

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CARACTERIZAÇÃO DA GEOMETRIA E DO FUNCIONAMENTO
DO CONCEITO DO MOTOR ROTATIVO DE PALHETAS

por

Ioannes Paulus Bohn Tessaro

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, 30 de março de 2012

CARACTERIZAÇÃO DA GEOMETRIA E DO FUNCIONAMENTO
DO CONCEITO DO MOTOR ROTATIVO DE PALHETAS

por

Ioannes Paulus Bohn Tessaro
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Volnei Borges

Aprovada por:

Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello,

PROMECC/UFRGS

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider,

PROMECC/UFRGS

Prof. Dr. Mario Eduardo Santos Martins,

UFSM

Prof. Dr. Francis H. R. França
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 30 de março de 2012

Este trabalho é dedicado àqueles que, assim como eu, não se contentam com o mundo do jeito que ele é sem entender os porquês e, que de alguma forma, se dispõem a engendrar ideias, novos conceitos, inovações e re-invenções em uma sociedade que clama por mudanças efetivas.

AGRADECIMENTOS

*a minha família, pelo suporte à longa distância durante todo este período de estudos,
aos colegas de GESTE e demais colegas que tiveram alguma participação no trabalho, sejam
elas sugestões, troca de ideias, ou simplesmente as cervejadas no LAGOM,
aos colegas de Gyrum, que assim como eu sabem que o trabalho está apenas começando e
que a cada dia encontraremos mais dificuldades e também mais motivações para continuar,
ao orientador, prof. Dr. Volnei Borges, pelo apoio prestado durante o desenvolvimento do
trabalho,
aos membros da banca, pelas suas sugestões e críticas construtivas,
e ao CNPQ, pela bolsa oferecida durante o curso.*

RESUMO

O conceito de um motor rotativo de palhetas é apresentado e o modelo que opera similar aos motores recíprocos dois tempos é analisado. Este motor é formado por estator cilíndrico, rotor descentralizado, palhetas radiais e tampas laterais, similar aos compressores de palhetas radiais. Parâmetros geométricos estão definidos para que o motor possua características similares a dois motores recíprocos comerciais igualmente modelados. Suas geometrias estão detalhadas, assim como a modelagem termodinâmica e suas hipóteses, as quais devido ao caráter comparativo do trabalho não têm grande influência no alcance dos objetivos. Em relação aos motores recíprocos, o novo conceito prospecta algumas vantagens: maior compactidade; menor nível de vibrações; maior facilidade de alteração da razão de compressão; possibilidade de produção e montagem em módulos; e devido a todas estas, as maiores possibilidades para o projeto, fabricação, montagem e operação dos motores. Para melhor entendimento de algumas tendências relativas a estas vantagens, a sensibilidade dos parâmetros geométricos é estudada, com variações nos diâmetros do estator e do rotor, na espessura do rotor e das palhetas, na excentricidade entre rotor e estator, e no número de palhetas do conceito. Este estudo demonstra características únicas do motor rotativo de palhetas, dentre elas, a variação da espessura do rotor se destaca por proporcionar a alteração do tamanho do motor sem modificar os demais aspectos. A excentricidade entre o rotor e estator demonstra grande potencial na capacidade de alterar a razão de compressão do equipamento, inclusive podendo ser modificada após a construção do motor ou até mesmo durante sua operação. Também se destaca o número de palhetas, o qual tem influência direta sobre a curva de torque do ciclo e a efetividade do posicionamento das janelas de admissão e exaustão. Com isto, é concluída a caracterização da geometria e do funcionamento do motor rotativo de palhetas, obtendo uma boa base para as próximas etapas de seu desenvolvimento.

Palavras-chave: motor de combustão interna; rotativo de palhetas; motor rotativo de rotação única; sensibilidade de parâmetros de projeto.

ABSTRACT

The concept of a rotary vane engine is presented and the model that operates similar to two-stroke reciprocating engines is analyzed. This engine is formed by a cylindrical stator, decentralized rotor, radial vanes and side housing plates, similar to the radial vane compressors. Geometrical parameters are defined so that the motor has similar characteristics to two commercial reciprocating engines also modeled. Their geometries are detailed, as well as the thermodynamic model and its assumptions, which due to the comparative nature of the work do not have significant influence in achieving the objectives. With respect to reciprocating engines, the new concept is prospecting some advantages: higher compactness; lowest level of vibration; ease of adjustment of compression ratio; possibility of manufacture and assembly in modules; and due to all these, the numerous possibilities to the design, manufacture, assembly and operation of the engines. For a better understanding of some these advantages trends, the sensitivity of geometric parameters are studied, with variations in the diameters of the stator and rotor, in the thickness of the rotor and the vanes, in the eccentricity between rotor and stator, and in the number of vanes of the concept. This study demonstrates unique rotary vane engine characteristics, among them, the range of rotor thickness stands out for providing a change in engine size without changing other aspects. The eccentricity between the rotor and stator shows great potential for the ability to change the compression ratio of the equipment and can be modified even after the construction or even during operation of the engine. It also highlights the number of vanes, which has a direct influence on the torque curve of the cycle and the effectiveness of the positioning of inlet and exhaust ports. Therewith, the characterization of rotary vane engine geometry and operational design is complete, obtaining a good basis for its next development stages.

Keywords: internal combustion engine; rotary vane; single rotating rotary engine; design sensitivity.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
3	MOTORES RECÍPROCOS	12
3.1	Conceito	12
3.2	Modelagem	14
4	MOTORES ROTATIVOS	20
4.1	Conceito	20
4.2	Classificação	21
4.3	Motor Wankel	23
4.3.1	Conceito	23
4.4	Motor Rotativo de Palhetas.....	26
4.4.1	Conceito	27
4.4.2	Modelagem	29
5	MODELAGEM DO CICLO	39
5.1	Hipóteses do Modelo	39
5.2	Termodinâmica	40
6	ANÁLISE E COMPARAÇÃO DO CONCEITO	43
6.1	Geometria.....	43
6.2	Desempenho.....	50
7	SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS	58
7.1	Variação do Diâmetro do Estator.....	60
7.2	Variação do Diâmetro do Rotor.....	65
7.3	Variação da Espessura do Rotor	70
7.4	Variação da Espessura da Palheta.....	75

7.5	Variação da Excentricidade	79
7.6	Variação do Número de Palhetas	85
8	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	92
8.1	Sobre o Conceito.....	92
8.2	Sobre as Variações	94
9	CONCLUSÕES.....	96
9.1	Sugestões para Trabalhos Futuros	97
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	98
	APÊNDICE A – DADOS DOS MOTORES RECÍPROCOS	101

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Fontes de HC de motores Wankel e comparação com motores recíprocos [adaptado de Barley et al.,1978 apud Dulger, 1998]	10
Figura 2.2	Comparação entre injeção estratificada com injeção principal mais piloto (à dir.) e somente injeção piloto (à esq.) em motor Wankel de 650cm ³ de volume deslocado [adaptado de Muriko et al., 2011]	10
Figura 3.1	Configuração básica dos motores recíprocos convencionais [adaptado de Heywood, 1988]	12
Figura 3.2	Esquema de funcionamento do motor recíproco quatro tempos	13
Figura 3.3	Esquema de funcionamento do motor recíproco dois tempos	14
Figura 3.4	Geometria básica do motor recíproco	14
Figura 3.5	Forças resultantes da pressão dos gases e respectivos ângulos em que atuam sobre o sistema biela manivela	17
Figura 3.6	Pressão e torque por ângulo para motor recíproco quatro tempos [adaptado de Taylor, 1968]	18
Figura 4.1	Exemplos de motores rotativos de rotação única [adaptado de Yamamoto, 1981]	21
Figura 4.2	Funcionamento do motor de Kauertz [adaptado de Yamamoto, 1981]	22
Figura 4.3	Exemplos de motores rotativos planetários [adaptado de Yamamoto, 1981]	23
Figura 4.4	Configuração básica do motor Wankel [adaptado de Heywood, 1988]	24
Figura 4.5	Esquema do funcionamento do motor Wankel [adaptado de Badr et al., 1991]	25
Figura 4.6	Comparação entre motores Wankel e recíprocos: (a) desempenho; (b) emissões [adaptado de Yamamoto, 1981]	26
Figura 4.7	Peças básicas do conceito do motor rotativo de palhetas com janelas totalmente cruzadas e lavagem de gases por sobre-alimentação	27

Figura 4.8	Peças básicas do conceito do motor rotativo de palhetas com janelas em posições distintas e aspiração natural	28
Figura 4.9	Esquema de funcionamento do conceito: (a) janelas totalmente cruzadas com lavagem por sobre-alimentação; (b) janelas em posições distintas com aspiração natural	29
Figura 4.10	Sistema de coordenadas utilizado na modelagem geométrica	30
Figura 4.11	Simplificação adotada para a espessura da palheta	32
Figura 4.12	Câmara de combustão e seus limites	38
Figura 4.13	Forças atuantes sobre a câmara de combustão e câmaras adjacentes	38
Figura 6.1	Volumes da câmara de combustão ao longo do ciclo para os motores modelados	45
Figura 6.2	Volumes normalizados em relação ao V_{PMI} da câmara de combustão ao longo do ciclo para os motores modelados	45
Figura 6.3	Áreas superficiais totais da câmara de combustão ao longo do ciclo para os motores modelados	46
Figura 6.4	Variações da razão de aspecto entre a área superficial total e o volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para os motores modelados	47
Figura 6.5	Variações do comprimento molhado e do raio efetivo de geração de torque das palhetas para as posições angulares do motor rotativo de palhetas	48
Figura 6.6	Comparação entre raios efetivos dos modelos estudados em função da posição angular da câmara de combustão	49
Figura 6.7	Áreas efetivas das palhetas do motor rotativo e do topo do êmbolo dos motores recíprocos em função da posição angular da câmara de combustão	50
Figura 6.8	Pressão em função da posição angular para o ciclo frio dos motores modelados	51
Figura 6.9	Temperatura ao longo do ciclo frio para os motores modelados	52
Figura 6.10	Pressão ao longo do ciclo padrão de ar para os motores modelados	52
Figura 6.11	Diagramas $p \times V$ para os motores modelados	53

Figura 6.12	Torque instantâneo gerado pela pressão dos gases de uma câmara/cilindro em função da posição angular para os motores modelados	54
Figura 6.13	Torque instantâneo específico gerado pela pressão dos gases de uma câmara/cilindro em função da posição angular para os motores modelados	55
Figura 6.14	Torque instantâneo unitário sobreposto para todas as câmaras de combustão do motor rotativo de palhetas ao longo de duas voltas completas da árvore de torque	56
Figura 6.15	Torque instantâneo unitário sobreposto gerado pelos gases para todos os cilindros dos motores recíprocos ao longo de duas voltas completas da árvore de manivelas	57
Figura 6.16	Torque instantâneo total em função da posição angular de uma das câmaras e torque médio dos motores modelados	57
Figura 7.1	Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes diâmetros do estator	60
Figura 7.2	Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do estator	61
Figura 7.3	Variação dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para os diferentes diâmetros do estator estudados	62
Figura 7.4	Diagramas $p \times \forall$ do motor para os diferentes diâmetros do estator	63
Figura 7.5	Variação da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes diâmetros do estator	63
Figura 7.6	Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do estator	64
Figura 7.7	Curva de torque total instantâneo ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do estator	65
Figura 7.8	Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes diâmetros do rotor	66

Figura 7.9	Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do rotor	66
Figura 7.10	Varição dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para os diferentes diâmetros do rotor estudados	67
Figura 7.11	Diagramas $p \times \forall$ do motor para os diferentes diâmetros do rotor .	68
Figura 7.12	Varição da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes diâmetros do rotor	68
Figura 7.13	Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do rotor	69
Figura 7.14	Curva de torque total instantâneo ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do rotor	70
Figura 7.15	Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes espessuras do rotor	71
Figura 7.16	Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para as diferentes espessuras do rotor	71
Figura 7.17	Varição dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para as diferentes espessuras do rotor estudadas	72
Figura 7.18	Diagramas $p \times \forall$ do motor para as diferentes espessuras do rotor	73
Figura 7.19	Varição da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes espessuras do rotor	73
Figura 7.20	Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para as diferentes espessuras do rotor	74
Figura 7.21	Curva de torque total instantâneo ao longo do ciclo para as diferentes espessuras do rotor	75
Figura 7.22	Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes espessuras das palhetas	76
Figura 7.23	Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para as diferentes espessuras das palhetas	76

Figura 7.24	Variação dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para as diferentes espessuras de palhetas estudadas	77
Figura 7.25	Diagramas $p \times \forall$ do motor para as diferentes espessuras das palhetas	78
Figura 7.26	Variação da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes espessuras do das palhetas	78
Figura 7.27	Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para as diferentes espessuras das palhetas	79
Figura 7.28	Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes valores de excentricidade	80
Figura 7.29	Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para os diferentes valores de excentricidade	81
Figura 7.30	Variação dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para os diferentes valores de excentricidade estudados	81
Figura 7.31	Diagramas $p \times \forall$ do motor para os diferentes valores de excentricidade	82
Figura 7.32	Variação da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes valores de excentricidade	83
Figura 7.33	Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para os diferentes valores de excentricidade	84
Figura 7.34	Curva de torque total instantâneo ao longo do ciclo para os diferentes valores de excentricidade	84
Figura 7.35	Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes números de palhetas	85
Figura 7.36	Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para os diferentes números de palhetas	86
Figura 7.37	Variação dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para os diferentes números de palhetas estudados	87

Figura 7.38	Diagramas $p \times V$ do motor para os diferentes números de palhetas	88
Figura 7.39	Varição da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes números de palhetas	88
Figura 7.40	Pressão em função da posição angular do motor para diferentes números de palhetas	89
Figura 7.41	Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para os diferentes números de palhetas	90
Figura 7.42	Curva de torque total instantâneo ao longo do ciclo para os diferentes números de palhetas	91

LISTA DE TABELAS

Tabela 6.1	Resumo das características geométricas do motor com estator cilíndrico	44
Tabela 6.2	Resumo das características de superfícies totais disponíveis para retirada de calor nos motores modelados	47
Tabela 8.1	Resumo da sensibilidade das características do motor rotativo de palhetas	95
Tabela A. 1	Características do motor Volkswagen AP 1.8 Flex	101
Tabela A. 2	Características do motor Fiat Fire 1.0 EVO	101

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

AJE	Abertura da janela de exaustão
ASTM	Sociedade americana de materiais e testes (do inglês: American Society for Testing and Materials)
CFR	Motor padrão (do inglês: <i>Cooperative Fuel Research</i>)
CO	Monóxido de carbono
EES	Software de resolução de equações de engenharia (do inglês: <i>Engineering Equation Solver</i>)
EGR	Recirculação de gás de exaustão
FJA	Fechamento da janela de admissão
FPT	Fiat Power Train
GNV	Gás natural veicular
HC	Hidrocarbonetos não queimados
MRP	Motor rotativo de palhetas
NO _x	Óxidos nitrosos
PCI	Poder calorífico inferior
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
SAE	Sociedade americana de engenheiros automotivos (do inglês: Society of Automotive Engineers)
VW	Volkswagen

LISTA DE SÍMBOLOS

#	Referente a número, adimensional
A_{cil}	Área da parede do cilindro, m^2
A_{tl}	Área na tampa lateral ocupada pela câmara de combustão, m^2
A_{tl}^*	Área na tampa lateral delimitada pelo estator, rotor e pela linha central das palhetas adiantada e atrasada, m^2
$A_{ef;P}$	Área efetiva da palheta, m^2
$A_{ef;P+}$	Área efetiva da palheta avançada, m^2
$A_{ef;P-}$	Área efetiva da palheta atrasada, m^2
A_{est}	Área do estator na câmara, m^2
A_p	Área do êmbolo, m^2
A_p^*	Área ocupada por metade da palheta, m^2
A_{rot}	Área do rotor na câmara, m^2
C	Comprimento de arco, m
c_e	Curso do êmbolo, m
C_{est}	Comprimento de arco do estator, m
c_p	Calor específico a pressão constante, kJ/kgK
C_{rot}	Comprimento de arco do rotor, m
c_v	Calor específico a volume constante, kJ/kgK
D_{cil}	Diâmetro do cilindro, m
D_{est}	Diâmetro do estator, m
D_{rot}	Diâmetro do rotor, m
E_p	Espessura da palheta, m
E_{rot}	Espessura do rotor, m
e_x	Excentricidade entre o rotor e o estator na direção x, m
e_y	Excentricidade entre o rotor e o estator na direção y, m
F_p	Força resultante da pressão dos gases, N
L_b	Comprimento da biela, m
$L_{mol;P}$	Comprimento da palheta que se encontra dentro da câmara, m
m_{ar}	Massa de ar, kg
m_f	Massa de combustível, kg

N	Rotação, Hz
n_c	Número de cilindros do motor, #
N_{CC}	Rotação da câmara de combustão, Hz
N_p	Rotação das palhetas, Hz
n_p	Número de palhetas, #
N_{rot}	Rotação do rotor, Hz
n_t	Valor de correção para ciclo dois tempos ou quatro tempos, #
p	Pressão, kPa
PCI_f	Poder calorífico inferior do combustível, kJ/kg
p_{me}	Pressão média efetiva, kPa
Q	Calor transferido ou gerado do estado 1 para o estado 2, kJ
Q_{comb}	Calor gerado pela combustão, kJ
r	Raio, m
R_{ar}	Razão ar combustível, adimensional
$R_{ar;atual}$	Razão ar combustível em operação no motor, adimensional
$R_{ar;est}$	Razão ar combustível estequiométrica para o combustível em uso, adimensional
r_{ef}	Raio efetivo ou braço de alavanca da geração de torque do motor recíproco, m
$r_{ef;P}$	Raio efetivo da palheta ou braço de alavanca de geração de torque do motor rotativo de palhetas, m
$r_{ef;P+}$	Raio efetivo da palheta avançada, m
$r_{ef;P-}$	Raio efetivo da palheta atrasada, m
r_{est}	Raio do estator, m
r_m	Raio da manivela, m
r_{rot}	Raio do rotor, m
R_c	Razão de compressão, adimensional
$R_{c;\epsilon}$	Razão de compressão efetiva, adimensional
R_e	Razão de expansão, adimensional
$R_{e;\epsilon}$	Razão de expansão efetiva, adimensional
S	Superfície, m ²
s_p	Posição do êmbolo, m
S_{Total}	Superfície total, m ²
U	Energia interna, kJ
\vec{v}_{tg}	Velocidade tangencial, m/s

V	Volume, m ³
V_{CC}	Volume da câmara de combustão, m ³
$V_{CC:FJA}$	Volume da câmara de combustão na posição de fechamento da janela de admissão, m ³
$V_{CC:PMI}$	Volume da câmara de combustão no ponto morto inferior, m ³
$V_{CC:PMS}$	Volume da câmara de combustão no ponto morto superior, m ³
V_d	Volume deslocado pelo motor, m ³
$V_{d;CC}$	Volume deslocado pela câmara de combustão, m ³
$V_{d;cil}$	Volume deslocado pelo cilindro, m ³
V_{cil}	Volume do cilindro, m ³
$V_{cil:PMI}$	Volume do cilindro na posição do ponto morto inferior, m ³
$V_{cil:PMS}$	Volume do cilindro na posição do ponto morto superior, m ³
W	Trabalho, kJ
W_{cil}	Trabalho realizado por um cilindro do motor, kJ
\dot{W}	Potência, kW
z	Altura, m
ε_{R_c}	Efetividade da posição da janela de admissão, adimensional
ε_{R_e}	Efetividade da posição da janela de exaustão, adimensional
ϕ	Razão de equivalência, adimensional
φ	Ângulo entre biela e eixo central do motor, rad
θ	Posição angular, rad
θ_{CC}	Posição angular da câmara de combustão, rad
θ_{AJE}	Ângulo de abertura da janela de exaustão, rad
θ_{FJA}	Ângulo de fechamento da janela de admissão, rad
θ_p	Posição angular da palheta, rad
θ_{p+}	Posição angular da palheta avançada, rad
θ_{p-}	Posição angular da palheta atrasada, rad
$\theta_{\tau,max}$	Ângulo de máximo torque, rad
λ	Razão de equivalência, adimensional
γ	Razão entre calores específicos, adimensional

τ	Torque, kNm
τ_{cc}	Torque gerado na câmara de combustão, kNm
τ_{me}	Torque médio efetivo, kNm

1 INTRODUÇÃO

Motores de combustão interna são utilizados amplamente pela humanidade para prover energia onde e quando ela é necessária. Estes equipamentos são responsáveis por transformar energia química de combustíveis em trabalho mecânico e muitas vezes consequentemente em energia elétrica. A maioria dos motores hoje desenvolvidos e utilizados são recíprocos que funcionam baseados no mecanismo biela-manivela. Diversos estudos sobre o assunto são facilmente encontrados, porém, em sua maioria, eles são muito fechados à geometria dos motores recíprocos, dificultando inovações. Quanto mais estudos avançam, mais se sabe sobre o motor recíproco, mais sua tecnologia é desenvolvida, e menos trabalhos conceituais e gerais são facilmente encontrados. Os mecanismos utilizados por estes motores convencionais possuem algumas características indesejadas que proporcionam aos entusiastas e pesquisadores buscarem novas formas de fazer o que já se sabe fazer.

Com este intuito, diversas foram as idéias e prospecções de novas geometrias para motores, entre estas estão os motores rotativos. Esta classe de motores ganhou maior prestígio e atenção com o motor desenvolvido por Félix Wankel (1902-1988) a partir de 1954. Dentre os motores rotativos, o motor Wankel até hoje é o único produzido em escala comercial pela Mazda, que já comercializou um total de 1.914.960 de veículos equipados com motores rotativos até 2004 [Mazda apud Heller, 2005].

Este conceito passou por diversos problemas conceituais até chegar ao seu estado da arte atual. Nem todos os problemas foram resolvidos, mas isso não é característica singular deste motor, os motores recíprocos em geral também ainda estão longe de seu ideal exequível. Paralelas a isto, novas tecnologias estão elevando seu grau de aplicações possibilitando para os projetistas maiores opções e a retomada de projetos até então esquecidos ou negligenciados pelas suas dificuldades. Dentre estas, destacam-se principalmente a melhoria dos materiais e processos de fabricação de peças mecânicas, o maior e melhor detalhamento dos processos de combustão, o melhor entendimento da influência da geometria da câmara de combustão de motores através de simulações numéricas e estudos experimentais mais apurados, o aperfeiçoamento dos sistemas auxiliares dos motores (injeção, ignição, etc.), as maiores possibilidades de controle proporcionadas pela eletrônica e o maior conhecimento sobre os combustíveis utilizados.

Dentro deste contexto, o presente trabalho tem como objetivo principal caracterizar o conceito de um motor rotativo de palhetas, conceito este baseado em compressores e bombas

de palhetas radiais. Sabe-se que as dificuldades encontradas para tornar o conceito em um motor prático serão muitas, mas assim também se iniciou a história dos demais motores que hoje suprem nossas necessidades.

O estudo apresentado neste trabalho inicia pela caracterização geométrica de motores convencionais, utilizados como referência para comparações devido a sua hegemonia e disseminação na utilização para diferentes aplicações. Também está detalhada a caracterização geométrica do conceito estudado, a qual se mostra mais complexa necessitando a resolução numérica de integrais contidas em algumas equações.

Após a definição das modelagens adotadas, a comparação entre o conceito proposto e o conceito do motor recíproco demonstra suas diferenças e semelhanças sempre que possível de forma gráfica. Conhecer as diferenças entre os conceitos pode indicar novas possibilidades de projetos ou de aperfeiçoamento da operação de motores de combustão interna. As conclusões sobre esta etapa do trabalho são de interesse para os projetistas dos novos motores ou para o entendimento dos conhecedores dos “velhos” motores convencionais.

Também é de interesse aos projetistas, aos críticos e aos entusiastas a prospecção da sensibilidade das características do motor em função de seus parâmetros geométricos mais importantes. Este estudo representa o berço de novas linhas de pensamento para motores de combustão interna, possibilidades que até então foram negligenciadas devido ao foco demasiado no estudo fechado à geometria dos motores convencionais. Conhecer as possibilidades do motor rotativo de palhetas, através das tendências apresentadas neste estudo de sensibilidade, nos remete a novos paradigmas da tecnologia de motores de combustão interna. Esta sensibilidade está demonstrada através de gráficos e de ponderações sobre os comportamentos esboçados.

Perfazendo o trabalho encontram-se as conclusões gerais, que permitem a avaliação do conceito do motor rotativo de palhetas. O discernimento desta avaliação e principalmente da comparação ao conceito recíproco tem como objetivo tornar este trabalho de grande relevância para estudos subsequentes. As expectativas aqui expostas poderão ascender inúmeras perspectivas no desenvolvimento e na ciência dos motores.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Ao apresentar um conceito de certa forma novo, e por ser baseado em equipamentos já existentes, a primeira etapa do estudo está em recolher informações suficientes sobre estes equipamentos. Baseado em compressores ou bombas de palhetas radiais, o conceito do motor rotativo de palhetas ainda não possui boa descrição na literatura, apenas encontra-se descrito em patentes, onde pouco se explora e se expõe seu funcionamento e características. O foco da literatura de motores está nos motores recíprocos e em suas melhorias, dificultando estudos iniciais eficazes do novo conceito.

Porém, a comparação entre equipamentos recíprocos e rotativos é bem discutida nos trabalhos sobre equipamentos de compressão. Silva, 1980 afirma que os compressores recíprocos possuem alguns inconvenientes: presença do sistema biela-manivela; perdas grandes por atrito mecânico; irregularidade do conjugado necessário no eixo; reações variáveis sobre as fundações provocam vibrações; e contaminação do ar com óleo lubrificante. Ainda neste contexto o autor afirma que dentre os compressores rotativos, o de palhetas radiais é o mais simples quanto à construção e conclui que quanto maior o número de palhetas, maior será a estanqueidade e a eficiência do compressor. O autor completa dizendo que os compressores rotativos de palhetas radiais, em relação aos compressores de êmbolo, possuem as seguintes vantagens: inexistência de válvulas; fluxo contínuo; conjugado motor regular; menor peso e volume; ausência de vibrações; fundações menores; forças de inércia pequenas; rotação maior; acoplamento direto do motor; e partida sem carga. Possuindo as seguintes desvantagens: atrito entre palhetas e estator; dissimetria de esforço sobre o rotor; e fugas de gás.

Entre os anos de 1984 e 1986, Badr et al. realizaram diversos estudos teóricos e práticos de equipamentos de palhetas radiais utilizados como expansores em ciclos Rankine de baixa potência que utilizam fluidos de trabalho orgânicos. Algumas características e benefícios deste tipo de equipamento foram apontadas [Badr et al., 1984]:

- Construção simples: facilidade de usinagem para tolerâncias apertadas; rolamentos e selos de eixo convencionais; lubrificação fácil; autocompensação de desgaste; compacidade; baixo peso e robustez; menor requerimento de manutenções.

- Baixo nível de vibrações e ruído: baixas velocidades; ausência de trens de engrenagens e válvulas dinâmicas; intrinsecamente balanceado.

- Alta eficiência de freio em variadas faixas de: potências de eixo; velocidades; fluidos de trabalho; vazões mássicas; disponibilidade de energia de entrada do sistema.

- Alto torque em velocidades baixas ou nulas: autopartida sob carga; velocidade compatível com equipamentos acionados (alternadores, compressores, ventiladores, bombas, etc.); produção de torque suave sem a necessidade de volantes de inércia.

- Relativamente altas razões de expansão volumétrica: faixas de até 10:1 com um simples estágio de expansão; razão de expansão facilmente adaptável; adaptabilidade a diversos fluidos de trabalho.

- Alta tolerância a uma grande faixa de qualidades de vapores: pode operar com vapor úmido com pouca ou nenhuma erosão; previne danos por compressão de líquidos; requer apenas sistemas de controles simplificados.

Porém, alguns problemas não resolvidos também são apresentados [Badr et al., 1984]:

- A seleção do fluido de trabalho ótimo para cada aplicação particular.

- A redução das perdas de aspiração e da correspondente escolha da abertura de janelas ótima.

- Inerentemente altas perdas por vazamento interno e dissipações de atrito dos expansores.

- Redução de perdas por transferência de calor, especialmente com lubrificantes líquidos injetados.

Nos estudos conseguintes [Badr et al., 1985a, 1985b, 1985c, 1985d, 1986a, 1986b, 1986c] dois equipamentos são modelados, um com estator cilíndrico e outro não circular composto por diversos arcos. Os equipamentos possuem 8 palhetas e razão volumétrica de expansão de 4:1. A modelagem geométrica apresentada foi re-estudada no presente trabalho devido a algumas características diferentes entre os expansores apresentados e o conceito de motor de combustão interna do presente trabalho. Uma característica interessante apresentada nestes trabalhos é a diferença entre a variação de volumes ao longo do ciclo dos dois modelos estudados, demonstrando o grande potencial deste tipo de equipamento no desenvolvimento de geometrias a partir da predição destas curvas. Parâmetros como a variação do número de palhetas, ângulos de admissão e exaustão são varridos na busca de pontos de operação e entendimento do funcionamento dos expansores estudados.

Os expansores possuem uma porta de admissão localizada na região de menor volume por onde o gás com alta pressão entra para o interior do equipamento. Esta porta possui características que segundo os autores podem variar substancialmente o desempenho dos

expansores conforme for a alteração dos outros parâmetros, para os modelos estudados as principais características ficam na faixa de 95% a 105% de eficiência de aspiração e no entorno de 80% de eficiência volumétrica para o modelo de estator não-circular e, respectivamente, no entorno de 105% e 70% para as mesmas eficiências no modelo de estator circular sofrendo maiores influências quando alterada a temperatura e pressão do fluido de trabalho na admissão [Badr et al., 1985b].

Um dos principais problemas destes equipamentos são os vazamentos internos, apesar de não haver tanta perda de fluido, pois os vazamentos ocorrem em sua maioria entre as câmaras adjacentes, os vazamentos causam uma expansão não resistida do fluido e uma perda de disponibilidade. Os principais caminhos de vazamento interno são: ao longo de folgas axiais entre o rotor e as placas laterais; nas pontas das palhetas, em frestas criadas no contato das peças ou na perda de contato entre estas e o estator principalmente em baixas velocidades; em frestas entre os lados das palhetas e as placas laterais; através da região entre o rotor e o estator no arco de vedação que separa a admissão da exaustão; nas fendas entre as faces das palhetas e as superfícies de contato do rotor; das fendas do rotor sob as palhetas para regiões de menor pressão em frestas do rotor com as placas laterais. Estas duas últimas, por possuírem menor magnitude foram desconsideradas para o cálculo que apresentou como a maior fonte de vazamento está na ponta das palhetas, este problema pode ser resolvido com a utilização de molas ou dispositivos que a forcem contra o estator, aumentando porém o atrito, o desgaste e o custo de produção dos equipamentos [Badr et al. 1985c].

A operação destes expansores causa movimentos que geram forças, estas forças atuam sobre superfícies e contatos das peças gerando atrito. Ao variar os parâmetros de projeto e as condições de operação, os equipamentos mudam seu desempenho. No estudo dos dois modelos de expansores (estator circular e estator não-circular) a eficiência mecânica é um bom parâmetro de caracterização e possui valores na faixa entre 80% a 90% na maioria dos casos apresentados. Diferentemente, destaca-se a variação da eficiência mecânica em função da velocidade angular destes equipamentos, a qual demonstra superioridade em rotações baixas, 95% a 1500rpm, e cai para 60% a 4500rpm. Altas eficiências poderão ser alcançadas controlando-se o ponto de operação ou ainda projetando cada equipamento para um ponto de operação adequado para cada aplicação em particular [Badr et al., 1985d].

Em comparação a dados experimentais os modelos apresentados apresentaram resultados discrepantes, abaixo do previsto pela modelagem numérica e termodinâmica. Os resultados experimentais demonstraram principalmente diferenças de pressão ao longo do

ciclo, obtendo valores menores do que o previsto pela modelagem na região de admissão e valores experimentais maiores durante as demais regiões de expansão dos equipamentos. Os motivos destas diferenças não são conclusivas e levantam muitas hipóteses que devem ser melhor analisadas. Este também é o principal motivo pela discrepância entre as curvas de desempenho dos equipamentos, apesar disso, ao corrigir estes valores através de um fator de correção, os resultados demonstram bastante convergência obtendo eficiências isentrópicas em torno de 50% pra a faixa de operação entre 1500 e 4500 rpm. [Badr et al., 1985e].

Os estudos seguintes tratam da otimização de materiais, fluidos de trabalho e de pontos de operação, os quais não têm muita relação com motores de combustão interna e com o presente trabalho. Destaca-se o modelo ótimo de estator não-circular que atinge 74,6% de eficiência isentrópica a 2250rpm com uma pressão de admissão igual a 500kPa que atinge uma potência de 2,2kW a 3600rpm. O modelo operando com pressão de admissão de 700kPa atinge uma potência de 2,65kW a 3600rpm e uma eficiência isentrópica máxima de 71% a 2250rpm [Badr et al., 1986a, 1986b, 1986c].

Já a literatura sobre motores é extensa, diversos autores [Taylor, 1968; Giacosa, 1970; Heywood, 1988; Blair, 1996; Heywood e Sher, 1999] apresentam as principais características, o funcionamento e os avanços dos motores de combustão interna. Os trabalhos têm como foco ou até mesmo exclusividade a descrição de motores recíprocos com ciclos 2-tempos e 4-tempos. A maioria das formulações utilizadas é fechada à geometria destes tipos de motores, principalmente devido ao tempo de ciência e da quantidade de trabalhos teóricos e experimentais sobre motores de combustão interna recíprocos.

Wankel, 1965, apresenta uma classificação de equipamentos rotativos, detalhando as suas principais características conceituais que mais tarde seriam revistas e reclassificadas por Yamamoto, 1981. Este último apresenta uma classificação mais simples onde os motores rotativos pertencem à apenas três classes: rotativo simples; oscilatório; e planetário. Em seu trabalho, Yamamoto, 1981, descreve criteriosamente a geometria do motor Wankel, suas demais diferenças em relação aos motores recíprocos e seus aspectos construtivos e de operação. Destacam-se as comparações de desempenho na qual o motor Wankel de 1146cm³ com dois rotores demonstra muita semelhança às características de um motor recíproco de 1970cm³ de quatro cilindros, sendo ainda superior nos níveis de rotação atingidos.

Melo, 2007, apresenta uma modelagem termodinâmica computacional de um motor recíproco quatro cilindros de 1,8 litros que utiliza como combustíveis gasolina, álcool hidratado e gás natural veicular (GNV). A modelagem possui ajustes dos calores específicos

em função da posição do motor que, segundo o autor, geram maior precisão. O modelo utiliza a curva de Wiebe para a modelagem da combustão, baseando-se em trabalhos inclusive experimentais sobre motores recíprocos. Para validação da modelagem, resultados experimentais do motor são comparados ao resultado do modelo, obtendo boa concordância. A importância deste tipo de modelagem serve como orientação para o presente estudo, além de demonstrar a necessidade de estudos experimentais para validar a utilização de modelagem mais aprofundada do ciclo motor.

Segundo Shudo et al., 2001, e Ebrahimi, 2010, a utilização de valores de calores específicos para cada estado do fluido ao longo do ciclo torna a modelagem mais congruente. Para tanto, os autores utilizaram-se de deduções matemáticas e resultados experimentais capazes de modelar as transformações termodinâmicas, a partir do estado definido por propriedades termodinâmicas dos gases do motor.

Barros, 2003, apresenta a programação orientada a objetos para a modelagem de motores recíprocos de ignição por centelha, utilizando-se também de resultados experimentais de testes realizados em um motor monocilíndrico 4-tempos utilizando gasolina pura e uma mistura gasolina/etanol. O trabalho utiliza um modelo de combustão de duas zonas e as equações de Wiebe para modelar a combustão. As diferenças entre os resultados matemáticos e experimentais são menores do que 4%. Este estudo serve como referência e demonstra novamente a necessidade de validação experimental para modelagens mais aprofundadas.

Taylor, 1968, Heywood, 1988 e Guibet, 1999, apresentam estudos sobre o tempo de combustão salientando sua importância. O tempo de combustão é diretamente influenciado pela velocidade da frente de chama, pela turbulência, pela mistura ar-combustível, pelas condições de operação, por processos físicos e químicos que ocorrem no interior do motor, pela geometria da câmara e pelas relações entre todos estes fatores. A partir do tempo de combustão é definido o avanço de ignição, para que a máxima pressão seja atingida em ângulo oportuno de forma que o trabalho fornecido pelo motor seja o máximo possível. Nos motores recíprocos este ângulo de máximo torque é em torno de 15° . O avanço de ignição é definido a partir da rotação do motor, desfavorecendo velocidades altas onde a combustão inicia ainda na fase de compressão, o que resulta em trabalho negativo. Novamente os estudos apresentam características fechadas à geometria dos cilindros do motor, dificultando a adaptação da metodologia para câmaras com formas que não são semelhantes.

Andrade, 2007 e Wildner, 2010, apresentam estudos sobre a duração de combustão a partir de experimentos realizados em um motor padrão (ASTM-CFR). Os estudos apresentam

valores do tempo de combustão para diversos combustíveis e situações de operação. O tempo de combustão é relacionado diretamente ao ângulo da posição do êmbolo. Estes resultados também são fechados à geometria de motores recíprocos e inibem sua direta utilização para outras geometrias.

As perspectivas em avanços da tecnologia de motores de combustão interna resumem-se na melhoria da eficiência de combustão e na diminuição de emissão de poluentes. Para isto estão sendo desenvolvidos equipamentos capazes de operar com: misturas estequiométricas; altos níveis de recirculação de gases de exaustão (EGR) e carga estratificada; ciclos sobre-expandidos como o ciclo Miller; utilização de sistemas pneumáticos e elétricos para o controle das válvulas, proporcionando variação do tempo das válvulas e ainda a operação com menos câmaras de trabalho ativas reduzindo o trabalho de bombeamento em cargas baixas. [Guibet, 1999].

