



# MODELO PARA PREVISÃO DO TRABALHO DE ATRITO NUM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ROTATIVO

**HENDERSON CARI NASCIMENTO**

dezembro de 2017

# MODELO PARA PREVISÃO DO TRABALHO DE ATRITO NUM MOTOR ROTATIVO DE COMBUSTÃO INTERNA

Henderson Cari Nascimento

**2017**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica



## **MODELO PARA PREVISÃO DO TRABALHO DE ATRITO NUM MOTOR ROTATIVO DE COMBUSTÃO INTERNA**

Henderson Cari Nascimento

1160156

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Professor Doutor Leonardo José da Silva Ribeiro

**2017**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

# JÚRI

## **Presidente**

Doutor, Manuel Jorge Dores de Castro  
Professor Adjunto  
Instituto Superior de Engenharia do Porto.

## **Orientador**

Doutor, Leonardo José da Silva Ribeiro  
Professor Adjunto  
Instituto Superior de Engenharia do Porto.

## **Co-orientador**

Doutor, Luiz Eduardo Melo Lima  
Professor Adjunto  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campus Ponta Grossa.

## **Arguente**

Doutor, Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho  
Professor Associado  
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

## AGRADECIMENTOS

Ao chegar no final de uma jornada o seu início ascende à memória como uma forma de organizar tudo que foi percorrido entre dois marcos, início e final. A conclusão desse trabalho representa em grande parte a conclusão de uma jornada. Muita coisa é agora diferente do início, no ano de 2012 em Ponta Grossa, Paraná, Brasil. Esse percurso aconteceu com a contribuição de pessoas que quero agradecer, pessoas que indicaram caminhos, ou que caminharam comigo.

Profissionais de uma das mais belas profissões, eu quero agradecer aqueles que de uma ou outra forma especial, me indicaram o caminho, me mostraram como resolver um problema nele, ascenderam uma luz com algo que me ensinaram que me fez encontrar o caminho, muito obrigado aos meus professores: Nilcéia, Luiz Mauricio, Eloiza, César, Mauren, Reginaldo, Ednei, Davi, Adriane, Irapuan, Sani, Cristiane, Rodrigo, Sandra, Romeu, Ivanir, Anderson, Rosangela, Luiz Eduardo, Gerson, Tarik, Thiago, Gilberto, Roger, Luciano, Katya, André, Laercio, Nelson, Marcos, Nadia, Leonardo, Hernâni, Carlos e Isabel. Ao meu orientador e co-orientadores, Leonardo José da Silva Ribeiro, Joaquim Fernandes Monteiro e Luiz Eduardo Melo Lima. Ao meu coordenador de curso na época em que vim para o intercambio, Laercio Javarez Junior, por trabalhar para firmar o acordo entre as duas instituições que me permitiram encerrar esse percurso cá em Porto, Portugal.

Agradeço então as pessoas da República Portuguesa, as quais vou me recordar carinhosamente na figura do Sr. Manoel, pessoas que fizeram com que meus caminhos por essa terra pudessem ser chamados de caminho de casa.

Aos meus amigos, companheiros de trilha, no Brasil: Gabriel, Rafael, Flavio, Diego, Lucas, Lais, Matheus, Elisson, Bernardo, Bruna, Pedro, Tamires e Hellen. Em Portugal: Lucas, Gabriella, Nathália, Leandro, Milena, Thais, Carina, Daniele, Monique, Ana e João.

À minha família, a minha mãe, minha irmã, meu pai, meu irmão, minha namorada. Obrigado por andarem comigo, as vezes ao meu lado ou de mãos dadas comigo, e mesmo me puxando ou me empurrando.

Muito obrigado. Vocês todos foram, são incríveis.

## **PALAVRAS CHAVE**

Motor de Combustão Interna, Modelo para o Trabalho de Atrito, Motor Rotativo, Eficiência, Atrito

## **RESUMO**

Os motores são máquinas engenhadas para entregar energia mecânica, movimento essencial às mais diversas tarefas que ditam o ritmo da sociedade. Os motores de combustão interna, invariavelmente presentes no nosso cotidiano são o destino de boa parte da energia utilizada pela humanidade, no entanto, uma parcela considerável da potência gerada nesse tipo de motor é consumida pelo trabalho de atrito na própria máquina. Este trabalho apresenta um modelo de cálculo para a previsão da potência de atrito num motor rotativo a combustão interna, tecnologia atualmente em desenvolvimento pela empresa KEYOU GmbH.

O trabalho de atrito num motor de combustão interna é usualmente dividido em três componentes; trabalho de bombeamento, trabalho de fricção e trabalho de acessórios. O primeiro grupo, que consiste na energia utilizada para bombear os fluidos na admissão e exaustão do motor, é calculado pelas leis da mecânica dos fluidos para escoamento em dutos. O segundo grupo, que trata da fricção no contato de componentes em movimento relativo foi modelado matematicamente através pelas equações da tribologia para atrito viscoso. Por fim, o terceiro grupo que é o trabalho executado pelo motor para a operação de componentes auxiliares, foi modelado pelas leis da mecânica dos fluidos, quando os auxiliares são bombas dos sistemas de lubrificação e refrigeração, e pelo rendimento do alternador quando tratam-se de acessórios elétricos

O modelo cumpre os requisitos do projeto pela adaptabilidade e fácil operação, com resultados em concordância com os disponíveis na bibliografia. Num motor de 1 l à velocidade de 3500 RPM o modelo prevê que 10,4 kW, cerca de 20 % da potência útil, é desperdiçada sob a forma de atrito. O maior componente desta perda é o trabalho de fricção, seguido pelo trabalho de bombeamento e o trabalho de acessórios. O modelo também aponta que a potência de atrito aumenta com o aumento da velocidade de operação, um reflexo da contribuição da fricção hidrodinâmica existente no sistema.

**KEYWORDS**

*Internal Combustion Engine, Friction Work Model, Rotary Engine, Efficiency, Friction*

**ABSTRACT**

Engines are engineered to deliver mechanical energy, the movement which is essential to a wide range of tasks driven by society's activities. Internal combustion engines are seen on a daily basis and consume a great amount of the energy humanity uses; however, the friction work consumes a great part of the power generated in an internal combustion engine. This paper introduces a model to predict the friction power in an internal combustion rotary engine, which is currently in development by the company KEYOU GmbH.

It is common to subdivide the friction work in three main groups; pumping work, rubbing friction work and accessory work. The first group concerns about the energy to pump the fluids into and out of the engine at the inlet and exhaust strokes, fluid mechanics laws for internal ducts flow have been used to model it. The second one deals with the friction generated by the rubbing contact between components in relative motion, it was mathematically written using the tribology equations for viscous friction. The accessory work which is the work performed by the engine to power the auxiliary components, has been coped with the fluid mechanics laws, when the model deals with lubrication and cooling system pumps, and by the alternator efficiency, when it is about the electric accessories. The model fulfills the project requirements, due to its adaptability and straight forward use, with results in accordance to those found in the bibliography. For a 1 l engine operating at 3500 RPM, this friction model predicts a waste of 10.4 kW, about 20 % of the useful engine power, as friction power. The largest component is related to rubbing friction, followed by pumping and accessory work. The model also points out that the size of the friction power increases with the engine speed, as a result of the great amount of hydrodynamic friction in the system.

## LISTA DE ABREVIATURAS

| Termo   | Designação   |
|---------|--|
| DPF     | Diesel Particles Filter                                |
| ECM     | Engine Control Module                                  |
| ECU     | Engine Control Unit                                    |
| EDO     | Equação Diferencial Ordinária                          |
| EIA     | U.S. Energy Information Administration                 |
| IEO2016 | International Energy Outlook 2016                      |
| IPCC    | Painel Intergovernamental sobre as mudanças Climáticas |
| ODE     | Ordinary Differential Equation                         |
| PME     | Pressão Média Efetiva                                  |
| PMI     | Ponto Morto Inferior                                   |
| PMS     | Ponto Morto Superior                                   |
| RPM     | Rotações por minuto                                    |
| RPS     | Rotações por segundo                                   |
| SAE     | Society of Automotive Engineers                        |

## LETRAS GREGAS

| Termo                  | Designação  |
|------------------------|---|
| $\eta$                 | Rendimento do ciclo termodinâmico de potência   |
| $\eta_a$               | Rendimento alternador   |
| $\eta_B$               | Rendimento da bomba   |
| $\eta_{carnot}$        | Rendimento de Carnot do ciclo termodinâmico de potência   |
| $\eta_{compressor}$    | Rendimento do compressor  |
| $\alpha_1$             | Coeficiente de energia cinética no ponto 1 / entrada  |
| $\alpha_2$             | Coeficiente de energia cinética no ponto 2 / saída  |
| $\gamma$               | Peso específico do fluido [N/m <sup>3</sup> ]   |
| $\epsilon_B$           | Excentricidade adimensional no rolamento [m]  |
| $\theta$               | Ângulo de rotação do motor [rad]  |
| $\theta_1$             | Ângulo de início do processo [rad]  |
| $\theta_2$             | Ângulo de finalização do processo [rad]   |
| $\mu$                  | Viscosidade dinâmica [Pa.s]   |
| $\rho$                 | Massa volúmica [kg/m <sup>3</sup> ]   |
| $\tau$                 | Tensão de cisalhamento [Pa]   |
| $\tau_{fluido\ rotor}$ | Tensão de cisalhamento do fluido nas laterais do rotor [Pa]   |
| $\varphi_B$            | Ângulo de posição entre a linha de carregamento e a linha conectando o mancal e o centro de rolamento [rad] |
| $\omega$               | Velocidade angular de rotação [rad/s]   |
| $\omega_B$             | Velocidade de rotação do rolamento [rad/s]  |
| $\omega_R$             | Velocidade de rotação do rotor [rad/s]  |

## GLOSSÁRIO DE TERMOS

| <i>Termo</i>             | Designação   |
|--------------------------|--|
| <i>A</i>                 | Área [m <sup>2</sup> ]   |
| <i>a</i>                 | Velocidade do som no meio [m/s]                                |
| <i>A<sub>c</sub></i>     | Área de contato entre duas superfícies [m <sup>2</sup> ]       |
| <i>amep</i>              | Pressão média efetiva dos auxiliares/acessórios [Pa]           |
| <i>B</i>                 | Diâmetro da lâmina do rotor [m]                                |
| <i>C<sub>0</sub></i>     | Parâmetro de ajuste para o coeficiente de atrito hidrodinâmico |
| <i>C<sub>1</sub></i>     | Parâmetro de ajuste para o coeficiente de atrito hidrodinâmico |
| <i>C<sub>B</sub></i>     | Folga radial [m]   |
| <i>C<sub>cav</sub></i>   | Fator do efeito de cavitação no filme de óleo                  |
| <i>D</i>                 | Diâmetro [m]   |
| <i>D<sub>iv</sub></i>    | Diâmetro da cabeça da válvula [m, mm]                          |
| <i>e</i>                 | Rugosidade absoluta [m]  |
| <i>F</i>                 | Força tangencial para mover o bloco [N]                        |
| <i>f</i>                 | Coeficiente de atrito  |
| <i>f<sub>D</sub></i>     | Coeficiente de atrito Dinâmico                                 |
| <i>F<sub>f,B</sub></i>   | Força de atrito no rolamento [N]                               |
| <i>F<sub>f,R</sub></i>   | Força de atrito no rotor [N]                                   |
| <i>f<sub>H</sub></i>     | Coeficiente de atrito Hidrodinâmico                            |
| <i>fmep</i>              | Pressão média efetiva de atrito [Pa]                           |
| <i>fmep<sub>v</sub></i>  | Pressão efetiva de atrito nas válvulas [Pa]                    |
| <i>F<sub>n</sub></i>     | Carregamento do rolamento [N]                                  |
| <i>f<sub>s</sub></i>     | Coeficiente de atrito estático                                 |
| <i>g</i>                 | Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]                    |
| <i>h</i>                 | Separação entre os dois planos/espessura do filme [m]          |
| <i>H</i>                 | Energia em forma de altura manométrica do fluido [m]           |
| <i>h<sub>0</sub></i>     | Espessura do filme de óleo [m]                                 |
| <i>h<sub>0,min</sub></i> | Espessura mínima do filme de óleo [m]                          |
| <i>H<sub>1</sub></i>     | Energia no primeiro reservatório [m]                           |
| <i>H<sub>1,2</sub></i>   | Perdas de energia no caminho entre 1 e 2 [m]                   |
| <i>H<sub>2</sub></i>     | Energia no reservatório intermediário [m]                      |
| <i>h<sub>l</sub></i>     | Perda de carga distribuída [m]                                 |
| <i>h<sub>lm</sub></i>    | Perda de carga localizada [m]                                  |
| <i>h<sub>lt</sub></i>    | Perda de Carga total [m]                                       |
| <i>H<sub>M1</sub></i>    | Energia adicionada pela bomba 1 ao fluido [m]                  |
| <i>imep</i>              | Pressão média efetiva indicada [Pa]                            |
| <i>J<sub>f,B</sub></i>   | Binário gerado pelo atrito no rolamento [Nm]                   |
| <i>J<sub>f,R</sub></i>   | Binário gerado pelo atrito no rotor [Nm]                       |
| <i>K</i>                 | Coeficiente de perda de carga localizada                       |
| <i>L</i>                 | Comprimento [m]  |
| <i>L'</i>                | Comprimento transversal do anel em contato com estator [m]     |

|             |   |
|-------------|---|
| $L_a$       | Perímetro do estator (curso da lâmina dentro do estator) [m]                    |
| $L_l$       | Espessura do anel [m]   |
| $M$         | Número de Mach  |
| $\dot{m}$   | Vazão mássica [kg/s]  |
| $N$         | Rotações por minuto do motor [RPM]  |
| $N_B$       | Rotação relativa do rolamento [rev/s]   |
| $n_{iv}$    | Número de válvulas de admissão  |
| $P$         | Pressão [Pa]  |
| $P_1$       | Pressão do fluido no ponto 1 / entrada [Pa]                                     |
| $P_2$       | Pressão do fluido no ponto 2 / saída [Pa]                                       |
| $P_l$       | Pressão que age sobre o estator exercida pelo anel [Pa]                         |
| $p_{mep}$   | Pressão média efetiva de bombeamento [Pa]                                       |
| $\dot{Q}_C$ | Vazão volúmica do fluido na bomba [m <sup>3</sup> /s]                           |
| $\dot{Q}$   | Vazão volúmica do fluido [m <sup>3</sup> /s]                                    |
| $Q_c$       | Calor rejeitado para o reservatório frio do ciclo termodinâmico de potência [W] |
| $Q_h$       | Calor fornecido no reservatório quente do ciclo termodinâmico de potência [W]   |
| $r$         | Braço da força [m]  |
| $r_1$       | Raio do rotor [m]   |
| $R_1$       | Raio do rotor [m]   |
| $r_2$       | Raio da câmara do estator [m]   |
| $R_2$       | Raio do veio do rotor não em contato com estator nas extremidades [m]           |
| $r_b$       | Raio do rolamento [m]   |
| $Re$        | Número de Reynolds  |
| $rfmep$     | Pressão média efetiva de fricção [Pa]   |
| $S_{lub}$   | Parâmetro de serviço  |
| $T_1$       | Temperatura do fluido no ponto 1 / entrada [K]                                  |
| $T_2$       | Temperatura do fluido no ponto 2 / saída [K]                                    |
| $T_c$       | Temperatura do reservatório frio do ciclo termodinâmico de potência [K]         |
| $T_h$       | Temperatura do reservatório quente do ciclo termodinâmico de potência [K]       |
| $U$         | Velocidade de deslizamento [m/s]  |
| $u_1$       | Energia interna do fluido na entrada [kJ/kg]                                    |
| $u_2$       | Energia interna do fluido na saída [kJ/kg]                                      |
| $v_a$       | Velocidade do anel sobre o rotor [m/s]  |
| $v$         | Volume específico [m <sup>3</sup> /kg]  |
| $\bar{V}_1$ | Velocidade do fluido no ponto 1 / entrada [m/s]                                 |
| $\bar{V}_2$ | Velocidade do fluido no ponto 2 / saída [m/s]                                   |
| $\bar{V}$   | Velocidade [m/s]  |
| $v_0$       | Velocidade relativa máxima entre dois planos [m/s]                              |
| $V_r$       | Velocidade do rolamento [m/s]   |
| $V_1$       | Volume do fluido no ponto 1 / entrada [m <sup>3</sup> ]                         |
| $V_2$       | Volume do fluido no ponto 2 / saída [m <sup>3</sup> ]                           |
| $W$         | Força ou Carregamento normal [N]  |

|                          |   |
|--------------------------|---|
| $w$                      | Largura do rotor [m]                                      |
| $\dot{W}_{A,B}$          | Potência de atrito dos acessórios, bombas [W]             |
| $\dot{W}_{A,E}$          | Potência utilizada pelos acessórios elétricos [W]         |
| $\dot{W}_{atrito}$       | Potência de atrito do motor [W]                           |
| $\dot{W}_{compressão}$   | Potência para compressão do fluido [W]                    |
| $\dot{W}_{efetiva}$      | Potência efetiva do motor [W]                             |
| $\dot{W}_{f,compressão}$ | Potência de atrito compressão do fluido [W]               |
| $\dot{W}_{f,P}$          | Potência de atrito de bombeamento [W]                     |
| $\dot{W}_{f,A,E}$        | Potência de atrito dos acessórios elétricos [W]           |
| $\dot{W}_{f,A}$          | Potência de atrito de acessórios [W]                      |
| $\dot{W}_{f,B}$          | Potência de atrito no rolamento [W]                       |
| $\dot{W}_{f,P admissão}$ | Potência de bombeamento na admissão [W]                   |
| $\dot{W}_{f,P exaustão}$ | Potência de bombeamento na exaustão [W]                   |
| $\dot{W}_{f,V}$          | Potência de atrito nas válvulas [W]                       |
| $\dot{W}_{f,R}$          | Potência de atrito no rotor [W]                           |
| $\dot{W}_{indicada}$     | Potência indicada do motor [W]                            |
| $W_a$                    | Trabalho de atrito de acessórios [W]                      |
| $W_{ciclo}$              | Trabalho realizado no ciclo termodinâmico de potência [W] |
| $W_p$                    | Trabalho de bombeamento [W]                               |
| $W_{f_f}$                | Trabalho de atrito de fricção [W]                         |
| $W_{f_t}$                | Trabalho de atrito total [W]                              |
| $z$                      | Altura [m]  |
| $z_1$                    | Altura do escoamento no ponto 1 / entrada [m]             |
| $z_2$                    | Altura do escoamento no ponto 2 / saída [m]               |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|  |     |
|--|-----|
| FIGURA 1 - ESBOÇO DE UM CICLO DE POTÊNCIA REVERSÍVEL   | 27  |
| FIGURA 2 - CLASSIFICAÇÃO DAS MÁQUINAS TÉRMICA  | 28  |
| FIGURA 3 - OPERAÇÕES DE UM MOTOR DE 4 TEMPOS   | 33  |
| FIGURA 4 - DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME ESPECÍFICO DO CICLO DIESEL  | 34  |
| FIGURA 5 - 4 TEMPOS DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA  | 35  |
| FIGURA 6 - 4 TEMPOS DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO  | 36  |
| FIGURA 7 - PRINCIPAIS COMPONENTES DO MOTOR   | 37  |
| FIGURA 8 - VISTA LATERAL DO MOTOR  | 38  |
| FIGURA 9 - CÂMARAS DE ADMISSÃO E COMPRESSÃO  | 39  |
| FIGURA 10 - DUTOS DOS GASES NO MOTOR   | 40  |
| FIGURA 11 - CÂMARA DE EXPANSÃO   | 41  |
| FIGURA 12 - COMPARAÇÃO ENTRE A POTÊNCIA DE ATRITO, INDICADA E A POTÊNCIA DISPONÍVEL                                      | 53  |
| FIGURA 13 - FORÇA DE ATRITO NOS CASOS DE ROLAMENTO E DESLIZAMENTO  | 60  |
| FIGURA 14 - TOPOLOGIA DE ALGUMAS SUPERFÍCIES   | 62  |
| FIGURA 15 - PRINCÍPIOS PARA O ATRITO DE COULOMB  | 64  |
| FIGURA 16 - EXPERIMENTO SOBRE ADESÃO EM METAIS   | 64  |
| FIGURA 17 - DEFINIÇÃO DA VISCOSIDADE   | 67  |
| FIGURA 18 - PRINCIPAIS MODELOS PARA A FRICÇÃO  | 68  |
| FIGURA 19 - CURVA DE STRIBECK E OS REGIMES DE LUBRIFICAÇÃO   | 69  |
| FIGURA 20 - POSSÍVEL CLASSIFICAÇÃO DA MECÂNICA DOS FLUIDOS DE MEIOS CONTÍNUOS  | 72  |
| FIGURA 21 - VOLUME DE CONTROLO E COORDENADAS PARA ANÁLISE DE ENERGIA DE ESCOAMENTO ATRAVÉS DE UM COTOVELO REDUTOR DE 90° | 73  |
| FIGURA 22 - DIAGRAMA DE MOODY, PARA OBTENÇÃO DO FATOR DE ATRITO  | 75  |
| FIGURA 23 - COEFICIENTES K PARA ENTRADAS COMUNS E DUTOS  | 77  |
| FIGURA 24 - COEFICIENTE K PARA CONTRAÇÃO E EXPANSÃO NOS DUTOS  | 77  |
| FIGURA 25 - COMPORTAMENTO DA VELOCIDADE DO PISTÃO EM FUNÇÃO DA ROTAÇÃO DO VEIO.  | 83  |
| FIGURA 26 - ESTÁGIO DE ADMISSÃO E COMPRESSÃO NO ROTOR.   | 85  |
| FIGURA 27 - MEDIDAS DOS ROTORES  | 86  |
| FIGURA 28 - INCRUSTAÇÕES NUM TUBO DEPOIS DE MUITOS ANOS DE UTILIZAÇÃO  | 90  |
| FIGURA 29 - DIAGRAMA P-V DE UM CICLO OTTO REVERSÍVEL   | 92  |
| FIGURA 30 - UTILIZAÇÃO DE ANÉIS DE VEDAÇÃO NO ROTOR  | 94  |
| FIGURA 31 - DESVIO DO PISTÃO NUM MOTOR DIESEL  | 96  |
| FIGURA 32 - ESPESSURA DA CAMADA DE ÓLEO EM FUNÇÃO DO ÂNGULO DO VEIO  | 97  |
| FIGURA 33 - COMPONENTES DO ANEL  | 99  |
| FIGURA 34 - REGIÕES DE RUPTURA NA CAMADA DE ÓLEO NUM ROLAMENTO   | 104 |

---

|  |     |
|--|-----|
| FIGURA 35 - VISTA DO ROTOR E A SEPARAÇÃO PELA CAMADA DE ÓLEO                 | 106 |
| FIGURA 36 - PERFIL DE VELOCIDADE DO ESCOAMENTO DE ÓLEO LUBRIFICANTE NO ROTOR | 108 |
| FIGURA 37 - SISTEMA DE BOMBEAMENTO MODELADO                                  | 114 |
| FIGURA 38 - POTÊNCIA DE ATRITO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE                       | 137 |
| FIGURA 39 - CONTRIBUIÇÃO DOS TRÊS GRUPOS PRINCIPAIS NA POTÊNCIA DE ATRITO    | 138 |
| FIGURA 40 - PROPORÇÃO DE DIFERENTES GRUPOS NA POTÊNCIA DE ATRITO             | 139 |

## ÍNDICE DE TABELAS

|   |     |
|---|-----|
| <b>TABELA 1 - COMPRIMENTO EQUIVALENTE PARA DIVERSOS ACESSÓRIOS</b>                          | 78  |
| <b>TABELA 2 - TRABALHO DE BOMBEAMENTO: COMPRESSÃO</b>                                       | 122 |
| <b>TABELA 3 - TRABALHO DE BOMBEAMENTO: EXAUSTÃO</b>   | 124 |
| <b>TABELA 4 - TRABALHO DE FRICÇÃO: ANÉIS DO ROTOR DE EXPANSÃO</b>                           | 126 |
| <b>TABELA 5 - TRABALHO DE FRICÇÃO: ANÉIS DO ROTOR DE COMPRESSÃO</b>                         | 127 |
| <b>TABELA 6 - TRABALHO DE FRICÇÃO: ROLAMENTOS DA CÂMBOTA</b>                                | 128 |
| <b>TABELA 7 - TRABALHO DE FRICÇÃO: ROLAMENTOS DO COMANDO DE VÁLVULAS</b>                    | 129 |
| <b>TABELA 8 - TRABALHO DE FRICÇÃO: VÁLVULAS DAS CÂMARAS DE COMBUSTÃO</b>                    | 130 |
| <b>TABELA 9 - TRABALHO DE FRICÇÃO: PAREDES DO ROTOR DE EXPANSÃO</b>                         | 130 |
| <b>TABELA 10 - TRABALHO DE FRICÇÃO: PAREDES DO ROTOR DE COMPRESSÃO</b>                      | 131 |
| <b>TABELA 11 - TRABALHO DE ACESSÓRIOS: BOMBAS DE COMBUSTÍVEL - 1ª SEÇÃO - BAIXA PRESSÃO</b> | 133 |
| <b>TABELA 12 - TRABALHO DE ACESSÓRIOS: BOMBA DE LUBRIFICAÇÃO</b>                            | 134 |
| <b>TABELA 13 - TRABALHO DE ACESSÓRIOS: BOMBAS DE REFRIGERAÇÃO</b>                           | 135 |
| <b>TABELA 14 - TRABALHO DE ACESSÓRIOS: COMPONENTES ELÉTRICOS</b>                            | 136 |

## ÍNDICE

|       |  |    |
|-------|--|----|
| 1     | INTRODUÇÃO   | 18 |
| 1.1   | Introdução e motivação do trabalho   | 18 |
| 1.2   | Objetivo do trabalho   | 20 |
| 1.3   | Os motores a combustão interna e a energia para as necessidades humanas                  | 21 |
| 2     | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA  | 25 |
| 2.1   | Motores de combustão interna   | 25 |
| 2.1.1 | Princípio de funcionamento de motores com conjunto pistão cilindro                       | 31 |
| 2.1.2 | Princípios de funcionamento do motor desenvolvido  | 37 |
| 2.1.3 | Busca pela eficiência dos motores de combustão interna                                   | 43 |
| 2.1.4 | Eficiência teórica máxima num motor a combustão interna                                  | 46 |
| 2.2   | Energia, Combustíveis fósseis, Motores de combustão e as consequências de sua utilização | 49 |
| 2.3   | Trabalho de Atrito   | 52 |
| 2.3.1 | Introdução ao Trabalho de Atrito   | 52 |
| 2.3.2 | Definições   | 56 |
| 2.4   | Tribologia   | 59 |
| 2.4.1 | A fricção entre sólidos  | 60 |
| 2.4.2 | Fricção com lubrificação por filme de fluido   | 65 |
| 2.4.3 | Regimes de lubrificação para o atrito viscoso  | 69 |
| 2.5   | Escoamento em Dutos  | 72 |
| 3     | DESENVOLVIMENTO  | 80 |
| 3.1   | Perdas por atrito e Procedimentos Adotados   | 80 |
| 3.2   | Trabalho de bombeamento  | 82 |
| 3.3   | Trabalho de Fricção  | 94 |

---

|       |   |     |
|-------|---|-----|
| 3.3.1 | Anéis do rotor                                  | 94  |
| 3.3.2 | Rolamentos                                      | 101 |
| 3.3.3 | Válvulas  | 105 |
| 3.3.4 | Paredes do rotor                                | 106 |
| 3.4   | Trabalho de Acessórios                          | 111 |
| 3.4.1 | Acessórios Elétricos                            | 112 |
| 3.4.2 | Bombas  | 113 |
| 4     | RESULTADOS E CONCLUSÕES                         | 120 |
| 4.1   | Resultados e Discussões                         | 120 |
| 4.1.1 | Trabalho de bombeamento                         | 122 |
| 4.1.2 | Trabalho de fricção                             | 126 |
| 4.1.3 | Trabalho de acessórios                          | 133 |
| 4.1.4 | Potência total e proporção das fontes de atrito | 137 |
| 4.2   | Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros   | 140 |
| 5     | BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO      | 144 |

# INTRODUÇÃO

## 1 INTRODUÇÃO

1.1 Introdução e motivação do trabalho

1.2 Objetivo do trabalho

1.3 Os motores a combustão interna e a energia para as necessidades humanas

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Introdução e motivação do trabalho

Este trabalho é parte do desenvolvimento do projeto de um novo motor a combustão interna. A realização desse trabalho foi possível devido à parceria da empresa KEYOU GmbH com o Instituto Superior de Engenharia do Porto, o que permitiu, que parte da engenharia do motor fosse concebida no ambiente da instituição de ensino. Este trabalho foi desenvolvido como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na área de Energia, no Instituto Superior de Engenharia do Porto, escola do Instituto Politécnico do Porto, Portugal. A execução desse trabalho se deu sobre a orientação do Professor Doutor Leonardo José da Silva Ribeiro, Professor Adjunto dessa instituição, e coorientação do Professor Dr. Luiz Eduardo Melo Lima, Professor Adjunto da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campus Ponta Grossa, Brasil e do Técnico Superior Joaquim Fernandes Monteiro Técnico Superior também do Instituto Superior de Engenharia do Porto.

Ainda que no cenário contemporâneo seja evidente a busca pela otimização e aumento da eficiência das máquinas e dos processos que fazem parte do cotidiano humano, buscas em grande parte motivadas por fatores relacionados com a sustentabilidade e custos devido as necessidades energéticas atuais, uma nova solução na área de motores de combustão interna, consiste num exemplo do incessante trabalho e aprimoramento da engenharia, uma vez que, os motores de combustão interna estão presentes na civilização humana há um longo intervalo de tempo, período em que a ciência dedicou a essa tecnologia, uma vasta quantidade de estudos, conclusões e soluções (Heywood, 1988). Uma fração dessas obras e suas valiosas contribuições para o desenvolvimento da área é citada no decorrer deste trabalho.

Mesmo com esses esforços, uma conclusão extraída do trabalho de Moran e Shapiro (2013), é a de que o limite teórico de otimização dessas máquinas térmicas ainda não foi alcançado, e portanto, esse estudo leva à outra premissa, de que ainda há a hipótese de sucesso na busca por soluções que visem a otimização nesse tipo motor, que ainda é muito importante para a sociedade (Baran e Legey, 2011). Martins (2013), mostra que os tipos de motores a combustão interna mais difundidos e consolidados no mercado, utilizam ciclos conhecidos como ciclo Diesel ou Otto, sendo que as duas máquinas são, em diversos aspectos, bastante semelhantes; alguns princípios de funcionamento forma construtiva e componentes são quase que integralmente compartilhados entre as mesmas, no entanto, existem diferenças fundamentais na forma de funcionamento destes motores, que serão explicadas adiante. Outro modelo que também é encontrado com relativa facilidade em algumas aplicações é o motor de dois tempos, que de acordo com Tillmann (2013) é menos complexo, geralmente dotado de menos componentes e peças móveis do que os motores de quatro tempos. O autor cita ainda outros tipos motores a combustão interna que foram introduzidos ao longo da história, como o motor rotativo Wankel que teve o seu funcionamento com sucesso pela primeira vez em 1957. Entretanto, estas são máquinas térmicas que não ganharam tanta popularidade quanto os motores Diesel e Otto, e são menos utilizadas atualmente, seja por problemas de eficiência, fragilidade ou algum outro problema que não foi solucionado ao longo da história.

A proposta de um modelo de motor com diferenças construtivas consideráveis em relação aos modelos citados é, portanto, um acontecimento de relevância no mercado e no ambiente científico. A busca pelo desenvolvimento dessa nova tecnologia, através de pesquisas e modelagens como as apresentadas aqui, justifica o desenvolvimento desse trabalho.

## 1.2 Objetivo do trabalho

De acordo com Heywood (1988), são diversos os passos a serem considerados na engenharia desse produto; a contribuição desta pesquisa é de caráter técnico ao desenvolvimento do motor, e tem o objetivo de fornecer a previsão da quantidade de energia despendida no motor na forma do que é conhecido como trabalho de atrito.

Essa informação é necessária no projeto de um motor pois com esse dado é possível a caracterização de especificações técnicas da máquina, a tomada de decisões acerca do projeto; é também um parâmetro de expressiva relevância para a eficiência de um motor, devido ao gasto energético que o trabalho de atrito num motor a combustão interna possui (Heywood, 1988). Estas afirmações são justificadas, com a observação de que apenas com esse dado, é que se torna possível completar a informação das estimativas da potência gerada pelo motor, efetivamente disponível ao utilizador (Heywood, 1988).

Para a previsão da potência real disponível num motor a combustão interna, os cálculos se iniciam com a estimativa da potência gerada pela combustão da mistura ar-combustível, ou a potência indicada, segundo Heywood (1988), tarefa que pode ser realizada de acordo com os métodos mostrados por Turns (2000) ou Martins (2013); no entanto, essa não será integralmente a potência real disponível, chamada de potência efetiva; este dado é obtido ao subtrair a potência desperdiçada, sob a forma de atrito, do valor obtido na estimativa da potência indicada. Essa é então, a previsão da potência útil, ou seja, a potência que realmente estará disponível para uso durante o funcionamento do motor.

### 1.3 Os motores a combustão interna e a energia para as necessidades humanas

Os motores a combustão interna executam trabalho ao realizarem a conversão de energia térmica em energia mecânica. A energia térmica nesses motores é obtida pela combustão, que de uma forma simplificada, pode ser descrita como a reação química que converte a energia química armazenada num combustível em calor (Turns, 2000). Esses motores, atualmente, são utilizados por quase todos os automóveis existentes (Rech, 2002). Martins (2013) traz uma lista de utilizações dos motores a combustão interna, que inclui automóveis, locomotivas, motos, navios e caminhões. Em outros campos é citada a sua utilização para a produção de eletricidade em larga e em pequena escala, assim como, as suas funções menos frequentes que incluem bombeamento de água, acionamento de compressores de ar, movimento de máquinas, e ainda em pequenos equipamentos para corte de relva ou árvores, entre outros.

As próprias definições de energia e de trabalho explicadas por Young *et al.* (2012) e Moran e Shapiro (2013) tratam da necessidade de que ocorra a transferência de energia para que seja realizado trabalho que é o que movimenta os engenhos humanos a favor das suas necessidades, e assim como as necessidades energéticas do homem ligadas principalmente ao conforto e à produção de bens, ultrapassaram o que lhe era fornecido por seu próprio corpo por meio da alimentação, o homem começou a se apropriar desde muito cedo em sua história de fontes energéticas externas. Diferentes maneiras de transformação e utilização das formas de energia disponíveis na natureza foram necessárias para possibilitar essa apropriação, as quais ocorreram, especialmente com o desenvolvimento de áreas como a matemática, a geometria e a engenharia (Pierre, 2011).

O desenvolvimento dessas áreas, associado às necessidades humanas propiciaram a criação de dispositivos mecânicos complexos empregados para o aproveitamento da energia, para realização de trabalho; dentre essas fontes externas, está a energia térmica (Pierre, 2011). Forma de energia que foi

utilizada em vários campos das atividades humanas, ainda segundo o autor, destacando-se o campo de transportes, onde a energia térmica tem sido largamente utilizada. Pode-se citar como um exemplo importante do uso da energia térmica as centrais termoeletricas, que produzem energia elétrica através de uma fonte de calor. Martins (2013) cita o que pode ser considerada uma tecnologia precursora do motor a combustão interna, a arma de fogo, invenção que, por meio da utilização da energia térmica proveniente do calor gerado na explosão, executa trabalho na locomoção do projétil. A revolução industrial, que se iniciou na década de 60 do século XIX, foi possível graças aos progressos alcançados por James Watt no motor a vapor, que é uma máquina térmica, e utiliza energia térmica para executar trabalho, naquela época proveniente principalmente da queima de carvão, e que ajudou a movimentar grande parte das indústrias dessa revolução industrial (Martins, 2013).

Existe atualmente um crescimento e uma tendência em curso que aponta para a substituição dos motores térmicos, que queimam combustíveis, em grande maioria de origem fóssil, pelos motores elétricos ou híbridos, que utilizam energia elétrica (Green *et al.* 2011). Tipo de energia que pode ter origem de diversas fontes sendo as principais os recursos hídricos, nucleares, eólicos, solares e inclusive da queima de combustíveis fósseis (Cesaretti, 2010). Essa tendência traz um otimismo em torno da previsão do domínio desta tecnologia para o futuro, porém, de acordo com Martins (2013), ainda é cedo para acreditar na extinção dos motores a combustão interna; é previsível que o uso dos motores térmicos ganhe um incremento, antes de ser substituído por novas tecnologias, que incluem pilhas de combustível e motores elétricos. Com a permanência desses motores em cena, a evolução dessa tecnologia, através de soluções mais eficientes, é uma prática que contribui para um cenário futuro com a presença dessas máquinas. A permanência dos motores térmicos num futuro próximo pode ser explicada por fatores que incluem; a necessidade desse tipo de solução em tecnologias sustentáveis projetadas para o futuro, como é o caso dos biocombustíveis, ou ainda, pela falta de uma solução completamente viável para sua substituição em um viés econômico e mesmo de sustentabilidade. A grande

disponibilidade e a proporção dos investimentos na fonte de energia térmica no planeta sob a forma de petróleo, serão dificilmente ignoradas enquanto for viável a utilização desse recurso, principalmente em termos econômicos (Ribeiro, 2015).

