

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIOGRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM E ESTUDO DE SENSIBILIDADE DE UM
MOTOR PNEUMÁTICO ROTATIVO DE PALHETAS

por

Juliano Luis Oestreich

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Dezembro de 2012

MODELAGEM E ESTUDO DE SENSIBILIDADE DE UM
MOTOR PNEUMÁTICO ROTATIVO DE PALHETAS

por

Juliano Luis Oestreich

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Horácio A. Vielmo

Prof. Dr. Thamy C. Hayashi

Prof. Dr. Sérgio L. Frey

Porto Alegre, 10 de Dezembro de 2012

OESTREICH, J.L. **Modelagem e Estudo de Sensibilidade de um Motor Pneumático Rotativo de Palhetas**. 2012. 20. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

RESUMO

Este trabalho tem por objetivo estudar o comportamento de um motor pneumático rotativo de palhetas e analisar as curvas características para este tipo de perfil. As equações que descrevem seu funcionamento, tanto geométrico quanto termodinâmico, são implementadas em um código de simulação numérica. Este modelo é validado com resultados disponíveis na literatura. Além disso, é realizado um estudo de sensibilidade acerca desta geometria. Como resultados, são observadas as curvas características de volume, pressão e torque de acordo com a variação do ângulo de trabalho. O estudo de sensibilidade identifica que o raio do estator e o do rotor são os parâmetros que mais influenciam o torque total do motor. O estudo de sensibilidade serve como estudo prévio para formulação de projetos bem como para base de futuros trabalhos experimentais.

PALAVRAS-CHAVE: (motor pneumático de palheta, curvas características, estudo de sensibilidade)

OESTREICH, J.L. **Modeling and Sensitivity Study of Rotary Air Vane Motor**. 2012. 20. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ABSTRACT

This work aims to study the behavior of a rotary vane air motor and analyze the characteristic curves for this type of profile. The equations that describe its operation, both geometric as thermodynamic, are implemented in a numerical simulation code. This model is validated with results available in literature. In addition, a study is conducted on the sensitivity of this geometry. As a result, the characteristic curves are observed in volume, pressure and torque according to the change in working angle. The sensitivity study identifies that the radius of the stator and rotor are the parameters that most affect the total torque of the engine. The sensitivity study serves as a preliminary study for project formulation and to base future experimental work.

KEYWORDS: (pneumatic vane motor, characteristic curves, sensitivity study).

ÍNDICE

| | |
|--|----|
| 1. INTRODUÇÃO | 1 |
| 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 1 |
| 3. MOTOR PNEUMÁTICO ROTATIVO DE PALHETAS | 2 |
| 4. EQUACIONAMENTO | 3 |
| 4.1 EQUACIONAMENTO GEOMÉTRICO | 4 |
| 4.2 EQUACIONAMENTO TERMODINÂMICO | 5 |
| 4.3 TORQUE | 7 |
| 5. MODELO DE ESTUDO E COMPARAÇÃO | 7 |
| 5.1 DIAGRAMA DE BLOCOS | 7 |
| 5.2 COMPARAÇÃO DO MODELO | 8 |
| 6. RESULTADOS E ANÁLISE DO ESTUDO DE SENSIBILIDADE | 9 |
| 6.1 VOLUME E RAZÃO DE EXPANSÃO | 9 |
| 6.2 PRESSÃO | 10 |
| 6.3 TORQUE | 11 |
| 6.4 ESTUDO DE SENSIBILIDADE | 12 |
| 6.4.1 VARIAÇÃO NO RAIOS DO ESTATOR | 12 |
| 6.4.2 VARIAÇÃO NO RAIOS DO ROTOR | 12 |
| 6.4.3 VARIAÇÃO NA ESPESSURA DO ROTOR..... | 13 |
| 6.4.4 VARIAÇÃO NA ESPESSURA DA PALHETA..... | 13 |
| 6.4.5VARIAÇÃO NO NÚMERO DE PALHETAS..... | 14 |
| 7. CONCLUSÃO..... | 15 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 15 |

1. INTRODUÇÃO

Motores pneumáticos são comumente utilizados em aplicações industriais pela sua compacidade e simplicidade funcional construtiva. Sua alta confiabilidade e segurança garantem a utilização deste motor em ambientes hostis e explosivos, além disso, possui características de utilização sob altas rotações e boa relação peso-potência. Esse tipo de motor é uma alternativa para a obtenção de energia mecânica utilizando ar comprimido, obtido por compressores amplamente utilizados em instalações industriais.

Impulsionado pelo estudo da empresa Gyrum que se encontra atualmente instalada na Incubadora Tecnológica HESTIA que pertence à Escola de Engenharia e ao Instituto de Física, ambos da UFRGS, na qual utiliza o perfil rotativo de palhetas como motor à combustão. O presente trabalho lança mão deste perfil para entender como os parâmetros geométricos influenciam nas curvas características de um motor pneumático rotativo de palhetas. Como exemplos dessas curvas características estão o volume, a pressão e o torque ao longo do ciclo de revolução.

Dessa forma, uma modelagem físico-matemática do perfil geométrico do motor será implementada utilizando o software de simulação EES (*Engineering Equation Solver*) que é de fácil utilização e possui boas ferramentas para estudos paramétricos e criação de tabelas. Esse estudo possibilita realizar estudos prévios sobre situações reais de trabalho com a identificação de parâmetros importantes na formulação de projetos e dá ideia de características importantes acerca da geometria.

Assim, o objetivo do presente trabalho é implementar um código de simulação de um motor pneumático rotativo de palhetas que permita identificar os principais parâmetros geométricos do motor e realizar um estudo de sensibilidade, como etapa preliminar à construção de protótipos experimentais.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Estudos realizados por Badr *et. al* (1984) utiliza o conceito de equipamentos rotativos de palhetas para ser utilizado como expensor em ciclos Rankine de baixa potência. Os autores trazem características para o perfil radial que servem como passo inicial para o entendimento acerca da geometria de dispositivos rotativos. Algumas características relativas à construção são: a fácil usinagem, facilidade na lubrificação, compacidade e pouca manutenção. Em relação a vibrações, os autores perceberam a ausência de trens de engrenagens e válvulas dinâmicas atenuando o nível de ruídos e vibrações. Ainda, a boa relação peso-potência do equipamento reflete em torque considerável.

Os autores ainda citaram problemas que não haviam sido resolvidos, dentre eles estão: a seleção do fluido adequado para cada aplicação, os problemas com vazamento interno relacionado às câmaras de abertura e fechamento e a redução da transferência de calor com a lubrificação injetada. Em trabalhos nos anos seguintes, os autores compararam características específicas com o modelo experimental de dois equipamentos, um com estator cilíndrico e outro com perfil não circular. Diversas características geométricas foram destacadas e realizadas nos estudos como a diferença entre a variação de volumes ao longo da câmara e o levantamento dessas curvas, destacando o potencial deste tipo de equipamento.

Dois estudos realizados por Badr *et. al* (1985) foram considerados mais interessantes referentes a modelos radiais e que serão abordados nesse trabalho. No primeiro, Badr *et. Al* (1985a) desenvolveu modelos matemáticos voltados ao comportamento de expansores radiais, sendo posteriormente aplicado para uma ampla faixa de modelos. Os autores estudaram dois projetos utilizando rotinas computacionais onde foram avaliadas as características geométricas e cinemáticas dos motores. Como resultado deste estudo deu-se a importância de levar em consideração o volume das palhetas nas proporções de volume, fato este que resultaria em erros consideráveis nos resultados, especialmente quando são considerados pequenos ângulos de entrada e quando há um grande número de palhetas no rotor. No segundo trabalho, Badr *et. al* (1985b), a relação entre a perda de potência devido à fricção entre as palhetas e o estator foi estudada por um modelo matemático para descrever o fenômeno. Também foi desenvolvido um modelo físico para investigar esta perda e compará-la

com o modelo numérico. Os autores perceberam que a principal perda de energia dentro da câmara de expansão é devido ao contato entre as palhetas e o estator. Assim, os autores impuseram situações para as condições de funcionamento e o controle dos parâmetros para determinados tipos de expansores, afim de maximizar a eficiência mecânica para cada aplicação.