Sobre motores de geometrias diferenciadas a literatura é um pouco mais restrita, sendo mais facilmente encontrado material sobre o motor Wankel. Heller, 2005, avalia as estratégias utilizadas pela Mazda no desenvolvimento do motor rotativo dando destaque para a produção de veículos da empresa que utilizam tal tecnologia. Dentre os veículos produzidos pela marca destaca o RX-7, que possuiu três gerações entre 1978 e 2002. Devido às características do motor, a maioria de suas aplicações era em veículos esportivos, tanto que em 1991 a Mazdaspeed (equipe de corrida da Mazda) foi a campeã das 24 horas de Le Mans com seu protótipo 787b.

Porém estudos mais recentes apresentam outras aplicações para o motor Wankel. Badr et al., 1991, propõe a utilização de motores Wankel como expansores em ciclos Rankine. Dois modelos de motores comerciais apresentaram resultados satisfatórios, Mazda (raio de rotor: 118,5mm; excentricidade: 17mm; fresta livre: 4mm; volume deslocado: 747cm³; espessura do rotor: 69mm) e Curtiss-Wright (raio de rotor: 131,4mm; excentricidade: 19,05mm; fresta livre: 1,016mm; volume deslocado: 966,7cm³; espessura do rotor: 76,2mm). Os parâmetros utilizados podem ser otimizados promovendo um equilíbrio entre eficiência e potência gerada. Ambos os modelos podem ser utilizados para ciclos Rankine com potências entre 5 e 20kW a uma velocidade de 3000rpm.

Varnhagen, 2011, propõe a utilização de motores de combustão interna do tipo Wankel em veículos híbridos e realiza um estudo experimental sobre o assunto. Segundo o autor, o motor Wankel, apesar de sua baixa eficiência, em comparação a motores recíprocos possui uma maior densidade de potência, melhor acondicionamento, menor nível de vibrações

com mais suavidade de operação. No estudo é utilizado um motor Wankel de simples rotor de 27kg, razão de compressão 8:1, com volume deslocado de 528cm³ e com as seguintes características em seu ponto de operação de menor consumo de combustível (3000rpm): 16,65kW de potência de freio; 340g/kWh de consumo específico de combustível de freio; 283g/h de emissão de monóxido de carbono; 22g/h de emissão de hidrocarbonetos não-queimados; 164g/h de emissão de óxidos nitrosos. Porém, segundo o próprio autor o modelo proposto não possui competitividade perante aos modernos veículos híbridos.

A baixa eficiência dos motores Wankel é devida principalmente ao alto nível de hidrocarbonetos não-queimados, especialmente por causa da geometria alongada da câmara de combustão. Porém esta mesma característica causa uma tendência da diminuição das emissões de NO_x [Heywood, 1988]. Além das fontes comuns de geração de HC, outras fontes são [Dulger, 1998]:

- falha na propagação da frente de chama para as frestas próximas as palhetas da câmara;
- vazamento de mistura fresca pela vedação da palheta atrasada quando a pressão da câmara em compressão é maior do que na câmara em exaustão adjacente;
- a palheta de vedação atrasada pode raspar os hidrocarbonetos não-queimados depositados nas superfícies da carcaça;
- pode haver vazamentos de hidrocarbonetos não-queimados provenientes da fresta de alojamento da palheta atrasada quando há a queda de pressão durante a passagem pela porta de exaustão.

Em comparação aos motores recíprocos, o índice de HC dos motores Wankel é muito maior, como pode ser visto na Figura 2.1. Mas, com a utilização de tecnologias como injeção direta de carga estratificada as emissões de HC dos motores Wankel diminui cerca de cinco vezes (ficando o total em torno de 600ppm) [Burley et al.,1978 apud Dulger, 1998].

Muroki et al., 2001, analisaram um motor Wankel que utiliza injeção direta de carga estratificada e ignição por chama piloto. Este conceito de ignição funciona bem mesmo em misturas muito pobres de ar combustível. Foram realizados estudos experimentais e numéricos em um motor de simples rotor com 650 cm³ de volume deslocado e uma razão de compressão de 9,4:1. O motor experimentado gerou uma eficiência térmica indicada de até 36% em uma faixa de razão ar combustível entre 25 a 40 utilizando somente a injeção da chama piloto e como combustível óleo leve. Utilizando-se da injeção principal em conjunto a

pressão média do motor se eleva, como pode ser visualizado na Figura 2.2 onde pode ser vista a comparação entre os dois casos.

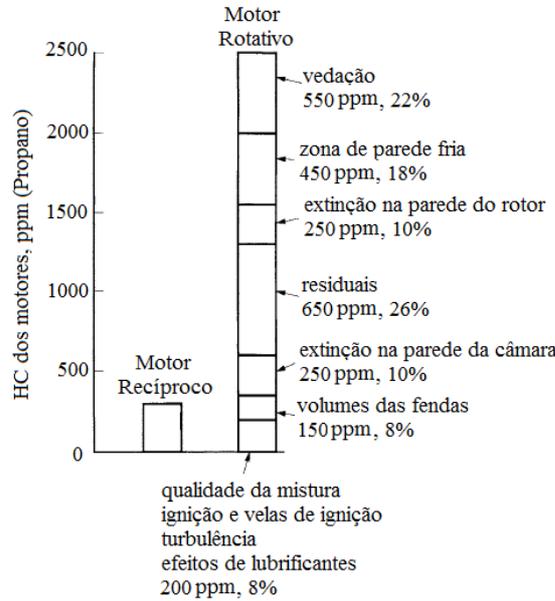


Figura 2.1 - Fontes de HC de motores Wankel e comparação com motores recíprocos [adaptado de Barley et al.,1978 apud Dulger, 1998]

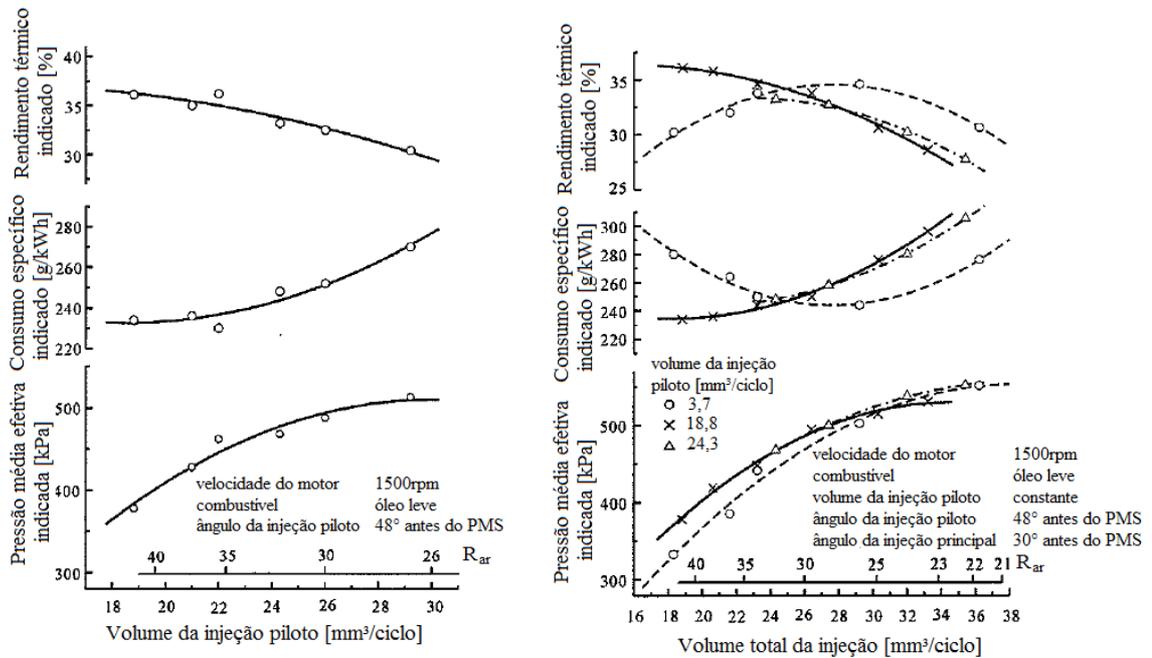


Figura 2.2 – Comparação entre injeção estratificada com injeção principal mais piloto (à dir.); e somente injeção piloto (à esq.); em motor Wankel de 650cm³ de volume deslocado [adaptado de Muroki et al., 2001]

Comparada ao sistema convencional, de ignição por centelha, a ignição por chama piloto demonstra muito potencial em motores rotativos, promovendo operação estável mesmo em misturas pobres. Esta tecnologia também promove uma melhor adaptação na utilização de diversos combustíveis [Muroki et al., 2001].

Estas perspectivas também estão sendo apuradas sob os motores de combustão interna recíprocos, pois seu conceito é de importância para todas as classes de motores. Avanços que não estão ligados à geometria são de grande valia para qualquer equipamento de combustão interna. Para finalizar esta parte do estudo, enfatiza-se a ilustre frase de Guibet, 1999: “Em todo o caso, melhorias e inovações continuarão inexoravelmente como resultado do nosso desejo insaciável de mudar, aperfeiçoar e inventar.”.

3 MOTORES RECÍPROCOS

O motor recíproco teve seu princípio descrito por Beau de Rochas (1861) consequentemente desenvolvido de forma prática e tecnicamente viável por Otto (1876) e por Diesel (1892) [Barros, 2003]. Até hoje continuam em evolução, principalmente na busca de maiores eficiências e menores índices de poluição [Guibet, 1999]. Atualmente os motores são empregados em diversas atividades humanas, utilizando algumas variedades de combustíveis existentes, mostrando sua grande versatilidade.

3.1 Conceito

Motores de combustão interna são máquinas capazes de transformar energia potencial química contida em combustíveis em energia mecânica. Essa transformação ocorre através da combustão no interior do motor, gerando energia na forma de calor e aumento de pressão. Um exemplo de arquitetura de motor recíproco é apresentado na Figura 3.1.

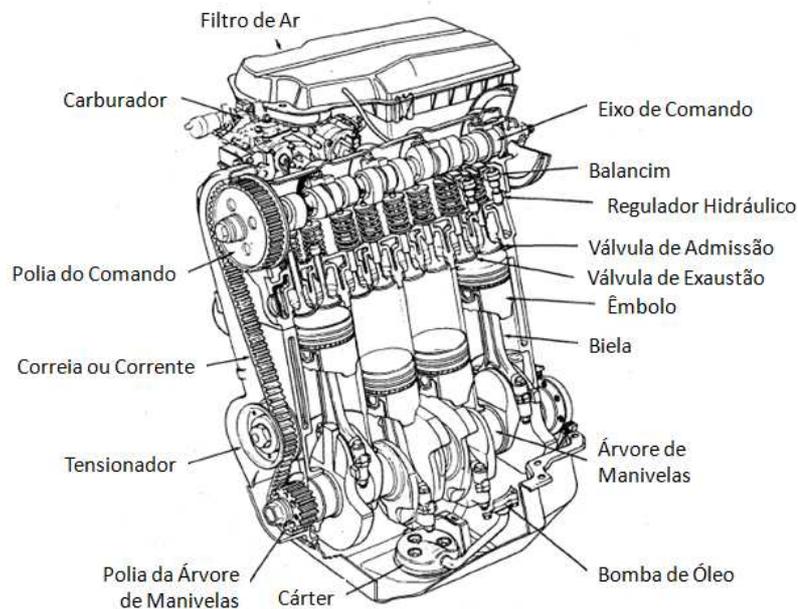


Figura 3.1 – Configuração básica dos motores recíprocos convencionais

[adaptado de Heywood, 1988]

A figura apresentada caracteriza muito bem a maioria dos motores recíprocos apesar da época da referência, sabe-se que os motores recíprocos pouco mudaram, sistemas

eletrônicos de injeção e de controle foram incorporados e algumas inovações no sistema de controle da abertura das válvulas foram desenvolvidas. Mas, em questão de peças e da disposição das mesmas, o básico do motor continua inalterado, formado por êmbolos, cilindros, válvulas, biela e árvore de manivelas. Através do sistema biela manivela, a pressão dos gases do interior da câmara é transferida para a árvore de manivelas, transformando o movimento linear em movimento rotacional e geração de torque. O motor com funcionamento em quatro tempos opera conforme o esquema apresentado na Figura 3.2.

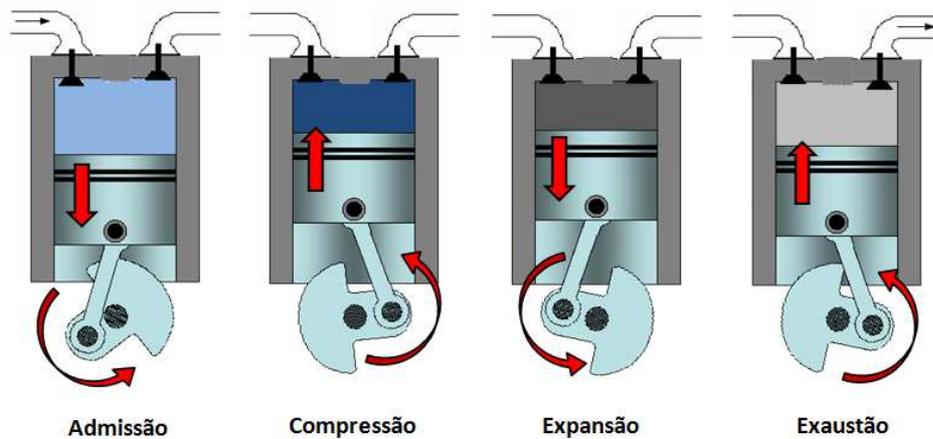


Figura 3.2 - Esquema de funcionamento do motor recíproco quatro tempos

O número de tempos é o número de movimentos que o órgão principal do motor executa para completar as quatro transformações, ou fases, do ciclo de operação. A sequência de fases desta classe de motores começa pela Admissão, passando pela Compressão, Expansão e finalmente a Exaustão. A etapa da combustão acontece entre a fase de compressão e expansão. Além do movimento rotativo da árvore de manivelas o êmbolo realiza movimentos alternativos para cima e para baixo dentro do cilindro. Para cada duas rotações do motor, o mesmo executa um ciclo, ou seja, uma fase de potência. Já os modelos de funcionamento com dois tempos têm seu esquema ilustrado na Figura 3.3.

Este modelo de funcionamento possui apenas as fases distinguíveis de Compressão e Expansão, pois a admissão e a exaustão dos gases acontecem durante a etapa de Lavagem dos gases, que por sua vez ocorre quando o êmbolo está movimentando-se nas fases de expansão e compressão, próximo ao PMI. Neste sistema, cada cilindro do motor executa uma fase de potência (expansão) para cada rotação unitária completa do motor.

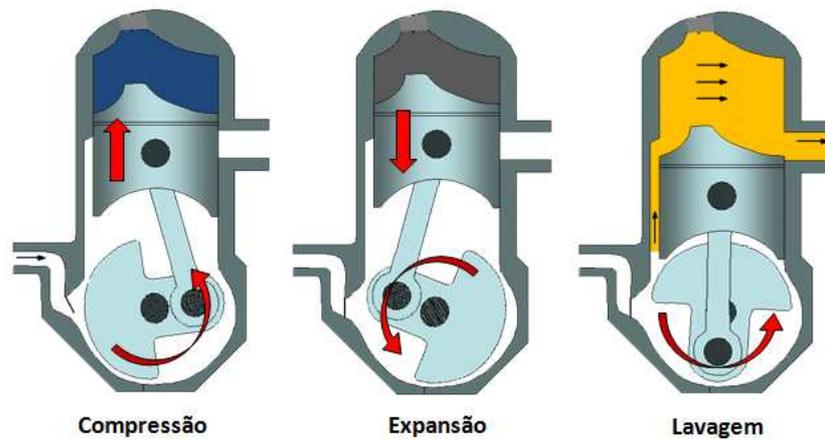


Figura 3.3 - Esquema de funcionamento do motor recíproco dois tempos

3.2 Modelagem

Toda a geometria e as equações desta seção são baseadas em Barros, 2003, pois, apesar das diferenças serem sutis em relação a outros autores, este equacionamento é de fácil entendimento e modelagem. A geometria básica é apresentada na Figura 3.4, onde suas principais peças e características geométricas são mostradas.

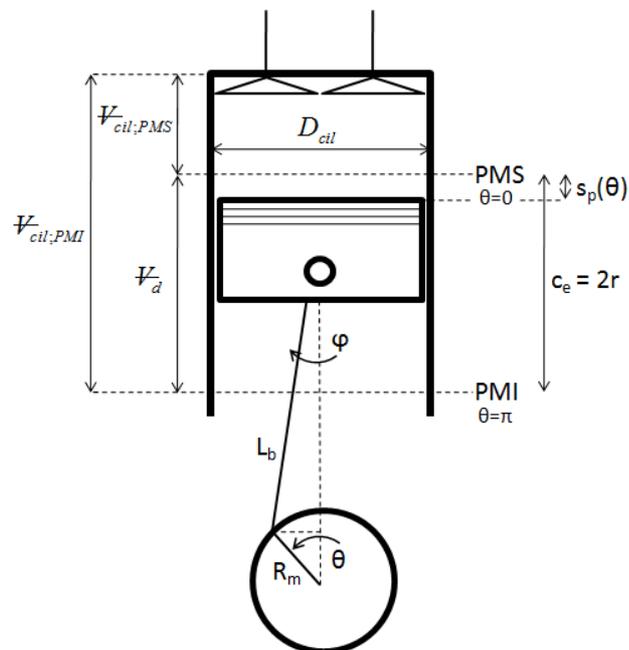


Figura 3.4 - Geometria básica do motor recíproco

Na Figura 3.4, D_{cil} [m] é o diâmetro do cilindro, c_e [m] é o curso que o êmbolo realiza no ciclo e equivale ao dobro de r_m [m], que é do raio da manivela, L_b [m] é o comprimento da biela, s_p [m] é a posição do êmbolo em função de θ [rad], que é o ângulo do eixo do motor e φ [rad] é o ângulo entre a biela e a linha central do motor. Pela escolha das referências, s_p é nulo quando o motor encontra-se exatamente no ponto morto superior (PMS). Também são representados os volumes deslocados (V_d) [m³] e os volumes quando o motor encontra-se na posição do PMS, $V_{cil:PMS}$ [m³] e na posição do PMI, $V_{cil:PMI}$ [m³]. A posição do êmbolo s_p [m] em função do ângulo de rotação do motor é dada por

$$s_p(\theta) = r_m \left[1 + \frac{L_b}{r_m} \cos(\theta) - \sqrt{\left(\frac{L_b}{r_m}\right)^2 - \sin^2(\theta)} \right] \quad (3.1)$$

As definições das variáveis apresentadas encontram-se na Figura 3.4. A área do topo do êmbolo A_p [m²] é definida por

$$A_p = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \quad (3.2)$$

A partir desta área, o volume da câmara de trabalho V_{cil} [m³] em função da posição do motor é definido por

$$V_{cil} = V_{cil:PMS} + A_p s_p(\theta) \quad (3.3)$$

onde $V_{cil:PMS}$ [m³] é o volume morto, ou seja, o volume quando o motor encontra-se no PMS e é definido por

$$V_{cil:PMS} = \frac{2R_c}{(R_c - 1)} A_p \quad (3.4)$$

onde R_c [m³/m³] é a razão de compressão do motor e é definida por

$$R_c = \frac{V_{cil:PMI}}{V_{cil:PMS}} \quad (3.5)$$

O volume deslocado do motor $V_{d,cil}$ [m³] pode ser definido da seguinte forma

$$V_{d,cil} = \frac{\pi D_{cil}^2}{2} r_m \quad (3.6)$$

Sabendo-se o número de cilindros do motor é possível então calcular o valor do volume deslocado total, V_d [m³], como segue

$$V_d = V_{d,cil} n_c \quad (3.7)$$

onde n_c [#] é o número de cilindros do motor. Outro parâmetro importante a ser definido é a área da parede do cilindro A_{cil} [m²] que se encontra dentro da câmara. Esse parâmetro pode ser útil para o cálculo da superfície total disponível para transferência de calor e perda por atrito, entre outros. Esta área é definida por

$$A_{cil} = \pi D_{cil} \left(s_p(\theta) + \frac{V_{PMS}}{A_p} \right) \quad (3.8)$$

Esta forma de calcular a área resulta da simplificação de toda a câmara de combustão ser um cilindro, porém o volume do motor no PMS pode assumir diversas formas, conforme a geometria na região do cabeçote do motor.

Sabendo-se o volume (Eq. (3.3)) é possível modelar a variação da pressão em função da posição angular do motor e estimar a força que os gases exercem sobre o êmbolo. Esta força é transmitida pela biela e atua sobre a árvore de manivelas gerando o torque, conforme Figura 3.5. Nesse contexto o centro da árvore de manivelas está posicionado exatamente abaixo do pino do êmbolo. Também pode ser visualizado nesta figura o vetor F_p [N] que é a força resultante, transferida pela biela até a manivela e r_{ef} [m] que é o raio efetivo de aplicação da força, ou seja, o braço de alavanca do torque e é determinado por

$$r_{ef} = r_m \sin(\theta). \quad (3.9)$$

A fim de chegar-se ao comprimento apenas do braço de alavanca, independente da escolha do eixo de coordenadas, pode-se utilizar o valor absoluto do resultado da Eq. (3.9).

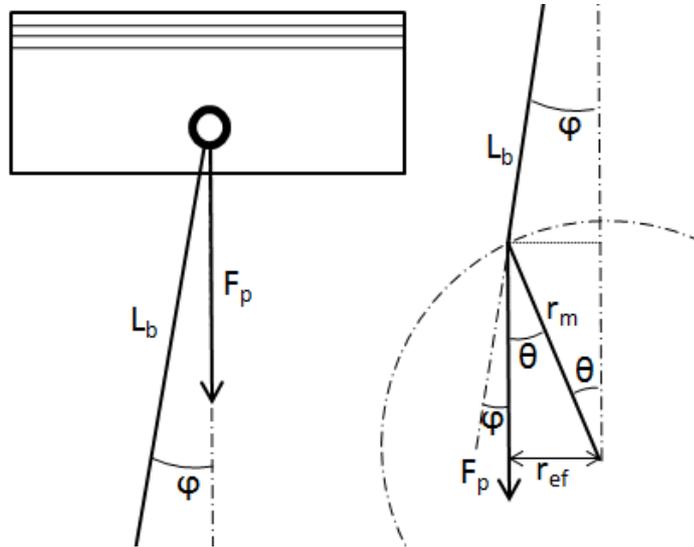


Figura 3.5 - Forças resultantes da pressão dos gases e respectivos ângulos em que atuam sobre o sistema biela manivela

O torque instantâneo gerado τ_p [kNm] é calculado da seguinte forma

$$\tau_p = pA_p r_{ef} \quad (3.10)$$

onde p [kPa] é a pressão da câmara de combustão que multiplicada pela área do topo do êmbolo é igual à força que atua na manivela representada na Figura 3.5 por F_p . Este torque é calculado sobre a posição angular sobre a qual o motor se encontra dentro do ciclo e ainda pode ser anotado como torque instantâneo específico $\tau_{p:esp}$ [kNm], definido por

$$\tau_{p:esp} = \frac{\tau_p}{V_{d:cil}} \quad (3.11)$$

Sabe-se que tanto a pressão quanto o raio efetivo variam em função da posição angular, o que resulta em uma variação do torque proveniente da pressão do fluido durante o ciclo do motor. A Eq. (3.10) ampara apenas a fase de compressão e expansão, quando o motor

encontra-se com as válvulas fechadas, pois nas fases de admissão e exaustão o único trabalho que o sistema executa é para movimentar os gases para dentro ou para fora da câmara.

Segundo Taylor, 1968, o torque total gerado pelo motor depende ainda da inércia do êmbolo e da biela. A Figura 3.6 demonstra a curva típica de torque gerado pelos gases em função da posição angular de um motor recíproco quatro tempos.

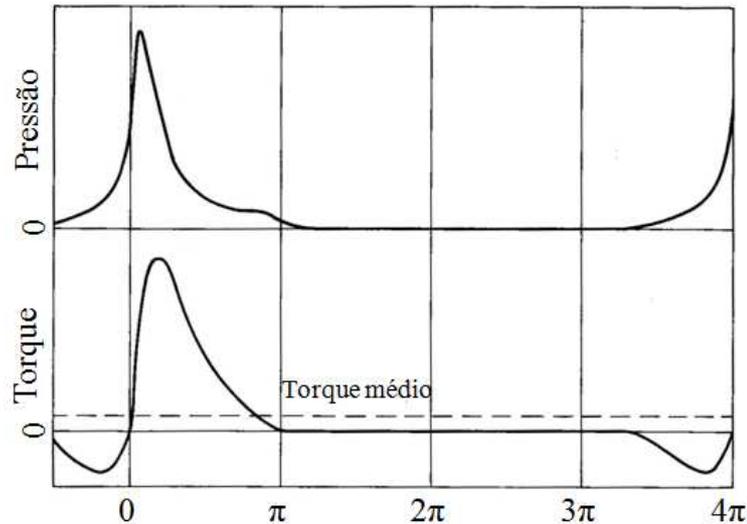


Figura 3.6 - Pressão e torque por ângulo para motor recíproco quatro tempos
[adaptado de Taylor, 1968]

Nota-se que o pico de pressão acontece por volta de 15° após o PMS (0°), mas o pico de torque devido a esta pressão ocorre por volta de 25° após o PMS. Esta diferença ocorre devido à inércia das peças em movimento que, por suas alternâncias de velocidades, causam forças sobre o sistema [Taylor, 1968].

Define-se o trabalho realizado pelo motor W_{cil} [kJ] por

$$W_{cil} = \int p dV \quad (3.12)$$

A pressão média efetiva pme [kPa] é definida por

$$pme = \frac{W_{cil}}{V_{d;cil}} \quad (3.13)$$

que pode ser utilizada como um bom parâmetro de comparação entre diferentes motores e é utilizada para o cálculo do torque médio do motor da seguinte forma

$$pme = \frac{n_t \dot{W}}{V_d N} = \frac{2\pi n_t \tau_{me}}{V_d} \quad (3.14)$$

onde \dot{W} [kW] é a potência do motor em função da rotação do mesmo, N [rps] é a rotação do motor, ou seja, sua velocidade angular, τ_{me} [kNm] é o torque médio efetivo, n_t [#] é um valor de correção para o número de tempos (quatro ou dois, e vale respectivamente para estes casos 2 e 1). Os valores de potência, pressão média efetiva e trabalho podem ser ideais ou indicados, quando calculados no cilindro (diagramas Pressão x Volume) respectivamente sobre modelos ideais ou modelos e curvas reais de motores, ou de freio, quando calculados ponderando-se as perdas mecânicas ou medidos através de dinamômetros [Heywood, 1988].

Escrevendo a Eq. (3.14) de outra forma, a potência do motor pode ser definida como

$$\dot{W} = \tau_{me} 2\pi N . \quad (3.15)$$

Sabe-se que o torque também depende da rotação, pois diversos parâmetros de funcionamento dependem da velocidade do motor e do movimento dos gases no seu interior.

4 MOTORES ROTATIVOS

Os motores rotativos entusiasma pesquisadores e projetistas na busca de soluções diferenciadas para problemas parcialmente resolvidos pelos motores recíprocos. As maiores motivações para isto são as possibilidades geradas por novos conceitos, os quais diminuem sensivelmente os problemas de projeto e operação dos motores convencionais. A investigação por sistemas que dispensem a necessidade de movimentos alternativos desperta o interesse geral da comunidade científica. O maior exemplo desta busca incansável é o motor Wankel criado pelo engenheiro homônimo, até hoje esse motor possui produção na indústria. Apesar dos diversos problemas enfrentados e das dificuldades ainda não totalmente ultrapassadas, a busca por inovações pode render grande aprendizagem.

4.1 Conceito

Segundo Wankel, 1965 e Yamamoto, 1981, motores rotativos são aqueles que não possuem qualquer movimento alternativo linear na geração do torque. Para ser considerado um motor rotativo exequível, o equipamento deve possuir as seguintes características:

1. Quaisquer partes móveis, incluindo mecanismos de controle da admissão e exaustão, devem possuir apenas movimentos rotativos.
2. Dispositivos de vedação devem ser realizáveis em três dimensões.
3. Deve ocorrer troca adequada de gases de admissão e exaustão.
4. Todos componentes devem possuir robustez para suportar altas pressões e altas velocidades.
5. Lubrificação e arrefecimento suficiente devem ser fornecidos.

Apesar desta definição, ressalta-se que mesmo os motores rotativos possuem peças que, entre si, executam movimentos alternativos. É o caso das palhetas de vedação utilizadas na ponta do rotor do motor Wankel, dos êmbolos que se aproximam e afastam em relação a si mesmos nos motores rotativos oscilatórios, ou até mesmo entre as palhetas e o centro do rotor do conceito proposto.

4.2 Classificação

Os motores rotativos possuem variadas geometrias e formas de concepção, Wankel, 1965 propôs uma classificação ressaltando a sua importância. Agrupá-los por afinidades de funcionamento e geometria facilita a organização e a correta utilização das informações. Segundo o autor ainda, uma infinidade de motores rotativos pode ser desenvolvida, distraindo a atenção dos pesquisadores para formas e configurações enquanto reais problemas, como a correta vedação, são negligenciados nos estudos. Yamamoto, 1981 propôs uma classificação mais simples, direta e de fácil entendimento. Segundo o autor os motores rotativos podem ser classificados em três grandes grupos, baseando-se apenas no movimento angular das peças e na quantidade de eixos para seu funcionamento da seguinte forma:

- Motor Rotativo de Rotação Única: neste tipo de mecanismo, todas as peças móveis têm a mesma velocidade angular e o rotor gira sobre um único eixo. Exemplos destes motores são ilustrados na Figura 4.1.

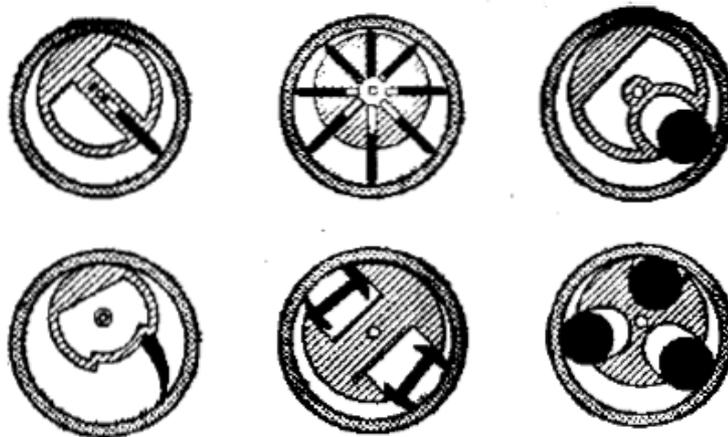


Figura 4.1 - Exemplos de motores rotativos de rotação única

[adaptado de Yamamoto, 1981]

Apesar das partes móveis (escuras na figura) executarem movimentos alternativos em relação ao centro do rotor, todas as peças giram com a mesma velocidade angular em um único eixo (ponto branco no centro de cada rotor da figura). A excentricidade do rotor, ou seja, a distância entre centro do rotor e o centro do estator faz com que haja variação dos volumes das câmaras de combustão ao longo dos ângulos de rotação dos motores. Geralmente estas máquinas necessitam de um sistema de lavagem de gases e de compressão externa para forçar a entrada do ar ou mistura fresca nas câmaras. Também na Figura 4.1, à esquerda e

acima está o conceito de Ramelli (1588) [Yamamoto, 1981] e centrado à cima o conceito de Wittig (aproximadamente em 1900), já mencionados no trabalho de Wankel, 1965, e podem ser considerados como motores rotativos de palhetas.

- Motor Rotativo Oscilatório: neste motor as peças móveis possuem velocidades angulares que oscilam, aproximando e afastando-se entre si de forma concêntrica. O funcionamento do motor desenvolvido por Kauertz por volta de 1964 [Yamamoto, 1981] é um exemplo deste conceito e pode ser visualizado na Figura 4.2.

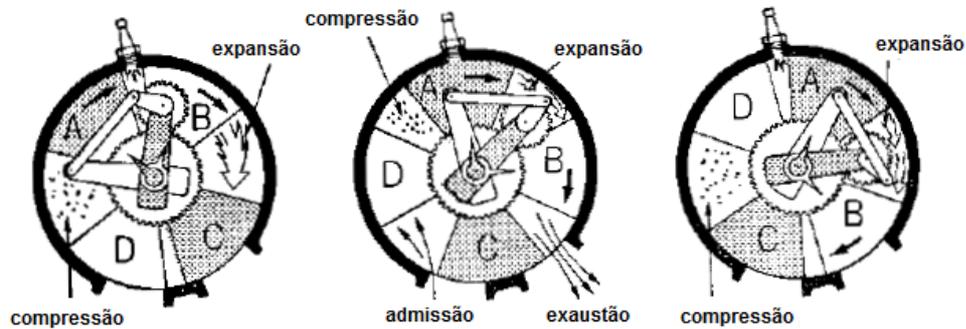


Figura 4.2 - Funcionamento do motor de Kauertz
[adaptado de Yamamoto, 1981]

Notam-se através das etapas de funcionamento apresentadas pela figura os movimentos relativos de aproximação e afastamento entre os êmbolos rotativos A, B, C e D. Através desses movimentos relativos é que ocorre a variação de volume dentro das câmaras de combustão e por consequência as transformações durante o ciclo de operação do motor.

- Motor Rotativo Planetário: estes tipos de motores possuem dois eixos excêntricos entre rotor e estator, fazendo com que as peças executem movimentos de rotação e translação entre si e podem ser visualizados na Figura 4.3. O caso mais conhecido deste tipo de motores rotativos é o motor Wankel, o qual é apresentado conjuntamente a outros exemplos deste grupo.

Em todos os conceitos apresentados pela Figura 4.3 há a presença de dois eixos nos rotores (pontos brancos nos centros das representações dos conceitos) tornando o movimento rotacional em um movimento planetário ao redor do eixo central do estator. Na linha acima, o terceiro conceito da esquerda para direita, possui configuração muito parecida aos motores Wankel mais utilizados pela indústria a partir de 1960, com rotor triangular e invólucro epitrocóide.

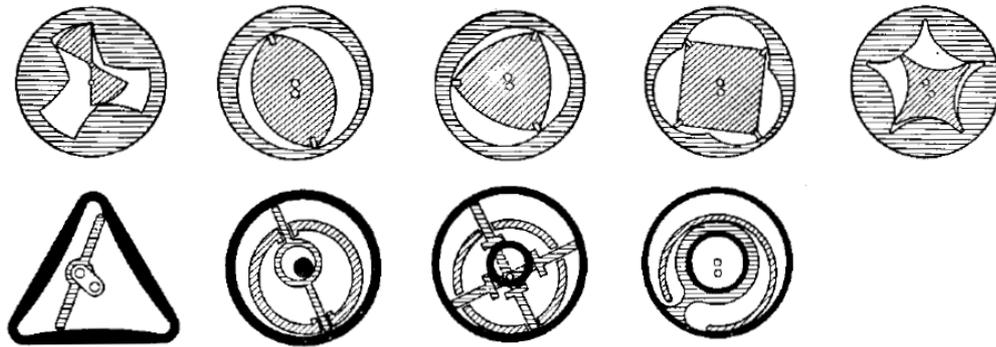


Figura 4.3 - Exemplos de motores rotativos planetários
[adaptado de Yamamoto, 1981]

4.3 Motor Wankel

O motor Wankel até hoje é o motor rotativo mais famoso e com maior avanço no seu desenvolvimento prático. Funcional pela primeira vez em 1954, este motor foi concebido pelo alemão Félix Wankel (1902-1988). O motor Wankel, como hoje é reconhecido, teve sua patente licenciada para grandes empresas fabricantes de motores e de veículos da época, onde se destacam: Daimler-Benz, MAN, Rolls-Royce, American Motors Company, General Motors Company, Yanmar Diesel, Nissan e Toyota. [Yamamoto, 1981]. Segundo a classificação apresentada anteriormente o motor Wankel é um motor rotativo planetário, pois possui movimentos de rotação e translação em torno do eixo principal. Atualmente, a única empresa a utilizar-se desta tecnologia é a japonesa Mazda que utiliza motores Wankel em suas linhas de veículos.

4.3.1 Conceito

O funcionamento do motor Wankel, ou de motores de êmbolo rotativo se assemelha muito do funcionamento de motores recíprocos. Funcionam em ciclos Otto ou Diesel que geralmente são quatro tempos. Porém, a geometria, a arquitetura e a função das peças são diferentes dos motores convencionais. A Figura 4.4 apresenta as principais peças de motores de êmbolos rotativos, onde notoriamente o motor apresentado possui uma menor quantidade de peças em relação aos motores recíprocos. As placas laterais e o invólucro central têm a mesma função do cilindro e do cabeçote dos motores recíprocos. Já o rotor possui as características do êmbolo com a diferença de executar somente movimentos rotativos

planetários. O torque é gerado diretamente na árvore excêntrica e o conjunto de engrenagens fixa e interna promovem a redução entre a rotação do rotor e da árvore em razões próximas à 3:1 [Heywood, 1988].