Dessa forma, há argumentos que preveem atualmente a viabilidade do desenvolvimento de soluções eficientes, que intermedieiem esse tipo conversão de energia em trabalho, realizada nos motores a combustão interna, e na aplicabilidade dessas tecnologias ainda nos dias de hoje. De maneira que, sob diversos aspectos, o aumento da eficiência na utilização dessa fonte energética é um fator positivo, sendo que pode ser comprovado a relação direta das tecnologias que alcançam este objetivo com a contribuição para o aspecto econômico, de sustentabilidade e social (Heywood, 1988).

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Motores de combustão interna

2.1.1 Princípio de funcionamento de motores com conjunto pistão cilindro

2.1.2 Princípios de funcionamento do motor desenvolvido

2.1.3 Busca pela eficiência dos motores de combustão interna

2.1.4 Eficiência teórica máxima num motor a combustão interna

2.2 Energia, combustíveis fósseis, motores de combustão e as consequências de sua utilização

### 2.3 Trabalho de atrito

2.3.1 Introdução ao trabalho de atrito

2.3.2 Definições

### 2.4 Tribologia

2.4.1 A fricção entre sólidos

2.4.2 Fricção com lubrificação por filme de fluido

2.4.3 Regimes de lubrificação para o atrito viscoso

### 2.5 Escoamento em dutos

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Motores de combustão interna

A invenção do motor de combustão interna, foi segundo Martins (2013), um dos inventos que proporcionou mais impacto na sociedade, devido à dimensão das mudanças que a tecnologia provocou na vida das pessoas, algo que ocorreu no século XIX. Essa importância pode ser ligada às inúmeras utilizações a que se destina esse tipo de máquina e à sua versatilidade, consequência do tipo de atividade que ela executa. Um motor, como explica Tillmann (2013), é uma máquina concebida para converter qualquer forma de energia, seja ela elétrica, hidráulica, química ou térmica em energia mecânica. Essa forma de energia que um motor é concebido para entregar é essencial pois com ela se consegue o movimento, dentre as diversas possibilidades está a de fazer uma máquina funcionar numa fábrica, um avião voar, ou um automóvel se movimentar. Na explicação dada por Young *et al.* (2012), a energia mecânica é a forma de energia que está ligada ao movimento dos corpos, ou seja, é a energia em transferência em um sistema que coloca um corpo em movimento.

Os motores a combustão interna são uma subclassificação das máquinas térmicas que são, de acordo com Martins (2013), máquinas que transformam a energia térmica em energia mecânica útil. É da combustão da mistura combustível-comburente que a energia térmica é proveniente, e acontece internamente, no caso destes motores, ou seja, existe uma câmara dentro do motor para que o fenómeno ocorra, sendo que existem ainda motores a combustão externa. A combustão, é uma reação exotérmica, ou seja, ocorre uma rápida reação de oxidação e calor é liberado na curso dessa reação química, e ela é, portanto, responsável por libertar ou converter a energia química armazenada no combustível em energia térmica (Turns, 2000). Em praticamente todas as máquinas térmicas terrestres, e consequentemente no motor estudado neste trabalho, o ar é o comburente, e por isto o termo utilizado

para descrever a mistura é, mistura ar-combustível. Como mostra Turns, (2000), o oxigênio é o responsável por oxidar o combustível na reação de combustão, e este elemento puro pode ser utilizado, por exemplo, como comburente na mistura combustível-comburente utilizada em motores de foguetes; já o ar atmosférico tem em seu volume, uma composição média de 21 % de oxigênio, sendo que o seu maior componente é o nitrogênio com 78 %, e o restante é composto por outros elementos com menor concentração. Os combustíveis mais utilizados por esses motores são todos derivados do petróleo e são, portanto, hidrocarbonetos de origem fóssil, o que origina os argumentos a respeito da sustentabilidade dessas máquinas. Os combustíveis mais comuns utilizados em motores são obtidos através da refinação do petróleo bruto, sendo eles o óleo diesel, a gasolina e o querosene; o uso majoritário do óleo diesel é nos motores a ignição por compressão, da gasolina nos motores com ignição por centelha; versões desenvolvidas especialmente para a aviação são a gasolina de aviação, utilizadas em motores a combustão interna e o querosene de aviação e utilizado principalmente em motores a jato (Martins, 2013). As tecnologias dos motores serão explicadas posteriormente. A proposta da tecnologia dos biocombustíveis é a de substituir os combustíveis atualmente mais utilizados como fonte primária de energia nas máquinas térmicas, como é o caso dos motores a combustão interna.

O motor a combustão, é uma máquina térmica e funciona segundo um ciclo termodinâmico de potência que opera entre dois reservatórios. As características desses ciclos são estudadas pela termodinâmica (Çengel e Boles, 2013). Os reservatórios térmicos, entre os quais opera o ciclo termodinâmico de um motor, são pontos onde há troca de energia, que possibilita a conversão do calor em trabalho mecânico. Num motor a combustão, o reservatório quente, é o volume dos gases aquecidos pela combustão, que é chamado de fluido motor ou ativo, ou seja, é o reservatório que recebe a adição de energia térmica, proveniente da queima do combustível. Já o reservatório frio é a atmosfera neste caso. Como mostra Moran e Shapiro (2013), o enunciado de Clausius da 2ª lei da termodinâmica, diz que é impossível o calor fluir, de forma espontânea, de um corpo de temperatura menor, para um corpo de temperatura maior, o que fornece uma direção para que a troca de energia ocorra

entre os dois reservatórios mencionados. As máquinas térmicas e, portanto, o motor a combustão, que opera um ciclo termodinâmico de potência, convertem parte da energia térmica do reservatório quente em energia mecânica, e uma outra parcela é transferida, ou rejeitada, para o reservatório frio. A figura 1 fornece uma ilustração desse processo de transferência e conversão de energia.

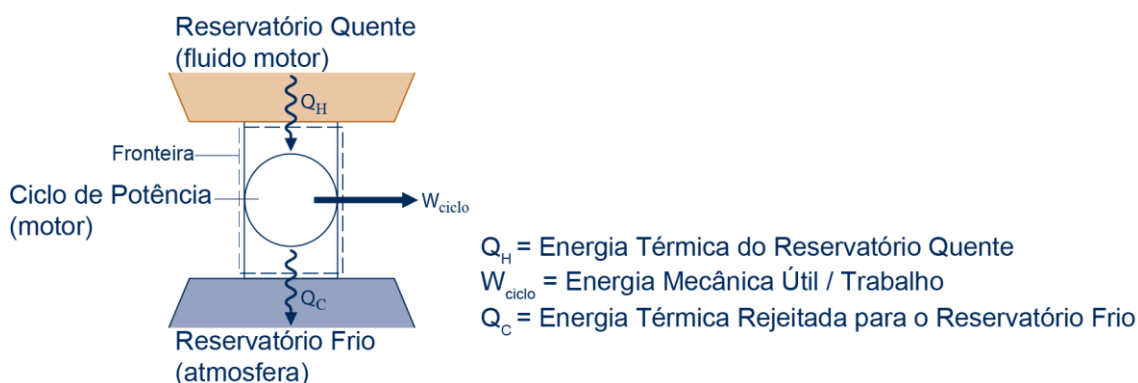


Figura 1 - Esboço de um ciclo de potência reversível  
 Fonte: Adaptado, (Moran e Shapiro, 2013).

A energia térmica libertada pelos combustíveis nas máquinas térmicas, é transferida ao fluido motor ou ativo; essa conversão ocorre com a transferência cíclica de energia, e por isso, diz-se um ciclo termodinâmico (Tillmann, 2013). A energia é transferida do fluido ativo aos componentes mecânicos da máquina, ou ainda, no caso dos motores a jato, o fluido ativo, é o próprio responsável para a criação do impulso que gera o movimento (Martins, 2013). Os diferentes comportamentos do fluido ativo nos motores, ilustram a forma de funcionamento de dois diferentes tipos de motores a combustão interna, o primeiro onde o fluido motor evolui de forma pulsante numa cavidade do motor com volume variável, chamado máquina volumétrica, e o segundo caso onde o fluxo do fluido motor é contínuo, e há utilização de sua energia cinética, tipo de máquina conhecida como dinâmica.

A figura 2 traz a classificação dos tipos de máquinas térmicas de potência, pois ainda existem máquinas térmicas operando outros ciclos, como o de refrigeração:

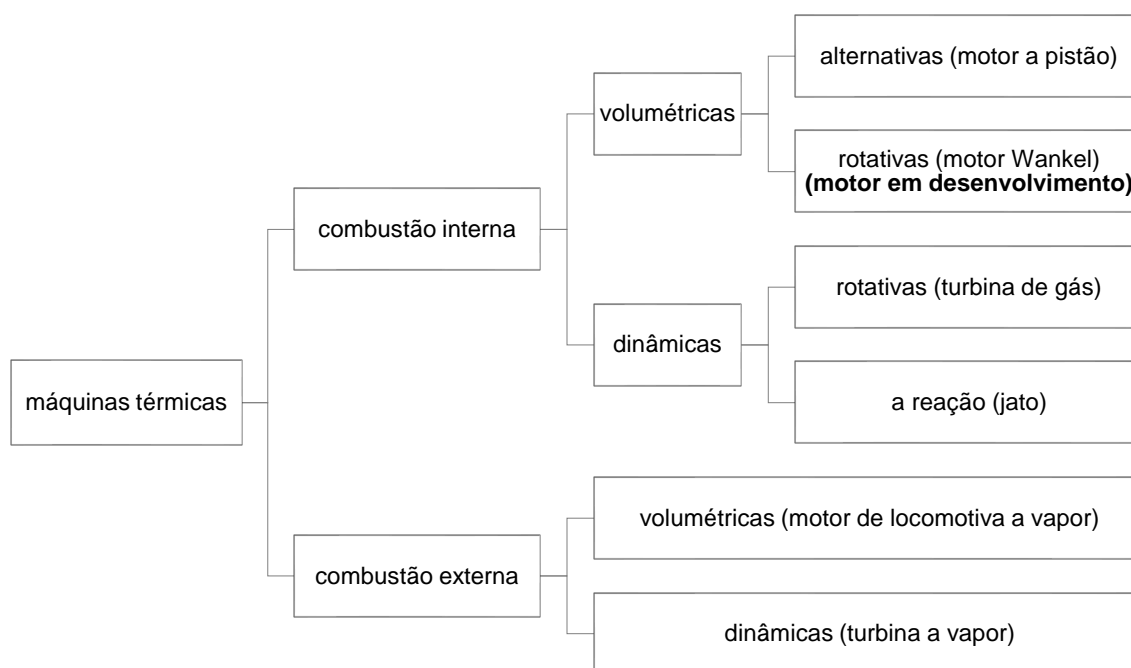


Figura 2 - Classificação das Máquinas Térmicas  
Fonte: Adaptado, (Martins, 2013).

Encontra-se destacada na figura 2, a posição na classificação das máquinas térmicas onde se encontra o motor em desenvolvimento neste trabalho. Esse motor é uma ramificação das máquinas de combustão interna, volumétricas e rotativas, de acordo com a classificação trazida pelo autor. Ainda segundo Martins (2013), o fluido motor, neste tipo de máquina, executa trabalho sobre os componentes mecânicos do motor, por meio da variação de pressão e do volume, alcançadas por meio do fornecimento de calor e aquecimento desse fluido. Essa conversão de energia, de acordo com Moran e Shapiro (2013), é possível pelo fenômeno de dilatação ou expansão térmica, que ocorre nos gases, e que ocorre também, em menor proporção, em grande parte dos sólidos e líquidos (Callister, 2013). Devido à dilatação térmica, quando um gás é aquecido, se não houver barreiras físicas ou uma restrição ao movimento, haverá um aumento do seu volume; se houver uma restrição à expansão, haverá um aumento da pressão, no interior do que pode ser um recipiente, uma câmara onde o gás se encontra. A expansão do gás ocorre pelo maior nível de agitação

e separação das moléculas, proporcionalmente à temperatura, ou, pela maior energia interna das moléculas. Se um gás pode ser considerado um gás ideal, este obedece a relação conhecida como lei dos gases ideais ou equação dos gases perfeitos (Moran e Shapiro, 2013). Se não há transferência de energia ou massa no sistema em ambos os estágios, ou seja, admitindo um sistema fechado e isolado, a simplificação da equação do gás ideal, é dada pela equação (1), e traz a relação entre a pressão, temperatura, e o volume ocupado pelo gás no estado 2, e o estado inicial, 1. Os subscritos 1 e 2 tratam, respectivamente, do primeiro e do segundo estado do processo, neste texto, antes e depois da elevação da temperatura do gás:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (1)$$

onde:

$P$  = Pressão

$V$  = Volume

$T$  = Temperatura

Esta equação pode ser usada para ilustrar, de forma simplificada, o recurso utilizado para fazer com que os motores de combustão interna entreguem energia na forma mecânica. A partir do fornecimento de energia na forma de calor, de maneira que, se as pressões são constantes em ambos os estágios, ou seja  $P_1 = P_2$ , ao provocar um aumento da temperatura, do estado 1 ao estado 2, de forma que  $T_2 > T_1$  no fluido de trabalho do motor a combustão interna, que é considerado aqui um gás ideal, constricto num volume de controle fechado, vê-se, ao solucionar a equação (1) para  $V_2$ , que o volume ocupado pelo gás no estado 2 será também maior que o volume no estado 1, ou seja  $V_2 > V_1$ .

Imaginemos portanto duas câmaras adjacentes cheias de ar, com uma fronteira móvel que as separa; imaginemos que faz-se o bloqueio da fronteira, na posição intermediária entre as duas câmaras, e que procede-se com o aquecimento de uma delas, que experimenta portanto um aumento de pressão, obedecendo a equação (1), imaginemos agora que faz-se o desbloqueio da fronteira e restaura-se o livre movimento da mesma, imediatamente, a fronteira se moverá em direção a câmara fria, pois a maior pressão da câmara quente a

empurrará, restaurando assim o equilíbrio anteriormente perdido pela diferença de pressões. Um motor a combustão interna funciona de maneira análoga ao exemplo dado. A queima do combustível provoca o aquecimento e o aumento da pressão dos gases, então há o deslocamento da fronteira, devido aumento do volume ocupado pelo gás aquecido, que busca equilibrar a pressão na câmara com a pressão exterior. A fronteira da câmara ocupada pelo gás, que se move para comportar o aumento do volume e o equilíbrio das pressões, está ligada aos mecanismos do motor, que capturam esse movimento, fazendo girar o veio do motor. Segundo Heywood (1988), nos motores que utilizam o ciclo Diesel ou Otto, esse movimento acontece devido ao deslocamento do pistão no interior do cilindro, o movimento linear de vaivém do pistão é convertido em movimento rotativo, por um mecanismo de biela manivela (Norton, 2010). Já no caso do motor modelado neste trabalho, a expansão dos gases de combustão, ocorre no rotor, e provoca um movimento de rotação do componente, e conseqüentemente a rotação do veio principal, e não há necessidade nesse caso, assim como no motor rotativo Wankel, da conversão do movimento linear em rotativo.

Por fim, o que conclui o ciclo de potência de um motor a combustão interna é a etapa em que esse fluido, que foi aquecido e expandido devido à combustão, com o objetivo de que parte da energia que fora adicionada a ele em forma calor fosse convertida em trabalho mecânico, se transforma nos gases ricos em dióxido de carbono e vapor de água, principais produtos da combustão, e são então, expelidos pelo sistema de exaustão do motor (Klein e Eriksson, 2004).

### 2.1.1 Princípio de funcionamento de motores com conjunto pistão cilindro

A analogia já utilizada entre o motor a combustão interna com o conjunto pistão/cilindro e o motor rotativo em desenvolvimento é também empregada nesta seção. A difusão que o motor com conjunto pistão/cilindro tem na sociedade facilita a introdução dos princípios mecânicos de funcionamento, num motor desse tipo. Segundo Martins (2013), entre os motores com o conjunto pistão/cilindro, as máquinas alternativas são as duas tecnologias mais utilizadas, são também os que mais se assemelham ao motor rotativo projetado.

O corpo do motor, geralmente construído de ferro fundido ou mesmo alumínio, é chamado de bloco do motor; ele é responsável por alojar os canais de lubrificação, refrigeração que são escavados diretamente no bloco, além de diversos componentes do motor (Martins, 2013). É no bloco do motor que são feitas as cavidades cilíndricas, ou simplesmente cilindros por onde deslizam os pistões; estes estão ligados pelas bielas a uma manivela que é o veio do motor, chamado de cambota; os pistões se movimentam devido ao fenômeno descrito na seção anterior e formam a fronteira móvel da câmara com ar que tem sua pressão elevada com o aumento da temperatura, provocando assim o movimento da fronteira, ou nesse caso, o movimento dos pistões. Pelo mecanismo que faz a conexão entre os dois componentes, o efeito do movimento de subida e descida dos pistões dentro dos cilindros é o de girar a cambota, e é dessa forma que se obtém a energia mecânica; com o movimento dos pistões se consegue a rotação do motor, que pode ser utilizada, por exemplo, numa das diversas atividades citadas. A câmara onde ocorre a combustão e o fluido motor é expandido é justamente o espaço criado entre o cilindro, estático, e o pistão, que se move para expandir as fronteiras desse espaço para comportar a expansão dos gases. Ainda nesse mecanismo dinâmico, para garantir o movimento contínuo do veio do motor e evitar a inconstância da velocidade de expansão no interior do cilindro, além de manter o motor girando nos tempos do motor onde não existe qualquer processo de expansão, caso detalhado posteriormente, o motor é dotado do que é conhecido como volante de inércia, que é um disco com elevada massa e inércia, conectado ao veio do motor com o objetivo de oferecer resistência a variações bruscas na velocidade e armazena

energia cinética suficiente com a sua rotação, para manter o movimento do motor suficientemente suave e contínuo.

O ponto mais alto que o pistão pode atingir no interior do cilindro, e que marca o fim do seu curso superior, é denominado Ponto Morto Superior ou PMS, e ao ponto mais baixo, o fim de seu curso inferior, chama-se Ponto Morto Inferior, PMI (Martins, 2013). O curso do pistão é a distância percorrida entre o PMI e o PMS e é duplo do raio da manivela. O volume da câmara é, portanto, o produto da área de seção transversal do cilindro pelo curso do pistão; esse volume multiplicado pelo número de cilindros de que o motor dispõe é conhecido como cilindrada do motor. Os motores chamados de motores de quatro tempos, tem essa denominação pois executam quatro etapas ou cursos até completar um ciclo completo. A primeira etapa ou primeiro tempo do ciclo, chamado de admissão, ocorre quando o volume no interior do cilindro que vai do PMI ao PMS, é preenchido com ar fresco; num motor naturalmente aspirado o ar é sugado, para dentro do motor, pela pressão negativa que o movimento de descida do pistão faz na câmara. Devido à forma de construção desses motores, e também com o efeito de aumentar a eficiência da combustão, por motivos explicados pela cinética química e descritos no trabalho de Turns (2000), o ar é comprimido antes de sua combustão; este é o segundo tempo de um motor de quatro tempos, denominado compressão; ocorre quando o ar, que preenche a câmara com altura igual ao curso do pistão, e largura igual ao seu diâmetro é comprimido, pela subida do pistão até um volume morto, acima do PMS. A esta câmara contendo o volume morto, é dado o nome de câmara de combustão. É neste volume onde a combustão da mistura ar-combustível ocorre, o que dá início ao terceiro tempo do motor, que é chamado combustão e expansão, após a queima; os gases aquecidos pela combustão se expandem, provocando o movimento descendente no pistão, e, conseqüentemente, movendo o veio do motor da maneira já descrita. E por fim, o quarto tempo, é o de exaustão, onde o movimento novamente ascendente do pistão, faz com que os gases no interior do cilindro, agora preenchido com os produtos da combustão, sejam finalmente expulsos para a atmosfera, dando fim ao ciclo.

A figura 3 indica a posição do pistão e o sentido do seu movimento em cada um dos processos descritos.

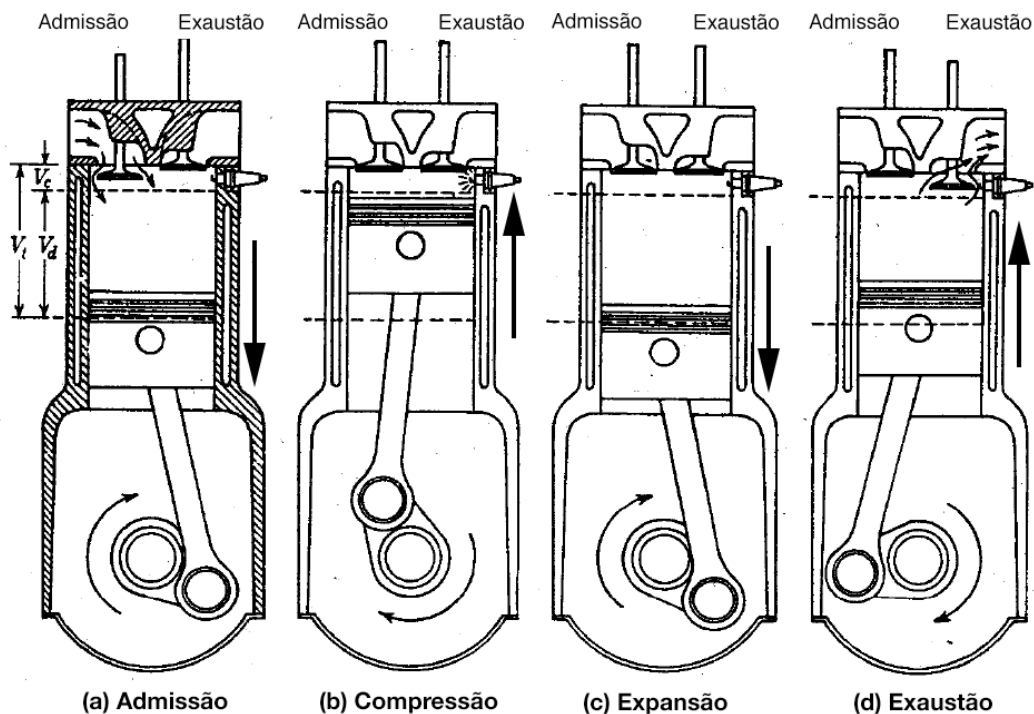


Figura 3 - Operações de um motor de 4 tempos  
Fonte: Adaptado, (Heywood, 1988).

O processo descrito acima retrata, de forma simplificada, o funcionamento do motor, que depende da operação de uma diversidade de outros componentes, e portanto, alguns componentes e algumas variações encontradas nos motores não foram mencionadas. Dentre esses componentes, estão retratadas na figura 3 as válvulas de admissão e exaustão. Elas têm a função de permitir o escoamento dos gases no momento apropriado. As válvulas mencionadas permitem este fluxo respectivamente, no momento de admissão, para permitir a entrada de ar fresco dentro do motor, e no momento em que é necessário expulsar os gases de combustão para a atmosfera (Heywood, 1988).

Uma forma de representar o ciclo descrito é na forma do diagrama pressão-volume específico do ciclo termodinâmico, que mostra a progressão das etapas do ciclo através de um diagrama, que liga os pontos correspondentes a cada um dos estados termodinâmicos ao final de cada processo (compressão, combustão, expansão, exaustão e admissão), num plano onde a pressão do

fluido de trabalho corresponde ao eixo das ordenadas e o seu volume específico o eixo das abcissas, para o ciclo Diesel o diagrama padrão pressão-volume específico, ou simplesmente diagrama P-v, é mostrado na figura 4

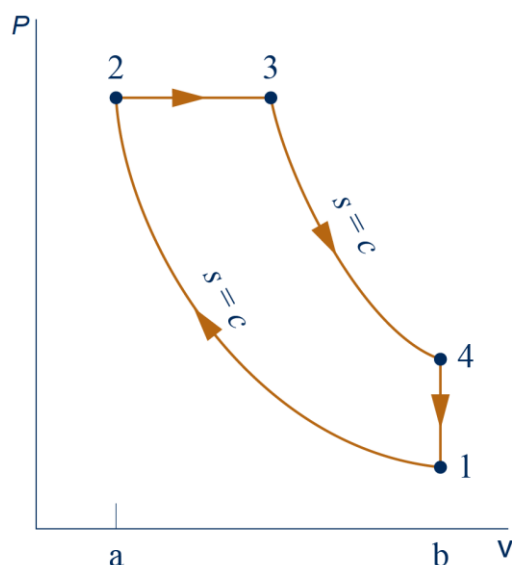


Figura 4 - Diagrama Pressão-Volume específico do ciclo Diesel  
Fonte: Adaptado, (Moran e Shapiro, 2013).

O ciclo padrão Diesel representado no diagrama da figura 4 é um ciclo ideal, com quatro processos reversíveis. O primeiro processo, do estado 1 ao estado 2, é o processo de compressão isentrópica. O calor é transferido ao fluido de trabalho à pressão constante no processo 2-3. No processo 3-4 ocorre a expansão isentrópica do fluido de trabalho. Por fim, no processo 4-1 calor é rejeitado, etapa que corresponde à exaustão e admissão num motor real (Moran e Shapiro, 2013).

Existem algumas diferenças fundamentais no funcionamento entre os motores com ignição por compressão, ou motor Diesel que utiliza como combustível o óleo homónimo ou o biodiesel, e o motor com ignição por centelha, faísca ou ignição comandada, que geralmente utiliza como combustível gasolina ou etanol, no caso de operar com biocombustível (Martins, 2013).

Ambos possuem os quatro estágios descritos acima, no entanto, num motor de ignição comandada, a ignição da mistura é feita com a produção de uma centelha, usualmente provocada por uma descarga elétrica, dentro da câmara de combustão (Heywood, 1988). O combustível neste tipo de motor é

introduzido no cilindro na etapa de admissão misturado com o ar. A figura 5 ilustra os quatro tempos do motor para o caso de ignição comandada.

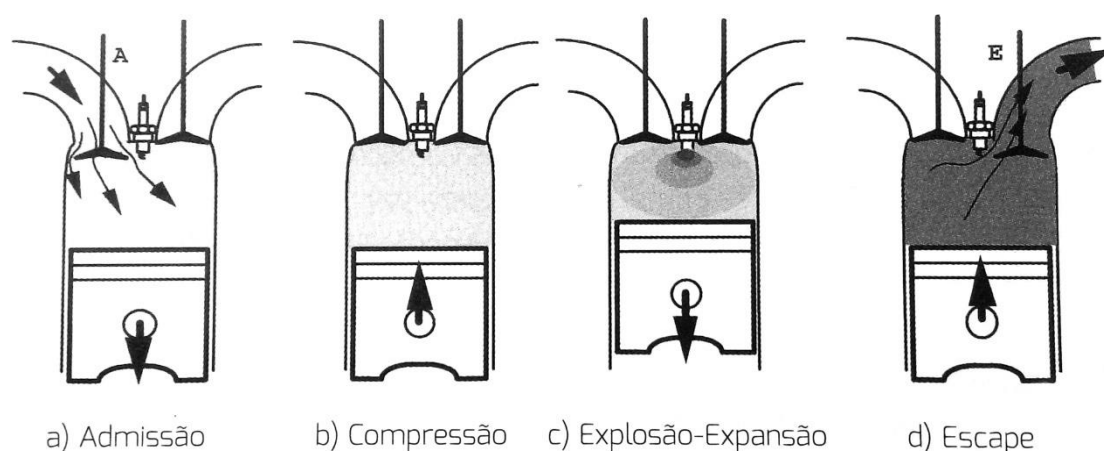


Figura 5 - 4 tempos de um motor de ignição por centelha  
Fonte: Adaptado, (Martins, 2013).

Um benefício dessa forma de funcionamento, de acordo com (Martins, 2013), é o da homogeneização da mistura ar-combustível durante a admissão e compressão, o que provoca uma queima também mais homogênea e menor sobra de produtos não queimados, com a consequência de uma maior liberação de calor e menor poluição, como já citado. Uma desvantagem, segundo o autor, é, porém, o fato da temperatura da mistura, que sobe no processo de compressão, respeitando a equação (1), ficar bem abaixo da temperatura de autoignição. A temperatura de autoignição, é a combinação de temperatura e pressão em que a mistura combustível-comburente entra em combustão espontaneamente, sem a necessidade da utilização de uma centelha para desencadear o processo (Turns, 2000). Um outro aspecto negativo do ciclo Otto, destacado por Martins (2013), é o da necessidade de combustíveis de melhor qualidade para serem utilizados por estes motores, combustíveis que possam ser vaporizados, além da limitação da taxa de compressão, pois quanto maior a pressão, colocada na etapa de compressão, sobre a mistura ar-combustível, maior a temperatura da mesma, que não pode ser alta o suficiente para provocar a ignição espontânea do combustível, limitações que abaixam o rendimento térmico do motor.

Solucionando esses problemas Rudolf Diesel concebeu o motor Diesel, com os mesmos componentes e etapas do motor anterior, porém, num motor a

ignição por compressão, o combustível é injetado na câmara de combustão quando o ar dentro dos cilindros já foi comprimido, ou seja, ar puro preenche os cilindros durante a admissão. A altura em que o combustível é injetado, a temperatura e pressão na câmara de combustão garantem a autoignição da mistura. Este tipo de motor trabalha então com taxas de compressão e pressões muito superiores, cerca do dobro dos valores de um motor com ciclo Otto. A figura 6 ilustra o ciclo de quatro tempos do conjunto pistão cilindro num motor Diesel.

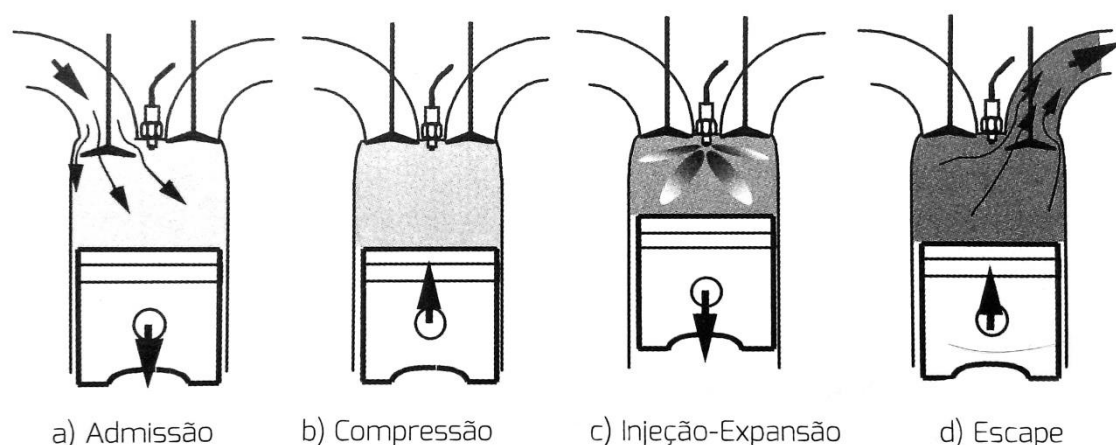


Figura 6 - 4 tempos de um motor de ignição por compressão  
Fonte: Adaptado, (Martins, 2013).

No motor Diesel, esboçado na figura 6, o sistema de injeção de combustível trabalha com pressões ainda superiores à da câmara de combustão, já que o que provoca o escoamento do combustível do reservatório para a câmara de combustão é justamente a diferença de pressão entre os dois locais, como explica (Fox *et al.* 2011).

### 2.1.2 Princípios de funcionamento do motor desenvolvido

O motor a combustão em desenvolvimento, que motiva a execução deste trabalho, é um motor a combustão interna, volumétrico, rotativo, conforme a classificação apresentada por Martins (2013), visível na figura 2. Os componentes principais desse motor, em contraste ao conjunto pistão/cilindro nos tipos de máquinas descritos anteriormente, são, os rotores de compressão e expansão e as câmaras de combustão separadas desses componentes. A figura 7, ilustra estes componentes e a sua disposição no bloco do motor.

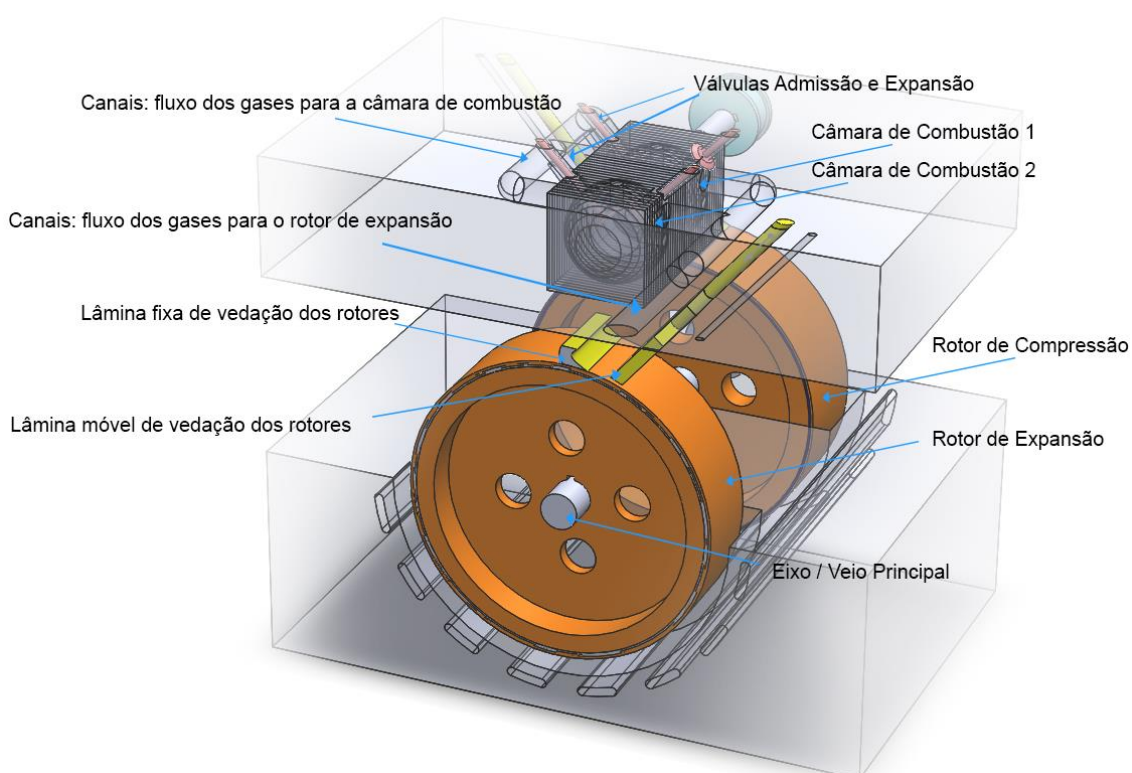


Figura 7 - Principais componentes do motor

Componentes, como o comando das válvulas, o comando das lâminas de vedação, dutos de lubrificação e refrigeração, entre outros, foram suprimidos da figura 7 devido a menor importância de sua visualização para esta etapa do trabalho, ou ainda, devido à falta de definição dos mesmos para o projeto final do motor.

A figura 8, traz a vista lateral da fase atual do projeto do motor:

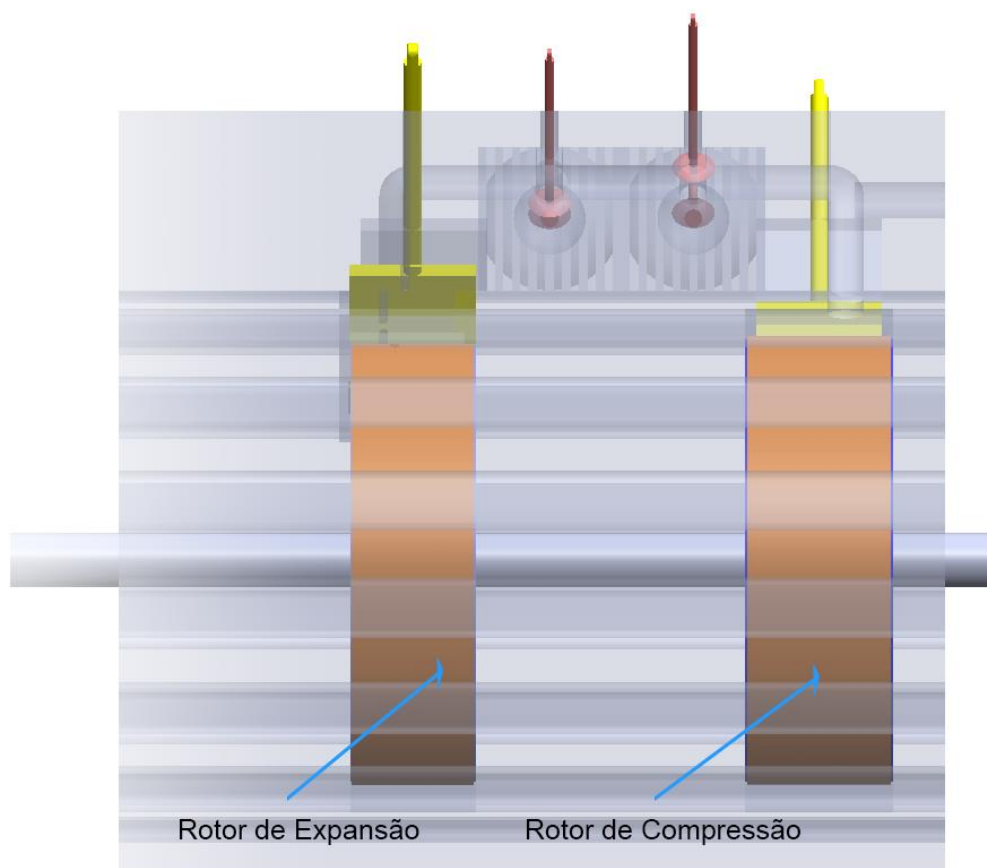


Figura 8 - Vista lateral do motor.