Embora o estudo das forças na câmara não seja o enfoque do presente trabalho, é importante salientar que os estudos de Manuello *et. al* (2001) abordaram as forças de contato da palheta sobre o estator. Para isso, foi feito um diagrama de corpo livre para uma palheta e analisada as forças atuantes. Como resultado os autores validaram seus estudos experimentais comparando com modelos computacionais.

A respeito da modelagem de motores rotativos de palhetas, os estudos de Beater (2004) derivaram de um modelo matemático adequado para a simulação no domínio tempo do motor, tanto num sistema de circuito aberto quanto de circuito fechado. Usando dados geométricos e da teoria de processos termodinâmicos o modelo de um motor ideal foi construído. Em uma segunda etapa caminhos de fuga e de fricção foram adicionados para descrever o comportamento de motores reais. Como resultado, o autor conseguiu realizar comparações entre os modelos.

Outro estudo que traz essa abordagem é o de Cheng *et. al* (2012). Nele, os autores fazem a modelagem de um motor pneumático e analisam o seu desempenho em função das curvas de torque. Ainda, os autores estudam as flutuações de torque ao longo do ciclo e propõem novas geometrias para reduzir essas flutuações por meio de otimizações numéricas e por meio de protótipos. Como resultados, os autores validam seu estudo através da comparação dos resultados experimentais com os adquiridos pelas simulações.

Além desses trabalhos, o realizado por Ioannes (2012) aborda a modelagem para motores radiais a combustão interna. Nele, o autor faz o estudo paramétrico acerca das geometrias do motor e também o estudo de sensibilidade. A comparação com motores recíprocos valeu-se como passo inicial do desenvolvimento do seu estudo. Para este trabalho, as considerações em relação à geometria e propriedades termodinâmicas poderão ser utilizadas, pois é semelhante com a proposta desse trabalho.

3. MOTOR PNEUMÁTICO ROTATIVO DE PALHETAS

Nesta seção, será apresentado o princípio de funcionamento do motor pneumático rotativo de palhetas. Também serão mostrados os principais componentes que formam o motor de palhetas e como o ar pressurizado percorre a câmara de trabalho.

A Figura 3.1 mostra os principais componentes que formam um motor pneumático. Ele é composto por duas tampas laterais, estator com janelas de entrada e saída de ar, rotor com ranhuras radiais, palhetas, eixo e anel de vedação.

Nesta configuração, o rotor é colocado descentralizado em relação ao estator. Dessa forma, a câmara de trabalho possui a forma de meia-lua, na qual será o caminho por onde o ar comprimido escoará. O rotor possui ranhuras radiais onde são encaixadas as palhetas que possuem liberdade de entrar e sair no rotor. Para manter as palhetas pressionadas contra o estator, são utilizados molas ou ar comprimido injetado na base das ranhuras do estator. Além disso, a força centrífuga devido à rotação do rotor ajuda a manter a vedação na câmara, pressionando as palhetas contra o estator.

A Figura 3.2 apresenta o funcionamento do motor pneumático. O ar pressurizado entra pela janela de admissão, Figura 3.2 (a). Esse ar pressurizado produz uma força na palheta que está pressionada contra o estator e pela diferença de pressão existente no processo, é gerado torque no eixo do motor. Na Figura 3.2 (b), é mostrada a câmara de trabalho e o deslocamento sofrido pela pressão de entrada. Na parte final do processo, Figura 3.2 (c), o ar é expelido na janela de exaustão que na maioria dos motores possui um silenciador para alívio de ruídos e então passa para atmosfera.

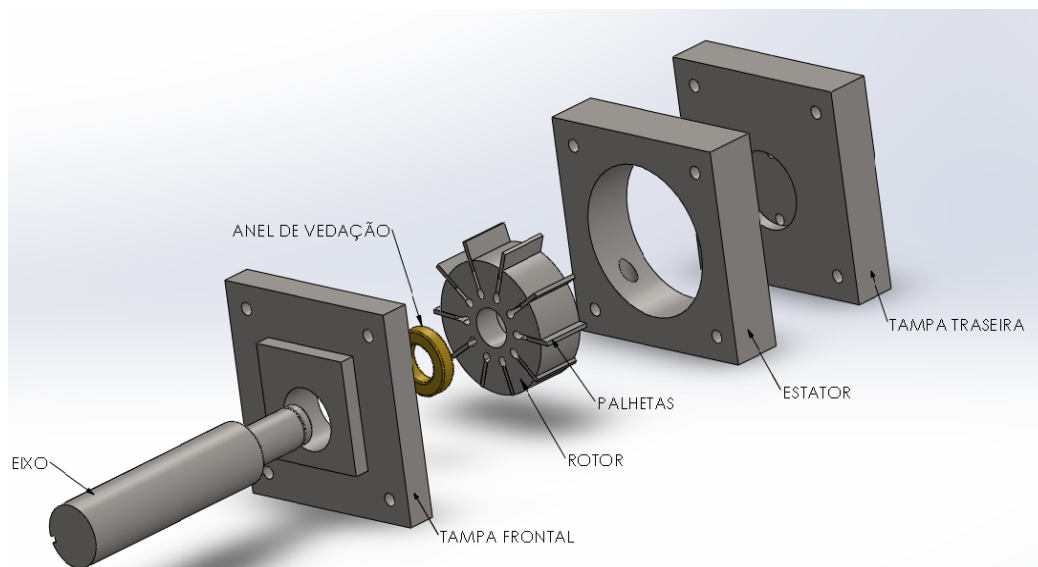


Figura 3.1 – Representação esquemática da configuração do motor pneumático.

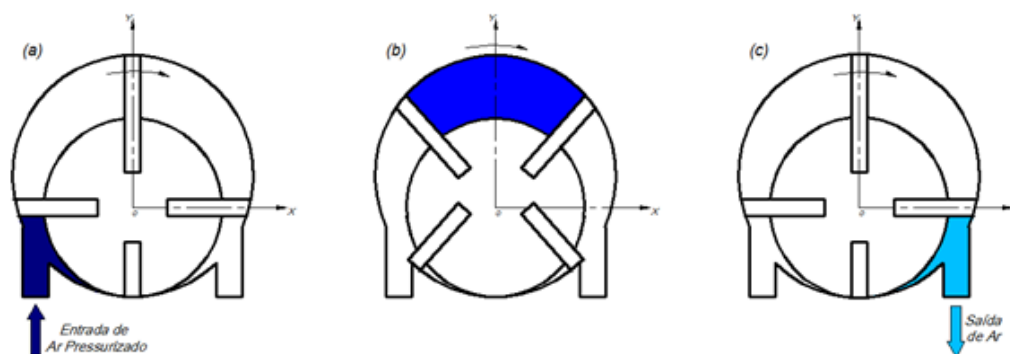


Figura 3.2 – Representação do funcionamento do motor.

Para avaliar as aplicações desses motores, Beater (2004) comenta que as potências podem variar de 80 W para motores de 300 g e rotações de 13.000 rpm, até potências de 18 kW para massas de 53 kg e rotações de até 85.000 rpm.