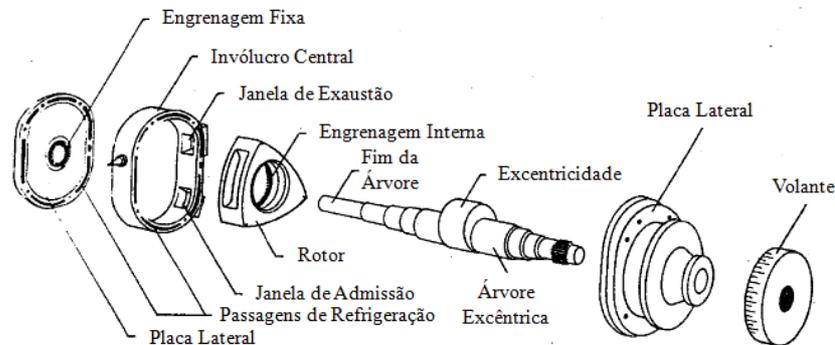


Figura 4.4 - Configuração básica do motor Wankel

[adaptado de Heywood, 1988]

Um exemplo do funcionamento do deste motor está apresentada na Figura 4.5. O motor Wankel possui três câmaras de combustão que funcionam paralelamente, a cada rotação do rotor o motor executa três ciclos de potência. Mas, devido à redução das engrenagens, para cada volta da árvore de torque há apenas um ciclo de potência. Nota-se que, similarmente aos motores recíprocos quatro tempos, o motor Wankel possui quatro etapas que remetem as transformações do fluido de trabalho: Admissão; Compressão; Expansão; e Exaustão. As quais ocorrem em uma única rotação para cada câmara de trabalho.

As diversas vantagens esperadas do conceito acabam nos problemas encontrados para sua fabricação e operação, entre estas dificuldades destacam-se:

- Dificuldade da vedação da câmara de combustão: devido à necessidade de peças de vedação tridimensionais, o projeto e fabricação de forma viável ainda não estão completamente desenvolvidos.

- Geometria da câmara de combustão inadequada: o formato alongado da câmara de combustão não favorece a queima eficiente dos combustíveis gerando um alto índice de poluentes (principalmente hidrocarbonetos não queimados). Novas tecnologias como injeção direta e estratificada podem minimizar ou até mesmo solucionar estes problemas.

- Lubrificação inadequada: dificuldades na lubrificação do motor acontecem porque as superfícies que necessitam de lubrificação alternam contatos com a câmara de combustão, dificultando sistemas eficientes, com baixo consumo de óleo e menor geração de poluentes.

Para a resolução deste problema será necessário o desenvolvimento de novos materiais e melhores sistemas de combustão.

- Dificuldade de arrefecimento: devido à elevada razão de potência por volume do motor, se faz necessária uma maior remoção de calor em menores superfícies disponíveis, exigindo mais do sistema de arrefecimento.

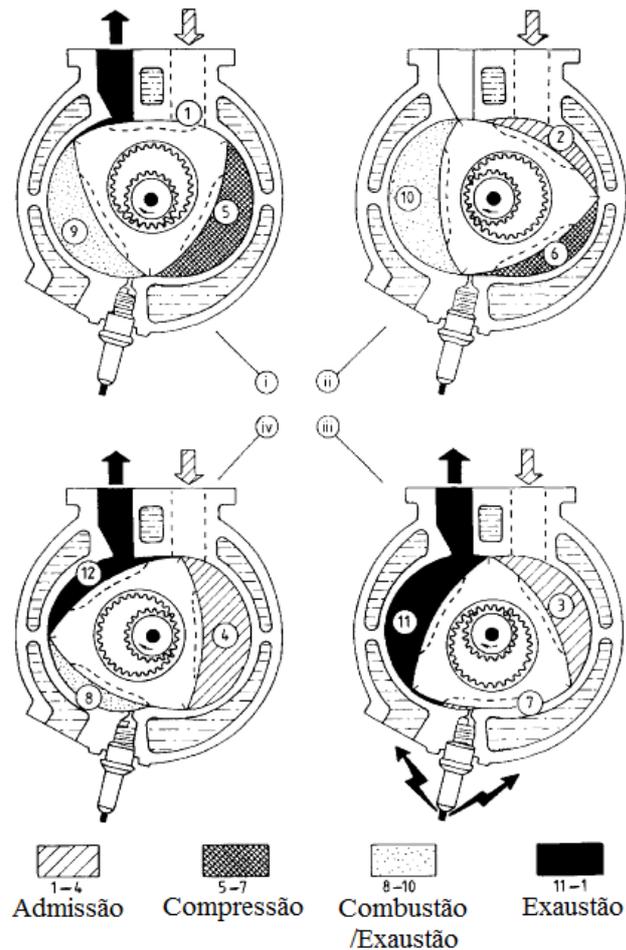


Figura 4.5 – Esquema do funcionamento do motor Wankel

[adaptado de Badr et al., 1991]

Estes problemas enfrentados no motor Wankel são praticamente comuns a todos os motores rotativos. Algumas destas dificuldades também fizeram parte do desenvolvimento inicial dos motores recíprocos, outras ainda são comuns e inerentes ao conceito adotado. Ainda assim, com o avanço de outras áreas da engenharia, principalmente nos materiais, os motores rotativos conjecturam grande potencial de desenvolvimento.

Dentre as principais características do motor Wankel, para comparação aos motores recíprocos, destacam-se aqui as curvas de desempenho e de emissões de poluentes ilustrados pela Figura 4.6.

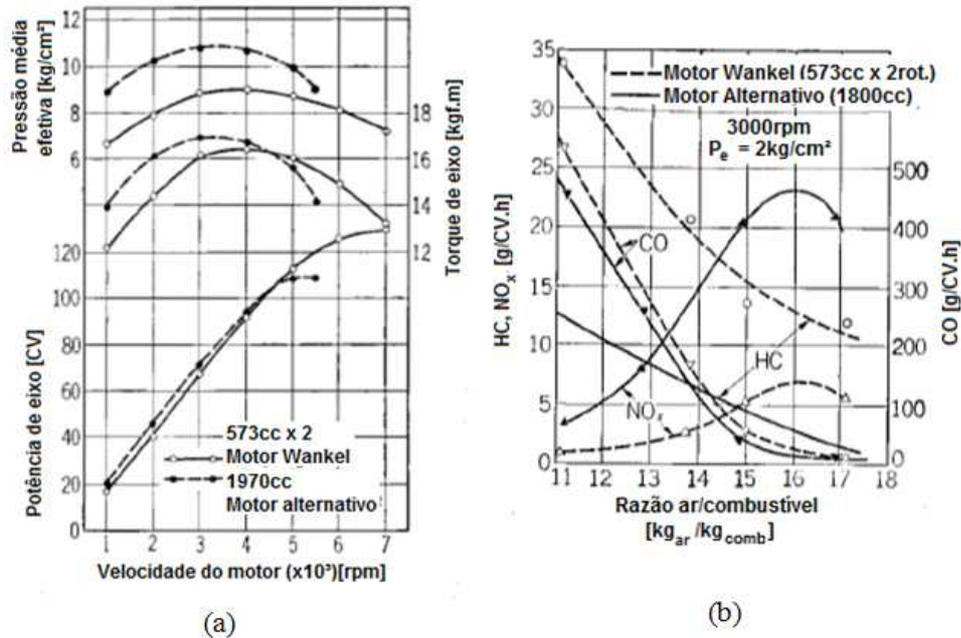


Figura 4.6 - Comparação entre motores Wankel e recíprocos: (a) desempenho; (b) emissões
[adaptado de Yamamoto, 1981]

O motor Wankel mostrado, com dois rotores de 573 cm³ (total de 1,1 litros) tem características de potência, torque e pressão média efetiva semelhantes a um motor recíproco de 1,97 litros. Este exemplo de motor atinge rotações maiores do que o motor recíproco apresentado. Em relação às emissões, a principal diferença entre os motores encontra-se nos índices de HC (hidrocarbonetos não queimados) e NO_x (óxidos nitrosos). O motor Wankel apesar de possuir um maior índice de HC, devido a isto inclusive, possui um menor índice de NO_x. Já a curva de emissões de monóxido de carbono entre o motor Wankel 1,1 litros e o motor recíproco 1,8 litros são muito semelhantes.

4.4 Motor Rotativo de Palhetas

O motor rotativo de palhetas proposto foi escolhido como objeto de estudo dentre outros conceitos por possuir algumas vantagens em relação à expectativa de funcionamento. Apesar de algumas patentes internacionais e nacionais que abordam o tema, nenhum trabalho

prático ou produto de mercado foi bem descrito a ponto de gerar prova concreta de seu desempenho. Conforme a classificação adotada, o conceito em questão é um motor rotativo de rotação única, pois suas peças giram em torno de um único eixo em velocidade angular idêntica entre elas.

4.4.1 Conceito

O motor rotativo de palhetas proposto tem sua configuração baseada em compressores de palhetas radiais, os quais, segundo Silva, 1980, são conhecidos pelo seu alto rendimento além da facilidade de construção e operação. A Figura 4.7 mostra as principais peças do conceito motor que opera um ciclo a cada revolução do motor, ou seja, as quatro transformações do fluido de trabalho no ciclo acontecem em uma câmara durante uma única rotação do motor. Neste mesmo sistema as portas são totalmente cruzadas e há a necessidade de um dispositivo externo para promover a lavagem dos gases.

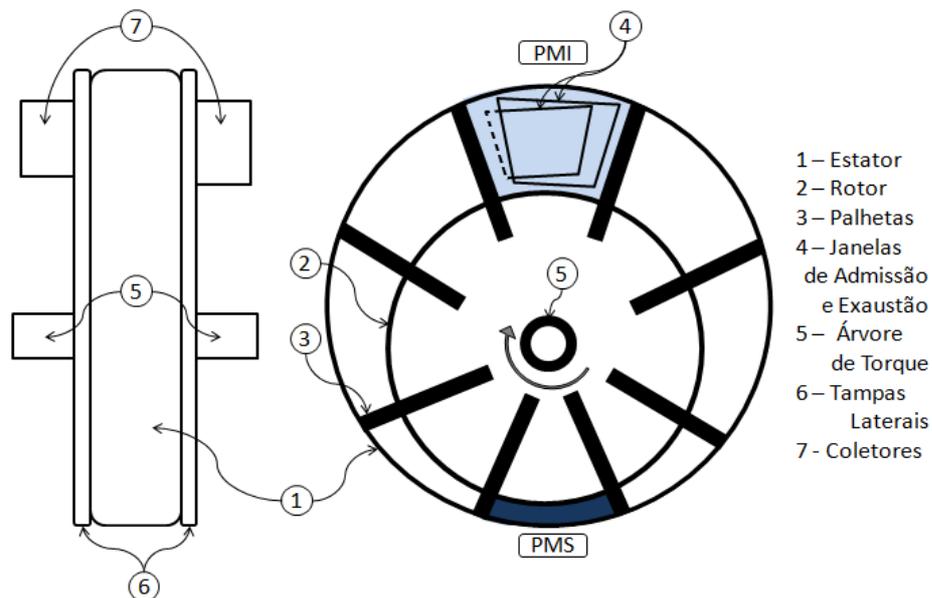


Figura 4.7 - Peças básicas do conceito do motor rotativo de palhetas com janelas totalmente cruzadas e lavagem de gases por sobre-alimentação

O motor é formado por um estator (1), um rotor (2) posicionado excêntrico ao estator onde estão introduzidas as palhetas (3), as quais delimitam as câmaras de combustão entre rotor e estator. Possui janelas de admissão e exaustão (4) posicionadas nas tampas

laterais (6) próximas ao PMI de onde saem os coletores de admissão e exaustão (7), a árvore de torque (5) do conjunto é ligada concentricamente ao rotor.

Ainda são agregados ao núcleo apresentado: o sistema de sobre-alimentação, necessário para efetuar a lavagem dos gases de combustão e inserir mistura fresca ou ar para o interior da câmara; o sistema de ignição quando necessário; o sistema de injeção direta, quando conveniente; e demais sistemas auxiliares para o funcionamento do motor. Os dispositivos que se alojam internamente na câmara (vela, bicos de injeção quando direta, etc.) devem ser posicionados de forma não invasiva à câmara no estator ou nas tampas laterais em suas devidas posições angulares. Os coletores e janelas também podem ser localizados no estator, diferentemente do apresentado na Figura 4.7.

Com uma mudança na geometria do estator e o reposicionamento das janelas de admissão e exaustão é possível obter o motor com janelas em posições distintas, conforme ilustra a Figura 4.8.

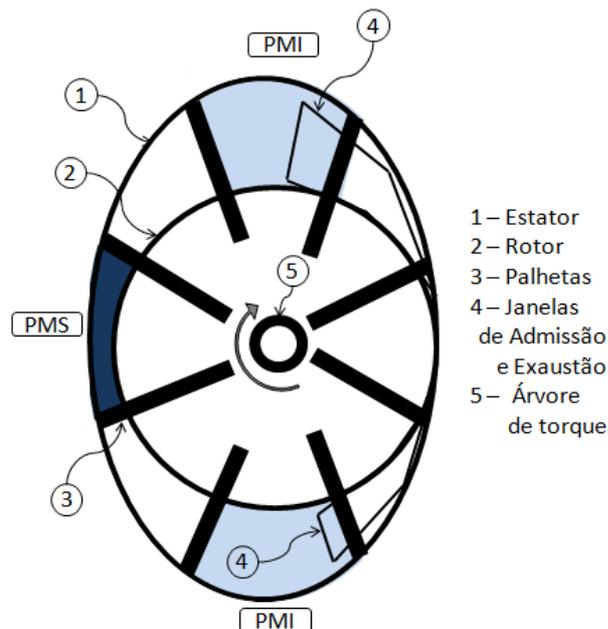


Figura 4.8 - Peças básicas do conceito do motor rotativo de palhetas com janelas em posições distintas e aspiração natural

Apesar de ter basicamente a mesma configuração, o motor nesta configuração possui um estator oval e as janelas de admissão e de exaustão são posicionadas em ângulos distintos não havendo a necessidade de lavagem dos gases com auxílio de dispositivo externo.

A Figura 4.9 apresenta o funcionamento para os dois modelos de conceito. Em ambos os casos, a variação do volume da câmara de combustão se dá pela sua rotação, conforme a

superfície do rotor se aproxima e afasta da superfície do estator, há uma variação no volume da câmara de combustão que percorre o ciclo.

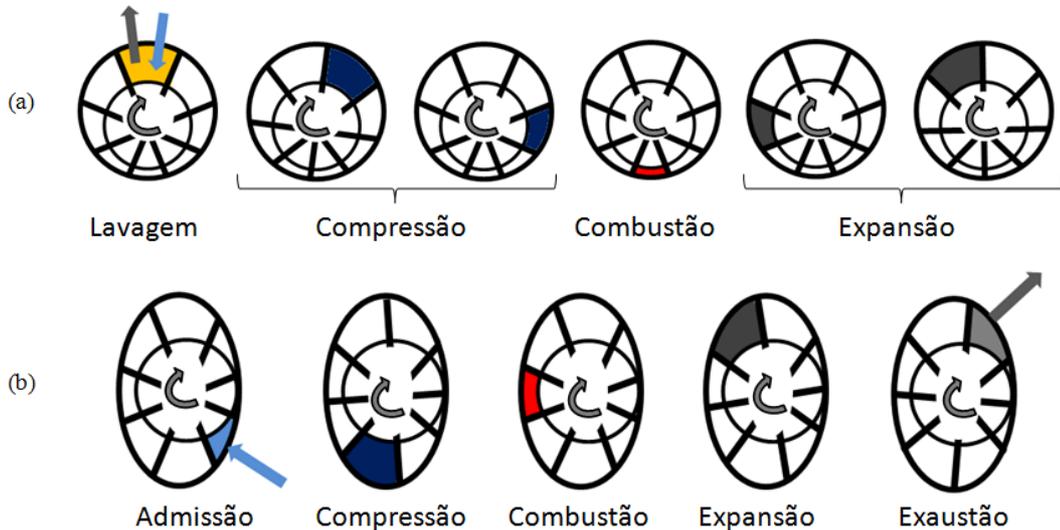


Figura 4.9 – Esquema de funcionamento do conceito: (a) janelas totalmente cruzadas com lavagem por sobre-alimentação; (b) janelas em posições distintas com aspiração natural

Observa-se no modelo de janelas totalmente cruzadas que o motor executa inicialmente o processo de lavagem, onde, na câmara, admite ar e exaure uma mistura de gás queimado e gás de admissão (mistura fresca ou ar), logo após executa a fase de compressão, a combustão e a fase expansão ou potência até retornar ao processo de lavagem. A cada rotação, cada câmara executa um ciclo de potência, no exemplo mostrado (Figura 4.7), o motor com oito câmaras de combustão pode executar oito ciclos de potência a cada rotação do motor.

Já no motor aspirado observa-se o início na fase de admissão de ar, seguindo pela fase de compressão até a combustão onde inicia a fase de expansão e por último, no lado oposto à admissão, executa a fase de exaustão dos gases. Mesmo possuindo quatro fases mais distintas, similar aos motores recíprocos 4-tempos e ao motor Wankel, cada câmara de combustão pode realizar um ciclo de potência por rotação, no exemplo mostrado (Figura 4.8), o motor de oito câmaras também pode executar oito ciclos de potência a cada rotação do motor.

4.4.2 Modelagem

Apesar de similar a compressores radiais, as geometrias encontradas na literatura para estes dispositivos possuem muitas simplificações e não serão utilizadas neste trabalho. O fator

mais crítico está na ausência, ou quase nulidade, de volume na posição equivalente ao PMS do motor e na simplificação do volume ocupado pelas palhetas que influenciam diretamente no projeto e na modelagem deste tipo de motor. A modelagem apresentada é uma das maiores contribuições do presente trabalho, proveniente principalmente de deduções geométricas e simplificações adotadas.

O objeto de estudo do presente trabalho é o motor que possui estator cilíndrico configurado para funcionar com sobre-alimentação, conforme a Figura 4.7. A Figura 4.10 mostra os principais eixos e coordenadas no sistema cilíndrico utilizado na modelagem geométrica do motor.

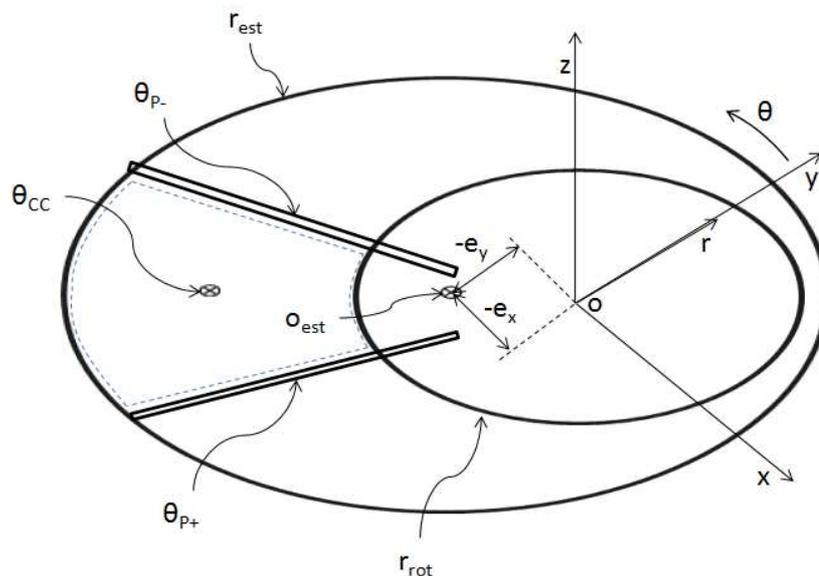


Figura 4.10 - Sistema de coordenadas utilizado na modelagem geométrica

A origem o do sistema de coordenadas cilíndricas foi posicionada no centro das coordenadas cartesianas, exatamente no centro do rotor de forma que r [m], z [m] e θ [rad] são os eixos das coordenadas cilíndricas, os subíndices *est* e *rot* significam respectivamente estator e rotor, e os subíndices $P+$, $P-$ e CC indicam respectivamente a posição da palheta avançada, a posição da palheta atrasada e o centro da câmara de combustão. A excentricidade e [m] do estator em relação ao rotor é definida a partir da distância entre o centro o_{est} do estator e as coordenadas cartesianas, são utilizados os subíndices x e y para indicar sobre qual eixo está sendo definida esta distância. O eixo θ é nulo e tem sua origem exatamente sobre o eixo y positivo, de forma que na posição $\theta = 0$ o motor encontrar-se-á no PMS, quando $\theta = \pi$ o motor encontrar-se-á no PMI.

Desta forma é possível a modelagem geométrica básica do motor. A equação do rotor é simplesmente definida por

$$r_{rot}(\theta) = \frac{D_{rot}}{2} \quad (4.1)$$

onde D_{rot} [m] representa o diâmetro nominal do rotor e é constante.

O raio do estator pode tomar diversas formas sendo representado por uma única equação ou por um conjunto de equações. A equação abaixo elucida a variação do raio do estator cilíndrico com centro em e_x e e_y em função da posição angular.

$$r_{est}(\theta) = \sqrt{\frac{D_{est}^2}{4} - (-e_x \cos(\theta) - e_y \sin(\theta))^2} - e_x \sin(\theta) + e_y \cos(\theta) \quad (4.2)$$

onde D_{est} [m] representa o diâmetro nominal do estator.

Se os valores das excentricidades forem nulos, a Eq. (4.2) pode ser simplificada até a equação do círculo com centro na origem do sistema de coordenadas. Em equações paramétricas a Eq. (4.2) pode ser escrita na forma

$$\begin{cases} y = r_{est} \cos(\theta) + e_y \\ x = -r_{est} \sin(\theta) + e_x \end{cases} \quad (4.3)$$

As áreas das câmaras em função de θ podem ser deduzidas integrando-se as equações acima apresentadas, resultando:

$$A_{tl}^*(\theta) = \int_{\theta_{p-}}^{\theta_{p+}} \int_{r_{rot}}^{r_{est}} r dr d\theta = \frac{1}{2} \int_{\theta_{p-}}^{\theta_{p+}} (r_{est}^2 - r_{rot}^2) d\theta \quad (4.4)$$

onde A_{tl}^* [m²] representa a área na tampa lateral delimitada pelo estator, rotor e pela linha central das palhetas adiantada e atrasada.

Esta área é apresenta em sua forma integral, pois dependendo da complexidade, ou das curvas que formam o estator será necessária a utilização de métodos numéricos para sua

determinação. Não está contabilizada a área ocupada pela palheta que depende do valor do ângulo que cada uma se encontra, calculado da seguinte forma:

$$\theta_{P+} = \theta_{CC} + \frac{\pi}{n_p} \quad (4.5)$$

$$\theta_{P-} = \theta_{CC} - \frac{\pi}{n_p} \quad (4.6)$$

onde n_p [#] é o número de palhetas do motor e equivale ao número de câmaras de combustão.

A maneira utilizada para a contabilização da espessura das palhetas depende também do conhecimento do tamanho molhado de palheta, ou seja, a porção da palheta que se encontra em contato com o fluido da câmara de combustão. Para o cálculo deste valor pode-se usar as Equações (4.1) e (4.2), como segue

$$L_{mol;P}(\theta_p) = r_{est}(\theta_p) - r_{rot}(\theta_p) \quad (4.7)$$

onde $L_{mol;P}$ [m] representa a porção do comprimento da palheta que se encontra dentro da câmara de combustão.

Assim, a área ocupada pela palheta dentro da área não corrigida da câmara de combustão pode ser aproximada conforme mostrado na Figura 4.11.

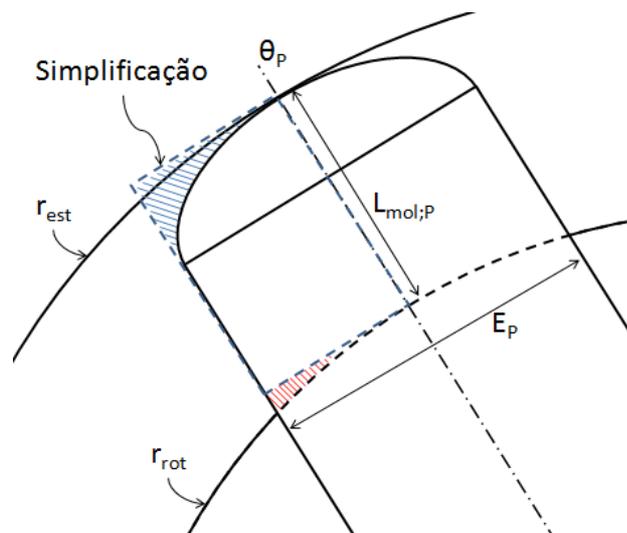


Figura 4.11 - Simplificação adotada para a espessura da palheta

A área tracejada representa a simplificação adotada, onde a palheta é considerada como um retângulo de dimensões $L_{mol;P}$ e metade do tamanho da espessura E_P . Nota-se que a área da palheta subtraída do volume da câmara (área na ponta da palheta com hachuras) é compensada levemente pela área não subtraída do volume (área com hachuras próxima ao raio do rotor), diminuindo assim os erros atrelados a esta hipótese. Estes erros são menores quanto menores forem as espessuras e o raio da extremidade da palheta e também maior for a distância entre os raios do rotor e do estator. Estas simplificações podem ser associadas à simplificação do volume entre o cilindro, êmbolo e o primeiro anel de vedação em um motor recíproco convencional.

Com isto, a área ocupada pela palheta no disco das coordenadas é dada por

$$A_p^*(\theta_p) = \frac{L_{mol;P}(\theta_p) \cdot E_P}{2} \quad (4.8)$$

onde A_p^* [m²] é a área de correção, ou a área ocupada por metade da palheta, ou seja, somente a parcela que está dentro da câmara de combustão, pois a outra metade pertence à câmara adjacente e E_P [m] é a espessura da palheta.

A área total corrigida da câmara de combustão é então encontrada através da seguinte equação

$$A_{tl}(\theta) = A_{tl}^*(\theta) - (A_p^*(\theta_{p+}) + A_p^*(\theta_{p-})) \quad (4.9)$$

onde A_{tl} [m²] é a área, na tampa lateral, ocupada pela câmara de combustão.

Multiplicando-se esta área pela cota z , ou pela espessura do rotor, é possível então calcular o volume V_{CC} [m³] aproximado da câmara de combustão para qualquer posição θ da seguinte forma

$$V_{CC}(\theta) = A_{tl}(\theta) E_{rot} \quad (4.10)$$

onde E_{rot} [m] é a espessura do rotor que tem o mesmo valor da altura das palhetas e da espessura do estator.

Sabendo-se o volume da câmara de combustão para qualquer posição é possível então calcular-se a razão de compressão do motor através da Eq. (3.5), já apresentada para o motor recíproco, porém para este motor é de interesse a definição da razão de compressão efetiva $R_{c;\varepsilon}$ [adim.], definida por

$$R_{c;\varepsilon} = \frac{V_{FJA}}{V_{PMI}} \quad (4.11)$$

onde os subíndices PMI e FJA indicam respectivamente a posição da câmara no ponto morto inferior e na posição na qual ocorre o fechamento da janela de admissão. Estes volumes são calculados respectivamente em $\theta = FJA$ e $\theta = 0$. Podemos representar ainda a efetividade do posicionamento da janela de admissão através da efetividade da razão de compressão ε_{R_c} [adim.], que pode ser entendida por

$$\varepsilon_{R_c} = \frac{R_{c;\varepsilon}}{R_c} = \frac{V_{FJA}}{V_{PMI}} \quad (4.12)$$

Estas equações carregam a informação de qualidade do posicionamento da janela de admissão. Da mesma forma, em relação à razão de expansão efetiva $R_{e;\varepsilon}$ [m³/m³] definida por

$$R_{e;\varepsilon} = \frac{V_{AJE}}{V_{PMS}} \quad (4.13)$$

onde o subíndice AJE refere-se a posição da câmara de combustão no momento em que ocorre a abertura da janela de exaustão. É também viável a denotação da efetividade que compreende a informação da janela de exaustão em relação à razão de expansão ε_{R_e} [adim.], conforme

$$\varepsilon_{R_e} = \frac{R_{e;\varepsilon}}{R_e} = \frac{V_{AJE}}{V_{PMI}} \quad (4.14)$$

O volume deslocado em cada câmara por ciclo é definido por

$$V_{d;CC} = V_{CC;PMI} - V_{CC;PMS} \quad (4.15)$$

Este valor multiplicado pelo número de câmaras resulta no volume total deslocado pelo motor, também conhecido comercialmente como a cilindrada total nos motores convencionais. Além do volume, outros parâmetros geométricos são necessários para alguns dos cálculos da modelagem. A superfície da palheta na qual atua a força exercida pela pressão do fluido de trabalho é importante juntamente com o tamanho do braço de alavanca para a determinação do torque gerado pelo motor. A superfície da palheta avançada e atrasada pode ser determinada por

$$A_{ef;P+}(\theta) = L_{mol;P}(\theta_{P+}) E_{rot} \quad (4.16)$$

$$A_{ef;P-}(\theta) = L_{mol;P}(\theta_{P-}) E_{rot} \quad (4.17)$$

onde $A_{ef;P}$ [m²] é a área efetiva da palheta onde a pressão do fluido atua em função da posição da câmara de combustão θ . O ponto médio nesta área efetiva onde a pressão do fluido atua, ou seja, o braço de alavanca onde o torque é gerado pode ser calculado da seguinte forma:

$$r_{ef;P\pm}(\theta) = r_{rot}(\theta_{P\pm}) + \frac{L_{mol;P}(\theta_{P\pm})}{2} \quad (4.18)$$

onde $r_{ef;P}$ [m] é o braço de alavanca onde atua a força sobre a palheta.

Outros fatores importantes para a determinação, por exemplo, da transferência de calor ou atrito, são as áreas das superfícies da câmara de combustão, como pode ser visualizado na Figura 4.12, onde as superfícies de contato do volume da câmara de combustão com as peças que a delimitam são demonstradas. Nota-se que a superfície no lado da palheta avançada é maior do que na palheta atrasada, demonstrando que nesta posição a câmara encontra-se na fase de expansão do ciclo. As superfícies das tampas laterais (*tlinf* e *tlsup*) já foram definidas pela Equação (4.9) e as superfícies das palhetas foram definidas pelas Equações (4.16) e (4.17).

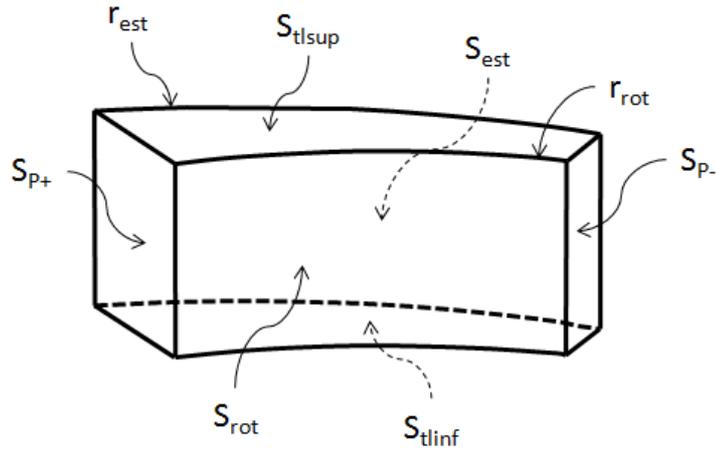


Figura 4.12 - Câmara de combustão e seus limites

As superfícies do rotor e do estator podem ser aproximadas por

$$A_{rot/est}(\theta) = (C_{rot/est} - E_p) E_{rot} \quad (4.19)$$

onde C [m] é o comprimento do arco formado pelo rotor ou estator e é definido por

$$C = \int_{\theta_{p-}}^{\theta_{p+}} \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\theta}\right)^2} d\theta \quad (4.20)$$

De forma que o comprimento do arco depende da forma da curva de r em função da posição angular. Para o rotor a equação é simplificada a

$$C_{rot} = \frac{\pi D_{rot}}{n_p} \quad (4.21)$$

Essa simplificação é feita, pois o sistema de coordenadas assim favorece, o rotor é cilíndrico e possui tamanho fixo entre um número definido de palhetas. Já o comprimento do arco do estator varia conforme sua curvatura e a posição da câmara de combustão. Nota-se também que na Eq. (4.19) já foi considerada a subtração da espessura da palheta, que ocupa parte de comprimento do arco conforme visualizado na Figura 4.11.

A cinemática do motor apresentado é importante para a determinação de alguns fatores que influenciam diretamente no seu projeto e funcionamento. Devido à ausência de

movimentos alternativos na geração do torque, o movimento da câmara de combustão é proporcional à velocidade de rotação. A velocidade da câmara de combustão é relacionada por

$$N_{CC}(\theta) = N_{rot}(\theta) = N_P(\theta) = N \quad (4.22)$$

onde N [Hz] é a frequência ou rotação que também pode ser representada em rotações por segundo ou rotações por minuto.

Nota-se que tanto a rotação da câmara de combustão, do rotor e das palhetas tem o mesmo valor da rotação nominal do motor. Essa é uma das principais diferenças entre este motor e o motor recíproco que possui variação da velocidade do êmbolo em função da posição da árvore de manivelas. A velocidade tangencial em qualquer ponto na câmara de combustão é dada por

$$\vec{v}_{tg} = N.r \quad (4.23)$$

onde \vec{v}_{tg} [m/s] é a velocidade tangencial.

Esta equação básica é importante para a estimativa da velocidade do fluido de trabalho no interior da câmara e para o cálculo das forças dinâmicas que atuam sobre as peças que formam o motor. Estas forças que atuam sobre o motor durante seu ciclo são basicamente: a pressão exercida na parede pelo fluido de trabalho, as resultantes nas paredes do rotor, estator e palhetas, forças centrífugas atuando sobre as massas das peças, e as forças de atrito. Um escopo dessas forças está representado na Figura 4.13.

Devido à existência de câmaras adjacentes na superfície oposta de cada palheta que delimita a câmara de combustão, as pressões do fluido de cada câmara agem sobre a palheta fazendo com que esta diferença de forças e de braços de alavanca resultem no torque gerado no rotor e conseqüentemente pelo motor. As forças centrífugas tendem a manter as palhetas em contato intermitente com o estator, o que representa a possibilidade de desgaste excessivo das peças, visto que essa força é proporcional a velocidade angular do motor e a superfície de contato é extremamente pequena.

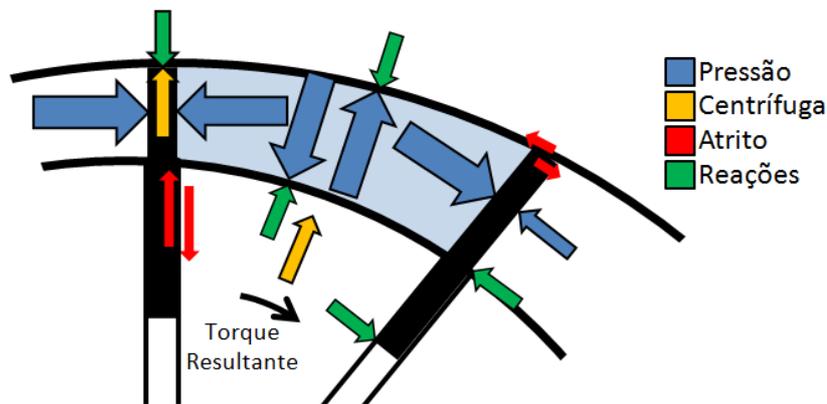


Figura 4.13 - Forças atuantes sobre a câmara de combustão e câmaras adjacentes

Os dispositivos utilizados para melhoria ou contrabalanço destas forças, tais como molas, não serão discutidos no presente trabalho. O torque gerado pela pressão dos gases τ_{CC} [kNm] na câmara de trabalho é calculado por

$$\tau_{CC}(\theta) = \left(A_{ef:P+}(\theta) r_{ef:P+}(\theta) - A_{ef:P-}(\theta) r_{ef:P-}(\theta) \right) p \quad (4.24)$$

E o torque instantâneo total do motor para cada posição τ [kNm] é então definido por

$$\tau(\theta) = \sum_{i=1}^{n_p} \tau_{CC} \left(\theta + \frac{2(i-1)\pi}{n_p} \right) \quad (4.25)$$

De forma que o torque instantâneo total do motor é o somatório de torques resultantes de cada câmara de combustão para cada posição angular. O torque médio, a pressão média efetiva e outros parâmetros do motor podem ser calculados da mesma forma que para motores recíprocos (Eq.'s (3.13) e (3.15)), sem considerar as simplificações atreladas à geometria destes.

5 MODELAGEM DO CICLO

Com o intuito de comparar os conceitos e do estudo de sensibilidade dos principais parâmetros geométricos do motor rotativo de palhetas, uma modelagem simplificada do ciclo é adotada. O ciclo padrão a ar é adotado, com a sutil diferenciação de possuir a sensibilidade da abertura e fechamento das válvulas (motores recíprocos modelados) ou das janelas (motor rotativo de palhetas). Nesta modelagem, o calor é totalmente entregue ao gás do motor durante o instante no qual o mesmo se encontra no PMS, as paredes não trocam calor com o gás e, na abertura da exaustão, o motor atinge instantaneamente as condições ambientes.

Esta modelagem é suficiente para atingir os objetivos do trabalho, mas pode gerar incompreensão dos valores calculados (pressão média efetiva, torque, etc.), que servem apenas para comparação entre os modelos. Devido à falta de dados experimentais do motor rotativo de palhetas, uma modelagem muito aprofundada tornaria o trabalho maçante e pouco elucidativo.