A diferença de dimensão dos rotores, vista na figura 8, é uma previsão do projeto. A característica de utilização de diferentes rotores para a compressão e expansão, presente nesse motor, permite que o volume disponível nas câmaras de compressão e expansão, seja configurado pela dimensão de cada um dos rotores.

Os processos, de admissão, compressão, combustão e expansão, e exaustão nesse motor, ocorrem nos componentes mostrados nas figuras 7 e 8. A progressão e a forma com que eles ocorrem estão descritas a seguir:

- Admissão: Neste processo, o ar fresco entra na câmara formada pelo rotor e o estator, e a preenche de acordo com o movimento de rotação que expande as fronteiras dessa câmara, limitadas pelas lâminas de vedação fixa e móvel, como mostrado pela seta nomeada 'Câmara 1', na figura 9.

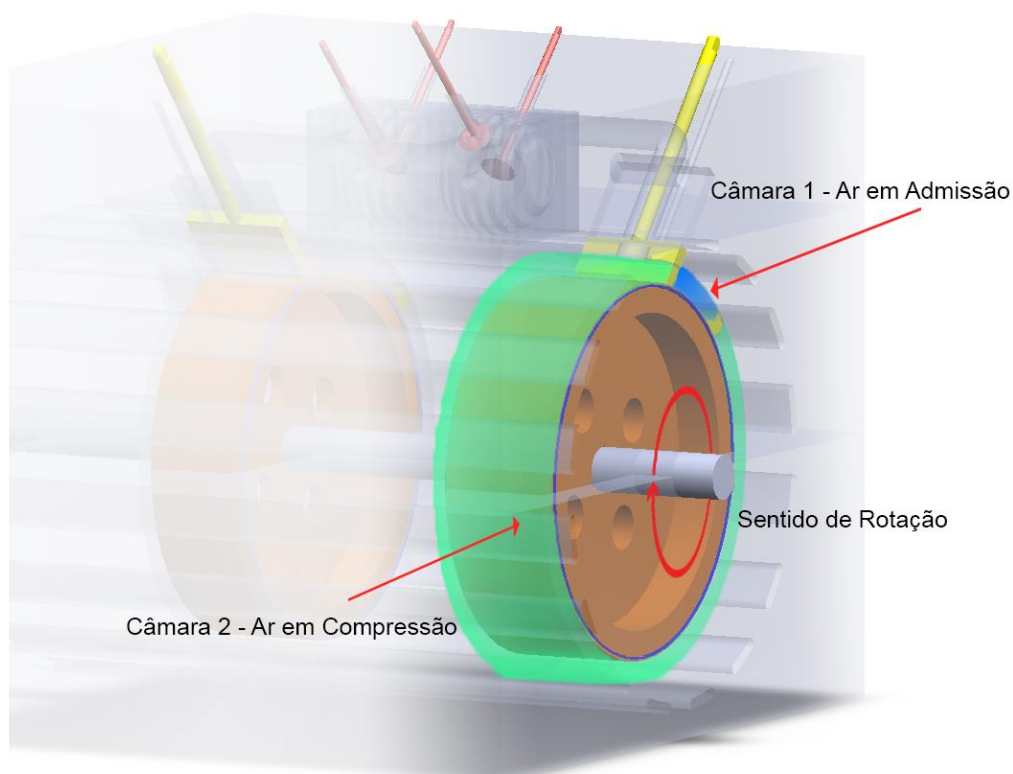


Figura 9 - Câmaras de Admissão e Compressão

- Compressão: O aumento do volume da câmara se dá, até o momento em que a compressão do ar se inicia, como se pode ver na figura 9, as câmaras de admissão e compressão são adjacentes. Após cada volta completa do rotor e o movimento da lâmina móvel de vedação, que sobe, permitindo a passagem da lâmina fixa, o volume de ar anteriormente na câmara de admissão fica, entre as duas lâminas, e agora na câmara de compressão. Com a continuidade do movimento de rotação do rotor, ocorre a compressão do ar, a sequência descrita é ilustrada na figura 9 onde as duas câmaras estão indicadas.

A figura 10 ilustra os dutos que os gases percorrem no interior do motor, antes que ocorra a combustão e posteriormente após a combustão, antes da expansão no rotor:

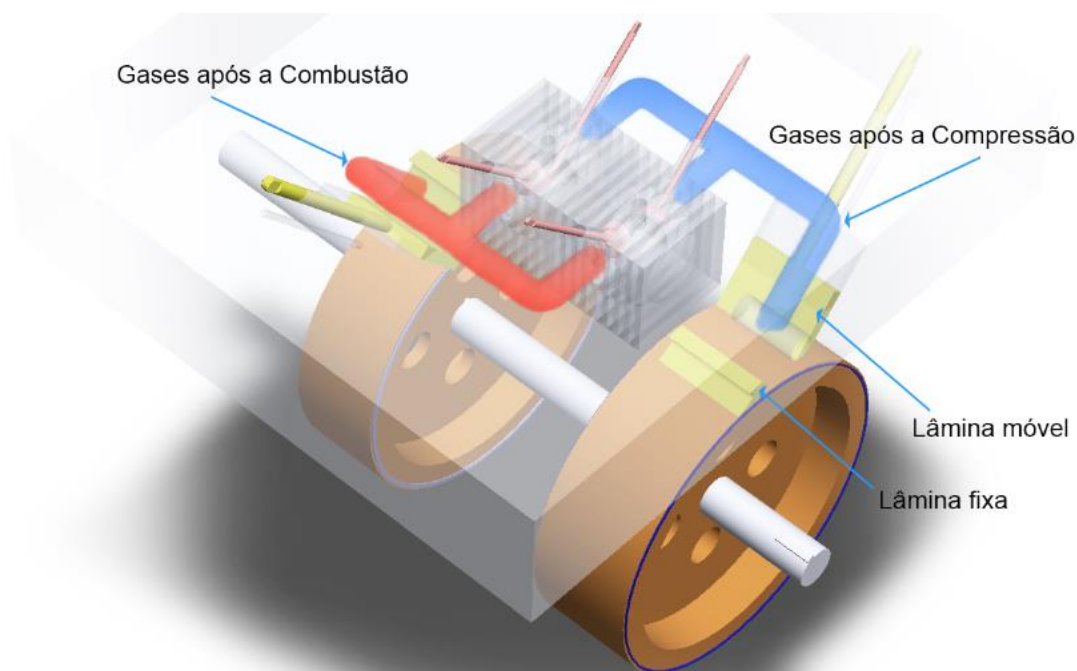


Figura 10 - Dutos dos Gases no Motor

- Combustão e Expansão: Após o final da compressão o ar é transferido por meio de dutos no bloco do motor até à câmara de combustão, como indicado na figura 10. Para permitir o fluxo do ar comprimido para câmara de combustão, as válvulas de entrada são abertas, a localização da câmara de combustão está acima dos rotores de compressão e expansão, como pode ser visto na figura 8. Há a previsão no projeto da existência de duas câmaras de combustão, que funcionam alternadamente. Após a combustão, a válvula de saída da câmara de combustão se abre, permitindo que os fluidos em alta pressão e temperatura escoem até o rotor de expansão, local onde ocorre a expansão dos gases, o que provoca a rotação do rotor e gera a potência útil no motor.

O processo descrito pode ser visto na figura 11.

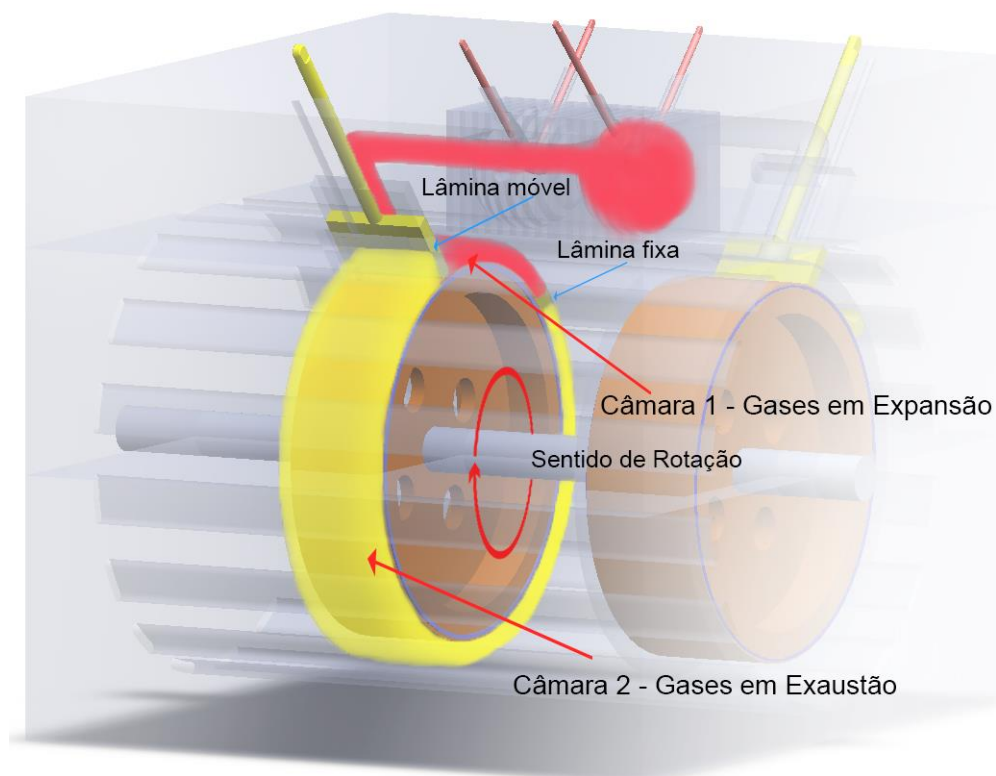


Figura 11 - Câmara de expansão.

- Exaustão: Analogamente ao processo de admissão-compressão, ocorre o processo de expansão-exaustão. A expansão ocorre até o limite imposto pelo encontro das lâminas de vedação, após uma volta completa do rotor, mostrado na figura 11, a lâmina móvel sobe permitindo a passagem da lâmina fixa, enquanto que esta câmara recém-criada serve para um novo processo de expansão; os gases presos na câmara adjacente são expulsos com o movimento do rotor, que varre a câmara removendo os gases de seu interior.

A proposta de modularidade deve ser contemplada pelo projeto final do motor, isto é, os motores devem ser construídos em blocos com os componentes funcionais apresentados anteriormente, e que permitam a sua ligação a outros blocos do motor, todos montados no mesmo veio, de maneira que uma exigência de maior potência útil em dado momento após a aquisição de uma máquina, não

signifique a necessidade da troca de todo o motor e que a necessidade possa ser satisfeita com a adição de mais um módulo do motor.

Componentes externos ao bloco principal do motor, como as caixas de velocidades, geradores elétricos, entre outros, não serão apresentados nesse trabalho, e, para estes componentes devem ser adotadas soluções similares ao que é atualmente utilizado comercialmente.

### 2.1.3 Busca pela eficiência dos motores de combustão interna

Melhorias e pesquisas têm sido implantadas e realizadas desde a criação dos motores de combustão interna há mais de 100 anos. Segundo Lopes *et al.* (2003), ainda são crescentes esses esforços que, constantemente têm o objetivo de tornarem os motores mais eficientes, com menor custo de produção, permitir utilização de diferentes tipos combustíveis como os renováveis, e também serem menos poluentes. Os avanços passam pela adaptação e mudança de componentes, como mostra Tillmann (2013), até o enfático advento dos computadores e centrais eletrônicas de controle integradas, *Engine Control Unit* (ECU) também chamada de *Engine Control Module* (ECM), ou ainda Unidade de Controle de Comando (em português), utilizadas para controle e operações de subsistemas nos motores, que representaram um avanço relevante para o aumento na eficiência destes, sendo os sistemas puramente mecânicos correspondentes quase que totalmente substituídos (Mosin *et al.* 2014).

A quantidade de pesquisas em busca de soluções, que contribuam para um aumento de eficiência, é justificada pelos valores já citados dessa conquista, destacado as vantagens econômicas e de sustentabilidade. Um exemplo que ilustra o contraste e o alcance das melhorias trazidas por soluções incorporadas aos motores, neste caso pela adoção da eletrônica, está no componente que faz a injeção do combustível no motor. Em motores operando o ciclo Otto, o carburador, é um sistema puramente mecânico utilizado para o preparo da mistura ar-combustível e a sua injeção no motor, e pôde ser trocado pelos sistemas de injeção eletrônicos, ou doseador eletrônico de combustível. O controle eletrônico do combustível permite a dosagem correta da quantidade de combustível na mistura, assim como a disponibilização da quantidade de combustível necessária em tempo real, já que dados são adquiridos por diversos sensores, e então, processados por modelos que calculam a necessidade de combustível no motor em intervalos curtos de tempo, processo de controle que ocorre dentro da ECU (Tillmann, 2013). O acompanhamento da necessidade de combustível no motor em tempo real, proporciona economia do combustível e

redução da poluição, neste caso, evitando ora a queima de combustível em excesso ora a combustão incompleta. A economia de combustível em ambos os casos é promovida por evitar o desperdício de combustível, por ser consumido sem necessidade ou eliminado sem que seja queimado. A redução da poluição é alcançada no primeiro caso devido a menor emissão dos poluentes, que em decorrência do consumo excessivo de combustível, são produzidos também em excesso, já que o produto da combustão completa do carbono (C), o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), ou os óxidos de nitrogénio ( $\text{NO}_x$ ) que são também uma consequência do processo de combustão, podem ser poluentes (Turns, 2000). O motivo da poluição causada no segundo caso, em que há uma mistura com a proporção incorreta de combustível no ar, ou defeito de ar, é a queima ineficiente, uma vez que sem a quantidade suficiente de oxigénio para que ocorra a combustão o combustível não é completamente oxidado, dessa forma ou é expelido combustível na sua forma original junto com os gases de combustão na exaustão, ou parcialmente oxidado na forma de um composto chamado de monóxido de carbono (CO), ambos mais poluentes que o que é composto que é o principal produto da combustão, o já citado dióxido de carbono (Turns, 2000). Em motores que operam o ciclo Diesel, soluções similares também são adotadas para o sistema de injeção, sendo que o sistema de injeção direta mecânica convencional, tem sistemas eletrónicos análogos como substitutos de forma que essa análise pode ser aplicada em ambos os casos.

De forma geral, a contribuição mais importante dos sistemas de controlo eletrónico é a característica que este tipo de componente tem, de fazer com que a operação do motor se dê num regime de controlo em malha fechada, com a recepção de dados de diversos sensores, que são processados nos modelos implantados nesses componentes e permitem a calibração e ajuste eficiente das funções do motor em tempo real (Mosin *et al.* 2014).

Uma das soluções que fazem uma revisão pontual das técnicas consolidadas para construção e operação dos motores, e é ainda assim eficiente, está nos resultados alcançados por Wang e Haskara (2011), que propõem a substituição de um sensor físico de pressão no sistema de exaustão, por um modelo matemático relativamente simples, desenvolvido pelos pesquisadores, e que, por meio de parâmetros de ajuste pode ser usado em diferentes máquinas.

O modelo fornece uma estimativa da pressão na exaustão de motores a diesel, um parâmetro crítico como os autores mostram. Trabalho este, que consiste em mais uma evidência da importância dos métodos de controle eletrônico que os motores dispõe atualmente, assim como das áreas diversas em que é possível uma otimização, ao passo que este modelo, ainda de acordo com Wang e Haskara (2011), tem importância não só por contribuir para a economia de custos, pela supressão de um componente físico, mas também pelo aumento da eficiência que, de acordo com autor, é obtida com a incorporação dessa variável como entrada, como um parâmetro que a central de controle do motor ECU irá utilizar para calcular funções que influenciarão diretamente, ações que nesse caso, alteram a taxa de consumo do motor, como a já citada riqueza da mistura, a proporção de combustível na mistura ar-combustível, assim como ações antipoluição, que neste caso, consiste no controle da quantidade de gás de exaustão que é recirculado, ou seja, que é reintroduzido na etapa de admissão de ar fresco, o que tem objetivo de diminuir a formação dos compostos poluentes chamados de óxidos de nitrogênio ( $\text{NO}_x$ ) (Heywood, 1988).

Outros resultados que buscam revisar, trazer alguma nova característica ou melhora à tecnologia dos motores a combustão interna, podem ser vistos nos trabalhos de Kandylas e Stamatelos (1999), Eilon e Saunders (1957) ou Dorić *et al.* (2011); no entanto, estes são ainda apenas alguns exemplos dos esforços que têm contribuído para evolução desses motores, no que diz respeito à utilização de combustíveis alternativos, modelagem, redução e controle das emissões, aumento de eficiência, entre outros. Uma das características que figuram entre as que possuem maior importância nos motores atuais, é a capacidade de operar com baixa emissão de poluentes, e por isso são enfatizados os sistemas de controle e componentes que têm esse papel (Martins, 2013).

### 2.1.4 Eficiência teórica máxima de um motor a combustão interna

Fundamentalmente, nem toda a energia fornecida em um motor térmico é de fato convertida em trabalho, ou seja, segundo Moran e Shapiro (2013), nenhum motor térmico pode ter uma eficiência ou rendimento igual a 100 %, o que significaria que toda a energia térmica fornecida ao motor, seria convertida em trabalho útil. Pelo fato do motor a combustão interna ser também uma máquina térmica, essa afirmação tem sua base na termodinâmica, área de estudo que aborda a eficiência desses ciclos de potência. Na seção que trata dos princípios de funcionamento de uma máquina térmica, são descritos os conceitos termodinâmicos inerentes destes ciclos de potência, assim como o comportamento do motor em relação aos reservatórios quente e frio.

Como já mencionado, num ciclo de potência apenas uma parcela da energia do reservatório quente pode ser transformada em trabalho, uma parcela deverá ser rejeitada para o reservatório frio; essa limitação do ciclo termodinâmico é abordada pelo enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei da termodinâmica, e nela está contido também o conceito de exergia, de que existe uma quantidade de trabalho máxima que pode ser obtida. O rendimento de um ciclo termodinâmico de potência é definida em termos do trabalho e do calor transferido ao reservatório quente e frio do ciclo, na forma da equação (2) (Moran e Shapiro, 2013):

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_h} = 1 - \frac{Q_c}{Q_h} \quad (2)$$

onde:

$W_{ciclo}$  = Trabalho fornecido pelo ciclo de potência

$Q_h$  = Calor fornecido no reservatório quente, no caso do motor de combustão interna, esta parcela compreende o calor proveniente da combustão

$Q_c$  = Calor rejeitado no reservatório frio, é o calor rejeitado para atmosfera junto com os gases de combustão

A etapa seguinte para lidar com a limitação, de que é impossível obter 100 % de rendimento no ciclo, é então, o conhecimento da informação do rendimento ou trabalho máximo possível num ciclo termodinâmico de potência. Essa resposta pode ser obtida por dois corolários da segunda lei da termodinâmica, conhecidos como Corolários de Carnot. O primeiro deles afirma

que o rendimento térmico de um ciclo de potência irreversível, é sempre menor do que o rendimento de um ciclo reversível, quando operam entre os mesmos dois reservatórios térmicos (Moran e Shapiro, 2013). O segundo corolário diz que, todos os ciclos de potência reversíveis operando entre os mesmos dois reservatórios térmicos tem o mesmo rendimento térmico. Moran e Shapiro (2013) e Çengel e Boles (2013) trazem explicações detalhadas sobre o conceito de exergia, das irreversibilidades no ciclo termodinâmico de um motor térmico e os pretextos que provam que um ciclo reversível é apenas uma idealização teórica; esses textos consistem numa fonte de aprofundamento e detalhes sobre o tema que não serão tratados aqui. O rendimento ou eficiência máxima do ciclo de potência pode então, de acordo com os corolários de Carnot, ser definida apenas em termos das temperaturas dos reservatórios entre os quais opera o ciclo, e esta eficiência máxima que se pode extrair de um ciclo termodinâmico de potência é denominado eficiência ou rendimento de Carnot, e é escrita da maneira a seguir (Moran e Shapiro, 2013):

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (3)$$

Como exemplo da utilização da equação acima, para fornecer a eficiência térmica máxima de um motor térmico, como uma máquina que utiliza o ciclo Diesel, toma-se a temperatura dos gases de combustão na ordem de 1800 K e a temperatura do reservatório frio na ordem de 310 K tem-se portanto, um rendimento de Carnot, ou eficiência máxima para o ciclo na ordem de 82 %; no entanto, os valores de eficiência dos motores atualmente chegam em 50 % no máximo em alguns motores diesel, (Martins, 2013). Entretanto, nota-se um progresso considerável no desenvolvimento dessa tecnologia, quando realizada uma comparação dos motores atuais com as primeiras máquinas térmicas, com eficiência na ordem 3 % segundo os dados de (Martins, 2013). Um fator que reforça essa dificuldade em aumentar a eficiência de motores de combustão interna, que constitui um desafio para os responsáveis por esses projetos ainda na atualidade, é o fato de que, o motor é uma máquina mecânica, e por consequência não está sujeito apenas ao fator de eficiência térmica de que tratam os enunciados acima citados. Segundo Heywood (1988) há a

necessidade da introdução do que é conhecido como eficiência mecânica; segundo o autor, uma porção do trabalho do motor é consumido por componentes da máquina, para superar forças de fricção entre as partes móveis da mesma, como rolamentos, anéis de vedação; há também, energia do motor, consumida por acessórios essenciais para o seu funcionamento, como o caso do gerador elétrico, conhecido como alternador, que é o componente responsável pelo fornecimento de energia para a central eletrônica de controlo por exemplo, e por fim, além desses componentes, é necessária uma parcela de potência total obtida na máquina, para bombear os gases e combustíveis para dentro da câmara de combustão do motor, e uma vez comburido, é necessário outra vez que se exerça trabalho sobre este gás para expulsá-lo para a atmosfera. A soma de todas as parcelas é conhecida como trabalho de atrito, sendo que a modelagem deste aspecto do motor é o objetivo principal da execução deste trabalho.

## 2.2 Energia, combustíveis fósseis, motores de combustão e as consequências de sua utilização

Principal fonte energética atualmente, o início da utilização dos combustíveis de origem fóssil em larga escala ocorreu concomitantemente ao início da Revolução Industrial, sendo o primeiro destes o carvão mineral, formado por partes vegetais acumuladas há mais de 250 milhões de anos em pântanos rasos (Amaral, 2010). A descoberta de novas fontes energéticas capazes de substituir a utilização de trabalho humano ou animal pela energia fornecida pela combustão sempre foi de grande interesse (Dyonisio e Meirelles, 2007). Esse combustível foi sendo alterado à medida que novas fontes energéticas foram sendo descobertas (Dyonisio e Meirelles, 2007). O carvão mineral foi a principal fonte de energia mundial até 1961, sendo então ultrapassado pelo petróleo (Amaral, 2010). Ainda segundo esse autor, a utilização de petróleo como fonte energética foi determinante para o desenvolvimento da sociedade humana como conhecemos hoje e o surgimento da indústria petroquímica em 1930 deu origem a vários outros subprodutos do petróleo, sendo que dos combustíveis utilizados no transporte ou geração de energia se destacam a gasolina, gásóleo e o querosene.

Os combustíveis fósseis satisfazem 86 % do consumo energético global, representando, portanto, a força de trabalho que movimenta os motores da economia mundial (Piva, 2010). Tal dependência dos derivados do petróleo como fonte de energia pelas diferentes atividades antropogênicas acarretou e ainda acarreta uma intensa emissão de poluentes que ao longo das décadas tem alterado dramaticamente as condições da atmosfera (Akansu *et al.* 2004). Embora o interesse em formas de aumentar a eficiência dos processos energéticos tem ocorrido há certo tempo na população, gerando assim menor impacto ao ambiente, esses esforços são ainda insuficientes (Piva, 2010). As alterações provocadas por esse consumo refletem-se diretamente sobre a saúde humana e sobre a qualidade dos ambientes naturais de forma local e globalmente, devido ao excesso de emissões de monóxido de carbono, dióxido de carbono, óxidos de nitrogénio, óxidos de enxofre, compostos orgânicos voláteis e partículas no meio (Schirmer e Rudniak, 2009).

Apesar disso, a dependência humana de combustíveis poluentes para utilização em motores de combustão interna, como os hidrocarbonetos derivados de petróleo é ainda incontestável. E a tentativa de solucionar o problema descrito, pela substituição dos motores a combustão pela solução tecnologicamente disponível atualmente, que são os motores movidos a energia elétrica, os quais se aparentam menos poluentes, é muitas vezes, complexa e questionável sob alguns aspectos. O caso dos automóveis constitui um desses exemplos. A tecnologia dos automóveis híbridos e elétricos, apesar de parecer, não representa uma inovação recente (Baran e Legey, 2011). Ainda segundo esse autor, os veículos elétricos já foram fortes concorrentes dos automóveis com motores de combustão interna, mas, por diversas razões, esses foram preteridos e marginalizados na história automobilística. Os combustíveis, que contêm energia química, são uma forma bastante eficiente de se armazenar e transportar energia, para que esta seja então transformada em trabalho no momento oportuno, a energia específica do óleo diesel e da gasolina, por exemplo, é aproximadamente de 45 MJ/kg (Turns, 2000); por outro lado, a energia específica alcançada atualmente pelas baterias de íons de lítio, que contêm energia eletroquímica, é de aproximadamente 0,720 MJ/kg (Rosolem *et al.* 2012). Mesmo respeitadas as perdas energéticas do processo que transforma a energia química do combustível em trabalho útil, ainda resulta na conclusão de que o peso e a necessidade das baterias para o armazenamento da energia, são fatores penalizantes num automóvel atualmente; no passado, antes do desenvolvimento atual das baterias, os valores de energia específica desses componentes eram ainda mais baixos.

O já citado otimismo em torno da adoção em larga escala dos veículos elétricos no futuro, dado ao grande enfoque ambiental que tem sido direcionado para a produção de energia elétrica, seguida da substituição de motores ditos mais poluentes, como os motores de combustão interna, por aqueles movidos a eletricidade, ditos menos poluentes, pode colidir no fato de que a produção de eletricidade pode não se dar de maneira “limpa” (Inatomi e Udaeta, 2007). Esse fato nem sempre é percebido pela sociedade, e pode levar a falha em atingir a real solução do problema, que também é apontado pelo Painel Intergovernamental sobre as Mudanças Climáticas, IPCC. O custo de todo o

trabalho que se pode obter com a demanda e a utilização energética que desenvolveu tão aceleradamente a humanidade, é alto para o planeta, e segundo o Relatório da Mudança Climática de 2014 (IPCC, 2014), é reconhecível que é a liberação de carbono na atmosfera, devido às atividades antropogênicas, o fator responsável pelo aquecimento do planeta; as consequências desse aquecimento são abrangentes, inquietantes e já fazem parte do presente.

Dados do *International Energy Outlook 2016* (IEO2016) do *U.S. Energy Information Administration* EIA, apontam as fontes utilizadas para a geração de energia elétrica do mundo do ano de 2012, os combustíveis fósseis, fontes apontadas pelo Relatório da Mudança Climática de 2014 IPCC (2014) como principais responsáveis pela liberação de carbono na atmosfera, tais como carvão, gás natural e combustíveis líquidos, somaram um percentual de 67 %. Como dito anteriormente, esses combustíveis ainda dominam o percentual de energia utilizada para transporte. Outra informação do relatório do *International Energy Outlook 2016* (IEO2016), é de que o carvão que respondeu por 40 % da energia fóssil utilizada para a geração de energia elétrica em 2012 totalizando 8,6 trilhões de kWh, segundo as previsões do estudo, deve ser responsável por atender 29 % dessa demanda em 2040, no entanto essa porcentagem deve corresponder a 10,6 trilhões de kWh nessa data, reflexo do previsto aumento do consumo de energia elétrica no planeta.

Dessa forma, apesar da provável vantagem de se queimar o combustível numa termoelétrica para produção de energia elétrica em oposição a queima diretamente nos motores, pratica atualmente atrelada ao uso de automóveis elétricos por exemplo, uma vez que essas plantas podem ser melhor monitoradas e reguladas segundo Baran e Legey (2011), na prática, é apenas um desvio da rota de consumo, e não a ausência da poluição, da liberação de carbono ou a independência de combustíveis fósseis por ela mesma. Assim, essa análise leva a conclusão de que aspectos positivos e negativos da geração e obtenção de cada forma de energia, seja essa renovável ou não, necessitam de uma avaliação consciente, em busca do meio responsável de sua utilização. O aumento na eficiência energética que é apontado como um caminho a ser tomado, é obtido com planejamento e desenvolvimento das formas de utilização da energia (Inatomi e Udaeta, 2007).

## 2.3 Trabalho de atrito

### 2.3.1 Introdução ao trabalho de atrito

A definição do rendimento termodinâmico de uma máquina térmica e o trabalho utilizado por acessórios, para a movimentação de fluidos, assim como para superar forças de fricção no motor, suportam a afirmação de Heywood (1988), de que, não é todo o trabalho obtido pela expansão dos gases no processo combustão dentro do motor, que estará disponível no veio de transmissão; há, portanto, a necessidade de conhecer a parte dessa energia que será consumida na forma do que é conhecido como trabalho de atrito. Essa fração de energia é suficientemente grande para ser considerada relevante, tem um valor mínimo de 10 % da energia total produzida pela combustão, chegando a 100 % em estágios transitórios de operação do motor, como quando está ocioso (Heywood, 1988). O trabalho de atrito é um efeito causado principalmente pelas irreversibilidades do ciclo, mencionadas anteriormente; elas representam perdas energéticas, ou energia que é usualmente convertida em calor em diversos componentes do motor; a potência do motor gasta para vencer essa força de atrito, contrária ao movimento, é, portanto, uma parcela de energia desperdiçada.

O trabalho de atrito engloba diversos componentes, algum desses termos não têm nenhuma dependência relacionada com a velocidade do motor, outros termos são proporcionais à velocidade ou ao quadrado dela (Heywood, 1988). Para ilustrar a proporção habitual das grandezas das potências quantificadas num projeto de um motor a combustão interna.

A figura 12 retirada de Martins (2013) traz um gráfico com uma comparação entre a potência indicada e a potência disponível no motor; a potência de atrito também é mostrada:

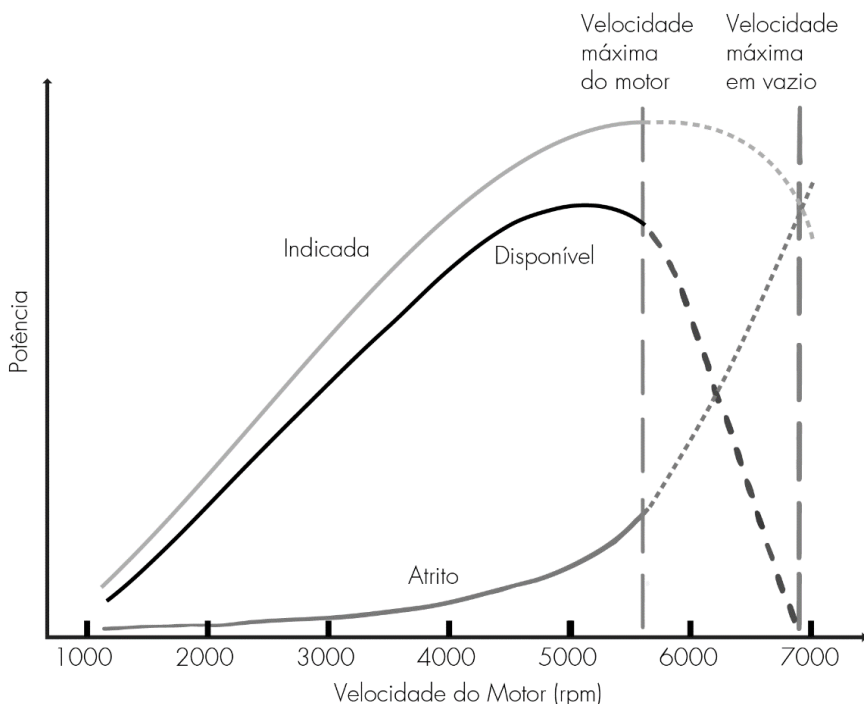


Figura 12 - Comparação entre a potência de atrito, indicada e a potência disponível  
Fonte: Adaptado (Martins, 2013).

O gráfico acima confirma a afirmação de que não apenas a ser considerada, a energia dispendida sob forma de atrito é, portanto, uma provável área de otimização no desenvolvimento de um motor; a minimização de sua dimensão terá efetivamente impacto no consumo de combustível, emissão de poluentes e efeitos secundários que acabam por contribuir para os fatores acima descritos, como impacto no dimensionamento do sistema de arrefecimento do motor, já que uma grande parte das perdas por atrito aparecem sob forma de calor que deverá ser removido do sistema (Heywood, 1988). Sob o ponto de vista mais amplo, entre esses desafios e resultados almejados encontram-se, a redução dos danos ambientais causados, do consumo de matéria prima, além do combustível Wallington *et al.* (2006), do custo de produção, do peso, do tamanho e dos ruídos (Calviti, 2008).

Uma maneira usual de nomear e apresentar as grandezas mostradas na figura 12, segundo Martins (2013), devido à maior facilidade de comparação entre motores de diferentes configurações e tamanhos, é através da utilização da pressão média efetiva indicada  $imep$ , pressão média efetiva ao freio  $bmep$  e pressão média efetiva de atrito  $fmep$ , outras parcelas têm também nomenclatura similar como por exemplo a pressão média efetiva de bombeamento  $pmep$ . No entanto, pelas características e destinação do trabalho, para facilitar a visualização e contabilização dos resultados, escolhe-se apresentar os resultados em termos do trabalho de atrito  $W_{atrito}$ , ou potência de atrito  $\dot{W}_{atrito}$ , que representam diretamente o trabalho ou a potência do motor utilizada para superar a força de atrito, num dado conjunto de parâmetros do motor, como suas dimensões e velocidade de operação. Heywood (1988) explica o procedimento de conversão entre as diferentes medidas.

Heywood (1988) mostra as formas mais consolidadas para aquisição da informação sobre a potência efetiva e a potência gasta sob a forma de atrito num motor a combustão interna; essas maneiras mais usuais na indústria envolvem testes num protótipo do motor, onde os dados são mensurados empiricamente da forma descrita a seguir.

1. Medida da pressão média efetiva de atrito  $fmep$  pela pressão média efetiva indicada  $imep$ . O valor bruto da pressão média efetiva indicada  $imep$  é obtida pela integral da pressão em relação ao volume nos estágios de compressão e expansão, no caso de um motor de quatro tempos, e sobre todo o ciclo no caso de um motor de dois tempos. Esse método requer a utilização de dados precisos e sincronizados, da pressão pelo o ângulo do veio e do volume pelo ângulo. Dessa maneira são obtidas a  $imep$  e a  $pmep$ . E então a pressão média efetiva ao freio, medida diretamente no veio, é subtraída dos resultados e é obtida a pressão média efetiva de fricção  $rfmep$  mais a pressão média efetiva dos auxiliares  $amep$ .

2. Motor arrastado. O motor é mantido em condições tão próximas quanto possível das condições normais de operação. Existem duas possibilidades nesse sentido, a primeira é a do aquecimento dos componentes e dos fluidos no interior do motor até que atinjam a temperatura ideal, ou ainda, é possível manter o motor em funcionamento e proceder com o seu desligamento

rapidamente antes do início da medição. Procedimento que é feito com a conexão de um outro motor ao veio do motor do qual se deseja extrair os dados, a potência utilizada pelo motor secundário para movimentar o motor principal desligado é medida, e corresponde à potência necessária para vencer o atrito no motor principal. É possível executar esse teste num motor parcialmente desmontado, para medir a potência de atrito em cada componente.

3. Linha de Willans. Nesse método é feita a plotagem do consumo de combustível pela saída de potência a freio no motor, os dados são obtidos através de testes no motor. A curva é então extrapolada até o consumo zero de combustível e a potência de saída nesse ponto é a potência de atrito.

4. Teste Morse. No caso de um motor com vários cilindros, um dos cilindros é desligado e o restante dos cilindros continua em operação e movimenta o cilindro desligado, é então medida a diferença do binário do motor quando mantido à mesma velocidade.

Todos os 4 métodos descritos por Heywood (1988), requerem um protótipo do motor para testes. Mensurar o trabalho de atrito nesse motor é o objetivo dessa pesquisa, uma vez que o trabalho efetivo do motor só pode ser previsto com o conhecimento dessa informação. O trabalho indicado, informação também requerida para completar o balanço, é um dado teoricamente conhecido, disponibilizado por outra frente de desenvolvimento do projeto. Como não existe até o momento um protótipo construído para testes e aquisição de dados, pelas estratégias acima descritas, a abordagem adotada é então a da modelagem teórica para o trabalho de atrito, com objetivo de fornecer uma previsão plausível desse dado para efeitos de projeto do motor.

### 2.3.2 Definições

Para descrever e estudar o atrito num motor a combustão interna, é usual que se faça a separação, do trabalho total de atrito  $W_{fr}$  em três grupos, que relacionam as parcelas deste trabalho total de acordo com suas origens no motor, de acordo com o que é apresentado por Heywood (1988), Xin (2011) e Martins (2013) sendo que a terminologia adotada é como segue.