4. EQUACIONAMENTO

Foi utilizado o equacionamento proposto por Cheng *et. al* (2012) relativo ao motor rotativo de palhetas acionado pneumáticamente. O perfil geométrico e as dimensões usadas neste trabalho seguem as mesmas que os autores utilizaram no seu estudo, para assim poder comparar os resultados obtidos no presente trabalho. Também, como citado na Seção 2, as considerações feitas por Ioannes (2012) também foram utilizadas para complementar o estudo referentes à termodinâmica do processo.

A Figura 4.1 representa o desenho esquemático da posição das peças dentro da câmara de trabalho. O sistema de coordenadas é cartesiano com o centro em O . O raio do estator R_{est} [m] e o raio do rotor R_{rot} [m] com a descentralização entre os raios, representado pela letra d [m]. A rotação do sistema é dada no sentido horário pelo ângulo de referência θ [°], centrado entre duas palhetas.

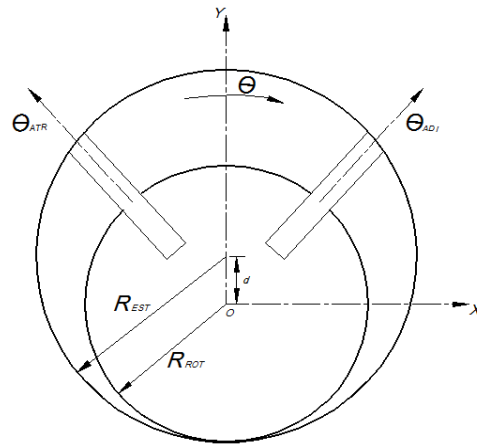


Figura 4.1 – Desenho esquemático do sistema e referência das coordenadas.

Foi chamado como θ_{ADI} [°] o ângulo que representa a palheta adiantada e θ_{ATR} [°] como o ângulo que representa a palheta atrasada, ambos em relação ao ângulo de referência θ [°]. Ambos possuem uma relação direta com o número de palhetas de acordo com

$$\theta_{ADI} = \theta + \frac{180}{N} \quad (4.1)$$

$$\theta_{ATR} = \theta - \frac{180}{N} \quad (4.2)$$

na qual, N é o número de palhetas. Assim, o sistema é referenciado de acordo com o número de palhetas, que pode ser alterado para a situação de motor desejado.

4.1 EQUACIONAMENTO GEOMÉTRICO

A Figura 4.2 apresenta a câmara de trabalho delimitado pela área hachurada. É especificado como R_v [m] o raio de varredura, que é função do ângulo de referência θ [°]. A espessura das palhetas não é contabilizada no volume de trabalho como mostrado. O eixo coincide com o ângulo $\theta = 0^\circ$.

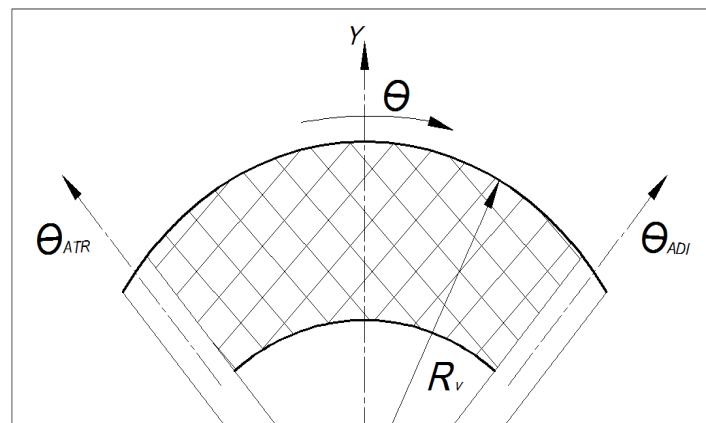


Figura 4.2 – Esquema da câmara de trabalho.

De acordo com as representações feitas a respeito das coordenadas geométricas, podemos especificar o raio de varredura R_v [m] pela equação

$$R_v(\theta) = d \cos(\theta) + \sqrt{(R_{est}^2 - d^2 \sin(\theta)^2)} \quad (4.3)$$

A Equação 4.3 representa a variação do ângulo θ [°] e como é a resposta do raio de varredura R_v . Ao assumir $d = 0$, o raio de varredura R_v assume o valor do raio do estator R_{est} , que coincide com o centro de coordenadas e com o centro do estator.

A partir da Equação 4.3 é possível representar a variação da área na câmara dada pela expressão

$$A(\theta) = w(R_v(\theta) - R_{rot}) \quad (4.4)$$

na qual, w [m] representa a profundidade do motor. Com isso, ainda pode-se chegar na equação do volume da câmara de trabalho $V(\theta)$ [m^3] de acordo com a integral em coordenadas cilíndricas dado pela expressão

$$V(\theta) = \frac{w}{2} \int_{\theta_{ATR}}^{\theta_{ADI}} R_v(\theta)^2 d\theta - w\pi R_{rot}^2 / N - V_{palheta} \quad (4.5)$$

na qual, o primeiro termo do lado direito da equação representa o volume da câmara de acordo com o raio de varredura R_v descentralizado com os limites da integral variando de θ_{ATR} até θ_{ADI} . Já o segundo termo representa o volume do rotor que deve ser descontado da equação, e o último termo do lado direito da equação é o volume ocupado por metade de cada palheta na câmara e pode ser representado pela equação

$$V_{palheta}(\theta) = \frac{wh}{2} [R_v(\theta_{ATR}) + R_v(\theta_{ADI}) + 2R_{rot}] \quad (4.6)$$

na qual h [m] é a espessura da palheta. Dessa forma, as Equações 4.5 e 4.6 descrevem o comportamento do volume na câmara de trabalho.

Com a equação do volume na câmara definido, é possível representar a razão de expansão ε pela equação

$$\varepsilon = \frac{V(\theta)}{V_{inicial}} \quad (4.7)$$

na qual $V_{inicial}$ [m^3] é o volume inicial na câmara logo após a janela de admissão for fechada. Essa equação representa em que medida a energia interna do ar é usado na câmara de trabalho.

4.2 EQUACIONAMENTO TERMODINÂMICO

Nesta seção, serão apresentadas as considerações acerca das propriedades termodinâmicas. Em Ioannes (2012), o autor descreve simplificações em relação as propriedades dentro da câmara de trabalho. Ele utiliza o ciclo padrão a ar para a modelagem do ciclo termodinâmico, concluindo que para efeito do estudo paramétrico, as considerações são eficientes para comparação entre modelos.

A seguir as simplificações adotadas para o presente trabalho:

- Ar atmosférico: o fluido é tratado como gás perfeito;
- Não são considerados vazamentos internos e recirculações;
- Desconsideram-se as perdas de calor e de quantidade de movimento entre as paredes da câmara;
- O atrito é desprezado;

- Eficiência volumétrica unitária: o ar ocupa todo volume disponível até o fechamento da janela de admissão;
- É considerado apenas um ciclo de rotação.

A partir das considerações acima, a modelagem termodinâmica para o processo padrão a ar com a relação de volumes e pressões ao longo da câmara de trabalho seguem de acordo com as variações politrópicas do ar. Assim a equação da pressão P [kPa] na câmara de trabalho é descrita como

$$P(\theta) = P_0 \left(\frac{V(\theta)}{V_{inicial}} \right)^k = P_0 \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^k \quad (4.8)$$

na qual, P_0 [kPa] é a pressão de entrada na câmara e k é o coeficiente isoentrópico dado por

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.9)$$

na qual c_p [kJ/kgK] é o calor específico a pressão constante e c_v [kJ/kgK] o calor específico a volume constante. Como o processo envolve ar, esse valor se torna constante e foi tomado como $k = 1,4$.

