

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

Leonardo Zanetti Rocha

**ESTRATÉGIAS PARA REDUÇÃO DE RUÍDO EM BOMBA
HIDRÁULICA AUTOMOTIVA**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Samir N.Y. Gerges, PhD.

Florianópolis
2012

Leonardo Zanetti Rocha

**ESTRATÉGIAS PARA REDUÇÃO DE RUÍDO EM BOMBA
HIDRÁULICA AUTOMOTIVA**

Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 19 de Dezembro de 2011.

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Samir N.Y. Gerges, PhD
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Júlio R. Meneghini, PhD
Relator
Universidade de São Paulo

Prof. Fernando Castro Pinto, Dr.
Universidade Federal do Rio de Janeiro

Prof. Júlio Cordíoli, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Marcelo Krajnc Alves, PhD
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos àqueles que direta ou indiretamente contribuíram para realização deste trabalho e, em especial:

Aos meus pais Hermes Fernandes Rocha e Edite Zanetti Rocha, pelo apoio incondicional e motivação constante;

À Emília Saatkamp, por estar sempre ao meu lado oferecendo sua atenção, carinho, dedicação e paciência.

Aos meus colegas e amigos Paulo Mareze, Henrique Moura e Thiago Souza pelo companheirismo e pelos momentos memoráveis compartilhados ao longo destes anos;

Aos professores Roberto Jordan e Arcanjo Lenzi, pelo suporte;

Aos meus orientadores Samir Gerges e Nigel Johnston por terem oferecido esta oportunidade e compartilhado comigo seu conhecimento e experiência essenciais para que este sonho se transformasse em realidade.

RESUMO

O presente trabalho analisa o funcionamento de uma bomba hidráulica automotiva e apresenta o estudo de três propostas para redução de ruído gerado pelo escoamento. A análise é realizada a partir da simulação de um modelo numérico da bomba desenvolvido para plataforma MatLab/Simulink. Os resultados da simulação são, então, validados experimentalmente em bancada de testes apropriada que utiliza o Método da Segunda Fonte (SSM) para calcular a flutuação do escoamento (*flow ripple*) da bomba. Após a análise detalhada dos mecanismos de geração de escoamento da bomba, é realizado o estudo de três propostas de alterações no desenho dos componentes do conjunto rotativo da bomba de modo a proporcionar um escoamento de saída mais plano possível, isto é, isento de flutuações. Duas dessas propostas, chamadas de 3P e 9P, apresentaram ótima redução de amplitude de flutuação. Entretanto, como efeito colateral, ambas deram origem a um desbalanceamento no eixo da bomba que pode provocar vibração e desgaste excessivo. A última proposta (8P) utiliza um rotor de oito palhetas e um novo perfil interno de anel came na tentativa minimizar o caráter pulsátil da bomba. Os resultados simulados mostram uma boa redução do ruído, principalmente nas frequências de interesse características do ruído tipo *moan* e *whine*. A partir destes resultados são fabricadas bombas-protótipos que são testadas experimentalmente em bancada e avaliadas em veículo. Estas, por sua vez, não apresentaram o desempenho acústico esperado. Discussões sobre estes resultados, assim como sugestões para trabalhos futuros, são apresentados no final do trabalho.

Palavras-chave: Bomba hidráulica, Ruído, Redução de ruído, Bomba automotiva, Bomba de Palhetas, *flow ripple*, *fluidborne noise*.

ABSTRACT

This paper analyses the operation of an automotive hydraulic pump and presents three proposals to reduce flow ripple noise. The analysis is carried numerically using a Matlab / Simulink based pump model. The simulation results are validated experimentally on a test rig using the Second Source Method (SSM) that calculates the pump flow ripple. After detailed analysis of the pump flow generation mechanisms, three proposals considering rotating group components design changes are presented in order to make the pump outlet flow as flat as possible, i.e., free of ripple. Two of those proposals, called 3P and 9P, have showed great flow ripple reduction. However, as a side effect, both gave rise to unbalanced forces on pump shaft which can cause excessive vibration and wear. The last proposal (8P) uses an eight vanes rotor and a new internal profile cam ring in order to minimize the pulsatile pump flow characteristics. The simulated results show good noise reduction, especially in the frequencies of interest related with moan and whine noise. From this new rotating group design, new pumps are manufactured and tested on vehicle as well as on a bench test. However, the evaluations results have not presented the acoustical performance expected. Discussions about these results, as well as suggestions for future work are presented in the work.

Keywords: Hydraulic pump, Noise, Noise reduction, Automotive pump, Vane Pump, flow ripple, fluidborne noise.

Lista de Figura

Figure 2.1 – Esquema do circuito do mecanismo de direção. (Fonte: Cruz, 2006)	28
Figura 2.2 - Montagem do circuito hidráulico no chassis de um veículo.	29
Figura 3.1 - Típica bomba automotiva (Aplicação Ford, plataforma B402)	35
Figura 3.2 - Conjunto rotativo da bomba hidráulica. Vista explodida.	36
Figura 3.3 - Esquema do funcionamento do conjunto rotativo (Yang, 2009)	37
Figura 3.4 - Diferentes zona de um anel came (Chalu, 2004)	38
Figura 3.5 - Variação do raio e da aceleração radial da palheta ao longo dos primeiros 180° de rotação.	43
Figura 3.6 - Câmara (<i>fluid chamber</i>) que delimita o volume de controle. Detalhe para os caminhos de vazamento.	44
Figura 3.7 - Gráfico da variação da area da porta de descarga e sucção.	46
Figura 3.8 - Variação da área de escoamento sobre o rasgo de alívio (Chalu, 2004)	48
Figura 3.9 - Detalhe da área de escoamento do fluido através do rasgo de alívio.....	49
Figura 3.10	51
Figura 3.11 - Ilustração do módulo de compressibilidade variando de acordo com o aumento da pressão (Yang, 2009)	55
Figura 3.12 - Variação do volume da câmara vs. Ângulo.	56
Figura 3.13 - Gráfico de pressão interna de uma câmara em 1000 rpm para várias níveis de contra-pressão.	57
Figura 3.14 - Gráfico de pressão interna de uma câmara em 2000 rpm para várias níveis de contra-pressão.	58
Figura 3.15 - Gráfico de pressão interna de uma câmara em 3000 rpm para várias níveis de contra-pressão.	58
Figura 3.16 - Vazão de sucção e descarga referente apenas a uma câmara.	60
Figura 3.17 - Detalhe da contra-vazão durante a abertura da porta de sucção com a variação do modulo de compressibilidade.	61
Figura 3.18 - Detalhe da contra-vazão durante a abertura da porta de descarga com a variação do modulo de compressibilidade.	62
Figura 3.19 - Vazão de sucção e descarga em diferentes velocidades rotacionais.	63

Figura 3.20 - Vazão de descarga de 3 câmaras subsequentes (@1000 rpm)	64
Figura 3.21 - Vazão sob apenas uma palheta (50 bar @ 1000 rpm).	65
Figura 3.22 - Vazão total sob todas as palhetas. (50 bar @ 1000 rpm).	65
Figura 3.23 - Vazão de saída total (50 bar @ 1000 rpm).	66
Figura 3.24 - Vazão de vazamento em cada um dos caminhos em apenas uma câmara (50 bar @ 1000 rpm).	67
Figura 3.25 - Gráfico espectral da vazão de descarga em função da variação do valor da folga entre rasgo de rotor (slot) e palheta.	68
Figura 3.26 - Amplitude, em dB (ref: 1 l/min), das 1ª, 2ª e 3ª harmônicas do sinal de escoamento de saída X amplitude da folga entre palhetas e rasgo do rotor com referencia à folga de 0.01 mm (especificação máxima de desenho).	69
Figura 3.27 - Gráfico da pressão na câmara com variação de folga entre rotor e rasgo do rotor (1000 rpm @ 50bar de contra-pressão).	70
Figura 3.28 - Gráfico de vazão de descarga com variação de folga entre rotor e rasgo do rotor (1000 rpm @ 50bar de contra-pressão).	71
Figura 3.29 - Vazão de saída e espectro (1000 rpm @50 bar).	72
Figura 3.30 - Vazão de saída e espectro (1500 rpm @50 bar).	73
Figura 3.31 - Vazão de saída e espectro (2000 rpm @50 bar).	74
Figura 3.32 - Vazão de saída e espectro (2500 rpm @50 bar).	75
Figura 3.33 - Figura 3.33 - Vazão de saída e espectro (3000 rpm @50 bar).	76
Figura 3.34 - Vazão de saída e espectro (4000 rpm @50 bar).	77
Figura 3.35 - Grafico vazão média X rotação.	77
Figura 3.36 - Flutuação de vazão em função da contra-pressão (@1000 rpm).	79
Figura 3.37 - Gráfico espectral do escoamento X aumento da contra-pressão.	80
Figura 3.38 - Variação da amplitude, em dB (ref: 1[l/min]), das primeiras três harmônicas do escoamento de saída em diversos nível de contra-pressão.(ref: 1000 rpm).	80
Figura 3.39 - Variação da amplitude, em dB (ref: 1[l/min]), das primeiras três harmônicas do escoamento de saída em diversos velocidades de rotação. (ref: 50bar).	81
Figura 4.1 - Esquema de um modelo de duas portas com quatro parâmetros (quadripólo).	83
Figura 4.2 - Sistema hidrostático simples.	86
Figura 4.3 - (a) Sub-sistema 1 e (b) Suba-sistema 2.	86

Figura 4.4 - Esquema da bancada de testes para medição da flutuação de vazão através do Método da Segunda Fonte.	88
Figura 4.5 - Foto da bancada de testes para medição do flow ripple através do Método da Segunda Fonte - I. Detalhes: a) Reservatório, b) Bomba hidráulica sob teste, c) Motor elétrico de acionamento, d) Inversor de frequência, e) Conjunto registro + manômetro, f) Regulador de temperatura e g) Sensores de pressão dinâmica	89
Figura 4.6 - Foto da bancada de testes para medição do flow ripple através do Método da Segunda Fonte. Detalhe Fonte secundária: a) Inversor de frequência e b) Válvula rotativa	90
Figura 4.7 - a) Esquema do ressonador de Helmholtz e b) o seu circuito elétrico (RLC) correspondente.	92
Figura 4.8 - Gráfico da impedância interna da bomba obtida experimentalmente. (a) amplitude e (b) fase.	93
Figura 4.9 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1000 rpm @ 25 bar).	94
Figura 4.10 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1000 rpm @ 50 bar).	95
Figura 4.11 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1000 rpm @ 75 bar).	95
Figura 4.12 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1500 rpm @ 25 bar).	95
Figura 4.13 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1500 rpm @ 50 bar).	96
Figura 4.14 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1500 rpm @ 75 bar).	97
Figura 4.15 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (2000 rpm @ 25 bar).	98
Figura 4.16 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (2000 rpm @ 50 bar).	98
Figura 4.17 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (2000 rpm @ 75 bar).	99
Figura 4.18 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1000 rpm @ 25 bar).	100
Figura 4.19 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1000 rpm @ 50 bar).	100
Figura 4.20 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1000 rpm @ 75 bar).	101
Figura 4.21 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1500 rpm @ 25 bar).	101

Figura 4.22 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1500 rpm @ 50 bar).	102
Figura 4.23 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1500 rpm @ 75 bar).	102
Figura 4.24 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (2000 rpm @ 25 bar).	103
Figura 4.25 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (2000 rpm @ 50 bar).	103
Figura 4.26 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (2000 rpm @ 75 bar).	104
Figura 5.1 - Esquema da posição angular do início das portas de sucção. O início de cada porta de descarga está defasado de 12° entre si.	108
Figura 5.2 - Vista da montagem rotor+anel na proposta 3P.	109
Figura 5.3 - Perfil interno do anel came da proposta 3P.	110
Figura 5.4 - Pressão em uma câmara de fluido na proposta 3P (1000 rpm @ 50 bar).	111
Figura 5.5 - (a) Flutuação de vazão sob uma palheta e (b) flutuação de vazão total sob as palhetas. Condição de operação: 1000 rpm @ 50 bar.	112
Figura 5.6 - Vazão de saída e seu respectivo gráfico espectral. Condição de operação: 1000 rpm com 50 bar de contra-pressão.	113
Figura 5.7 - Amplitude das três primeiras harmônicas da vazão de saída da proposta 3P em diversas velocidades de rotações.	114
Figura 5.8 - Redução alcançada com a proposta 3P em comparação a bomba NP. Resultados obtidos à 50 bar de contra-pressão.	115
Figura 5.9 - Redução alcançada com a proposta 3P em comparação a bomba NP. Resultados obtidos à 1000 rpm.	116
Figura 5.10 - Força resultante transversal à ponta do eixo em função do ângulo de giro do rotor ($0 < \theta < 2\pi$) na proposta 3P. Resultados obtidos em 50 bar de contra-pressão para várias velocidades de rotação.	117
Figura 5.11 - Figura 5.10 - Força resultante transversal à ponta do eixo em função do ângulo de giro do rotor ($0 < \theta < 2\pi$) na proposta 3P. Resultados obtidos à 1000 rpm em diversas velocidades de rotação.	117
Figura 6.1 - Conjunto anel + rotor da proposta 9P. Vista de topo.	120
Figura 6.2 - Vista do rotor + prato de encosto. Detalhe para a característica de alternância das câmaras durante a passagem pelas portas de descarga.	121
Figura 6.3 - Perfil interno do anel came da proposta 9P vs NP.	122

Figura 6.4 - Pressão em uma câmara de fluido na proposta 9P.	123
Figura 6.5 - (acima) Vazão sob uma palheta e (abaixo) vazão total sob as palhetas. Condição de operação: 1000 rpm @ 50 bar.	124
Figura 6.6 - (acima) Vazão de saída sem a influência da vazão total sob as palhetas e (abaixo) vazão total sob as palhetas. Condição de operação: 1000 rpm com 50 bar de contra-pressão.	125
Figura 6.7 - Vazão de saída e seu respectivo gráfico espectral. Condição de operação: 1000 rpm com 50 bar de contra-pressão.	126
Figura 6.8 - Amplitude das três primeiras harmônicas da vazão de saída da proposta 9P em diversas rotações.	127
Figura 6.9 - Redução alcançada com a proposta 9P em comparação a bomba NP. Resultados obtidos à 50 bar de contra-pressão.	127
Figura 6.10 - Redução alcançada com a proposta 9P em comparação a bomba NP. Resultados obtidos à 1000 rpm.	128
Figura 6.11 - Força resultante transversal à ponta do eixo em função do ângulo de giro do eixo ($0 < \theta < 2\pi$) na proposta 9P. Resultados obtidos à 50 bar de contra-pressão para várias velocidades de rotação.	129
Figura 6.12 - Força resultante transversal à ponta do eixo em função do ângulo de giro do eixo ($0 < \theta < 2\pi$) na proposta 9P. Resultados obtidos à 1000 rpm.	129
Figura 7.1 - (a) Vazão total de saída sem influências de vazamentos internos e da vazão sob as palhetas e (b) a sequência dos “pacotes” de fluido que formam o escoamento.	133
Figura 7.2 - Formato da vazão similar à onda dente-de-serra (Bomba NP).	134
Figura 7.3 - Gráfico mostrado a defasagem entre “pacotes” de descarga consecutivos (Bomba NP).	134
Figura 7.4 - Vazão sob as todas palhetas (Bomba NP).	135
Figura 7.5 - Vazão de saída desconsiderando vazamentos. Com e sem a influência do escoamento sob as palhetas (Bomba NP).	136
Figura 7.6 - Vazão de saída desconsiderando vazamentos internos e a vazão sob às palhetas. Variação da vazão para diversos valores de e. (Bomba NP).(1000 rpm @ 50 bar).	138
Figura 7.7 - Vazão de saída desconsiderando a vazão sob às palhetas. Com e sem a influência dos vazamentos internos (Bomba NP). (1000 rpm @ 50 bar).	140
Figura 7.8 - Comparativo entre os perfis dos anéis came normal de produção (NP) e da nova proposta (8P).	145
Figura 7.9 - Comparativo entre os perfis dos anéis came normal de produção (NP) e da nova proposta (8P). Detalhe para o raio auxiliar.	145

Figura 7.10 - Comparativo entre os perfis dos anéis came normal de produção (NP) e da nova proposta (8P). Detalhe para a zona de pré-compressão.	146
Figura 7.11 - Vazão de apenas uma câmara. Proposta 8P (1000 rpm @50 bar).	147
Figura 7.12 - Vazão de cada uma das 8 câmaras. Proposta 8P (1000 rpm@50 bar).	147
Figura 7.13 - (a) Vazão total de saída da nova proposta (8P) sem a influências de vazamentos internos e do escoamento por trás das palhetas e (b) a sequência dos “pacotes” de fluido que formam a vazão. (1000 rpm @ 50 bar).	148
Figura 7.14 - Vazão sob uma palheta. Proposta 8P (1000 rpm @ 50 bar).	149
Figura 7.15 – Vazão sob cada palheta. Proposta 8P (1000 rpm @ 50 bar).	149
Figura 7.16 - Vazão total sob as palhetas. Proposta 8P (1000 rpm @50 bar).	150
Figura 7.17 - Nível, em dB, da 1ª, 2ª e 3ª harmônicas da vazão de saída. Comparativo entre $\beta e = 4.108$ e $\beta e = 14.108$ (1000 rpm @50 bar).	151
Figura 7.18 - Vazão de saída da proposta 8P considerando precomp = 12,5.10-3 e $\beta e = 14.108$ (1000 rpm @50 bar).	153
Figura 7.19 - Vazão de saída da proposta 8P considerando precomp = 50,0.10-3 e $\beta e = 4.108$ (1000 rpm @50 bar).	154
Figura 7.20 - Vazão de saída da proposta 8P considerando precomp = 40,0.10-3 e $\beta e = 4.108$ (1000 rpm @50 bar). Resultado final proposto.	155
Figura 7.21 - Redução da amplitude da flutuação da vazão, por harmônica, gerado pela vazão de saída da bomba utilizando a proposta 8P. Resultados com precomp = 40,0.10-3 e $\beta e = 4.108$ (versão final), precomp = 50,0.10-3 e $\beta e = 4.108$ (Melhor redução).	155
Figura 7.22 - Redução da amplitude (em dB) de cada harmônica variando a contra-pressão utilizando a proposta 8P em 1000 rpm. (Ref: Bomba NP – figura 3.38).	156
Figura 7.23 - Redução da amplitude (em dB) de cada harmônica variando a rotação utilizando a proposta 8P com contra-pressão de 50 bar. (Ref: Bomba NP – figura 3.39).	157
Figura 7.24 - Desenhos 3D de alguns componentes do conjunto rotativo da proposta 8P. (esq.) Rotor, (dir.cima) Anel came e (dir.baixo) Prato de encosto.	158

Figura 7.25 - Desenho da montagem do conjunto rotativo (sem o prato de pressão).	158
Figura 7.26 - Foto dos componentes protótipos da proposta 8P.	159
Figura 7.27 - Gráfico do perfil interno do anel came 8P. Medido vs. calculado (projeto NP).	160
Figura 7.28 - Gráfico da inclinação do perfil interno 8P. Medido vs. calculado (projeto). (1000 rpm @ 50 bar).	161
Figura 7.29 - Foto geral da bancada acústica (Fonte: DHB Componentes Automotivos).	164
Figura 7.30 - Detalhe para montagem da bomba sob teste na bancada acustica (Fote: DHB Componentes Automotivos).	166
Figura 7.31 - Gráfico do nível de pressão dinâmica do fluido da bomba NP.	167
Figura 7.32 - Gráfico do nível de pressão dinâmica do fluido da bomba 8P.	167
Figura 7.33 - Gráfico do nível de pressão sonora da bomba NP.	168
Figura 7.34 - Gráfico do nível de pressão sonora da bomba 8P.	168

Lista de Símbolos

A	Área.
B_e	Módulo de compressibilidade efetivo.
B_{fluido}	Módulo de compressibilidade do fluido.
C_0	velocidade do som.
C_d	Coefficiente de escoamento do fluido.
D	Deslocamento volumétrico.
dv	Volume deslocado por uma palheta durante a rotação.
$d\theta$	Ângulo de rotação infinitesimal.
$d\theta$	Ângulo de rotação infinitesimal.
h	Aumento do anel came.
h	Folga entre duas superfícies.
h_{came}	Aumento (distância máxima entre rotor e superfície interna do anel came).
i	corrente elétrica.
L_v	Comprimento da palheta.
N_v	Número de palhetas.
p	Pressão.
$Pe^{-\gamma l}$	Pressão complexa.
pr_1	Parâmetro de sucção.
pr_2	Parâmetro de descarga.
$precomp$	Comprimento da pré-compressão.
q	Vazão.
$Qe^{-\gamma l}$	Vazão complexa.
Q_s	Flutuação de vazão da fonte.
r	Raio (do centro do rotor a um ponto qualquer na superfície interna do anel).
t	Tempo.
t_v	Espessura da palheta.
U	Tensão elétrica.
v	Velocidade radial de uma palheta.
V	Volume.
Z	Impedância.
Z_0	Impedância característica.
β_e	Módulo de compressibilidade efetivo do fluido.
α_v	Espessura angular de uma palheta.
γ	Coefficiente de propagação da onda.
δ_{del}	Comprimento do ângulo da zona de descarga.
δ_{dwell2}	Comprimento do ângulo da segunda zona neutra.
δ_{dwell1}	Comprimento do ângulo da primeira zona neutra.