O termo inicial que compõe o trabalho total de atrito, é descrito por Heywood (1988) como o trabalho de bombeamento  $W_p$  (*pumping work*), ele está atrelado ao bombeamento dos gases para dentro e fora motor, e portanto, dentro das grandes áreas da engenharia, é objeto de estudo de uma área distinta das outras parcelas do trabalho total. Segundo Xin (2011), esta parcela é analisada no campo da mecânica dos fluidos, devido à natureza dos fenômenos que a definem. O trabalho de bombeamento é uma soma de dois componentes principais, o primeiro é o trabalho necessário durante a fase de admissão para forçar a entrada de ar fresco, vindo da atmosfera, para dentro da câmara de combustão, afim de que este fluido seja então comprimido, até o ponto de ignição da mistura de ar-combustível, culminando na expansão desses gases aquecidos pela combustão, o que torna possível a extração do trabalho (Heywood, 1988). A segunda parcela do trabalho de bombeamento, é requerida no processo exaustão, que ocorre após a expansão dos gases, e através disso, a obtenção de trabalho útil, momento em que é necessário que trabalho seja exercido sobre os gases provenientes da combustão, para expulsá-los para fora do motor pelo sistema de exaustão durante o processo homônimo do sistema (Heywood, 1988). De acordo com (Xin, 2011) o trabalho de bombeamento é apenas definido separadamente para um motor operando com ciclo de quatro tempos. Esta afirmação se baseia na dificuldade de mensurar e separar este fenômeno em motores de 2 tempos, segundo o autor, os quais possuem os processos mencionados ocorrendo de maneira não muito bem definida. O motor estudado neste projeto detém os ciclos ocorrendo de forma bem definida no tempo, como pode ser visto na seção que trata do projeto e funcionamento do motor, de forma que o trabalho de bombeamento pode ser modelado neste estudo.

O próximo componente do trabalho total de atrito é o trabalho de fricção  $W_f$  (*rubbing friction*) (Heywood, 1988). De acordo com Xin (2011) o trabalho de fricção é estudado e mensurado pela tribologia, uma vez que trata da fricção entre as peças; é o trabalho para vencer a resistência ao movimento relativo entre duas partes móveis que estão em contato que é, portanto, uma situação prevista em diversos componentes de um motor. Num motor alternativo é comum que se considere a fricção dos anéis do pistão, camisa do pistão, parede do cilindro, pino do pistão, bronzina, cambota, válvulas de admissão e exaustão, rolamentos, engrenagens, polias e correias (Heywood, 1988). O motor em estudo, demanda alguma atualização nos componentes em que a fricção é contabilizada, uma vez que por exemplo, não dispõe propriamente de um pistão ou camisa de pistão. Componentes que juntos com os demais acessórios do conjunto pistão-cilindro, contribuem com a maior parcela do trabalho de fricção (Heywood, 1988). A fração de atrito total referente a esses componentes é devidamente compreendida em modelos bastante conhecidos apresentados por Heywood (1988) ou Xin (2011); em contrapartida, o motor rotativo estudado possui componentes análogos ao conjunto pistão-cilindro, em que é investigado o trabalho de fricção, sendo os resultados dessas investigações mais profundamente detalhados com o decorrer da caracterização do modelo.

O último termo a ser considerado no trabalho total de atrito segundo (Heywood, 1988), é o trabalho de acessórios  $W_a$  (*accessory work*); este grupo leva em conta o trabalho necessário para fornecer energia ao funcionamento dos acessórios que fazem parte, e são em geral, essenciais ao funcionamento do motor, como bombas para a movimentação de combustível, óleo ou outro líquido para lubrificação e refrigeração, geradores elétricos, ventiladores e dispositivos eletrônicos de controlo. Uma vez que a necessidade dos acessórios é, em geral, a mesma entre os vários tipos de motores, considera-se de forma geral que os acessórios mencionados como componentes do projeto são os mesmos dos motores convencionais (Heywood, 1988). Entretanto, a caracterização modular desses componentes torna simples a incorporação de outros acessórios, que possam ser pertinentes devido a adoção de soluções específicas em outras etapas do projeto.

Dessa maneira, aplicando-se a definição do trabalho de atrito, chega-se então ao trabalho total de atrito  $W_{tf}$ , como sendo a soma dos três componentes, isto é, o trabalho de bombeamento, trabalho de fricção e o trabalho de acessórios (Heywood, 1988). A equação (4) traz o resultado dessa operação, ou seja, o trabalho total de atrito  $W_{tf}$ :

$$W_{tf} = W_p + W_{rf} + W_a \quad (4)$$

onde:

$W_p$  = Trabalho de Bombeamento

$W_{rf}$  = Trabalho de Fricção

$W_a$  = Trabalho de Acessórios

## 2.4 Tribologia

O trabalho de atrito tem grande parcela de seus componentes abordados pela tribologia, segundo (Xin, 2011). Como mostram Radi *et al.* (2007) o nome dado a essa área de estudo, traz uma pista sobre sua abrangência, composto das palavras de origem grega, *tribo* que significa esfregar, e, *logos* estudo, a tribologia estuda o contato, atrito ou fricção entre partes. A tribologia utiliza parcelas do conhecimento em física, química, mecânica, metalurgia e ciência dos materiais para prever e explicar o comportamento de sistemas mecânicos (Hutchings, 1992). É nesta área de estudo que estão as ferramentas para a solução do trabalho de fricção, parte do trabalho total de atrito, pois é causado justamente pelo contato entre componentes mecânicos do motor. Dessa maneira, existe a necessidade de trazer a este trabalho, conclusões alcançadas por algumas vertentes do estudo da tribologia.

Existem dentre os casos que são contemplados no estudo da tribologia, os que podem ser modelados matematicamente com boa precisão, dentre os exemplos dados por Hutchings (1992), estão alguns que são especialmente importantes para este trabalho, que são os casos de lubrificação por filme de fluido e rolamentos, embora neste último, não estejamos interessados propriamente no projecto componentes, e sim no impacto e energia consumida durante a operação de sistemas mecânicos que os utilizam. Existem ainda outros casos citados pelo autor e dentre eles o da fricção, um caso essencial para este estudo, que nem sempre permitem uma solução com tanta precisão quantitativa (Hutchings, 1992).

O uso da expressão, trabalho de atrito, como denominação das perdas de energia no motor, estudadas neste trabalho, pode conduzir o leitor a alguma confusão, principalmente ao alcançar esta seção. Existem alguns componentes dessas perdas que não fazem parte do que é usualmente chamado de atrito, como a energia usada por acessórios ou para bombeamento de fluidos. Nesta seção o termo atrito é utilizado para tratar especificamente da fricção entre partes em contato, que se encontram em movimento relativo.

### 2.4.1 A fricção entre sólidos

Na mesma direção do que se deseja para o caso estudado, Hutchings (1992) diz que em muitos casos, é desejado que exista pouco atrito na interface de contato entre superfícies. Como já ressaltado por Heywood (1988) no caso dos motores, Hutchings (1992) também afirma o fato de que o trabalho realizado para superar as forças de atrito nos componentes mecânicos, é dissipado em forma de calor, o que num motor, é mais um problema a ser resolvido. Embora não seja tratado como um problema por este trabalho, a fricção entre duas partes, vai sempre causar desgaste, algo que também precisa ser estudado no desenvolvimento de um motor (Xin, 2011).

A força de atrito, se opõe ou resiste ao movimento entre duas superfícies em contato; este movimento pode ser de deslizamento ou rolamento (Hutchings, 1992). A figura 13 ilustra ambos os casos:

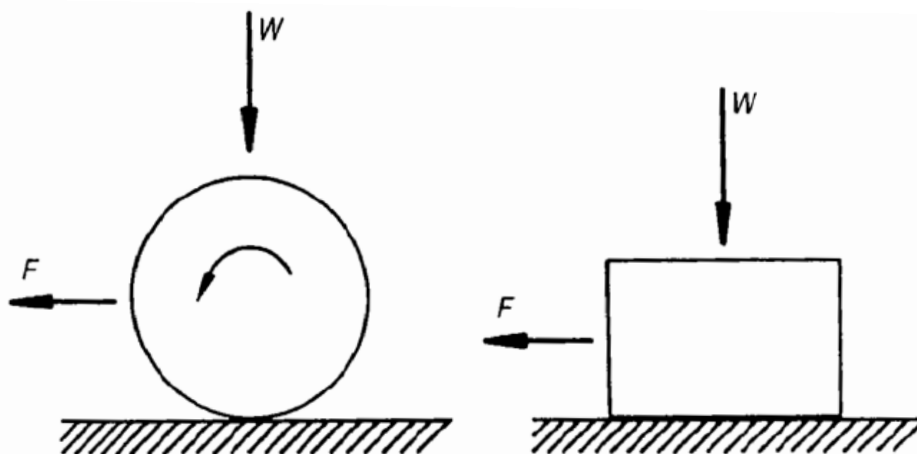


Figura 13 - Força de atrito nos casos de rolamento e deslizamento  
Fonte: (Hutchings, 1992).

Em ambos os casos para movimentar os corpos, é necessária a força tangencial 'F'. Segundo Czichos (1978), o trabalho de Coulomb baseado em inúmeros experimentos empíricos, suplementou o trabalho de Galileu e Newton na mecânica do movimento, e para a fricção em sólidos conclui que a força de atrito  $F$ , dividido pelo carregamento normal  $W$ , é o coeficiente de atrito  $f$ , na forma da equação (5):

$$f = \frac{F}{W} \quad (5)$$

E este conceito ficou conhecido como atrito de Coulomb, de acordo com Hutchings (1992), o valor desse coeficiente de atrito varia geralmente entre 0,1 – 1.

Uma forma simples de testar a ocorrência desta força numa situação cotidiana é arrastando, por exemplo, uma cadeira que repousa sobre o chão; haverá primordialmente uma resistência maior para colocar o objeto em movimento, e uma vez que se supere essa resistência, ainda haverá resistência ao movimento de arrastar o móvel. Este exemplo traz à luz algumas particularidades da fricção que serão detalhadas a seguir, e mostra que não por acaso, muitas áreas da tribologia, tiveram seus estudos e conclusões baseadas em testes empíricos, alguns realizados por importantes estudiosos ao longo da história; a fricção foi desenvolvida por estudos de Galileu, Leonardo da Vinci e Coulomb por exemplo (Hutchings, 1992).

Um importante mecanismo do atrito entre duas superfícies, e que foi a hipótese admitida no trabalho de Coulomb, é explicado por Hutchings (1992), e consiste na rugosidade das superfícies. Todas as superfícies dos sólidos são ásperas, têm rugosidade, se estudadas suficientemente de perto, a uma escala refinada, mesmo as superfícies mais polidas terão essas rugosidades, em tamanhos bastante superiores à escala atômica.

Hutchings (1992), faz a descrição das maneiras de estudo e medição da topologia das superfícies, e traz um exemplo desses resultados, que pode ser visto na figura 14, a qual tem o objetivo de ilustrar a rugosidade na superfície dos materiais de engenharia.

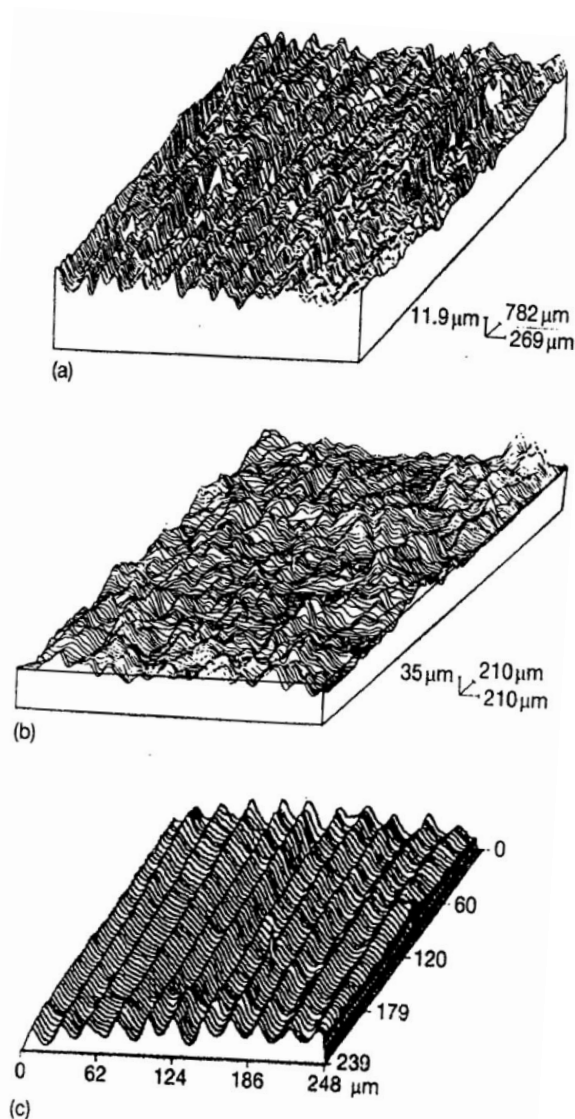


Figura 14 - Topologia de algumas superfícies

Fonte: (Hutchings, 1992).

Nesse mecanismo, o que ocorre no contato entre duas superfícies, é o fato de que com um carregamento normal aplicado haverá alguns pontos de contato que suportam o carregamento, as pontas que podem ser vistas na figura 14, com o aumento desse carregamento haverá um movimento de aproximação das duas superfícies e então serão mais pontos de contato (Hutchings, 1992).

Serão esses pontos os responsáveis pelo aparecimento das forças de atrito na interface. As particularidades na interação das duas superfícies são importantes, e são também responsáveis por outros fenômenos, como a resistência térmica e elétrica.

A partir desse ponto, é possível então apresentar, o que Hutchings (1992), descreve como leis do atrito:

- 1 - a força de atrito é proporcional ao carregamento normal, como já apresentado, a constante de proporção é denominada coeficiente de atrito;
- 2 - a força de atrito é independente da área de contato;
- 3 - a força de atrito é independente da velocidade, conhecida como lei de Coulomb.

Estas são três importantes conclusões que traduzem grande parte dos trabalhos experimentais na área, mas que não são válidas para casos importantes dentro da tribologia (Hutchings, 1992). Casos relevantes para este trabalho, como o de componentes sem carregamento normal, e que de acordo com tais afirmações não poderiam experimentar forças de atrito, estes casos serão introduzidos oportunamente.

Outra observação recai sobre a terceira afirmação, ao recordar o exemplo dado anteriormente, nota-se o fato da resistência ao movimento do objeto ser maior antes que ele inicie o movimento, dessa forma Hutchings (1992), afirma que o coeficiente de atrito estático,  $f_s$ , é maior do que o coeficiente de atrito dinâmico,  $f_D$ . Esse é um dos motivos pelo qual é necessário mais energia para arrancar um motor durante a partida (Heywood, 1988). Ainda assim, testes mostraram que após o início do movimento, o coeficiente de atrito se mantém praticamente constante, para o caso de fricção entre sólidos, até uma situação limite, onde em alta velocidade de deslizamento, ele cai, com o aumento da velocidade (Hutchings, 1992).

Um esboço feito a partir junção dos conceitos na figura 13 e figura 14 ilustra a base do que é conhecido como atrito de Coulomb.

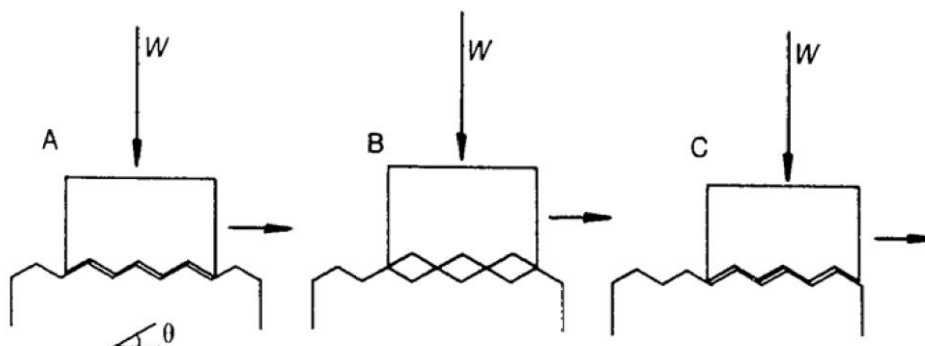


Figura 15 - Princípios para o atrito de Coulomb  
Fonte: (Hutchings, 1992).

Hutchings (1992), descreve um desenvolvimento dessa abordagem, em especial o modelo de Bowden e Tabor para fricção de deslizamento, que leva em consideração uma outra variável, que é a adesão entre as superfícies. Esse tipo de interação ocorre pelas forças de atração entre as duas superfícies em contato. A figura 16, ilustra o experimento que prova a existência deste fenômeno:

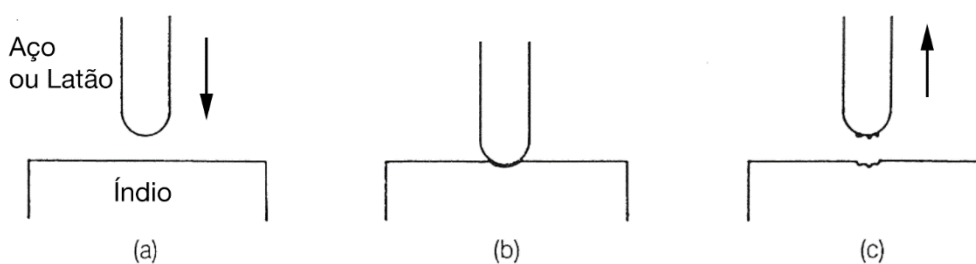


Figura 16 - Experimento sobre adesão em metais  
Fonte: Adaptado, (Hutchings, 1992).

Na figura 16 um bastão de bronze limpo, foi pressionado e torcido, sobre uma superfície lixada de índio, para remoção dos óxidos que impedem a adesão. Hutchings (1992), afirma que é necessário uma força considerável para sacar o bastão, e que fragmentos do índio aderem à superfície do bastão. Apesar dessa constatação, não é possível considerar o atrito resultante simplesmente como uma soma das duas componentes, referentes à força de deformação dos

materiais e à força de adesão (Hutchings, 1992). Na prática da engenharia é comum e justificável que as forças de adesão sejam ignoradas em muitos casos, pois esse fenómeno não é comumente observado em condições normais, pela usual presença na superfície dos metais em contato de óxidos e de filmes adsorvidos, que tornam a adesão fraca, e também, pelo fato da tensão nas asperezas da superfícies, ser grande o suficiente para quebrar as junções nos pontos de contato, durante o descarregamento, a não ser que os materiais sejam muito dúcteis (Hutchings, 1992).

O trabalho de Xin (2011) mostra, que o atrito puramente entre dois metais em contato, sem qualquer camada de separação na interface, é dificilmente observado no caso abordado de um motor a combustão interna.

#### 2.4.2 Fricção com lubrificação por filme de fluido

Para esta análise, o mais importante caso de fricção recai na fricção entre peças lubrificadas. A observação de um projeto de um motor a combustão interna como apresentado por Heywood (1988) ou Xin (2011), mostra que as peças dinâmicas em contato nessas máquinas e, portanto, as que sofrem o efeito de atrito, recebem algum tipo de lubrificação. A essa solução, atribuem-se razões apresentadas por Hutchings (1992); a primeira está relacionada com a própria força de atrito: em metais o coeficiente de atrito sem lubrificação é por volta de 0,5, o que segundo o autor, em equipamentos mecânicos causaria forças de atrito intoleráveis, por serem muito elevadas; esse valor é consideravelmente diminuído com a adição de lubrificação na interface de contato, como mostra o autor. Além disso, uma outra vertente de estudos da tribologia é o desgaste, em manuais de projecto de motores, existem capítulos inteiros que tratam do desgaste de suas peças, como visto no trabalho de Xin (2011), o que prova a importância deste aspecto nestes projetos, e mais uma vez, a adição de lubrificação contribui consideravelmente, para a redução de desgaste em peças em contato e com movimento relativo (Hutchings, 1992).

O atrito nessa interface lubrificada, é chamado atrito viscoso, e segundo Xin (2011), é causado pela viscosidade do fluido; a força de atrito viscoso é proporcional à velocidade de deslizamento e é, portanto, inexistente, na

ausência de velocidade. A propriedade mais importante do fluido lubrificante é então a viscosidade,  $\mu$  (Hutchings, 1992); a viscosidade é a propriedade física que caracteriza a resistência de um fluido à sua deformação por cisalhamento, à tensão devido a forças em sentidos opostos, ou de forma mais simples, a viscosidade mede a resistência do fluido ao escoamento. A viscosidade é definida matematicamente como a seguir se mostra. A figura 17 ilustra a definição proposta por Hutchings (1992), que ao considerar 2 planos paralelos com velocidade relativa entre si; admite o gradiente de velocidade no fluido que escoar entre os dois planos como constante e uniforme, dado pela equação;

$$dv/dy = v_0/h \quad (6)$$

A relação entre a tensão de cisalhamento no plano,  $\tau$ , a viscosidade e a taxa de deformação é chamada de Lei de Newton da viscosidade, e para o caso ilustrado, de um escoamento unidimensional é, segundo Fox *et al.* (2011):

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (7)$$

$\mu$  = viscosidade do fluido [Pa·s]

A equação (7), traduz o comportamento dos fluidos que são chamados Newtonianos, fluidos em que a tensão de cisalhamento é diretamente proporcional a taxa de deformação. A viscosidade, que é portanto a constante de proporcionalidade entre essas duas grandezas, definida dessa maneira é chamada viscosidade dinâmica, e tem como unidades massa x comprimento<sup>-1</sup> x tempo<sup>-1</sup>, ou simplesmente Pascal x segundo (Pa s), no Sistema Internacional, embora segundo Hutchings (1992), é comum o uso da unidade centipoise (1cP = 10<sup>-3</sup> Pa s). Ainda de acordo com o autor, os lubrificantes típicos têm viscosidade em torno de 2 a 400cP, e a água à temperatura ambiente tem 1 cP. A menção da temperatura é importante pois a viscosidade apresenta usualmente grande variação com a mudança de temperatura (Hutchings, 1992); a nomenclatura utilizada em óleos lubrificantes para motor pela SAE, por exemplo o óleo 15W40 diz respeito justamente a mudança de viscosidade do lubrificante com a temperatura (Heywood, 1988).

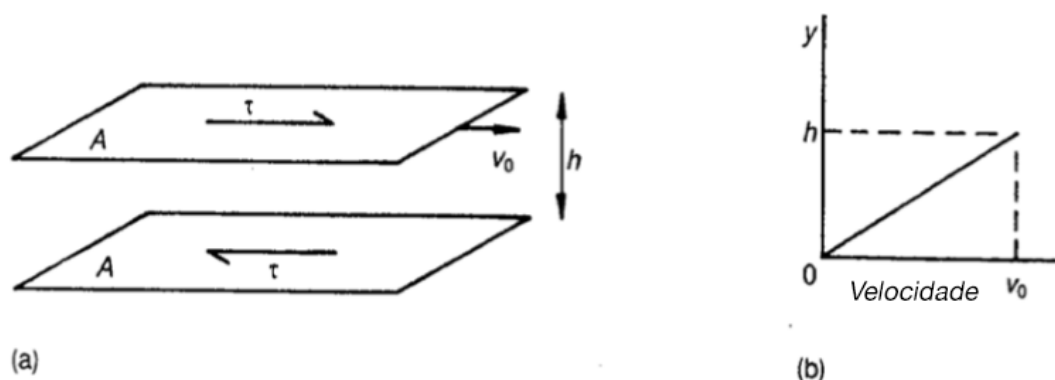


Figura 17 - Definição da viscosidade  
Fonte: (Hutchings, 1992).

Como já mencionado, em oposição ao atrito de Coulomb o atrito viscoso é proporcional à velocidade de deslizamento, é importante afirmar que diferentes tipos de atrito, como atrito de Coulomb e o atrito viscoso, podem coexistir numa mesma interface (Xin, 2011). Dessa maneira as seções (a) e (b) da figura 18 trazem os principais modos de fricção e o comportamento da força de atrito em função da velocidade, as seções (c) e (d) mostram o comportamento da força de atrito também em função da velocidade, observado na combinação de mais de um tipo de atrito na interface. Atenção especial deve ser dada à seção (d), que traz a curva de Stribeck, que será aprofundada posteriormente, devido à sua importância e sucesso em resolver o problema das características do atrito em função da viscosidade, velocidade e carga (Jacobson, 2003).

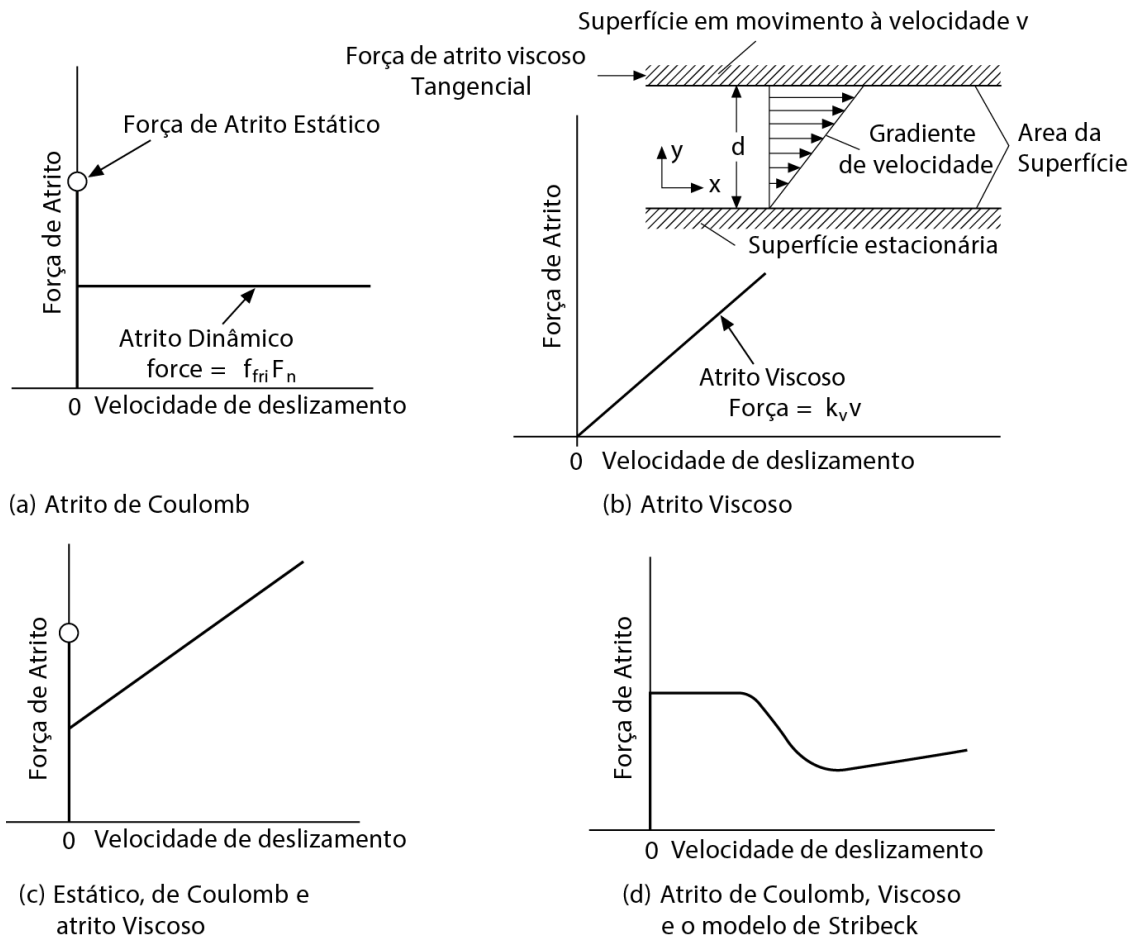


Figura 18 - Principais modelos para a fricção  
 Fonte: Adaptado, (Xin, 2011).

A partir do raciocínio apresentado pela equação (7), chega-se ainda a um desdobramento da Lei de Newton da viscosidade em escoamento laminar, onde é possível obter a força provocada por este tipo de atrito (Xin, 2011). Segundo o autor, a força de atrito viscoso num escoamento laminar de Couette, ou seja, um escoamento provocado pelo movimento da superfície em contato com o fluido, pode ser descrito como na equação (8), (Fox *et al.* 2011):

$$F_{f,v} = \int \tau dA = \left( \mu \frac{dv}{dy} \right) dA_c \quad (8)$$

Na equação acima,  $A_c$  é a área de contato entre as superfícies, o que ilustra a relevância deste parâmetro para a lubrificação hidrodinâmica, além da velocidade do deslizamento.

### 2.4.3 Regimes de lubrificação para o atrito viscoso

Como mostra Hutchings (1992), são definidos alguns tipos ou regimes de lubrificação para o atrito viscoso, isso implica numa diferente abordagem na análise e modelagem de cada um deles, tanto para os casos da contabilização da força de atrito como no desgaste (Xin, 2011). A tribologia, na modelagem de um motor, considera três mecanismos: o regime de lubrificação de fronteira, o misto e a lubrificação hidrodinâmica. Estes regimes são apresentados na curva de Stribeck, modelo introduzido anteriormente, que relaciona o coeficiente de atrito e os parâmetros de viscosidade, velocidade do deslizamento e a carga aplicada nas superfícies em contato, como por exemplo a tensão exercida pelo anel de vedação, sobre a parede do cilindro do bloco do motor. A figura 19 traz a curva de Stribeck com os 3 modos de lubrificação divididos pelas retas a traço interrompido verticais sobre o gráfico.

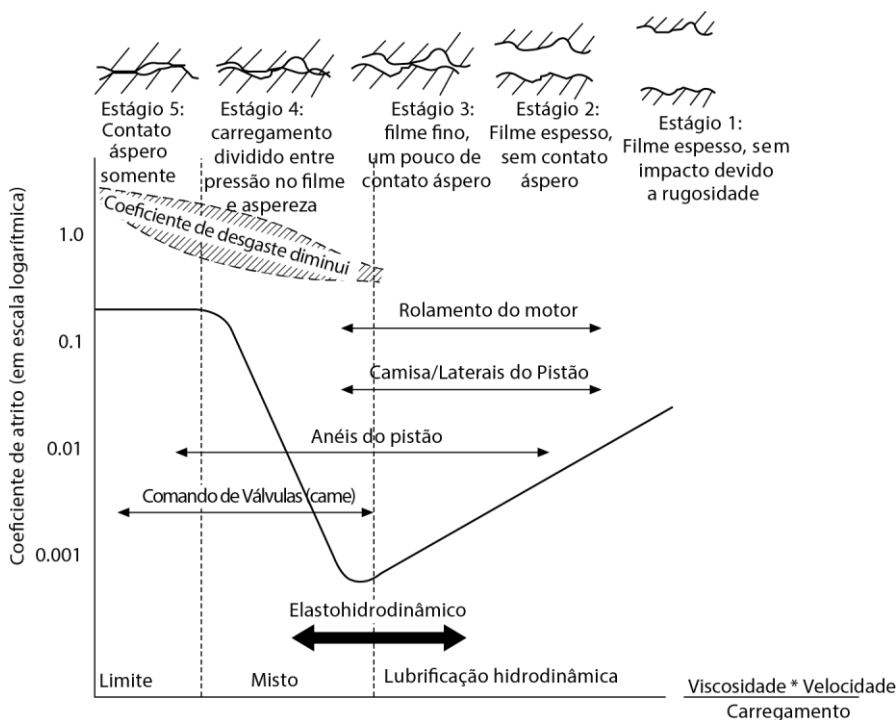


Figura 19 - Curva de Stribeck e os regimes de lubrificação  
 Fonte: Adaptado, (Xin, 2011).

O primeiro mecanismo mostrado na figura 19, é chamado lubrificação de limite (Hutchings, 1992); este é o regime onde toda a carga é suportada pelo contato áspero entre as duas superfícies, e onde a força de atrito e os efeitos de

desgaste são mais elevados, ainda que não haja a formação do filme de óleo; esta não é uma região de atrito seco, deve haver interferência do lubrificante e de suas propriedades; a figura acima do gráfico ilustra o fenômeno. A segunda seção da curva de Stribeck traz o mecanismo chamado de atrito misto; neste regime de lubrificação, há uma parte do carregamento suportada pelo filme de óleo lubrificante, e outra parte pelo contato áspero entre as superfícies; é, portanto, a região intermediária. E por fim, a terceira parte do diagrama, mostra o comportamento correspondente à lubrificação hidrodinâmica onde está também incluso o efeito elastohidrodinâmico; este regime pode então ser modelado pela equação (7) para os fluidos Newtonianos; todo, ou praticamente todo o carregamento é suportado pelo filme de óleo, daí todo o atrito ser hidrodinâmico.

A revisão feita por Spikes (1997) mostra cinco modos de lubrificação de um superfície rugosa, em função da espessura da camada de óleo; estas configurações estão ilustradas na figura 19; de acordo com o autor eles são descritos da seguinte maneira: 1 – A aspereza da superfície não interfere na espessura da camada de óleo, 2 – A aspereza da superfície influencia na espessura da camada de óleo, mas não há contato entre as superfícies, 3 – Existe um pouco de contato entre as asperezas das superfícies, mas a maior parte do carregamento é suportado pela pressão no filme de óleo. 4 - O carregamento é compartilhado entre o contato das superfícies e o filme de óleo que as separam. 5 – Toda a carga é suportada pelo contato áspero entre as superfícies. A relevância da espessura do filme de óleo para a lubrificação hidrodinâmica é ressaltada pela presença dos 3 primeiros estágios descritos por Spikes (1997), que estão compreendidos no regime de lubrificação hidrodinâmica.

Para o atrito numa interface lubrificada, o coeficiente de atrito, é segundo (Xin, 2011), um parâmetro crítico do regime de lubrificação; este é então caracterizado pelo chamado parâmetro de serviço, que está presente no eixo das abscissas da curva de Stribeck, na forma de:

$$S_{lub} = \frac{\mu U}{W} \quad (9)$$

O parâmetro de serviço,  $S_{lub}$ , é o quociente da viscosidade multiplicada pela velocidade relativa, e da carga dividida na área de contato entre as superfícies em deslizamento (Bhushan, 2013). Se  $\mu U/W$  diminui, o filme de óleo se torna incapaz de suportar a carga, e haverá contato áspero, dessa maneira, o coeficiente de atrito aumenta, com a diminuição de  $\mu U/W$  (Xin, 2011).

O parâmetro de serviço fornece então uma boa estimativa para o coeficiente de atrito hidrodinâmico, dados de experimentos trazem essa relação, equação (10), (Xin, 2011):

$$f_h = C_0 S_{lub}^{C_1} \quad (10)$$

$C_0$  e  $C_1$  são parâmetros de ajuste, que variam conforme a geometria do componente.

A curva de Stribeck, como mostrada na figura 19, é construída especificamente para cada componente de acordo com os parâmetros de sua geometria; elas são usualmente obtidas experimentalmente ou numericamente, (Xin, 2011). Numericamente, a curva pode ser obtida com a resolução da equação de Reynolds para a espessura do óleo lubrificante; esta que é uma outra importante ferramenta para a solução de problemas de fricção (Stanley *et al.* 1999).

## 2.5 Escoamento em dutos

Existem diversos tipos de escoamentos estudados pela Mecânica dos Fluidos, para uma visão panorâmica sobre esse campo de estudos é apresentada figura 20 que traz a organização dos grupos principais da Mecânica dos Fluidos dos meios contínuos. Para esta modelagem o interesse recai sobre o escoamento interno, incompressível, laminar e turbulento, que acontece em dutos nesse caso. Uma contraposição pode ser estabelecida pela comparação com um projeto de uma carenagem de um veículo por exemplo, em que o escoamento externo deverá ser considerado.

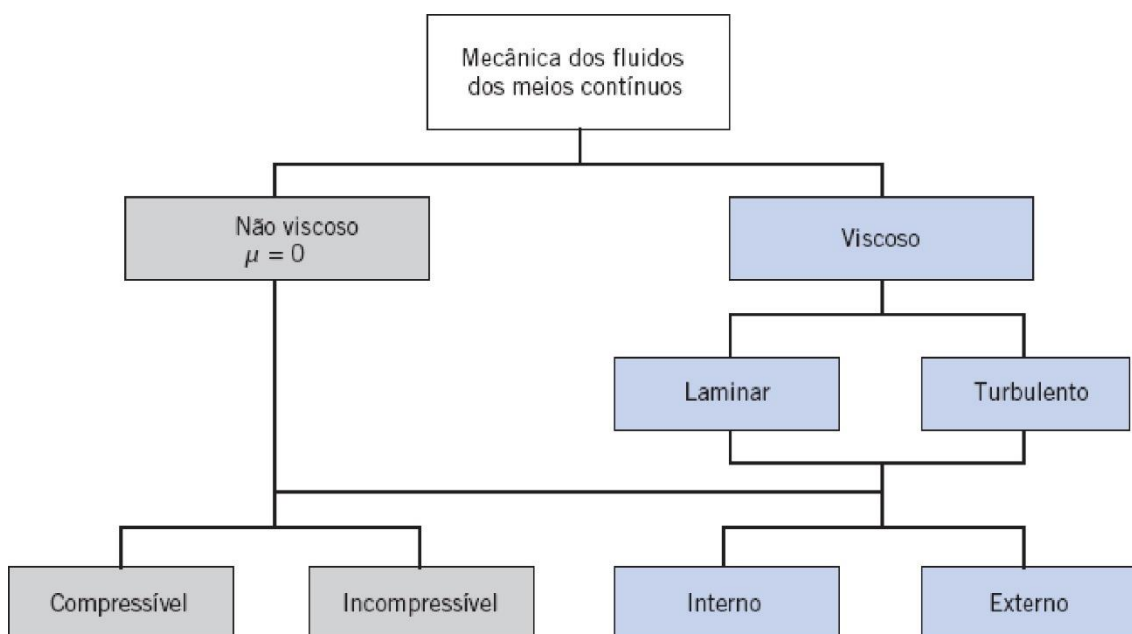


Figura 20 - Possível classificação da mecânica dos fluidos de meios contínuos

Fonte: (Fox *et al.* 2011)

No escoamento viscoso é utilizado o método da consideração de energia para determinar a parcela da energia mecânica total do sistema, composta da energia de pressão, cinética e potencial por unidade de massa, que é perdida no escoamento, pois o atrito consome energia mecânica (Fox *et al.* 2011). Os autores trazem a forma mais comum de expressar o balanço de energia, através da energia por unidade de peso do líquido escoando, e não de energia por unidade de massa, devido a influência da ciência empírica utilizada na área no século XIX.