A Figura 4.3 mostra as pressões atuantes na câmara de trabalho, assim como as janelas de admissão e exaustão de ar. O sistema é representado para quatro palhetas e para um ciclo completo.

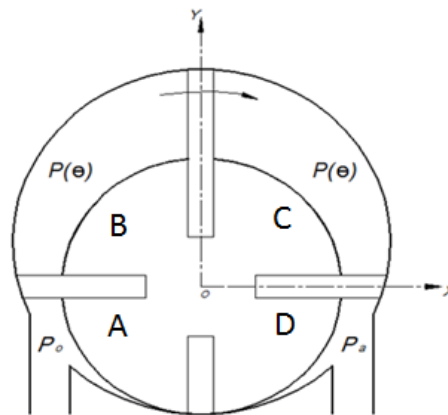


Figura 4.3 – Pressões atuantes na câmara de trabalho.

A pressão dentro da câmara de trabalho não é a mesma para todo o ciclo e depende do ângulo da janela de entrada de ar $\theta_{ENTRADA}$ [°], do ângulo da janela de saída de ar $\theta_{SAÍDA}$ [°] e da variação de volume V no ciclo.

O ciclo é dividido em quatro câmaras para o entendimento da distribuição de pressão. Na câmara A, o ar pressurizado inicia no ciclo com a pressão de entrada P_0 [kPa] e no momento que a palheta atrasada passa pelo ângulo da janela de entrada $\theta_{ENTRADA}$ [°], a pressão exercida no ciclo é dado pela Equação 4.8 e pode ser vista na câmara B e C.

Nesse momento, a pressão varia proporcionalmente com o volume da câmara. Quando a palheta adiantada da câmara C passa pelo ângulo da janela de exaustão $\theta_{SAÍDA}$ [°], o ciclo assume o estado da câmara D e a pressão no ciclo é dada pela pressão atmosférica P_a [kPa].

4.3 TORQUE

Para o equacionamento do torque no ciclo, a Figura 4.5 apresenta a referência tomada no sistema de coordenada. É representada uma linha tracejada no centro da câmara que será tomada como a linha média de referência.

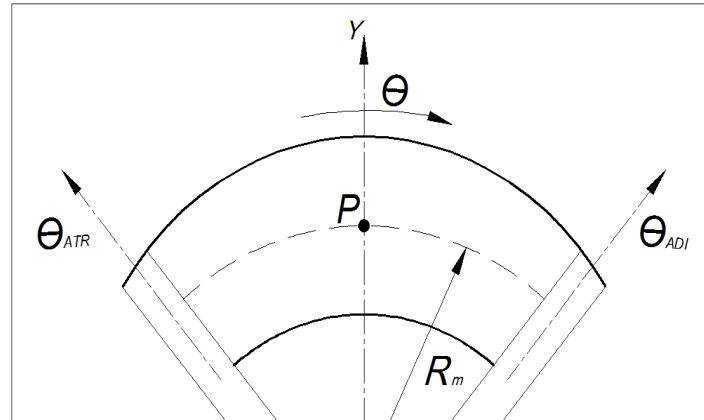


Figura 4.5 – Desenho esquemático para o torque aplicado na câmara de trabalho.

Assim podemos representar o torque instantâneo no ciclo gerado pela equação

$$T(\theta) = P \left[A_{ADI} \left(\frac{R_{vADI} + R_{rot}}{2} \right) - A_{ATR} \left(\frac{R_{vATR} + R_{rot}}{2} \right) \right] \quad (4.10)$$

na qual, P [kPa] é a pressão referenciada no ponto central da câmara, as áreas A [m^2] com subíndices ADI e ATR são, respectivamente, as áreas no ponto adiantado e atrasado da câmara referentes ao ângulo θ [°], e a parcela multiplicando cada fator de área representa o braço de alavanca tomado como uma média entre os raios de varredura e do rotor, respectivamente.

A partir da Equação 4.10 o torque instantâneo total T_{total} [kNm] para a câmara com número N de palhetas é dado pelo somatório dos torques instantâneo expressado por

$$T_{total}(\theta) = \sum_{i=1}^N T \left(\theta + \frac{2(i-1)\pi}{N} \right) \quad (4.11)$$

5. MODELO DE ESTUDO E COMPARAÇÃO

5.1 DIAGRAMA DE BLOCOS

A Figura 5.1 mostra o diagrama de blocos com a seqüência de cálculo que permite avaliar o torque instantâneo total T_{total} . Como dado de entrada é fornecido o ângulo θ [°] de referência. A partir disso, é encontrado o raio de varredura R_v por meio da Equação 4.3, a área A por meio da Equação 4.4 e o volume V pela Equação 4.5. A pressão P e torque instantâneo T são dados, respectivamente, pela Equação 4.8 e pela Equação 4.10. Assim, chega-se na determinação do torque total instantâneo T_{total} pela Equação 4.11.

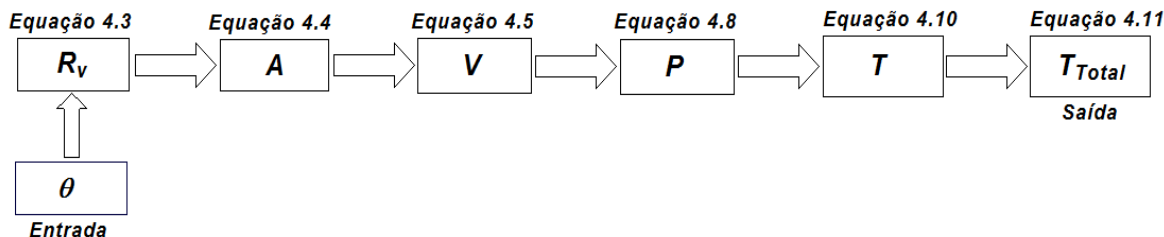


Figura 5.1 – Diagrama de blocos representando a ordem utilizada das equações.

A implementação da sequencia de cálculos apresentada foi implementada no aplicativo EES (*Engineering Equation Solver*). A vantagem do uso desse aplicativo está na possibilidade e facilidade de utilizar dados e tabelas termodinâmicas de diversos fluidos. Ainda, ele possui ferramentas para o estudo paramétrico, criação de tabelas, gráficos e diagramas.

As características geométricas para modelagem são baseadas no trabalho realizado por Cheng *et. al* (2012). A Tabela 5.1, apresenta as dimensões do perfil rotativo que foram consideradas nas simulações e no estudo deste trabalho.

Tabela 5.1 – Características do motor modelado. [Cheng *et.al*, 2012]

| <i>Parâmetros</i> | <i>Dimensões</i> |
|--|------------------|
| Raio do rotor, R_{rot} | 0,36 m |
| Raio do estator, R_{est} | 0,41 m |
| Profundidade, W | 0,63 m |
| Espessura da palheta, h | 0,04 m |
| Número de palhetas, N | 4 e 6 |
| Pressão de entrada, P_o | 588,1 kPa |
| Pressão de saída (atmosférica), P_a | 101,33 kPa |
| Ângulo de abertura da janela, $\theta_{ENTRADA}$ | -95 ° |
| Ângulo de fechamento da janela, $\theta_{SAÍDA}$ | +95 ° |

5.2 COMPARAÇÃO DO MODELO

Para comparação do modelo, foram utilizados os resultados de Cheng *et. al* (2012). A modelagem do presente trabalho difere do trabalho de Cheng *et. al* (2012) em três aspectos. No primeiro, a referência do ângulo θ do presente trabalho é considerada no centro da câmara de trabalho, enquanto que o de Cheng, a referência é na palheta traseira da câmara. O segundo aspecto está na forma como o torque foi calculado. Cheng *et. al* (2012) consideraram a diferença de pressão entre as câmaras adjacentes uma da outra, e a multiplicaram pela área e braço de alavanca correspondente aquele ponto. No presente trabalho, foi considerada a pressão no centro da câmara e multiplicada pela diferença de áreas e braço de alavanca. No terceiro aspecto, o presente trabalho considerou o torque atuante em todas as câmaras, enquanto que o trabalho realizado por Cheng *et. al* (2012) considerou o torque atuante na seção de trabalho.