5.1 Hipóteses do Modelo

As principais considerações atribuídas neste trabalho são:

- Gás ideal: os gases ao longo do ciclo são tratados como gases ideais.
- Ar atmosférico: o fluido é tratado sempre como ar puro, visto que o foco do estudo é a comparação, não se faz necessária qualquer formulação avançada para as propriedades dos gases.
- Eficiência volumétrica unitária: o ar admitido no motor ocupa todo o volume disponível até o momento de fechamento da válvula ou janela de admissão e possui pressão e temperatura igual a do ambiente, mesmo para o motor rotativo com sobre-alimentação.
- Massa constante: não há perdas ou vazamentos de massa durante as fases de compressão e expansão.
- Mistura estequiométrica: é considerada que a razão entre as massas de combustível e ar é exatamente a estequiométrica.
- Gasolina: o combustível considerado é a gasolina que possui um PCI de 44 MJ/kg, e razão estequiométrica de $14,6 \text{ kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{combustível}}$.

- Combustão instantânea: a combustão é instantânea e ocorre exatamente no PMS. Toda energia fornecida pelo combustível é transformada em calor entregue ao fluido de trabalho.
- Combustão de eficiência unitária: a combustão é completa, não sendo considerados quaisquer tipos de perdas.
- Exaustão instantânea na abertura da exaustão: o “*blowdown*”, ou a queda brusca de pressão no instante de abertura da exaustão é considerado um processo instantâneo no qual a temperatura e pressão do ambiente são atingidas novamente.
- Paredes inertes: não são consideradas perdas de calor nem de quantidade de movimento para as paredes das câmaras de combustão e peças adjacentes.

5.2 Termodinâmica

Dentro da modelagem padrão a ar, o ciclo pode ser modelado através de transformações politrópicas do ar. Conhecido o volume e sua variação ao longo do percurso dos motores é possível calcular a pressão da câmara de combustão. As transformações se dão da seguinte forma

$$p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma \quad (5.1)$$

onde γ [adm.] é a razão entre os calores específicos do fluido, definida por

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (5.2)$$

onde c_p [kJ/kgK] é o calor específico do fluido a pressão constante, e c_v [kJ/kgK] é o calor específico do fluido a volume constante.

Segundo Shudo et al., 2001, de Melo, 2007 e Ebrahimi, 2010 a variação desta razão de calores específicos em função da posição angular, ou seja, do estado no instante anterior, resulta em uma melhor aproximação da realidade modelada.

Usando avanços na posição angular é possível determinar geometricamente a variação de volume e a partir das Eq.'s (5.1) e (5.2) é possível determinar a variação de pressão. Com o

conhecimento da pressão e do volume, não considerando nenhuma perda de massa neste processo é possível determinar os estados para cada posição angular dos motores e corrigir o valor da razão entre os calores específicos.

Para a entrega de calor, utilizada pelo presente estudo somente na combustão, a Primeira Lei da Termodinâmica nos diz que

$${}_1Q_2 = U_2 - U_1 + {}_1W_2 \quad (5.3)$$

onde Q [kJ] é o calor gerado ou transferido na fronteira do sistema durante o processo do estado 1 até o estado 2, U [kJ] é a energia interna do sistema nos respectivos estados 1 e 2 e W [kJ] é o trabalho realizado no processo que leva do estado 1 até o 2. No caso específico do calor entregue pela combustão, podemos quantificar esta energia por

$$Q_{comb} = m_f PCI_f \quad (5.4)$$

onde Q_{comb} [kJ] é o calor produzido pela queima total do combustível, m_f [kg] é a massa total de combustível presente na câmara e PCI_f [kJ/kg] é o poder calorífico inferior do combustível utilizado.

A falta de dados experimentais referentes ao motor rotativo de palhetas suprime uma correta aplicação da modelagem da liberação de energia, por exemplo através das curvas de Wiebe, muito bem descritas por Heywood, 1988. A maioria dos trabalhos sobre a duração da combustão a relaciona diretamente à geometria do motor recíproco, as diferenças de projeto resultam em diferentes características do escoamento no interior da câmara de combustão obrigando por hora uma modelagem mais simples, mesmo o motor Wankel, o qual se encontra literatura, possui uma câmara e um movimento desta muito diferenciado. O conhecimento da duração da combustão é de essencial relevância na determinação do avanço de ignição de motores de ignição por centelha. Este avanço é necessário para que a máxima pressão seja atingida em ângulo oportuno de forma que o trabalho fornecido pelo motor seja o máximo possível. Segundo Guibet, 1999 e Heywood, 1988, o avanço de ignição ótimo depende da mistura ar-combustível, das condições de operação, da trajetória da frente de chama no interior da câmara de combustão, e de processos químicos e físicos tais como a transferência de calor.

A massa de combustível relacionada à razão ar combustível R_{ar} [adim.] é definida por

$$R_{ar} = \frac{m_{ar}}{m_f} \quad (5.5)$$

onde m_{ar} [kg], é a massa de ar.

Esta razão tem um valor específico para cada combustível sendo chamada de razão estequiométrica quando as quantidades de massas de combustível e ar são exatamente as suficientes para haver combustão total da mistura. No caso da mistura estar fora da estequiometria, são utilizadas as definições das razões de equivalência ϕ e λ , ambas adimensionais, como segue

$$\lambda = \frac{1}{\phi} = \frac{R_{ar;atual}}{R_{ar;est}} \quad (5.6)$$

onde os subíndices *est* representa estequiométrico e depende do combustível, e *atual* representa a razão atual, ou em operação, utilizada entre as massas de ar e combustível.

6 ANÁLISE E COMPARAÇÃO DO CONCEITO

A comparação entre as principais características do motor conceituado perante os motores recíprocos é esclarecedora, principalmente quando ilustrada, auxiliando na compreensão de seu funcionamento. Os motores recíprocos utilizados para comparação são: Volkswagen, 1.8 AP Flex; FIAT Fire 1.0 EVO. A escolha destes motores se deve principalmente ao fácil acesso de informações relevantes, um resumo das principais características destes modelos encontra-se no Apêndice A.

Para a resolução das equações do modelo foi utilizado o programa comercial EES (*Engineering Equation Solver*) versão acadêmica profissional. A principal vantagem da utilização deste programa está na possibilidade e facilidade de utilizar dados de tabelas termodinâmicas de diversos fluidos. O programa ainda permite com boas ferramentas a execução de estudos de parâmetros, criação de tabelas para varredura de dados, gráficos e diagramas. O EES utiliza o método de Newton-Raphson para a resolução do conjunto de equações definidas pelo usuário.

No presente trabalho o programa foi configurado para obter erros relativos de no máximo 10^{-6} e erros absolutos de no máximo 10^{-9} . Em alguns casos estudados, alguns valores das tabelas termodinâmicas extrapolaram os valores contidos no programa, porém, o próprio sistema executa uma interpolação para obter os valores solicitados. Isto acontece devido aos altos valores de temperatura e pressão obtidos durante os cálculos, resultado das hipóteses que simplificaram o modelo utilizado. Como o contexto do trabalho é de caráter comparativo, estas incertezas e erros envolvidos não afetam de forma significativa o resultado.

6.1 Geometria

O motor modelado foi conceituado com medidas que deixassem seu volume deslocado total próximo dos motores recíprocos comerciais escolhidos para comparação. A Tabela 6.1 resume as principais características geométricas do motor com estator cilíndrico e ciclo 2-tempos.

Com estes dados é possível a varredura dos diversos parâmetros de estudo apresentados nos capítulos anteriores. Os ângulos de fechamento da janela de admissão (*FJA*) e de abertura da janela de exaustão (*AJE*) são muito próximos do ângulo do ponto morto inferior, porém, a posição angular da câmara quando estas etapas ocorrem é defasada de

acordo com as Eq.'s (4.5) e (4.6), ou seja, de acordo com a defasagem entre as palhetas limítrofes da câmara de combustão. Para o motor apresentado estes ângulos entre a posição da câmara e a posição da palheta são defasados de $22,5^\circ$, ou seja: $\theta_{FJA} = -152,5^\circ$ e $\theta_{AJE} = 152,5^\circ$.

Tabela 6.1 - Resumo das características geométricas do motor com estator cilíndrico

D_{est}	200	mm	$\bar{V}_{CC;PMS}$	12,6	cm ³
D_{rot}	150	mm	$\bar{V}_{CC;PMI}$	136,9	cm ³
e_x	0	mm	$\bar{V}_{d;CC}$	124,3	cm ³
e_y	-20	mm	\bar{V}_d	994,6	cm ³
E_{rot}	45	mm	Rv	10,85	m ³ /m ³
E_p	8	mm	θ_{FJA}	-175	°
n_p	8	#	θ_{AJE}	175	°
pme	1888	kPa	$\theta_{\tau;\max}$	36	°

Onde $\theta_{\tau;\max}$ [°] representa o ângulo de máximo torque instantâneo unitário gerado pelo motor durante o ciclo. A principal característica geométrica no estudo de motores de combustão interna é o volume da câmara de combustão, que pode ser calculada pela Eq. (3.3) para motores recíprocos e pela Eq. (4.10) para o motor rotativo de palhetas. A variação destes volumes em seus valores absolutos em função da posição angular está esboçada na Figura 6.1, e de forma normalizada em relação ao volume do ponto morto superior na Figura 6.2.

Nota-se a clara diferença entre os motores, principalmente no tamanho de seus volumes ao longo do ciclo. Pela Figura 6.1, é possível visualizar que o motor rotativo de palhetas possui volumes relativamente menores do que os motores convencionais, mesmo quando comparado ao motor Fiat Fire de mesmo volume deslocado total. Apesar de volumes deslocados totais idênticos, o maior número de câmaras do motor rotativo de palhetas resulta em menores volumes individuais das câmaras ao longo do ciclo.

Já as curvas normalizadas, Figura 6.2, identificam melhor as alterações da forma como o volume se altera durante o ciclo. Nota-se que as curvas normalizadas dos motores recíprocos são praticamente idênticas, as sutis variações são devidas principalmente a diferenças entre suas razões de compressão e relações geométricas entre diâmetro do cilindro, curso e comprimento da biela.

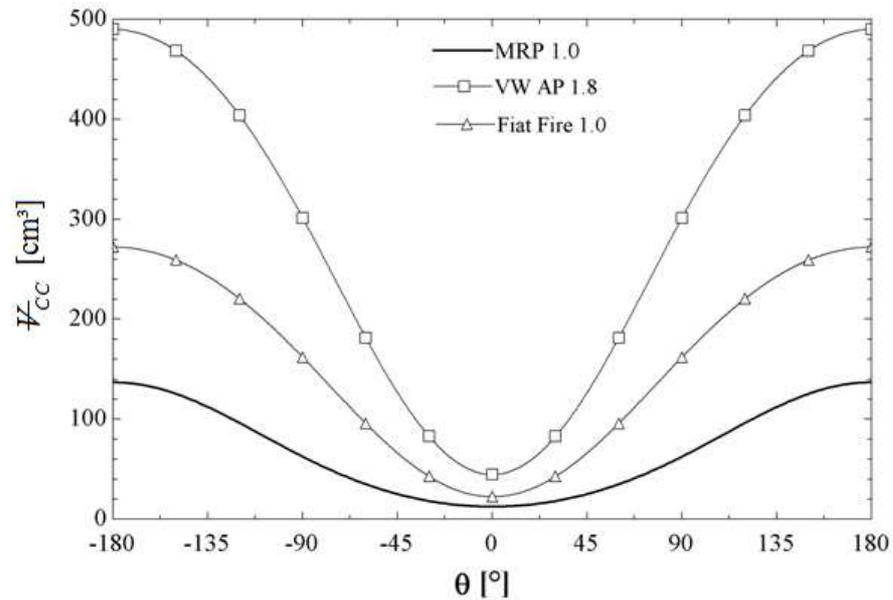


Figura 6.1 - Volumes da câmara de combustão ao longo do ciclo para os motores modelados

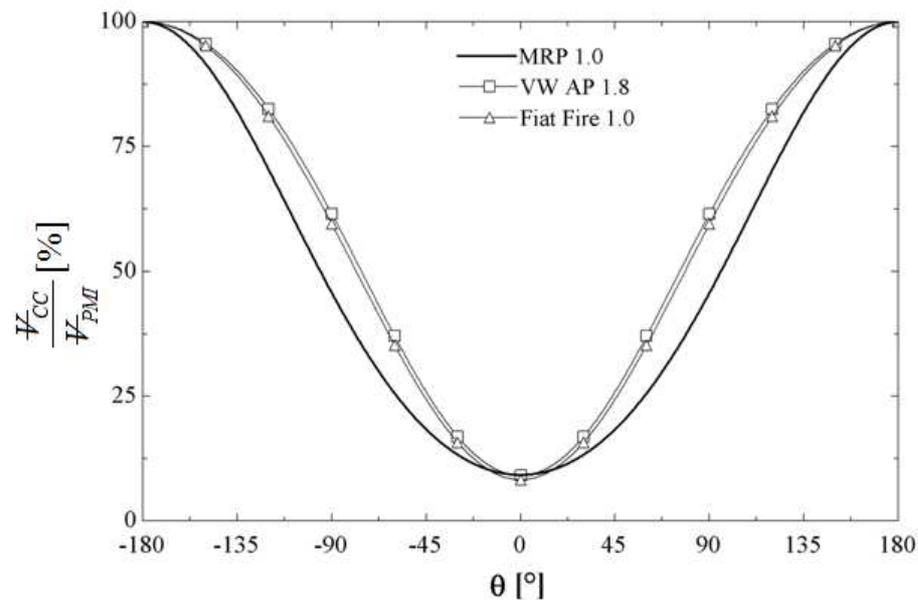


Figura 6.2 – Volumes normalizados em relação ao V_{PMI} da câmara de combustão ao longo do ciclo para os motores modelados

Os motores recíprocos possuem uma variação branda quando próximos do PMI e uma variação mais abrupta quando na região do PMS. O oposto ocorre ao motor rotativo de palhetas, para este, o volume varia suavemente no entorno da região onde ocorre a combustão (PMS), aproximando-se mais do ciclo Otto ideal. Em contrapartida, nesta mesma região do

ciclo há a tendência do alcance de maiores níveis de temperaturas. Nesta região ainda, a área das superfícies destinadas à troca de calor são restritas, podendo resultar na incapacidade de obtenção de transferência de calor efetiva, tornado difícil a aproximação do ciclo exequível ao ciclo Otto ideal devido ao aumento expressivo na geração de poluentes (NO_x) ou mesmo pela baixa resistência dos materiais. Estas superfícies estão apresentadas pela Figura 6.3, onde a comparação da superfície total para cada posição angular está delineada para os motores estudados.

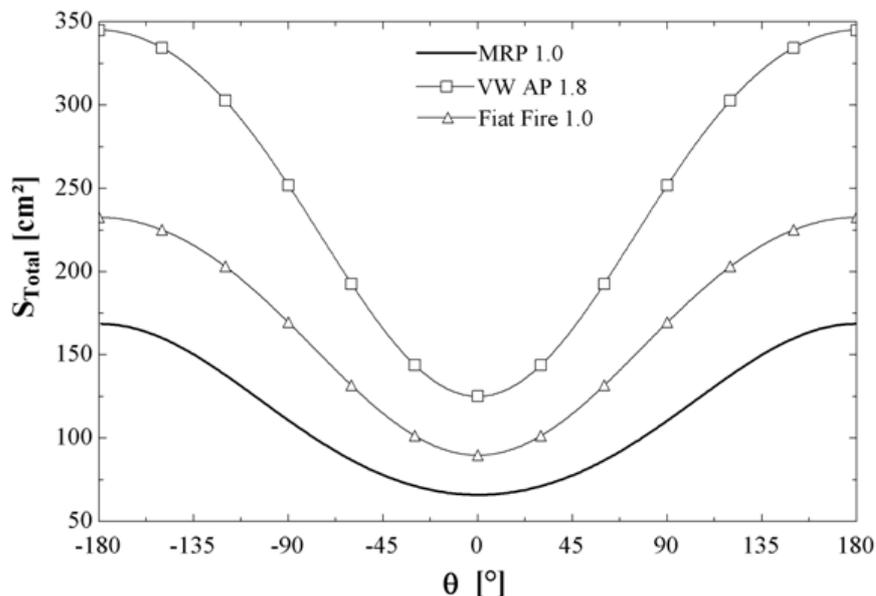


Figura 6.3 – Áreas superficiais totais da câmara de combustão ao longo do ciclo para os motores modelados

Nota-se que o motor rotativo de palhetas possui uma variação de superfícies da câmara de combustão menor e mais suave do que os motores recíprocos. Porém, ao longo do ciclo, a câmara do motor rotativo passa por diferentes superfícies do estator e das tampas laterais alternando contatos com o invólucro externo.

Desta forma, é possível então definir as superfícies totais disponíveis para retirada de calor dos motores, onde são consideradas apenas as áreas da parede do cilindro e do topo do cabeçote para os motores recíprocos (sem descontar tamanho de válvulas ou ignitores e injetores), e das tampas laterais e do estator para o motor rotativo de palhetas (sem considerar a área das janelas de troca de gases e injetores ou ignitores). Esta comparação está resumida na Tabela 6.2, onde nota-se a deficiência do motor rotativo em relação aos outros motores.

Tabela 6.2- Resumo das características de superfícies totais disponíveis para retirada de calor nos motores modelados

	MRP 1.0	VW AP 1.8	Fiat Fire 1.0
Número de Câmaras [#]	8	4	4
Maior Área Útil Durante o Ciclo [cm ²]	103,2	293,5	194,0
Superfície Útil Total do Motor [cm ²]	557,2	1173,8	776,1

Quando consideradas apenas estas áreas úteis para a troca de calor o motor rotativo de palhetas demonstra ainda menor possibilidades da utilização de superfícies e a necessidade de um sistema de arrefecimento de maior potência. Nota-se que mesmo quando considerada a totalidade de áreas disponíveis dos motores, o motor rotativo de palhetas possui menor área disponível em comparação ao motor recíproco de mesmo volume deslocado. Porém, se forem consideradas as áreas do rotor para auxiliar no arrefecimento das paredes da câmara de combustão, estes valores acima aumentam para 129,8cm² de maior superfície durante o ciclo e 743,2cm² de superfície total do motor, chegando a valores muito próximos do motor convencional de mesmo tamanho.

A fim de uma melhor comparação, é ilustrada na Figura 6.4 a comparação entre a razão de aspecto, que é a relação entre superfície total e o volume da câmara de combustão, para os motores modelados.

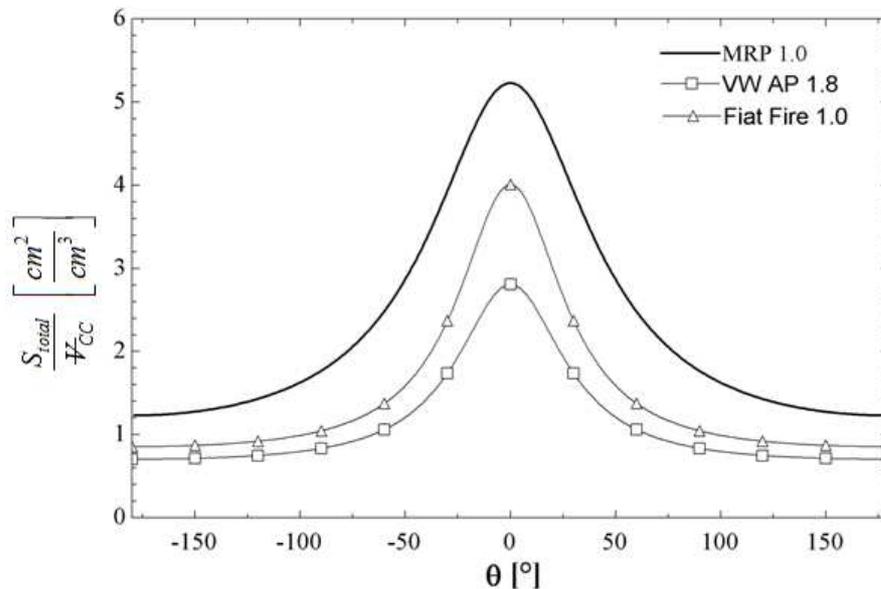


Figura 6.4 – Variações da razão de aspecto entre a área superficial total e o volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para os motores modelados

Ao comparar a superfície total em relação ao volume para cada posição angular, nota-se que motor rotativo de palhetas possui valores superiores aos dos motores convencionais, apesar de possuir superfícies menores e um maior número de câmaras.

Pode-se dizer que o motor rotativo de palhetas possui uma câmara com menor compacidade em relação aos modelos recíprocos. Este aspecto tem influência direta na duração da combustão e na propagação da frente de chama, uma vez que esta última percorre o interior da câmara e encontra mais rapidamente uma parede relativamente fria, causando a extinção de processos físico-químicos da combustão. A consequência de tudo isto é o aumento de hidrocarbonetos não-queimados nas emissões e a diminuição da energia entregue pelo combustível ao motor. Por outro lado, e contrabalanceando o observado na Figura 6.2, quanto menor a energia entregue, menor é a temperatura alcançada pelos gases no interior do motor e menor deverá ser a geração de NO_x . Ou seja, similar aos motores convencionais, deve haver uma solução otimizada na qual o correto equilíbrio entre estes pontos devem ser projetados a fim de se alcançar a maior eficiência do motor e a menor geração de poluentes.

Outro parâmetro de interesse a se analisar é o comprimento das palhetas que se encontram no interior da câmara de combustão (Eq.'s (4.7), (4.5) e (4.6)). Da mesma forma, também é importante a definição do braço de alavanca medido sobre elas, no qual define o torque gerado (Eq. (4.18)). A variação destes parâmetros está esboçada na Figura 6.5, onde se destaca a defasagem entre as palhetas avançada e atrasada.

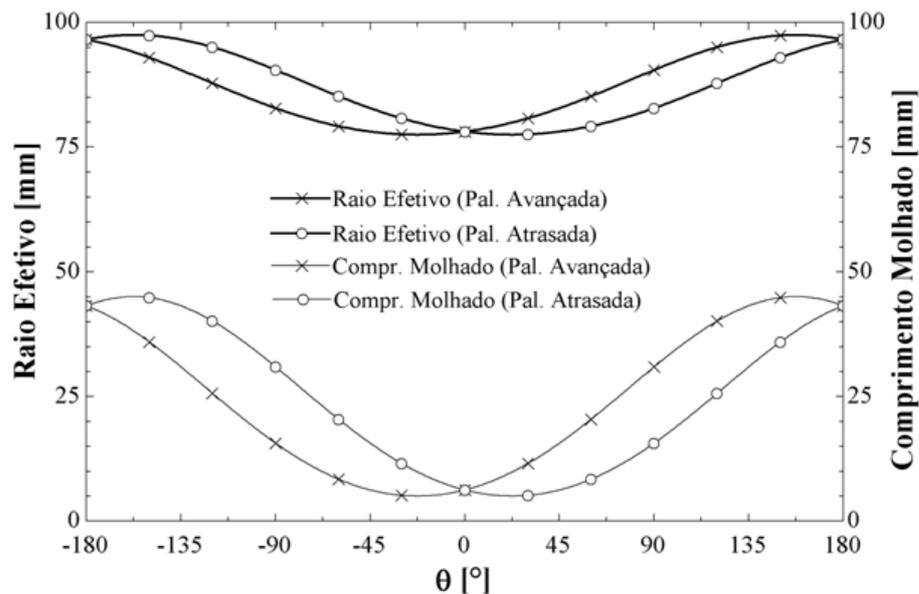


Figura 6.5 – Variações do comprimento molhado e do raio efetivo de geração de torque das palhetas para as posições angulares do motor rotativo de palhetas

Esta defasagem entre as palhetas limítrofes da câmara resulta, a partir do PMS ($\theta=0$), no aumento do tamanho e do raio efetivo da palheta avançada, enquanto que para a palheta atrasada estes mesmos parâmetros diminuem durante um curto percurso. A consequência deste efeito é o aumento do torque na direção do movimento do motor, promovendo um afastamento do ângulo de máximo torque instantâneo em relação ao PMS.

Para os motores recíprocos o raio efetivo é definido pela Eq. (3.9), e a comparação entre os modelos está apresentada pela Figura 6.6, onde nota-se a superioridade dos valores atingidos pelo motor rotativo de palhetas, valores estes que em nenhuma posição angular apresentam nulidade.

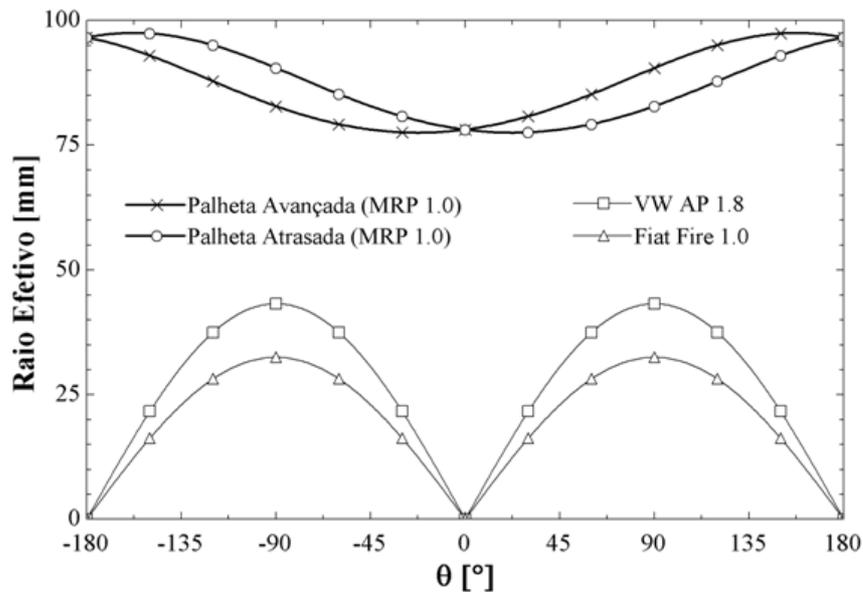


Figura 6.6 - Comparação entre raios efetivos dos modelos estudados em função da posição angular da câmara de combustão

A média do raio efetivo do motor rotativo de palhetas estudado está em torno de 87mm, enquanto que para o motor VW AP 1.8 o raio efetivo máximo tem o valor de 43,2mm e no motor Fiat Fire 1.0 EVO o valor máximo de 32,45mm.

Apesar de um raio efetivo sempre superior, a área efetiva onde a força dos gases do interior da câmara aplica forças sobre os motores é diferenciada. No motor recíproco esta área não varia e é chamada de área do topo do êmbolo (Eq. (3.2)), diferentemente do motor rotativo, onde a área efetiva localizada nas palhetas varia (Eq. (4.16) e Eq. (4.17)). A comparação destes parâmetros pode ser mais bem observada na Figura 6.7.

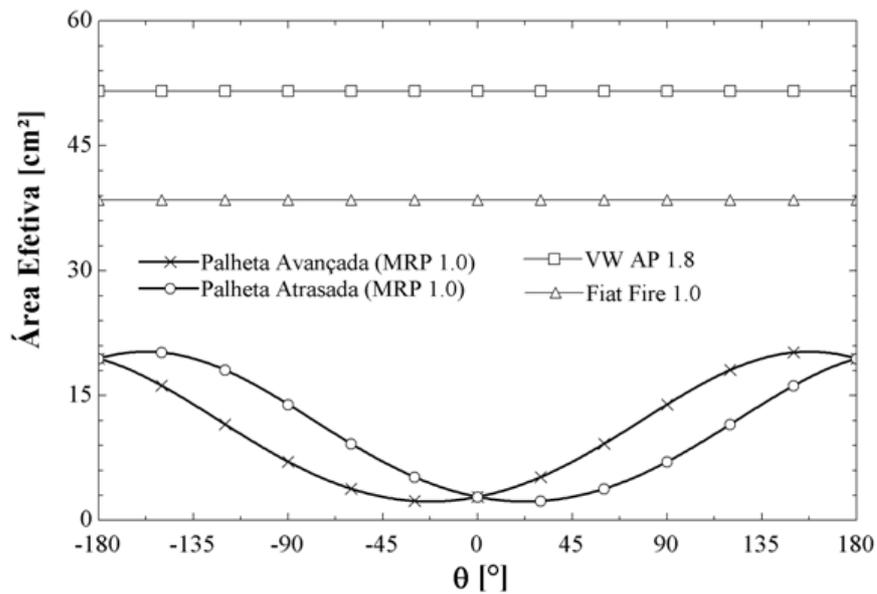


Figura 6.7 – Áreas efetivas das palhetas do motor rotativo e do topo do êmbolo dos motores recíprocos em função da posição angular da câmara de combustão

Nota-se claramente uma das maiores diferenças do conceito proposto em relação aos motores recíprocos, a área efetiva varia conforme a posição angular da câmara de combustão. Essa característica, juntamente com a variação do raio efetivo mostrado pela Figura 6.5, favorecem a geração do torque instantâneo máximo em posições angulares posteriores ao PMS, é nesta fase do ciclo que ocorre a combustão e conseqüentemente o aumento da pressão na câmara.

A área média do motor rotativo de palhetas apresentado é de $10,82\text{cm}^2$ com uma variação entre $2,25\text{cm}^2$ e $20,25\text{cm}^2$. Já o motor VW AP 1.8 apresenta uma área de topo de êmbolo igual a $51,54\text{cm}^2$ e o motor Fiat Fire 1.0 EVO uma área de $38,48\text{cm}^2$. Apesar das variações da área efetiva no motor rotativo, em seu todo, elas são menores do que nos motores recíprocos mesmo quando ponderado o número total de câmaras ou cilindros.

6.2 Desempenho

A variação de volume vista na Figura 6.2 remete à variação de pressão que pode ser vista na Figura 6.8, onde está delineada a variação de pressão para o ciclo frio (sem combustão) dos motores. Estes valores foram calculados a partir da modelagem, Eq.'s (5.1) e (5.2) a partir do conhecimento dos volumes.

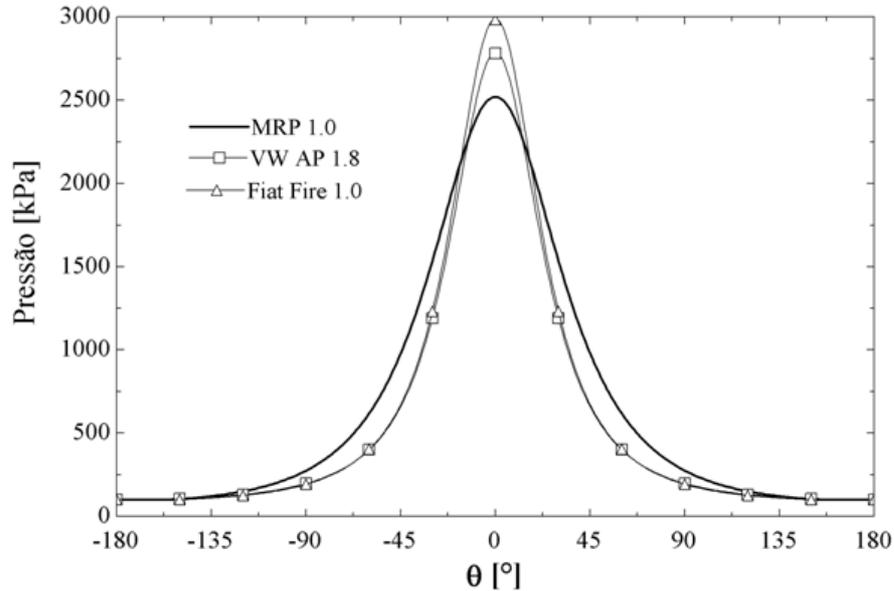


Figura 6.8 - Pressão em função da posição angular para o ciclo frio dos motores modelados

Similar ao volume, a variação das curvas de pressão para o ciclo frio são muito próximas com formas levemente diferenciadas. Um fato interessante a ser ressaltado é a pressão máxima atingida, apesar de razões de compressão muito próximas entre o motor VW AP 1.8 e o motor rotativo de palhetas, este último atingiu um pico menor. Isso se deve ao fato da efetividade da razão de compressão (Eq. (4.11)) do motor rotativo ser menor, com valor de 93% em comparação a 98,5% de razão similar que considera o ângulo de fechamento da válvula de admissão do motor VW AP 1.8. O motor rotativo de palhetas tem maior sensibilidade em relação às posições da janela de admissão e exaustão por causa da forma da variação do volume nesta região (próximo ao PMI), conforme visto na Figura 6.2. Porém, sabe-se que o conceito do motor rotativo favorece a elaboração de janelas com grandes áreas, mesmo em variações pequenas de ângulos nesta região, já que, ao percorrer o ciclo, a câmara alterna o contato com outras áreas da placa lateral e do estator.

Para se ter uma ideia do comportamento da temperatura é apresentada a Figura 6.9, onde é possível visualizar as curvas de variação da temperatura para o ciclo frio dos três modelos. As mesmas observações feitas sobre a variação de pressão (Figura 6.8) podem ser refeitas, visto que as curvas demonstram ser muito parecidas, principalmente entre os motores recíprocos. Este resultado também é consequência das hipóteses adotadas, pois não foram consideradas trocas de calor com as paredes e muito menos geração de calor por atrito, negligenciando a influência das superfícies demonstradas pela Figura 6.3.

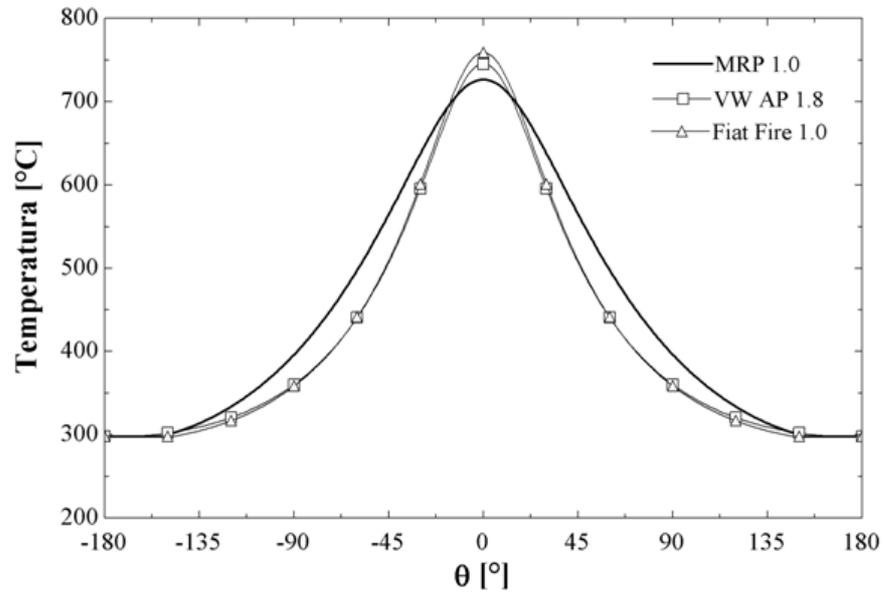


Figura 6.9 - Temperatura ao longo do ciclo frio para os motores modelados

Ao adicionar-se a combustão do ciclo padrão a ar, ou seja, uma entrega de calor instantânea exatamente no PMS (Eq.'s (5.3) e (5.4)), doravante denominado ciclo quente (com combustão), algumas características tendem a ser semelhantes entre os motores, principalmente por causa das simplificações do modelo. A variação de pressão em função da posição angular para o ciclo quente dos motores modelados está representada na Figura 6.10, onde novamente as curvas de pressão parecem estar muito próximas.

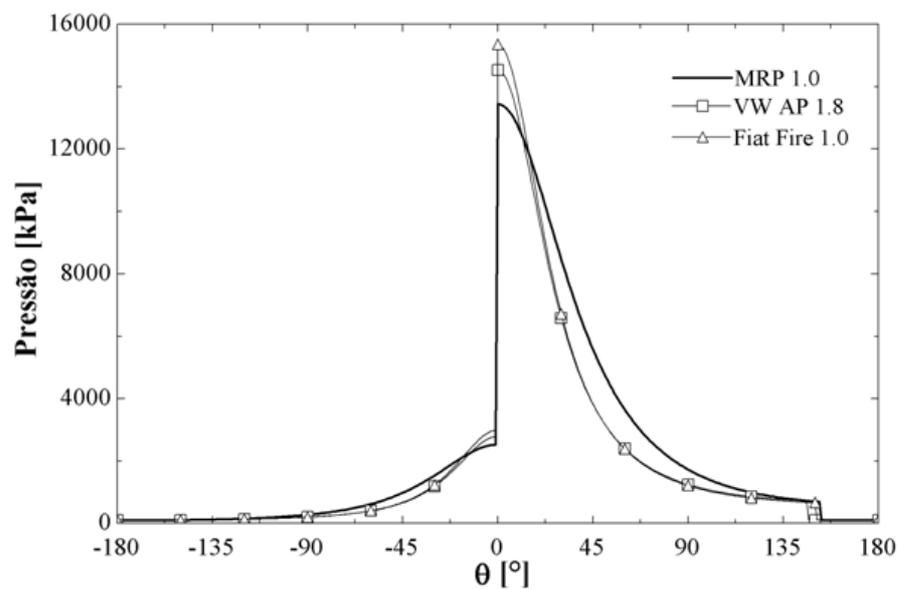


Figura 6.10 - Pressão ao longo do ciclo padrão de ar para os motores modelados

Agora já pode ser observada a região de “*blowdown*” (à direita), ou seja, o momento em que a válvula/janela de exaustão é aberta e a pressão cai rapidamente. Esta é a sutil diferença entre o modelo utilizado e o modelo padrão a ar tal qual como definido. Nota-se que esta região de queda brusca de pressão ocorre em ângulos muito próximos para os três motores apesar do ângulo de abertura da janela de exaustão do motor rotativo ser diferente do ângulo de abertura das válvulas de exaustão nos motores recíprocos. Os valores absolutos de pressão não remetem a valores condizentes com a realidade, mesmo assim sua comparação é interessante para o entendimento nas diferenças entre o desempenho dos conceitos dos motores.