δ_{precomp}	Comprimento do ângulo da zona de pré-compressão.
δ_{suc}	Comprimento do ângulo da zona de sucção.
ν	viscosidade cinemática.
μ	Viscosidade dinâmica.
ρ	Densidade do fluido.
ω	Frequência angular.
ξ	Fator complexo do perfil de onda.

Sumário

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	23
CAPÍTULO 2 - RUÍDO EM SISTEMAS DE DIREÇÃO HIDRÁULICA.....	27
2.1 - DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE DIREÇÃO HIDRÁULICA.....	27
2.2 - RUÍDO EMITIDO PELO SISTEMA DE DIREÇÃO HIDRÁULICA.....	29
2.3 - RUÍDO TRANSMITIDO PELO FLUIDO (<i>FLUID-BORNE NOISE</i>)	31
2.3.1 - Flutuação cinemática.	31
2.3.2 - Flutuação dinâmica	32
2.3.3 - Flutuação de vazamento interno.	32
2.4 - RUÍDO TRANSMITIDO PELA ESTRUTURA (<i>STRUCTURAL-BORNE NOISE</i>).	33
2.5 - RUÍDO TRANSMITIDO PELO AR (<i>AIR-BORNE NOISE</i>)	33
CAPÍTULO 3 - MODELAGEM NUMÉRICA DA BOMBA HIDRÁULICA	35
3.1- INTRODUÇÃO.....	35
3.2 - FUNCIONAMENTO DA BOMBA.	35
3.3 - MODELAGEM DO ANEL ESTATOR (CAME).	38
3.4 - MODELAGEM DA VAZÃO.	43
3.4.1 - Vazão de entrada e saída	45
3.4.2 - Vazão sobre o rasgo de alívio (relieve groove)	47
3.4.3 - Variação do volume de controle.....	49
3.4.4 - Vazão devido aos caminhos de vazamentos internos.....	51
3.4.5 - Vazão sob à palheta.....	53
3.4.6 - Módulo de compressibilidade efetivo	53
3.4.7 - Capacidade volumétrica da bomba.	56
3.5 - DISCUSSÃO SOBRE OS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO.....	57
CAPÍTULO 4 - VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO NUMÉRICO	83
4.1 - INTRODUÇÃO.	83
4.2 - MODELO DE DUAS-PORTAS.....	83
4.3 - MÉTODO DA SEGUNDA FONTE (SSM).	85

4.3 – MEDIÇÕES DA IMPEDÂNCIA E DA FLUTUAÇÃO DA VAZÃO DA BOMBA HIDRÁULICA.	91
4.4 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS	94
CAPÍTULO 5 - PROPOSTA 1. TRÊS PORTAS DE DESCARGA (3P).	107
075.1 – INTRODUÇÃO.	107
5.2 – ALTERAÇÕES DO CONJUNTO ROTATIVO.	107
5.3 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS. ...	111
5.4 – CONCLUSÕES.	118
CAPÍTULO 6 - PROPOSTA 2. ROTOR COM 9 PALHETAS (9P)	119
6.1 – INTRODUÇÃO.	119
6.2 – ALTERAÇÃO DO CONJUNTO ROTATIVO	119
6.3 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	122
6.4 – CONCLUSÕES.	130
CAPÍTULO 7 - PROPOSTA FINAL. ROTOR DE 8 PALHETAS.	131
7.1 – INTRODUÇÃO.	131
7.2 – ANÁLISE DA FLUTUAÇÃO CINEMÁTICA DA VAZÃO	132
7.2.1 – Análise do timing do conjunto rotativo	132
7.2.2 – Análise da vazão sob às palhetas.	135
7.3 – ANÁLISE DA FLUTUAÇÃO DE ESCOAMENTO DINÂMICO	137
7.4 – ANÁLISE DA FLUTUAÇÃO DE VAZÃO PROVOCADAS POR DE VAZAMENTOS INTERNOS.	139
7.5 – PROPOSTA FINAL.	140
7.6 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS. ...	146
7.7 – CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO	157
7.8 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS PRÁTICOS.	160
7.9 – CONCLUSÕES.	169
CAPÍTULO 8 – CONCLUSÕES	171
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	175
BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA.	177
ANEXO 1	179

Capítulo 1 - INTRODUÇÃO

O ruído produzido pelo sistema de direção hidráulica pode, em algumas situações, ser percebido no interior do veículo como um som incômodo.

As flutuações de vazão geradas pela bomba hidráulica através do seu processo natural de operação são transmitidas através do circuito hidráulico do sistema de direção, interagindo com a impedância hidráulica das mangueiras, tubos rígidos e demais componentes, resultando em vibração estrutural e emissão de som no entorno do circuito.

Em alguns veículos, o circuito hidráulico é sintonizado de modo a evitar que o ruído seja percebido no interior da cabine. Mangueiras flexíveis, às vezes montadas com dispositivos ressonadores internos (*tuning cables*), são geralmente utilizados para aumentar a compliância do circuito de modo a remover frequências indesejáveis ou reduzir a amplitude de flutuação da vazão. De fato, existem diversos dispositivos e técnicas (tais como silenciadores, ressonadores, acumuladores, etc.) que podem ser utilizados para reduzir a amplitude do ruído através da sua propagação ao longo do circuito hidráulico (Gerges et. al., 2011).

Entretanto, se a bomba pudesse gerar ela mesma vazão com baixo nível de ruído, estar-se-ia criando uma solução independente do sistema hidráulico reduzindo, assim, os custos com a inserção e ajuste de dispositivos acessórios necessários para redução de ruído.

Nos últimos anos, alguns trabalhos foram realizados com o objetivo de melhorar o desempenho acústico de bombas automotivas. Um trabalho seminal nesta área foi realizado por Johnston, 1987, que culminou na elaboração de um método de medição da flutuação da vazão de bombas hidráulicas, conhecido por Método da Segunda Fonte (SSM – *Second Source Method*). Posteriormente, Jones, 1999, publica sua tese apresentando recomendações de desenho de bombas hidráulicas automotivas objetivando a redução de ruído. Neste trabalho, Jones dá enfoque ao ruído da linha de retorno da bomba e estuda algumas atualizações para o método SSM. Mais tarde, Chalu, 2004, estuda os efeitos da variação do torque do eixo da bomba na flutuação da vazão de saída. Ele desenvolve um novo perfil interno de anel came para que as

flutuações de torque sejam reduzidas e identifica a estreita relação entre as flutuações do torque no eixo com as flutuações da vazão de saída, propondo que estas poderiam ser reduzidas com o correto projeto do conjunto rotativo.

Johansson, 2005, e Yang, 2009, também realizaram estudos relacionados às flutuações de vazão de bombas hidráulicas. Johansson, estudou as flutuações de vazão em bombas de pistão e desenvolveu um estratégia de redução baseadas num volume de pré-compressão da câmara de fluido, que chamou de *Pre-Compression Filter Volume* (PCFV), obtendo bons resultados. Yang, por sua vez, voltou seu trabalho para diagnose de defeitos internos da bomba automotiva a partir da análise da flutuação da vazão. Seus resultados mostram a íntima relação do desenho dos componentes do conjunto rotativo da bomba com a forma de onda da flutuação da vazão gerada pela bomba.

O presente trabalho tem como objetivo analisar o processo de geração da flutuação da vazão de uma bomba hidráulica automotiva visando identificar as causas do ruído transmitido pelo fluido. Também é objetivo do trabalho o estudo de novas estratégias de redução da amplitude de flutuação da vazão gerada pela bomba visando à redução do ruído através da modificação do projeto do conjunto rotativo.

Para atingir estes objetivos é desenvolvido, através do programa MatLab/Simulink, um modelo numérico baseado no funcionamento e na geometria de uma bomba automotiva usual. Os resultados numéricos são, então, avaliados experimentalmente através do Método da Segunda Fonte (SSM) desenvolvido na *University of Bath/UK* (Johnston, 1987).

A partir da análise dos resultados da simulação são criadas três propostas de alteração de desenho do conjunto de rotativo original, com o objetivo de reduzir a amplitude da flutuação da vazão. Estas três propostas são, então, modeladas numericamente e simuladas através do programa matemático.

A primeira delas compreende um conjunto rotativo com 3 portas de descarga. Já a segunda, propõe a criação de um rotor com nove palhetas e subsequente alteração dos demais componentes. Entretanto, apesar de excelente redução da amplitude de flutuação de vazão encontrada nos resultados das simulações, ambas propostas mostram, como efeito colateral, o surgimento de forças resultantes não-

compensadas transversais à ponta do eixo. Estas forças podem gerar vibração e desgaste excessivo no eixo e comprometer o funcionamento da bomba caso não sejam adequadamente controladas.

Por fim, é apresentada uma nova estratégia de uma bomba compensada, desenvolvida a partir da análise dos mecanismos de geração de flutuação da vazão internas da bomba. Esta proposta é composta por numa série de alterações do desenho dos componentes do conjunto rotativo de modo que a bomba possa gerar vazão de maneira mais uniforme, reduzindo a amplitude das flutuações da vazão de saída.

Os resultados deste estudo mostraram que esta nova estratégia pode ser utilizada em rotores de diversos números de palhetas. Para aliar a redução de custo de produção e de processo à redução de ruído, optou-se por construir uma bomba com rotor de 8 palhetas. De fato, as reduções de custo alcançadas com esta configuração de rotor são bastante significativas e justificam esta escolha.

Para comprovar os resultados da simulação foram fabricados protótipos deste conjunto rotativo proposto. As bombas com este novo conjunto rotativo são, então, testadas experimentalmente através de testes de bancada e, também, avaliadas subjetivamente em veículo.

Apesar dos resultados das avaliações subjetivas não terem sido conclusivos, os testes em bancada mostram boa redução do ruído aéreo emitido pela bomba indicando a efetividade da estratégia de redução empregada.

Capítulo 2 - RUÍDO EM SISTEMAS DE DIREÇÃO HIDRÁULICA

2.1 - DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE DIREÇÃO HIDRÁULICA.

O sistema de direção veicular é constituído basicamente por um volante (direção) , uma coluna de direção e um mecanismo de direção, também chamada de caixa de direção.

A função do mecanismo de direção é transferir a força radial exercida no volante em deslocamento axial que movimentam as rodas do veículo para um lado e para outro. É constituído por um sistema de pinhão-cremalheira e por um sistema de mancalização que garante o contato entre a seção dentada helicoidal do pinhão com a seção dentada axial da cremalheira durante a operação.

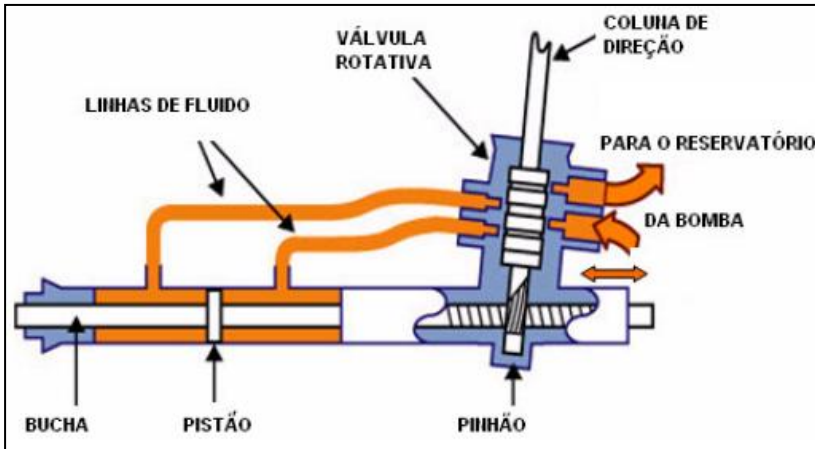
As extremidades da cremalheiras são, então, fixadas às rodas do veículo através de barras e ponteiras, permitindo o esterçamento das rodas.

O sistema de direção hidráulica funciona pelo mesmo princípio do sistema de direção comum, exceto pelo fato de existir um atuador hidráulico conectado à cremalheira que fornece assistência ao movimento do mecanismo. O sistema é composto por um reservatório de óleo (fluido hidráulico), uma bomba hidráulica, tubos e mangueiras e um mecanismo de direção hidráulica.

O pinhão do mecanismo de direção hidráulica é constituído por uma válvula direcional concêntrica ao eixo que orienta a vazão vinda da bomba (através das mangueiras e tubos) direcionando-o para um lado ou outro do atuador hidráulico. Este direcionamento é feito de maneira gradual seguindo um comportamento previamente definido que relaciona o torque exercido no eixo do pinhão com a pressão da entrada da válvula.

A Figura 2.1 mostra um diagrama do funcionamento da válvula direcional.

Figure 2.1 – Esquema do circuito do mecanismo de direção. (Fonte: Cruz, 2006).

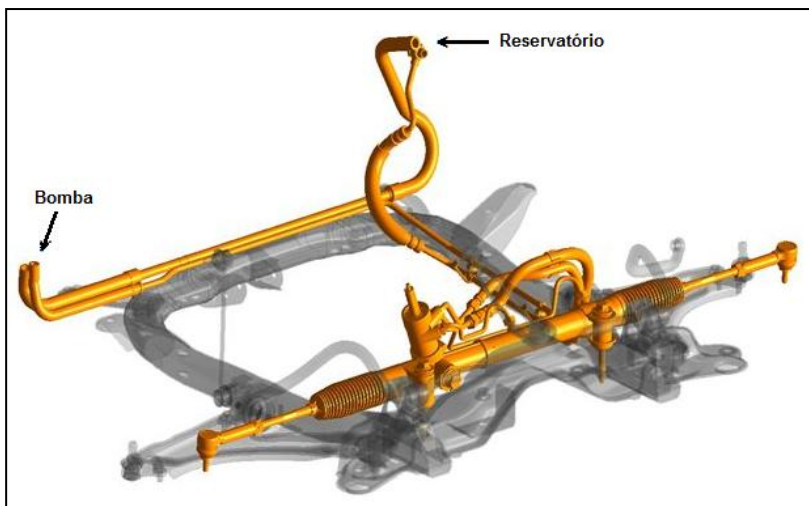


Nos projetos mais atuais, o atuador hidráulico é montado concêntrico à cremalheira, sendo o eixo do atuador uma extensão da própria cremalheira. Nesta parte, o eixo tem seção cilíndrica e é vedado nas extremidades. Possui, ainda, um êmbolo que delimita as duas câmaras para as quais a vazão é direcionada.

Enquanto não há torque no eixo do pinhão, a válvula permanece na sua posição inerte e a vazão retorna para o reservatório através da linha de retorno constituída basicamente por mangueiras. Quando a válvula está em funcionamento, a vazão que excede àquele necessário para preencher o volume da câmara do atuador também retorna para o reservatório.

A Figura 2.2 mostra o circuito hidráulico do sistema de direção montado no chassi de um veículo.

Figura 2.2 - Montagem do circuito hidráulico no chassi de um veículo.



2.2 – RÚIDO EMITIDO PELO SISTEMA DE DIREÇÃO HIDRÁULICA

Durante o funcionamento normal do veículo, o sistema de direção tanto hidráulico quanto o mecânico são excitados pelo movimento aleatório da suspensão do carro (dependendo do tipo da pista) e do movimento intrínseco dos seus componentes internos durante sua operação. Além disto, o sistema de direção hidráulica também é excitado pelo fluido ao longo do circuito que ele percorre. Essas fontes de excitação podem fazer com que o sistema gere ruído com características tais que seja possível a percepção do mesmo no interior do veículo.

Devido a sua repetitividade e características, foi possível classificar e identificar a origem destes ruídos. Cruz (2006) descreve alguns tipos de ruídos originados na caixa de direção.

Dentre os mais comuns estão o ruído do tipo “chiado” (*hiss noise*), originado pela passagem do fluido através da válvula direcional do mecanismo, o ruído de engrenamento (*rattle noise*), gerado pelo batimento do pinhão contra a cremalheira quando há folga excessiva entre estes componentes e o ruído do tipo *clunk noise*, gerado no interior

do atuador hidráulico devida a brusca mudança da sua direção axial (movimento brusco do volante).

Por sua vez, dentre os ruídos mais comuns originados a partir da bomba hidráulica estão:

1) Martelamento: Percebido principalmente com o veículo em marcha-lenta, é caracterizado pela existência de uma frequência de batimento que modula o ruído transmitido pelo fluido e, portanto, se caracteriza por um ruído de baixa frequência e de grande intensidade. Tem causa em problemas de montagem e/ou fabricação dos componentes internos da bomba como a falta de uma palheta e/ ou palheta trancada.

2) Roar noise: Similar ao martelamento, este tipo de ruído acompanha vibração mecânica perceptível ao toque no volante e/ou na estrutura do veículo (assoalho, por exemplo).

3) Moan noise: Ruído tonal percebido quando o veículo está em marcha-lenta (Rocha, 2008) mas não necessariamente relacionado a algum problema de qualidade da bomba hidráulica. É originado devido ao caráter pulsátil de geração da vazão da bomba portanto, sua frequência está relacionada à frequência de passagem das palhetas pela porta de descarga (frequência de passagem das pás). Por exemplo, em 1000 rpm, sua frequência fundamental é de 166,67 Hz.

4) Whine noise: Ruído tonal percebido em manobras de estacionamento quando o veículo encontra-se entre 2000 a 3000 rpm. Assim como o moan noise, é originado devido ao caráter pulsátil de geração da vazão da bomba portanto, sua frequência fundamental também está relacionada a frequência de passagem das pás. Assim como no caso anterior, também tende a aumentar sua intensidade quando o volante é esterçado.

5) Scream noise: Ruído tonal, com frequência dependente da velocidade de rotação, observado em rotações mais elevadas (acima de 4000 rpm). Deficiência de sucção, problemas de vazamento interno e areamento do fluido estão vinculados a este tipo de ruído.

6) Ruído de cavitação: Gerado pela cavitação do fluido no interior da bomba. A cavitação ocorre quando a pressão do fluido cai abaixo da sua pressão de vaporização. Nesta pressão, o ar dissolvido no fluido emerge em forma de bolhas que, ao encontram novamente uma região de alta pressão, implodem emitindo ruído. Dependendo do lugar onde a cavitação acontece, o ruído emitido pode ser tonal ou de banda larga. A cavitação é um problema grave que pode gerar, inclusive, danos as partes componentes da bomba hidráulica.

Foram identificadas 3 formas de propagação de ruído originados a partir da bomba hidráulica: Ruído transmitido pela estrutura (*structural-borne noise*), transmitido pelo ar (*air-borne noise*) e ruído transmitido pelo fluido (*fluid-borne noise*). (Chalu, 2004).

Dentre estes, o ruído transmitido pelo fluido é o responsável pela maior parcela do ruído percebido no interior do veículo (Johnston, 1987) pois este se transforma nos outros dois tipos ao longo do percurso do fluido no interior do circuito hidráulico.

2.3 – RUÍDO TRANSMITIDO PELO FLUIDO (*FLUID-BORNE NOISE*).

Ao longo dos anos, diversos trabalhos têm estudado a modelagem numérica e métodos de medição do ruído transmitido pelo fluido. Kojima (1984), Nagata (1985) e Dickinson (1993) realizaram estudos teóricos e experimentais sobre a geração de ruído hidráulico em bombas de palhetas enquanto que Edge e Johnston (1990), desenvolveram pesquisa sobre a medição do fluid-borne noise, que culminou com a elaboração do Método da Segunda Fonte (SSM), mais tarde transformada em norma de medição internacional (ISO 10767-1, ISO 10767-2 e ISO 10767-3). Mais recentemente, Chalu (2004), estudou as flutuações de torque geradas pela bombas de palheta mostrando sua íntima relação com as características da vazão gerada a partir do seu conjunto rotativo e Yang (2009) apresentou um estudo de diagnóstico de falhas a partir da análise da vazão de saída da bomba.