A comparação entre os resultados obtidos pelo modelo do presente trabalho e aquele de Cheng *et. al* (2012) pode ser visto na Figura 5.2 (a) e (b). É lembrado ao leitor que, pelas diferenças dos modelos, os ângulos estão defasados em 45 [°] em (a) e 30 [°] em (b) e para representação, foram sobrepostos os gráficos.

Na Figura 5.2 (a), as curvas de torque apresentam semelhanças em toda a seção de trabalho compreendida pelos ângulos -50° até +40°. O modelo consegue reproduzir os picos de torque e as ordens de grandezas, além do comportamento da abertura e fechamento da janela de admissão e exaustão de ar. No entanto, há uma diferença no torque na região compreendida pelos ângulos próximos a 0°. Essa queda é devida ao somatório dos torques

individuais nas câmaras e a abertura da janela de admissão naquele ponto em uma das câmaras de trabalho. É possível observar a tendência das duas curvas. Na Figura 5.2 (b) as diferenças em alguns pontos são reflexos de como o torque foi calculado, porém não apresenta discrepância na análise final. Apesar das diferenças, os dois modelos possuem concordância na forma das curvas e geram resultados semelhantes para fins de simulação.

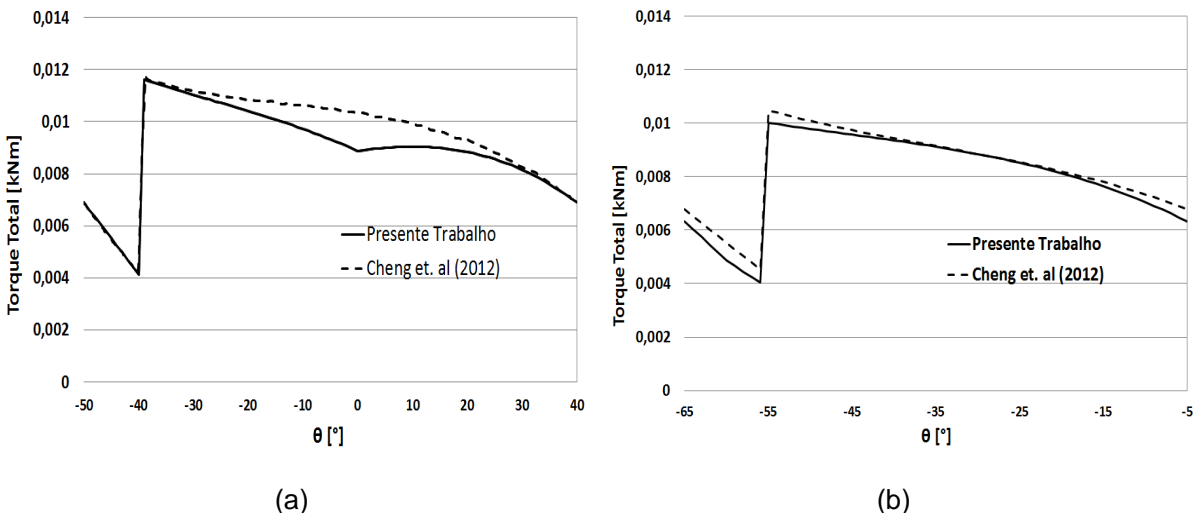


Figura 5.2 - (a) Comparação do torque total para quatro palhetas. (b) Comparação do torque total para seis palhetas.

6. RESULTADOS E ANÁLISE DO ESTUDO DE SENSIBILIDADE

A seções a seguir apresentam as curvas de volume, pressão, torque instantâneo e torque instantâneo total apresentados para 4 e 6 palhetas conforme os dados da Tabela 5.1. São representadas as curvas para apenas uma câmara de trabalho na revolução do sistema. Ainda, é feito o estudo de sensibilidade dos parâmetros geométricos referentes ao motor pneumático de palhetas.

6.1 VOLUME E RAZÃO DE EXPANSÃO

O perfil de volume e a razão de expansão foram apresentados na Seção 4, e são descritos, respectivamente, pela Equação 4.5 e Equação 4.7. A Figura 6.1 (a) apresenta o comportamento da curva do volume V em função da variação do ângulo θ . A Figura 6.1 (b) apresenta o comportamento da razão de expansão do ar no ciclo em função da variação do ângulo θ . O sistema de revolução parte de um valor de $\theta = -180^\circ$ até $\theta = 180^\circ$ equivalendo a um ciclo do motor.

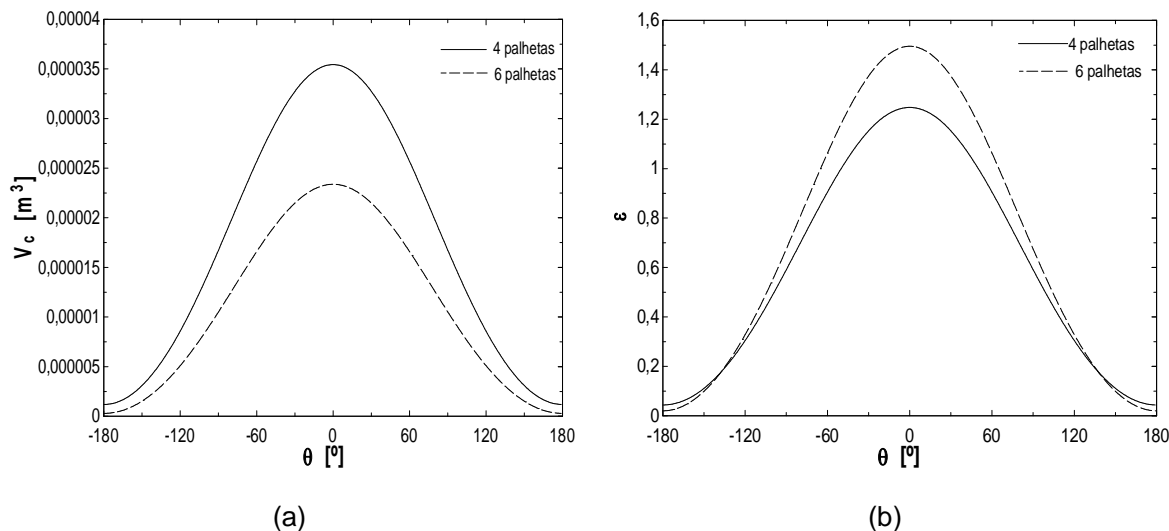


Figura 6.1 – (a) Volume da câmara ao longo do ciclo para o motor modelado. (b) Razão de expansão ao longo do ciclo.

No Figura 6.1 (a), percebe-se o volume máximo em $\theta = 0$, quando a câmara possui o maior valor do raio de varredura R_v [m]. Para o aumento do número de palhetas, a amplitude desse valor sofre uma diminuição, devido ao maior número de câmaras e conseqüentemente um menor volume para cada uma delas no ciclo. A Figura 6.1 (b) mostra que o maior número de palhetas apresenta uma razão de expansão maior no ciclo.