Para ilustrar ainda mais estas diferenças, a Figura 6.11 apresenta o diagrama pressão por volume para os conceitos estudados.

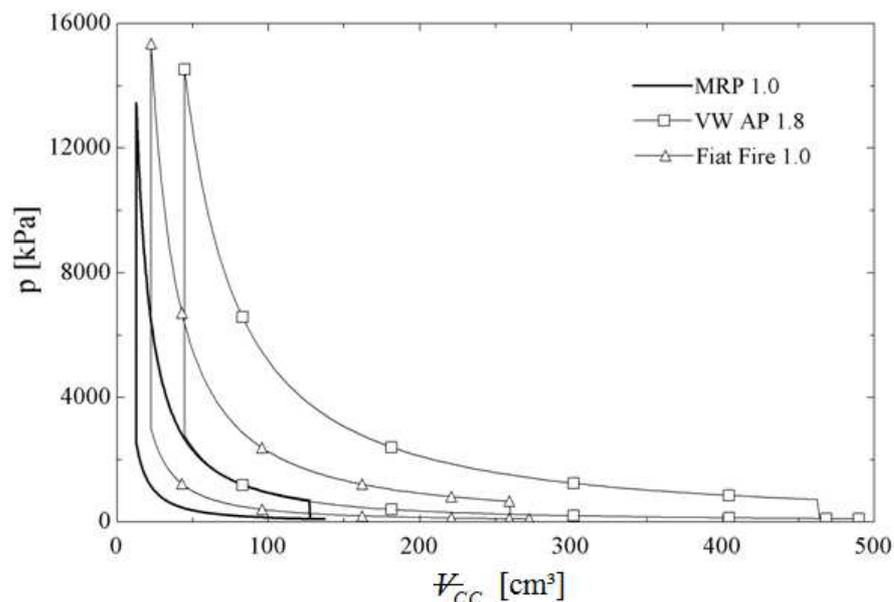


Figura 6.11 - Diagramas $p \times V$ para os motores modelados

As curvas provenientes dos modelos recíprocos têm muita semelhança em sua forma, obtendo o motor Fiat Fire 1.0 EVO um nível levemente maior de pressão devido a sua maior razão de compressão. Por este mesmo motivo, e pela diferença de efetividades do posicionamento das janelas, o motor rotativo não alcança os mesmos patamares de pressão dos motores recíprocos. Como também pode ser analisada, a área contida na curva do motor VW AP 1.8 é maior do que a do motor FIAT Fire 1.0 EVO, que por sua vez é maior do que a área contida na curva do motor rotativo de palhetas. Esta diferença, que representa o trabalho realizado pelos respectivos ciclos, se deve aos diferentes tamanhos dos motores e remete

diretamente ao trabalho executado por estes. O motor VW AP 1.8 tem 80% a mais de volume deslocado do que o motor FIAT Fire 1.0 EVO. De tamanho similar a este último, o motor rotativo de palhetas possui o dobro de câmaras, resultando na diminuição pela metade do volume deslocado e conseqüentemente o trabalho realizado por cada uma delas. Estas diferenças entre volumes podem ser observadas pela posição em relação à abscissa do gráfico, quanto menor a câmara, mais à esquerda a curva do ciclo se encontra.

A pressão média efetiva, que representa a efetividade do motor ou o resumo linear do diagrama acima, pode ser usada como um bom parâmetro de comparação entre motores. Para os casos modelados os valores da pressão média efetiva ideal calculados foram de: 1888kPa para o motor rotativo de palhetas; 2006kPa para o motor VW AP 1.8; e 1945kPa para o motor Fiat Fire 1.0 EVO. Para o conceito estudado, o valor é inferior devido ao não aproveitamento do volume total disponível no PMI, ou seja, por que a razão de compressão efetiva é menor. Sabe-se que o cálculo da pressão média efetiva ideal considera o volume deslocado geométrico, porém como já avaliado, o motor rotativo de palhetas possui disparidade entre volumes geométricos e efetivos na região do PMI.

A curva de torque instantâneo gerado pelos gases dos motores também se difere entre os conceitos como pode ser visto pela Figura 6.12 (meramente ilustrativa para comparação da forma da curva de torque) e na Figura 6.13 onde se apresenta de forma específica, normalizado em relação ao volume deslocado por cada câmara dos motores modelados.

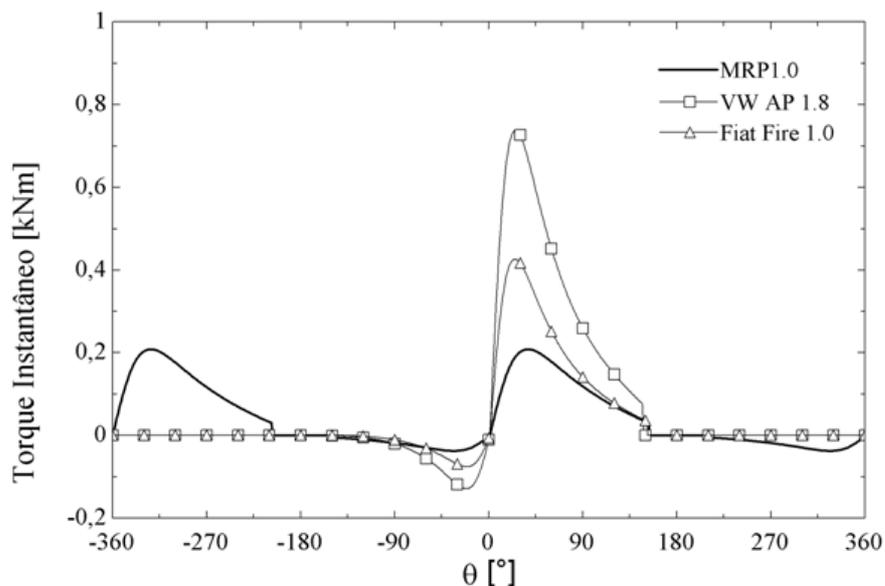


Figura 6.12 - Torque instantâneo gerado pela pressão dos gases de uma câmara/cilindro em função da posição angular para os motores modelados

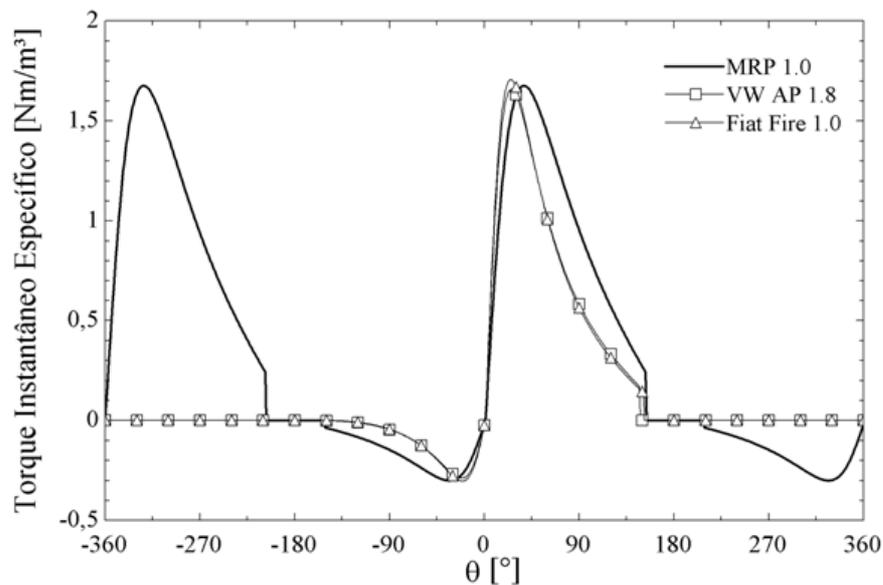


Figura 6.13 - Torque instantâneo específico gerado pela pressão dos gases de uma câmara/cilindro em função da posição angular para os motores modelados

A principal diferença entre os motores está em relação ao número de ciclos de potência por rotação, o motor rotativo de palhetas por operar com um ciclo por rotação possui um ciclo de potência para cada volta completa da árvore de torque, enquanto os motores recíprocos possuem um ciclo de potência para cada duas voltas completas. Também os picos de torque diferem ligeiramente, nos motores recíprocos, ambos encontram-se em torno de 25° após o PMS (condizente com a Figura 3.6), já no motor rotativo de palhetas este valor fica próximo a 36° após o PMS. Esta diferença no ângulo de máximo torque favorece a operação do motor rotativo de palhetas em maiores velocidades, mesmo com o adiantamento da ignição, a combustão não deverá ocorrer na fase de compressão gerando trabalho negativo. Esta observação deve ser mais bem analisada de posse de informações e estudos da forma como a combustão acontece no interior das câmaras do motor rotativo de palhetas.

Além disso, a amplitude do torque gerado pelo motor rotativo é menor do que no motor recíproco de volume deslocado similar e muito menor em relação ao motor VW AP 1.8. Mas, em relação ao torque específico (Figura 6.13) nota-se muita similaridade entre os modelos estudados. Se considerarmos ainda as outras câmaras dos motores, podemos observar que o motor rotativo possui geração de torque a todo instante, como pode ser visto na Figura 6.14.

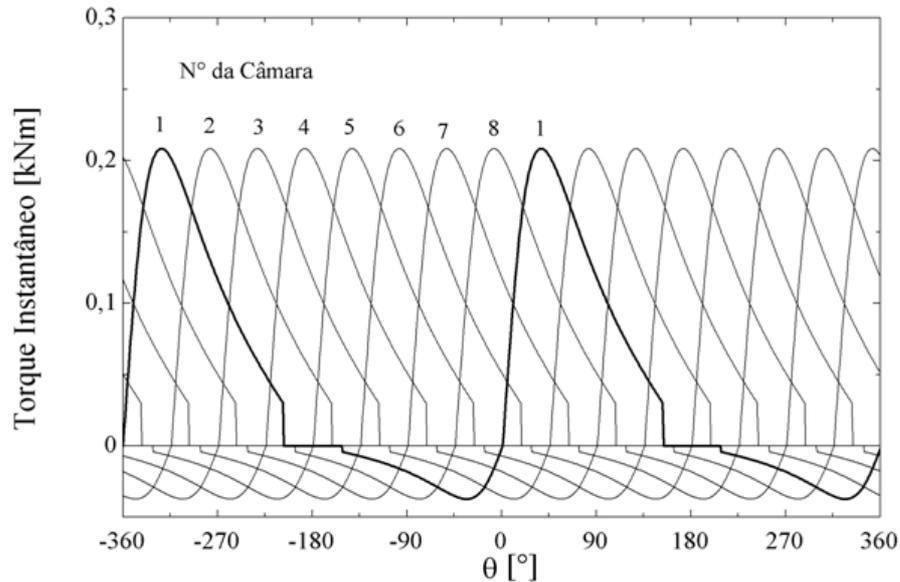


Figura 6.14 - Torque instantâneo unitário sobreposto para todas as câmaras de combustão do motor rotativo de palhetas ao longo de duas voltas completas da árvore de torque

O motor rotativo de palhetas possui geração de torque praticamente constante (picos possuem pouca defasagem angular entre si), mesmo se o motor fosse concebido para operar aspirado (estator oval), como apresentado pela Figura 4.8 o qual é similar aos motores convencionais 4-tempos, o motor rotativo também possuiria os mesmos números de picos de curva de torque instantâneo, mas, com formas levemente diferenciadas. Já os motores recíprocos 4-tempos modelados, com quatro cilindros em linha têm suas curvas de torque para cada cilindro ilustradas pela Figura 6.15. Onde, como bem ilustrado, os motores recíprocos alternam entre valores positivos e negativos de torque de uma forma menos frequente. Os picos de torque são de maior amplitude e defasagem entre si, gerando maiores níveis de vibrações e necessitando de volantes de inércia para aperfeiçoar seu funcionamento.

Isto pode ser também observado quando se ilustra a soma instantânea dos torques unitários, ou seja, o torque instantâneo total conforme a Figura 6.16. O motor rotativo de palhetas varia seu torque total com uma amplitude baixa e valores ininterruptamente positivos. O torque médio (retas tracejadas), extraído das curvas também demonstra o potencial do motor rotativo. Observa-se que o torque médio do motor rotativo de palhetas é praticamente o dobro do torque médio do motor recíproco de mesmo tamanho volumétrico (Fiat Fire 1.0 EVO). Também em relação ao motor de maior volume deslocado (VW AP 1.8) o motor rotativo demonstrou superioridade nos valores médios, devido ao maior número de ciclos de potência por rotação.

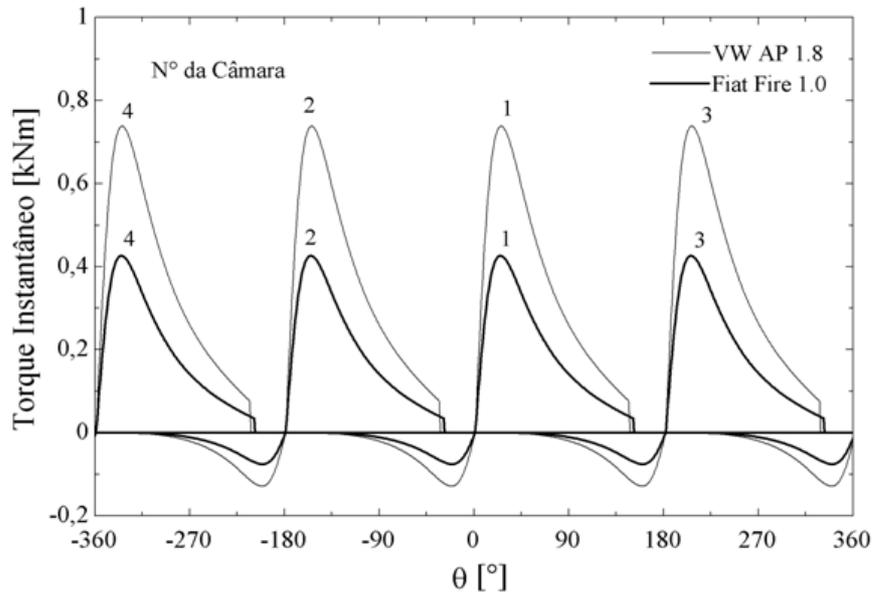


Figura 6.15 - Torque instantâneo unitário sobreposto gerado pelos gases para todos os cilindros dos motores recíprocos ao longo de duas voltas completas da árvore de manivelas

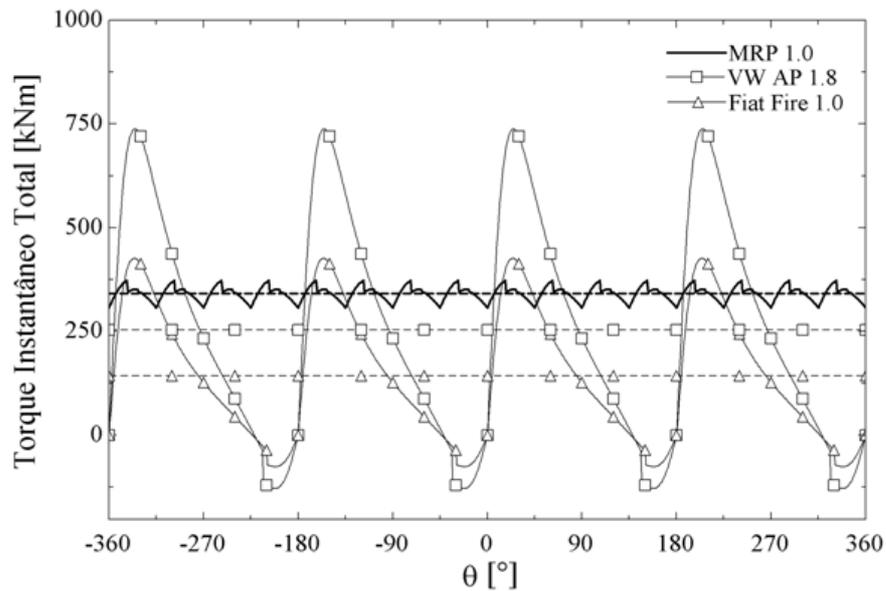


Figura 6.16 – Torque instantâneo total em função da posição angular de uma das câmaras e torque médio dos motores modelados

Pode-se dizer que o modelo utilizado alcançou os objetivos estabelecidos, obtendo bons parâmetros de comparação entre os três motores modelados. Devido à simplicidade do modelo, os valores absolutos calculados não podem ser considerados parâmetros de caracterização dos motores práticos, para isto é necessária a obtenção de dados experimentais e uma modelagem mais elaborada.

7 SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS

Para a definição de alguns parâmetros de projeto é importante conhecer a sensibilidade dos mesmos. O motor rotativo de palhetas apresenta diversas novas ideias que podem ser exploradas com o objetivo de se obter equipamentos mais eficientes e eficazes. Destacam-se aqui parâmetros geométricos que com variações sutis podem gerar grandes mudanças no comportamento do funcionamento do motor. Este estudo também é de grande valia para o planejamento dos consequentes experimentos a serem executados para o desenvolvimento prático do motor rotativo de palhetas.

As variações de parâmetros foram realizadas em sua totalidade a partir das dimensões e aspectos apresentados pela Tabela 6.1. Para cada parâmetro estudado os demais dados de entrada foram mantidos inalterados. As consequências destas variações podem ser visualizadas através de gráficos e na comparação de valores característicos. O principal objetivo deste estudo é demonstrar a sensibilidade das características desejadas em função dos parâmetros estudados no conceito do motor rotativo de palhetas. Para isto, são demonstrados:

- Curva de variação de volume: alguns parâmetros alteram não só os tamanhos dos volumes, mas também a forma como os volumes variam durante o ciclo do motor rotativo de palhetas. Conhecer esta influência para aperfeiçoar o funcionamento do motor é interessante visto que em motores recíprocos variações da curva de volume são impraticáveis.

- Razão de aspecto: a razão de aspecto entre a superfície total e o volume da câmara é uma característica importante para o direcionamento do projeto, principalmente da transferência de calor e do atrito gerado pelas paredes. Conhecer a quantidade de superfície por volume pode indicar qual a melhor forma de trabalhar a influência dos parâmetros para que o projeto seja realizável e eficiente.

- Volume da câmara no PMS: o tamanho deste volume e sua forma influenciam diretamente no projeto da câmara de combustão para uma queima eficiente, conhecer o seu volume auxilia a entender como deverá ser realizado tal projeto.

- Volume da câmara no PMI: esta característica é apresentada para que variações na forma da variação do volume (dados pela curva de variação de volume) possam ser mais bem entendidos e visualizados.

- Volume deslocado unitário: o volume deslocado por uma câmara de combustão é a característica que melhor representa o tamanho do motor, saber como este volume se

comporta em relação às modificações propostas é de interesse quando se pretende projetar motores com diferentes tamanhos.

- Volume deslocado total: o volume deslocado total caracteriza o tamanho total do motor. Saber como ele varia e compará-lo principalmente ao volume deslocado unitário é importante quando se busca aperfeiçoar o motor alterando os outros parâmetros abordados neste estudo.

- Diagrama pressão por volume: a curva de pressão em função do volume é talvez uma das curvas que mais bem caracteriza o funcionamento de um motor de combustão interna, ela representa diretamente o trabalho realizado pelo ciclo.

- Razão de compressão: algumas variações mínimas podem alterar em muito a razão de compressão do motor, esta razão, conjuntamente com sua efetividade impactam diretamente nos picos de pressão e temperatura obtidos pelo motor. Este conhecimento também é importante para a prospecção do melhor uso dos combustíveis.

- Efetividade da razão de compressão: saber como esta efetividade varia para os diferentes parâmetros estudados é de interesse quando se altera a curva de volume próximo da região do PMI, alterando assim a capacidade de compressão efetiva do motor.

- Pressão média efetiva: saber o quanto cada parâmetro influencia na pressão média efetiva é importante para avaliar as consequências das alterações propostas. Na modelagem proposta os valores absolutos obtidos não devem ser considerados práticos, porém a tendência de variação destes valores pode ser considerada e comparada com as tendências da razão de compressão.

- Ângulo de máximo torque: esta é uma das características que podem ser alteradas no motor rotativo de palhetas diferenciando ainda mais de motores recíprocos. Conhecer o ângulo de máximo torque é de suma importância para o projeto do sistema de controle e ignição do motor. Também a rotação máxima atingida ou características que o combustível deve possuir são influenciadas por este aspecto quando ponderada a duração da combustão e o trabalho negativo gerado pelo avanço demasiado da ignição.

- Curva de torque instantâneo unitário: além do ângulo máximo de torque, também a curva de torque instantâneo de cada câmara de combustão é demonstrada a fim de possibilitar observações sobre a forma desta e sua influência no desempenho do motor.

- Curva de torque instantâneo total: A soma dos torques unitários resulta em uma curva de torque total em função da posição angular, a qual está ligada diretamente ao torque médio fornecido pelo motor e ao nível de vibrações do mesmo. Saber a influência dos

parâmetros estudados nesta curva é importante quando se quer priorizar estas características do funcionamento do motor.

Além destes, outros aspectos influenciados pela variação de parâmetros deste estudo estarão explanados quando for observada sua importância.

7.1 Variação do Diâmetro do Estator

O diâmetro do estator é um parâmetro de projeto, o seu tamanho em relação ao tamanho do rotor pode gerar grandes modificações. No estudo proposto, é considerado apenas o estator de formato cilíndrico. A variação do seu diâmetro não tem grande influência sobre a forma como o volume se altera durante o ciclo, como pode ser visualizado na Figura 7.1 onde se apresenta a curva de variação de volume em função da posição da câmara, proveniente da Eq. (4.10).

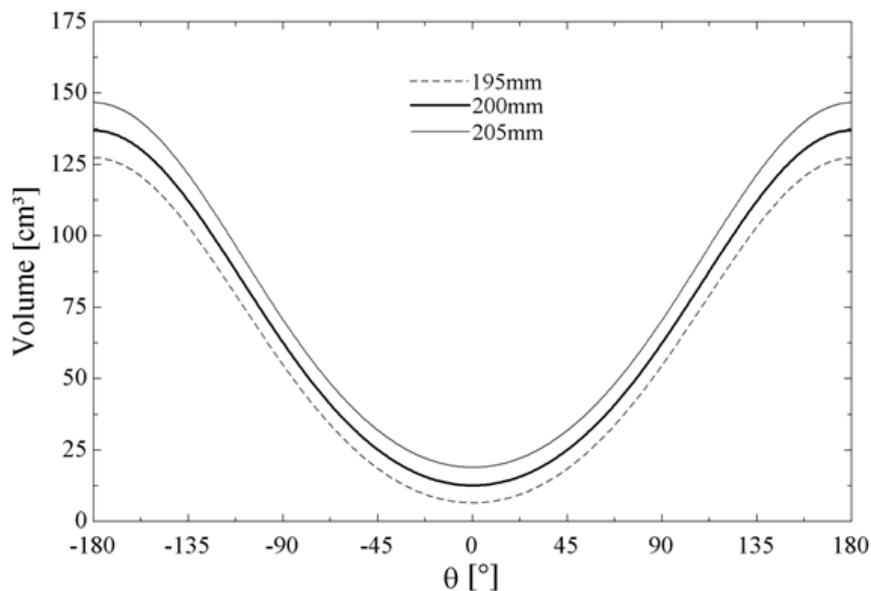


Figura 7.1 – Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes diâmetros do estator

As curvas são praticamente paralelas entre si, concluindo-se que somente o diâmetro do estator não influencia diretamente sobre a forma da curva, mas sim sobre os valores dos volumes. Já a variação das superfícies (Eq.'s (4.9), (4.16), (4.17) e (4.19)) em função da posição da câmara está demonstrada na Figura 7.2, onde a razão de aspecto entre superfície e

volume da câmara em função da posição angular para os diferentes diâmetros está representada.

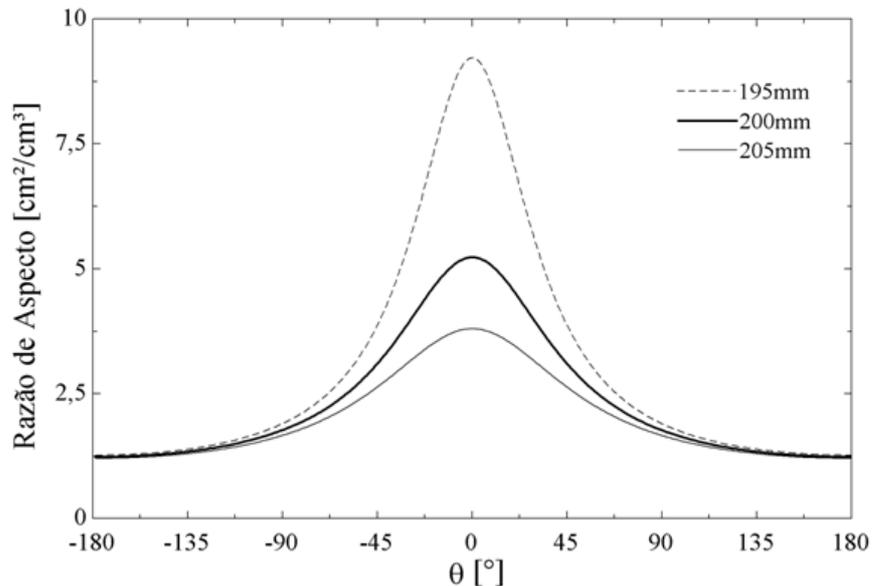


Figura 7.2 - Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do estator

Nota-se que quanto menor o diâmetro do estator, maior é a razão de aspecto próximo ao ângulo nulo do motor (PMS), porém para as demais regiões as diferenças são imperceptíveis. Isto se deve ao fato de que as maiores variações são compreendidas nas áreas de menor volume, a aproximação das superfícies do rotor e do estator faz com que a variação do volume seja proporcionalmente maior do que as variações das superfícies. Para os casos apresentados os picos da razão de aspecto no ângulo zero foram de: 9,23 para o diâmetro do estator de 195mm; 5,23 para 200mm; e 3,80 para 205mm.

Os volumes característicos do motor têm maior sensibilidade em relação ao diâmetro do estator como pode ser visto na Figura 7.3, onde estão traçadas as variações dos volumes no PMS, PMI e dos volumes deslocados unitário e total.

Como pode ser observado, os volumes das câmaras no PMS e PMI variam pouco. O volume no PMS fica próximo de zero no caso do estator com 190mm de diâmetro, visto que nesta situação o estator está em contato com o rotor, o que é inexecutável para um motor real devido à alta razão de compressão atingida e ao estreitamento extremo da câmara gerando uma alta ineficiência de combustão. Já os volumes deslocados unitário e total variam de forma

semelhante, mas sem muita representatividade. Nota-se em geral, que quanto maior for o diâmetro do estator, maiores serão os volumes.

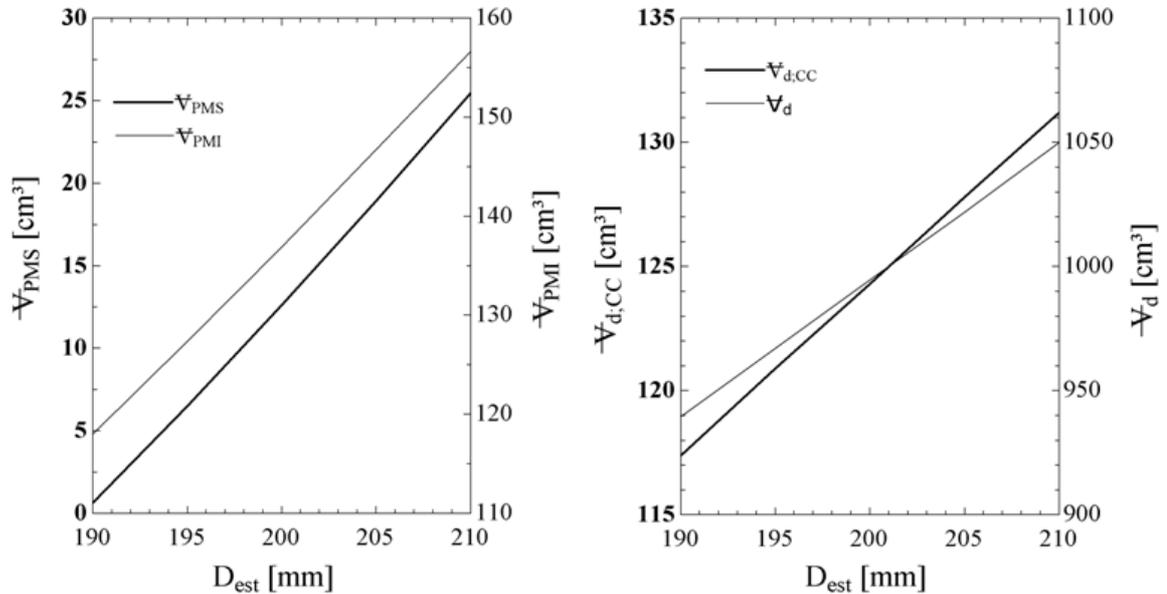


Figura 7.3 - Variação dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para os diferentes diâmetros do estator estudados

Estas mudanças também são observadas no diagrama de pressão por volume conforme a Figura 7.4, estas curvas foram obtidas a partir dos valores calculados pelas Eq.'s (4.10) e (5.1). Como pode ser visto, quanto maior o diâmetro do estator, menor é o pico de pressão atingido e também menor é a área total contida na curva, ou seja, menor é o trabalho desenvolvido pelo motor. Apesar disto, as curvas demonstram grande semelhança entre si, o que torna possível a conclusão de que a alteração deste parâmetro não causa grande impacto na forma das curvas apresentadas.

A razão de compressão (Eq. (3.5)), influenciada principalmente pelo volume do PMS, está apresentada na Figura 7.5 juntamente os valores de sua efetividade (Eq. (4.12)) e ainda das variações da pressão média efetiva e do ângulo de máximo torque que foram obtidos a partir das curvas de pressão e de torque do motor. Nota-se que a razão de compressão cresce abruptamente na região entre 190mm e 195mm, devido ao fato do volume do PMS nessas situações ser muito pequeno em comparação ao volume no PMI. Para os outros valores varridos, a variação da razão de compressão é menor, com valores entre 19,5 para 195mm e 6,15 para 210mm. Mesmo assim sua efetividade mantém-se constante, muito próxima a 93%.

Nota-se também a paridade entre as tendências apresentadas pela razão de compressão e pela pressão média efetiva.

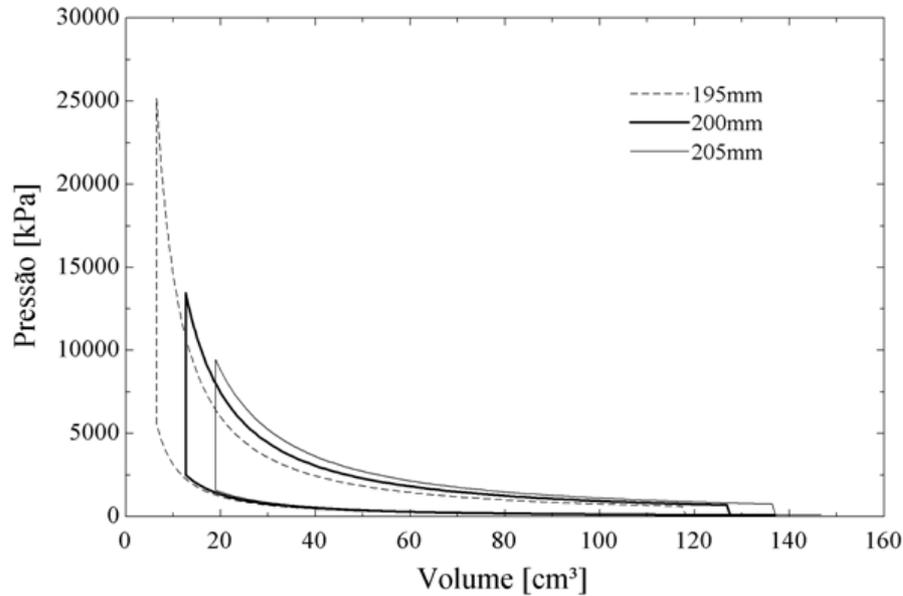


Figura 7.4 - Diagramas $p \times V$ do motor para os diferentes diâmetros do estator

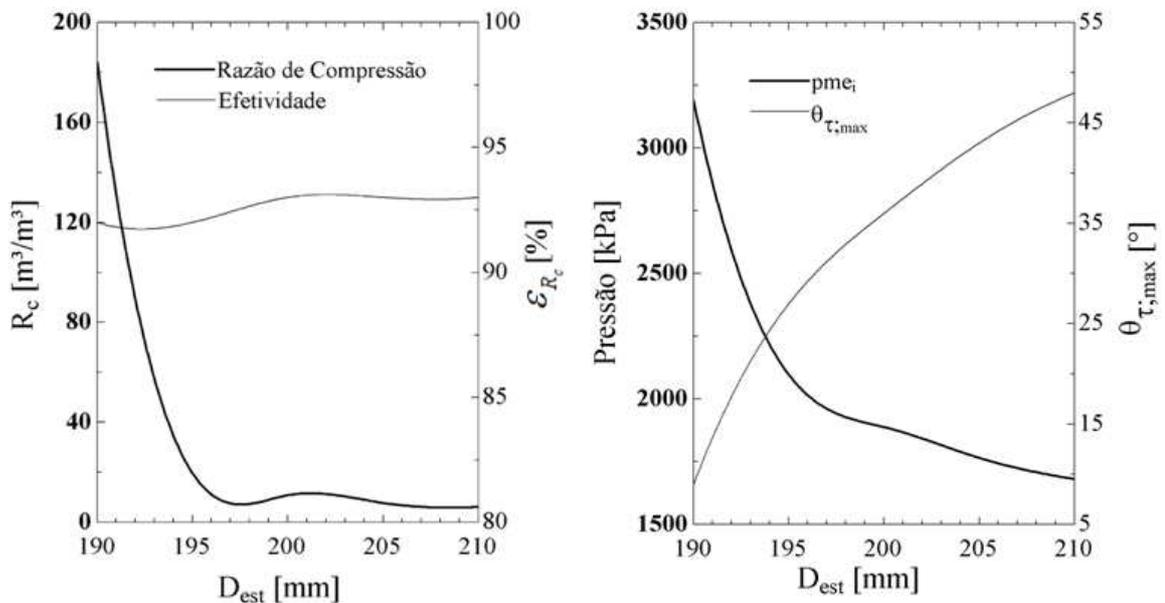


Figura 7.5 - Variação da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes diâmetros do estator

Já o ângulo máximo de torque é influenciado principalmente pela variação das áreas efetivas e dos raios efetivos das palhetas durante o ciclo. Para diâmetros do estator menores, a

tendência é o ângulo de máximo torque se aproximar do ângulo zero (PMS), já para diâmetros maiores o ângulo máximo de torque se afasta do PMS, chegando a 48° para o diâmetro de 210mm. Além da defasagem entre os picos de torque, a curva do torque instantâneo (Eq. (4.24)) unitário possui sutis diferenças, conforme ilustrado pela Figura 7.6.

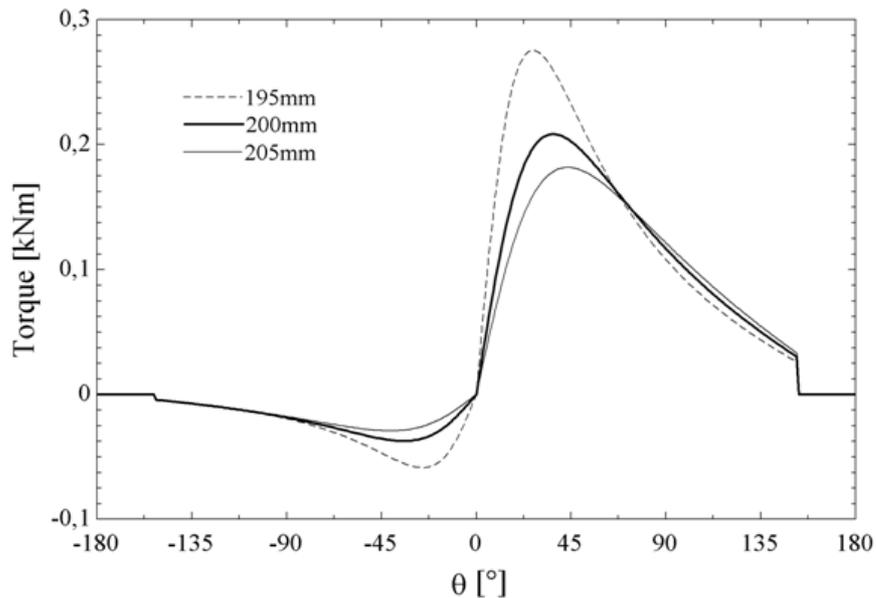


Figura 7.6 - Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do estator

Onde é possível visualizar que, quanto menor é o diâmetro do estator, maior é o torque atingido. Isto se deve às alterações da razão de compressão já apresentadas e da modelagem utilizada. A influência da forma da curva de torque pode ser mais bem entendida observando-se a Figura 7.7, onde estão apresentadas as curvas de torque instantâneo total (Eq. (4.25)) por posição angular de uma das câmaras e para diferentes diâmetros do estator.

Onde nota-se que a amplitude do torque total é diferente, mas as formas das curvas são muito semelhantes, com repetições cíclicas de mesma frequência. Nota-se também que o número de curvas cíclicas é igual ao número de câmaras de combustão e que todas elas possuem um degrau, causado pela abertura da janela de exaustão. Deduz-se também, que o torque médio diminui quanto maior for o diâmetro do estator, o inverso acontece quanto menor for este diâmetro.