O ruído de origem fluídica é, em última análise, o resultado da interação entre a flutuação da vazão gerada pela bomba e a impedância da linha de descarga (Chalu, 2004). A flutuação da vazão, por sua vez, depende apenas das características internas da bomba e das suas condições de operação. De um maneira geral, a flutuação da vazão de saída da bomba é composto por 3 partes distintas, cada uma delas gerada através de um mecanismo específico durante a operação da bomba, que são: Cinemático, Dinâmico e de Vazamento:

2.3.1 – Flutuação cinemática.

Este tipo de flutuação é devido a própria natureza discreta de geração de vazão da bomba.

A bomba de palhetas divide a vazão de sucção entre diversas câmaras que são recombinadas para gerar a vazão de descarga. No caso da bomba em estudo (10 palhetas), cada uma das 10 câmaras descarrega

seu conteúdo 2 vezes a cada rotação, sendo que, por se tratar de uma bomba balanceada, a descarga ocorre simultaneamente em duas portas de descarga, localizadas diametralmente opostas uma da outra.

Este processo descontínuo de geração de vazão induz, então, flutuações na vazão de descarga.

Ainda, existe a vazão direcionada para a cavidade posterior às palhetas cuja função é empurrá-las contra a parede do anel estator (anel came) para garantir a vedação entre as câmaras. Como este circuito está conectado a linha de descarga e, por tanto, se utiliza da vazão de descarga para esta função, este é mais uma vez perturbado gerando flutuações.

2.3.2 – Flutuação dinâmica

A compressibilidade do fluido e a sua inércia são os responsáveis pela flutuação dinâmica da vazão de descarga.

Antes de entrar em contato com a porta de descarga, a redução do volume da câmara comprime o fluido no seu interior. Esta compressão é determinada de forma que a pressão do fluido da câmara seja maior ou igual a pressão de descarga. Porém, como esta compressão é ajustada através das características geométricas da bomba (como, por exemplo, a inclinação do anel estator e o formato do rebaixo de alívio¹) não é possível satisfazer a condição ideal de descarga para uma grande variação das condições de operação da bomba (velocidade de rotação e pressão da linha de descarga) o que causa, às vezes, pré-compressão excessiva e, outras vezes, pré-compressão reduzida gerando flutuações na vazão na linha de descarga.

2.3.3 – Flutuação de vazamento interno.

Devido às folgas existentes entre os componentes móveis da bomba existem vazamentos internos que provocam perturbações na vazão de saída. A evolução da diferença de pressão durante a rotação da bomba, modifica a amplitude e o padrão desses vazamentos que, por fim, alteram significativamente a flutuação da vazão total.

¹ Rebaixo de alívio, do inglês, *relieve groove*, consiste num rasgo em forma de cunha posicionado no início da porta de descarga do prato de encosto da bomba com o intuito de suavizar as mudanças bruscas de pressão que ocorrem entre a câmara e a portas durante a descarga de um volume de óleo.

A flutuação da vazão resultante interage com a impedância do circuito e gera uma flutuação de pressão (*pressure ripple*) que, de uma maneira geral, é a fonte original das vibrações e, portanto, do ruído que é irradiado a partir do tubo rígido, da válvula direcional, do atuador e da coluna de direção.

2.4 – RUÍDO TRANSMITIDO PELA ESTRUTURA (*STRUCTURAL-BORNE NOISE*).

É o ruído transmitido pela estrutura do veículo sob forma de vibração devido a própria vibração da carcaça da bomba. As flutuações internas das forças e dos momentos envolvidos no processo de gerar vazão excitam os modos de vibração estrutural da bomba que, por sua vez, excitam os componentes conectados a ela, tais como os tubos rígidos e o seu próprio suporte, irradiando a vibração através da estrutura.

Dentro da bomba, o movimento da válvula, as flutuações de torque sob o eixo e sob os pratos, todos induzidos pela flutuação de pressão dentro da bomba, são as principais fontes causadoras de vibração (Jones, 1999 e Chalu, 2004).

Este tipo de ruído pode ser reduzido utilizando materiais estruturais com maior amortecimento ou utilizando um isolamento entre as sapatas da bomba e sua fixação na carroceria do veículo.

2.5 – RUÍDO TRANSMITIDO PELO AR (*AIR-BORNE NOISE*).

É o ruído irradiado pela bomba e transmitido pelo ar devido a sua própria vibração. De fato, todos os componentes do circuito são excitados ou através da vibração mecânica da bomba ou pela flutuação da vazão e acabam por vibrar o ar a sua volta e, portanto, irradiar ruído.

De uma maneira geral, a redução do ruído emitido pelo ar é feito através de materiais de isolamento acústicos colocados entre os componentes gerados e o receptor.

Capítulo 3 - MODELAGEM NUMÉRICA DA BOMBA HIDRÁULICA.

3.1- INTRODUÇÃO.

Este capítulo versa sobre a construção de um modelo numérico de uma bomba hidráulica abrangendo os principais mecanismos de geração de vazão baseada no funcionamento do conjunto rotativo. Para tal, são apresentadas as equações que descrevem o comportamento dinâmico do escoamento durante este processo e as equações que descrevem as características geométricas do anel came. Para tornar o modelo mais preciso, são levadas em consideração para a construção deste modelo numérico alguns caminhos de vazamento interno da bomba assim como a vazão que existe por trás das palhetas (*under-vane flow*).

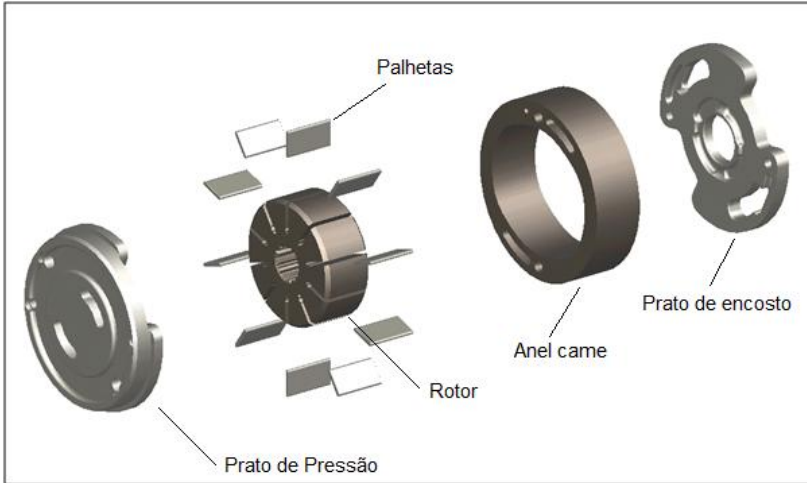
3.2 – FUNCIONAMENTO DA BOMBA.

A vazão fornecida pela bomba hidráulica de sistemas de direção veicular é gerada na parte localizada no interior da bomba conhecida como conjunto rotativo. O conjunto rotativo, por sua vez, é composto basicamente pelos seguintes elementos: Anel estator (ou anel came), rotor, palhetas, prato de pressão e prato de sucção. A Figura 3.1 mostra uma típica bomba hidráulica de palhetas utilizada em aplicações automotivas. A Figura 3.2 mostra os componentes do conjunto rotativo e seu esquemático de montagem.

Figura 3.1 - Típica bomba automotiva (Aplicação Ford, plataforma B402).

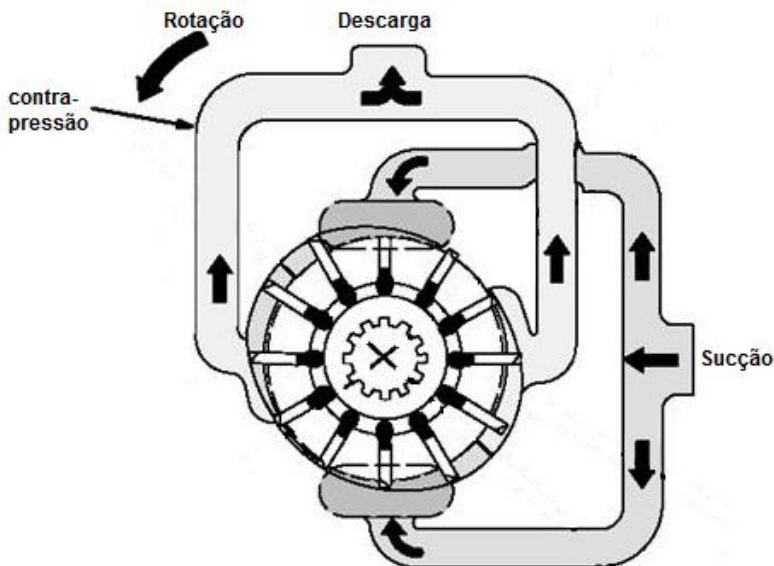


Figura 3.2 - Conjunto rotativo da bomba hidráulica. Vista explodida.



O eixo da bomba, que está conectado ao eixo do motor do veículo através de um sistema de polias que transmite a rotação para o rotor do conjunto rotativo através do acoplamento estriado. O fluido armazenado no reservatório escoa para o interior do conjunto rotativo, através dos rebaiços presentes nos pratos de pressão e sucção. O anel came - que é especialmente projetado para succionar e, logo após, pressurizar o fluido presente no interior da câmara - juntamente com o movimento de rotação do rotor fazem com que o fluido seja escoado para fora do conjunto rotativo através das portas de descarga presentes no prato de encosto. A Figura 3.3 ilustra o funcionamento do conjunto rotativo.

Figura 3.3 - Esquema do funcionamento do conjunto rotativo (Yang, 2009).



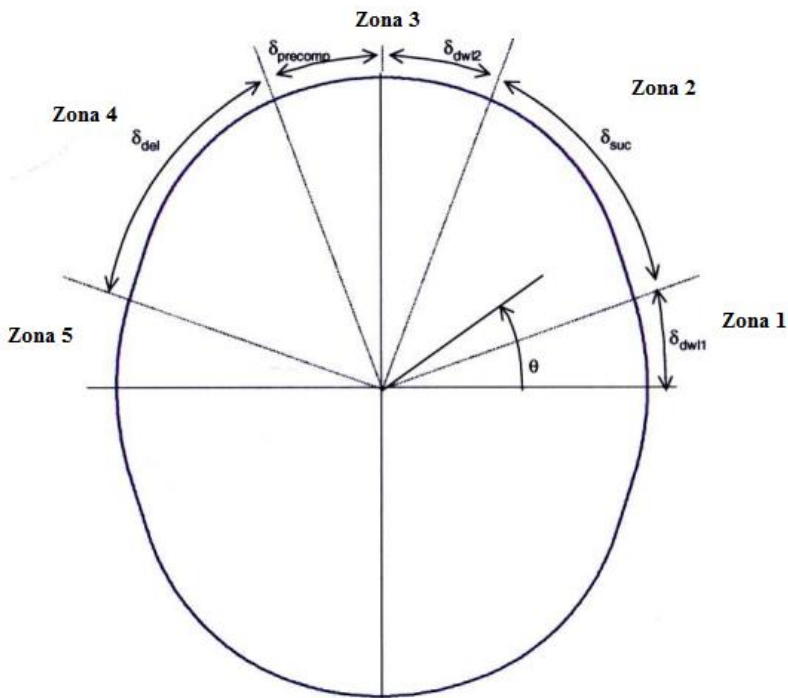
Nota-se, na Figura 3.3, que as portas de descarga são posicionadas diametralmente opostas uma da outra. O objetivo desta localização espacial é compensar as forças radiais que surgem no momento da descarga e que podem provocar desbalanceamento ou vibração excessiva do eixo ou até mesmo desgaste do conjunto rotativo podendo tornar a bomba inoperante.

É importante observar que o alojamento da palheta presente no rotor é ligeiramente maior (em comprimento) que a própria palheta. Em alguns rotores existe, inclusive, um alargamento do fundo do alojamento da palheta que, por sua vez, conecta a superfície externa do prato de pressão (fluido em alta pressão) com a superfície posterior da palheta. O fluido em alta pressão faz com que a palheta seja expelida para fora do seu alojamento durante a operação da bomba. Este fluido que é escoado “por trás” da palheta tem um impacto definitivo na amplitude da flutuação da vazão de saída e, por sua vez, no ruído emitido pela bomba, como será abordado posteriormente.

3.3 - MODELAGEM DO ANEL ESTATOR (CAME).

O anel estator (ou anel came) é montado concêntrico ao rotor da bomba e, neste modelo de bomba específico, tem a função de aumentar e/ou diminuir o volume da câmara de fluido. Possui simetria no 1° e 3° quadrantes e 2° e 4° quadrantes para garantir o balanceamento das forças sobre o eixo durante o funcionamento da bomba. Portanto, ele é π -periódico e pode ser dividido em 5 zonas por período. A Figura 3.4 mostra a localização destas zonas ao longo do contorno descrito pelo perfil interno do anel came.

Figura 3.4 - Diferentes zona de um anel came (Chalu, 2004).



Zona 1: Primeira zona neutra antes do início da porta de sucção. Comprimento do ângulo δ_{dwl1} .

Zona 2: Zona de Sucção. Comprimento do ângulo δ_{suc} .

Zona 3: Segunda zona neutra entre as portas de sucção e descarga. Em alguns tipos de perfis, esta zona incluem uma fase de pré-compressão. Comprimento do ângulo $\delta_{dwe12} + \delta_{precomp}$.

Zona 4: Zona de descarga. Comprimento do ângulo δ_{del} .

Zona 5: Igual a Zona 1.

O perfil interno do anel came da bomba em estudo é do tipo parabólico. Este nome deve ao fato da curvatura das zonas de sucção e descargas serem construídas a partir de curvas parabólicas.

De fato, a zona sucção é composta por duas parábolas, uma com concavidade positiva e outra negativa, conectadas num ponto onde suas inclinações são idênticas para assegurar a continuidade do perfil. A posição deste ponto ao longo da curva influencia a velocidade radial e a aceleração da palheta e, portanto, seu comportamento. Para determinar este ponto, é definido um parâmetro pr ($0 < pr < 1$) sendo 0 o ponto inicial da zona de sucção e 1 o ponto final.

Análogo a zona de sucção, a zona de descarga é construída a partir de duas parábolas também conectadas num ponto onde suas inclinações são idênticas. Porém, nesta zona de descarga, a primeira parábola possui inclinação negativa e a segunda, positiva.

Entre a zona de sucção e descarga, existe uma região de raio constante (Zona 3). Porém, em alguns tipos de perfis o raio pode variar de acordo com uma função descrita pela espiral de Arquimedes ($r(\theta) = a\theta + b$). Esta função é utilizada para reduzir o volume da câmara e, portanto, aumentar sua pressão do fluido dentro dela antes da câmara “abrir-se” para a porta de descarga. O objetivo desta redução de volume (e conseqüente aumento de pressão) é equalizar as pressões entre a câmara e a linha de saída, reduzindo o *overshoot* da vazão no momento da descarga.

Grande parte do ruído transmitido pelo fluido é gerado pela flutuação da vazão de saída que ocorre no momento da descarga do fluido presente na câmara através da porta de descarga. Quanto menor a flutuação da vazão, menor será o ruído transmitido. Portanto, algumas das estratégias mais comuns de redução da flutuação da vazão

consistem, justamente, na diminuição da diferença de pressão entre a câmara e a porta de descarga e, conseqüente, redução do *overshoot*.

Quando a zona 3 possui redução do volume ela é chamada de “zona de pré-compressão”.

As equações que descrevem o perfil parabólicos são descritos pela Tabela 1.

Existe, ainda, um outro tipo de perfil anel de came chamado de “cicloidal”. Neste perfil, as curvas que descrevem as zonas de sucção e descarga são descritas por curvas do tipo circular. A maior diferença entre estes dois tipos de perfil estão na velocidade e aceleração radial das palhetas. No perfil cicloidal, estes dois parâmetros (velocidade e aceleração radial) não possuem descontinuidades, o que possibilita a redução de choques e vibrações sobre o eixo. Por outro lado, Chalu (2004) mostra que estas vibrações que ocorrem sobre o eixo ocasionadas pela variação de torque não são a causa principal do ruído gerado pelo sistema. Portanto, o perfil cicloidal não será utilizado para este trabalho.

Tabela 1 – Equações descritoras do perfil parabólico do anel came.

$\theta \in \left[\delta_{dwell1}, \delta_{dwell1} \right]$	$r_{cam}(\theta) = r_{\min}$
$\theta \in \left[\delta_{dwell1}, \gamma_a \right]$ $\gamma_a = \delta_{dwell1} + pr_1 \cdot \delta_{suc}$	$r_{cam}(\theta) = r_{\min} + \frac{h}{pr_1} \left(\frac{\theta - \delta_{dwell1}}{\delta_{suc}} \right)^2$
$\theta \in \left[\gamma_a, \gamma_b \right]$ $\gamma_b = \delta_{dwell1} + \delta_{suc}$	$r_{cam}(\theta) = r_{\min} + h - \frac{h}{1 - pr_1} \left(\frac{\theta - \gamma_b}{\delta_{suc}} \right)^2$
$\theta \in \left[\gamma_b, \gamma_c \right]$ $\gamma_c = \gamma_a + \delta_{dwell2}$	$r_{cam}(\theta) = r_{\min} + h$
$\theta \in \left[\gamma_c, \gamma_d \right]$ $\gamma_d = \gamma_c + \delta_{precomp}$	$r_{cam}(\theta) = r_{\min} + h - precomp \left(\frac{\theta - \gamma_c}{\delta_{precomp}} \right)$
$\theta \in \left[\gamma_d, \gamma_e \right]$ $\gamma_e = \gamma_d + (-pr_2) \cdot \delta_{del}$	$r_{cam}(\theta) = r_{\min} + h - precomp - \frac{h - precomp}{1 - pr_2} \left(\frac{\theta - \gamma_d}{\delta_{del}} \right)^2$
$\theta \in \left[\gamma_e, \gamma_f \right]$ $\gamma_f = \gamma_d + \delta_{del}$	$r_{cam}(\theta) = r_{\min} + \frac{h - precomp}{pr_2} \left(\frac{\theta - \gamma_f}{\delta_{del}} \right)^2$
$\theta \in \left[\gamma_f, \pi \right]$	$r_{cam}(\theta) = r_{\min}$

Nesta tabela, o índice *dwell* e *del* são referentes às zonas de sucção e descarga respectivamente. O valor do aumento *h* é calculado de

uma forma aproximada através da deslocamento volumétrico da bomba D e do raio médio do anel came r_{med} , como mostra a equação 3.1.

$$D \approx L_v 2\pi h r_{med} - (N_v t_v) \quad (3.1)$$

$$D = L_v \pi h (r_{max}^2 - r_{min}^2) - (N_v t_v),$$

sendo r_{max} e r_{min} , o raio máximo e mínimo do anel came, respectivamente.

Para aplicar esta equação, assume-se que:

- As portas de sucção devem permanecer abertas até o volume da câmara atingir seu volume máximo e devem fechar antes de começar a decrescer, o que pode ser dificultado quando o anel possui pré-compressão.

- A porta de descarga deve permanecer aberta até o volume da câmara atingir o seu valor mínimo.

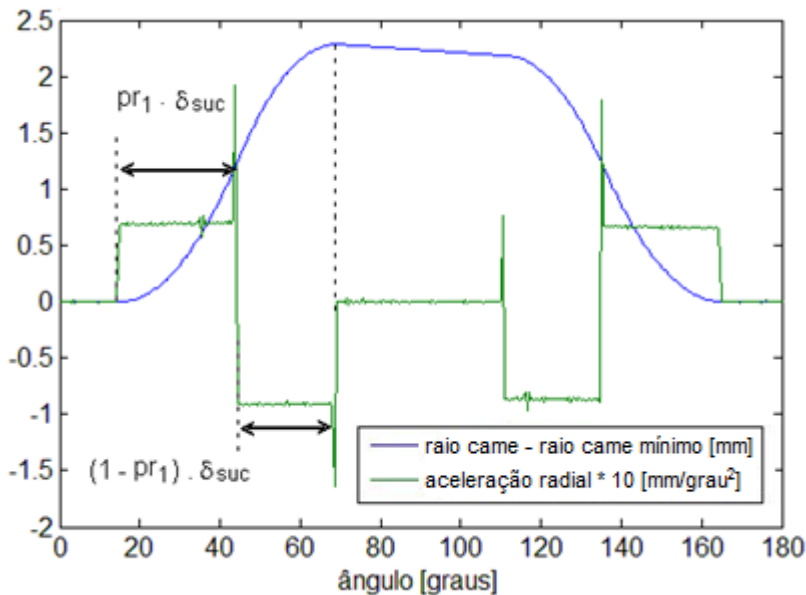
Para um correto funcionamento da bomba, os comprimentos angulares das portas de sucção e descarga (e, nos casos específicos, da pré-compressão) devem ser escolhidos de modo a não provocar curto-circuito entre as linhas de entrada e saída da bomba.