O balanço de energia, é feito para um escoamento num duto como mostrado na figura 21

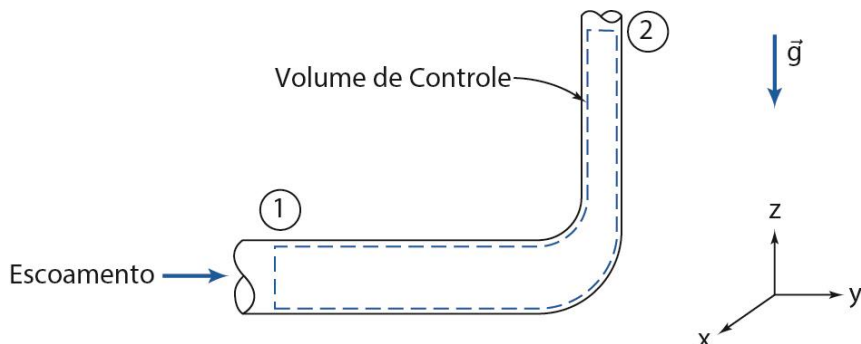


Figura 21 - Volume de controle e coordenadas para análise de energia de escoamento através de um cotovelo redutor de 90°  
Fonte: (Fox *et al.* 2011)

O resultado do balanço de energia, cujo desenvolvimento é detalhado por Fox *et al.* (2011), pode ser escrito como na equação (11):

$$\left( \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + z_1 \right) - \left( \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + z_2 \right) = \frac{h_{l_T}}{g} = H_{l_T} \quad (11)$$

A equação (11) pode ser utilizada para determinar a diferença de pressão entre dois pontos quaisquer de uma tubulação, desde que a perda de carga  $h_{l_T}$  ou  $H_{l_T}$  possa ser determinada. A perda de carga total  $h_{l_T}$ , é definida como a soma de duas parcelas que são consideradas separadamente, como mostrado pela equação (12). A primeira parcela é a das perdas maiores ou distribuídas,  $h_l$ , e é causada pelo efeito do atrito dos dutos com seção constante no escoamento desenvolvido. A segunda parcela é a das perdas localizadas,  $h_{lm}$ , resultado da perturbação do escoamento causada por entradas, variações de área, acessórios entre outros (Fox *et al.* 2011).

$$h_{l_T} = h_l + h_{lm} \quad (12)$$

O número de Reynolds que é o quociente entre as forças de inércia e as forças viscosas é utilizado para definir o regime de escoamento, é um dado necessário para a definição entre a equação (14) ou (15) a ser utilizada no cálculo. O escoamento se torna turbulento quando a força viscosa do fluido não

é suficiente para equilibrar, amortecer a força de atrito que perturba o escoamento induzindo à turbulência, normalmente a transição do regime laminar para o regime turbulento acontece em  $Re \approx 2300$  para o escoamento em dutos, embora essa fronteira seja uma função de diversos fatores. O número de Reynolds é de dado pela equação (13) (Fox *et al.* 2011).

$$Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} \quad (13)$$

A primeira parcela da perda de carga, causada pelas perdas distribuídas, é dada pela equação (14), que é válida para um escoamento desenvolvido, incompressível, turbulento, viscoso em dutos, (Fox *et al.* 2011), :

$$h_i = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2} \quad (14)$$

onde:

$L$  = Comprimento do duto [m]

$D$  = Diâmetro do duto [m]

$\bar{V}$  = Velocidade média do escoamento [m/s]

$f$  = Fator de atrito

Entretanto se o escoamento é laminar, ou seja,  $Re < 2300$ , a perda de carga distribuída é escrita analiticamente pela equação (15), (Fox *et al.* 2011):

$$h_i = \left( \frac{64}{Re} \right) \frac{L \bar{V}^2}{D 2} \quad (15)$$

Fox *et al.* (2011) trazem uma forma de garantir a aplicabilidade das equações (14) e (15) no cálculo das perdas de carga no escoamento, válida apenas para escoamento incompressível. No escoamento de gases esta condição pode ser verificada pelo número de Mach, dado pela equação (16), de forma que, o escoamento de gases pode ser considerado incompressível se:

$$M = \frac{V}{a} < 0,3 \quad (16)$$

onde:

$V$  = Velocidade do escoamento [m/s]

$a$  = Velocidade do som no meio [m/s]

No ar, um valor de  $M = 0,3$  equivale a uma velocidade do escoamento de aproximadamente 100 m/s (Fox *et al.* 2011).

O fator de atrito pode ser obtido pelo conhecido diagrama de Moody, como pode ser visto na figura 22, (Fox *et al.* 2011):

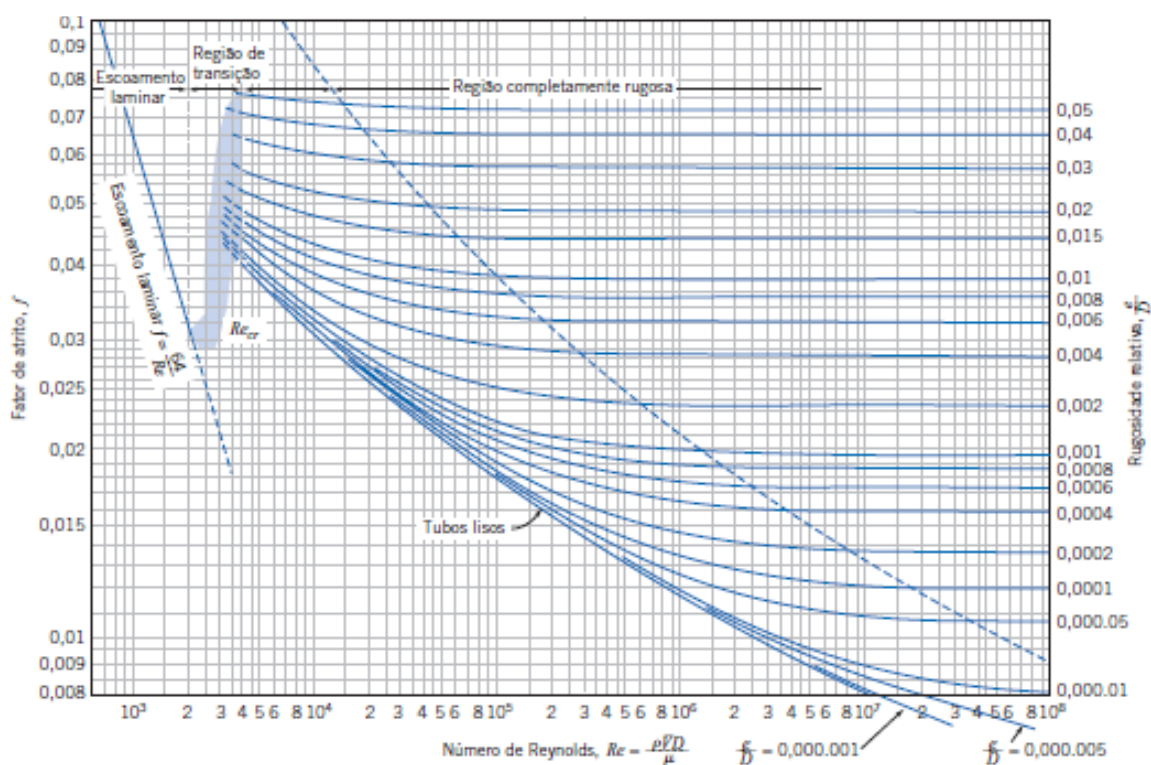


Figura 22 - Diagrama de Moody, para obtenção do fator de atrito  
Fonte: (Fox *et al.* 2011)

Ou ainda, é comum a obtenção do fator de atrito por um método iterativo por meio da correlação implícita de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left( \frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (17)$$

onde:

$e$  = Rugosidade absoluta [m]

A parcela de perda de carga chamada de perda localizada, que acontece devido à passagem do escoamento pelos acessórios, pode ser escrita na forma da equação (18) ou (19), (Fox *et al.* 2011):

Escrita de forma a traduzir a magnitude das perdas causadas por acessórios a um coeficiente de perda de carga, a parcela de perda de carga localizada é:

$$h_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (18)$$

onde:

$K$  = Coeficiente de perda de carga localizada, relacionado ao tipo de restrição que o fluido passa no escoamento

Ou ainda escrita de forma a traduzir o efeito da perda de carga causada pelos acessórios a perda de um comprimento equivalente de tubulação, a parcela de perda de carga localizada é:

$$h_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (19)$$

onde:

$L_e/D$  = Comprimento equivalente adimensional

O coeficiente  $K$  da equação (18) é uma constante que relaciona as perdas de carga associadas a cada um dos acessórios do sistema por onde percorre o escoamento. Componentes como juntas de diversos formatos, curvas, mudanças de posição, reentrâncias, alguns tipos mais comuns de válvulas ou filtros têm seus coeficientes definidos na literatura, e (Fox *et al.* 2011)

apresentam uma lista de alguns coeficientes de alguns dos componentes mais utilizados para entradas em dutos, valores que podem ser utilizados na equação (18); Os dados podem ser visualizados a seguir, na figura 23:



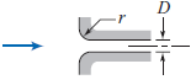
| Tipo de Entrada |   | Coeficiente de Perda Localizada, $K^a$ |      |      |             |
|-----------------|---|--|------|------|-------------|
| Reentrante      |  | 0,78                                   |      |      |             |
| Borda-viva      |  | 0,5                                    |      |      |             |
| Arredondado     |  | $r/D$                                  | 0,02 | 0,06 | $\geq 0,15$ |
|                 |   | $K$                                    | 0,28 | 0,15 | 0,04        |

Figura 23 - Coeficientes K para entradas comuns e dutos  
Fonte: (Fox *et al.* 2011)

Para contrações e expansões nos dutos, o coeficiente  $K$  pode ser definido, com as informações disponíveis na figura 24:

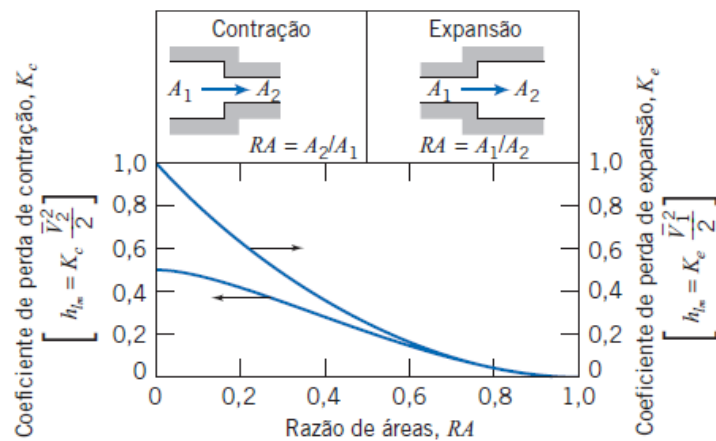


Figura 24 - Coeficiente K para contração e expansão nos dutos  
Fonte: (Fox *et al.* 2011)

A tabela 1 traz os valores do comprimento equivalente para válvulas comuns totalmente abertas:

| <b>Tabela 1 - Comprimento equivalente para diversos acessórios</b> |  |
|--|--|
| <b>Acessório</b>   | <b>Comprimento equivalente, <sup>a</sup> L<sub>e</sub>/D</b> |
| Válvulas (Totalmente abertas)                                      |  |
| Válvula gaveta   | 8  |
| Válvula globo  | 340  |
| Válvula angular  | 150  |
| Válvula esfera   | 3  |
| Válvula de retenção: globo   | 600  |
| angular  | 55   |
| Válvula de pé com crivo: disco solto                               | 420  |
| disco articulado   | 75   |
| Cotovelo padrão: 90°   | 30   |
| 45°  | 16   |
| Curva de retorno, modelo estreito                                  | 50   |
| Tê-padrão: escoamento principal                                    | 20   |
| escoamento lateral   | 60   |

Fonte: Adaptado, (Fox *et al.* 2011)

Esse desenvolvimento pode ser aplicado em situações como a de quando há interesse na quantidade de energia a ser adicionada ao fluido para que ele escoe através de um duto, ou quando se deseja saber a queda de pressão causada pela perda de carga num escoamento.

# DESENVOLVIMENTO

## 3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Perdas por atrito e procedimentos adotados

3.2 Trabalho de bombeamento

3.3 Trabalho de fricção

3.3.1 Anéis do rotor

3.3.2 Rolamentos

3.3.3 Válvulas

3.3.4 Paredes do rotor

3.4 Trabalho de acessórios

3.4.1 Acessórios elétricos

3.4.2 Bombas

## 3 DESENVOLVIMENTO

### 3.1 Perdas por atrito e procedimentos adotados

O principal objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo para auxiliar na previsão de uma das variáveis do projeto de um motor. A potência fornecida pela máquina à disposição do usuário, é uma informação que norteia muitas decisões do projeto e a definição de diversos parâmetros (Heywood, 1988); como exemplos desses parâmetros e decisões pode-se citar, a definição da dimensão de componentes, regulamentações a serem aplicadas, ou ainda, um exemplo distinto da área técnica de desenvolvimento, está a definição das estratégias comerciais da companhia.

Características inerentes ao projeto em questão foram incorporadas à execução deste trabalho, que busca especificamente quantificar as perdas, de diversos grupos de componentes do motor, para serem descontadas da potência indicada, e por fim, completar a equação, que fornece a potência real disponibilizada pelo motor. A equação já descrita anteriormente é portanto:

$$\dot{W}_{efetiva} = \dot{W}_{indicada} - \dot{W}_{atrito} \quad (20)$$

Diversos modelos para o cálculo do trabalho de atrito num motor a combustão interna já foram desenvolvidos e estão disponíveis na literatura; referências a estes trabalhos são encontradas no decorrer deste texto. Entretanto, uma particularidade do projeto é a de que uma modelagem das perdas energéticas, ou trabalho de atrito no motor, sem a realização de testes num protótipo para obtenção de coeficientes de ajustes, inviabiliza a adaptação de diversos trabalhos, que se utilizam desse tipo de abordagem; exemplos de trabalhos que ajustam seu modelo com base em coeficientes de ajuste obtidos empiricamente, podem ser vistos em Reiß *et al.* (2015) ou em Fredriksson e Egardt (2002). Outros exemplos dos diversos trabalhos com objetivo de mensurar, em vários níveis de precisão e complexidade, as perdas devido ao trabalho de atrito, num motor a combustão interna, e os resultados alcançados, podem ser vistos em Sandoval (2002), em Bertoldi (2007) e em Kamil *et al.* (2013). Grande parte destes recursos bibliográficos têm, no entanto, aproveitamento restrito a alguns dos grupos em que são separadas as fontes

das perdas; no caso do motor abordado neste projeto, por se tratar de nova tecnologia com divergências entre sua forma de construção e funcionamento, e conseqüentemente, dos fenômenos físicos que ocorrem na máquina, em comparação aos tipos de motores mais comuns estudados nos trabalhos citados. Essas diferenças fundamentais são mais profundamente evidenciadas no decorrer do trabalho.

Outro aspecto que provê um norte para a confecção do trabalho, é o da necessidade de adaptação do modelo desenvolvido a futuras mudanças, as quais podem envolver a adoção de diferentes componentes, ou novas combinações de soluções de projeto, uma vez que esse trabalho é um componente, parte de um projeto em curso. Dessa forma é necessário que a modelagem utilizada ofereça relativa facilidade a uma possível alteração; assim, dá-se preferência à modelagem dos fenômenos por expressões algébricas explícitas com parâmetros teoricamente conhecidos e com a máxima independência entre cada componente modelado. Ainda que a modelagem de alguns dos fenômenos que acontecem num motor a combustão interna, por meio de equações diferenciais que forcem resoluções numéricas e condições de contorno particulares, em alguns casos, possa fornecer resultados com maior precisão (Xin, 2011).

A atenção à necessidade de oferecer fácil adaptação do modelo, fica também evidente neste texto, com a separação de cada fonte de perda, dentro dos grupos já comumente utilizados, que compõem o trabalho de atrito, e que, segundo Heywood (1988), são denominados, trabalho de bombeamento  $W_p$ , trabalho de fricção  $W_{fr}$  e trabalho dos acessórios  $W_a$ , como já mencionado.

As hipóteses assumidas para a simplificação dos problemas propostos por componentes distintos são devidamente explicadas em cada caso, no momento oportuno durante o desdobramento do assunto. Essas hipóteses são necessárias uma vez que a modelagem de certos fenômenos do atrito num motor a combustão interna, que pertencem a mais de uma área do conhecimento da engenharia, de acordo com Xin (2011), pode ser elevada a um alto nível de complexidade, que foge ao objetivo deste trabalho, que busca apresentar um estudo fisicamente consistente, com o objetivo de dar uma previsão palpável a um projeto em desenvolvimento, como já mencionado.

### 3.2 Trabalho de bombeamento

Neste trabalho, adota-se a opção da contabilização da potência perdida, separadamente em cada componente do sistema de admissão, exaustão e compressão dos gases. O modelo matemático é concebido com o emprego de equações conhecidas da mecânica dos fluidos. Como se trata do escoamento dos gases em dutos, a mecânica dos fluidos trata das perdas de energia no escoamento como perdas de carga distribuídas e as perdas de carga localizadas (Fox *et al.* 2011). Para a obtenção do trabalho de atrito que tem origem no escoamento dos fluidos durante os processos de admissão e exaustão, o procedimento adotado é o da utilização da expressão  $W = \int PdV$ , ou seja, a integração da queda de pressão devido as perdas de carga em relação ao deslocamento volumétrico do fluido no escoamento. O resultando desse procedimento é então o trabalho de bombeamento.

A opção adotada para modelagem deste grupo, foi escolhida pelos motivos já mencionados na seção que trata dos procedimentos para realização do trabalho; esta abordagem não foi encontrada em diversos trabalhos que tratam da modelagem deste fenômeno em motores alternativos, como pode ser visto em Heywood (1988); a afinidade deste método com motores que possuem conjunto pistão cilindro é explicada pelos motivos a seguir.

Num motor de combustão interna alternativo que possui em sua construção os conjuntos pistão cilindro, que executam os mesmos ciclos executados pelos rotores de compressão e expansão neste motor, a velocidade do pistão é variável com o ângulo de rotação do veio principal ou veio da cambota, para um mesmo valor de rotações por minuto (RPM) do motor. Nesses motores a velocidade do pistão no interior do cilindro, vai de zero desde o ponto morto inferior até chegar novamente a zero no ponto morto superior, sendo que a velocidade máxima acontece numa posição intermediária entre esses dois pontos.

A figura 25 ilustra esse comportamento.

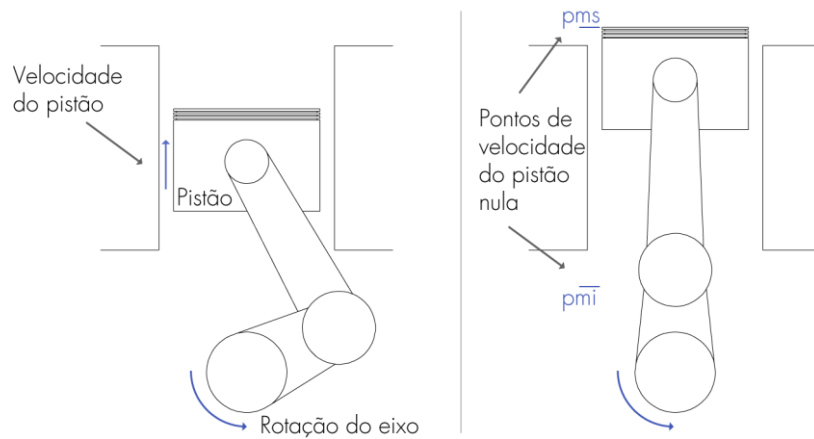


Figura 25 - Comportamento da velocidade do pistão em função da rotação do veio.

Com um funcionamento distinto, no motor rotativo agora estudado, ainda que a expansão dos gases de combustão dentro do rotor de expansão, garantirá em certo estágio maior impulso ao movimento de rotação do rotor, devido à maior pressão dos gases na saída da câmara de combustão no início do processo, a maioria dessa variação abrupta da velocidade deve ser absorvida pela inércia dos volantes e rotores (Martins, 2013); de forma que essas variações instantâneas são desprezadas e considera-se, portanto, a velocidade do rotor constante para um valor de RPM do motor. Acontecimento que consiste numa diferença fundamental de funcionamento, em comparação ao motor comum, e que permite o tratamento e a admissão de hipóteses diferentes para o fenômeno. Sabendo-se que o rotor é o responsável pelo deslocamento volumétrico dentro do motor, como seria o pistão analogamente num motor Diesel ou Otto, a velocidade de sucção ou exaustão dos gases será constante para um dado valor de RPM do motor, e, uma vez que os outros parâmetros na análise também são considerados constantes, a perda de carga  $\Delta P$  também é constante ao longo de cada um dos ciclos de admissão e exaustão para um dado RPM.

Outro aspecto do funcionamento com diferença relevante, consiste na forma como se dá a admissão de ar novo, em cada um dos tipos de motores mencionados. Num motor alternativo, geralmente construídos com mais de um cilindro por motor, o ciclo de admissão ocorre intermitentemente enchendo cada

um dos cilindros com ar novo em determinado momento, sendo que, como explica Heywood (1988), num motor de quatro tempos o mesmo cilindro executa o processo de admissão a cada duas voltas do motor. A interrupção do fluxo de ar de admissão durante a troca dos cilindros que executam o processo de admissão, pode causar grandes diferenças na massa volúmica do ar e ondas sónicas contra o fluxo de sucção no interior dos dutos de admissão, devido ao choque dessas partículas, em velocidade, com as paredes formadas pelo fechamento das válvulas de admissão em cada cilindro que interrompe o ciclo (Martins, 2013); raciocínio similar, com o fluxo em direção contrária, se aplica ao processo de exaustão desses motores. Diferentemente do sistema descrito, no sistema de admissão previsto neste projeto, admissão de ar fresco que ocorre no rotor de compressão, acontece de forma praticamente contínua, pois de um lado da lâmina de separação do rotor acontece a compressão enquanto que a admissão acontece simultaneamente na câmara adjacente, durante a rotação do motor; o processo pode ser melhor visualizado na figura 26.

Uma outra informação relevante ao caso estudado, é a de que os dois processos, responsáveis pelos fluxos de gases que entram e saem do motor, os processos de admissão e exaustão, acontecem em rotores distintos. Dessa forma não há interferência do fluxo de exaustão no fluxo de admissão, que são detalhadamente descritas por Martins (2013). Por estas razões não existe na modelagem adotada neste trabalho a consideração de ondas sónicas perturbadoras do escoamento.

A figura 26 traz a ilustração a progressão do estágio de admissão e compressão que ocorre no rotor de compressão.

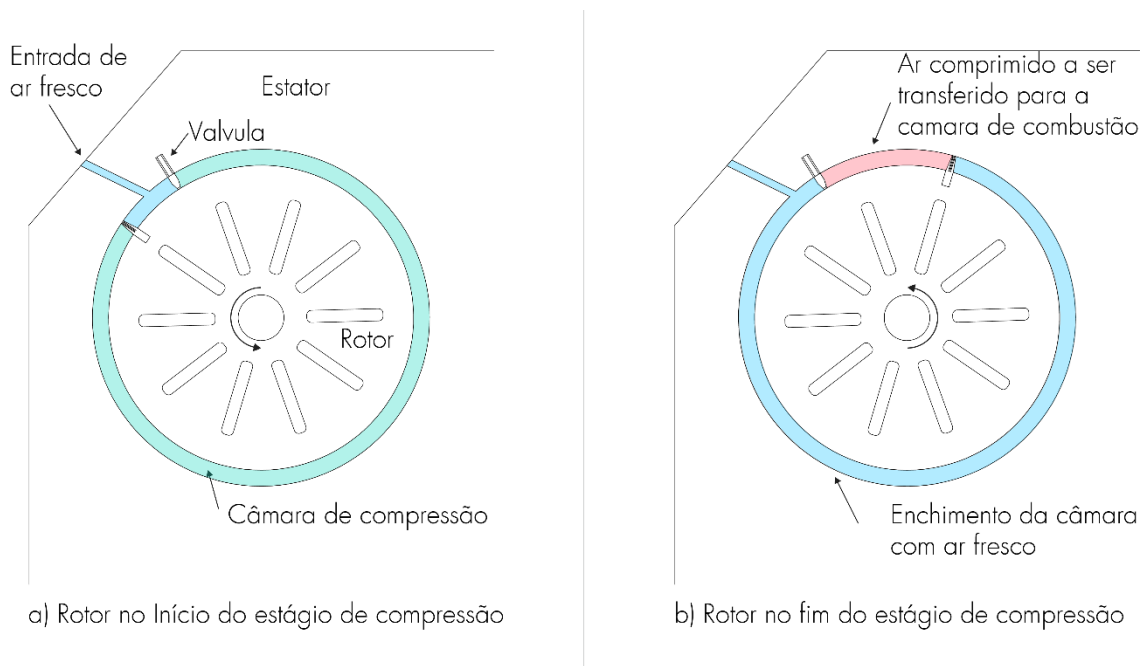


Figura 26 - Estágio de admissão e compressão no rotor.

Xin (2011) diz que o trabalho de bombeamento pode não ser considerado no trabalho total de atrito, entre algumas razões, pela dificuldade de definição dos estágios de admissão e exaustão em motores de dois tempos, além disso, o autor argumenta que o trabalho de atrito é estudado por uma área de conhecimento muito diferente dos demais processos, tornando complexa para o pesquisador a sua caracterização. Pela proposta deste trabalho, com a observação do trabalho de Heywood (1988), que trata este grupo como uma componente do trabalho total de atrito, o trabalho de bombeamento foi considerado como parte integrante do trabalho de atrito. Devido às características do projeto, ainda que o processo de expansão e exaustão aconteça ao mesmo tempo, há relativa facilidade na separação desses processos, uma vez que, como já citado, eles ocorrem em diferentes volumes de controle.

Estas contraposições demonstram a aplicabilidade da abordagem proposta para cálculo do trabalho de bombeamento, no motor rotativo estudado por este trabalho.

Admitindo-se o sistema de admissão e exaustão fixos e, portanto, com um volume interno constante em seus dutos e componentes, o volume de ar deslocado durante os ciclos de admissão e exaustão no motor será o volume deslocado no interior do rotor, como pode ser observado na figura 26 que, em a) mostra o rotor no início do estágio de compressão e em b) mostra o ar comprimido dentro do rotor a ser transferido para a câmara de combustão.

A figura 27 traz a indicação das dimensões dos rotores utilizadas para os cálculos a seguir:

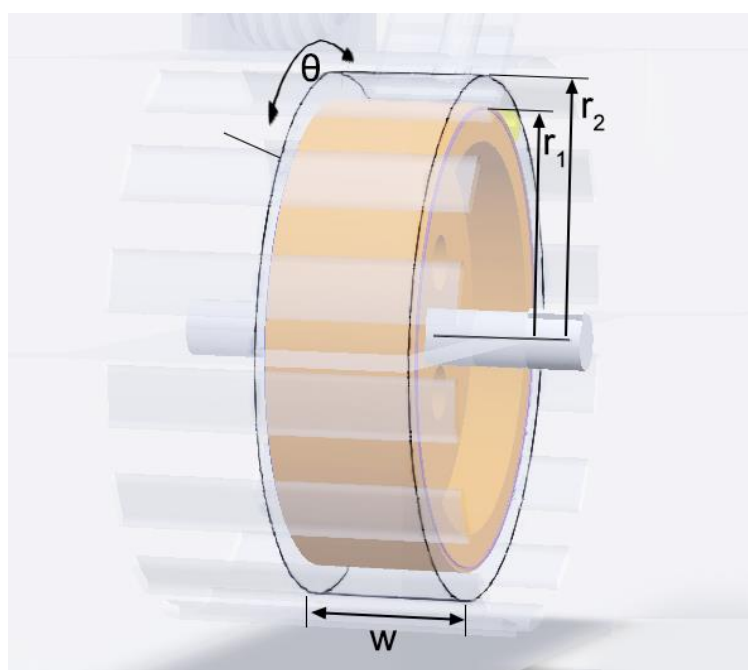


Figura 27 – Dimensões dos rotores.

A equação (21) fornece o volume deslocado no interior do motor pela rotação da lâmina fixa, acoplada ao rotor, com relação a variação da posição angular do rotor. A equação aplica-se tanto ao rotor de compressão quanto ao rotor de expansão, respeitadas as devidas variações nas dimensões dos componentes:

$$V = \frac{w}{2} (r_2^2 - r_1^2) \int_{\theta_1}^{\theta_2} d\theta \quad (21)$$

onde:

$r_1$  = raio do rotor [m]

$r_2$  = raio da câmara do estator [m]

$\theta_1$  = ângulo de partida do rotor, 0 se parte da origem [rad]

$\theta_2$  = ângulo final da posição do rotor,  $2\pi$  se faz uma volta completa [rad]

$w$  = largura do rotor [m]

O trabalho da lâmina sobre o fluido, para provocar o escoamento, análogo ao de um pistão sobre o fluido, pode ser obtido pela integral da pressão em relação ao volume deslocado (Moran e Shapiro, 2013); de forma que o trabalho de bombeamento nos processos de admissão e exaustão é calculado dessa maneira de acordo com (Xin, 2011):

$$W_p = \int P dV \quad (22)$$

onde  $P$  é a pressão do fluido, ou seja, neste caso é a variação de pressão  $\Delta P$  conferida pelas restrições no escoamento e  $dV$  o diferencial de volume de fluido deslocado no rotor.

Como a definição do processo que ocorre no motor a cada momento é mais facilmente definida em função do ângulo do rotor, pois existe uma posição angular definida em cada rotor, para o início e término dos processos de admissão, compressão, expansão e exaustão, diferenciando (21) tem-se o diferencial de volume em função do ângulo  $\theta$ :

$$dV = \frac{w}{2} (r_2^2 - r_1^2) d\theta \quad (23)$$

E então com a substituição em (22) chega-se a uma expressão para o trabalho de bombeamento na equação (24):

$$W_{p \text{ admissão / exaustão}} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} P \frac{w}{2} (r_2^2 - r_1^2) d\theta \quad (24)$$

onde:

$\theta_1$  = ângulo de partida do rotor [rad]

$\theta_2$  = ângulo final do rotor depois do ciclo [rad]

Com a adoção de um referencial, que, para o ciclo de exaustão será:  $\theta_1$  a posição angular em que a válvula de exaustão é aberta e a saída dos gases de combustão expandidos se inicia;  $\theta_2$  a posição angular onde a válvula de exaustão se fecha após os gases de combustão serem expelidos. De maneira similar, para o ciclo de admissão:  $\theta_1$  é a posição angular quando a válvula de admissão se abre e o motor começa a aspirar ar fresco, e  $\theta_2$  a posição angular do rotor quando a válvula de admissão se fecha e o motor começa a comprimir o ar fresco.

A pressão  $P$  na equação (24) é, no estágio de admissão, a diferença de pressão para a sucção do ar, considerando um motor naturalmente aspirado, no estágio de exaustão a diferença de pressão para expelir os gases de combustão para a atmosfera. Se não houvesse restrições ao escoamento na admissão ou exaustão, a diferença de pressão seria zero e não haveria trabalho de bombeamento; estas perdas são, portanto, efeito das perdas de carga no escoamento dos fluidos (Munson e Young, 2009); neste caso as perdas de carga ocorrem nos sistemas de admissão e exaustão. As referidas perdas de carga distribuídas nos dutos e as localizadas, causados por exemplo, por filtros, catalisadores, válvulas, mudança de direções, entre outros.

Para o escoamento interno em tubos Fox *et al.* (2011) definem a dependência da diferença de pressão,  $\Delta P$  na equação a seguir:

$$\Delta P = \Delta P (D, L, e, \bar{V}, \rho, \mu)$$

em que,  $D$ , é o diâmetro do tubo,  $L$ , o comprimento,  $e$ , a rugosidade,  $\bar{V}$ , a velocidade média,  $\rho$ , a massa volúmica do fluido e,  $\mu$ , a viscosidade dinâmica.

Como já mencionado, existem duas componentes principais em que são distribuídas as perdas de carga no escoamento em dutos. A primeira é conhecida como perdas distribuídas, e ocorre devido ao atrito do fluido com parede do duto. A segunda é chamada de perda de carga localizada, e ocorre devido à restrição imposta pelos acessórios pelos quais percorre o escoamento (Munson e Young, 2009).

Sendo primeira parcela da queda de pressão, a perda de carga nos dutos é causada pelas perdas distribuídas, determinada pela equação (14), e resulta na equação (25), que determina a diferença de pressão no fluido em escoamento antes e depois da passagem pelo duto:

$$\Delta P_1 = f \frac{L}{D} \rho \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (25)$$

onde:

$L$  = Comprimento do duto [m]

$D$  = Diâmetro do duto [m]

$\rho$  = Massa volúmica do fluido (para este caso: ar na admissão, e fumos no escape) [kg/m<sup>3</sup>]

$\bar{V}$  = Velocidade média do escoamento [m/s]

$f$  = Fator de atrito

O número de Reynolds é dado pela equação (13).

O fator de atrito pode ser obtido por meio do diagrama de Moody, mostrado na figura 22 ou calculado por meio da correlação empírica de Colebrook, apresentada na equação (17).

Valores de rugosidade para ferro fundido e aço comercial são de 0,26 e 0,046 mm respectivamente (Fox *et al.* 2011).

É importante ressaltar a peculiaridade do escoamento dos gases de combustão, que contém geralmente partículas em suspensão, que podem se sedimentar nas paredes dos dutos que percorrem (Martins, 2013); de maneira que esses sedimentos aumentam a rugosidade absoluta dos dutos, e os valores de rugosidade admitidos nos cálculos devem ser analisados com atenção.

A figura 28 traz uma fotografia de um tubo com longo tempo de serviço.

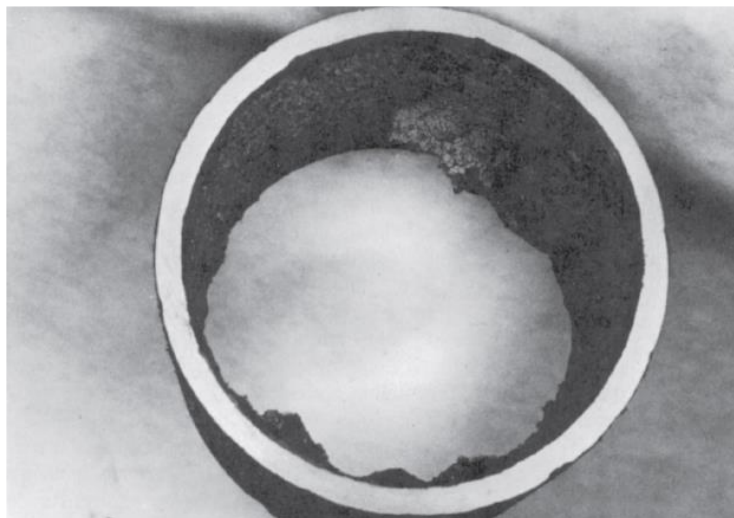


Figura 28 - Incrustações num tubo depois de muitos anos de utilização  
Fonte: (Fox *et al.* 2011)

No caso em que o escoamento ocorra em dutos de diferentes materiais e diâmetros, cada um dos intervalos deve ser considerado separadamente.

O número de Mach, dado pela equação (16), deve ser utilizado para verificação da condição de escoamento incompressível.

No caso abordado o escoamento pode estar no limiar entre as duas situações dependendo da velocidade de rotação e área dos dutos. O modelo descrito foi escolhido em favor da simplicidade e maior velocidade na obtenção dos resultados e ainda, por que, segundo Heywood (1988), a segunda parcela, as perdas localizadas devido aos acessórios, devem ser a principal fonte do trabalho de bombeamento.

A segunda parcela da queda de pressão, causada pelas perdas localizadas devido à passagem do fluido pelos acessórios, dada nas equações (18) ou (19), consiste também numa parcela em que é verificada a dependência da velocidade do escoamento. Para o resultado da diferença de pressão, entre pontos anteriores e posteriores aos acessórios que perturbam o fluxo, as equações podem ser reescritas na forma das equações (26) e (27), (Fox *et al.* 2011):

$$\Delta P_2 = K \rho \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (26)$$

Ou ainda escrita na forma:

$$\Delta P_2 = f \frac{L_e}{D} \rho \frac{V^2}{2} \quad (27)$$

onde:

$K$  = Coeficiente de perda de carga localizada, relacionado ao tipo de restrição que o fluido passa no escoamento

$L_e/D$  = Comprimento equivalente adimensional

Para entradas e reentrâncias o coeficiente  $K$  pode ser obtido na figura 23, para contrações e expansões em dutos ele pode ser definido pelas indicações na figura 24 ou ainda, o comprimento equivalente de alguns acessórios conhecidos, como válvulas e cotovelos pode também ser encontrados na tabela 1. Entretanto, os dados disponíveis para os coeficientes de perdas localizadas  $K$ , estão disponíveis para acessórios comuns. Os componentes presentes no motor, como o filtro de partículas (DPF – Diesel Particles Filter), catalizadores entre outros, por vezes contêm em suas construções combinações dos componentes mais comuns acima apresentados e não se encontram disponíveis os seus coeficientes tabelados. Entretanto, após uma definição dos componentes o cálculo do coeficiente de perdas localizadas de cada um deles não é uma tarefa complexa, e a constante  $K$  deve ser medida para cada caso (Fox *et al.* 2011). É uma tarefa relativamente fácil e pouco custosa em termos financeiros a obtenção das quedas de pressão utilizando um pressostato na entrada e saída dos componentes quando submetido a um escoamento de ar que o percorra a uma velocidade controlada.