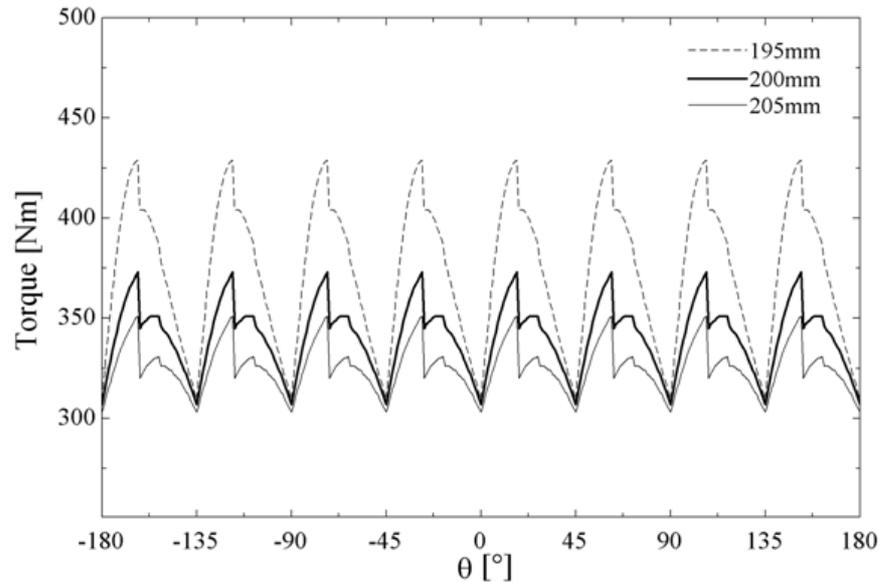


Figura 7.7 – Curva de torque total instantâneo ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do estator

7.2 Variação do Diâmetro do Rotor

O diâmetro do rotor é um parâmetro de projeto, a alteração de sua dimensão influencia diretamente nas características do motor rotativo de palhetas. Porém, esta variação não tem grande influência sobre a variação de volumes ao longo do ciclo (Eq. (4.10)), como pode ser observado na Figura 7.8.

Apesar de valores de volumes distintos, as curvas são praticamente paralelas, ou seja, o diâmetro do rotor não exerce grande influência sobre a forma da curva de volume por posição angular. Já a variação da razão de aspecto entre a superfície total (Eq.'s (4.9), (4.16), (4.17) e (4.19)) e o volume da câmara ao longo do ciclo (Eq. (4.10)) pode ser visualizada na Figura 7.9, a qual apresenta as curvas para diferentes diâmetros do rotor. Onde nota-se que na região do PMS a razão de aspecto aumenta conforme o diâmetro do rotor aumenta. Isto acontece por que nestes casos as superfícies do rotor se aproximam do estator, fazendo com que o volume diminua mais acentuadamente em relação à diminuição da superfície total. Para o caso apresentado os picos da razão de aspecto são: 3,83 para o diâmetro do rotor de 145 mm; 5,23 para 150 mm; e 9,15 para 155 mm.

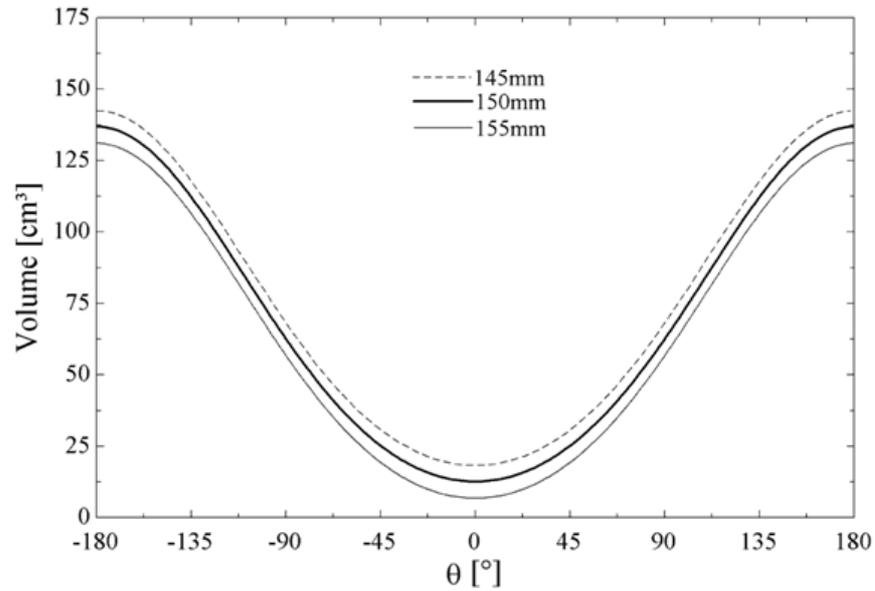


Figura 7.8 - Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes diâmetros do rotor

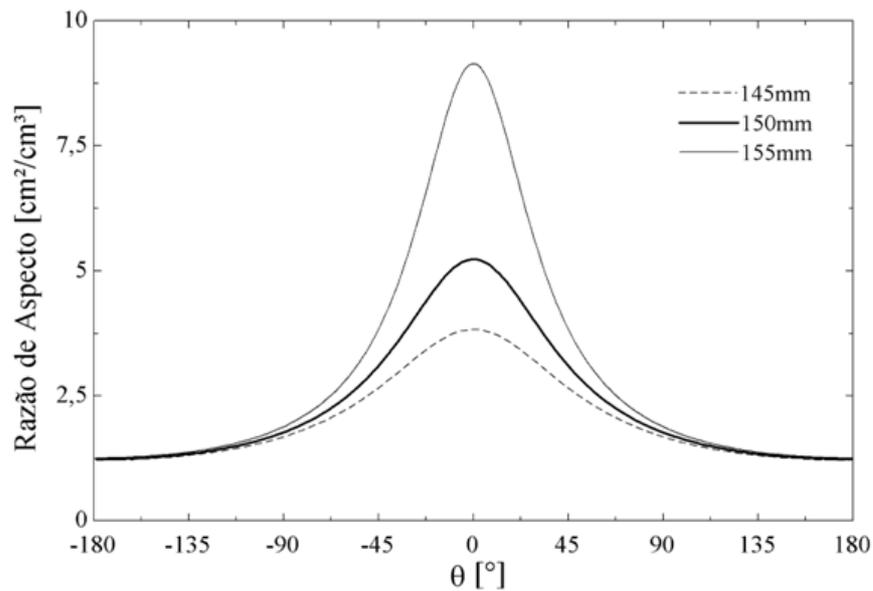


Figura 7.9 - Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do rotor

Os volumes no PMS, PMI e os volumes deslocados unitário e total, estão representados na Figura 7.10 em função dos diferentes diâmetros do rotor. Onde nota-se que quanto maior é o diâmetro do rotor do motor rotativo de palhetas menor são os volumes do PMS e PMI. No caso do rotor com 160 mm o volume do PMS aproxima-se de zero devido a, nestas condições impraticáveis, o rotor estar em contato com o estator. Já os volumes

deslocados apresentam uma característica muito interessante, permaneceram com seus valores constantes para todas e quaisquer variações do diâmetro do rotor. Isto significa que retirar ou colocar volume na câmara de combustão através da mudança de geometria do rotor não implica em alterações do volume deslocado (ou tamanho) do motor. Também os volumes deslocados são iguais no caso de alterações feitas em formas de sulcos ou outras geometrias, sejam estas arquitetadas para a melhoria da dinâmica dos fluidos e da combustão no interior da câmara, ou ainda para outra função específica do funcionamento do motor.

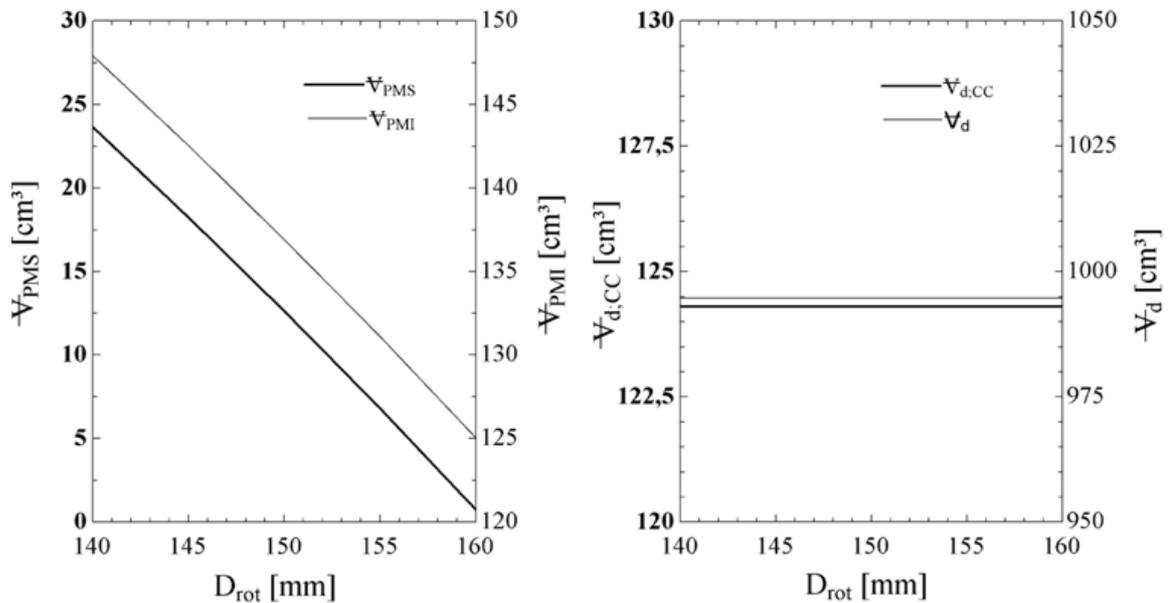


Figura 7.10 - Variação dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para os diferentes diâmetros do rotor estudados

Estas variações podem ser percebidas nos diagramas de pressão por volume, obtidos a partir dos valores calculados pelas Eq.'s (4.10) e (5.1), que está apresentada na Figura 7.11 para os casos estudados. Onde pode ser observado que, quanto menor é o diâmetro do rotor, menores são os picos de pressão e também menor é o trabalho útil representado pela área no interior das curvas. Mesmo assim, em sua forma geral, as curvas são muito parecidas entre si, possuindo apenas deslocamentos na abscissa (volumes atingidos pela câmara) e nos patamares de pressão alcançados.

Estas diferenças de níveis de pressão são mais bem entendidas pela influência sobre a razão de compressão do motor (Eq. (3.5)) e sua efetividade (Eq. (4.12)). Estas características estão esboçadas na Figura 7.12 juntamente com as variações da pressão média efetiva e do ângulo de máximo torque.

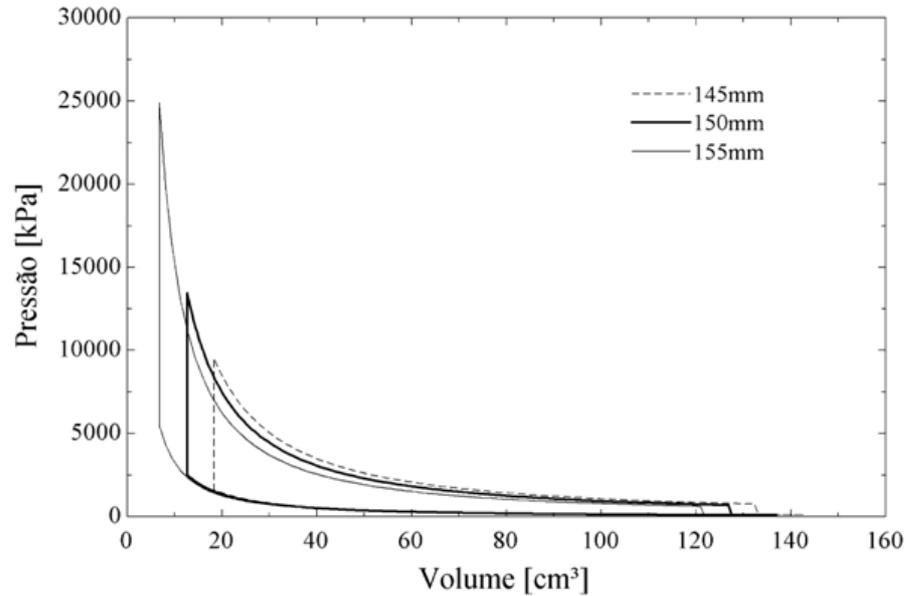


Figura 7.11 - Diagramas $p \times V$ do motor para os diferentes diâmetros do rotor

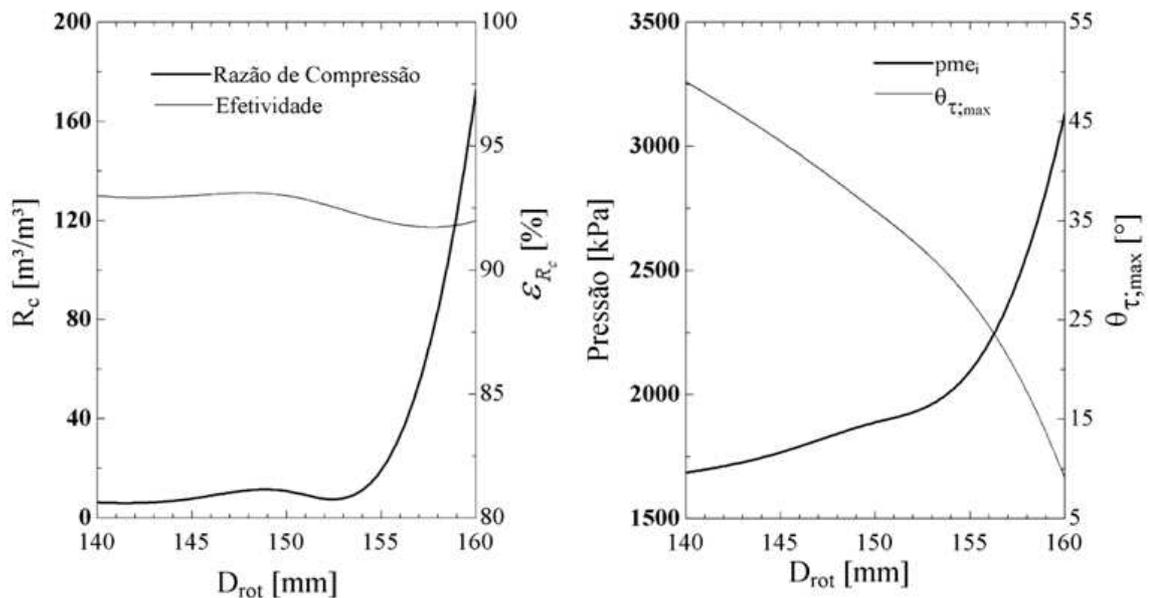


Figura 7.12 - Variação da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes diâmetros do rotor

Observa-se que a razão de compressão cresce de forma abrupta para as variações de diâmetro do rotor entre 155 mm e 160 mm. Nesta região o volume do PMS tem proporções muito pequenas elevando os valores desta razão. Para as outras regiões as variações são menos abrangentes, com valores de 19,3 para diâmetro do rotor de 155 mm e 6,3 para 140 mm. Já a sua efetividade possui valores quase constantes e muito próximos a 93%. A tendência vista pela razão de compressão é similar à tendência da pressão média efetiva, visto

a semelhança entre suas respectivas curvas. Por sua vez, o ângulo de máximo torque possui sensibilidade inversa, com valores aproximando-se de zero quanto maior for o diâmetro do rotor e se afastando do PMS para menores diâmetros. A faixa desta variação está entre 9° para 160 mm e 49° para 140 mm.

Estes ângulos também podem ser observados na Figura 7.13, onde está apresentada a curva de torque instantâneo unitário (Eq. (4.24)) do motor rotativo de palhetas para os diferentes diâmetros do rotor.

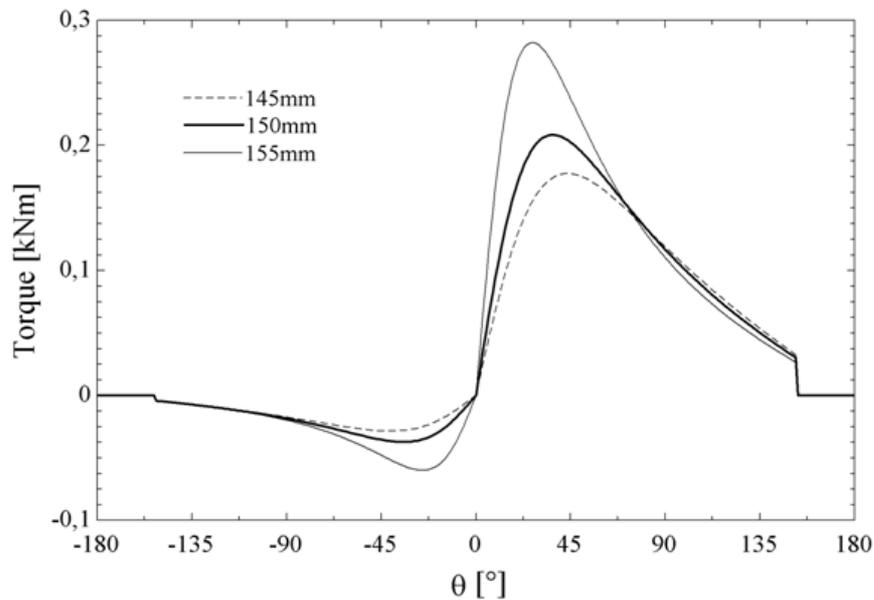


Figura 7.13 - Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do rotor

Observa-se novamente a diferença entre os ângulos de máximo torque para os diferentes diâmetros do rotor. Também os picos das curvas possuem valores diferenciados para os distintos diâmetros do rotor. A influência destas diferenças pode ser verificada ainda pela curva de torque total instantâneo (Eq. (4.25)) apresentada na Figura 7.14. Onde nota-se que, apesar da diferença de amplitude das curvas cíclicas, suas formas são muito semelhantes. Os degraus devidos a abertura da janela de exaustão podem ser bem observados e localizam-se na mesma posição angular para todos os casos delineados. Deduz-se também que o torque médio diminui quanto menor for o diâmetro do rotor e o inverso acontece quando o diâmetro é aumentado.

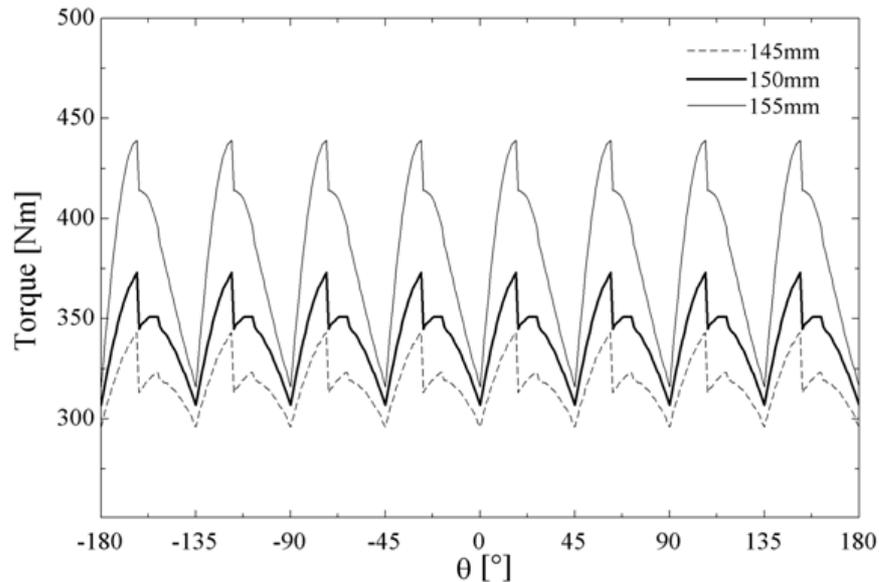


Figura 7.14 - Curva de torque total instantâneo ao longo do ciclo para os diferentes diâmetros do rotor

7.3 Variação da Espessura do Rotor

A espessura do rotor pode ser considerada como a espessura, ou largura, do motor e é um parâmetro de projeto importante de ser analisado. A espessura do motor influencia as características do motor rotativo de palhetas de uma forma diferenciada dos outros aspectos já apresentados. As variações de volume (Eq. (4.10)) em função da posição angular para diferentes espessuras do rotor estão apresentadas pela Figura 7.15. Onde nota-se que a espessura do rotor influencia diretamente nos volumes e na forma da variação do volume ao longo do ciclo percorrido pelo motor. Nas regiões mais próximas do PMI as curvas tendem a ter maior inclinação contribuindo para uma maior influência da posição das janelas de admissão e exaustão no desempenho do motor.

Em contrapartida, a razão de aspecto entre a superfície total (Eq.'s (4.9), (4.16), (4.17) e (4.19)) e o volume da câmara (Eq. (4.10)) não sofre grandes alterações, como pode ser observado na Figura 7.16. Onde nota-se que as curvas são muito próximas, identificando que a alteração na espessura do rotor não tem nenhuma influência significativa na curva da razão de aspecto. Para se ter uma idéia, os picos das curvas apresentadas acima têm valores de: 5,36 para a espessura do rotor de 35 mm; 5,23 para 45 mm; e 5,15 para 55 mm. Porém, ressalta-se de que apesar do aumento de área total, algumas superfícies específicas se mantêm imutáveis,

como é o caso das laterais do motor que têm apenas sua distância relativa alterada ao se modificar a espessura do rotor.

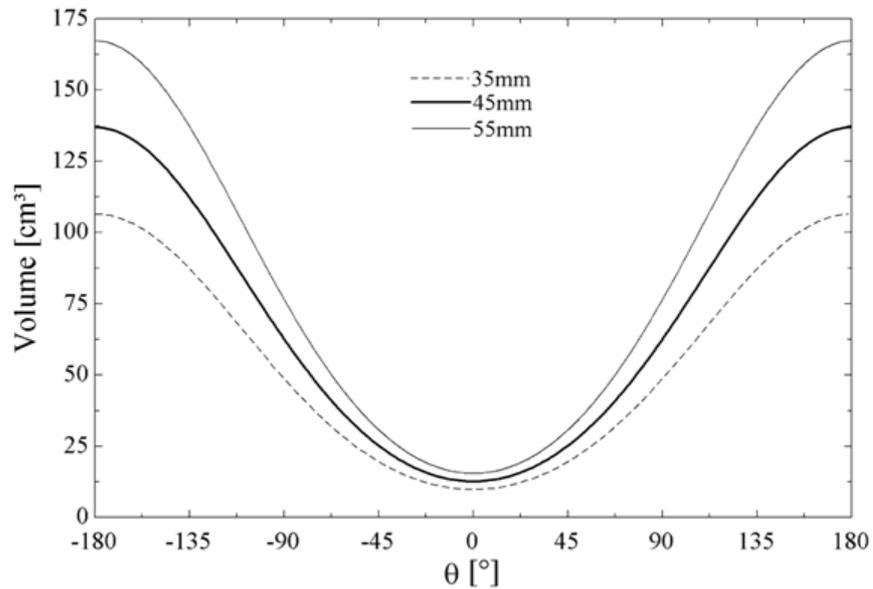


Figura 7.15 - Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes espessuras do rotor

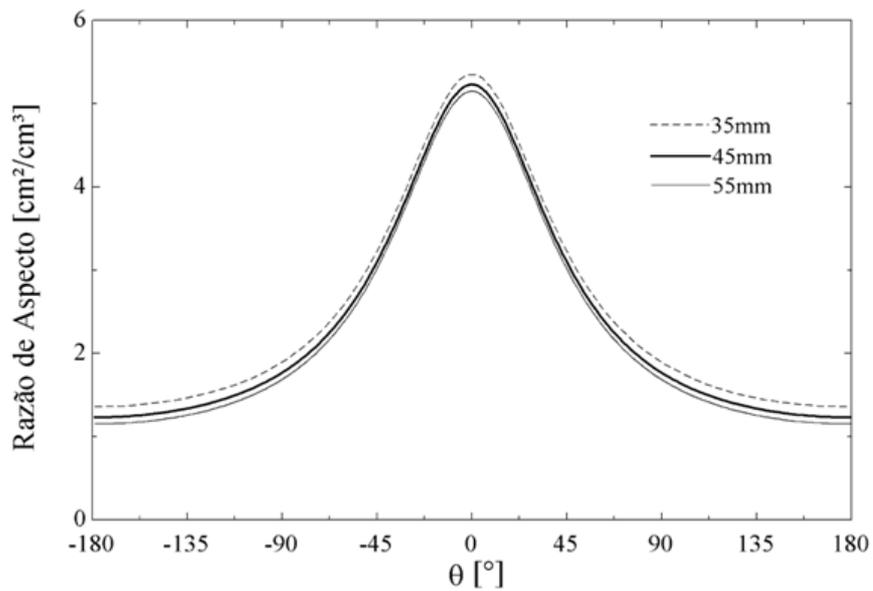


Figura 7.16 - Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para as diferentes espessuras do rotor

Este fenômeno pode ser entendido a partir da variação dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados, unitário e total, conforme Figura 7.17. Onde nota-se claramente que

todas as variações de volume são lineares e com inclinações muito semelhantes, as poucas diferenças se devem provavelmente ao fato da espessura das palhetas pesarem de forma diferente no cálculo dos volumes para cada espessura do rotor. Nota-se ainda que os volumes no PMS e no PMI e os volumes deslocados aumentam quando maior for a espessura do rotor. Deduz-se ainda que os volumes totais sejam diretamente proporcionais ao aumento da espessura do rotor.

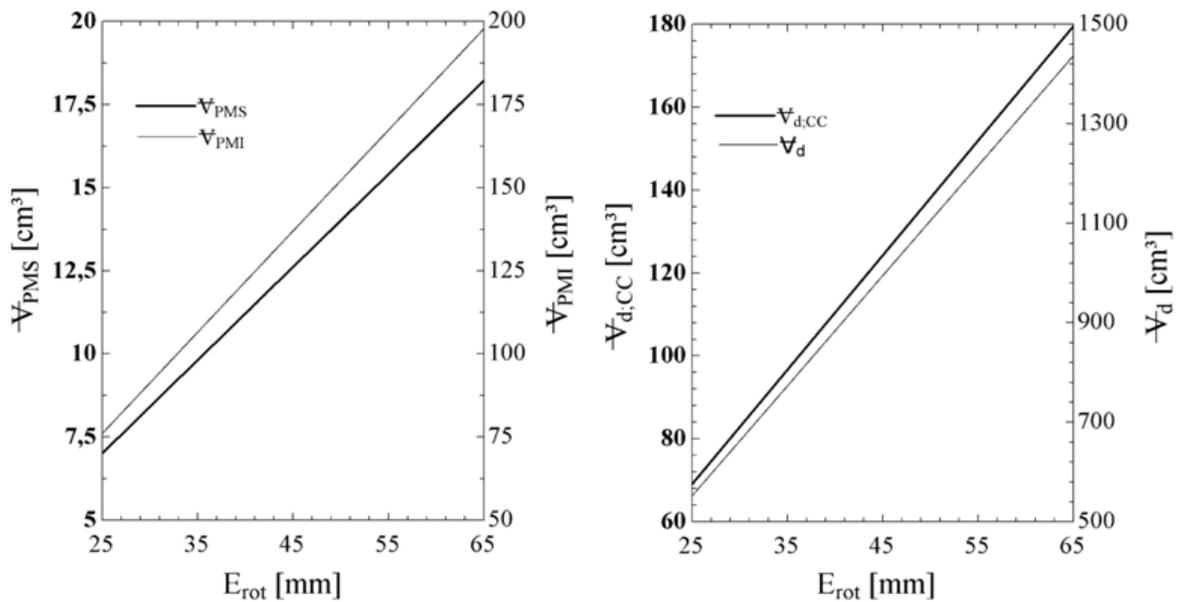


Figura 7.17 - Variação dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para as diferentes espessuras do rotor estudadas

Já a Figura 7.18 apresenta o impacto destas variações no diagrama de pressão por volume, obtidos a partir dos valores calculados pelas Eq.'s (4.10) e (5.1). Onde nota-se que a variação na espessura do rotor desloca estas curvas, quanto maior for a espessura, mais a direita encontrar-se-á seu pico de pressão. Este pico tem valor idêntico para os casos estudados, porém como também pode ser observada, a área que representa o trabalho total é proporcional à espessura do rotor.

Esta propriedade da variação da espessura se torna ainda mais interessante quando analisadas as curvas da razão de compressão (Eq. (3.5)), sua efetividade (Eq. (4.12)), pressão média efetiva e ângulo de máximo torque em função das modificações da espessura do rotor apresentadas pela Figura 7.19.

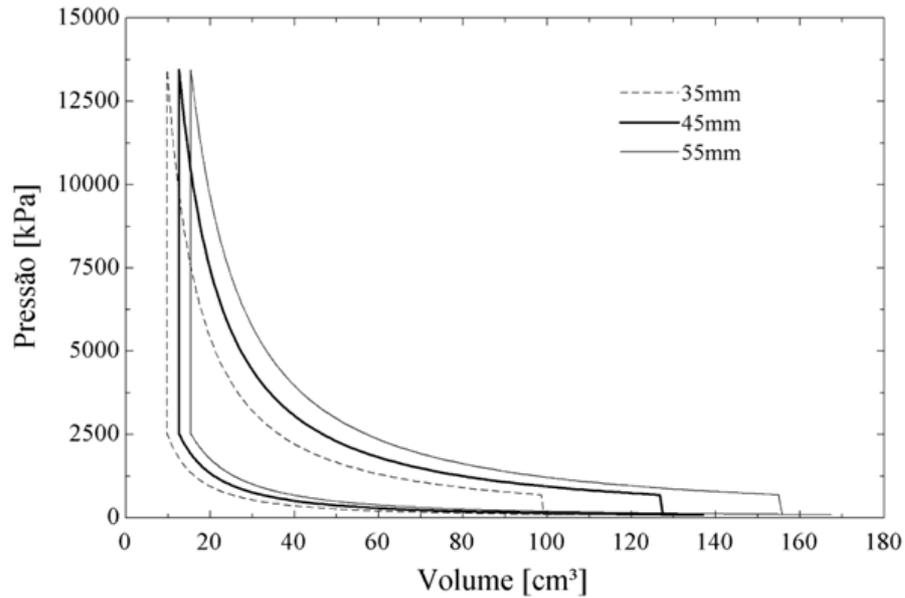


Figura 7.18 - Diagrama $p \times V$ do motor para as diferentes espessuras do rotor

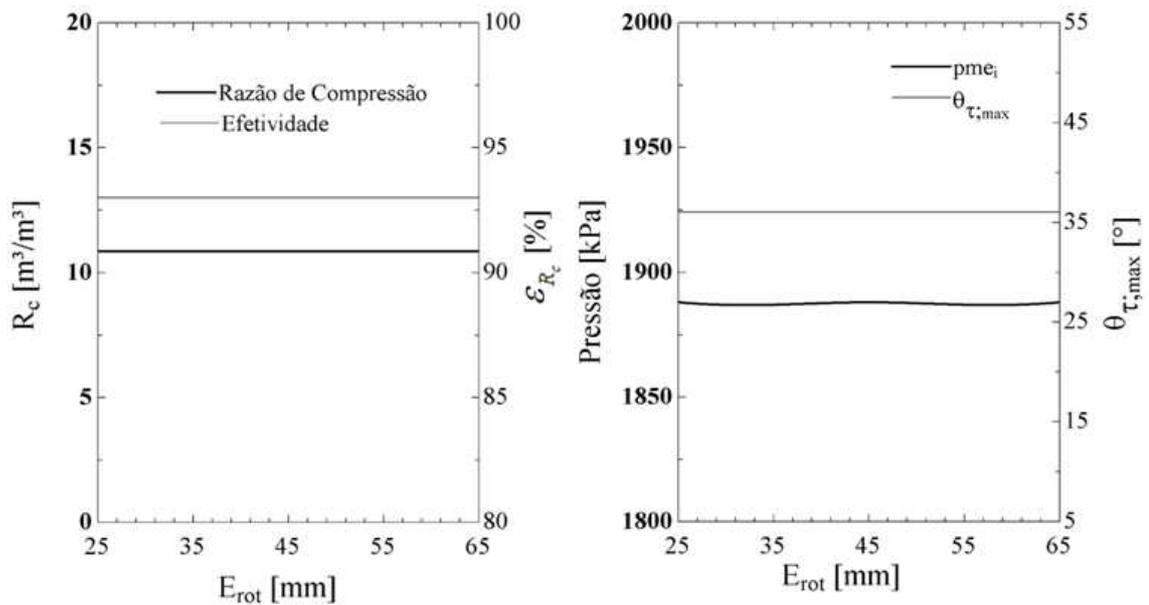


Figura 7.19 - Variação da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes espessuras do rotor

Como observado, todas dentre todas as características apresentadas pela Figura 7.19 são constantes para qualquer espessura do rotor (que é igual à espessura do motor). Em concordância com a Tabela 6.1, a razão de compressão é invariável e tem valor de 10,85 enquanto sua efetividade é igual a 93%, a pressão média efetiva é constante no valor de 1888 kPa e o ângulo de máximo torque tem valor de 36° . Esta talvez seja a característica mais importante do motor rotativo de palhetas ao projetarem-se motores de diferentes tamanhos

(volume deslocado total). Podem ser escolhidas diferentes espessuras do rotor/motor sem que a maioria dos demais aspectos de projeto seja alterada.

Apesar dessas características constantes, ao aumentar a espessura do rotor aumenta-se também a largura das palhetas e conseqüentemente a área efetiva onde o torque é gerado pelos gases. Esta diferença acarreta em diferentes níveis de torque instantâneo unitário (Eq. (4.24)) como pode ser observado na Figura 7.20. Onde os valores de torque máximo aumentam de forma significativa, conforme se aumenta a espessura do motor, para os casos apresentados, os valores dos picos de torque são de: 162 Nm para espessura de 35 mm; 208 Nm para 45 mm; e 254 Nm para 55 mm. Estes valores têm variação linear diretamente proporcional ao aumento dimensional da espessura.

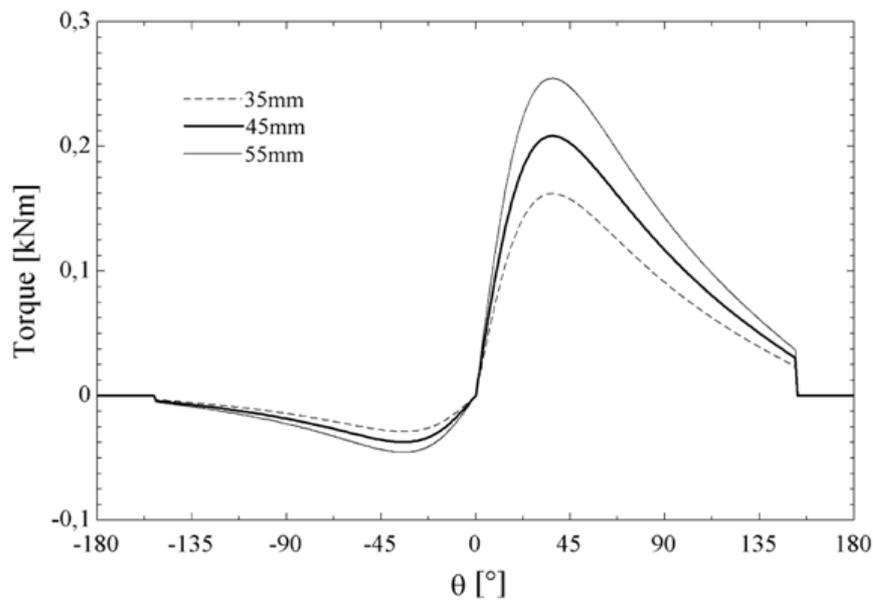


Figura 7.20 - Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para as diferentes espessuras do rotor

Esta variação pode ser ainda entendida analisando-se a curva de torque instantâneo total (Eq. (4.25)), mostrada na Figura 7.21. Onde nota-se que as curvas cíclicas do torque estão em níveis diferentes, mas sua amplitude e a forma são idênticas entre si. Conclui-se com isto que alterar a espessura do motor resulta em aumento proporcional do torque gerado e conseqüentemente da potência do motor.

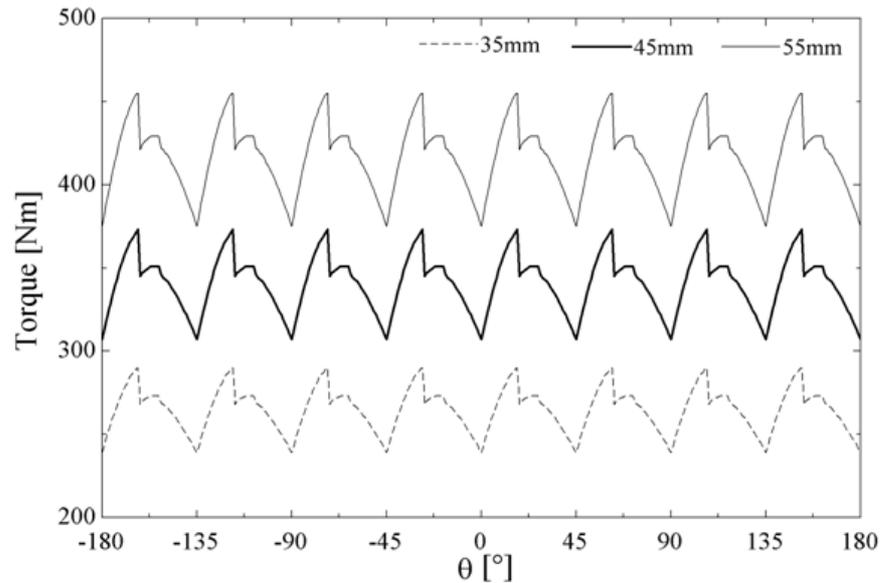


Figura 7.21 - Curva de torque total instantâneo ao longo do ciclo para as diferentes espessuras do rotor

Pode-se ainda pensar que, ao invés de alterar a espessura do rotor, se outro motor de mesma espessura for acoplado ao mesmo eixo na mesma fase, o torque total será dobrado. Isto pode viabilizar a construção de motores muito grandes onde, por exemplo, sejam necessárias maiores superfícies para retirada de calor caso estas sejam feitas apenas pelas laterais do motor. Seria então possível aumentar a quantidade de superfície útil na troca de calor adicionando módulos de motores ao invés de aumentar-se a espessura do motor, mantendo-se a área das laterais inalteradas. Da mesma forma, esse pensamento pode ser aplicado para outras condições ou pré-requisitos de projeto, tais como área de janelas de admissão e exaustão ou mesmo posicionamento de bicos injetores para injeção direta ou ainda velas ou similares do sistema de ignição do motor.