O valor de pré-compressão, *precomp*, deve ser escolhido de modo com que o fluido seja comprimido ligeiramente acima da pressão de saída para uma determinada condição de operação da bomba. Geralmente, esta condição de operação tem relação com uma condição crítica onde o ruído é mais facilmente percebido. Assim, no momento do projeto, escolhe-se um valor de pré-compressão adequada para diminuir os efeitos do *overshoot* nesta condição.

Os valores de *pr* também são uma escolha de projeto. De maneira geral, devem ser escolhidos de modo que o valor da aceleração da palheta seja a mais suave possível durante a transição das portas de sucção e descarga. A Figura 3.5 mostra a variação do raio do (perfil interno do) anel came ao longo de meia rotação. Mostra, também, o comportamento da aceleração radial de uma palheta ao longo do mesmo

trajeto. Os picos da curva de aceleração mostram uma descontinuidade devido à súbita variação de direção da palheta.

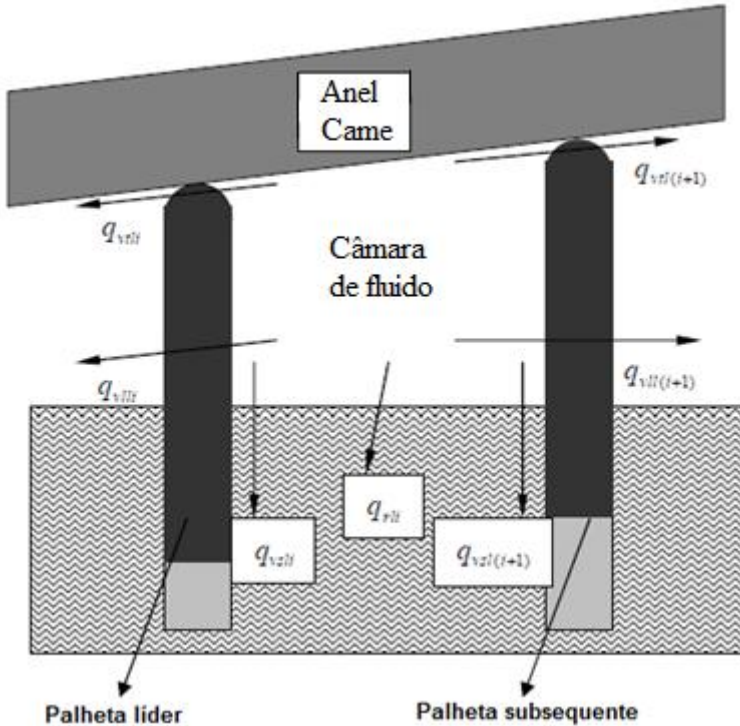
Figura 3.5 - Variação do raio e da aceleração radial da palheta ao longo dos primeiros 180° de rotação.



3.4 - MODELAGEM DA VAZÃO.

A vazão gerada pela bomba hidráulica em estudo é modelada a partir da Equação da Continuidade para líquidos compressíveis em um volume de controle (ver ANEXO 1). Este volume é delimitado pelas superfícies externa do rotor, superfície interna do anel came e pelas superfícies de duas palhetas subsequentes perpendiculares as superfícies do rotor e do anel came anteriormente citadas. A Figura 3.6 mostra este volume de controle que passa a ser chamado de câmara de fluido (*fluid chamber*) ou, simplesmente, câmara.

Figura 3.6 - Câmara (*fluid chamber*) que delimita o volume de controle. Detalhe para os caminhos de vazamento.



Algumas considerações devem ser feitas para que o modelo seja representativo.

- Não existe transferência de calor no interior da bomba;
- O anel came, o rotor, as palhetas e os pratos de pressão e encosto são rígidos;
- A ponta das palhetas permanecem em contato constante com o perfil interno do anel came;
- A pressão da linha de descarga e de sucção são constantes;

Aplicando-se, então, a equação da continuidade desenvolvida a partir do Modelo de Escoamento Separado (ver ANEXO 1) buscando encontrar uma equação que descreva a pressão no interior da câmara, chega-se ao seguinte resultado (Linsinger, 2008):

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta_e}{V} \left(-\frac{dV}{dt} + q_{in} - q_{out} - q_{leak} \right), \quad (3.2)$$

sendo β_e o módulo de compressibilidade efetivo do fluido, p a pressão na câmara, V o volume da câmara, t o tempo, q_{in} e q_{out} a vazão total de entrada e de saída no volume, respectivamente e q_{leak} é a vazão referente ao vazamento interno total, dado por:

$$q_{leak} = q_{vlt} + q_{val} + q_{vll} + q_{vsl} + q_{rti}, \quad (3.3)$$

sendo q_{vlt} o vazamento através da ponta da palheta referente às tolerâncias de fabricação, q_{val} o vazamento através da ponta da palheta durante o movimento de retorno da mesma, q_{vll} o vazamento pelas bordas da palheta, q_{vsl} o vazamento através dos *slots* da palheta, q_{rti} o vazamento pelo lado do rotor.

3.4.1 – Vazão de entrada e saída.

A equação do orifício é utilizada para calcular a vazão de entrada e de saída (Linsinger, 2003):

$$q = C_d A \sqrt{2 \Delta p / \rho}, \quad (3.4)$$

sendo C_d o coeficiente de descarga do fluido e A a área do orifício.

Os valores de C_d variam com o número de Reynolds do fluido. De uma maneira geral, o valor de C_d é aproximadamente constante para quedas de pressão acima de um certo valor que depende tanto das características do fluido quanto da geometria do orifício. Neste estudo, assume-se o valor de C_d como uma constante igual a 0.7.

Para a vazão de entrada (sucção):

$$\Delta p = p - p_{in}, \quad (3.5)$$

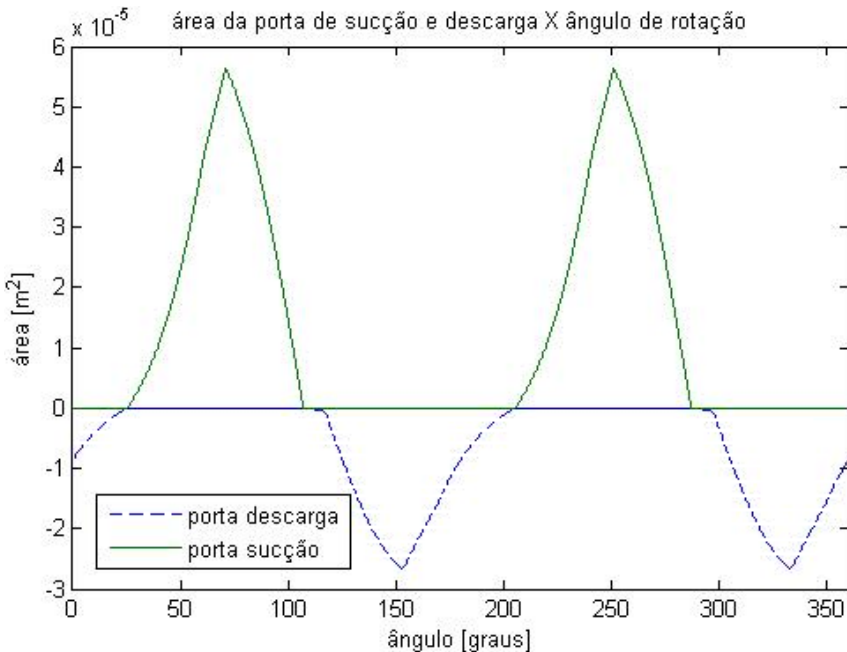
sendo p_{in} a pressão média (constante) da sucção. E para a vazão de saída (descarga):

$$\Delta p = p - p_{out}, \quad (3.6)$$

sendo p_{out} a pressão média (constante) da descarga.

O gráfico da Figura 3.7 mostra a área referente à porta de sucção e descarga. No gráfico, os valores da área da porta de sucção são positivos enquanto que os da porta de descarga foram mostrados negativos apenas para melhor compressão do funcionamento.

Figura 3.7 - Gráfico da variação da área da porta de descarga e sucção.



Observa-se que o valor da área da porta de sucção é aproximadamente o dobro da porta de descarga. A isto deve o fato de, no desenho da bomba, o fluido entrar por cima e por baixo na câmara através de rebaixas presentes tanto no prato de pressão quanto no de encosto. Portanto, a área total de entrada de fluido é multiplicada por 2.

Observa-se, também, que a área da porta de descarga torna-se igual à zero no momento em que a área da porta de sucção inicia seu aumento. Em outras palavras, a porta de sucção abre no mesmo momento em que a de descarga fecha. Esta sincronia (*timing*²) é necessária para que a bomba não entre em “curto-circuito”, ou seja, para que a linha de descarga não seja conectada a linha de saída durante a operação da bomba.

3.4.2 – Vazão sobre o rasgo de alívio (relieve groove).

Da mesma forma que nas portas de entrada e saída, a vazão sobre o rasgo de alívio também utiliza a equação do orifício (Equação 3.14) para ser descrita. A particularidade aqui é a forma como é descrita a variação da área durante o escoamento.

De fato, para uma descrição mais acurada da vazão sobre o rasgo de alívio, seria importante levar em consideração no cálculo o termo referente a inércia do fluido pois, no início deste escoamento, a área do rasgo é muito pequena e a inércia do fluido torna-se tão importante quanto os demais termos da equação (Yang, 2009).

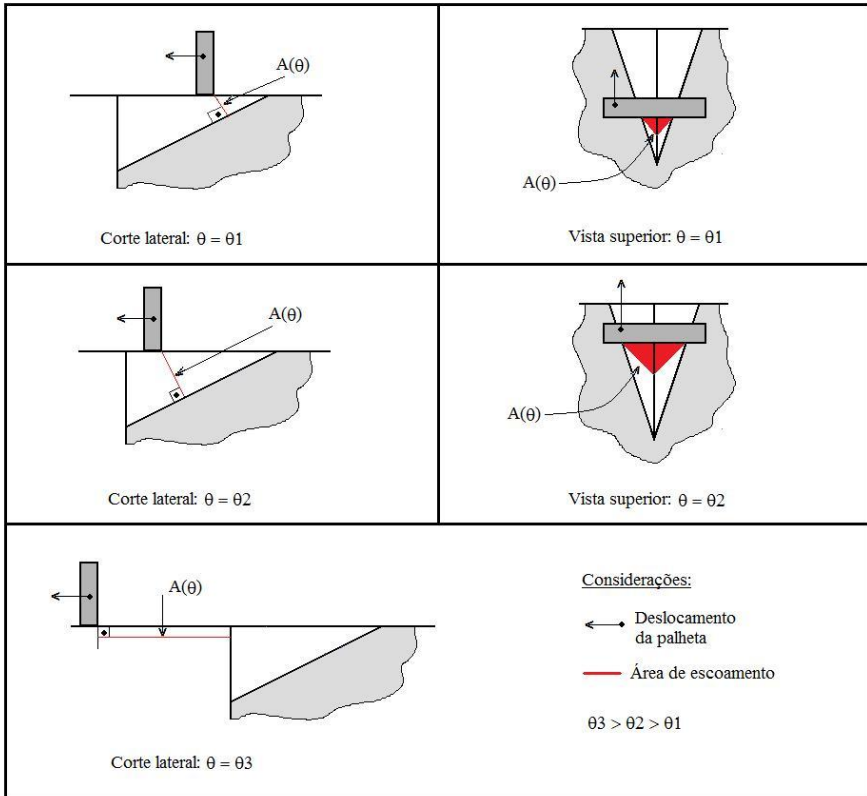
Yang, 2009, discute esta questão mais detalhadamente. Seus resultados mostram que a inclusão de um termo de inércia no cálculo do escoamento sobre o rasgo de alívio provoca uma oscilação do *overshoot* de pressão da câmara no momento da descarga. Entretanto, a amplitude do overshoot e o tempo de sua estabilização não são significativamente alterados pela exclusão deste termo. Para fins simplificação de cálculo, este termo referente a inércia do fluido (presente na equação de Bernoulli) não foi utilizada.

A área por onde o fluido da câmara escoava durante a passagem da palheta líder sobre o rasgo de alívio é delimitada por um linha perpendicular a inclinação do rasgo e a ponta da palheta. A Figura 3.8 mostra em detalhe a área em questão.

² *timing* é um termo em inglês que expressa o tempo em que algum evento acontece. No caso do cj. rotativo, os eventos de sucção e descarga, que ocorrem num determinado momento da operação da bomba, são definidos pela localização das portas de sucção e descarga, dentre outras características geométricas.

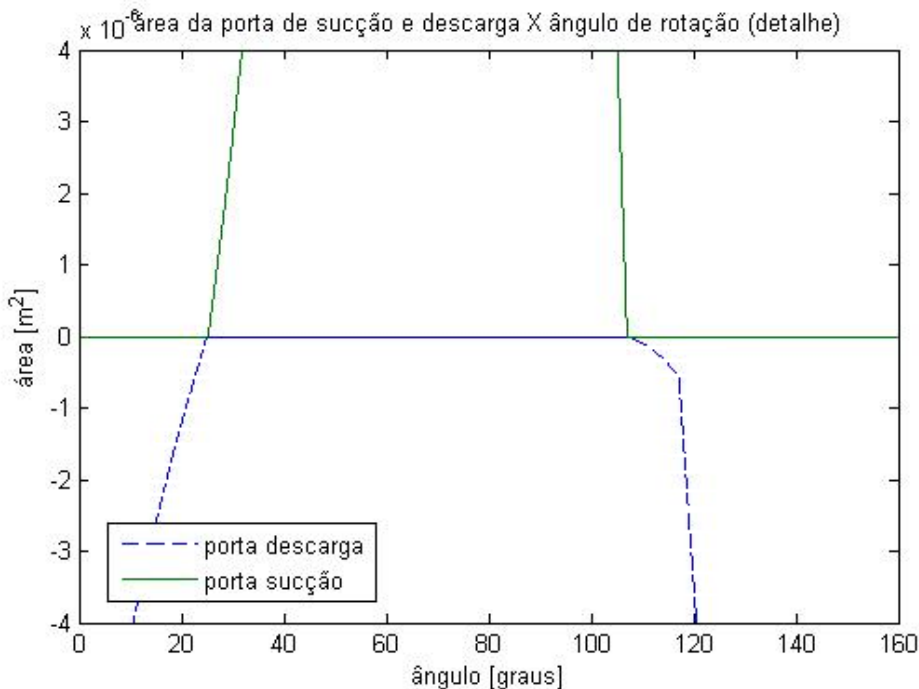
É possível notar que a área aumenta exponencialmente até a ponta da palheta atingir a porta de descarga. A partir deste momento, a vazão é calculada considerando a área descoberta da porta de descarga como sendo a área por onde o fluido irá escoar.

Figura 3.8 - Variação da área de escoamento sobre o rasgo de alívio (Chalu, 2004).



A Figura 3.9 mostra um gráfico em detalhe do valor da área de escoamento do fluido durante a transição da porta de sucção para a porta de descarga.

Figura 3.9 - Detalhe da área de escoamento do fluido através do rasgo de alívio



3.4.3 – Variação do volume de controle.

Considerando dV o volume deslocado por uma palheta durante uma rotação $d\theta$ do eixo da bomba tem-se que (Chalu, 2004):

$$dV = \int_{rotor}^{anel} L_v r d\theta dr = \frac{1}{2} L_v \left(r^2(\theta) - r_{rotor}^2 \right) d\theta$$

sendo L_v o comprimento da palheta, $r(\theta)$ o raio do anel came em função do ângulo e r_{rotor} o raio do rotor.

Considerando agora que α_v é a espessura angular da palheta, tem-se que (Chalu, 2004):

$$dV = \frac{1}{2} L_v \left(r^2 \left(\theta_i - \frac{\alpha_v}{2} \right) - r_{rotor}^2 \right) d\theta$$

$$dV_{subsequente} = \frac{1}{2} L_v \left(r^2 \left(\theta_{i+1} - \frac{\alpha_v}{2} \right) - r_{rotor}^2 \right) d\theta$$

Então, considerando que o volume que existe entre a ponta da palheta e o perfil interno do anel came (devido ao raio da ponta da palheta) seja desprezado, tem-se que:

$$dV_i = dV - dV_{subsequente} = \frac{1}{2} L_v \left(r^2 \left(\theta_i - \frac{\alpha_v}{2} \right) - r^2 \left(\theta_{i+1} + \frac{\alpha_v}{2} \right) \right) d\theta$$

e a variação do volume do fluido deslocado pela câmara pela rotação do eixo da bomba fica, então:

$$\frac{dV_i}{d\theta} = \frac{1}{2} L_v \left[r^2 \left(\theta_i - \frac{\alpha_v}{2} \right) - r^2 \left(\theta_i - \frac{2\pi}{N_v} + \frac{\alpha_v}{2} \right) \right], \quad (3.7)$$

sendo N_v o número de palhetas.

Na equação 3.7, para efeitos de cálculo, é usado o valor médio da espessura da palheta, α_v . Pode-se mostrar que esta aproximação tem pouco efeito no resultado final (Yang, 2009).

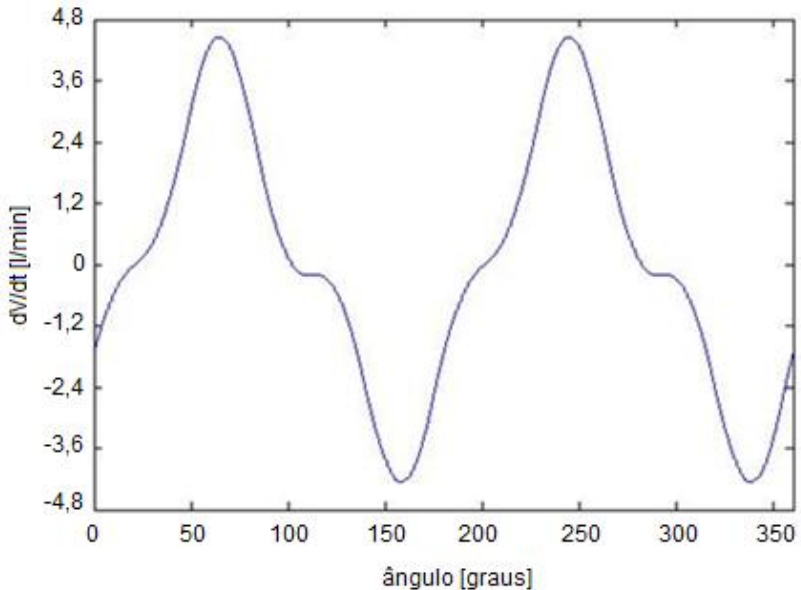
A partir da equação 3.7, deriva-se uma equação em relação ao tempo (Chalu, 2004):

$$\frac{dV_i}{dt} = \frac{dV_i}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{dV_i}{d\theta} \omega$$

$$\frac{dV_i}{dt} = \frac{1}{2} L_v \omega \left[r^2 \left(\theta_i - \frac{\alpha_v}{2} \right) - r^2 \left(\theta_i - \frac{2\pi}{N_v} + \frac{\alpha_v}{2} \right) \right] \quad (3.8)$$

A Figura 3.10 mostra da variação do volume em relação ao tempo para o desenho da bomba em estudo.

Figura 3.10 – Gráfico da vazão dV/dt em litro por minuto $[l/min]^3$ vs. ângulo @ 1000 rpm⁴.



3.4.4 – Vazão devido aos caminhos de vazamentos internos.

Todos as vazões relacionadas aos vazamentos internos são modelados como uma vazão de Poiseuille superposta a uma vazão de Couette; a vazão de Poiseuille é induzida pela queda de pressão através do caminho de vazamento e a de Couette, está relacionada a vazão induzida pelo deslocamento relativo entre as duas bordas.

Para o caminho de vazamento relativo à ponta da palheta fica então (Dickinson et al, 1993):

³ l/min = Litros por minuto. Unidade de vazão: $1 [l/min] = 1/6 \cdot 10^{-4} [m^3/s]$ (SI).