Para a potência utilizada no bombeamento dos fluidos, multiplica-se o trabalho de bombeamento, calculado separadamente para os processos de admissão e exaustão, pelo número de ciclos de admissão e exaustão que ocorrem no motor numa revolução, pela velocidade de rotação do motor, da forma dada na equação (28):

$$\dot{W}_{f,P \text{ admissão / exaustão}} = W_{f,P} C_N N_R \quad (28)$$

onde:

$C_N$  = número ciclos de exaustão/admissão por revolução, que é de 1 ciclo de admissão e também 1 ciclo de exaustão por volta, no caso desse motor

$N_R$  = velocidade de rotação do rotor [rev/s]

O ciclo de compressão também deve ser contabilizado neste grupo. O motor executa trabalho sobre o gás para comprimi-lo e então enviá-lo para a câmara de combustão. O procedimento descrito até aqui quantifica apenas a potência necessária para introduzir o ar fresco dentro do motor.

A descrição de um ciclo Otto ou Diesel é feita por Moran e Shapiro (2013); um diagrama pressão-volume específico de um ciclo Otto reversível pode ser visualizado na figura 29; o autor aponta que o trabalho por unidade de massa realizado durante compressão no ciclo, processo 1-2 no diagrama, pode ser calculado pela integral da área formada pelos pontos 1-2-a-b-1 no diagrama

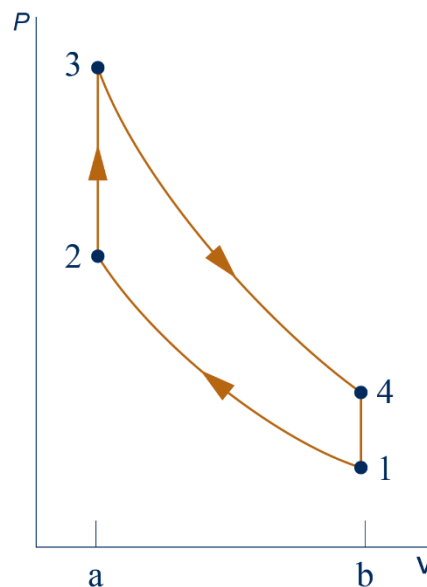


Figura 29 - Diagrama P-v de um ciclo Otto reversível

Fonte (Moran e Shapiro, 2013).

Ainda segundo os autores, também é possível fazer o cálculo da potência necessária para a compressão, pela equação (29), quando se assume que a energia potencial e cinética dos gases pode ser desconsiderada.

$$\dot{W}_{compress\tilde{a}o} = \dot{m} (u_2 - u_1) \quad (29)$$

onde:

$\dot{m}$  = vazão mássica de ar [kg/s]

$u_1$  = energia interna do ar antes da compressão [kJ/kg]

$u_2$  = energia interna do ar na saída, depois de comprimido [kJ/kg]

Moran e Shapiro (2013) também mostram que o trabalho por unidade de massa, realizado pelos gases durante o processo de expansão, 3-4, é a integral da área formada pelos pontos 3-4-b-a-3 na figura 29. Observa-se que essa área abrange também a área anteriormente citada, referente ao trabalho de compressão, o que significa que toda a energia cedida ao fluido pelo compressor, ao realizar trabalho para a sua compressão, é então revertido durante a expansão dos gases. Entretanto, o diagrama mostrado na figura 29 representa um ciclo reversível e, portanto, o processo de compressão representado no diagrama, é também considerado um processo reversível. A consideração proposta pelo autor não representa a realidade, e o processo de compressão possui irreversibilidades, e dessa forma, acarreta perdas de energia.

Portanto, mesmo não sendo uma prática usual a inclusão desse componente no trabalho total de atrito, por ser uma fonte de perdas considerável ele é considerado neste trabalho. Para a contabilização da potência que será somada ao trabalho total de atrito, utiliza-se a seguinte equação:

$$\dot{W}_{f, \text{compressão}} = \dot{m} (u_2 - u_1) (1 - \eta_{\text{compressor}}) \quad (30)$$

onde é considerada apenas, a parcela de potência obtida pela equação (29), perdida pelas irreversibilidades do processo.

A expressão final, que fornece a potência devido às perdas pelo trabalho de bombeamento e compressão no motor modelado deve então ser um somatório das contribuições das perdas em dutos e acessórios, na admissão e exaustão do motor e também das perdas no processo de compressão, da forma apresentada pela equação (31):

$$\dot{W}_{f,P} = \sum \dot{W}_{f,P \text{ admissão}} + \sum \dot{W}_{f, \text{compressão}} + \sum \dot{W}_{f,P \text{ exaustão}} \quad (31)$$

### 3.3 Trabalho de fricção

#### 3.3.1 Anéis do rotor

Os trabalhos de Heywood (1988) e Martins (2013) estão consonantes quando afirmam que o conjunto pistão cilindro é o maior responsável pelas perdas por atrito em motor de combustão interna, resultado da contribuição do atrito causado pelo grupo de anéis utilizados na vedação do pistão, da fricção de suas laterais com o cilindro, e dos rolamentos da biela. Para este componente do atrito total, há uma adaptação dos estudos disponíveis, motivadas pelas diferenças entre as hipóteses que podem ser adotadas nos modelos propostos para um motor Diesel comum e o que pode ser observado no motor estudado aqui; as adequações realizadas poderão ser vistas posteriormente.

Analogamente aos anéis de vedação do pistão de um motor alternativo, o motor estudado tem anéis de vedação entre a lâmina do rotor e o estator, assim como mostra a figura 30:

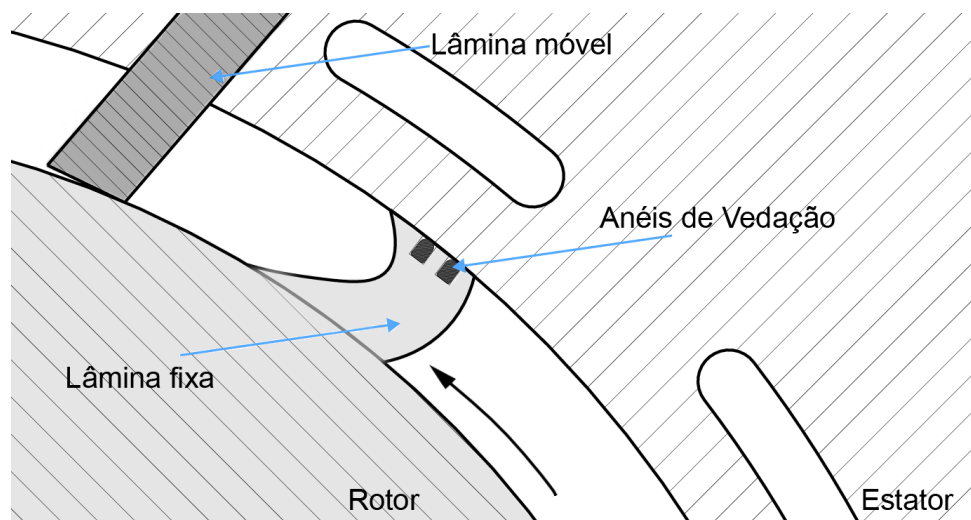


Figura 30 - Utilização de anéis de vedação no rotor

Na interface entre os anéis e o estator, está previsto a existência de um filme de óleo lubrificante, devido aos efeitos do atrito no contato mecânico sem lubrificação; esta é utilizada com o objetivo que se alcancem os efeitos benéficos ao funcionamento da máquina, os quais já foram descritos anteriormente, prática

compartilhada também com os motores Diesel e Otto. Para um motor comum de ignição por centelha ou ignição por compressão Heywood (1988) e Martins (2013) fazem uma análise dos tipos de atrito que convivem na interface, classificados como regime hidrodinâmico, regime misto e regime limite. Como já descrito, no regime hidrodinâmico, não há contato entre as partes em movimento e toda a carga é suportada pelo filme de óleo, é a forma de funcionamento preferencial para os componentes do motor, (Martins, 2013). No regime misto, há uma parcela da carga suportada pelo filme de fluido lubrificante entre as duas partes em movimento e outra suportada pelo contato áspero entre as partes, e na condição limite, toda a carga é suportada pelo contato áspero entre as partes em movimento relativo e o atrito depende da rugosidade e outros fatores como afinidade química entre as superfícies (Wang e Chung, 2013). De maneira similar, Xin (2011) discorre sobre o assunto do trabalho de atrito e os diferentes regimes de lubrificação no conjunto pistão cilindro e faz uso do diagrama de Stribeck para relacionar o coeficiente de atrito com fatores físicos de carga e velocidade de rotação do motor, pratica comumente utilizada na tribologia, a figura 19 traz os resultados desse trabalho com os regimes comuns de trabalho para os componentes do motor a combustão interna que opera o ciclo Diesel.

A maioria dos trabalhos com o objetivo de mensurar as perdas pela fricção no conjunto pistão cilindro admitem, portanto, a existência desses regimes de lubrificação no componente, algo que já foi empiricamente comprovado para aquele tipo de máquina e que tem os resultados testados nos trabalhos de Yang e Keith Jr. (1996) e Sawicki e Yu (2000).

Para modelagem deste aspecto no motor estudado admite-se a hipótese de que só há, na interface entre o anel de vedação da lâmina e o estator, lubrificação hidrodinâmica. Para suportar esta consideração, observa-se que num motor alternativo, durante o curso pelo cilindro, com as mudanças na direção, intensidade e sentido de sua velocidade, o pistão sofre a influência de forças agindo em suas laterais, devido à pressão do gás no cilindro e inércia do componente, que induzem ao desvio ou torção do pistão em relação ao cilindro

devido aos momentos resultantes dessas forças, sendo estes desalinhamentos maiores nos finais de curso (Xin, 2011); a figura 31 ilustra o fenômeno:

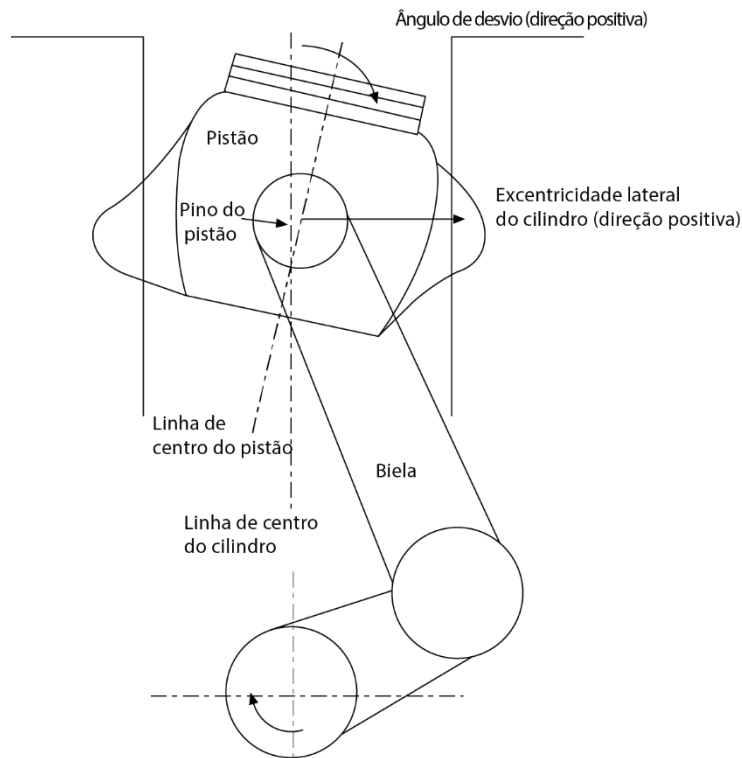


Figura 31 - Desvio do pistão num motor Diesel  
Fonte: Adaptado, (Xin, 2011).

É também nos finais de curso que ocorrem as menores espessuras da camada de lubrificante nos anéis de vedação dos pistões, a falta de uma camada de óleo lubrificante, que separa as duas superfícies de contato; é o que caracteriza a lubrificação limite (Jeng, 1992).

No rotor do motor modelado neste trabalho, a força dos gases de expansão é primordialmente tangencial ao rotor, uma vez que a componente radial é restrita pela fixação do veio do rotor e a axial pelas paredes do estator, de maneira que, a contribuição desses desalinhamentos para a extinção da camada de óleo em determinados momentos do ciclo é considerada inexistente; não há também a contribuição do efeito da inércia causado pela alteração da velocidade do componente, como é experimentado pelo pistão.

O gráfico criado por Yang e Keith Jr. (1996) relaciona o desaparecimento da camada de lubrificante da interface, ou seja, a transição entre os regimes de

lubrificação, com o ângulo de rotação do motor por diversos modelos de simulação; estes resultados são apresentados na figura 32:

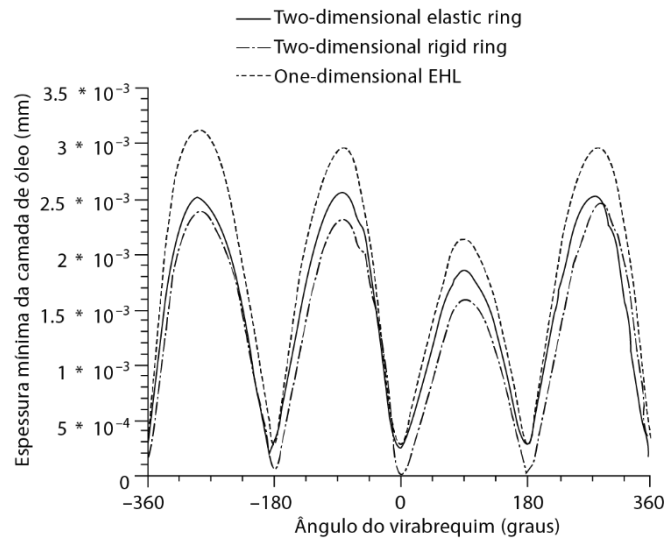


Figura 32 - Espessura da camada de óleo em função do ângulo do veio  
 Fonte: Adaptado, (Yang e Keith Jr., 1996).

A figura 32 ilustra os momentos onde a camada de óleo na interface se torna muito pequena para suportar o carregamento, e reforça a afirmação de (Jeng, 1992), que mostra a tendência do regime de lubrificação sair do regime hidrodinâmico nos momentos em que há mudança de direção do pistão no PMS e PMI, quando há aumento ou diminuição abrupta na velocidade relativa (Xin, 2011). Dessa forma, os argumentos apresentados pelo autor para explicar o comportamento do que é visto na figura 32 não são completamente aplicados a este caso. Um último argumento que suporta a hipótese de regime hidrodinâmico na modelagem do projeto é o facto de que a combustão não ocorre no interior do rotor-estator, e sim numa câmara de combustão exterior onde a combustão em volume constante garante um melhor aproveitamento termodinâmico (Turns, 2000); não havendo teoricamente combustão do óleo lubrificante do rotor no processo.

Devido ao fator penalizante da operação desse componente do motor fora do regime de lubrificação hidrodinâmico, tanto para o desgaste das peças quanto para a perda de potência devido a fricção, que é substancialmente maior do que na lubrificação hidrodinâmica (Wang e Chung, 2013); não se observa um motivo

que possa apoiar uma decisão de projeto, que conviva com a lubrificação deste componente fora do regime hidrodinâmico, ou seja, a não manutenção de um filme de óleo que separe constantemente o anel do rotor do estator no motor.

Dessa maneira o atrito causado pelos anéis ao deslizarem sobre o estator pode ser modelado com o uso do parâmetro de serviço  $S_{lub}$ , já definido anteriormente. Xin (2011) traz uma correlação que permite o cálculo do coeficiente de atrito  $f_h$  para o regime de lubrificação hidrodinâmica, baseada em procedimentos experimentais e ajustada pelos coeficientes  $C_0$  e  $C_1$ . Relação já mostrada nas equações (9) e (10), que podem ser desenvolvidas e adaptadas para o componente em questão, de maneira a tomar a forma da equação (32):

$$f_h = C_0 S_{lub}^{C_1} = C_0 \left( \frac{\mu v_a}{P_l L_l} \right)^{C_1} \quad (32)$$

onde:

$\mu$  = viscosidade do lubrificante [Pa·s]

$C_0$  = Parâmetro  $C_0$  varia de acordo com a geometria do componente

$C_1$  = Parâmetro  $C_1$  varia de acordo com a geometria do componente

$S_{lub}$  = Parâmetro de serviço (*duty parameter*)

$L_l$  = espessura do anel, como mostrado pela figura 33 [m]

$v_a$  = velocidade do anel em relação ao rotor [m/s]

$P_l$  = Pressão que age sobre o estator exercida pelo anel [Pa]

Para o motor estudado, a velocidade dos anéis sobre o rotor pode ser obtida multiplicando-se a velocidade angular do rotor  $\omega$  pelo raio da câmara do estator  $r_2$ , como na expressão da equação (33):

$$v_a = \omega r_2 \quad (33)$$

Duas importantes medidas para o anel de vedação, como mostrado por Stanley *et al.* (1999), são as medidas marcadas na figura 33 com as letras 'a' e 'c', sendo que elas são respectivamente a metade da altura do anel de vedação, e a altura da curvatura da face do anel em deslizamento.

A figura 33 ilustra alguns dos parâmetros dimensionais de um anel de vedação.

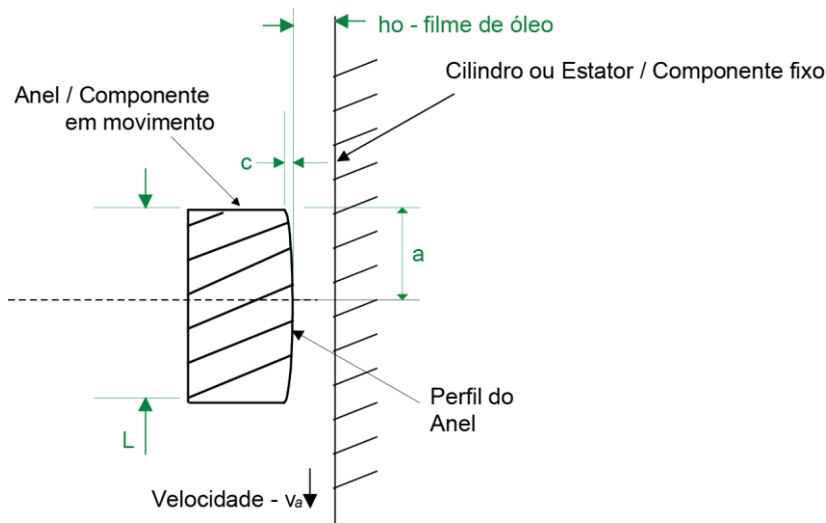


Figura 33 - Componentes do anel  
Fonte: Adaptado, (Stanley *et al.* 1999).

Os autores argumentam sobre a variabilidade dos parâmetros  $C_0$  e  $C_1$  com a geometria do anel utilizado, e nesse componente, as medidas 'c' e 'a' determinam estes coeficientes de ajuste; Bhatt e Mistry (2003) trazem intervalos de valores típicos para estes parâmetros para o caso do rácio  $c/a$  do anel estar entre os valores de 0,03 a 0,2; para este caso,  $C_0$  ocupa o intervalo entre 1,9 e 2,25 e  $C_1$  de 0,425 a 0,525;  $C_0 \approx 2,21$  e  $C_1 \approx 0,47$  trazem resultados coerentes com as simulações apresentadas por Jeng (1992). Mcgeehan (1978) citado por Xin (2011) faz, no entanto, uma detalhada discussão acerca do coeficiente de atrito.

Para a força de atrito, multiplica-se então o coeficiente de atrito hidrodinâmico dado na equação (32) pelo carregamento normal, com resultado mostrado na equação (34):

$$F_{f,h} = C_0 \left( \frac{\mu v}{\rho_l L} \right)^{C_1} (P_l L L') = C_0 L' (\mu v_a)^{C_1} (P_l L)^{1-C_1} \quad (34)$$

onde:

$L'$  = Comprimento transversal do anel em contato com estator, perpendicular a dimensão  $L$  mostrado pela figura 33 [m]

Por fim para a equação que fornece a potência dissipada pela força de atrito neste componente, multiplica-se a força de atrito dada pela equação (34) pela velocidade do anel sobre o rotor, de maneira apresentada na equação (35):

$$\dot{W}_{f,h} = F_{f,h}v_a = C_0L'\mu^{C_1}v_a^{1+C_1}(P/L)^{1-C_1} \quad (35)$$

Uma outra maneira de obter a diminuição da potência útil do motor provocada pela força de atrito causada pelos anéis do rotor, é pela observação de que esta força gera um momento contrário a rotação do veio; o braço do momento causado por essa força é, portanto, o raio da câmara do estator. A potência necessária para vencer essa oposição ao movimento, é obtida pela multiplicação desse binário pela velocidade angular de rotação do motor.

### 3.3.2 Rolamentos

Os rolamentos num motor de combustão interna são majoritariamente rolamentos com carga dinâmica, segundo (Heywood, 1988), pois a combustão acontece ciclicamente e não de forma contínua nesse tipo de máquina, o que acarreta uma solicitação cíclica dos rolamentos. Isso inclui rolamentos do veio principal do rotor, dos rotores de compressão, do veio de comando de válvulas, entre outros possíveis. A força de atrito nestes rolamentos é um assunto extensivamente estudado (Xin, 2011). E modelos obtidos por estes pesquisadores são utilizados neste trabalho, pois esses componentes são os mesmos utilizados em diversos tipos de máquina e, portanto, os modelos consolidados se aplicam também aos componentes utilizados no motor em desenvolvimento.

Um método popular e comercialmente utilizado para a tarefa de modelar o atrito num rolamento, segundo Xin (2011), conhecido como *Booker's mobility method* pode ser utilizado para calcular a espessura da camada de óleo e o atrito, uma vez que determina a excentricidade do rolamento assim como o ângulo de ação para uma força dinâmica. Esse é um dos casos citados pelo autor, em que é possível a obtenção de uma solução teoricamente mais precisa, no caso em rolamentos dinamicamente carregados, com a adoção da opção da modelagem do componente, através da resolução da equação de Reynolds em duas dimensões, pelo método das diferenças finitas ou elementos finitos. Entretanto, nessa forma de abordagem do problema, uma vez considerados efeitos da inércia juntamente com a folga do rolamento, que deverão ser acoplados à equação diferencial ordinária, resulta numa função, que apresenta instabilidade em sua resolução por alguns métodos, levando a necessidade da utilização de métodos computacionalmente custosos. Devido a necessidade do conhecimento detalhado das características do sistema para a implementação desse tipo de resolução, esse método, teoricamente mais preciso, não é uma opção para este trabalho.

Uma solução bastante simplificada, onde a força de atrito no rolamento é calculada pela lei de Newton da viscosidade, como no caso dos anéis de vedação; o atrito é por cisalhamento viscoso e a força de atrito se dá pela tensão

de cisalhamento de fluido pela área de contato, como apresentado pela equação (8). A tensão de cisalhamento é então a constante de proporcionalidade, é definida para o fluido newtoniano, como viscosidade do fluido multiplicada pelo gradiente de velocidade, como na equação (7).

Assumindo as condições:

–  $dv/dh = \text{constante}$ , pode-se então retirar o diferencial e a parcela se torna,  $v/h$ .

– não há excentricidade no mancal.

– toda a folga circular do rolamento,  $2\pi$  rad, está preenchida com óleo, condição em que ignora-se portanto o efeito da cavitação, no filme de óleo.

O desenvolvimento da equação, toma então a forma dada na equação (36), (Xin, 2011):

$$F_{f,B} \approx \frac{v_r \mu A_c}{h_0} = \frac{2\pi r_B N_B \mu \cdot 2\pi r_B L_B}{C_B} = \frac{4\pi^2 r_B^2 N_B \mu L_B}{C_B} \quad (36)$$

em que:

$v_r$  = velocidade de rotação do rolamento [m/s]

$\mu$  = viscosidade do lubrificante em [Pa·s]

$A_c$  = área em contato em deslizamento [m<sup>2</sup>]

$h_0$  = espessura do filme de óleo [m]

$r_b$  = raio do rolamento [m]

$N_B$  = rotação relativa do rolamento [rev/s]

$L_B$  = comprimento do rolamento [m]

$C_B$  = folga radial [m]

A equação acima, conhecida como equação de Petroff, é uma forma demasiadamente simplificada para solução do problema (Xin, 2011); há outros parâmetros, como a força do carregamento, que quando considerados deixam o método mais robusto; então uma maneira mais sofisticada de realizar o cálculo da força de atrito em rolamentos é dado na forma da equação (37) pela teoria desenvolvida por Dubois e Ocvirk em 1953, segundo (Cameron, 1966) citado por (Xin, 2011)

$$F_{f,B} \approx C_{cav} \left( \frac{4\pi^2 r_B^2 N_B \mu L_B}{C_B \sqrt{1 - \varepsilon_B^2}} + \frac{C_B F_{n,B}}{2r_B} \operatorname{sen} \varphi_B \right) \quad (37)$$

onde:

$\varphi_B$  = ângulo de posição entre a linha de carregamento e a linha conectando o mancal e o centro de rolamento

$C_{cav}$  = fator do efeito de cavitação no filme de óleo (entre 0 e 1)

$\varepsilon_B$  = excentricidade adimensional no rolamento

$F_n$  = carregamento do rolamento [N]

A excentricidade adimensional do rolamento  $\varepsilon_B$  é dada por:

$$\varepsilon_B = 1 - \frac{h_{0,min}}{C_B} \quad (38)$$

em que  $h_{0,min}$  é a espessura mínima do filme de óleo.

O ângulo  $\varphi_B$  pode ser calculado pela equação:

$$\varphi_B = \tan^{-1} \left( \frac{\pi \sqrt{1 - \varepsilon_B^2}}{4\varepsilon_B} \right) \quad (39)$$

O parâmetro  $C_{cav}$  pode ser bastante complexo de determinar; depende da severidade da cavitação do filme de óleo. Pode variar dinamicamente com a excentricidade, com a alimentação de óleo e com as velocidades no rolamento, de forma que investigações sobre o comportamento do parâmetro no sistema estudado podem melhorar a qualidade da previsão.

A figura ilustra o fenômeno da ruptura da camada de óleo contemplada pelo parâmetro.

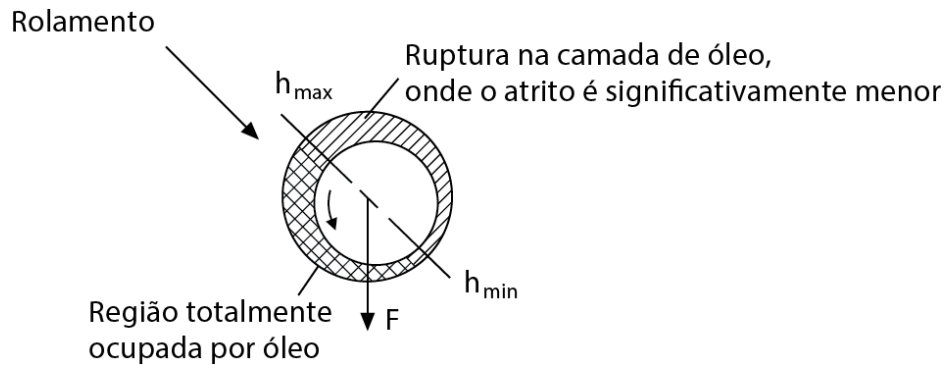


Figura 34 - Regiões de ruptura na camada de óleo num rolamento  
Fonte: Adaptado, (Martin, 1985) citado por: (Xin, 2011).

Dessa maneira para um resultado mais conservador o valor de  $C_{cav}$  pode simplesmente ser adotado como 1, o que significa mais uma vez, ignorar o efeito da cavitação do fluido. O resultado obtido com esta ação é mais conservador pois o ar possui uma viscosidade muito baixa, em comparação com o óleo lubrificante, e ao admitir a presença de cavitação, admite-se a presença de ar na parte superior do rolamento como mostrado pela figura 34. Como já visto, a força do atrito hidrodinâmico é causada pela tensão de cisalhamento no fluido, grandeza proporcional à viscosidade do fluido; o método considera então que nenhum atrito hidrodinâmico é gerado pelo ar num rolamento. Para um resultado menos conservador, um valor médio para a proporção da circunferência ocupada pelo filme de óleo pode ser aproximado pela equação (40) (Xin, 2011).

$$C_{cav} = \frac{2+\varepsilon_B}{2+2\varepsilon_B} \quad (40)$$

O binário gerado pelo atrito no rolamento é dado por:

$$J_{f,B} = F_{f,B} r_b \quad (41)$$

E por fim, a potência perdida devido à força de atrito no rolamento é obtida multiplicando-se o binário pela velocidade angular de rotação do rolamento:

$$\dot{W}_{f,B} = J_{f,B} \omega_B \quad (42)$$

onde:

$\omega_B$  = velocidade angular de rotação do rolamento [rad/s]

### 3.3.3 Válvulas

O atrito total nas válvulas pode ser dividido em componentes críticos: rolamento do comando de válvulas, interface do balancim e do came. Dados apresentados mostram variabilidade de cerca de 30 % nos resultados das perdas em diferentes tipos de válvulas (Heywood, 1988); por se tratar de uma combinação de componentes com diferentes tipos de componentes, é possível a aplicação dos mesmos conceitos anteriores, trazidos pela lei de Newton da viscosidade, para cada um desses grupos, que tem um efeito combinado para o atrito total nas válvulas.

Entretanto uma alternativa para o cálculo direto da potência dissipada pelo atrito nesse componente, é apresentada por Heywood (1988), sob a forma de uma correlação empírica, para a pressão média efetiva do atrito em válvulas desenvolvida por Bishop (1965) citado por Heywood (1988), apresentada na equação (43); essa correlação não inclui o atrito gerado pelo veio do comando de válvulas, e portanto, essa informação será adicionada posteriormente:

$$fmep_V = \frac{C \left( 1 - 0,133 \left( \frac{N}{1000} \right) \right) n_{iv} D_{iv}^{1,75}}{B^2 L_a} \quad (43)$$

onde:

$C = 1,2 \times 10^4$  para  $fmep_v$  em kPa

$N$  = rotações por minuto do motor [RPM]

$n_{iv}$  = número de válvulas de admissão

$D_{iv}$  = diâmetro da cabeça da válvula [mm]

$B$  = diâmetro da lâmina do rotor [mm]

$L_a$  = perímetro do estator (curso da lâmina dentro do estator) [mm]

Para a potência dissipada pelo atrito nas válvulas dos rotores, multiplica-se a pressão média efetiva, obtida pela equação (43), pela vazão volumétrica dos gases que passam pela câmara do rotor  $\dot{Q}$ , à condição de entrada como descrito por Heywood (1988).

$$\dot{W}_{f,V} = fmep_V \dot{Q} \text{ [kW]} \quad (44)$$

### 3.3.4 Paredes do rotor

O projeto do motor prevê os pontos de contato entre os rotores de expansão e compressão e as paredes do estator, separados por um filme de óleo lubrificante, conforme a ilustração na figura 35, que traz um esboço da vista superior dos componentes. Não existem forças aplicadas ao rotor na direção axial, ou seja, na direção perpendicular à face de contato rotor-estator. Neste caso, a força de atrito é também devido à tensão de cisalhamento do fluido, devido ao escoamento de Couette, e se este fluido se comporta como newtoniano, a potência dissipada pelo motor, para vencer essa força, pode ser modelada pela lei de Newton da viscosidade, com as equações (7) e (8). Como não há o carregamento cíclico na interface, como no caso dos rolamentos, não se aplicam as considerações de Xin (2011), que versam sobre a necessidade da consideração do carregamento para aquele caso; a modelagem desse componente pela lei da viscosidade de Newton, é também uma conclusão extraída do trabalho de Wang e Chung (2013).

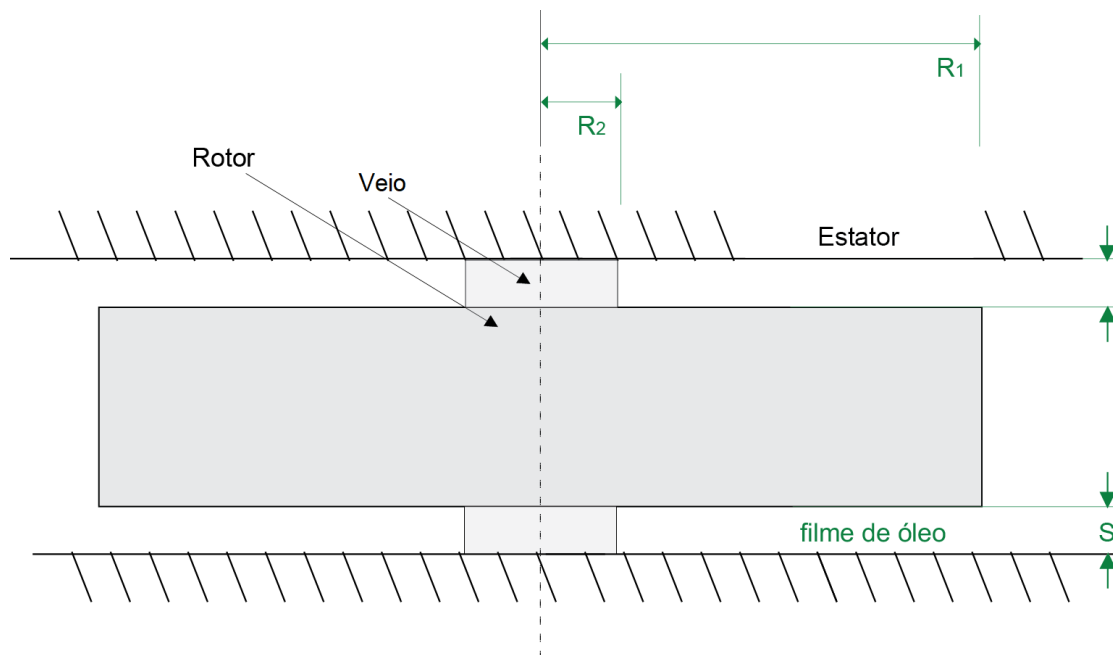


Figura 35 - Vista do rotor e a separação pela camada de óleo.

Portanto, de forma similar ao que já foi utilizado anteriormente, a perda de potência por atrito no rotor se dará pelo momento da força de atrito hidrodinâmico agindo ao longo do raio da face do rotor, de seguinte forma:

$$J_{f,R} = 2F_{f,R}r \quad (45)$$

Sendo que  $r$  é o braço da força e  $F_{f,R}$  é a força de atrito no rotor. O binário está multiplicado por 2 na equação acima para o cálculo da potência dissipada nos dois lados simétricos do rotor.

E a força de atrito  $F_{f,R}$  é a força causada pelo cisalhamento do fluido devido ao movimento relativo entre o rotor e o estator multiplicada pela área do disco, da forma apresentada pela equação (8)

E a tensão de cisalhamento no lubrificante entre as paredes do rotor,  $\tau_{fluido\ rotor}$ , é dada pela lei de Newton da viscosidade, pela equação (7):

$$\tau_{fluido\ rotor} = \mu \frac{du}{dy} \quad (46)$$

em que  $\mu$  é viscosidade do lubrificante,  $u$ , a velocidade linear do fluido lubrificante na direção  $x$ , e portanto,  $du/dy$  é o gradiente ou o perfil da velocidade  $u$  na direção  $y$ , como ilustrado na figura 36.

Para obtenção da expressão para o gradiente são assumidas as seguintes condições, em seguimento ao trabalho de Fox *et al.* (2011):

- O perfil de velocidade do fluido é linear;
- Condição de não deslizamento do lubrificante nas paredes do rotor ou do estator;
- O fluido é incompressível;
- É um fluido Newtoniano, e dessa forma segue a equação (7).

A figura 36 ilustra a configuração do sistema.