7.4 Variação da Espessura da Palheta

A espessura das palhetas é um parâmetro de projeto que está fortemente ligado ao material de sua constituição e à sua resistência aos esforços sofridos pelo funcionamento do motor. Apesar de espessuras pequenas, a variação de sua dimensão acarreta em alterações brandas, tais como a variação da curva de volumes ao longo do ciclo (Eq. (4.10)) mostrada na Figura 7.22.

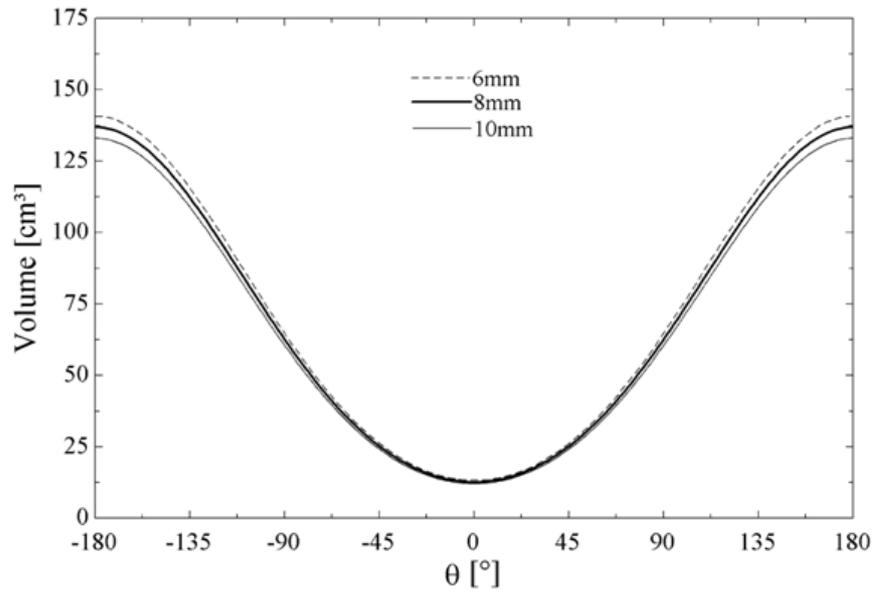


Figura 7.22 - Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes espessuras das palhetas

Como pode ser visto, quase não há diferença notável entre as curvas para as diferentes espessuras das palhetas. Nas regiões de maiores volumes é possível perceber uma leve variação nos valores atingidos. Em contrapartida, na região próxima ao PMS, notam-se as sutis variações na razão de aspecto entre área superficial total (Eq.'s (4.9), (4.16), (4.17) e (4.19)) e volume da câmara de combustão (Eq. (4.10)), apresentada na Figura 7.23.

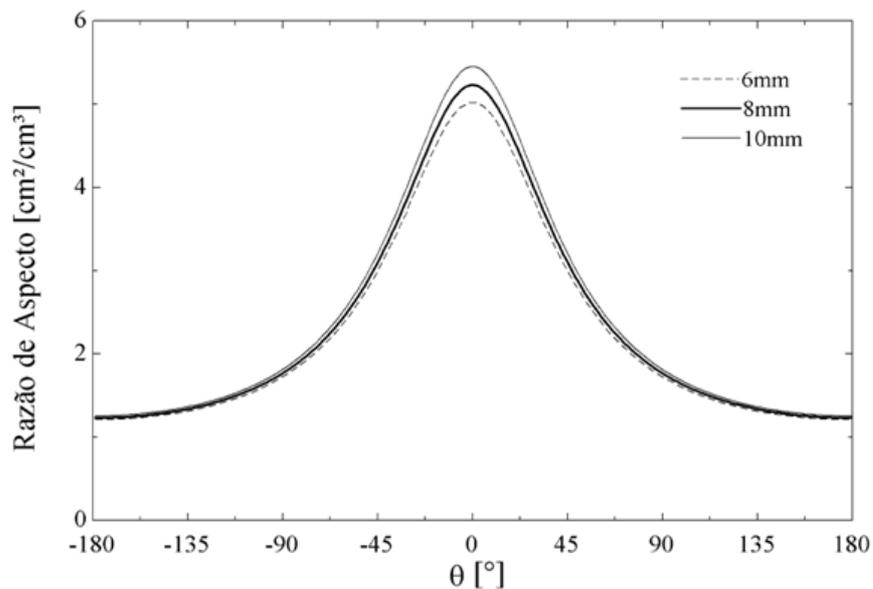


Figura 7.23 - Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para as diferentes espessuras das palhetas

A alteração da espessura das palhetas não gera nenhuma influência severa no funcionamento ou atendimento das premissas de projeto estabelecidas na concepção do motor. Os valores da razão no pico das curvas (ângulo zero) variam entre 5,03, para a menor espessura, e 5,45 para a maior espessura.

A variação nos volumes das posições PMS, PMI e os volumes deslocados unitário e total estão ilustrados na Figura 7.24. Onde é possível observar que mesmo alterações pequenas na espessura da palheta geram alterações nos volumes, de forma que quanto maior a espessura da palheta menor são os volumes úteis do motor. Como consequência, os volumes deslocados unitários e total têm a mesma tendência. Nos casos apresentados, o volume deslocado total varia entre 1048 cm³ (espessura de 4 mm) e 941,4 cm³ (espessura de 12 mm).

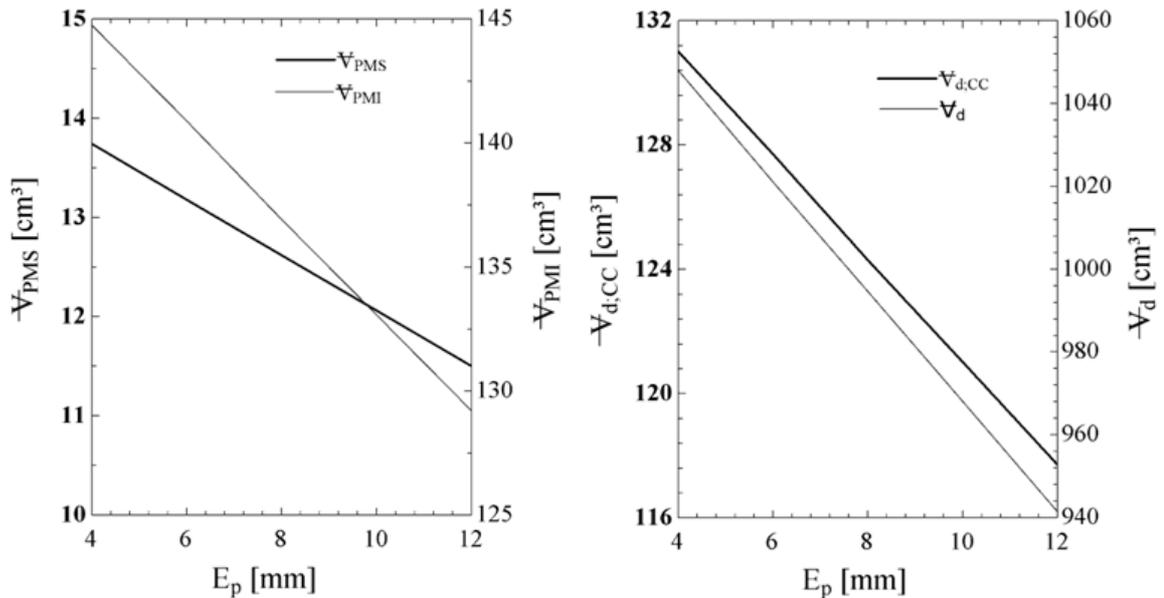


Figura 7.24 - Variação dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para as diferentes espessuras de palhetas estudadas

A espessura da palheta não exerce praticamente nenhuma influência na curva de pressão por volume, obtidos a partir dos valores calculados pelas Eq.'s (4.10) e (5.1), como pode ser observado na Figura 7.25. Onde pode ser observado que a curva é praticamente a mesma pra todos os casos apresentados. As únicas alterações estão na região da queda brusca de pressão (à direita), onde nota-se uma pequena diferença da posição deste degrau.

Já a Figura 7.26 apresenta as variações da razão de compressão (Eq. (3.5)), sua efetividade (Eq. (4.12)), pressão média efetiva e do ângulo de máximo torque instantâneo unitário.

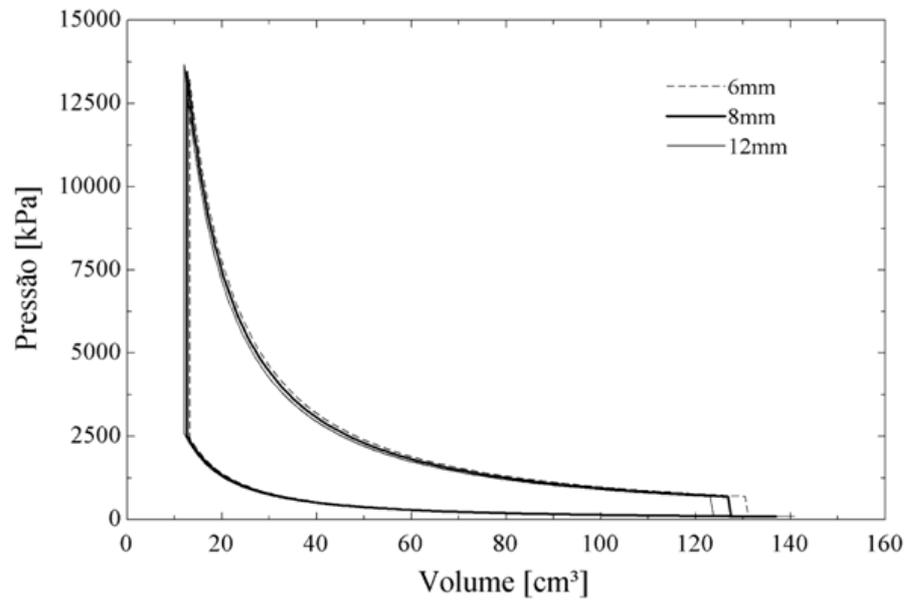


Figura 7.25 - Diagramas $p \times V$ do motor para as diferentes espessuras das palhetas

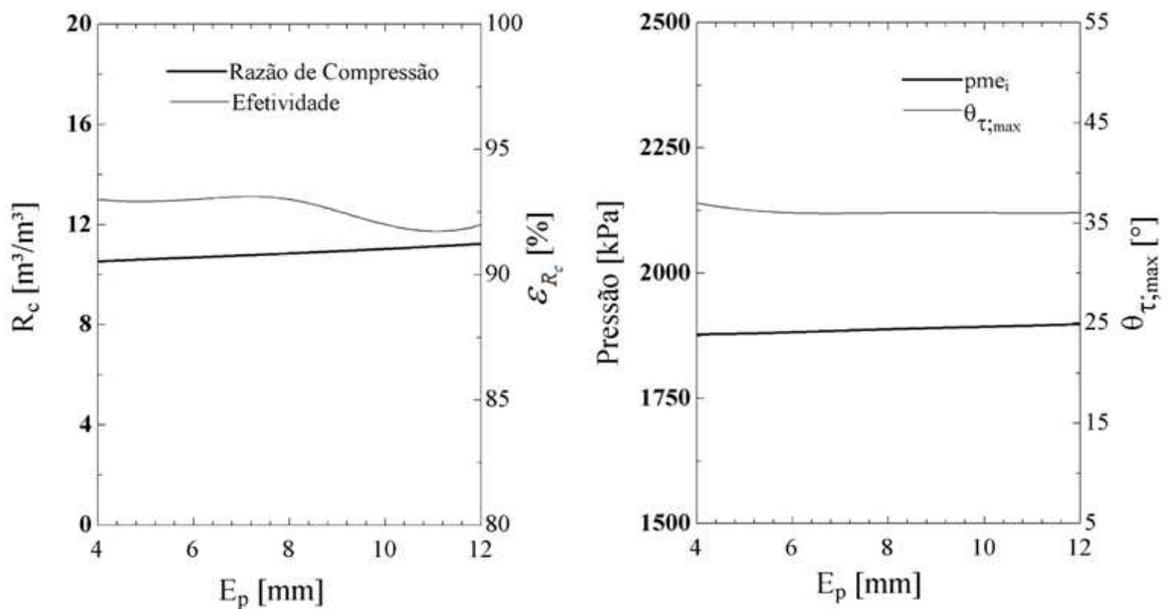


Figura 7.26 - Variação da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes espessuras do das palhetas

Apesar de variar, a razão de compressão do motor é praticamente constante, indicando que as alterações na espessura das palhetas não a influenciam de forma significativa. Os valores obtidos variam entre 10,53 (4 mm) e 11,23 (12 mm). Apesar de não significativa, o

projeto do motor deve considerar a correta definição desta dimensão para conseguir atingir corretos valores de razões de compressão desejados. Já a sua efetividade se mantém em 93% e constante. A pressão média efetiva também obteve comportamento semelhante, com pouca variação. Assim também ocorreu com o valor para o ângulo onde ocorre o máximo torque do motor. Esta última característica também fica evidente, ao analisar a Figura 7.27, onde o torque instantâneo unitário (Eq. (4.24)) é esboçado em função da posição angular.

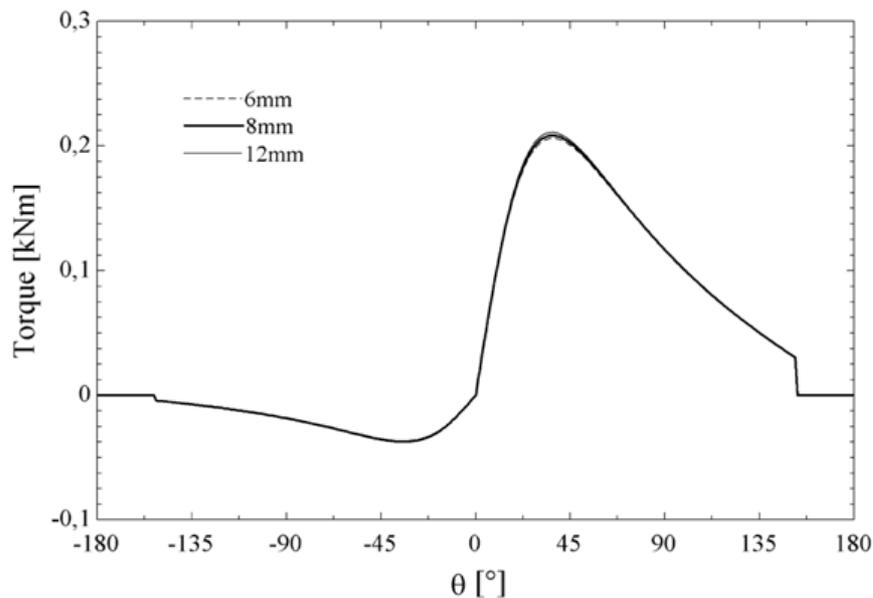


Figura 7.27 - Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para as diferentes espessuras das palhetas

Nota-se que além dos valores de ângulos de máximo torque, toda a curva de torque é idêntica. Para as variações estudadas, a espessura da palheta demonstrou ser um parâmetro de pouca influência, mas não deve ser negligenciado totalmente quando o objetivo é atingir acurados valores de razão de compressão no projeto.

7.5 Variação da Excentricidade

A excentricidade entre o rotor e o estator é um parâmetro de projeto que define a distância entre os centros do rotor e do estator, é responsável direta pela variação dos volumes e da razão de compressão do motor. Um ponto importante é que este parâmetro pode ser variado mesmo após a construção do motor ou ainda durante sua operação. Os mecanismos para isto não serão discutidos no presente trabalho. A influência da variação da excentricidade

da curva de volume em função da posição angular (Eq. (4.10)) está apresentada pela Figura 7.28.

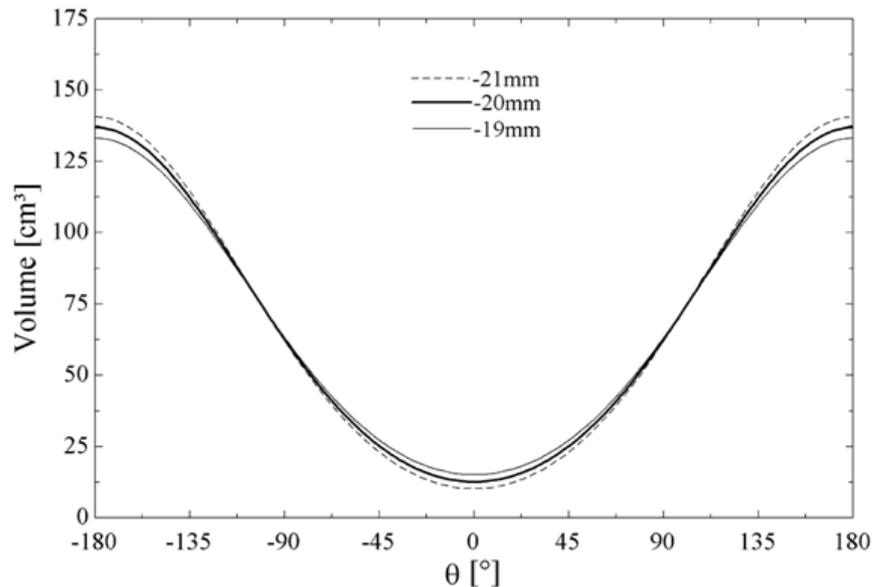


Figura 7.28 - Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes valores de excentricidade

As variações na curva apresentam-se sutis apesar de quase imperceptíveis, é possível perceber uma diferença fundamental em relação aos outros parâmetros já apresentados, as variações de volume nas regiões próximas ao PMI e ao PMS tem sentido contrário, ou seja, enquanto em uma região o volume aumenta na outra ele diminui para a mesma alteração da excentricidade.

Já a Figura 7.29 mostra a curva da razão de aspecto entre a superfície total (Eq.'s (4.9), (4.16), (4.17) e (4.19)) e o volume da câmara de combustão (Eq. (4.10)) ao longo do ciclo para as diferentes excentricidades. A variação de excentricidade tem uma maior influência sobre a razão de aspecto em áreas próximas ao PMS. Para os casos apresentados, os valores dos picos das curvas são: 6,26 para excentricidade de -21 mm; 5,23 para -20 mm; e 4,53 para -19 mm. Esta maior influência nesta região se deve ao fato da maior variação relativa do volume, isto fica mais claro ao observar a Figura 7.30, onde as variações dos volumes no PMS, PMI e dos volumes deslocados unitários e total estão esboçadas.

Onde pode ser observado que, com a diminuição do módulo da excentricidade ocorre a diminuição do volume no PMI e o aumento do volume no PMS. Isto se deve ao fato de que ao se aumentar a distância entre os centros do estator e do rotor, as superfícies da câmara de

combustão pertencentes ao rotor e estator se aproximam na região do PMS e se afastam na região do PMI. Nota-se ainda que estas alterações proporcionam também alterações no volume deslocado, para os casos apresentados os valores obtidos para o volume deslocado total variaram entre 895 cm³ para a distância entre centros de 18 mm e 1094 cm³ para a mesma distância com valor de 22 mm.

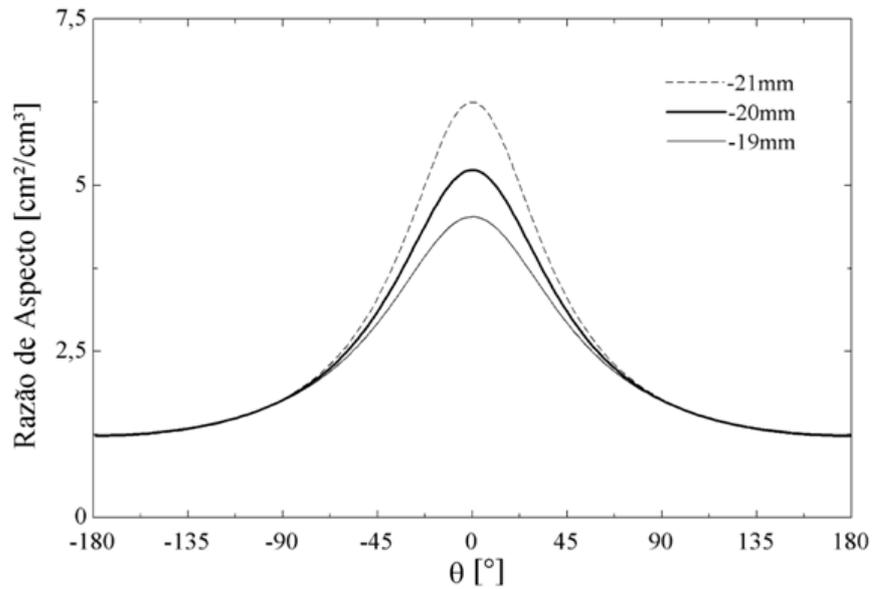


Figura 7.29 - Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para os diferentes valores de excentricidade

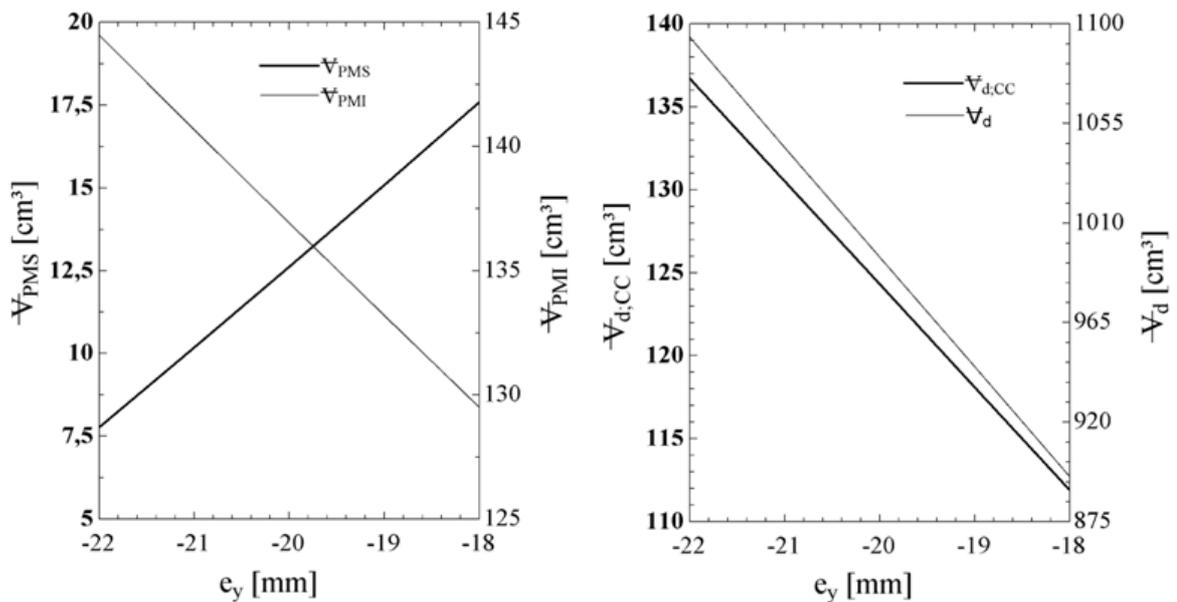


Figura 7.30 - Variação dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para os diferentes valores de excentricidade estudados

As alterações no diagrama de pressão por volume podem ser visualizadas na Figura 7.31, onde as curvas foram obtidas a partir dos valores calculados pelas Eq.'s (4.10) e (5.1).

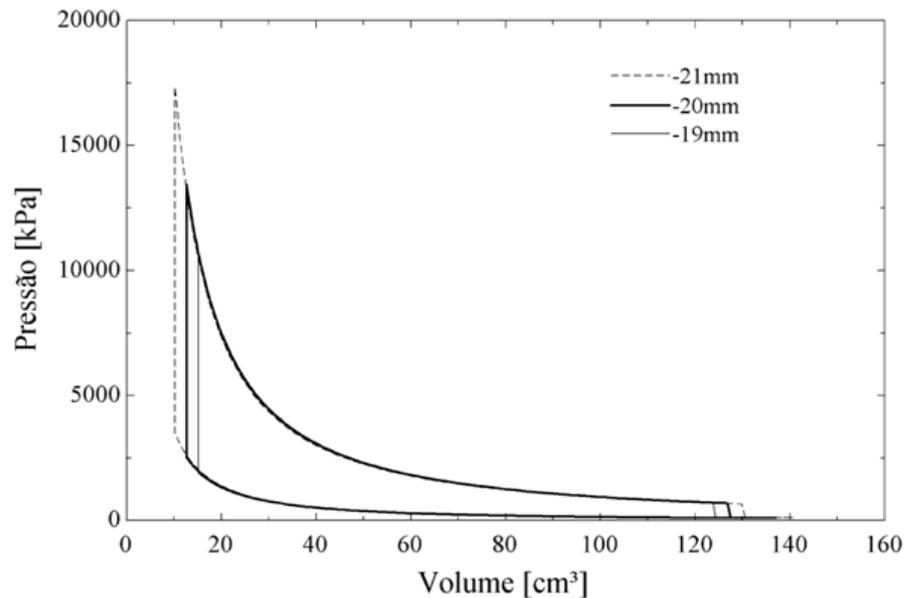


Figura 7.31 - Diagramas $p \times V$ do motor para os diferentes valores de excentricidade

Apesar da pouca influência na forma da curva, a excentricidade influencia diretamente nos picos de pressão alcançados, aumentando também a área que representa o trabalho realizado pelo ciclo. Nota-se também que o degrau (à direita das curvas) possui diferentes posições na abscissa.

Isto pode ser entendido pela variação na razão de compressão do motor (Eq. (3.5)), apresentada pela Figura 7.31, onde também estão figuradas as sensibilidades da sua efetividade (Eq. (4.12)), da pressão média efetiva e do ângulo de máximo torque para o modelo analisado. A razão de compressão é fortemente influenciada pela excentricidade do motor, quanto maior a distância entre os centros, maior é esta razão. Para os casos apresentados, os valores variaram entre 7,4 para excentricidade de -18 mm e 18,6 para excentricidade de -22 mm. Já a sua efetividade é praticamente constante e próxima de 93% como nos outros casos já apresentados.

Pode-se concluir que variando apenas alguns milímetros de excentricidade, é possível uma alteração efetiva da razão de compressão. Outra conclusão importante é que a excentricidade depende apenas do posicionamento do estator em relação ao rotor, ou seja, este parâmetro pode ser alterado até mesmo durante a operação do motor. A alternância entre

razões de compressão pode ser também aplicada de forma mais sutil para a adequação do motor ao combustível utilizado e até mesmo ao ponto de operação exigido pela operação.

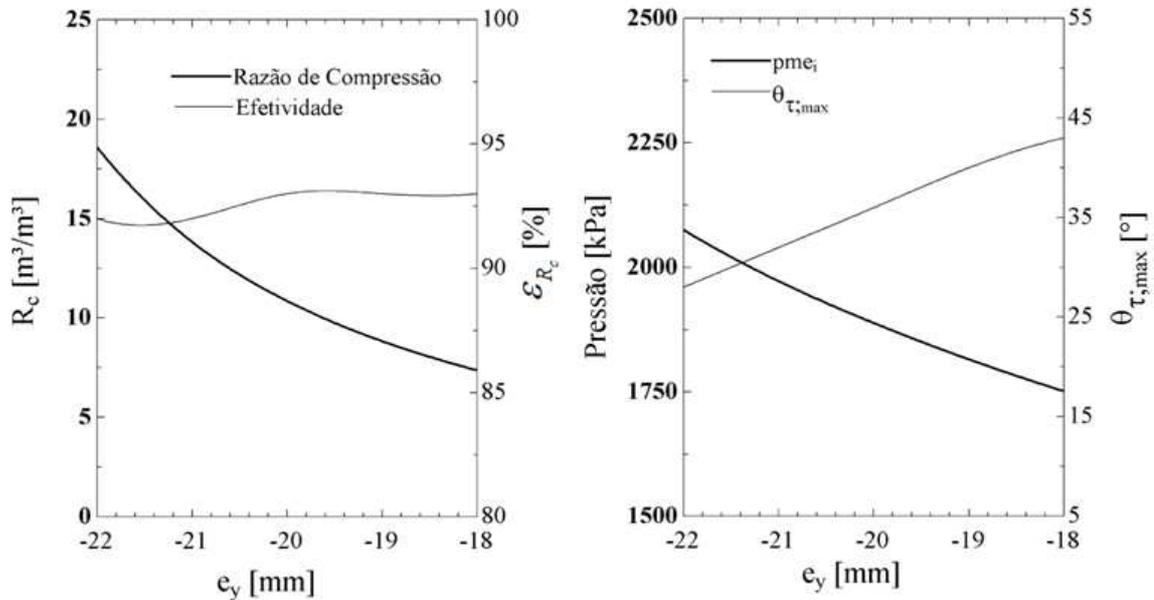


Figura 7.32 - Variação da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes valores de excentricidade

Ainda na Figura 7.32 é possível ver a sensibilidade da pressão média efetiva nas alterações da excentricidade, estas variações têm comportamento similar ao da razão de compressão. Também o ângulo de máximo torque instantâneo unitário é influenciado pela variação da excentricidade, quanto maior a distância entre centros, menor é o seu valor. Mesmo que este comportamento assim o seja, estes ângulos são adequados para um bom funcionamento do motor, os ângulos variam entre 28° para excentricidade de -22 mm e 43° pra excentricidade de -18 mm. Este ângulo é muito importante quando se planeja o melhor aproveitamento da energia dos combustíveis utilizados, abrindo possibilidades para uma melhor utilização de combustíveis de queima lenta. Também quanto maior for este ângulo, maior poderá ser o avanço de ignição sem a geração de trabalho negativo durante a fase de compressão, contribuindo assim para o alcance de maiores velocidades de operação de forma eficiente.

A influência da variação da excentricidade na curva de torque instantâneo unitário (Eq. (4.24)) pode ser vista na Figura 7.33, onde as curvas estão esboçadas em função da posição angular para os diferentes valores de excentricidade.

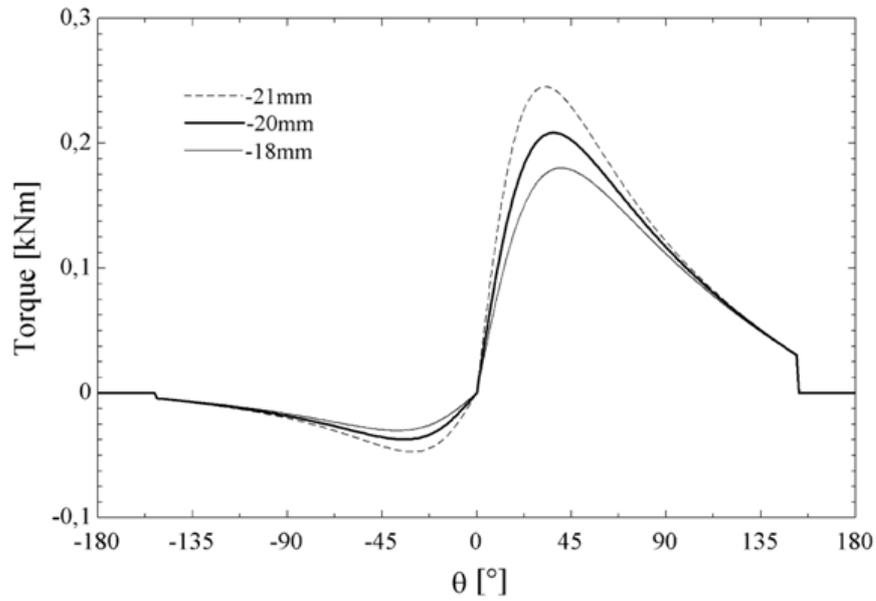


Figura 7.33 - Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para os diferentes valores de excentricidade

Como esperado, o pico de torque é maior quanto maior for a distância entre centros. Nota-se que a curva varia sutilmente fazendo com que estes picos sejam defasados, condizente com o que já foi apontado pela Figura 7.32. Este comportamento modifica também o comportamento do torque instantâneo total (Eq. (4.25)), conforme a Figura 7.34, a qual apresenta a variação ao longo do ciclo para os diferentes valores da excentricidade estudados.

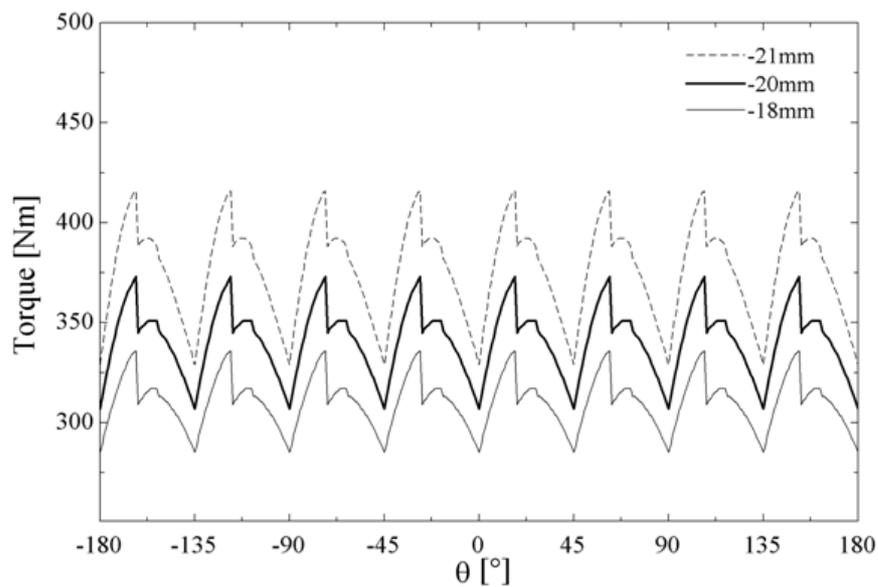


Figura 7.34 - Curva de torque total instantâneo ao longo do ciclo para os diferentes valores de excentricidade

Observa-se que apesar de parecidas na sua forma, as curvas cíclicas de torque instantâneo total possuem amplitude e níveis diferentes. Quanto maior a distância entre centros, maiores patamares de torque são atingidos e com uma maior amplitude de variação da curva. Da mesma forma, deduz-se que, quanto maior a distância entre centros, maior é o torque médio do motor rotativo de palhetas.

7.6 Variação do Número de Palhetas

O número de palhetas é um parâmetro de projeto e é igual ao número de câmaras de combustão do motor rotativo de palhetas. Este parâmetro pode gerar grandes influências no projeto do motor, principalmente no projeto da câmara de combustão e das janelas de passagem de gases. A curva de volume da câmara (Eq. (4.10)) de combustão sofre variações expressivas quando se altera o número de câmaras de combustão conforme pode ser visto na Figura 7.35.

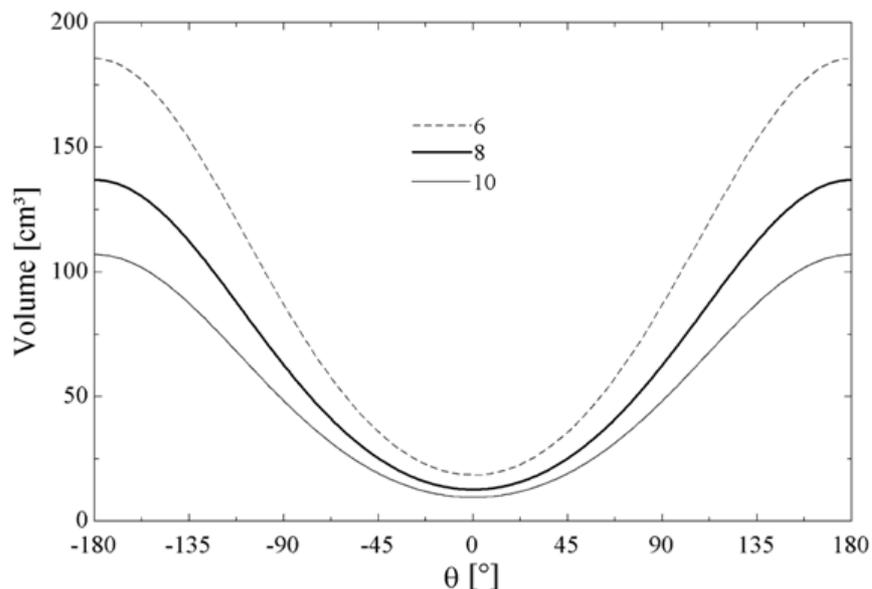


Figura 7.35 - Volume da câmara de combustão ao longo do ciclo para diferentes números de palhetas

Nota-se claramente a variação tanto nos valores dos volumes da câmara de combustão ao longo do ciclo, como na forma destas curvas. Quanto menor o número de palhetas, maior é a inclinação da curva na região onde ocorre a compressão e expansão do fluido de trabalho.

Já a razão de aspecto entre a superfície total (Eq.'s (4.9), (4.16), (4.17) e (4.19)) e o volume da câmara de combustão (Eq. (4.10)) possui variações sutis, como pode ser visto na Figura 7.36.