6.2 PRESSÃO

Na Seção 4.2, foram apresentadas as considerações em relação ao fluido de trabalho e a equação que governa a variação de pressão dentro da câmara de trabalho por meio da Equação 4.8. O gráfico pode ser visto na Figura 6.2.

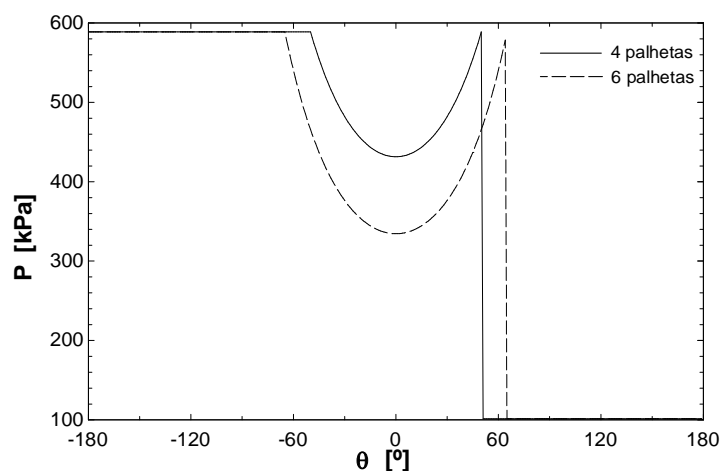


Figura 6.2 – Variação da pressão ao longo do ciclo em função da variação do volume.

Na figura percebe-se a diminuição da pressão no ângulo $\theta = -50^\circ$ para o perfil com $N = 4$ que representa o fechamento da câmara na janela de admissão e $\theta = -65^\circ$ para o perfil com $N = 6$ que representa o fechamento da câmara na janela de admissão. Nessa posição, as palhetas atrasadas e adiantadas estão na posição, respectivamente, $\theta = -95^\circ$ e $\theta = -5^\circ$ para $N = 4$ e $\theta = -95^\circ$ e $\theta = -35^\circ$. Além disso, a diminuição do volume ao passar pelo ângulo $\theta = 0^\circ$, gera compressão na câmara, aumentando a pressão regida pela Equação 4.7.

Após a palheta adiantada (no ângulo $\theta = +50^\circ$ de referência para $N = 4$ e $\theta = +65^\circ$ de referência para $N = 6$) passar pela janela de exaustão, o ar então é liberado à pressão atmosférica.

6.3 TORQUE

O torque, dado pela Equação 4.10 e apresentado na Seção 4.3, em função do ângulo θ pode ser visto na Figura 6.3.

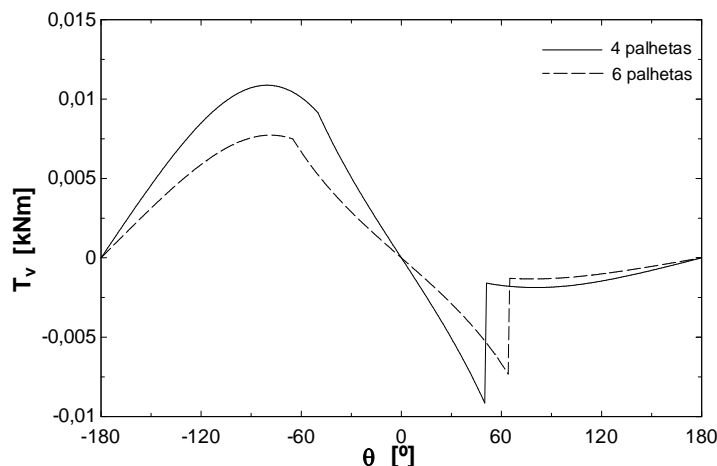


Figura 6.3 - Variação do Torque ao longo do ciclo para uma palheta.

Na Figura 6.3, a combinação entre pressão, área e braço de alavanca caracteriza o perfil da curva. O valor máximo de torque é dado em $\theta = -80^\circ$ e decresce com a diminuição da pressão e das relações de área e raios médios. Além disso, o valor de torque negativo ao longo do ciclo é dado tanto pela área adiantada possuir um valor menor em relação à área atrasada da câmara, quanto o raio médio adiantado possuir um valor menor em relação ao raio médio atrasado.

O salto no ângulo $\theta = 50^\circ$ para $N = 4$ e $\theta = 65^\circ$ para $N = 6$ é dado devido a abertura da janela de exaustão, gerado pela queda de pressão à atmosférica.

É representado apenas o torque instantâneo para uma câmara de trabalho, e a partir do somatório dos torques instantâneos individuais, o torque total instantâneo é dado pela Equação 4.11e pode ser visto na Figura 6.4. Na Figura 6.4(a) são representados os torques individuais e como estão defasados. Já na Figura 6.4(b) é dado o somatório dos torques instantâneos totais.

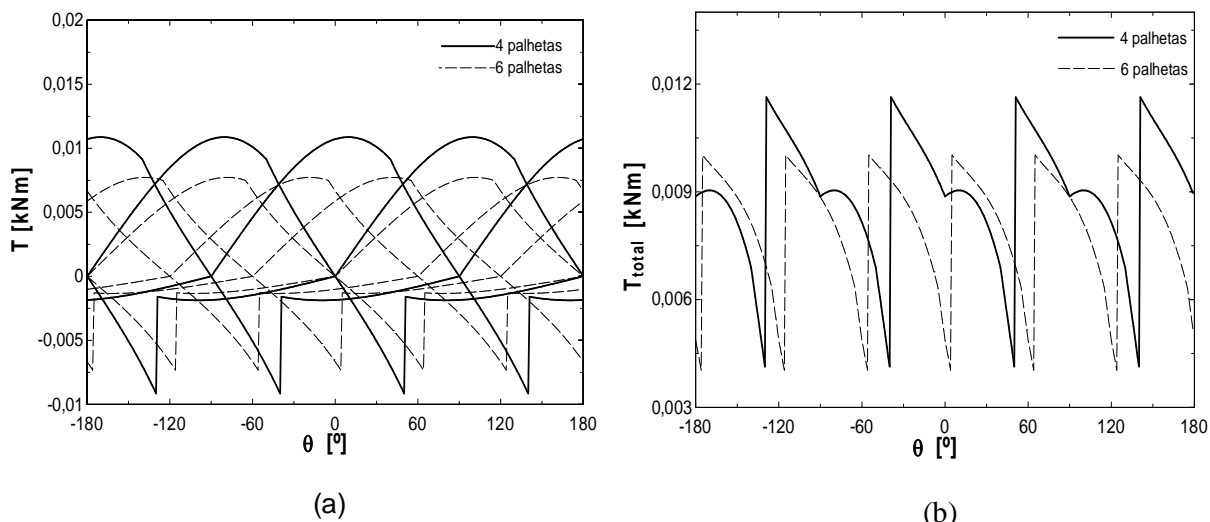


Figura 6.4 – (a) Torques individuais em um ciclo, (b) Somatório dos torques no ciclo.

6.4 ESTUDO DE SENSIBILIDADE

O estudo de sensibilidade serve para conhecer os parâmetros geométricos do motor rotativo e identificar as variações no comportamento das curvas do motor. Segundo Ioannes (2012), este estudo é de grande valia para o planejamento de projetos experimentais e para o desenvolvimento de perfis para o motor rotativo.

A análise parte dos parâmetros vistos na Tabela 5.1. Os parâmetros influentes na geometria serão alterados em 10% do valor original enquanto que os valores dos outros parâmetros da geometria permanecerão inalterados. Assim, será possível analisar a sensibilidade por meio de gráficos comparativos e observar as características de cada alteração nas curvas de volume, pressão e torque instantâneo total. O perfil do estator e do rotor é cilíndrico e é feita a análise de sensibilidade em relação ao número de palhetas $N = 4$ nos casos iniciais e no último caso será variado o número de palhetas para observar a resposta do motor.