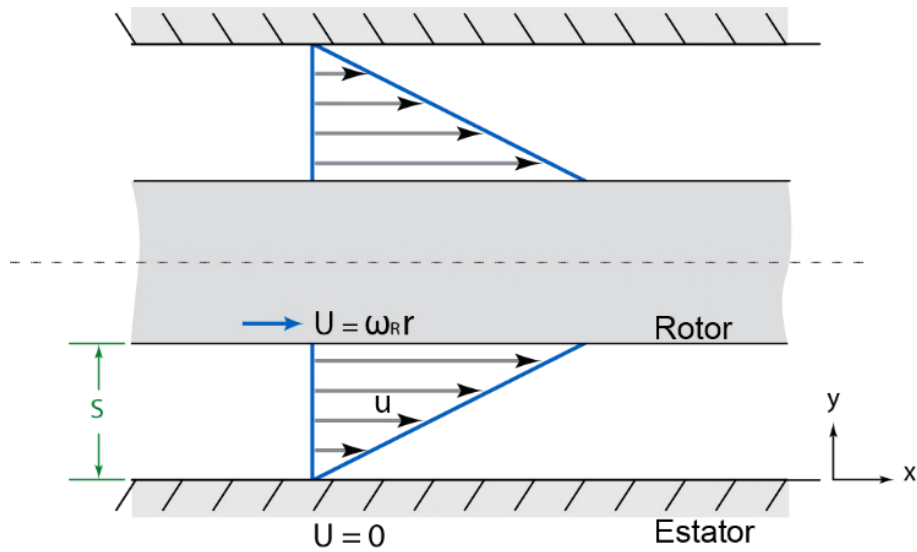


Figura 36 - Perfil de velocidade do escoamento de óleo lubrificante no rotor

A condição de não deslizamento, fornece:

$$\frac{du}{dy}_{y=S} = \omega_R r \quad (47)$$

A velocidade do fluido na parede do rotor é igual a velocidade do rotor

$$\frac{du}{dy}_{y=0} = 0 \quad (48)$$

A velocidade do fluido na parede do estator é zero

onde:

$\omega_R$  velocidade angular do rotor [rad/s]

O perfil linear de velocidade  $u$ , tem então a seguinte forma

$$u(y) = \frac{\omega_R r y}{S} \quad (49)$$

Tomando a diferencial do perfil  $u$ , tem-se a expressão para  $du/dy$

$$\frac{du}{dy} = \frac{\omega_R r}{S} \quad (50)$$

Para este caso a velocidade linear em cada ponto do disco é uma função do raio  $e$ , portanto, há a necessidade de utilizar as equações de momento e força na forma diferencial. Adotando-se diferenciais em forma de anéis ao longo do disco as expressões têm a forma a seguir:

O diferencial do binário no rotor:

$$dJ_{f,R} = 2r dF_{f,R} \quad (51)$$

O diferencial de força é dado por:

$$dF_{f,R} = \tau dA \quad (52)$$

O diferencial de área ao longo do disco é:

$$dA = 2\pi r dr \quad (53)$$

A substituição da equação (50) em (46) fornece a expressão para a tensão de cisalhamento no fluido, que pode então junto com (53) ser substituída em (52) para o diferencial de força, que por fim, com a substituição em (51) fornece a expressão para o diferencial do binário causado pelo atrito no rotor, com a seguinte forma:

$$dJ_{f,R} = 2 r \mu \frac{\omega_R r}{S} 2\pi r dr = 4 \frac{\mu \pi \omega_R}{S} r^3 dr \quad (54)$$

A integração da expressão acima em relação ao raio do rotor em contato com o estator, equação (55), fornece o binário causado pela força de atrito.

$$\begin{aligned} J_{f,R} &= \int_{R_2}^{R_1} 4 \frac{\mu \pi \omega_R}{S} r^3 dr \\ &= \frac{\mu \pi \omega_R}{S} [R_1^4 - R_2^4] \end{aligned} \quad (55)$$

onde:

$R_1$  = Raio do rotor [m]

$R_2$  = Raio do veio do rotor se não em contato com estator nas extremidades [m]

Por fim, a potência dissipada pelo atrito no rotor é obtida multiplicando se o binário (55) pela velocidade angular do rotor  $\omega_R$ :

$$\dot{W}_{f,R} = J_{f,R}\omega_R \quad (56)$$

### 3.4 Trabalho de acessórios

Acessórios são componentes necessários para o funcionamento do motor, e que utilizam energia proveniente do trabalho motor para sua operação, e, portanto, é necessária a contabilização dessa parcela de energia, utilizada pelos acessórios, no trabalho total de atrito. O sistema de refrigeração, sistema de lubrificação, e, o sistema de alimentação de combustível ilustram acessórios essenciais para que um motor a combustão interna funcione. Nesses sistemas citados como exemplo, energia do motor é utilizada pelas bombas, que bombeiam o fluido que refrigera o motor, o óleo lubrificante ou o próprio combustível utilizado pelo motor; esses acessórios são, portanto, usualmente considerados componentes básicos do motor. Além desses exemplos, um motor completo, usualmente é composto de uma porção acessórios adicionais, como ventiladores, geradores de eletricidade, bombas hidráulicas, luzes e outros acessórios elétricos (Heywood, 1988). Cada um desses componentes, necessitam de uma parcela de energia do motor para seu funcionamento, e dependendo de sua forma de operação e fonte de energia, podem ser adotadas formas diferentes de contabilizar seus gastos.

Um motor pode contar com uma diversificada variedade de acessórios, e, portanto, a potência do motor destinada a suprir os gastos desse grupo depende dos acessórios adotados em cada configuração do motor. Heywood (1988) mostra valores típicos da pressão média efetiva correspondente aos acessórios mais importantes: 7 kPa para a bomba do fluido de refrigeração a 1500 rev/min; 4-10 kPa para a bomba de óleo lubrificante à mesma velocidade; 7-10 kPa é um valor médio para o alternador que fornece energia para os componentes elétricos.

No entanto, para resultados mais próximos do sistema analisado, adota-se a prática descrita anteriormente; com relativa simplicidade, é possível obter a potência de cada grupo, de acordo com o tipo de componente e dimensões do sistema, como mostrado pelas seções a seguir.

### 3.4.1 Acessórios elétricos

O sistema elétrico de um motor de combustão interna, normalmente composto por uma bateria que tem a função de ser um acumulador de energia e o alternador, que é o gerador de energia elétrica usualmente empregado nos motores, componentes que são conectados a diferentes tipos de acessórios que utilizam energia elétrica para o seu funcionamento. O alternador, é um componente que transforma parte da energia cinética disponível no veio do motor em energia elétrica para atender a demanda de consumo dos acessórios (Tillmann, 2013). Como é o alternador, o responsável por intermediar a conversão da energia, e assim, pelo fornecimento de energia elétrica para todos os acessórios, pode-se contabilizar o consumo de todos os acessórios elétricos levando em consideração a influência do alternador neste consumo de energia (Heywood, 1988); de forma que a potência utilizada pelos acessórios elétricos é uma função do consumo nominal de cada equipamento elétrico, um valor fornecido pelos fabricantes desses componentes, e da eficiência do alternador, ou seja, da eficiência na conversão da energia cinética em energia elétrica oferecida pelo componente, como mostrado na equação (57):

$$\dot{W}_{f,A,E} = \sum \frac{\dot{W}_{A,E}}{\eta_a} \quad (57)$$

onde:

$\dot{W}_{A,E}$  = Potência nominal de cada componente elétrico do sistema [W]

$\eta_a$  = Rendimento do alternador utilizado

O rendimento de um alternador varia de acordo com a velocidade de rotação e quantidade de corrente elétrica de saída; curvas de eficiência em função destes parâmetros são encontrada em catálogos e informações técnicas dos fabricantes; os valores médios para o rendimento deste componente estão usualmente entre 60 e 77 %<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> Catálogo: Starter Motors and Generators | Efficiency Line generators – Robert Bosch GmbH - 2013

### 3.4.2 Bombas

Para a contabilização da utilização de energia, pelos diversos sistemas de bombeamentos presentes num motor a combustão interna, nomeados no início da seção, adota-se neste trabalho a abordagem teórica extensivamente empregada no estudo das bombas e turbo máquinas, segundo os trabalhos de Munson e Young (2009) e Fox *et al.* (2011), que trazem os balanços de energia que modelam as parcelas de energia transferidas pelas bombas ao fluido, assim como para energia perdida por atrito no escoamento, similarmente ao que foi mostrado na seção que discorre sobre as perdas no trabalho de bombeamento.

O sistema de bombeamento inicialmente modelado, é o sistema de bombeamento de combustível, escolha motivada por razões esclarecidas com o desenvolvimento da discussão. Considera-se que nesse sistema, seja o gasóleo o combustível utilizado. São consideradas duas etapas de bombeamento para que o combustível chegue desde o reservatório de combustível até à câmara de combustão, ou seja, existem duas bombas nesse caminho. A primeira etapa, é a do bombeamento do combustível por uma bomba instalada no reservatório principal de combustível, para transportá-lo desse reservatório até um reservatório intermediário próximo à bomba de injeção de combustível, a bomba injetora, localizada ao lado da câmara combustão. Ao fim dessa etapa, o combustível se encontra a uma pressão intermediária, maior do que a pressão do reservatório principal, mas inferior à pressão de injeção do combustível na câmara de combustão. A segunda etapa de bombeamento, é executada por uma segunda bomba, a bomba injetora, que tem a função de elevar a pressão do combustível disponível no reservatório intermediário, à pressão necessária para que seja realizada a injeção na câmara. As vazões de combustível na primeira e segunda bomba podem não ser ou nunca serão as mesmas, dessa forma, há a inclusão de uma linha paralela de recirculação, *by-pass*, entre o reservatório intermediário e o reservatório principal, com uma válvula de abertura controlada por pressão, isto é, com a elevação da pressão no reservatório intermediário acima de um nível preestabelecido, esta válvula abre se para que o combustível não utilizado pela segunda bomba retorne ao reservatório principal. Essa linha

de recirculação não tem influência no trabalho de nenhuma das duas bombas do sistema; esta solução é utilizada para que não falte combustível à entrada da bomba injetora, ainda que haja variações abruptas na solicitação de combustível pelo motor. A figura 37 mostra um esquema do sistema de bombeamento de combustível descrito acima.

É importante ressaltar, que a descrição desse sistema composto da junção de duas bombas, foi feita para a contemplação de uma situação abrangente, de forma que este desenvolvimento pode ser generalizado, ou fragmentado, de forma a ser aplicado em outros sistemas de bombeamento. É possível, por exemplo, a utilização do primeiro volume de controle somente, indicado na figura 37, para o sistema de refrigeração e de lubrificação, que se diferem por utilizarem apenas uma etapa de bombeamento, e um fluido de trabalho diferente do indicado aqui:

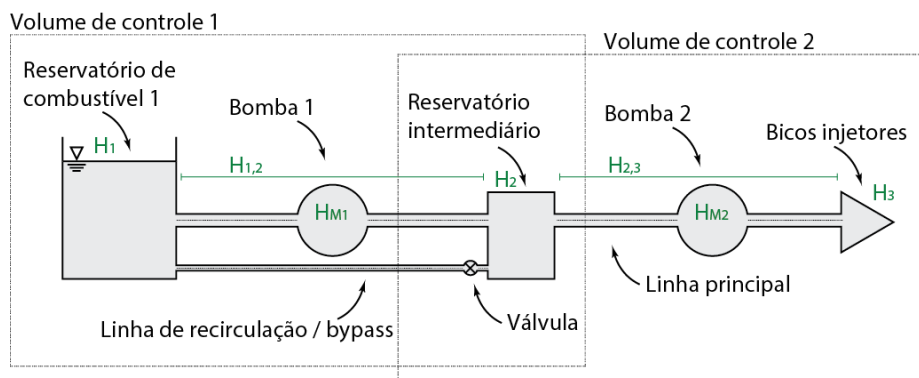


Figura 37 - Sistema de bombeamento modelado

A potência utilizada numa bomba, de acordo com (Munson e Young, 2009), pode ser escrita como:

$$\dot{W}_{A,B} = \frac{\gamma \dot{Q}_c H}{\eta_B} \quad (58)$$

onde:

$\gamma$  = peso específico do fluido [N/m<sup>3</sup>],  $\gamma = \rho g$  massa volúmica do fluido [kg/m<sup>3</sup>] multiplicada pela aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]

$\dot{Q}_c$  = vazão volumétrica do fluido na bomba [m<sup>3</sup>/s]

$H$  = Altura manométrica da coluna de fluido [m]  
 $\eta_B$  = rendimento da bomba

O rendimento de bombas é comumente fornecida pelos fabricantes e está geralmente na forma de curvas conhecidas como curvas características, em função dos parâmetros  $H$  e  $\dot{Q}$ , (Munson e Young, 2009). É comum que a vazão nas bombas de combustível seja variável, controlada eletronicamente pela ECU, que avalia periodicamente dados para manter o funcionamento do motor sob controlo em malha fechada (Martins, 2013). Valores médios da vazão de projeto são utilizados para a estimativa da potência consumida pelas bombas.

Para obter a energia que deve ser utilizada para bombear o fluido, é necessária a introdução da altura manométrica teórica, que de acordo com Munson e Young (2009), é definida para o sistema como, a energia que deve ser absorvida pelo fluido, na passagem pela bomba, para que este vença as perdas de perdas de energia no escoamento, divididas em parcelas de energia devido a diferença de pressão entre os dois pontos, matematicamente mostrada pelo primeiro e último termo de (59), e a energia cinética, segundo termo de (59), o desenvolvimento dessa definição é obtido pela combinação da equação de Euler com a equação da energia.

Ainda segundo o autor, de forma genérica a altura manométrica é dada pela equação:

$$H = \frac{P}{\gamma} + \frac{\bar{v}^2}{2g} + z \quad (59)$$

onde:

$P$  = Pressão no ponto [Pa]

$\bar{v}$  = velocidade do escoamento [m/s],  $\bar{v} = \dot{Q}_c/A_D$  vazão de fluido [m<sup>3</sup>/s] dividida pela área de seção transversal do duto do escoamento [m<sup>2</sup>]

$z$  = altura do componente em relação ao referencial adotado [m]

Como a equação (59), reflete a parcela de energia de cada ponto do escoamento, é necessário um balanço de energia no sistema. O balanço é feito nos pontos mostrados na figura 37, para cada volume de controlo, equacionado a energia em cada ponto anterior às bombas, que é responsável por adicionar

energia ao escoamento, com o ponto posterior ao bombeamento. Pelo princípio da conservação da energia, a energia do escoamento antes de passar pela bomba, somada à energia fornecida bomba, deve ser igual a energia do escoamento após o bombeamento:

Para a primeira etapa de bombeamento, marcado como volume de controlo 1 na figura 37, o balanço de energia fornece:

$$H_1 + H_{M_1} = H_2 + H_{1,2} \quad (60)$$

onde:

$H_1$  = Energia no primeiro reservatório [m]

$H_{M_1}$  = Energia adicionada pela bomba 1 ao fluido [m]

$H_2$  = Energia no reservatório intermediário [m]

$H_{1,2}$  = Perdas de energia no caminho entre 1 e 2 [m]

Então é incluída no balanço de energia, a parcela referente a perda de energia devido as perdas de carga no escoamento,  $H_{1,2}$ , da mesma maneira descrita anteriormente, na seção que aborda a parcela de atrito referente ao trabalho de bombeamento.

O sistema é modelado com todos os pontos situados no mesmo nível; portanto as parcelas de energia potencial do escoamento, dadas pelas diferenças de altura  $z$ , da equação (59), são anuladas em todos os pontos no balanço. A velocidade no primeiro reservatório  $v_1$ , é próxima de zero então a parcela de energia cinética é também anulada neste ponto  $H_1$ . Aplicando a equação (59) aos pontos do balanço dado na equação (60), e resolvendo para a quantidade de energia que a bomba deve fornecer ao fluido  $H_{M_1}$ , chega-se à equação que fornece a energia teórica necessária para a primeira bomba do sistema:

$$H_{M_1} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\bar{v}_2^2}{2g} + H_{1,2} - \frac{P_1}{\gamma} \quad (61)$$

De forma similar, acontece o desenvolvimento para o balanço de energia realizado no volume de controlo 2. Neste segundo caso, a velocidade no

reservatório não é nula, e pode ser considerada a velocidade na saída da primeira bomba, a energia utilizada pela segunda bomba é então:

$$H_{M_2} = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{\bar{v}_3^2}{2g} + H_{2,3} - \left( \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\bar{v}_2^2}{2g} \right) \quad (62)$$

As perdas no escoamento são divididas em duas parcelas, como já mencionado; é apresentada a solução para a parcela referente ao caso de escoamento no duto laminar ou turbulento, da maneira a seguir.

A parcela de perda de carga localizada é igual a (63), foi introduzida pela equação (18), e reescrita de maneira com que a energia esteja no formato adequado para a substituição em (60):

$$H_{1,2} = K \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (63)$$

Se o escoamento é laminar,  $Re < 2300$  de acordo com (Fox *et al.* 2011) a perda de carga distribuída é:

$$H_{1,2_1} = \left( \frac{64}{Re} \right) \frac{L \bar{V}^2}{D 2g} \quad (64)$$

Ou, se o escoamento é turbulento,  $Re > 2300$ , uma forma diferente de escrever a equação (14) para a aplicação neste caso resulta em (65):

$$H_{1,2_1} = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g} \quad (65)$$

E por fim, a perda de carga para o volume de controlo 1 é um somatório das duas parcelas:

$$H_{1,2} = H_{1,2_1} + H_{1,2_2} \quad (66)$$

Da mesma maneira se obtêm as perdas  $H_{2,3}$  para a equação (62), que aborda o volume de controlo 2.

As equações (61) e (62) consistem de forma genérica, um modelo para o cálculo da energia transferida ao fluido pela bomba em dois casos distintos, nos quais o fluido chega à bomba com ou sem velocidade, ou seja, com ou sem energia cinética. A parte do sistema, ou volume de controlo adotado para a modelagem de um outro sistema de bombeamento do motor, depende de características específicas desse sistema, embora seja comum desconsiderar a energia cinética no reservatório do fluido pela sua baixa magnitude, como mostra (Fox *et al.* 2011).

A substituição das equações (61) e (62), na equação (58), resulta por fim, na potência utilizada pelas duas bombas do sistema de alimentação de combustível do motor.

# RESULTADOS E CONCLUSÕES

## 4 RESULTADOS E CONCLUSÕES

### 4.1 Resultados e discussões

#### 4.1.1 Trabalho de bombeamento

#### 4.1.2 Trabalho de fricção

#### 4.1.3 Trabalho de acessórios

#### 4.1.4 Potência total e proporção das fontes de atrito

### 4.2 Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

## 4 RESULTADOS E CONCLUSÕES

### 4.1 Resultados e discussões

Os valores e resultados apresentados nessa seção têm o objetivo de fornecer uma prova da aplicabilidade do método descrito ao longo do trabalho, da relativa simplicidade de sua adaptação, além de fornecer uma escala de magnitude das grandezas e contribuir para a credibilidade dos cálculos realizados.

Os dados de entrada para os cálculos apresentados aqui são escolhidos pelo autor, baseados em valores referidos nas obras consultadas para a realização desse trabalho quando dados reais não puderam ser obtidos por não estarem completamente definidos no projeto do motor. Entretanto, parâmetros dimensionais e configurações do motor a que se aplicam as simulações foram obtidas numa versão preliminar do projeto da máquina. A simulação é feita para um motor com volume de admissão de aproximadamente 1 litro, o raio da câmara no estator que aloja os rotores é de 140 mm, o raio dos rotores é de 125 mm, e, portanto, a altura da câmara de compressão e expansão é de 15 mm, a largura do rotor de compressão é de 80 mm e do rotor de expansão 68 mm. A velocidade de rotação do motor adotada nas simulações apresentadas detalhadamente nas seções a seguir é de 3500 RPM.

Para facilitar a visualização e interpretação dos dados, os cálculos detalhados para cada um dos componentes considerados nesse trabalho mostrados ao longo desta seção, foram escritos em planilhas de cálculos com o uso do software Microsoft® Office Excel. As tabelas contêm a descrição dos dados, as variáveis de entrada e as equações utilizadas, que são identificadas na coluna denominada 'Comentário', as condições dos fluidos utilizadas para a obtenção de suas propriedades termofísicas, através do software F-Chart® Engineering Equation Solver, também são mostradas. Dimensões das variáveis de entrada utilizadas na realização dos cálculos, tanto as estimadas como as obtidas no projeto, têm também seus valores mostrados nas planilhas.

A ordem de apresentação dos resultados da estimativa do trabalho, ou potência dissipada por atrito no motor simulado, segue conforme apresentado na seção de desenvolvimento do trabalho. As tabelas contêm os resultados da potência utilizada por cada componente separadamente, em concordância com a prática adotada até o momento.

### 4.1.1 Trabalho de bombeamento

O primeiro grupo é, portanto, o trabalho de bombeamento, o trabalho executado para bombear os gases para dentro do motor no processo de admissão, e para expulsar os fluidos no processo de exaustão.

A tabela 2, traz o resultado da simulação para o trabalho de bombeamento no processo de compressão, conforme mostrado a seguir.

**Tabela 2 - Trabalho de Bombeamento: Compressão**

| Parâmetro                                      | Valor         | Unidade           | Comentário                                   |
|--|---------------|-------------------|--|
| Comprimento do duto (L)                        | 0,5           | m                 |  |
| Diâmetro do duto (D)                           | 0,05          | m                 |  |
| Rugosidade absoluta do duto (e)                | 0,00005       | m                 | <i>Lencastre, A. 1996. Hidráulica Geral.</i> |
| Raio da câmara do rotor (r2)                   | 0,140         | m                 |  |
| Raio do rotor (r1)                             | 0,125         | m                 |  |
| Largura do rotor (w)                           | 0,08          | m                 |  |
| Posição de início de enchimento ( $\theta_1$ ) | 0             | rad               |  |
| Posição de fim de enchimento ( $\theta_2$ )    | 6,28          | rad               |  |
| Massa volúmica na entrada ( $\rho$ )           | 1,205         | kg/m <sup>3</sup> | <i>ar atmosférico T=20°C P=101,325kPa</i>    |
| Energia Interna na entrada (u1)                | 209,20        | kJ/kg             | <i>ar atmosférico T=20°C P=101,325kPa</i>    |
| Energia Interna na saída (u2)                  | 497,60        | kJ/kg             | <i>ar atmosférico T=409°C P=2,06MPa</i>      |
| Viscosidade ( $\mu$ )                          | 0,000018      | Pa.s              | <i>ar atmosférico T=20°C P=101,325kPa</i>    |
| Ciclos de compressão por volta                 | 1             | ciclo/rev         |  |
| Eficiência da compressão                       | 90            | %                 |  |
| Velocidade de Rotação (N)                      | 58,33         | rev/s             |  |
| Volume da câmara                               | 0,000999      | m <sup>3</sup>    | <i>eq (21)</i>                               |
| Vasão volumétrica (Q)                          | 0,0583        | m <sup>3</sup> /s |  |
| Vasão mássica do escoamento (m.)               | 0,0702        | kg/s              |  |
| Velocidade média nos dutos (V)                 | 29,68         | m/s               |  |
| Número de Reynolds (Re)                        | 99346         |                   |  |
| Fator de atrito (f)                            | 0,021724      |                   | <i>correlação de Colebrook</i>               |
| Queda de pressão ( $\Delta P_1$ )              | 115,30        | Pa                | <i>eq (25)</i>                               |
| Coeficientes de perda localizada (K)           |               |                   |  |
| Entradas                                       | 0,8           |                   |  |
| Acessórios (filtro)                            | 5             |                   |  |
| Queda de pressão ( $\Delta P_2$ )              | 3078,31       | Pa                | <i>eq (26)</i>                               |
| Trabalho de escoamento (Wp1)                   | 4,9218        | J/ciclo           | <i>eq (24)</i>                               |
| Potência total para compressão                 | 20252         | W                 |  |
| <b>Potência eficiência de compressão</b>       | <b>2025</b>   | <b>W</b>          |  |
| <b>Potência admissão</b>                       | <b>287</b>    | <b>W</b>          |  |
| <b>Potência utilizada (WfP1)</b>               | <b>2312,3</b> | <b>W</b>          | <i>eq (28)</i>                               |

Como pode ser visto na tabela 2, as posições de início e final da compressão, são respectivamente de 0 e  $2\pi$  radianos como consta no projeto, o que indica que o motor leva uma volta completa para completar o processo de compressão. Os dutos de sucção de ar são estimados em 500 milímetros de comprimento e diâmetro de 50 milímetros, as propriedades de entrada são do ar atmosférico a pressão atmosférica e temperatura de 20°C, os dados da saída, ou seja, do ar comprimido que vai à câmara de combustão são de 2,06MPa e 409 °C, valores estimados para a compressão do ar para utilização num motor com ciclo Diesel, os valores dos coeficientes de perdas localizadas de 0,8 para entradas e 5 para o filtro de ar são valores estimados, pois carecem das medidas descritas na revisão teórica desta seção.

Devido a alta taxa de compressão utilizada neste teste, que é necessária para a inflamação do gasóleo, mesmo com a consideração de um rendimento de 90 % na compressão, foi obtida uma previsão de potência de atrito para este grupo de 2025 W, somada a potência de 287 W para a admissão dos gases. A maior contribuição do processo de compressão é devido às perdas no processo de compressão e não no trabalho para vencer as barreiras ao escoamento na admissão. O que mostra a importância da utilização de um processo eficiente de compressão do ar.

A simulação da potência dissipada pela exaustão dos gases do motor, tem seus resultados apresentados pela tabela 3:

**Tabela 3 - Trabalho de Bombeamento: Exaustão**

| Parâmetro                                    | Valor         | Unidade           | Comentário                            |
|--|---------------|-------------------|---------------------------------------|
| Comprimento do duto (L)                      | 2,5           | m                 |                                       |
| Diâmetro do duto (D)                         | 0,05          | m                 |                                       |
| Rugosidade absoluta do duto (e)              | 0,0001        | m                 | Lencastre, A. 1996. Hidráulica Geral. |
| Raio da câmara do estator (r2)               | 0,140         | m                 |                                       |
| Raio do rotor (r1)                           | 0,125         | m                 |                                       |
| Largura do rotor (w)                         | 0,068         | m                 |                                       |
| Posição de início da exaustão ( $\theta_1$ ) | 0             | rad               |                                       |
| Posição de fim da exaustão ( $\theta_2$ )    | 6,283         | rad               |                                       |
| Massa volúmica gases ( $\rho$ )              | 1,5118        | kg/m <sup>3</sup> | ar atmosférico T=200°C P=206,3kPa     |
| Viscosidade gases ( $\mu$ )                  | 0,0000261     | Pa.s              | ar atmosférico T=200°C P=206,3kPa     |
| Ciclos de exaustão por volta do rotor        | 1             | ciclo/rev         |                                       |
| Velocidade de rotação do motor               | 58,33         | rev/s             |                                       |
| Volume da câmara                             | 0,0008492     | m <sup>3</sup>    | eq (21)                               |
| Vasão do escoamento (Q)                      | 0,0495351     | m <sup>3</sup> /s |                                       |
| Velocidade média nos dutos (V)               | 25,23         | m/s               |                                       |
| Número de Reynolds (Re)                      | 73177         |                   |                                       |
| Fator de atrito (f)                          | 0,0247        |                   | correlação de Colebrook               |
| Queda de pressão ( $\Delta P_1$ )            | 593,79        | Pa                | eq (25)                               |
| Coeficientes de perda localizada (K)         |               |                   |                                       |
| Entradas e reentrâncias                      | 3             |                   |                                       |
| Acessórios (filtros, catalizadores)          | 20            |                   |                                       |
| Queda de pressão ( $\Delta P_2$ )            | 11065,16      | Pa                | eq (26)                               |
| Trabalho de bombeamento (Wp2)                | 9,90          | J/ciclo           | eq (24)                               |
| <b>Potência utilizada (WfP2)</b>             | <b>577,53</b> | <b>W</b>          | eq (28)                               |

Os valores utilizados para os cálculos mostrados na tabela 3 são em grande parte análogos aos da tabela 2, uma vez que os rotores de compressão e exaustão compartilham dos mesmos valores de diversos parâmetros físicos, como suas dimensões de diâmetro, velocidade de rotação e posições angulares, que marcam o início e final dos processos de compressão e exaustão, que ocorrem nestes componentes.

Foram utilizadas as propriedades termofísicas do ar atmosférico a uma temperatura e pressão superiores às da entrada, como indicado na tabela, para a simulação do fluido produto da combustão, que é uma mistura primordialmente composta de nitrogénio, dióxido de carbono e água. A maior energia utilizada na exaustão dos gases de 577 W, em comparação aos 287 W utilizados na

admissão, é um reflexo dos valores mais altos, em comparação com os apresentados na tabela 2, escolhidos para os coeficientes de perdas localizadas de acessórios no escoamento, que na exaustão, tem principalmente o objetivo de reduzir a emissão de poluentes na exaustão dos gases. Esses componentes são principalmente filtros e catalizadores de reações químicas.

#### 4.1.2 Trabalho de fricção

Esta seção apresenta os resultados do grupo denominado Trabalho de Fricção; neste grupo o atrito é gerado pelo contato entre duas superfícies em movimento relativo.

A tabela 4 traz os resultados da simulação do primeiro dos componentes do grupo, o dos anéis de vedação no rotor de expansão.

**Tabela 4 - Trabalho de Fricção: Anéis do rotor de expansão**

| Parâmetro                             | Valor         | Unidade  | Comentário             |
|---------------------------------------|---------------|----------|------------------------|
| Espessura do anel 1 (L1)              | 0,001475      | m        | (Jeng, 1992)           |
| Espessura do anel 2 (L2)              | 0,001470      | m        | (Jeng, 1992)           |
| Tensão do anel 1                      | 22,38         | N        | (Jeng, 1992)           |
| Tensão do anel 2                      | 14,05         | N        | (Jeng, 1992)           |
| Raio da câmara do estator (r2)        | 0,140         | m        |                        |
| Comprimento do anel sobre o rotor     | 0,098         | m        |                        |
| Pressão do anel 1 (PI1)               | 154825        | Pa       |                        |
| Pressão do anel 2 (PI2)               | 97529         | Pa       |                        |
| Velocidade de rotação do motor        | 58,33         | rev/s    |                        |
| Velocidade do anel sobre o rotor (v)  | 51            | m/s      |                        |
| Coefficiente C0                       | 2,21          |          | (Bhatt e Mistry, 2003) |
| Coefficiente C1                       | 0,47          |          | (Bhatt e Mistry, 2003) |
| Viscosidade do lubrificante ( $\mu$ ) | 0,00799       | Pa.s     | SAE 25W a 100°C        |
| Fator de atrito (fh)                  | 0,06501       |          | Eq (32)                |
| Força de atrito (Ffh)                 | 4,73          | N        | Eq (34)                |
| <b>Potência utilizada (Wfh)</b>       | <b>242,96</b> | <b>W</b> | Eq (35)                |

Os parâmetros físicos dos anéis foram os mesmos utilizados nas simulações de Jeng, (1992), no entanto observa-se uma potência consumida sob a forma de atrito nesses componentes de 242,96 W, o que corresponde a mais de 4 vezes os resultados que foram observados pelo autor.

A velocidade linear de deslizamento do anel sobre o estator no motor modelado, que é de 51 m/s nesse estudo, pode explicar este comportamento, já que essa velocidade corresponde a 5 vezes o valor máximo encontrado no trabalho de Jeng (1992), de cerca de 10 m/s, ainda que a velocidade de rotação adotada neste estudo, de 3500 RPM seja apenas 1,75 vezes o valor de 2000 RPM adotado pelo autor. A discrepância entre a proporção dos valores de

velocidade, se deve as diferentes formas de construção entre dois motores abordados em cada estudo. Enquanto que no caso deste motor, a velocidade linear dos anéis, que deslizam sobre o estator, é obtida diretamente pela multiplicação da velocidade angular de rotação pela distância da extremidade do anel até o veio do motor, ou seja é obtida diretamente através da relação da velocidade linear com a velocidade angular,  $v = \omega r$ , num motor alternativo, é necessário fazer uma decomposição da velocidade angular do motor, para o cálculo da velocidade linear do pistão, e conseqüentemente dos anéis, que depende do ângulo da cambota. Dessa maneira, para uma mesma rotação do motor o pistão deve atingir velocidades lineares médias menores, em comparação ao rotor desse motor.

Os resultados dos cálculos da potência dissipada pela fricção dos anéis de vedação, no rotor de compressão são mostrados na tabela 5.

**Tabela 5 - Trabalho de Fricção: Anéis do rotor de Compressão**

| Parâmetro                             | Valor         | Unidade  | Comentário             |
|---------------------------------------|---------------|----------|------------------------|
| Espessura do anel 1 (L1)              | 0,001370      | m        |                        |
| Espessura do anel 2 (L2)              | 0,001275      | m        |                        |
| Tensão do anel 1                      | 14,05         | N        |                        |
| Tensão do anel 2                      | 10,00         | N        |                        |
| Raio da câmara do estator (r2)        | 0,140         | m        |                        |
| Comprimento do anel sobre o rotor     | 0,11          | m        |                        |
| Pressão do anel 1 (PI1)               | 93232         | Pa       |                        |
| Pressão do anel 2 (PI2)               | 71301         | Pa       |                        |
| Velocidade de rotação do motor        | 58,33         | rev/s    |                        |
| Velocidade do anel sobre o rotor (v)  | 51            | m/s      |                        |
| Coefficiente C0                       | 2,21          |          | (Bhatt e Mistry, 2003) |
| Coefficiente C1                       | 0,47          |          | (Bhatt e Mistry, 2003) |
| Viscosidade do lubrificante ( $\mu$ ) | 0,00799       | Pa.s     | SAE 25W a 100°C        |
| Fator de atrito (fh)                  | 0,08360       |          | Eq (32)                |
| Força de atrito (Ffh)                 | 4,00          | N        | Eq (34)                |
| <b>Potência utilizada (Wfh)</b>       | <b>205,36</b> | <b>W</b> | Eq (35)                |

Em comparação com o rotor de expansão, os parâmetros dos anéis para o rotor de compressão, foram estimados com a característica de serem menos robustos do que os utilizados anteriormente, devido à menor pressão e temperatura experimentada nesse rotor e, portanto, ao menor nível de

solicitação mecânica, e então, devem provocar menor força de atrito. Entretanto, o resultado de 205,36 W de potência consumida por este componente é ainda elevado, e equivale a cerca de 85 % do valor da potência dissipada no rotor de expansão. Há, entretanto, a necessidade de observar que, como neste componente, o que gera a força de atrito é o atrito hidrodinâmico, a área das superfícies em contato é relevante. A contribuição do maior tamanho do rotor de compressão em comparação ao de expansão e, portanto, da maior área de contato dos anéis com o estator se mostra importante nos resultados obtidos.

O fato desse motor ter dois rotores separados para o processo de compressão e expansão, gera também a necessidade, da contabilização do atrito gerado em cada um dos rotores, porém, é comum que num motor alternativo também de 1 litro, que existam mais de um cilindro, como mostra Tillmann (2013), e, portanto, esse não poderá ser considerado um fator penalizante, na comparação entre o atrito gerado nos dois tipos de motores.

A apresentação dos resultados da potência dissipada pelos rolamentos do motor, se inicia com a apresentação dos dados, na tabela 6, da simulação dos rolamentos da cambota.

**Tabela 6 - Trabalho de Fricção:** Rolamentos da cambota

| Parâmetro                                | Valor         | Unidade  | Comentário             |
|--|---------------|----------|------------------------|
| Folga radial / espessura do filme (Cb)   | 0,000020      | m        |                        |
| Comprimento do rolamento (Lb)            | 0,020         | m        |                        |
| Velocidade de rotação (Nb)               | 58,33         | rev/s    |                        |
| Raio do rolamento (rb)                   | 0,04          | m        |                        |
| Espessura mínima do filme de óleo (hmin) | 0,000014      | m        | Considerado 68 % de Cb |
| Cavitação (Ccav)                         | 0,88          |          | Eq (40)                |
| Carregamento do rolamento (Fn)           | 60            | N        |                        |
| Excentricidade (eb)                      | 0,30          |          | Eq (38)                |
| Ângulo carregamento e centro ( $\phi$ b) | 1,19          | rad      | Eq (39)                |
| Viscosidade do lubrificante ( $\mu$ )    | 0,00799       | Pa.s     | SAE 25W a 100°C        |
| Força de atrito sem cavitação            | 23            | N        | Eq (36)                |
| Força de atrito considerando cavitação   | 21            | N        | Eq (37)                |
| Binário (Jb)                             | 0,7321        | N.m      | Eq (41)                |
| <b>Potência utilizada (Wfb)</b>          | <b>536,64</b> | <b>W</b> | Eq (42)                |

O resultado obtido para este grupo, leva em conta os dois rolamentos do veio principal do motor. Os parâmetros dimensionais, especialmente o raio do rolamento, exercem grande influência no resultado da potência dissipada, uma vez que o componente não está definido no projeto, esse é um dado estimado e, portanto, uma fonte de incerteza na previsão já que pequenas alterações no parâmetro provocam alterações relevantes no resultado.

Foi incluída, para efeitos de comparação, a força de atrito com e sem a consideração dos efeitos de cavitação do filme de óleo no rolamento, e nota-se a diminuição da força de atrito com a presença de cavitação no filme de óleo no rolamento, como previsto pelo fenômeno descrito na abordagem teórica da modelagem. Para o cálculo da potência de 536,64 W foi utilizada a força com a consideração do efeito da cavitação.

Os resultados da simulação realizada para os rolamentos do comando de válvulas são mostrados na tabela 7

**Tabela 7 - Trabalho de Fricção: Rolamentos do comando de válvulas**

| Parâmetro                                | Valor        | Unidade  | Comentário             |
|--|--------------|----------|------------------------|
| Folga radial (Cb)                        | 0,000020     | m        |                        |
| Comprimento do rolamento (Lb)            | 0,015        | m        |                        |
| Velocidade de rotação (Nb)               | 58,33        | rev/s    |                        |
| Raio do rolamento (rb)                   | 0,015        | m        |                        |
| Espessura mínima do filme de óleo (hmin) | 0,000014     | m        | Considerado 68 % de Cb |
| Cavitação (Ccav)                         | 0,88         |          | Eq (40)                |
| Carregamento do rolamento (Fn)           | 40           | N        |                        |
| Excentricidade (εb)                      | 0,30         |          | Eq (38)                |
| Ângulo carregamento e centro (φb)        | 1,19         | rad      | Eq (39)                |
| Viscosidade do lubrificante (μ)          | 0,00799      | Pa.s     | SAE 25W a 100°C        |
| Força de atrito sem cavitação            | 3            | N        | Eq (36)                |
| Força de atrito considerando cavitação   | 3            | N        | Eq (37)                |
| Binário (Jb)                             | 0,0435       | N.m      | Eq (41)                |
| <b>Potência utilizada (Wfb)</b>          | <b>31,90</b> | <b>W</b> | Eq (42)                |

Em comparação com os rolamentos da cambota, a potência dissipada nesses rolamentos é baixa, comportamento explicado pela pequena dimensão dos rolamentos desse componente, quando comparados com os rolamentos principais do motor.