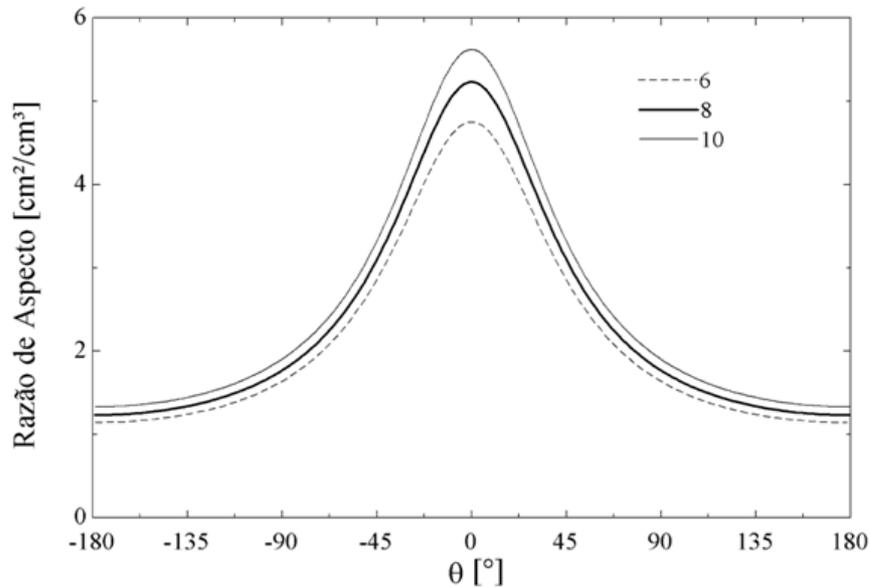


Figura 7.36 - Razão de aspecto da câmara ao longo do ciclo para os diferentes números de palhetas

Apesar de haver alterações, estas são mais representativas na região próxima ao PMS. Para os casos apresentados os valores da razão de aspecto no PMS são de: 4,76 para o motor com 6 palhetas; 5,23 para o motor com 8 palhetas; e 5,62 para o motor com 10 palhetas. As variações de volumes estão mais bem detalhadas na Figura 7.37, onde os volumes no PMS, PMI e os volumes deslocados unitários e total estão esboçados para os diferentes casos estudados.

Juntando as observações sobre a Figura 7.35 e analisando-se a Figura 7.37, nota-se claramente que o número de câmaras de combustão tem influência direta sobre os volumes de cada câmara. Tanto o volume no PMS e no PMI decaem quanto maior for o número de câmaras, esta queda não é linear e é atenuada para valores maiores do que 10 palhetas para o motor estudado. O volume deslocado unitário também diminui quanto maior o número de palhetas, porém o volume deslocado total não segue esta tendência. Como o volume deslocado total é igual ao volume unitário multiplicado pelo número de câmaras, as poucas variações devem-se basicamente à espessura das palhetas que têm influência no comportamento da variação do volume deslocado total. Para os casos apresentados, o motor

rotativo de palhetas tem os seus volumes deslocados totais muito próximos, obtendo seu valor máximo de 1003 cm^3 para o projeto com 6 palhetas, e o valor mínimo de 950 cm^3 para o projeto com 12 palhetas.

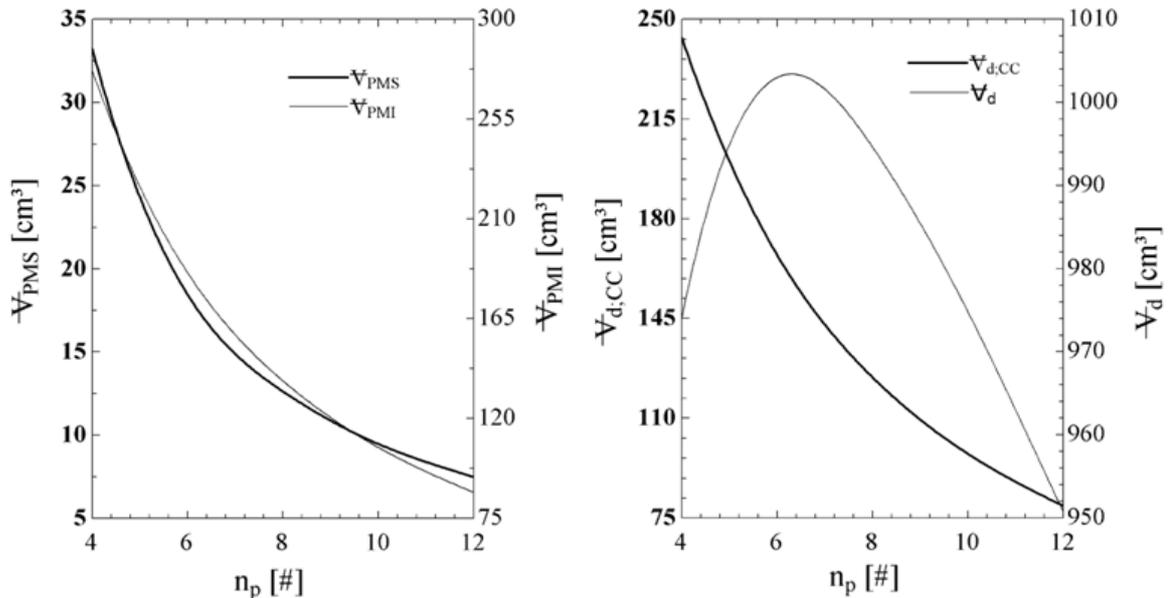


Figura 7.37 - Variação dos volumes no PMS, PMI e volumes deslocados unitário e total do motor para os diferentes números de palhetas estudados

A Figura 7.38 esboça o comportamento do diagrama de pressão por volume obtido a partir dos valores calculados pelas Eq.'s (4.10) e (5.1) para os diferentes números de palhetas. Como pode ser visualizado, quanto menor o número de palhetas, maior é a área dentro da curva apresentada. Porém, sabe-se que com menos câmaras de combustão, cada câmara gera mais trabalho por ciclo, mas, o trabalho total entregue pelo motor pouco varia. Outra grande diferença verificada ocorre nos picos de pressão, para motores com menor número de palhetas os picos de pressão atingidos assim como os valores de volumes mínimos são menores.

Isto se deve ao fato principalmente da efetividade da razão de compressão (Eq. (4.12)) ser mais baixa para motores com menor número de câmaras como pode ser mais bem visto na Figura 7.39, onde também são apresentadas as variações da razão de compressão (Eq. (3.5)), da pressão média efetiva e do ângulo de máximo torque do motor para os diferentes números de palhetas estudados.

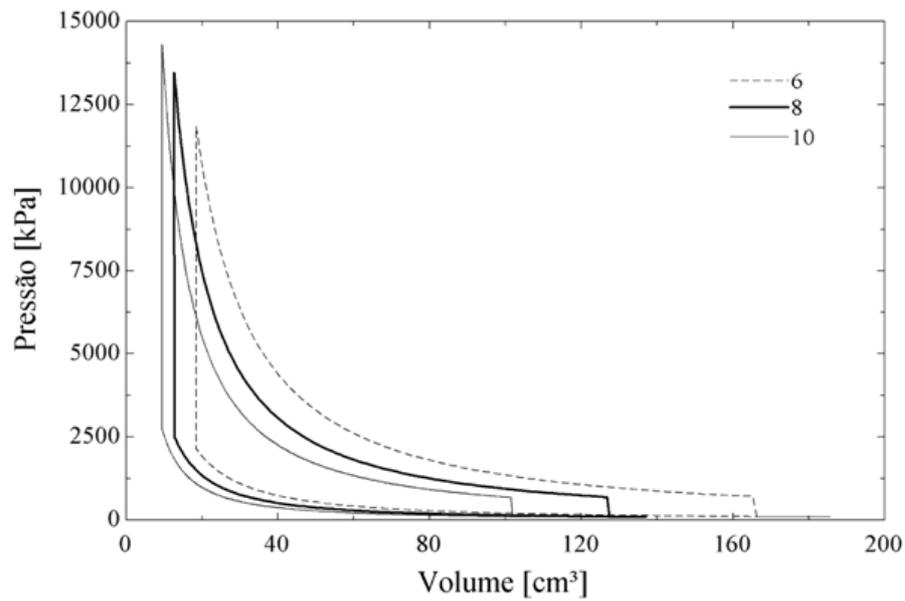


Figura 7.38 - Diagramas $p \times V$ do motor para os diferentes números de palhetas

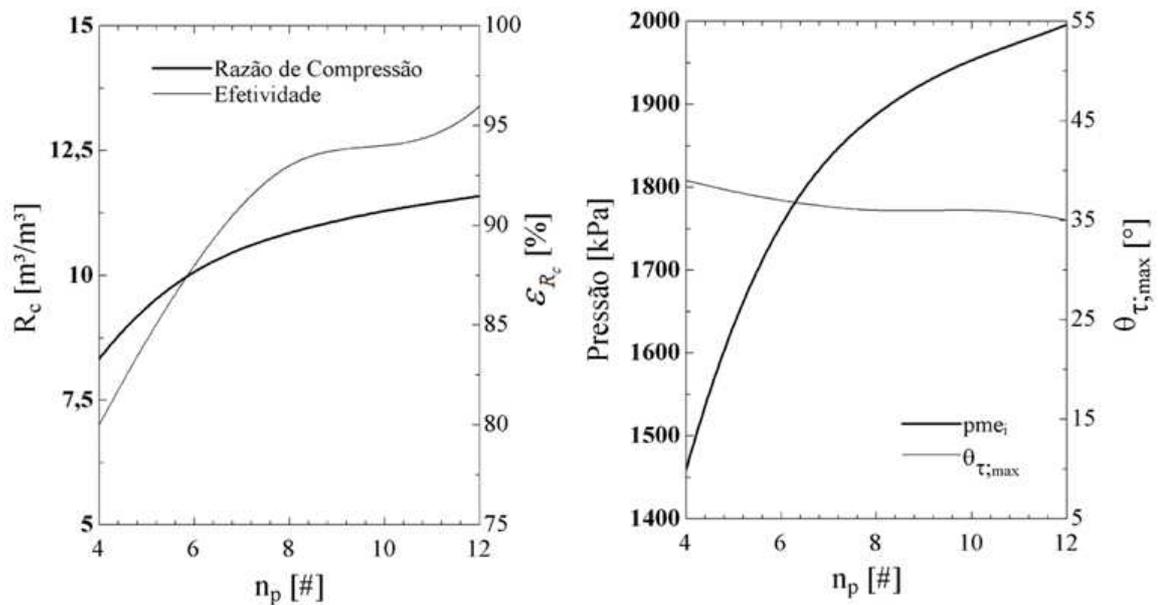


Figura 7.39 - Variação da razão de compressão, sua efetividade, pressão média efetiva e ângulo de máximo torque do motor para diferentes números de palhetas

A variação do número de palhetas exerce muito pouca influência sobre a razão de compressão do motor quando em comparação a outros parâmetros já apresentados. Porém, sua efetividade, a qual considera a eficácia do posicionamento da janela de admissão, varia de forma expressiva. Para motores projetados com um menor número de câmaras de combustão, estas acabam sendo de maiores dimensões angulares, fazendo com que ao percorrer o ciclo a

câmara esteja muito adiantada e com menor volume disponível para o preenchimento com ar no instante em que a janela de admissão se fecha.

O mesmo pode ser pensado durante a fase de expansão, onde a janela de exaustão tem sua abertura muito adiantada em relação à expansão dos gases nos volumes do percurso do ciclo. Quanto maior o número de câmaras de combustão, melhor será o funcionamento do motor, para o caso estudado, a partir de 8 câmaras este comportamento tende a ser menos intenso. Números demasiadamente exagerados resultam em problemas físicos de construção ou alocação correta das peças do motor, principalmente das palhetas no interior do rotor. Esta característica deve ser ponderada principalmente quando na escolha da posição das janelas de admissão e exaustão, ainda mais quando o intuito do projeto for a operação com ciclo sobre-expandido.

Ainda na Figura 7.39 percebe-se que a pressão média efetiva varia bastante, mesmo sem grandes variações na razão de compressão. Isto também ocorre devido à variação da efetividade da razão de compressão. O ângulo de máximo torque instantâneo não é fortemente afetado pela variação do número de palhetas, apesar do ângulo de defasagem entre as palhetas avançada e atrasada (Eq.'s (4.5) e (4.6)) ter influência no cálculo do torque.

Para ilustrar ainda mais o efeito do posicionamento das janelas de admissão e exaustão em relação ao tamanho angular das câmaras, a Figura 7.40 mostra a variação da pressão em função da posição angular (Eq. (5.1)) para os casos aqui estudados.

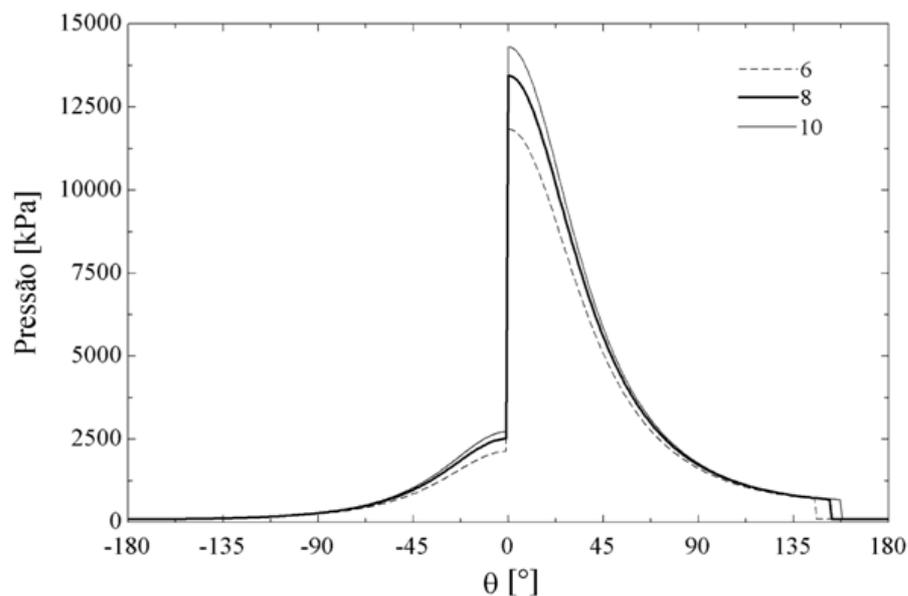


Figura 7.40 - Pressão em função da posição angular do motor para diferentes números de palhetas

Nota-se claramente que o motor com menor número de câmaras atingiu patamares menores de pressão devido ao fechamento tardio da janela de admissão em relação aos outros. Nota-se também a defasagem da queda brusca de pressão gerada pela abertura da janela de exaustão (região à direita das curvas), apesar da abertura da janela ter o mesmo ângulo, as posições das câmaras neste instante são diferentes para os casos apresentados.

Este comportamento pode ser observado também na curva de torque instantâneo unitário (Eq. (4.24)), apresentada na Figura 7.41, mostrando ainda mais a sensibilidade em relação à alteração do número de câmaras de combustão do projeto do motor. Pode ser observada novamente a defasagem na região da queda brusca de pressão, porém agora é mais fácil a identificação dos degraus e de seus respectivos tamanhos que também são diferentes entre si. Quanto menor o número de câmaras, maior é este degrau e maior é a perda de energia disponível no gás durante a fase de expansão. Nota-se ainda que os picos de torque atingidos são diferentes, sendo maiores para os projetos com menos palhetas.

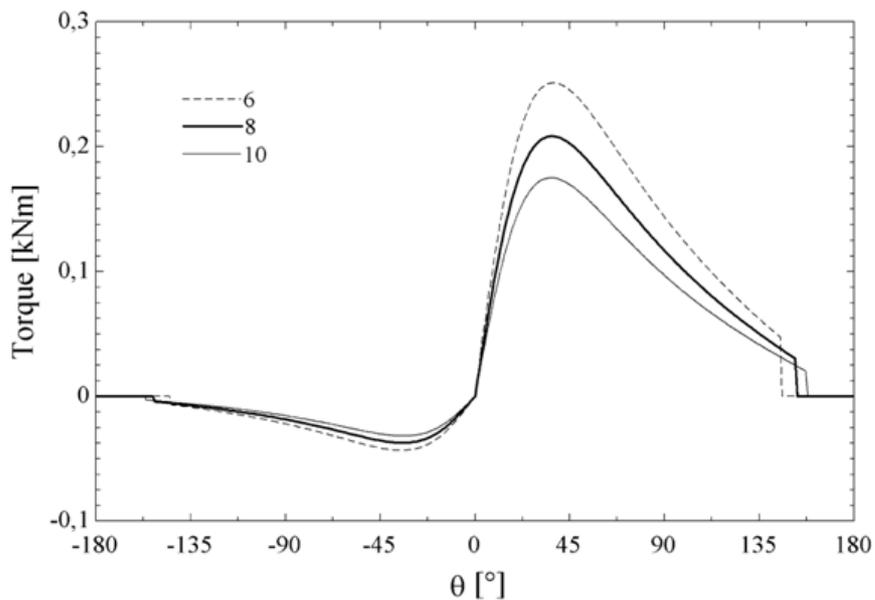


Figura 7.41 - Curva de torque instantâneo unitário ao longo do ciclo para os diferentes números de palhetas

A influência deste comportamento no torque instantâneo total (Eq. (4.25)) é apresentada pela Figura 7.42, onde as curvas cíclicas de torque instantâneo total são muito similares, porém possuem níveis, amplitudes e fases diferentes.

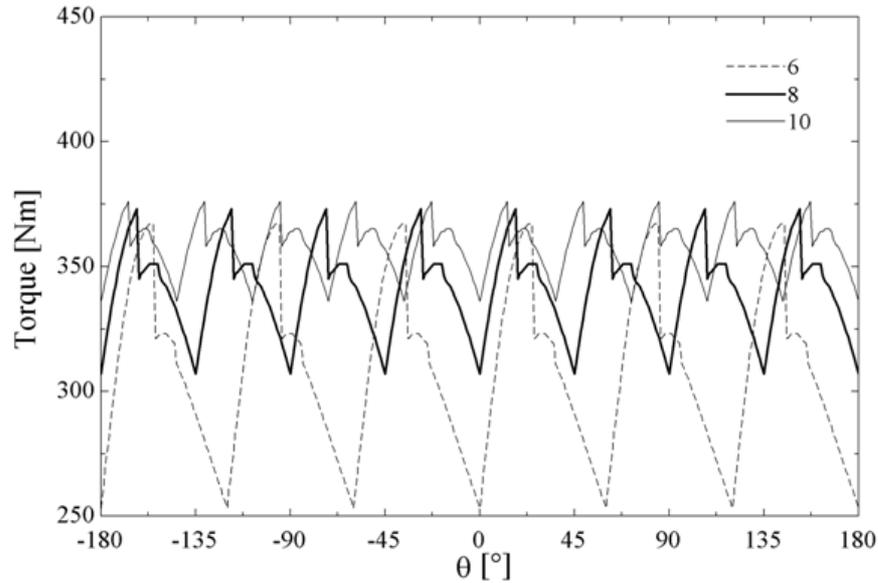


Figura 7.42 - Curva de torque total instantâneo ao longo do ciclo para os diferentes números de palhetas

A principal diferença deste comportamento em relação aos já apresentados está no fato de que o número de picos de torque é igual ao número de câmaras, sendo diferente para cada uma das curvas apresentadas. Quanto mais palhetas, mais alto são os níveis de torque e menores são a amplitude e a fase da variação cíclica das curvas. Sabendo-se que a vibração do motor está ligada intimamente com essa flutuação de torque, deduz-se que, quanto maior o número de palhetas, menores serão os níveis de vibrações. Entretanto, devem-se pesar também os aspectos construtivos e de fabricação do motor no projeto, de forma que haja o equilíbrio necessário para obtenção das vantagens provenientes do conceito do motor rotativo de palhetas.

8 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Nesta seção encontra-se um breve resumo das ponderações sobre o conceito e do estudo de sensibilidade dos parâmetros geométricos do conceito do motor rotativo de palhetas.

8.1 Sobre o Conceito

O estudo geométrico do conceito demonstrou capacidade para realizar os estudos consequentes, sendo suficiente para caracterizar o motor e poder compará-lo a tecnologia atual utilizada. Em comparação aos motores recíprocos, o conceito apresentado mostrou-se eficaz e até mesmo superior em alguns aspectos. Entre as principais diferenças, destacam-se no motor rotativo de palhetas:

- Menor número de peças: ausência de árvore de manivelas, biela, eixos de comando de válvulas, válvulas, etc..
- Compacidade: menor tamanho e peso por potência gerada.
- Grande área de troca de gases: possibilidade de elaboração de janelas de admissão e exaustão com áreas de passagem proporcionalmente grandes em relação ao volume da câmara.
- Ausência de movimentos recíprocos: geração de torque de forma angular, nenhuma peça possui acelerações bruscas contribuindo para a redução de vibrações e anulando a necessidade do uso de volantes de inércia com este fim.
- Menor inércia mecânica: devido ao menor número de peças, ao menor peso e à ausência de movimentos alternativos.
- Velocidade da câmara constante: proporcional a velocidade de rotação do motor e independente da posição angular, equivale à velocidade do êmbolo que alterna velocidades em um motor recíproco.
- Possibilidade de mais ciclos por rotação: não há necessidade de ocupar parte da rotação do motor para bombear os gases para dentro ou para fora do motor, possibilitando a execução de um ciclo de potência por rotação para cada câmara, mesmo no modelo aspirado que é muito similar aos modelos 4-tempos dos motores recíprocos.

- Braço de alavanca quase constante e não-nulo durante o ciclo: porém o torque resultante possui valor nulo exatamente na posição do PMS e PMI devido à similaridade das forças geradas pela pressão dos gases nestas posições.
- Possibilidade de alteração da razão de compressão: devido à possibilidade da alteração da excentricidade entre rotor e estator, o motor rotativo pode alterar esta razão, até mesmo em operação.
- Modularidade: possibilidade de fabricação e montagem em módulos, possibilitando o fornecimento de motores de diversos tamanhos e potências a partir de peças similares.
- Flexibilidade de combustíveis: as características do motor devem permitir a real flexibilidade de forma eficiente na utilização de combustíveis diferenciados.
- Torque total com menor amplitude durante o ciclo: o torque total gerado por ciclo do motor possui valores com menor flutuação, mesmo quando o motor possui poucas câmaras de combustão, contribuindo para um menor nível de vibrações.
- Ângulo de máximo torque maior: o ângulo onde ocorre o máximo torque do ciclo é maior do que em motores recíprocos, favorecendo a operação em altas rotações e utilização de combustíveis de queima lenta.
- Maiores possibilidades de alterações no projeto: as diversas características do motor rotativo de palhetas permitem que novas linhas de pensamento possam ser difundidas na busca do aperfeiçoamento de seu funcionamento.

Apesar de não ser o foco do estudo, mesmo em comparação ao motor Wankel, o motor rotativo de palhetas demonstra certas vantagens nas possibilidades de projeto e funcionamento. Entretanto, sabe-se que um motor rotativo viável necessita de cuidados especiais com a vedação eficaz das câmaras de combustão, com o sistema de arrefecimento, com a lubrificação das peças mecânicas e com a geometria da câmara de combustão para que esta favoreça a correta e eficiente queima do combustível utilizado.

Os motores recíprocos também já passaram por esta fase de desenvolvimento inicial e ainda hoje estão longe de chegar ao seu melhor funcionamento realizável, porém, nos motores rotativos as dificuldades encontradas despontam mais numerosas. Além das causas físicas e geométricas, a própria história do motor recíproco e o seu maior interesse pela indústria o colocam num patamar ainda inatingível pelos motores rotativos. Isto não significa a inviabilização de novas tecnologias, mas sim representa a inércia constrangida pelo mercado dificultando a reconsideração de conceitos e a real inovação de produtos tão importantes.

Enquanto o foco se mantém na melhoria contínua, os conceitos básicos são internalizados e as soluções tradicionais tornam-se singulares e imperturbáveis.

8.2 Sobre as Variações

O estudo de parâmetros revelou dados interessantes com os quais os projetistas podem determinar as premissas de projeto de seu motor rotativo de palhetas. Os parâmetros estudados exercem de formas diferenciadas sua influência sobre os aspectos de funcionamento e projeto do motor.

Distingui-se entre os parâmetros estudados a excentricidade entre o estator e o rotor. Esse parâmetro foi o único dentre os estudados que pode ser alterado mesmo depois do motor construído ou mesmo durante sua operação. Essa possibilidade de atuar em tempo real em um parâmetro que influencia diretamente na razão de compressão do motor pode ser interessante para aperfeiçoar o funcionamento do motor para diferentes pontos de operação exigidos, ou até mesmo para a melhor sua adaptação na utilização de diversos combustíveis. Este aspecto característico do motor rotativo de palhetas permite uma maior flexibilidade de aplicações para um mesmo projeto.

Outro parâmetro que chama a atenção é a espessura do rotor, que nada mais é do que a espessura do próprio motor. Esta característica de projeto tem influência linear sobre o tamanho do motor, ou seja, dobrando-se a espessura do motor dobram-se os volumes deslocados pelo mesmo. Fato interessante é que este parâmetro consegue fazer estas mudanças sem alterar a razão de compressão ou influenciar demasiadamente outros aspectos importantes. Este aspecto, característico do motor rotativo de palhetas, indica que o motor poderá ser produzido, ou até mesmo montado, de forma modular, possibilitando padronização de peças, redução de custos ou até mesmo facilitando o aprimoramento (*upgrade*) de equipamentos em operação.

Os demais aspectos da sensibilidade dos parâmetros de projeto do motor rotativo de palhetas estão resumidos na Tabela 8.1, onde na coluna da esquerda estão listadas as características principais do motor e, através de símbolos, a forma como estas são influenciadas está representada para cada parâmetro variado.

Tabela 8.1- Resumo da sensibilidade das características do motor rotativo de palhetas

		Parâmetro Variado					
		D_{est}	D_{rot}	E_{rot}	E_p	e_y	n_p
Sensibilidade	Curva de Volume	<	<	>	<<	<<	>
	Razão de Aspecto			<<	<<	<	<
	$\mathcal{V}_{CC;PMS}$	>	>	**	<	<	>
	$\mathcal{V}_{CC;PM}$	<<	<<	**	<<	<<	>
	$\mathcal{V}_{d;CC}$	<<	<<	**	<<	<<	>
	\mathcal{V}_d	<<	<<	**	<<	<<	<
	Diagrama $p \times \mathcal{V}$			>>	-	<	>>
	R_v	>	>	-	<<	>	<
	ε_{R_v}	-	-	-	-	-	>
	pme	>	>	-	<<	<	<
	$\theta_{z,max}$	>	>	-	-		<<
	Curva de Torque Unitário				-	<	
	Curva de Torque Total			>	-		>>

LEGENDA:

<<	muito baixa
<	baixa
	moderada
>	alta
>>	muito alta
-	nula
**	diretamente proporcional

Além do uso por projetistas de motores, as tendências apresentadas pela tabela são de valia para o direcionamento dos estudos experimentais. Estes estudos deverão ser realizados para a validação das outras características do motor rotativo de palhetas, características estas que poderão influenciar sobre os aspectos estudados no presente trabalho ou ainda gerar influências distintas sobre o funcionamento do motor.

9 CONCLUSÕES

O estudo do conceito do motor rotativo de palhetas demonstrou-se de grande interesse na busca de novas tecnologias e inovações para a produção de energia através da queima de combustíveis. O conceito apresentado não modifica o conceito de um motor de combustão interna, o qual transforma um determinado tipo de energia (potencial química) em outra forma de energia (mecânica), porém, apresenta grandes diferenças em relação aos motores recíprocos utilizados atualmente.

As possibilidades de atuação nas características de projeto apresentadas pelo novo conceito aumentam as ferramentas para os projetistas obterem os produtos desejados. A capacidade de alterar a razão de compressão, até mesmo em operação, permite a maior adaptabilidade na utilização de combustíveis e proporciona novas frentes para o desenvolvimento de controles afinados e para o aumento de eficiência dos motores. A possibilidade de desligar câmaras de combustão durante o funcionamento sem gerar grandes perdas também deverá contribuir para este fenômeno. A possibilidade de fabricação e montagem do motor em módulos semelhantes, cujos somados poderão atingir os níveis de potência e torque desejados facilita a fabricação, a logística e a manutenção.

Mas, o motor rotativo de palhetas não se limita a estas características apenas. Devido a sua concepção, ele pode ser facilmente utilizado em ciclo sobre-expandido, aumentando ainda mais a sua eficiência. Outra observação muito atraente está na forma como o volume se altera em função da posição angular. A geometria do estator tem influência direta na forma desta curva, ou seja, para o conceito estudado é possível moldar a variação de volume por ângulo conforme se desenhar a geometria do estator. Talvez este aspecto seja novidade para os projetistas e pesquisadores acostumados aos cilindros dos motores convencionais onde esta possibilidade é impraticável.

Todas estas novas possibilidades resultam em melhorias profundas na ideação dos motores, permitindo que o funcionamento dos mesmos, em parte, possa aproximar-se dos conceitos ideais e possuir vantagens construtivas, operacionais e comerciais. Para confirmar e melhor estudar estas e outras possibilidades, o desenvolvimento do motor deverá focar experimentos e simulações de motores práticos, com modelagens mais completas. Com isto será então possível definir eficiências, saber do comportamento das emissões e obter uma melhor caracterização da operação dos motores exequíveis.

9.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Como sugestão para trabalhos futuros lista-se aqui as principais ideias:

- Generalizar e aperfeiçoar a geometria de câmaras de combustão em motores de combustão interna para entender seus efeitos sobre a combustão.
- Estudos experimentais do conceito apresentado pelo presente trabalho.
- Modelagem mais aprofundada do motor rotativo de palhetas com utilização de dados experimentais, estudos conceituais, e caracterização do motor.
- Estudar, mesmo que conceitualmente, a melhor forma da curva de volume por posição angular exequível para o motor rotativo de palhetas.
- Realizar estudos teóricos e experimentais para diferentes formatos e geometrias de estatores.
- Estudar o conceito do motor rotativo de palhetas para operação aspiração natural.
- Comparar e caracterizar as diferenças entre os motores Wankel e o conceito do motor rotativo de palhetas.
- Estudar o tempo de combustão para diferentes combustíveis utilizados no motor rotativo de palhetas e suas diferenças de desempenho.
- Realizar simulações numéricas a fim de obter comportamentos do interior das câmaras e avaliar a sensibilidade destes comportamentos frente aos parâmetros aqui apresentados e demais ainda não estudados.
- Avaliar as principais diferenças na forma de controle do motor apresentado, ponderando também o melhor posicionamento dos sistemas de injeção e ignição.
- Estudar a aplicabilidade da alteração da razão de compressão no controle dos motores para aperfeiçoar o funcionamento em função da carga exigida e dos combustíveis, ou mesmo misturas de combustíveis, utilizados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Andrade, G. S. **Avaliação Experimental da Duração de Combustão para Diferentes Combustíveis, em um Motor Padrão Ciclo Otto ASTM-CFR**. Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2007.

Badr, O.; O'Callaghan, P. W.; Hussein, M.; Probert, S. D. Multi-Vane Expanders as Prime Movers for Low-Grade Energy Organic Rankine-Cycle Engines, **Applied Energy**, v. 16, p. 129-146, 1984.

Badr, O.; O'Callaghan, P. W.; Probert, S. D. Multi-Vane Expanders: Geometry and Vane Kinematics, **Applied Energy**, v. 19, p. 159-182, 1985a.

Badr, O.; O'Callaghan, P. W.; Probert, S. D. Multi-Vane Expander Performance: Breathing Characteristics, **Applied Energy**, v. 19, p. 241-271, 1985b.

Badr, O.; O'Callaghan, P. W.; Probert, S. D. Multi-Vane Expanders: Internal-Leakage Losses, **Applied Energy**, v. 20, p. 1-46, 1985c.

Badr, O.; Probert, S. D.; O'Callaghan, P. W. Multi-Vane Expanders: Vane Dynamics and Friction Losses, **Applied Energy**, v. 20, p. 253-285, 1985d.

Badr, O.; Probert, S. D.; O'Callaghan, P. W. Performances of Multi-Vane Expanders, **Applied Energy**, v. 20, p. 207-234, 1985e.

Badr, O.; Probert, S. D.; O'Callaghan, P. W. Influences of Vane Design on a Multi-Vane Expander's Performance, **Applied Energy**, v. 22, p. 271-298, 1986a.

Badr, O.; Probert, S. D.; O'Callaghan, P. W. Selection of Operation Conditions and Optimisation of Design Parameters for Multi-Vane Expanders, **Applied Energy**, v. 23, p. 1-46, 1986b.

Badr, O.; Probert, S. D.; O'Callaghan, P. W. Optimal Design and Operating Conditions for a Multi-Vane Expander, **Applied Energy**, v. 24, p. 1-27, 1986c.

Badr, O.; Naik, S.; O'Callaghan, P. W. Rotary Wankel Engine as Expansion Devices in Steam Rankine-Cycle Engines, **Applied Energy**, v. 39, p. 59-76, 1991.

Barros, J. E. M. **Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos**. Tese de Doutorado, UFMG, Belo Horizonte, 2003.

Blair, G. P. **Design and Simulation of Two-Stroke Engines**. Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1996.

Dulger, M. Pollution from Rotary Internal Combustion Engines, in **Handbook of Air Pollution on Internal Combustion Engines** (Sher, E.), Academic Press, cap. 7, San Diego, 1998.

Ebrahimi, R. **Effects of Variable Specific Heat Ratio on Performance of an Endoreversible Otto Cycle**. Acta Physica Polonica A, Shahrekord, 2010.

FPT, Fiat Power Train. Informações sobre o motor Fire 1.0 EVO concedidas diretamente por e-mail, Porto Alegre, janeiro de 2012.

Giacosa, D. **Motores Endotérmicos**. Hoepli, Barcelona, 1986.

Guibet, J. C. **Fuels and Engines**. Traduzido para o inglês por Carr, F., Éditions Technip, Paris, 1999.

Heller, D. A. **International Strategic Alliances and Technology Strategy: The Case of Rotary- Engine Development at Mazda**. Shinshu University, 2005

Heywood, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. McGraw Hill, New York, 1988.

Heywood, J. B.; Sher, E. **The Two-Stroke Cycle Engine**. Taylor & Francis, Philadelphia, 1999.

Melo, T. C. C., **Modelagem Termodinâmica de um Motor do Ciclo Otto Tipo Flex-Fuel Funcionando a Gasolina, Álcool e Gás Natural**. Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2007.

Muroki, T.; Moriyoshi, Y.; Takagi, M.; Suzuki, K.; Imai, M. Research and Development of a Direct Injection Stratified Charge Rotary Engine with a Pilot Flame Ignition System, **SAE International**, technical paper n. 2001-01-1844/4263, Pisa, 2001.

Shudo, T.; Nabetani, S.; Nakajima, Y. Influence of Specific Heats on Indicator Diagram Analysis in a Hydrogen Fuelled SI Engine, **SAE Japan**, Hokkaido, 2001.

Silva, R. B. **Compressores Bombas de Vácuo e Ar Comprimido**. Grêmio Politécnico, São Paulo, 1980.

Taylor, C. F. **The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice**. Colonial Press, Clinton, 1968.

Varnhagen, S. J. **Experimental Investigation of the Wankel Engine for Extending the Range of Electric Vehicles**. Dissertação de Mestrado, University of California Davis, Davis, 2011.

Wankel, F. **Rotary Piston Machines**. Traduzido para o inglês por Ansdale, R. F., Iliffe Books, London, 1965.

Wildner, F. D. **Análise Experimental da Velocidade de Combustão em Motores de Combustão Interna**. Tese de Doutorado, UFRGS, Porto Alegre, 2010.

Yamamoto, K. **Rotary Engine**. Toyo Kogyo, Hiroshima, 1981.

APÊNDICE A – DADOS DOS MOTORES RECÍPROCOS

Tabela A. 1 - Características do motor Volkswagen AP 1.8 Flex

Cilindros	Quatro em linha	
Comando de Válvulas	No cabeçote	
Válvulas por Cilindro	Duas válvulas	
Diâmetro x Curso	81,01 mm x 86,4 mm	
Comprimento da Biela	144,0 mm	
Volume Deslocado Total	1781 cm ³	
Razão Volumétrica	11:1	
Ângulo de fechamento da válvula de admissão	- 164°	
Ângulo de abertura da válvula de descarga	+ 146°	
	Gasolina	Álcool
Potência	76 kW (103 cv) a 5250 rpm	78 kW (106 cv) a 5250 rpm
Torque	152 Nm (15,5 kgfm) a 3000 rpm	157 Nm (16,0 kgfm) a 3000 rpm

Fonte: adaptada de Melo, 2007

Tabela A. 2 - Características do motor Fiat Fire 1.0 EVO

Cilindros	Quatro em linha	
Comando de Válvulas	No cabeçote	
Válvulas por Cilindro	Duas válvulas	
Diâmetro x Curso	70 mm x 64,9 mm	
Comprimento da Biela	140,5 mm	
Volume Deslocado Total	999,1 cm ³	
Razão Volumétrica	12,15:1	
Ângulo de fechamento da válvula de admissão	- 147°	
Ângulo de abertura da válvula de descarga	+ 150°	
	Gasolina	Álcool
Potência	54 kW (73 cv) a 6250 rpm	55 kW (75 cv) a 6250 rpm
Torque	93 Nm (9,5 kgfm) a 3850 rpm	93 Nm (9,5 kgfm) a 3850 rpm

Fonte: informações cedidas por FPT, 2012