Howood Ltda, Publishers, 1981.
- [10] Castleman, R.A., "A Hydrodynamic Theory of Piston Ring Lubrication", Physics, Vol.7, Sept. 1936, pg. 364-367.
- [11] Eilon, S., and Saunders, O. A., "A Study of Piston-Ring Lubrication", Proc. IMECHE, Vol. 171, 1957, pg. 427-443.
- [12] Furuhashi, S., "A Dynamic Theory of Piston Ring Lubrication", Bull. JSME, Vol. 2, n. 7, 1952.
- [13] Lloyd, T., "The Hydrodynamic Lubrication of Piston Rings", Proc. IMECHE, Vol. 183, Part 3P, 1968-1969, pg. 28-34.
- [14] Ting, L. L. and Mayer, J. E., "Piston Ring Lubrification and Cylinder Bore Wear Analysis, Part I -

Theory", Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, paper n.73 - Lub. 25, 1974.

[15] Rhodes, M. L. P., "Piston Research and Development Techniques", The Associated Engineering Group, Technical Symposium, UK, June, 1970.

[16] Allen, D. G., Dudley, B. R., Middleton, V. and Parker, D. A, "Prediction of Piston Ring Cylinder Bore Oil Film Thickness in two Particular Engines and Correlation with Experimental Evidence", Proc. IMECHE, paper n. C73/75, 1975.

[17] Dowson, D., et al., "Piston Ring Lubrication - Part III : Theoretical Analysis of a Single Ring and a Complete Ring Pack", ASME, Dec. 1979, pg. 23-52.

[18] Ruddy, B. L., Dowson, D. Economu, P. N. and Baker, A. J. S., "Piston Ring Lubrication - Part III : The Influence of Ring Dynamics and Ring Twist", ASME, Dec, 1979, pg. 191-215.

[19] Wing, R. A. and Saunders, O., "Oil Film Temperature and Thickness Measurements on the Piston Rings of a Diesel Engine", Proc. IMECHE, Vol. 186, 1972.

- [20] Hiruma, M., Yoshida, H., Furuham, S. and Shin, K., "Effect of Piston Ring Movement Upon Oil Consumption", JSAF Review, March, 1983.
- [21] Carnahan., B., Luther. H. A., Wilkes, J. O., "Applied Numerical Methods", John Wiley and Sons, New York, 1969.
- [22] Furuham, S. and Hiruma, M., "Piston Ring Motion and its Influence on Engine Tribology", paper SAE number 790860, 1979.
- [23] Keribar R., Dursunkaya Z. and Flemming, M. F., "An Integrated Model of Ring Pack Performance", ASME, Vol. 113, pg. 382-389, 1991.
- [24] Furuham, S. et al., "Some Studies on Two-Ring-Pistons in Automobile Turbocharged Gasoline Engine", paper SAE number 840183, 1984.
- [25] Miyachika M., Hirota T., Kashiya K., "A Consideration on Piston Second Land Pressure and Oil Consumption of Internal Combustion Engine", SAE, paper 840099, 1984.
- [26] Furuham, S., Shin K., Tateishi, Y., "Measurement of Oil Film Thickness Between Piston Ring and Cylinder", SAE, paper number 830068, 1983.