⁴ rpm = Rotações por minuto. Unidade de velocidade angular: $1 [rpm] = \pi/30 [rad/s]$ (SI).

$$\text{—————} \quad \text{—————}, \quad (3.9)$$

sendo o segundo termo somado quando é considerada a palheta subseqüente e subtraído quando considerada a palheta líder, p a pressão da câmara e p_a a pressão da câmara adjacente (subseqüente ou líder), h_d a folga da ponta da palheta, L_v a altura da palheta, t_v o comprimento da palheta, w a velocidade rotacional e r_c o comprimento (raio) entre o anel estator e o centro do rotor.

Os outros caminhos, indicados na Figura 3.6 de vazamento podem ser descritos matematicamente como sendo (Dickinson et al, 1993):

$$\text{—————} \quad \text{—————} \quad (3.10)$$

$$\text{—————} \quad \text{—————} \quad (3.11)$$

$$\text{—————} \quad (3.12)$$

$$\text{—————}, \quad (3.13)$$

sendo h_1 a folga entre palheta e prato, h_2 a folga entre a palheta e o *slot* (rasgo do rotor), h_3 a folga entre o rotor e prato, t_v a espessura da palheta, r_r o raio do rotor, r_{tip} o raio até a ponta da palheta, θ_v deslocamento angular e r_{ivp} o raio referente a borda interna do slot.

3.4.5 - Vazão sob à palheta.

Enquanto a bomba esta funcionando, as palhetas descrevem um movimento radial intermitente. Como a parte interior do rasgo do rotor é conectado a porta de saída – que fornece alta pressão para empurrar a palheta para fora do rasgo – este movimento radial afeta a vazão de saída. A velocidade radial da palheta é dada por (Yang, 2009):

$$— \quad (3.14)$$

A compressibilidade do fluido pode ser desprezada pois o volume do fluido neste espaço é muito pequeno. Então, a vazão produzida pelo movimento radial é expressa por:

$$— \quad (3.15)$$

Vazão positiva significa que o fluido sai da bomba em sentido a porta de saída. A vazão total será o somatório daquela produzida pelas palhetas da bomba:

$$, \quad (3.16)$$

sendo N_v o número de palhetas.

3.4.6 – Módulo de compressibilidade efetivo.

O módulo de compressibilidade efetivo carrega a informação de capacidade de compressão e/ou descompressão do fluido. No modelo matemático elaborado neste trabalho o valor do módulo é descrito através de um valor constante ($4 \cdot 10^8$ Pa) mas, na prática, este valor pode variar bastante. Alguns fatores que variam durante a operação da bomba e que alteram significativamente o valor do módulo são: a pressão do fluido, a temperatura do fluido, a quantidade de ar dissolvido no fluido, a cavitação, a compliância do sistema de mangueiras e tubos, dentre outros.

A liberação de ar e a cavitação ocorrem quando a pressão estática do fluido cai para um nível suficientemente baixo, numa determinada temperatura do fluido. O óleo em condições de pressão baixa pode dissolver até 10% de ar. Quando maior a pressão, maior a quantidade de ar dissolvido (aumenta a capacidade do óleo de “reter” o

ar no seu interior com o aumento da pressão) e quanto menor a pressão, menor a quantidade de ar dissolvido. Portanto, quando houver uma descompressão excessiva o fluido perde a capacidade de reter o ar, liberando-o sob forma de bolhas.

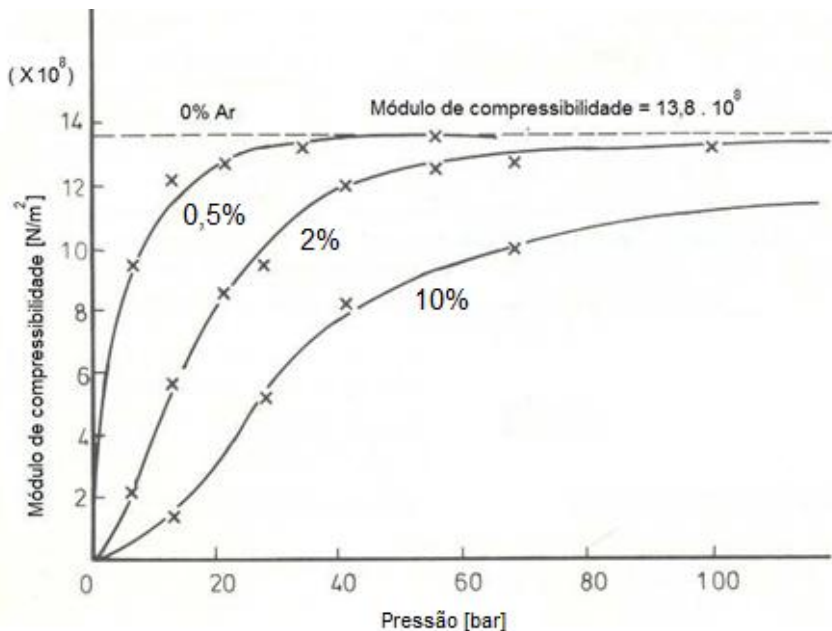
Durante a operação da bomba, existem alguns momentos críticos quando esta despressurização pode ocorrer:

- Durante a sucção: Momentos antes da câmara abrir-se para a porta de sucção o volume desta se expande devido ao início do aumento de raio do anel came. Neste momento, o fluido residual existente na câmara está sob alta pressão (mesma pressão da linha de descarga). Se não houver a descompressão adequada, o fluido poderá escoar da câmara para a linha de sucção muito rapidamente, criando um jato de fluido. Altas velocidades de escoamento baixam significativamente a pressão do fluido. Esta queda de pressão momentânea e localizada, pode fazer com que o ar seja liberado pelo fluido, reduzindo o módulo de compressibilidade.

- Durante a descarga. Momentos antes da câmara abrir-se para a porta de descarga, a pressão interna pode ser menor que a da linha de descarga. Neste momento, o fluido irá escoar da câmara para a linha de descarga através da pequena área do início do rasgo de alívio. O fluido sob alto gradiente de pressão escoando por uma área muito pequena fará com que a velocidade do fluido aumente significativamente. A alta velocidade do fluido baixa a pressão do mesmo fazendo com que surja o efeito discutido no parágrafo anterior.

A Figura 3.11 mostra um gráfico da dependência do módulo de compressibilidade com a pressão.

Figura 3.11 - Ilustração do módulo de compressibilidade variando de acordo com o aumento da pressão (Yang, 2009).



Johansson (2005) descreve um modelo matemático que leva em consideração a quantidade de ar dissolvido no fluido para o cálculo do módulo de compressibilidade, conforme a equação 3.17. Neste trabalho, este modelo não foi utilizado optando-se por encontrar um valor de módulo de compressibilidade constante baseado nas condições de operação do fluido e nos resultados apresentados durante o processo de validação do modelo na bancada de testes.

$$B_e = \frac{B_e}{1 + \left(\frac{x_0}{k_p p} \right) \left(\frac{B_{\text{fluido}}}{1 - x_0} \right) \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{k_p}}}, \quad (3.17)$$

sendo x_0 a fração de volume de ar livre numa pressão de referência p_0 e k_p o expoente politrópico do fluido (geralmente utilizado 1.8).

3.4.7 – Capacidade volumétrica da bomba.

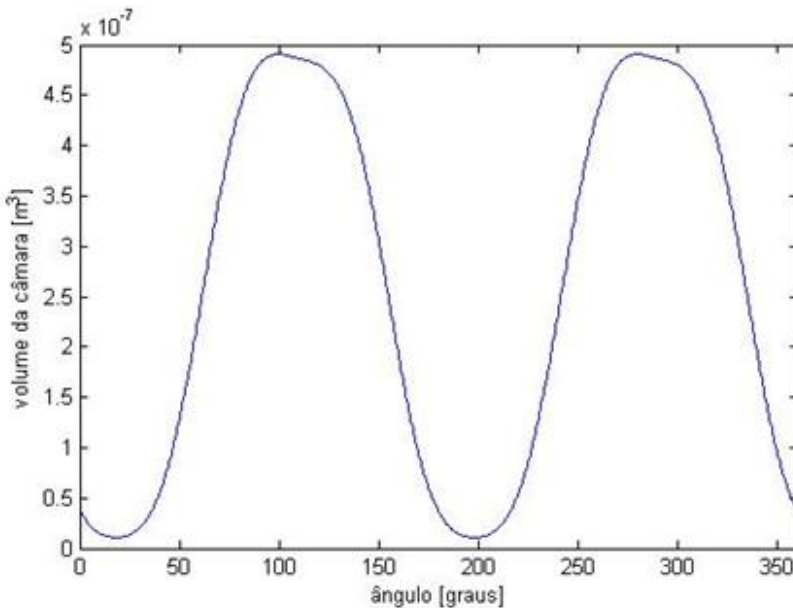
A capacidade volumétrica da bomba numa dada posição numa dada posição θ_i pode ser calculada da seguinte forma (Yang, 2009):

$$V_i = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{r_c^2(\theta) - r_r^2}{2} d\theta - \frac{L_v t_v}{2} (r_{c1} + r_{c2} - 2r_r) \quad (3.18)$$

sendo θ_1 a posição angular da primeira palheta (líder), r_c o raio do anel came, r_r o raio do rotor, θ_2 a posição angular da palheta subsequente, r_{c1} o raio medido da ponta da palheta líder até o centro do rotor, r_{c2} o raio medido da ponta da palheta subsequente até o centro do rotor.

A Figura 3.12 mostra a variação do volume ao longo da rotação do rotor. O valor de V_i deve ser levado a Equação 3.2 a cada instante durante a simulação para o correto cálculo da pressão da câmara.

Figura 3.12 - Variação do volume da câmara vs. ângulo.



A partir da equação 3.18, pode-se calcular o valor da capacidade volumétrica D da bomba, considerando que a bomba possui 2 pares de portas de sucção e descarga, como sendo:

$$D = \left(V_{\max} - V_{\min} \right) N_v 2, \quad (3.19)$$

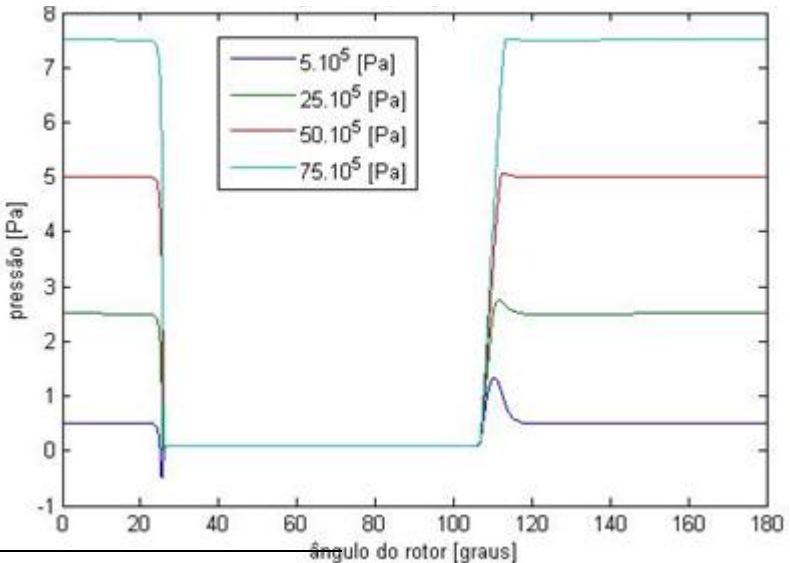
sendo V_{\max} e V_{\min} os valores máximos e mínimos do volume da câmara, respectivamente.

A bomba sob estudo possui uma capacidade volumétrica de $9,56 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3/\text{rev}]$.

3.5 – DISCUSSÃO SOBRE OS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO.

Pressão: As figuras 3.13, 3.14 e 3.15 mostram a pressão do volume de controle compreendido entre uma palheta “líder” (localizada à 0° usando como referência as coordenadas angulares do perfil interno do anel came) e a palheta subsequente. Os gráficos são obtidos para diferentes níveis de contrapressão, quais sejam, 5, 25, 50 e 75 bar⁵.

Figura 3.13 - Gráfico de pressão interna de uma câmara em 1000 rpm para várias níveis de contrapressão.



⁵ bar = Unidade de pressão. 1bar = 10^5 Pa (SI).

Figura 3.14 - Gráfico de pressão interna de uma câmara em 2000 rpm para várias níveis de contrapressão.

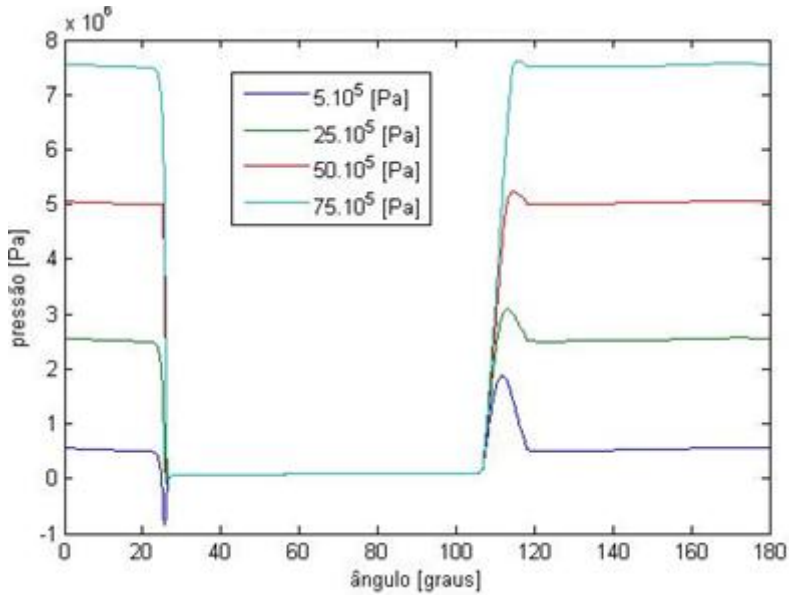
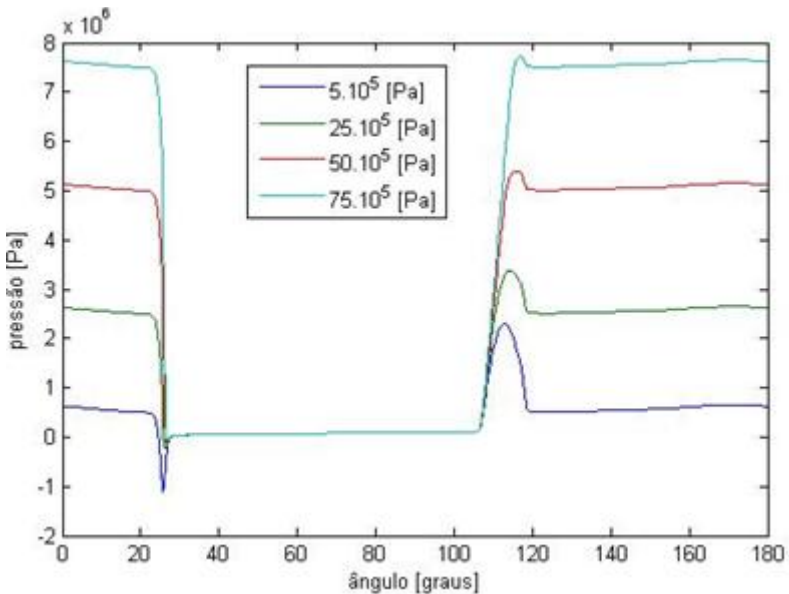


Figura 3.15 - Gráfico de pressão interna de uma câmara em 3000 rpm para várias níveis de contrapressão.



É possível observar nestes gráficos a presença de um *overshoot* de pressão no momento da abertura da câmara para a porta de descarga. O que ocorre é que há uma acomodação da pressão da câmara devido à vazão gerada pela diferença de pressão entre a câmara e a linha de descarga e, para uma mesma rotação, observa-se que o valor deste *overshoot* é tão maior quanto maior for esta diferença.

A vazão gerada por esta diferença de pressão passa, primeiramente, através de um rasgo de alívio presente no prato de encosto. Portanto, quanto maior a velocidade de rotação, maior será a dificuldade do fluido escoar por este rasgo e, conseqüentemente, a equalização da pressão neste ponto também é prejudicada, fazendo com que o valor do *overshoot* aumente.

Uma vez que a pressão exercida sobre o fluido na zona de pré-compressão é determinada por características geométricas (que são fixas na bomba em estudo), só será possível atingir uma boa equalização de pressões (baixo *overshoot*) em condições de operação específicas. Estas condições de operação são escolhidas durante o projeto da bomba. De uma maneira geral, escolhe-se àquelas condições de operação onde a bomba hidráulica é mais utilizada.

No caso da bomba em estudo, a condição de operação que apresentou melhor equalização de pressão na câmara é a velocidade de rotação de 1000 rpm sob uma contrapressão um pouco abaixo de 100 bar.

Em termos práticos, isto significa dizer que o projetista escolheu as manobras de estacionamento para obter menor *overshoot* de pressão. Quanto menor variação de pressão neste ponto, menor será a flutuação de vazão da porta de descarga. Quanto menor a flutuação de vazão neste ponto, menor o ruído transmitido pelo fluido.

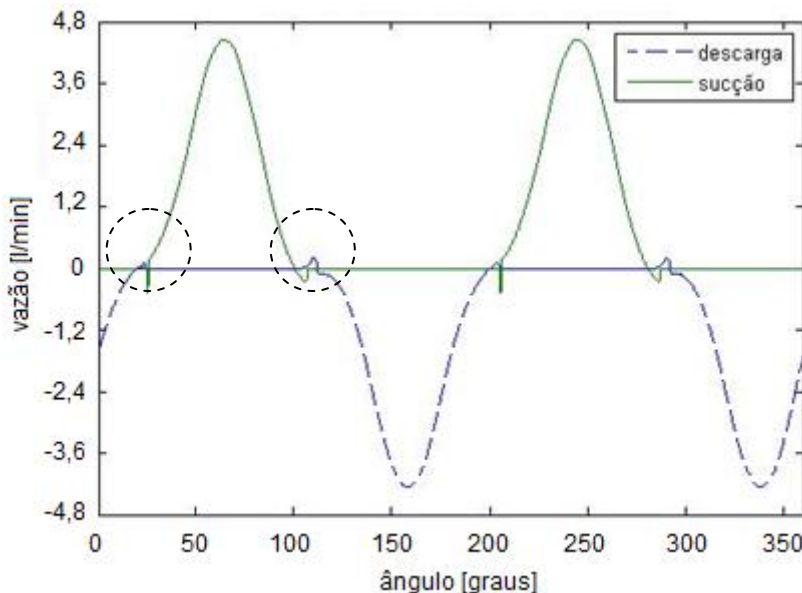
Esta condição de operação específica é levada em consideração para projetar as estratégias de redução de ruído que são apresentadas neste trabalho.

É possível observar, também, que a pressão cai abaixo de zero nas curvas de 5 bar. De fato, não é gerada uma pressão negativa na câmara neste instante. A expansão do volume da câmara momentos antes de abrir para porta de sucção tende a baixar a pressão que já é relativamente baixa (5 bar). Neste momento, como foi discutido do item

3.4.6 o módulo de compressibilidade seria alterado e toda a dinâmica do fluido também. O que ocorre é que, como este modelo não possui um modelo para cálculo do módulo de compressibilidade, surge esta pressão negativa como efeito dos parâmetros que estão sendo levados em consideração para o cálculo.

Vazão: Observa-se na Figura 3.16 a vazão de sucção (para dentro da câmara, sinal positivo) e a de descarga (para fora da câmara, sinal negativo) referente a apenas uma câmara (líder) que inicia sua rotação na posição angular de 0° . O valor negativo da vazão de descarga foi assim definido por convenção.