6.4.1 VARIAÇÃO NO RAIÃO DO ESTATOR

A Figura 6.5 apresenta as curvas de volume, pressão e torque total instantâneo para variação do raio do estator.

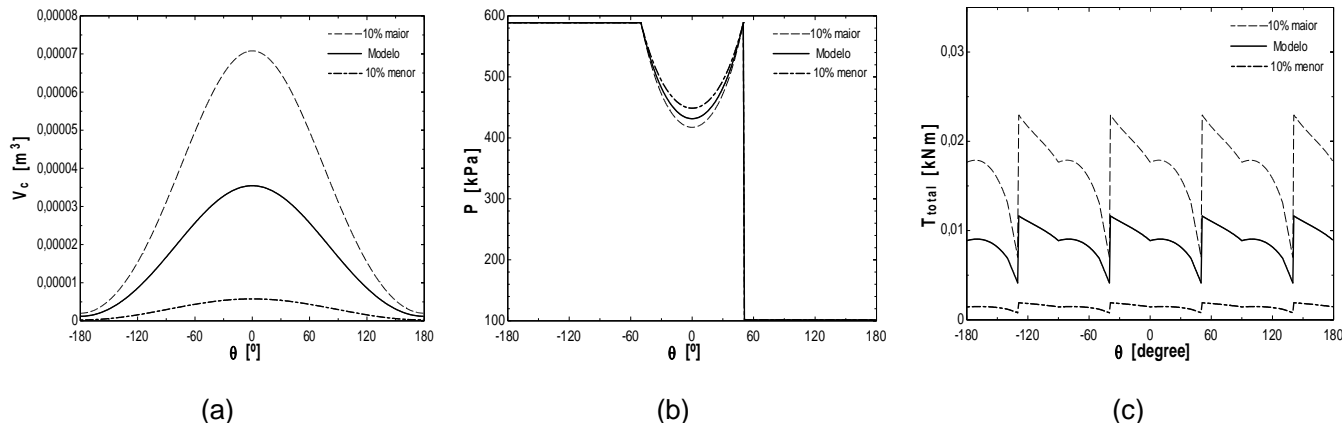


Figura 6.5 – Sensibilidade do volume (a), pressão (b) e torque instantâneo total (c) à variação do raio do estator.

O raio do estator é um fator importante para parâmetro de projeto e a sua variação em 10 % acarreta variação da ordem de 95% na curva de torque. Esse comportamento é devido à variação do volume no perfil rotativo com a combinação da variação de pressão. Ainda é possível notar que as curvas possuem pequenas diferenças e com a diminuição do valor do raio do estator ocorre uma suavização na curva de torque total.

6.4.2 VARIAÇÃO NO RAIÃO DO ROTOR

A Figura 6.6 apresenta as curvas de volume, pressão e torque total instantâneo para variação do raio do rotor.

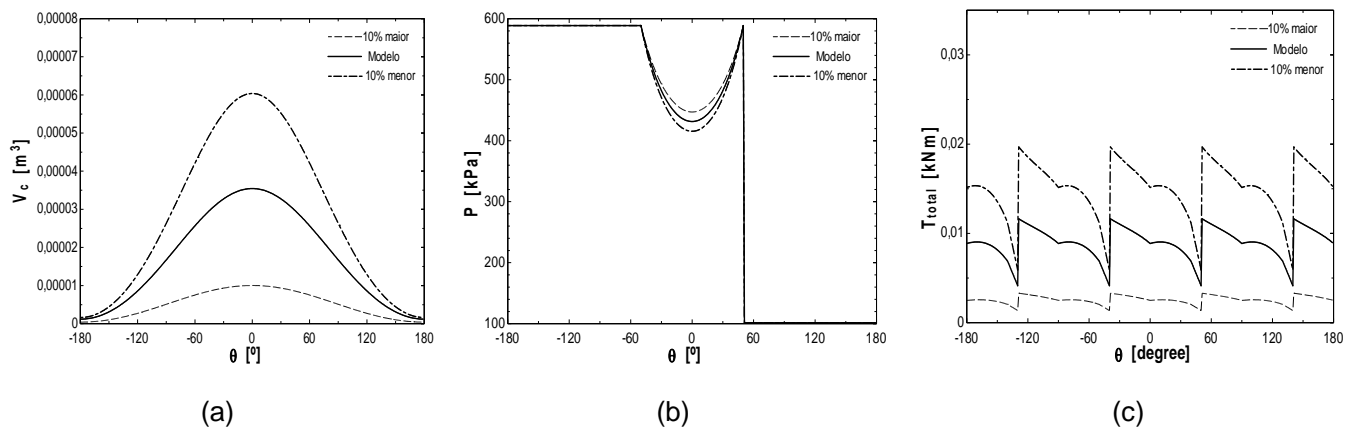


Figura 6.6 – Sensibilidade do volume (a), pressão (b) e torque instantâneo total (c) à variação do raio do rotor.

O aumento do raio do rotor acarreta em uma diminuição do volume na câmara. Dessa forma, o torque total diminui no ciclo. A Figura 6.6 (c), mostra que as curvas também possuem mesma tendência, porém com picos de torque um pouco menores e na ordem de 75 % do que apresentado na Seção 6.4.1.

6.4.3 VARIAÇÃO NA ESPESSURA DO ROTOR

A Figura 6.7 apresenta as curvas de volume, pressão e torque total instantâneo para variação da espessura do rotor.

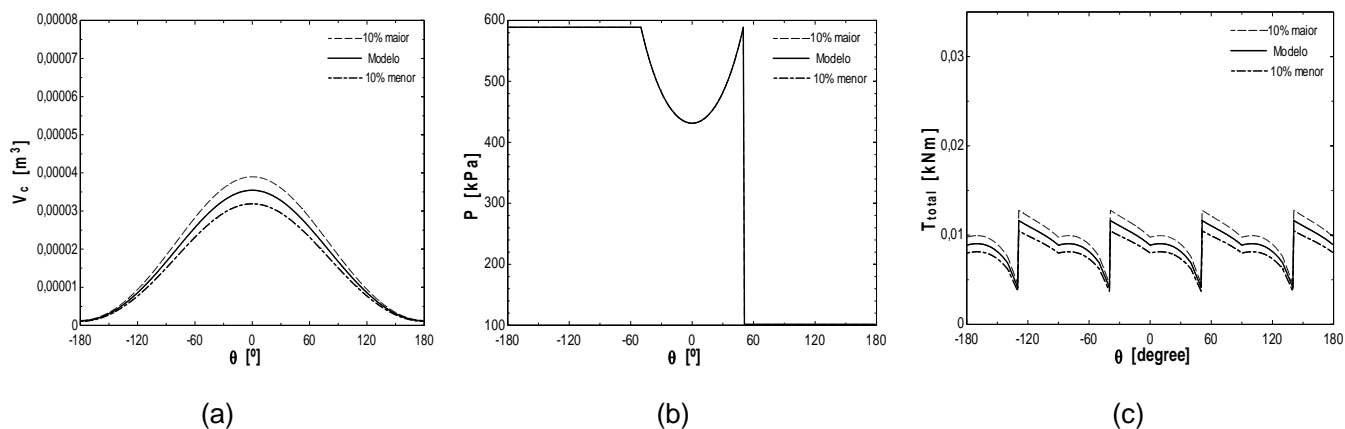


Figura 6.7 – Sensibilidade do volume (a), pressão (b) e torque instantâneo total (c) à variação da espessura do rotor.