A tabela 8 traz os resultados do trabalho de atrito das válvulas da câmara de combustão

**Tabela 8 - Trabalho de Fricção:** Válvulas das câmaras de combustão

| Parâmetro                               | Valor        | Unidade           | Comentário |
|---|--------------|-------------------|------------|
| Constante C para pressão em kPa         | 12000        |                   |            |
| Velocidade de rotações (N)              | 3500         | RMP               |            |
| Número de Válvulas                      | 2            |                   |            |
| Diâmetro da Cabeça da Válvula           | 20           | mm                |            |
| Diâmetro da lâmina do rotor             | 50           | mm                |            |
| Perímetro do Estator                    | 880          | mm                |            |
| Ciclos de compressão por volta do rotor | 1            | ciclo/rev         |            |
| Velocidade de Rotação                   | 58,33        | rev/s             |            |
| Volume da câmara                        | 0,001        | m <sup>3</sup>    |            |
| Vasão do escoamento (Q)                 | 0,0583       | m <sup>3</sup> /s |            |
| Pressão de atrito                       | 1,103        | kPa               | Eq (43)    |
| <b>Potência utilizada</b>               | <b>64,36</b> | <b>W</b>          | Eq (44)    |

É considerado o acionamento de 2 válvulas por revolução para a obtenção do resultado de 64,36 W de potência consumida pelos componentes.

Os dados obtidos na simulação do atrito gerado nas paredes de expansão do rotor são mostrados na tabela 9

**Tabela 9 - Trabalho de Fricção:** Paredes do rotor de expansão

| Parâmetro                             | Valor          | Unidade  | Comentário   |
|---------------------------------------|----------------|----------|--------------|
| Viscosidade do lubrificante ( $\mu$ ) | 0,00799        | Pa.s     | SAE 25W a 10 |
| Raio do rotor ( $r_1$ )               | 0,125          | m        |              |
| Raio do veio ( $r_2$ )                | 0,015          | m        |              |
| Espessura da camada de óleo (S)       | 0,00015        | m        |              |
| Velocidade de rotação ( $\omega$ )    | 367            | rad/s    |              |
| Velocidade de rotação (N)             | 58,33          | rev/s    |              |
| Binário (JfR)                         | 15             | Nm       | Eq (55)      |
| <b>Potência utilizada (WfR)</b>       | <b>5487,17</b> | <b>W</b> | Eq (56)      |

A lubrificação, com óleo lubrificante, na superfície de contato entre o rotor de expansão e o estator, deve ser adotada no projeto final do motor devido as características já descritas, um outro motivo possível, consiste nas altas temperaturas que os gases da combustão entram em contato com o componente, de forma a ocorrer transferência de calor do gás para o rotor. A

presença do lubrificante, de maneira similar ao que é uma prática usual nos motores alternativos, segundo Heywood (1988), poderá ser utilizada como uma forma de maximizar a necessária retirada dessa energia térmica do rotor. A necessidade dessa forma de remoção de calor deve ainda ser amplificada, pela ausência do ciclo de admissão e compressão nesse componente, onde o ar fresco poderia contribuir com a refrigeração do sistema.

Sob outra perspectiva, do ponto de vista da geração da força de atrito esta solução tem um custo elevado, de forma que neste componente, assim como no caso dos rolamentos e anéis de compressão, quanto maior a área embebida em óleo, maior o atrito gerado. Outro fator relevante é o diâmetro do rotor, quanto maior essa dimensão, maior é o momento da força de atrito no veio do motor, e conseqüentemente maior a potência utilizada para superar essa força.

Para o cálculo da potência dissipada por este componente, o resultado obtido é conservador, segundo Xin (2011), por não ser admitido o efeito de cavitação no filme de óleo nas paredes, como foi realizado no caso dos rolamentos.

**Tabela 10 - Trabalho de Fricção:** Paredes do rotor de compressão

| Parâmetro                          | Valor        | Unidade  | Comentário          |
|------------------------------------|--------------|----------|---------------------|
| Viscosidade ( $\mu$ )              | 0,000018     | Pa.s     | Ar atmosférico 20°C |
| Raio do rotor ( $r_1$ )            | 0,125        | m        |                     |
| Raio do veio ( $r_2$ )             | 0,015        | m        |                     |
| Espessura da camada de ar (S)      | 0,00015      | m        |                     |
| Velocidade de rotação ( $\omega$ ) | 367          | rad/s    |                     |
| Velocidade de rotação (N)          | 58,33        | rev/s    |                     |
| Binário (JfR)                      | 0,034        | Nm       | Eq (55)             |
| <b>Potência utilizada (WfR)</b>    | <b>12,51</b> | <b>W</b> | Eq (56)             |

Uma alternativa a ser considerada, para o rotor de compressão, é a manutenção de um filme de ar, em oposição ao óleo lubrificante sobre a maior parte possível do rotor. A tabela 10 traz os mesmos cálculos e parâmetros físicos da Tabela 9, no entanto com a adoção do ar, como fluido entre as paredes do rotor e o estator, como sugerido no início, a potência consumida devido ao atrito nesse caso, é de apenas 0,23 % do valor obtido quando o rotor é lubrificado por

óleo. Isso se deve à baixa viscosidade do ar, ou seja, à sua baixa resistência ao cisalhamento em comparação com o óleo lubrificante. Como o rotor de compressão, não está sujeito as altas temperatura a que rotor de expansão está, este tipo de solução pode se tornar viável.

Ao contrário do que foi realizado no caso dos rolamentos, aqui é considerado o atrito gerado pelo ar nas paredes do rotor, como pode-se visualizar, pela pequena parcela desse componente, em comparação com o atrito gerado pelo óleo lubrificante, o desprezo desse efeito naquele caso, não gera um grande erro.

### 4.1.3 Trabalho de acessórios

Esta seção trata do consumo de potência pelos acessórios do motor.

A tabela 11 traz os resultados do consumo do sistema de bombeamento de combustível.

**Tabela 11 - Trabalho de Acessórios:** Bombas de combustível - 1ª Seção - Baixa pressão

| Parâmetro                                | Valor         | Unidade           | Comentário  |
|--|---------------|-------------------|-------------|
| Viscosidade do fluido ( $\mu$ )          | 0,00248       | Pa.s              | Diesel 40°C |
| Massa volúmica do fluido                 | 832,5         | kg/m <sup>3</sup> | Diesel 40°C |
| Peso específico do fluido                | 8166,83       | N/m <sup>3</sup>  |             |
| Comprimento do duto (L)                  | 2,5           | m                 |             |
| Diâmetro do duto (D)                     | 0,009         | m                 |             |
| Vazão volumétrica da bomba (Qc)          | 0,000150      | m <sup>3</sup> /s |             |
| Velocidade do escoamento na saída (V2)   | 2,36          | m/s               |             |
| Eficiência da bomba (nb)                 | 0,70          |                   |             |
| Pressão na origem do fluido (P1)         | 101325        | Pa                |             |
| Pressão na saída do fluido (P2)          | 551580        | Pa                |             |
| Número de Reynolds do escoamento         | 7121          |                   |             |
| Perdas distribuídas                      | 2,82          | m                 | Eq (65)     |
| Coefficiente de perdas localizadas (K)   |               |                   |             |
| Entradas                                 | 2             |                   |             |
| Acessórios (filtro)                      | 9             |                   |             |
| Perdas localizadas                       | 3,12          | m                 | Eq (63)     |
| Energia utilizada pela bomba             | 61,36         | m                 | Eq (62)     |
| <b>Potência utilizada pela bomba</b>     | <b>107,38</b> | <b>W</b>          | Eq (58)     |
| 2ª Seção - Alta pressão                  |               |                   |             |
| Viscosidade do fluido ( $\mu$ )          | 0,00248085    | Pa.s              | Diesel 40°C |
| Massa volúmica do fluido                 | 832,5         | kg/m <sup>3</sup> | Diesel 40°C |
| Peso específico do fluido                | 8166,825      | N/m <sup>3</sup>  |             |
| Comprimento do duto (L)                  | 0,1           | m                 |             |
| Diâmetro do duto (D)                     | 0,005         | m                 |             |
| Vazão volumétrica da bomba (Qc)          | 1,333E-06     | m <sup>3</sup> /s |             |
| Velocidade do escoamento na entrada (v2) | 1,96          | m/s               |             |
| Velocidade do escoamento na saída (V3)   | 300,00        | m/s               |             |
| Eficiência da bomba (nb)                 | 0,88          |                   |             |
| Pressão na origem do fluido (P2)         | 551580        | Pa                |             |
| Pressão na saída do fluido (P3)          | 15000000      | Pa                |             |
| Número de Reynolds do escoamento         | 503356        |                   |             |
| Perdas distribuídas                      | 1559,81       | m                 | Eq (65)     |
| Coefficiente de perdas localizadas (K)   |               |                   |             |
| Entradas                                 | 0,5           |                   |             |
| Acessórios (filtro)                      | 2             |                   |             |
| Perdas localizadas                       | 11467,89      | m                 | Eq (63)     |
| Energia utilizada pela bomba             | 35914,11      | m                 | Eq (62)     |
| <b>Potência utilizada pela bomba</b>     | <b>444,40</b> | <b>W</b>          | Eq (58)     |

As vazões de combustível, assim como as pressões e coeficientes de perdas utilizados na simulação dos sistemas de bombeamento foram estimados. De acordo com o procedimento descrito, o sistema de bombeamento tem duas seções parcialmente independentes, a potência consumida é então a soma do consumo das duas bombas de combustível, que resulta numa potência de 551,78 W. O maior consumo energético vem da segunda etapa de bombeamento, ou seja, pela bomba injetora, ainda que o volume de combustível seja menor, a elevada pressão que o combustível é injetado na câmara de combustão é o que causa a maior necessidade de energia.

A tabela 12, traz os resultados do sistema de bombeamento para a lubrificação do motor.

**Tabela 12 - Trabalho de Acessórios: Bomba de lubrificação**

| Parâmetro                              | Valor        | Unidade           | Comentário      |
|--|--------------|-------------------|-----------------|
| Viscosidade do fluido ( $\mu$ )        | 0,00799      | Pa.s              | SAE 25W a 100°C |
| Massa volúmica do fluido               | 840          | kg/m <sup>3</sup> | SAE 25W a 100°C |
| Peso específico do fluido              | 8240,4       | N/m <sup>3</sup>  |                 |
| Comprimento do duto (L)                | 2,5          | m                 |                 |
| Diâmetro do duto (D)                   | 0,01         | m                 |                 |
| Vazão volumétrica da bomba (Qc)        | 0,000125     | m <sup>3</sup> /s |                 |
| Velocidade do escoamento na saída (V2) | 1,59         | m/s               |                 |
| Eficiência da bomba (nb)               | 0,75         |                   |                 |
| Pressão na origem do fluido (P1)       | 101325       | Pa                |                 |
| Pressão na saída do fluido (P2)        | 202650       | Pa                |                 |
| Número de Reynolds do escoamento       | 1673         |                   |                 |
| Perdas distribuídas                    | 1,16         | m                 | Eq (65)         |
| Coeficiente de perdas localizadas (K)  |              |                   |                 |
| Entradas                               | 0,5          |                   |                 |
| Acessórios (filtro)                    | 1,5          |                   |                 |
| Perdas localizadas                     | 0,26         | m                 | Eq (63)         |
| Energia utilizada pela bomba           | 13,8         | m                 | Eq (62)         |
| <b>Potência utilizada</b>              | <b>19,01</b> | <b>W</b>          | Eq (58)         |

Como detalhado no capítulo de desenvolvimento, para a simulação do sistema de bombeamento de óleo lubrificante, foi utilizado o volume de controlo 1, da modelagem adotada para o bombeamento de combustível, com a alteração

dos parâmetros como, vazões e propriedades do fluido, o que ilustra a adaptabilidade do modelo para outros sistemas de bombeamento.

É possível visualizar na tabela 13, os resultados obtidos com a simulação do sistema de refrigeração do motor.

**Tabela 13 - Trabalho de Acessórios:** Bombas de refrigeração

| Parâmetro                                   | Valor        | Unidade               | Comentário  |
|---|--------------|-----------------------|---|
| Viscosidade do fluido ( $\mu$ )             | 0,0009902    | Pa.s                  | Água $T=20^{\circ}\text{C}$ $P=101,325\text{kPa}$ |
| Massa volúmica do fluido                    | 1041         | $\text{kg/m}^3$       | Água $T=20^{\circ}\text{C}$ $P=101,325\text{kPa}$ |
| Peso específico do fluido                   | 10212,21     | $\text{N/m}^3$        |   |
| Comprimento do duto (L)                     | 2            | m                     |   |
| Diâmetro do duto (D)                        | 0,01         | m                     |   |
| Vazão volumétrica da bomba ( $Q_c$ )        | 0,00015      | $\text{m}^3/\text{s}$ |   |
| Velocidade do escoamento na saída ( $V_2$ ) | 1,91         | m/s                   |   |
| Eficiência da bomba ( $\eta_b$ )            | 0,75         |                       |   |
| Pressão na origem do fluido (P1)            | 101325       | Pa                    |   |
| Pressão na saída do fluido (P2)             | 202650       | Pa                    |   |
| Número de Reynolds do escoamento            | 20078        |                       |   |
| Perdas distribuídas                         | 1,31         | m                     | Eq (65)   |
| Coeficiente de perdas localizadas (K)       |              |                       |   |
| Entradas                                    | 0,5          |                       |   |
| Acessórios (filtro)                         | 1,5          |                       |   |
| Perdas localizadas                          | 0,37         | m                     | Eq (63)   |
| Energia utilizada pela bomba                | 11,8         | m                     | Eq (62)   |
| <b>Potência utilizada pela bomba</b>        | <b>24,07</b> | <b>W</b>              | Eq (58)   |

No sistema de refrigeração, é suposto o bombeamento de água como fluido de refrigeração do motor. Em ambos os casos, no sistema de refrigeração e de lubrificação, o fluido bombeado, trabalha num circuito fechado, ou seja, ele faz o percurso nos componentes do motor, é filtrado e retorna ao reservatório, como descreve Tillmann (2013), informação que não tem relevância para o modelo matemático do sistema.

É possível que haja a necessidade da inclusão de outros sistemas de bombeamento. Em sistemas comuns para um automóvel, pode se citar como exemplo, a existência de bombas hidráulicas de direção.

Na tabela 14 estão presentes os dados dos componentes elétricos, que encerram o grupo que quantifica a potência destinada aos acessórios do motor.

**Tabela 14 - Trabalho de Acessórios: Componentes Elétricos**

| Parâmetro                      | Valor         | Unidade  | Comentário |
|--------------------------------|---------------|----------|------------|
| Eficiência do alternador       | 75            | %        |            |
| Central eletrônica de controlo | 30            | W        |            |
| Luzes                          | 100           | W        |            |
| Bicos de injeção               | 100           | W        |            |
| Atuadores elétricos            | 20            | W        |            |
| Sensores                       | 20            | W        |            |
| <b>Potência utilizada</b>      | <b>360,00</b> | <b>W</b> |            |

Para os componentes elétricos valores médios de consumo foram estimados, o valor final de 360 W pode ser significativamente modificado, dependendo da utilização de outros componentes elétricos pelo motor. No caso de um automóvel por exemplo, componentes elétricos comuns que influenciariam significativamente o resultado, são bombas de direção elétrica ou equipamentos para o condicionamento do ar.

#### 4.1.4 Potência total e proporção das fontes de atrito

A progressão da potência de atrito, calculada com o modelo apresentado em função de diferentes velocidades de operação do motor pode ser vista figura 38. A curva foi obtida pela plotagem do somatório das potências de todos componentes, calculadas para diferentes velocidades, ou seja, o somatório dos dados mostrados nas tabelas 2 a 14 correspondem ao ponto no gráfico que traz a potência na velocidade de rotação de 3500 RPM

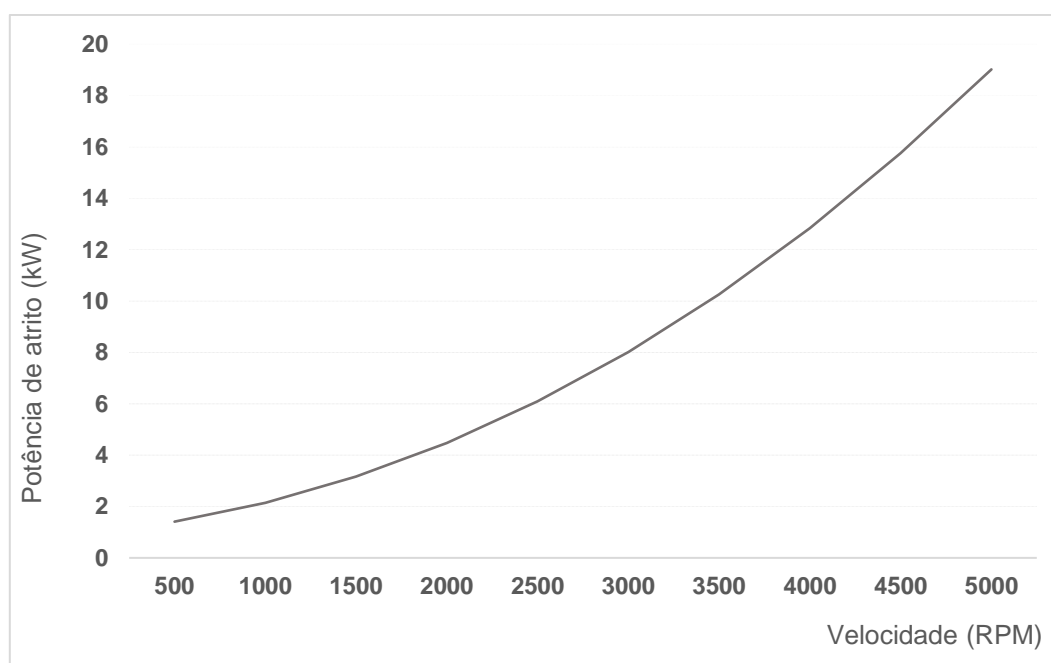


Figura 38 - Potência de atrito em função da velocidade.

Numa comparação com os resultados apresentados por (Martins, 2013) que podem ser visualizados na figura da página 53, a curva obtida pelo modelo proposto neste trabalho apresenta resultados correspondentes com os obtidos pelo autor, constata-se um aumento da potência de atrito com o aumento da velocidade de rotação do motor. A maior parcela de atrito hidrodinâmico no sistema, que é dependente da velocidade de deslizamento entre as partes, é, portanto, o que causa este comportamento.

A contribuição de cada um dos três grupos principais (bombeamento, fricção e acessórios), mostrada na figura 39, é resultado do agrupamento e cálculo das proporções relativas a cada grupo em relação à potência de atrito total, as simulações pertinentes a cada componente são individualmente mostradas nas tabelas 2 a 14.

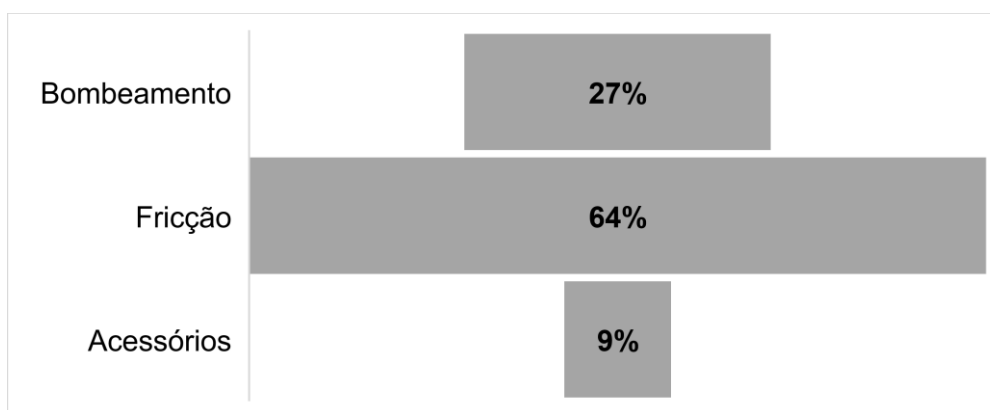


Figura 39 - Contribuição dos três grupos principais na potência de atrito

A fricção como principal grupo para geração do trabalho de atrito no motor é um resultado também previsto pelo trabalho de Heywood (1988). A magnitude da potência utilizada pelo motor, e conseqüentemente o consumo da máquina para superar a força de atrito gerada no contato entre as superfícies em movimento, respalda as ações tomadas no sentido de otimizar os sistemas desse grupo, e a consideração apenas do atrito hidrodinâmico neste modelo. Como já mencionado, a proporção da contribuição dos acessórios pode variar em função dos auxiliares acoplados ao motor.

Uma outra separação dos componentes do trabalho de atrito mostrada por Heywood (1988), foi também utilizada neste trabalho e pode ser vista na figura 40, que traz o gráfico elaborado de forma análoga ao anterior, sendo que neste caso os componentes são agrupados de maneira a mostrar a contribuição da potência utilizada pelo bombeamento, componentes do rotor, bombeamento de combustível, outros auxiliares e rolamentos, na potência total de atrito.

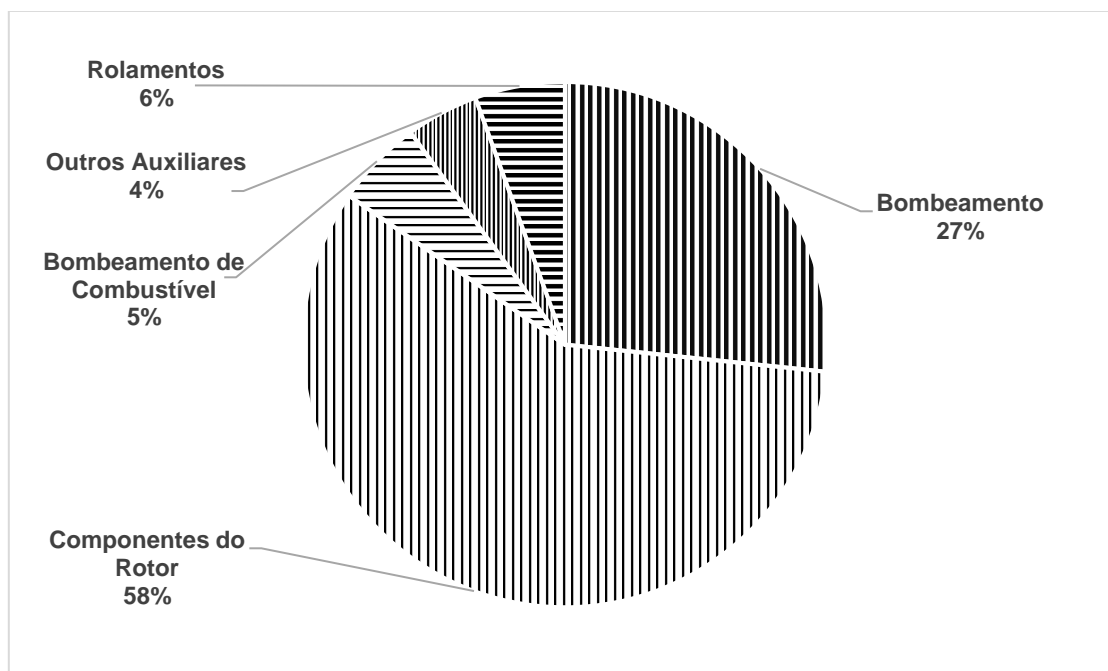


Figura 40 - Proporção de diferentes grupos na potência de atrito.

Esse gráfico permite a comparação dos resultados obtidos com os dados apresentados por Heywood (1988) para um motor comum. No motor modelado por este trabalho, o rotor e os seus componentes são os maiores responsáveis pelo atrito, fato idêntico ao que ocorre com o conjunto pistão cilindro num motor alternativo, que são os componentes análogos aos rotores desse motor. A utilização do combustível gasóleo para a modelagem desse motor, que resultou nas proporções apresentadas, pode ser o fator que motiva a elevada contribuição do trabalho de bombeamento, devido a maior taxa de compressão utilizada no motor para o seu funcionamento com gasóleo e uma comparação com a gasolina, por exemplo, como pode se ver nos dados de Heywood (1988).

## 4.2 Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

A soma de todas as parcelas, resulta na potência dissipada pelo atrito, perfazendo um total de 10,43 kW, sendo que as condições do motor modelado, são, de um volume de admissão de 1 litro, com a operação do motor numa velocidade de rotação de 3500 RPM. O dado de que um motor a combustão interna comum, com parâmetros volumétricos e de operação semelhantes, fornece uma potência média usualmente no intervalo entre 50 e 65 kW, mostra que o motor modelado, deve ter uma proporção de cerca de 20 % de sua potência efetiva, relacionada ao valor de sua potência de atrito, quando sua operação ocorre sob as condições testadas.

A informação apresentada por este trabalho, como previam os autores de pesquisas semelhantes referentes aos motores alternativos, é uma contribuição para o desenvolvimento do projeto do motor. Com os resultados e o modelo desenvolvido para os cálculos, conforme apresentado nas seções anteriores, é possível a concreta determinação da potência efetiva do motor em desenvolvimento, o que eleva o estágio do desenvolvimento do motor. Uma outra característica desses resultados, é a de servirem como guias para o desenvolvimento pontual de componentes do motor, ou de motivar a tomada de decisões de projeto. Diferentes soluções, com o objetivo de melhoria de eficiência mecânica e conseqüentemente um menor gasto energético, podem ser obtidas com contraposição entre diferentes soluções para área de contato entre os rotores e o estator do motor, por exemplo.

Os requisitos de adaptabilidade do modelo matemático, impostos para o desenvolvimento deste trabalho foram atendidos. Grande parte dos cálculos podem servir para diferentes condições de operação e dimensões para o mesmo tipo de motor, se valendo apenas da personalização de variáveis de entrada diretamente nas planilhas de cálculos. As alterações de componentes do motor, são realizadas por meio de adaptações relativamente simples, como a substituição de pequenas porções do modelo, ou ainda, a adição ou remoção de componentes elétricos dos acessórios, é solucionada com a inclusão ou retirada de suas potências nominais de consumo na seção de cálculos correspondente.

Como diziam algumas das fontes de pesquisa, existe alguma dificuldade na modelagem de alguns componentes do motor devido as diferentes origens do trabalho total de atrito, o que faz com que o pesquisador, busque informações e resolva problemas dentro de diversas áreas de estudo da engenharia. Várias obras com o mesmo objetivo, de calcular a potência gasta pelo motor devido ao atrito, foram consultados para a confecção deste trabalho, muitos desses modelos são construídos de forma a contabilizar o atrito de cada um dos três grupos diretamente, pelas diversas diferenças entre os componentes, esses resultados não puderam ser adaptados para este caso, e foi realizada a modelagem do problema conforme apresentado ao longo das seções desse trabalho.

Algumas das hipóteses admitidas para a obtenção de alguns dos componentes deste método de cálculo, como pôde ser observado, são distintas do que foi observado na literatura, e as condições para tais atitudes foram devidamente exploradas em cada caso. Esses caminhos foram tomados devido as diferentes condições a que se aplica este trabalho, em comparação com as fontes da literatura consultadas. Essas hipóteses e as suas consequências para os resultados obtidos carecem de validação por testes empíricos. Ensaios com essa finalidade não foram realizados, pela razão já citada, da fase de desenvolvimento do projeto que ainda não chegou à construção de um protótipo do motor, fase em que será finalmente possível a realização de ensaios e a validação dos resultados por experimentos de laboratório. A validação dos resultados obtidos por este modelo, através de testes num protótipo real do motor é a principal sugestão para trabalhos futuros. Ações que visem o aprimoramento da precisão dos resultados do modelo, como a utilização das equações diferenciais, que aportam condições de contorno específicas do componente para sua resolução, como é o caso da equação de Reynolds para a modelagem do atrito hidrodinâmico, podem se tornar uma solução interessante no futuro. É uma sugestão para a modelagem do projeto após a sua finalização e definição dos componentes. Como pode ser visto na figura 10 que mostra os dutos no motor, a localização das câmaras de combustão faz com que os gases percorram um caminho antes de chegar à câmara, após a compressão, e ao deixá-la, após a combustão na câmara em direção ao rotor de expansão, ao

contrário do que acontece nos motores alternativos em que a câmara de combustão é parte do volume que comprime e expande o ar. Uma última sugestão é a da investigação a respeito da energia perdida pelos gases nesse percurso, o que deve compreender o caso de um escoamento compressível e ou supersônico. Aspectos que somados a complexidade da geometria dos componentes, devem motivar a utilização de modelagem do fenómeno com o auxílio da fluidodinâmica computacional, CFD.

A realização desse trabalho por meio da parceria entre a empresa KEYOU GmbH e o Instituto Superior de Engenharia do Porto, junto com os desafios da criação do modelo apresentado, promoveu a interdisciplinaridade e a resolução de um problema real de engenharia, ainda dentro do ambiente acadêmico, e consistiu de uma excelente oportunidade, de uma conquista benéfica para a companhia e para o aluno e pesquisador.

# BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

## 5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- Akansu, S. O., Dulger, Z., Kahraman, N., & Veziroğlu, T. N. (2004). Internal combustion engines fueled by natural gas—hydrogen mixtures. *International journal of hydrogen energy*, 29(14), pp. 1527-1539.
- Amaral, D. (2010). História da Mecânica - O motor a vapor. UFPB, 2010. *CGEE – Centro de Gestão e Estudos Energéticos*.
- Baran, R., & Legey, L. F. (2011). Veículos elétricos: história e perspectivas no Brasil. *BNDES Setorial*, pp. 207-224.
- Bertoldi, D. (2007). Simulação numérica de um modelo simplificado de um motor à combustão interna a gás natural. *UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina*.
- Bhatt, D. V., & Mistry, K. N. (2003). Experimental Study of Friction Under Different variables on a Piston-Cylinder.
- Bhushan, B. (2013). *Introduction to Tribology*. New York: John Wiley & Sons, Ltd.
- Callister, W. D. (2013). *Ciência e engenharia de materiais: uma introdução*. Rio de Janeiro: LTC.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2013). *Termodinâmica 7ª Ed*. McGraw-hill.
- Cesaretti, M. d. (2010). Análise comparativa entre fontes de geração elétrica segundo critérios socioambientais e econômicos. *Dissertação de Mestrado - Universidade Federal do ABC*.
- Czichos, H. (1978). *TRIBOLOGY a systems approach to the science and technology of friction, lubrication and wear*. Amsterdam: Elsevier.
- Dionysio, R. B., & Meirelles, F. V. (2007). Combustíveis: a química que move o mundo. - *Sala de Leitura*.
- Dorić, J., Klinar, I., & Dorić, M. (2011). Constant Volume Combustion Cycle for IC Engine. *FME Transactions*, pp. 97-104.
- Eilon, S., & Saunders, O. A. (1957). A Study of Piston-Ring Lubrification. *SAGE Journals*.

- Fox, R. W., McDonald, A. T., & Pritchard, P. J. (2011). *Introduction to Fluid Mechanics* (8th ed.). New York: John Wiley & Sons, Inc.
- Fredriksson, J., & Egardt, B. (2002). Estimating Exhaust Manifold Pressure in a Turbocharged Diesel Engine. *2002 IEEE International Conference on Control Applications*.
- Green, R. C., Wang, L., & Alam, M. (2011). The impact of plug-in hybrid electric vehicles on distribution networks: A review and outlook. *In Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 544-553.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, Inc.
- Hutchings, I. M. (1992). *Tribology Friction and Wear of Engineering Materials*. London: Arnold.
- Inatomi, T. A., & Udaeta, M. E. (2007). Análise dos impactos ambientais na produção de energia dentro do planejamento integrado de recursos.
- IPCC. (2014). Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Core Writing Team, R.K. Pachauri and L.A. Meyer (eds.)]. p. 151.
- Jacobson, B. (2003). The Stribeck memorial lecture. *Tribology International* 36, pp. 781–789.
- Jeng, Y.-R. (1992). Theoretical Analysis of Piston-Ring Lubrication Part I—Fully Flooded Lubrication . *Tribology Transactions* 35:4, 696-706.
- Kamil, M., Rahman, M., & Bakar, R. A. (2013). An integrated model for predicting engine friction losses in internal combustion engine. *International Conference on Mechanical Engineering Research (ICMER2013)*.
- Kandylas, I., & Stamatelos, A. (1999). Engine exhaust system design based on heat transfer computation. *Energy Conversion & Management* 40 , pp. 1057-1072.
- Lencastre, A. (1996). *Hidráulica Geral*. Lisboa: Edição do autor.
- Lopes, A., Furlani, C. E., & Silva, R. P. (2003). Desenvolvimento de um protótipo para medição do consumo de combustível em tratores. *Revista Brasileira de Agroinformática*; v. 5, n. 1, p. 24-31.

- Martins, J. (2013). *Motores de Combustão Interna - 4ª Edição*. Porto: Publindústria.
- Mcgeehan, J. A. (1978). A literature review of the effects of piston and ring friction and lubricating oil viscosity on fuel economy'. *SAE paper 780673*.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2013). *Princípios de Termodinâmica Para Engenharia - 7ª Ed.* Rio de Janeiro: LTC.
- Munson, B. R., & Young, D. F. (2009). *Fundamentals of Fluid Mechanics, 6th Ed.* New York: John Wiley & Sons, Inc.
- Norton, R. L. (2010). *Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos*. Porto Alegre: McGraw Hill.
- Pierre, T. D. (2011). *Arquimedes*. Disponível em: <[http://web.ccead.pucrio.br/condigital/mvsl/linha%20tempo/Arquimedes/pdf\\_LT/LT\\_arquimedes.pdf](http://web.ccead.pucrio.br/condigital/mvsl/linha%20tempo/Arquimedes/pdf_LT/LT_arquimedes.pdf)> Acesso em abril de 2017.
- Piva, R. B. (2010). Economia ambiental sustentável: os combustíveis fósseis e as alternativas energéticas. *Trabalho de Conclusão de Curso - Universidade Federal do Rio Grande do Sul*.
- Radi, P. A., Santos, L. V., Bonetti, L. F., & Trava-Airoldi, V. J. (2007). TRIBOLOGIA, CONCEITOS E APLICAÇÕES. *Anais do 130 Encontro de Iniciação Científica e Pós-Graduação do ITA – XIII ENCITA*.
- Rech, C. (2002). Estudo experimental da relação ar/combustível para máxima potência em um motor de combustão interna, utilizando diversos combustíveis.
- Reß, J., Sturzebecher, C., Bohn, C., Marzke, F., & Frase, R. (2015). A Diesel Engine Model Including Exhaust Flap, Intake Throttle, LP-EGR and VGT. Part I: System Modeling.
- Ribeiro, J. F. (Junho de 2015). O ecossistema mundial de petróleo e gás um apontamento. *Relações Internacionais no. 46*.
- Rosolem, M. d., Beck, R. F., Santos, G. R., & Arioli, V. T. (2012). Bateria de lítio-ion: conceitos básicos e potencialidades. *Cadernos CPqD Tecnologia, v. 8, n. 2, 59-72*.
- Sandoval, D. (2002). An Improved Friction Model For Spark Ignition Engines. *Thesis (S.B.)--Massachusetts Institute of Technology*.

- Sawicki, J. T., & Yu, B. (2000). Analytical Solution of Piston Ring Lubrication Using Mass Conserving Cavitation Algorithm. *Tribology Transactions*.
- Schirmer, W. N., & Rudniak, A. (2009). Avaliação das emissões gasosas de diferentes tipos de combustíveis utilizados e seus impactos ambientais. *Tecno-Lógica*, 13, pp. 25-34.
- Spikes, H. A. (1997). Mixed lubrication – an overview. *Lubrication Science - volume 9, issue 3*, pp. 221-253.
- Stanley, R., Taraza, D., Henein, N., & Bryzik, W. (1999). A simplified friction model of the piston ring assembly. *SAE paper 1999-01-0974*.
- Tillmann, C. A. (2013). *Motores de Combustão Interna e seus Sistemas*. Pelotas - RS: Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia.
- Turns, S. (2000). *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications 2nd ed.* McGraw-Hill.
- U.S. Energy Information Administration. (2016). International Energy Outlook .
- Wang, Q. J., & Chung, Y.-W. (2013). *Encyclopedia of Tribology*. New York: Springer .
- Wang, Y.-Y., & Haskara, I. (2011). Exhaust Pressure Estimation and Its Application to Detection and Isolation of Turbocharger System Faults for Internal Combustion Engines. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control - volume 134, issue 2*.
- Xin, Q. (2011). *Diesel Engine System Design*. Cambridge: Woodhead Publishing Limited.
- Yang, Q., & Keith Jr., T. G. (1996). Two-Dimensional Piston Ring Lubrication- Part II: Elastic ring Consideration. *Tribology Transactions*, Vol. 39 , Iss. 4,1996.
- Young, H. D., Freedman, R. A., & Ford, A. L. (2012). *Sears and Zemansky's University Physics*. San Francisco: Pearson Addison Wesley.