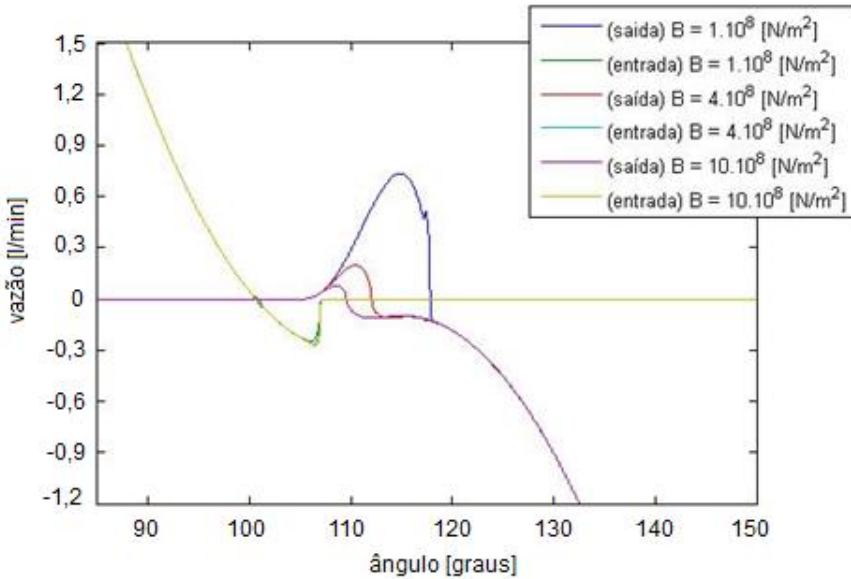
Figura 3.16 - Vazão de sucção e descarga referente apenas a uma câmara.



É importante observar, no detalhe circulado, que no momento da abertura das portas de sucção e descarga, é gerado uma contra-vazão em ambas portas. Isto deve-se ao fato da acomodação da pressão da câmara com a linha de sucção e descarga, respectivamente.

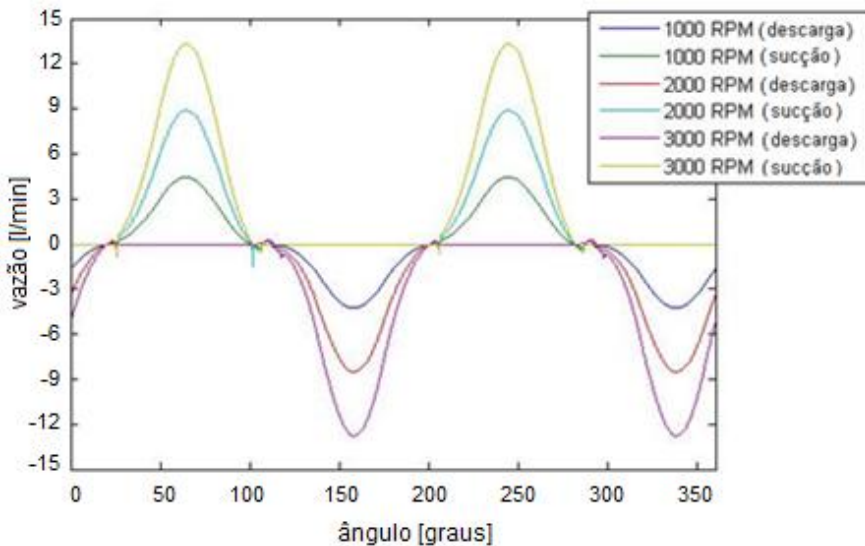
Esta flutuação da vazão na linha de descarga quanto na linha de sucção são fontes de ruído. O projeto apropriado para que as portas

Figura 3.18 - Detalhe da contra-vazão durante a abertura da porta de descarga com a variação do módulo de compressibilidade.



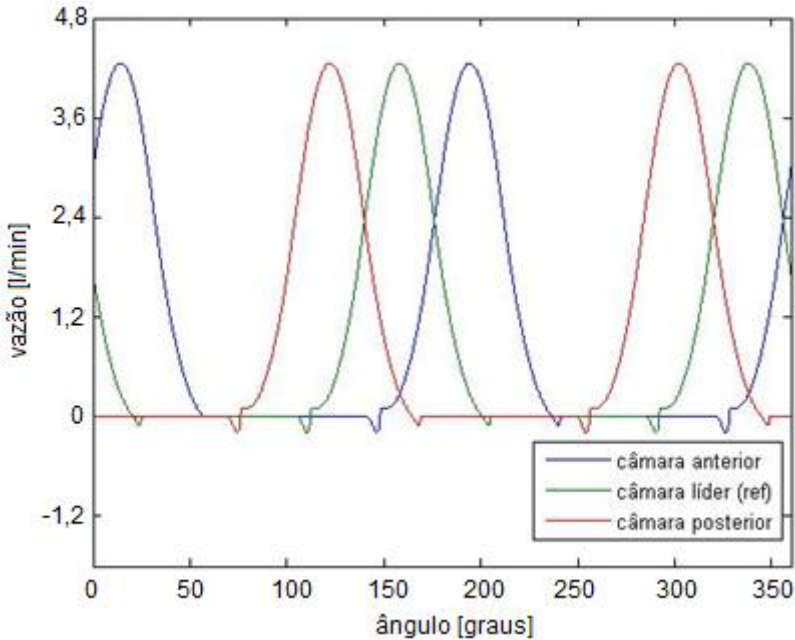
A Figura 3.19 mostra a variação da amplitude da vazão de uma câmara em função do aumento da velocidade de rotação do bomba. De fato, este aumento é proporcional porém, na prática, existe um sistema de regulação de vazão na bomba que limita o escoamento a um certo valor. Esta regulação de vazão não foi simulada neste trabalho.

Figura 3.19 - Vazão de sucção e descarga em diferentes velocidades rotacionais.



A Figura 3.20 mostra a vazão de saída discriminada de 3 câmaras consecutivas. É importante observar que a vazão de uma câmara subsequente não inicia exatamente no ponto que sua anterior começa a decrescer. Isto tem um impacto definitivo na flutuação da vazão total de saída e será discutido posteriormente aqui neste trabalho.

Figura 3.20 - Vazão de descarga de 3 câmaras subsequentes (@1000 rpm).



A vazão direcionada para parte posterior da palheta durante a rotação, que possui a função de manter a ponta da palheta em contato com o anel came durante a operação, também é computada no modelo. A Figura 3.21 mostra o resultado da vazão referente a apenas a uma palheta enquanto que a Figura 3.22 apresenta a vazão total gerada pela soma das contribuições de cada uma das palhetas. Aqui, vale ressaltar que a amplitude desta vazão é bastante próxima da amplitude da flutuação da vazão de saída (pico-a-pico) presente na Figura 3.23. Isto mostra que esta vazão tem grande contribuição na composição da flutuação de vazão de saída e, conseqüentemente, na geração do ruído propagado através do fluido.

Figura 3.21 - Vazão sob apenas uma palheta (50 bar @ 1000 rpm).

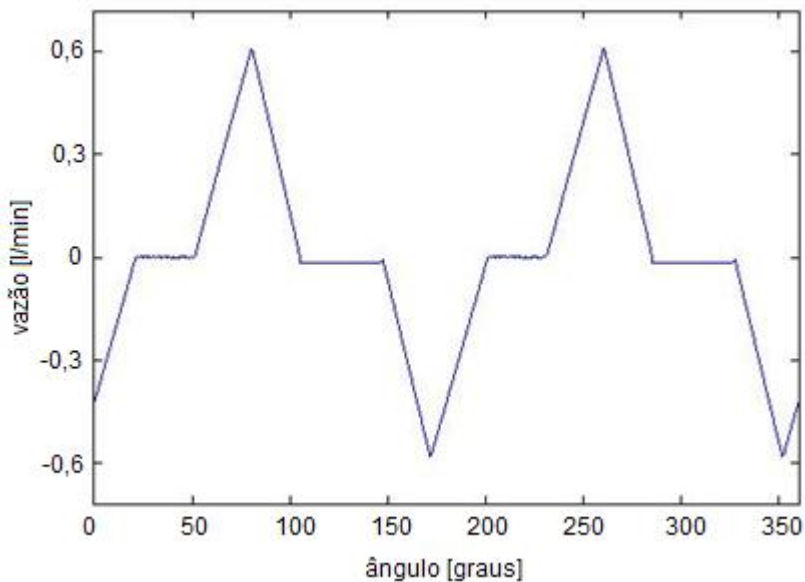


Figura 3.22 - Vazão total sob todas as palhetas. (50 bar @ 1000 rpm).

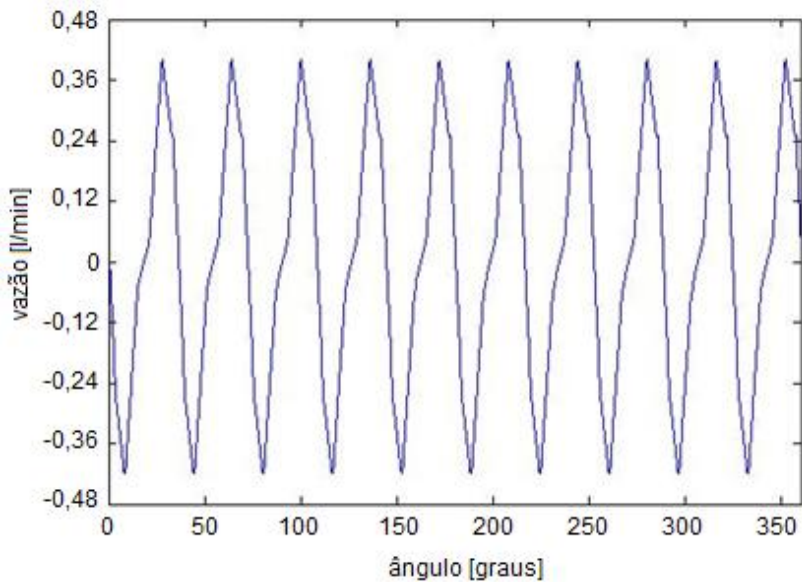
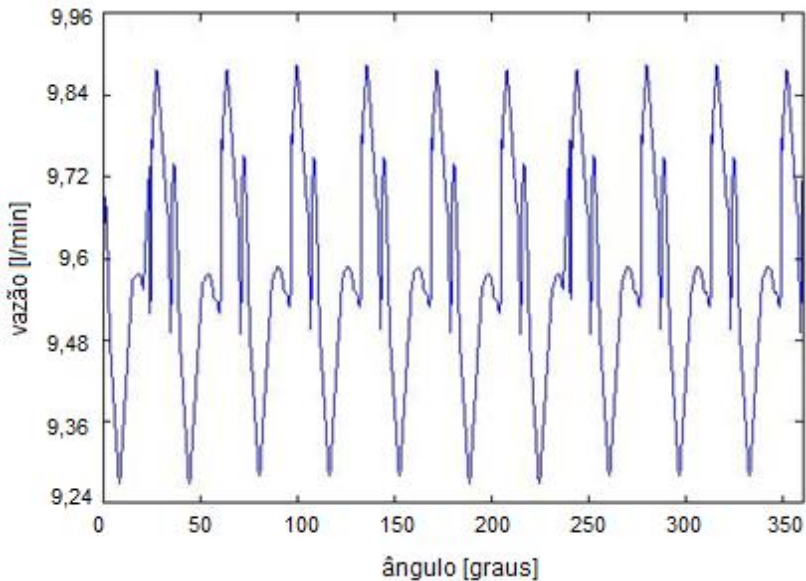


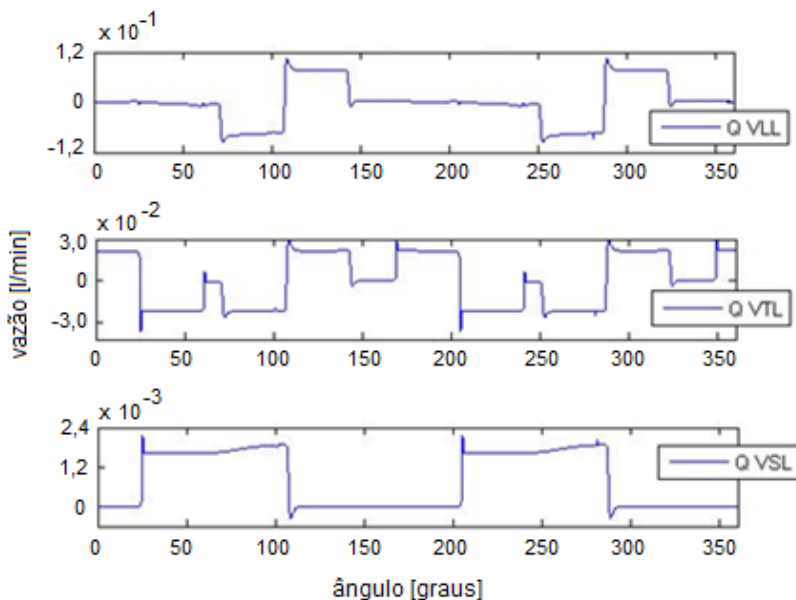
Figura 3.23 - Vazão de saída total (50 bar @ 1000 rpm).



As vazões devido aos vazamentos internos também foram computadas. A Figura 3.24 mostra a vazão que ocorre através das três principais folgas existentes no conjunto rotativo; *vll*, *vtl* e *vsl*, conforme descrito no item 3.4.4. Estes gráficos contemplam apenas a vazão de uma única câmara ao longo de uma rotação completa.

Observando estes gráficos, pode-se ver que o fluido que escoar por entre as bordas (superior e posterior) da palheta é aquele que possui maior amplitude.

Figura 3.24 - Vazão de vazamento em cada um dos caminhos em apenas uma câmara (50 bar @ 1000 rpm).



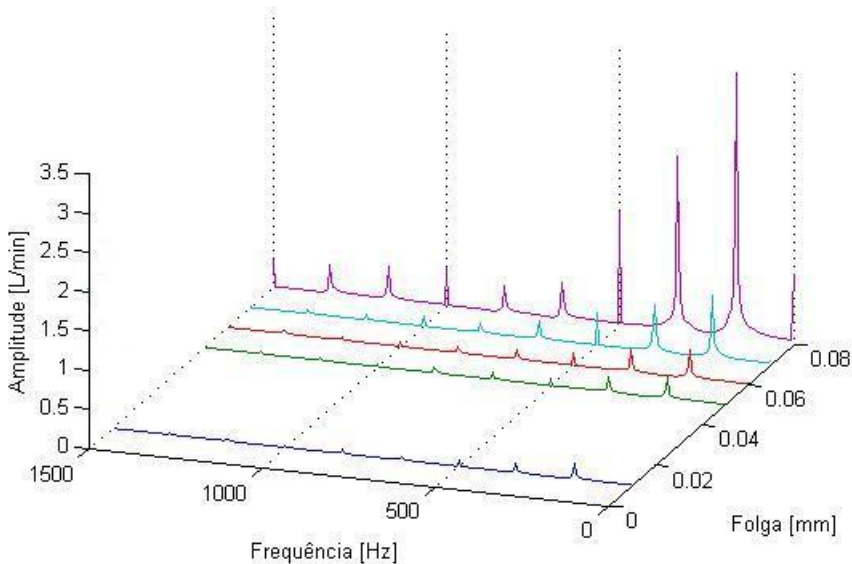
Na prática, tanto a folga pelas bordas das palhetas, relacionada com as cotas de altura do rotor e do anel came, quanto a folga através da ponta da palhetas, relacionadas com o “esquadro” da palheta, são dimensões bem controladas e garantidas pela maioria dos fornecedores. Entretanto, a folga entre palheta e o rasgo do rotor é um parâmetro de difícil controle.

A experiência mostra que a amplitude da folga entre o *slot* da palheta e a palheta tem correlação direta com o ruído de baixa frequência e é considerado uma das causas raízes do ruído tipo *moan*. Avaliações veiculares realizadas por avaliadores treinados em bombas com folgas entre rasgo-e-palheta acima do especificado em desenho (em torno de 0.01mm) apresentam ruído tipo *moan* acima do considerado aceitável e algumas vezes, dependendo do valor da folga, inaceitável, passível de substituição para fins de garantia de produto (Rocha, 2011).

Os resultados da simulação comprovam estes resultados práticos. O gráfico da figuras 3.25 mostra a amplitude das harmônicas da vazão de descarga considerando a variação da folga entre o rasgo do

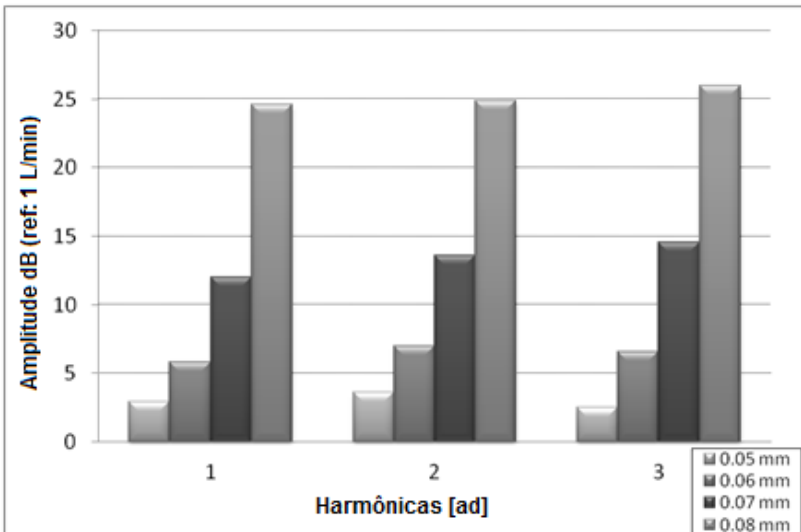
rotor e a palheta. Os valores variam de 0.05mm a 0.08mm sendo que também é mostrado a folga nominal de projeto (Rocha, 2011).

Figura 3.25 - Gráfico espectral da vazão de descarga em função da variação do valor da folga entre rasgo de rotor (slot) e palheta.



É possível observar a degradação do desempenho acústico da bomba à medida que esta folga aumenta, comprovando a percepção dos avaliadores (Rocha, 2011). Esta degradação é representada pelo aumento da amplitude das harmônicas no gráfico espectral, principalmente as três primeiras harmônicas e, especialmente, o aumento da frequência fundamental que é aquela mais representativa em termos de percepção pelo ouvinte. Estes aumentos foram agrupados e mostrados na Figura 3.26. Nesta figura, observa-se que o aumento dos níveis das harmônicas em relação ao nível alcançado com a folga especificado em projeto (0.01 mm). Quando a folga atinge 0.08 mm, o aumento do nível da primeira harmônica é quase 25dB em relação ao nível encontrado com a folga especificada em projeto.

Figura 3.26 - Amplitude, em dB (ref: 1 l/min), das 1ª, 2ª e 3ª harmônicas do sinal de escoamento de saída X amplitude da folga entre palhetas e rasgo do rotor com referencia à folga de 0.01 mm (especificação máxima de desenho).



Em contrapartida, como também apresenta o gráfico da Figura 3.26, folgas de até 0.05 mm não representam um aumento significativo do nível das harmônicas e, por consequência, do ruído hidráulico transmitido.

Além deste aumento observa-se, através da análise dos gráficos de pressão e vazão das Figuras 3.27 e 3.28, respectivamente, que o aumento da folga faz a bomba perder sua característica normal de funcionamento, gerando pressões extremamente negativas (e, portanto, passível de cavitação) assim como escoamento que chegam a valores negativos (no gráfico, os valores negativos foram cortados), isto é, ao invés da bomba escoar óleo “para fora”, acaba por sugar uma grande quantidade de óleo (acima do valor constante de escoamento) “para dentro” através das portas de descarga em determinados instantes da operação.

Também, é importante observar nestes gráficos o momento durante a operação da bomba que a folga tem sua maior influência. No gráfico de pressão (Figura 3.27) é possível notar que o aumento da folga

tem influência na pressão da câmara no momento que a câmara abre-se para a porta de descarga. Quanto maior a folga, maior a descompressão da câmara neste momento. Ocorre, também, efeito semelhante quando a câmara é fechada após passar pela porta de descarga.

Figura 3.27 - Gráfico da pressão na câmara com variação de folga entre rotor e rasgo do rotor (1000 rpm @ 50bar de contrapressão).