Conforme a Figura 6.7, a variação da espessura do rotor não acarreta grandes modificações na curva de torque, na ordem de 10%. Isso é devido à baixa influência que esse parâmetro possui na Equação 4.5, que governa o volume no ciclo. É possível perceber na Figura 6.7 (b), que a pressão sofre pequena variação.

6.4.4 VARIAÇÃO NA ESPESSURA DA PALHETA

A Figura 6.8 apresenta as curvas de volume, pressão e torque total instantâneo para variação da espessura da palheta.

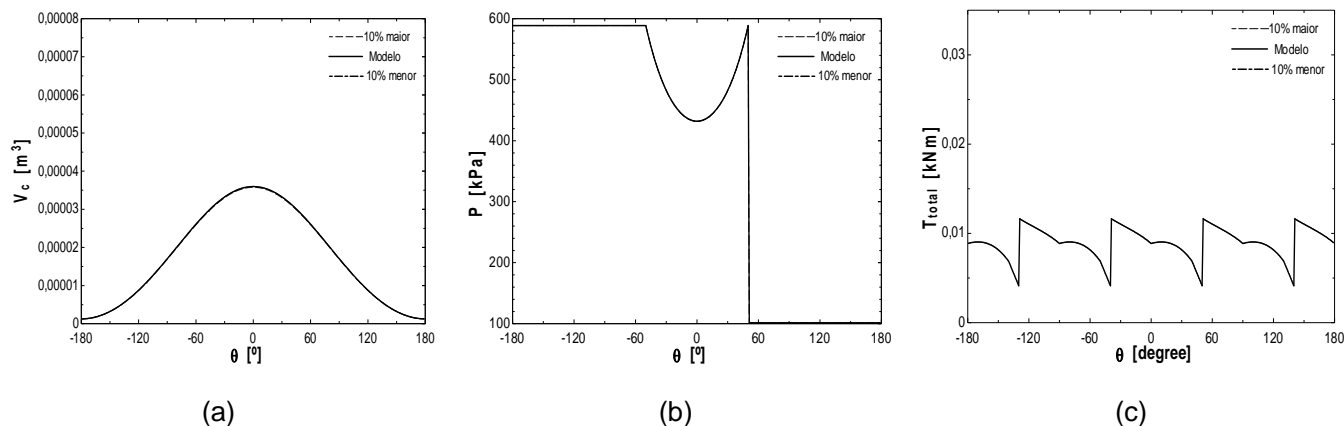


Figura 6.7 – Sensibilidade do volume (a), pressão (b) e torque instantâneo total (c) à variação da espessura da palheta.

A espessura da palheta é um parâmetro utilizado para especificações de projeto e está ligado aos esforços sofridos no funcionamento do motor. Apesar de ser um fator importante na configuração do motor, sua variação não apresenta grandes modificações nas curvas de volume, pressão e torque total devido a pequena influência desse parâmetro na Equação 4.5.

6.4.5 VARIAÇÃO NO NÚMERO DE PALHETAS

A Figura 6.8 apresenta as curvas de volume, pressão e torque total instantâneo para variação do número de palhetas.

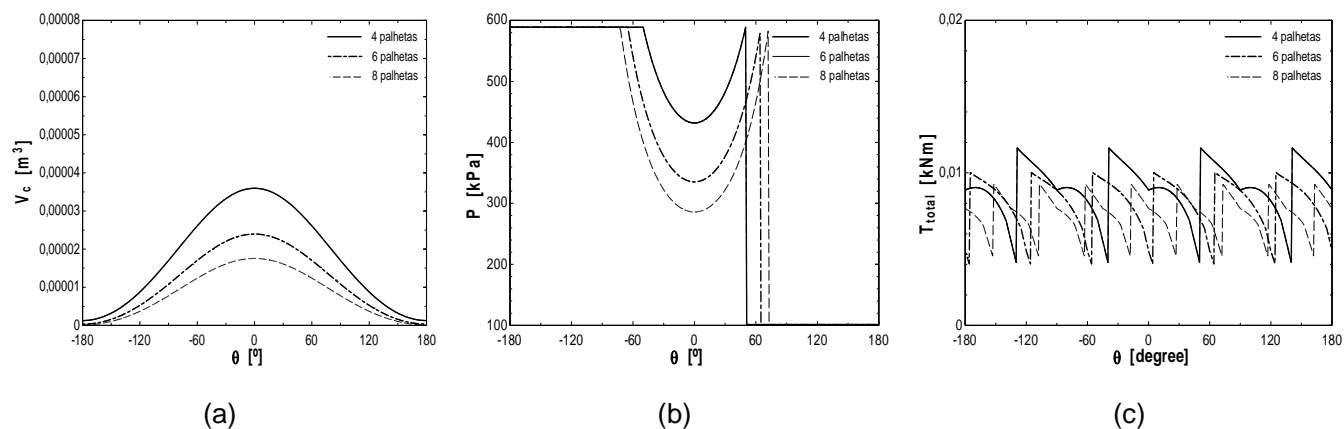


Figura 6.8 – Sensibilidade do volume (a), pressão (b) e torque instantâneo total (c) à variação do número de palhetas.

A variação no número de palhetas delimita o número de câmaras de trabalho que o motor rotativo terá. Este fator é de grande importância como parâmetro de projeto. A Figura 6.8 (a) mostra que com o aumento no número de palhetas, o volume sofre uma diminuição de pico, o que é de se esperar, pois a câmara de trabalho sofre uma redução volume. A Figura 6.8 (b) apresenta que quanto maior o número de palhetas, a abertura da janela de admissão se tornará mais cedo, assim como a abertura da janela de exaustão se torna mais tarde. Ainda, na Figura 6.8 (c) é representado o torque total no ciclo e com o aumento do número de palhetas acarreta em uma diminuição no pico de torque.

7. CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou um modelo para representar um motor pneumático rotativo de palhetas. O modelo consegue reproduzir as curvas de volume, pressão e torque para um ciclo de trabalho.

Foi realizado uma comparação entre os resultados do presente trabalho e do realizado por Cheng *et. al* (2012), mesmo possuindo diferenças entre os modelos, e verificou-se as mesmas tendências de curvas de torque, tanto para 4 quanto para 6 palhetas.

Segundo o estudo de sensibilidade os parâmetros mais representativos foram os raios do estator e rotor. Para fins geométricos, a espessura do rotor e das palhetas obtiveram resultados menos significativos na análise, porém, para fins de projeto, devem ser levados em conta devido as forças sofridas no motor rotativo. O número de palhetas é um parâmetro importante que define o número de câmaras presentes no ciclo e com o seu aumento, o controle na amplitude das respostas de saída se torna mais refinado.

Este trabalho foi satisfatório para a realização do estudo sobre motor rotativo. Com base nisso, é possível ampliar este estudo para a otimização de parâmetros geométricos, além da construção de protótipos experimentais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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

Beater, P. **Modelling and control of pneumatic vane motors**, Int J FluidPower, 5(2004), pp. 7-16.

Cheng, C. -W., Lan, C. -C., and Tseng, C. -Y, 2012, "Modeling and Design of Air Vane Motors for Minimal Torque Ripples," ASME J. Mech. Des, 134(1), p 051003-1.

Manuello, A. B.; Mazza, L.; Pastorelli, S.; Raparelli, T. A Model of Contact Forces In Pneumatic Motor Vanes, *Meccanica*, Volume 36, Issue 6, pp 691-700, 2001.

Tessaro, I. P. B. **Caracterização da Geometria e do Funcionamento do Conceito de Motor Rotativo de Palhetas**. Porto Alegre: UFRGS, 2012. 101 p. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Escola de Engenharia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Porto Alegre, BR-RS, 2012.