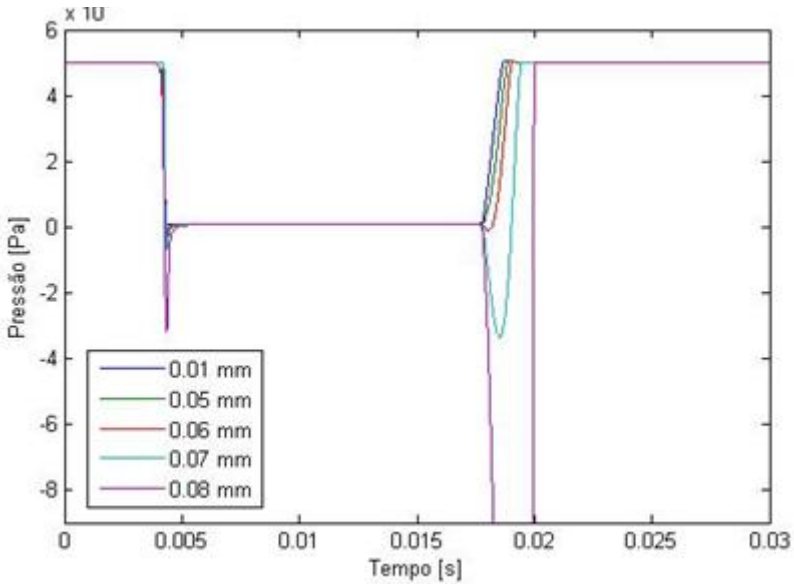
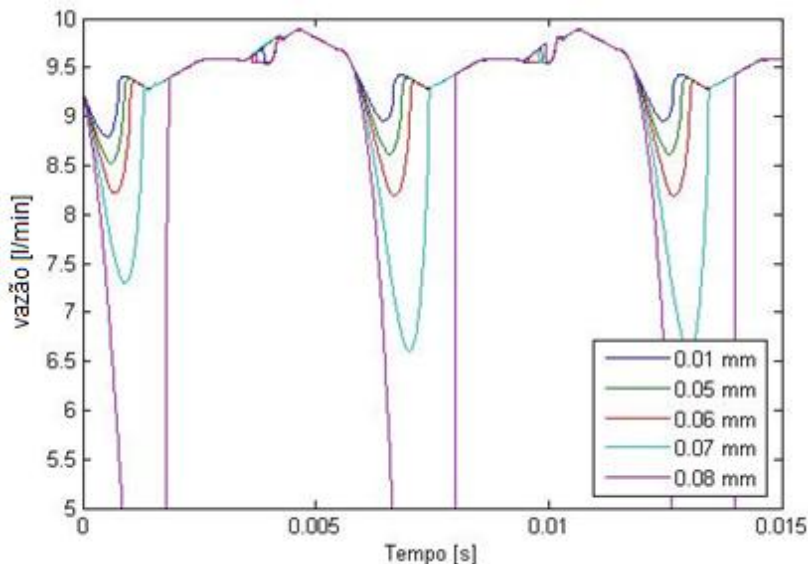


Figura 3.28 - Gráfico de vazão de descarga com variação de folga entre rotor e rasgo do rotor (1000 rpm @ 50bar de contrapressão).



Esta decompressão tem impacto definitivo na flutuação da vazão de saída. Observa-se no gráfico da vazão da Figura 3.28 que a flutuação é intensa em alguns trechos do sinal; tem baixa amplitude em outro trecho; e permanece igual independente da variação da folga em outro determinado trecho do sinal. Estes três momentos correspondem às flutuações dinâmica, de vazamento e cinemática, respectivamente, que compõem a flutuação total da vazão de saída e que foram discutidas no capítulo 1.

O resultado da simulação para a vazão total de saída é mostrado na Figura 3.29. Neste gráfico também foi mostrado o valor RMS^6 (cumulativo) da vazão que, nesta condição de operação (1000 RPM @ 50Bar) é aproximadamente 9.5 L/min. Na prática, a bomba hidráulica possui um sistema de regulação de vazão que limita o valor da vazão em 6 L/min, entretanto, este sistema de regulação não foi levado em consideração para fins de simulação. A Figura 3.35 mostra um gráfico de vazão X velocidade de rotação a partir dos resultados da simulação. A reta resultante da união dos pontos referentes aos valores RMS da vazão de saída (valores médios após um tempo acomodação entre

⁶ RMS , sigla em inglês para *Root Mean Squared* (Raiz Quadrática Média).

0,025s e 0,03s) mostra que a capacidade volumétrica da bomba encontrada através dos resultados da simulação confirma àquela encontrada através do cálculo geométrico (item 3.4.7).

Na Figura 3.29 também fica evidenciada a frequência fundamental do sinal (também conhecida como *frequência de passagem das pás*) e suas harmônicas. Esta frequência e suas harmônicas podem ser calculadas como:

$$f_i \equiv \frac{N_v i V_r}{60} \quad (3.20)$$

sendo f_i a frequência da i -ésima harmônica [Hz], V_r velocidade angular do eixo da bomba [rpm], $i = 0, 1, 2, 3, \dots$ a i -ésima harmônica.

Os gráficos das Figuras 3.29 a 3.34 mostram os mesmos resultados (domínio tempo e frequência) em velocidades de rotação diferentes. Neste gráficos, nota-se que as harmônicas são deslocadas “para cima” no eixo das frequências à medida que a velocidade aumenta o que, de acordo com a Equação 3.20, já era de se esperar.

Figura 3.29 - Vazão de saída e espectro (1000 rpm @50 bar).

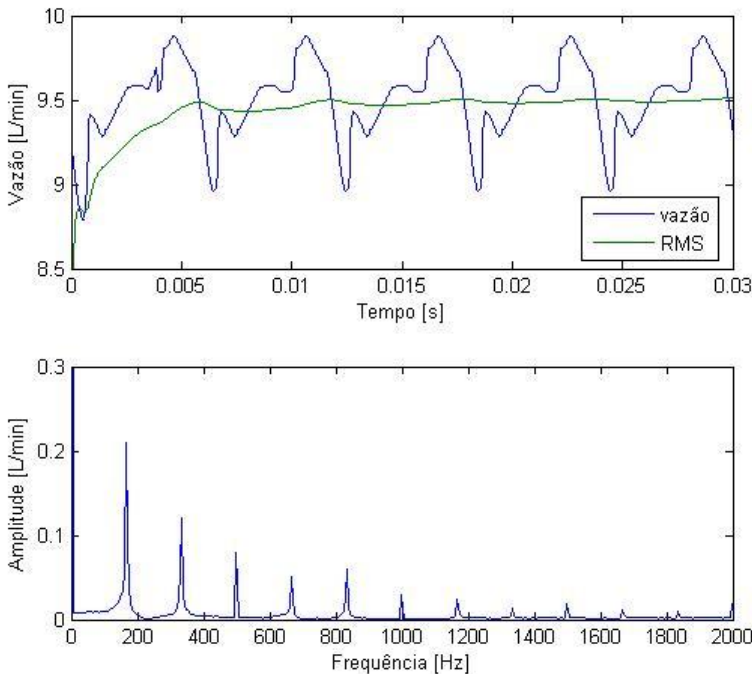


Figura 3.30 - Vazão de saída e espectro (1500 rpm @50 bar).

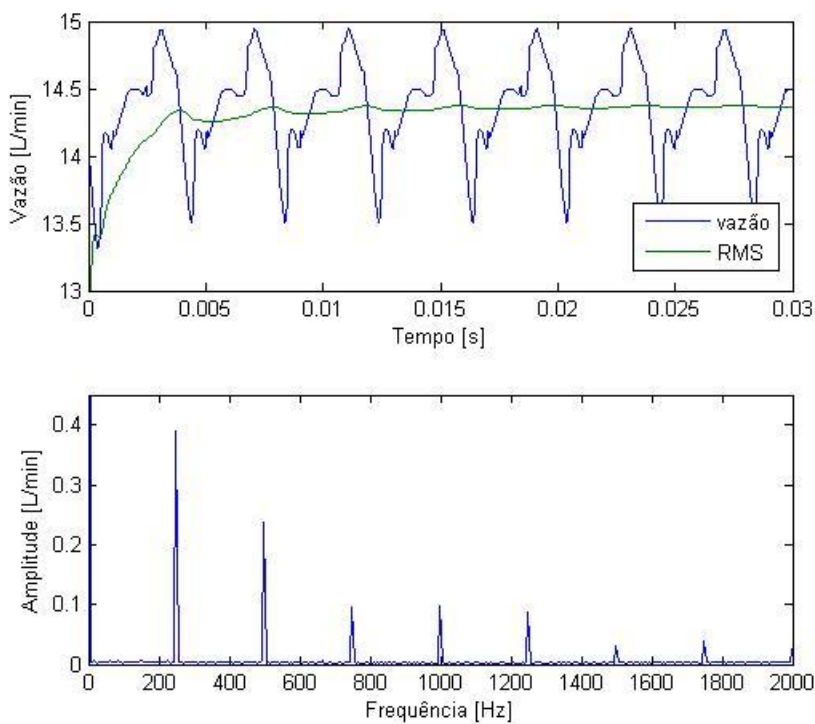


Figura 3.31 - Vazão de saída e espectro (2000 rpm @ 50 bar).

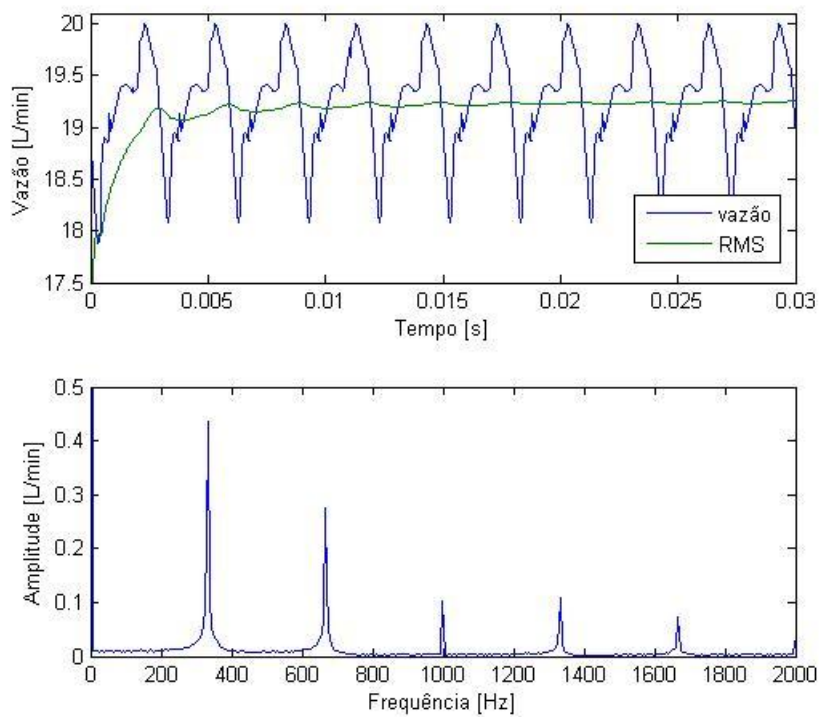


Figura 3.32 - Vazão de saída e espectro (2500 rpm @ 50 bar).

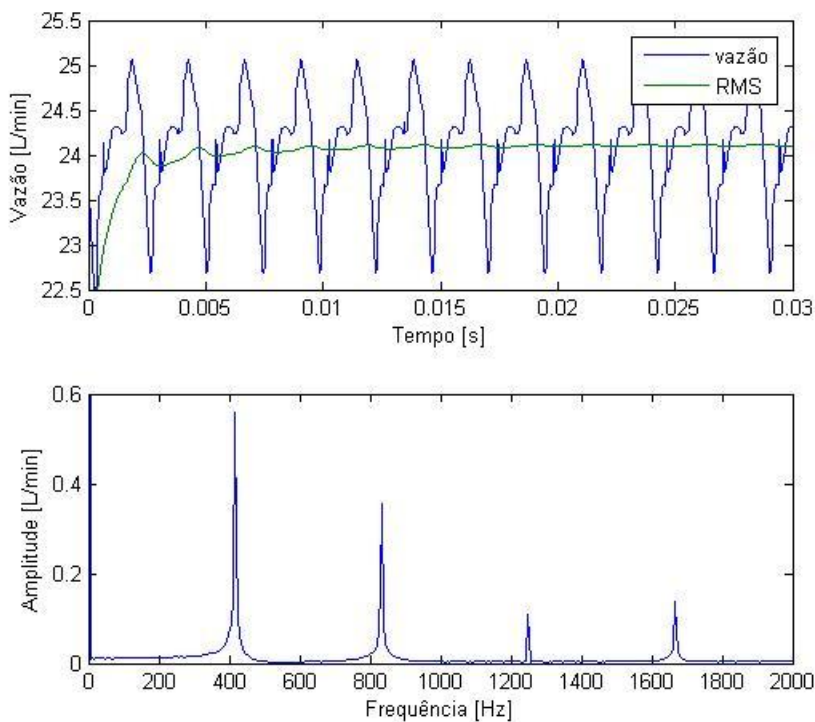


Figura 3.33 - Figura 3.33 - Vazão de saída e espectro (3000 rpm @50 bar).

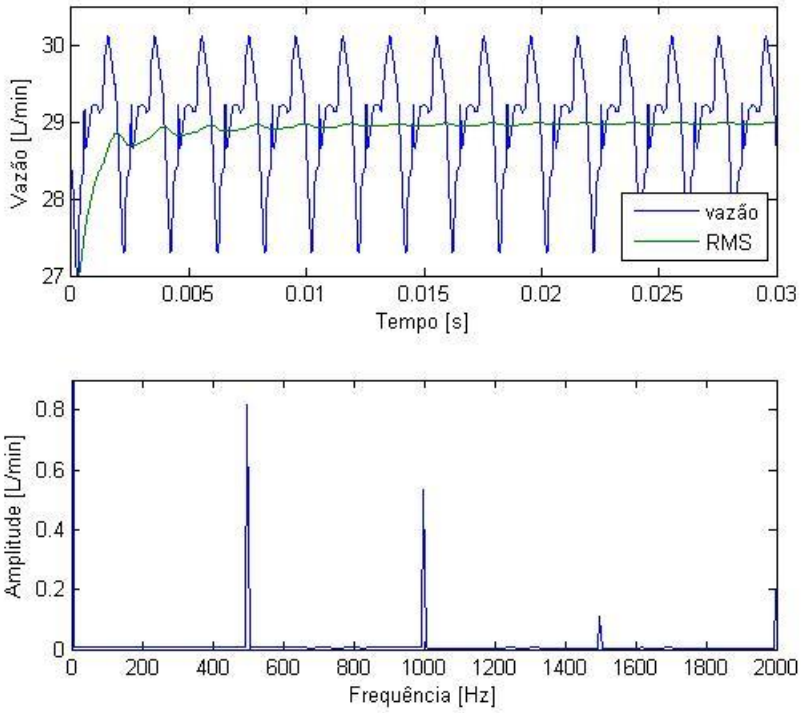


Figura 3.34 - Vazão de saída e espectro (4000 rpm @ 50 bar).

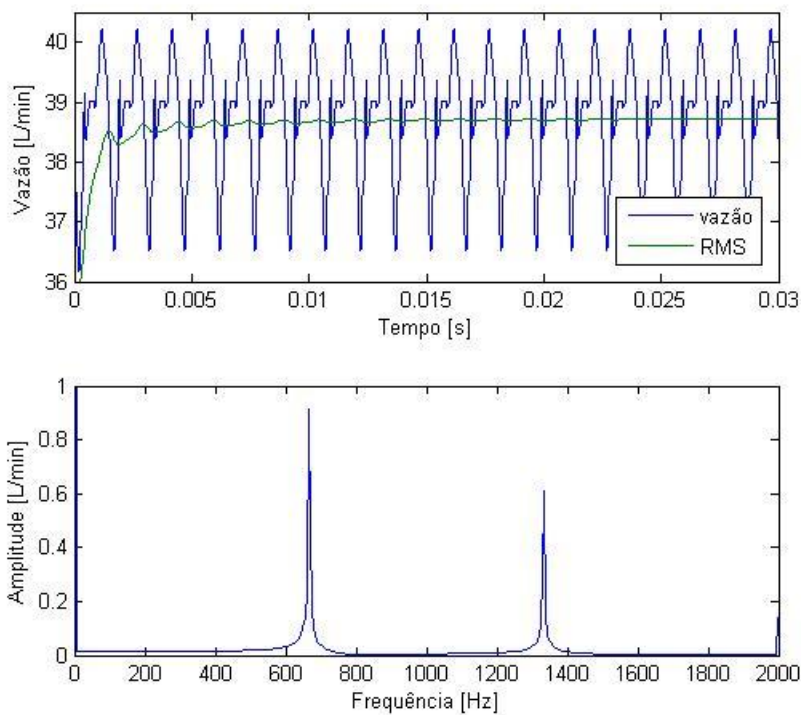
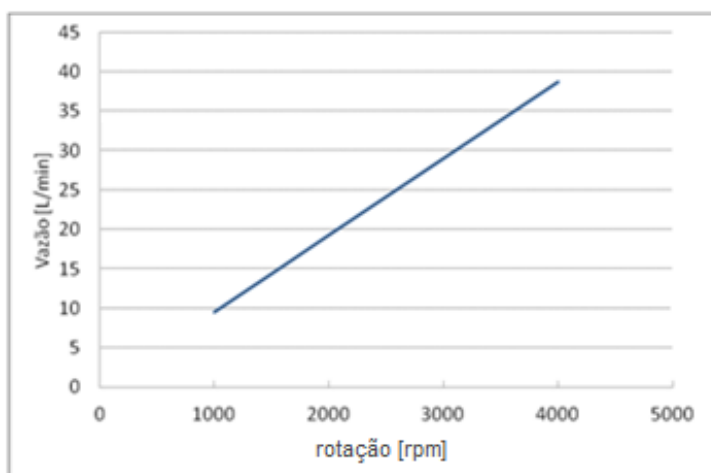


Figura 3.35 - Gráfico vazão média X rotação.



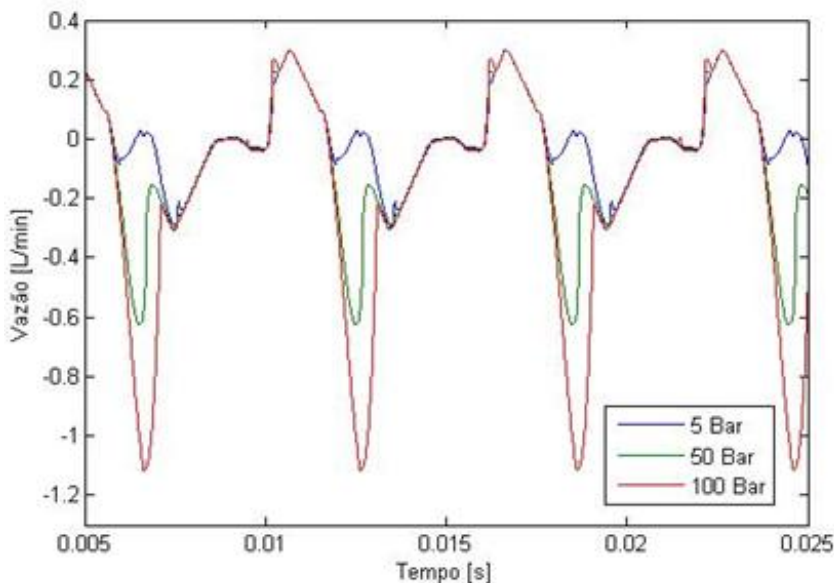
De uma maneira geral, os resultados mostram que as três primeiras harmônicas são as mais proeminentes (valores mais altos) e, portanto, são aquelas onde a maior parte da energia do ruído se encontra. Em termos de percepção psicoacústica, a primeira harmônica, junto com uma pequena parcela da segunda harmônica, são aquelas que o condutor mais identifica como sendo o ruído em questão (*moan* ou *whine*) e, portanto, são as mais representativas.

O fato do condutor perceber e, portanto, identificar as harmônicas mais baixas como aquelas que caracterizam o ruído vem do fato do sistema hidráulico (tubos e mangueiras) e estrutural (painel, abafadores, chassis com amortecimento estrutural) do veículo absorver as frequências médias-altas filtrando, dessa forma, o ruído originado pela bomba (Rocha et al, 2008).

Mantendo-se, agora, a velocidade de rotação em 1000 rpm, variou-se a pressão da linha de saída do sistema (contrapressão) para verificar seus efeitos na vazão de saída da bomba. Na prática, o aumento da contrapressão está relacionado ao esterçamento do volante. Geralmente, o sistema hidráulico do veículo com o volante parado possui uma pressão residual de 5 bar. Com o volante em esterçamento, aproximadamente na metade do seu curso, a contrapressão da linha sobe próximo aos 50 bar. Já quase no final do curso do volante a contrapressão da linha atinge seus 75 bar chegando, no final do curso, à pressão de alívio do sistema em torno dos 100 bar.

O gráfico da Figura 3.36 mostra a flutuação da vazão de saída num pequeno trecho de tempo para vários níveis de contrapressão. Assim como ocorreu quando a folga entre rasgo do rotor e palheta foi aumentada, aqui também a parcela da flutuação dinâmica da vazão também aumentou enquanto a flutuação cinemática da vazão permaneceu a mesma. Como pode ser observado, quanto maior a pressão da linha, maior a amplitude da flutuação da vazão e, portanto, maior o ruído gerado.

Figura 3.36 - Flutuação de vazão em função da contrapressão (@1000 rpm).



Este efeito fica claro ao se observar o gráfico da Figura 3.37 no domínio frequência. Neste gráfico, nota-se o aumento do nível de todas as harmônicas do ruído e em especial as duas primeiras harmônicas. O gráfico da Figura 3.38 mostra a amplitude das três primeiras harmônicas para diversos valores de contrapressão. Já a Figura 3.39 mostra a variação da amplitude das primeiras três harmônicas do sinal da vazão de saída para diversos valores de velocidade de rotação.

Figura 3.37 - Gráfico espectral do escoamento X aumento da contrapressão.

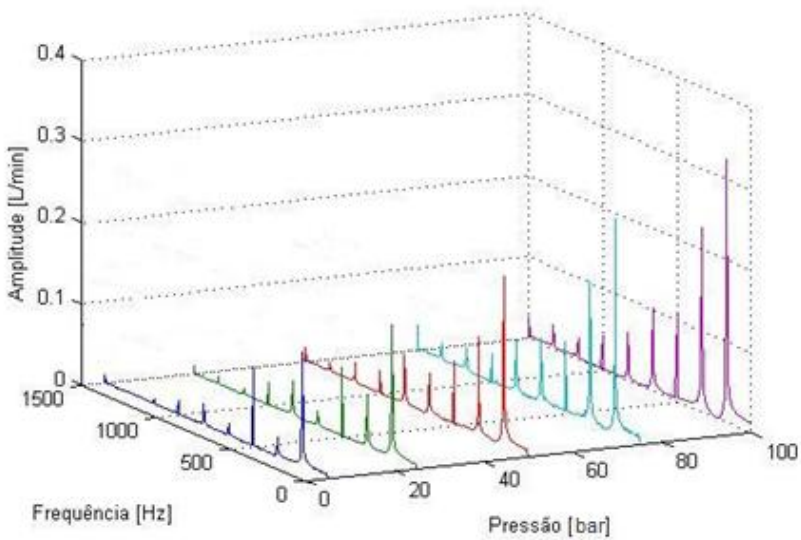


Figura 3.38 - Variação da amplitude, em dB (ref: 1[l/min]), das primeiras três harmônicas do escoamento de saída em diversos nível de contrapressão.(ref: 1000 rpm).

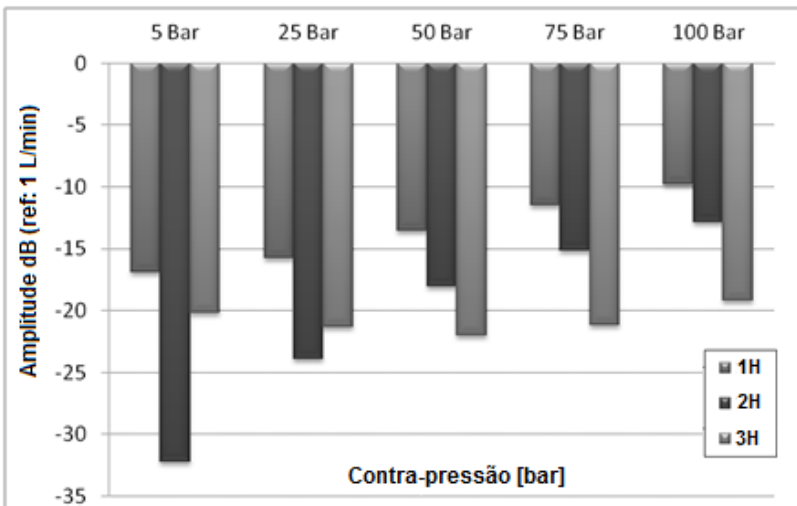
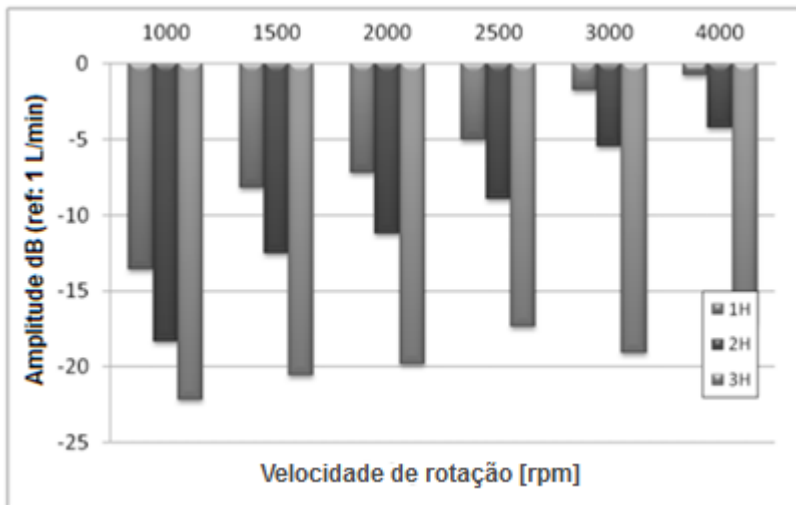


Figura 3.39 - Variação da amplitude, em dB (ref: 1 [L/min]), das primeiras três harmônicas do escoamento de saída em diversos velocidades de rotação. (ref: 50bar).



Estes gráficos comprovam o que na prática é observado: o ruído percebido no interior do veículo aumenta continuamente durante o esterçamento do volante até o seu final de curso. Este efeito é comumente observado em manobras de estacionamento onde o condutor se utiliza de grande parte do curso de giro do volante para estacionar. Já em relação à velocidade, apesar da simulação indicar aumento na amplitude das harmônicas nem sempre este efeito é percebido no interior do veículo devido, principalmente, a capacidade do circuito hidráulico - e do próprio chassi do veículo - em absorver ruídos de média-alta frequência.

Outros efeitos na vazão de saída devido a variação, por exemplo, do módulo de compressibilidade do fluido e do comprimento do rasgo de alívio, foram estudados no trabalho de Yang (2009). Especificamente nestes dois casos, tanto uma variação quanto a outra, obtiveram efeitos bastante significativos para o aumento da flutuação da vazão de saída.

Capítulo 4 - VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO NUMÉRICO.

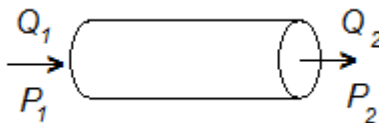
4.1 – INTRODUÇÃO.

O presente capítulo discute a validação experimental do modelo numérico apresentado no capítulo anterior. Esta validação é realizada utilizando-se do Método da Segunda Fonte (*Second Source Method - SSM*) em bancada de testes desenvolvida no *Centre for Power Transmission and Motion Control (PTMC)* da *University of Bath* na Inglaterra. Ao longo do capítulo, será apresentado os pontos principais que constituem o *SSM* e, posteriormente, os resultados obtidos experimentalmente serão comparados com aqueles que foram obtidos numericamente. Apesar de utilizar este método, este capítulo não versa sobre o desenvolvimento do método em si mas, sim, sobre os resultados experimentais obtidos a partir dele.

4.2 – MODELO DE DUAS-PORTAS

A maioria dos componentes hidráulicos como, por exemplo, um tubo ou uma válvula restritora, podem ser vistos como tendo duas portas nomeadas de porta de entrada e porta de saída. Estes componentes podem ser modelados como uma “caixa-preta” cuja únicas variáveis são flutuação de pressão e vazão em cada uma das portas. Este modelo pode ser representado como mostra a figura 4.1.

Figura 4.1 - Esquema de um modelo de duas portas com quatro parâmetros (quadripólo).



Estas quatro variáveis (Q_1 , P_1 , Q_2 e P_2) são características do modelo em si e também do sistema ao qual estão conectas. Entretanto, é possível obter expressões relacionando duas destas variáveis em termos das outras duas que serão funções apenas das características do modelo

em si. Estas relações são descritas por duas equações simultâneas que podem ser representadas por uma equação matricial.

Considerando duas ondas viajando em sentidos opostos ao longo de um tubo rígido descritos por $Fe^{-\gamma x}$ e $Ge^{-\gamma x}$, pode-se escrever as seguintes equações para a pressão P e vazão Q em função da frequência da onda e do comprimento do tubo e l o comprimento do tubo (Johnston, 1987):

$$P(\omega, l) = Fe^{-\gamma l} + Ge^{-\gamma l}, \quad (3.1)$$

$$Q(\omega, l) = \frac{Fe^{-\gamma l} - Ge^{-\gamma l}}{Z_0}, \quad (3.2)$$

$$Z_0 = \frac{\sqrt{\rho\beta_e}}{A} \xi, \quad (3.3)$$

sendo F e G constantes dependentes das condições de contorno. Z_0 é chamado de impedância característica do tubo. Se for considerado um perfil de escoamento uniforme ao longo do tubo, isto é, tubo liso sem fricção (Johnston, 1987):

$$\begin{aligned} \xi &= 1, \\ \gamma &= j\omega \sqrt{\frac{\rho}{\beta_e}}, \end{aligned} \quad (4.4)$$

Utilizando as equações 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4, é possível chegar a seguinte equação matricial (Johansson, 2005):

$$\begin{bmatrix} Q_2 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_1 \\ P_1 \end{bmatrix}, \quad (4.5)$$

sendo que os termos A , B , C e D são funções de transferência específicas do tubo determinadas por:

$$\begin{aligned}
 A &= \cosh(\gamma l) \\
 B &= -\frac{1}{Z_0} \sinh(\gamma l), \\
 C &= -Z_0 \sinh(\gamma l) \\
 D &= A
 \end{aligned}$$

dividindo duas equações da equação matricial 4.5 entre si, pode-se chegar as seguintes relações:

$$Z_2 = \frac{Q_2}{P_2} = \frac{Q_1 \cosh(\gamma l) - \frac{P_1}{Z_0} \sinh(\gamma l)}{-Q_1 Z_0 \sinh(\gamma l) + P_1 \cosh(\gamma l)}, \quad (4.6)$$

que pode ser rearranjada para fornecer:

$$Z_1 = \frac{Q_1}{P_1} = \frac{1}{Z_0} \frac{\left(Z_0 \cosh(\gamma l) + \frac{P_2}{Q_2} \sinh(\gamma l) \right)}{\left(\frac{P_2}{Q_2} \cosh(\gamma l) + Z_0 \sinh(\gamma l) \right)}, \quad (4.7)$$

4.3 – MÉTODO DA SEGUNDA FONTE (SSM).

A base desta técnica consiste em empregar uma segunda fonte geradora de vazão com flutuação (vazão flutuante) posicionada à jusante de um sistema simples, composto por uma bomba e um tubo rígido, conforme mostra o esquema da figura 4.2.

O sistema da figura 4.1 pode ser analisado através de 2 subsistemas, como mostra a figura 4.3 (a) e 4.2 (b). Isto é possível pois assume-se que o subsistema 1 não influencia no subsistema 2

Figura 4.2 - Sistema hidrostático simples.

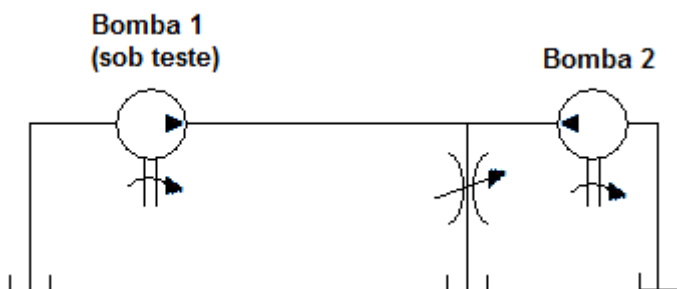
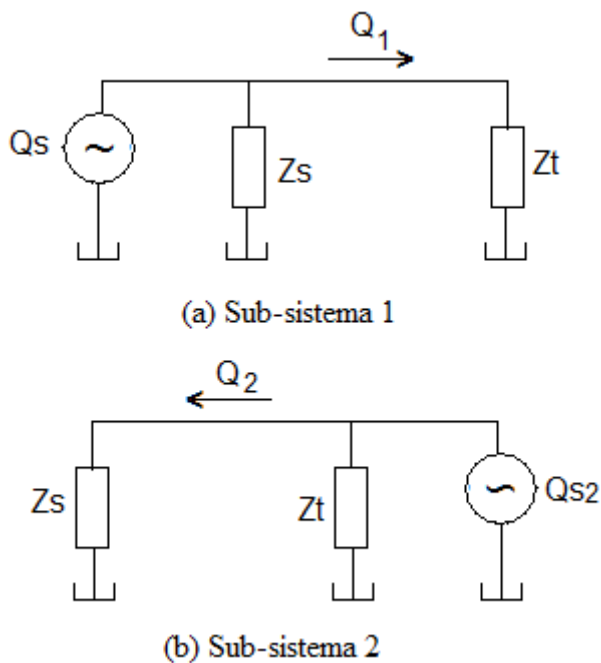


Figura 4.3 - (a) Subsistema 1 e (b) Sub-sistema 2.



Fazendo uma analogia do subsistema 1 a um sistema elétrico, pode-se chegar às seguintes relações (modelo de Norton):

$$\begin{aligned} Q_s &= Q_1 + \frac{P_1}{Z_s} \\ \frac{1}{Z_1} &= \frac{Q_s}{P_1} - \frac{1}{Z_s} \end{aligned}, \quad (4.8)$$

Para que um subsistema não influencie no outro, a segunda fonte deve produzir uma vazão cuja flutuação tenha um espectro amplo de frequências dentro da zona de interesse de medição porém estas harmônicas de frequência devem ser diferentes daquelas produzidas pela bomba sob teste. Se esta condição for alcançada, pode-se assumir que a vazão interna da bomba sob teste, $Q_s = 0$, e, dessa forma, substituindo na equação 4.8 tem-se que $Z_1 = -Z_s$.

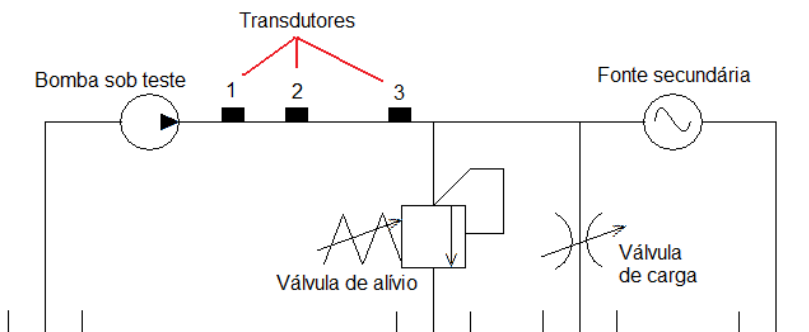
Por sua vez, o parâmetro Z_1 pode ser descrito através do combinação das equações 4.6 e 4.7 de modo a eliminar Q_2 , ficando Z_1 e, por consequência, Z_s apenas em função das variáveis P_1 e P_2 (Johansson, 2005)

$$Z_s = -\frac{P_1}{Q_1} = \frac{Z_0 \sinh(\gamma l)}{\frac{P_2}{P_1} - \cosh(\gamma l)}, \quad (4.9)$$

Em outras palavras, a impedância da fonte pode ser calculada a partir da medição da pressão dinâmica (flutuação de pressão) ao longo do tubo do sistema.

Na bancada utilizada neste trabalho, a flutuação de pressão é mensurada em 3 pontos através de sensores de pressão dinâmica posicionadas ao longo do tubo rígido, conforme mostra o esquema da figura 4.4.

Figura 4.4 - Esquema da bancada de testes para medição da flutuação de vazão através do Método da Segunda Fonte.



A bancada é mostrada nas figuras 4.5 e 4.6. Como pode ser visto, um motor elétrico controlado por um inversor é utilizado para acionamento da bomba sob teste. Ainda, um sistema de controle de temperatura juntamente com um filtro é inserido no circuito de retorno do fluido. A segunda fonte, localizada na outra extremidade do circuito hidráulico, à jusante do tubo onde se localiza os transdutores de pressão, é composta por uma válvula rotativa (tipo “liga/desliga”) controlada por um motor elétrico. A obstrução e a liberação da vazão para a linha de retorno provoca um trem de pulso de pressão contrária à direção da vazão gerada pela bomba sob teste. O conteúdo espectral desta onda de pulsos se estende para além de 3KHz.

Os sinais captados pelos sensores são digitalizados através de uma placa de aquisição de dados conectada a um computador. Toda análise dos sinais é então realizada através de um software desenvolvido pela *University of Bath*, chamada de *FBN*. Este *software* é capaz, através do correto procedimento de teste, de descrever a amplitude e a fase da impedância interna da bomba assim como calcular a flutuação de vazão de saída da bomba.

Figura 4.5 - Foto da bancada de testes para medição do *flow ripple* através do Método da Segunda Fonte - I. Detalhes: a) Reservatório, b) Bomba hidráulica sob teste, c) Motor elétrico de acionamento, d) Inversor de frequência, e) Conjunto registro + manômetro, f) Regulador de temperatura e g) Sensores de pressão dinâmica

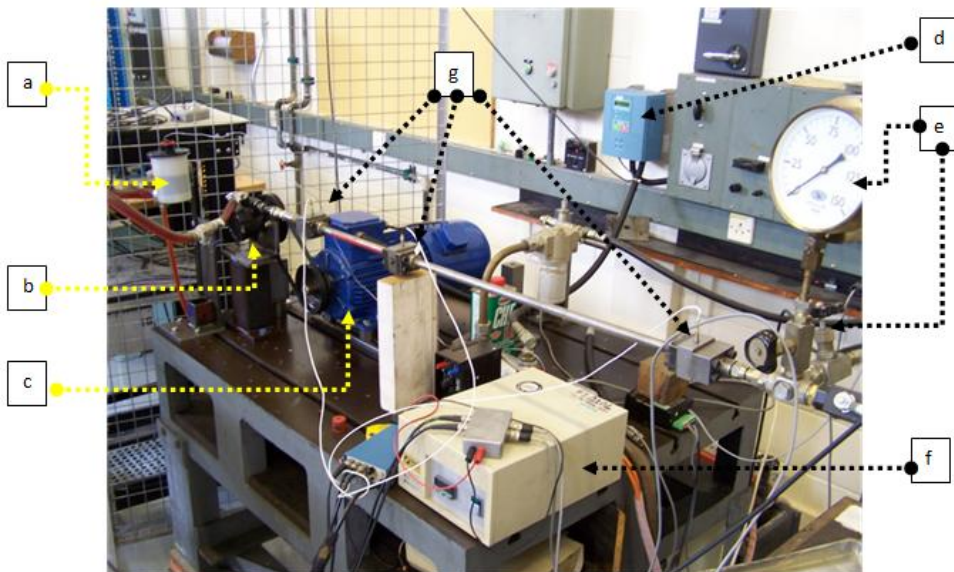


Figura 4.6 - Foto da bancada de testes para medição do *flow ripple* através do Método da Segunda Fonte. Detalhe Fonte secundária: a) Inversor de frequência e b) Válvula rotativa



4.4 – MEDIÇÕES DA IMPEDÂNCIA E DA FLUTUAÇÃO DA VAZÃO DA BOMBA HIDRÁULICA.

Para as medições, foi utilizado o mesmo modelo de bomba cujo projeto e especificações serviram de base para a construção do modelo numérico.

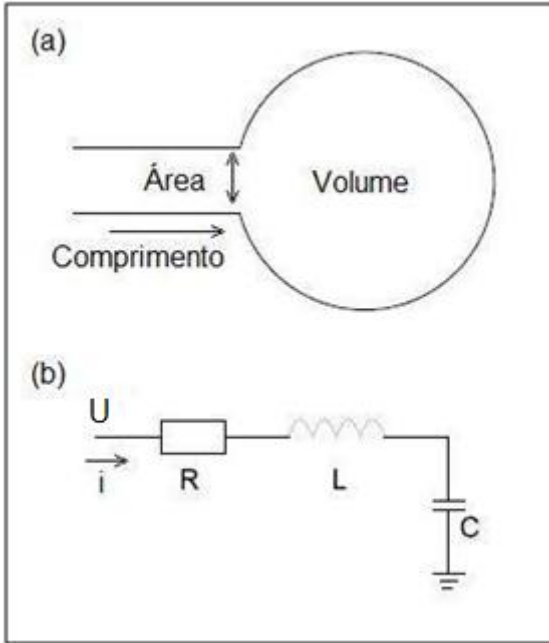
A principal característica (passiva) da impedância interna da bomba é dada pela sua porta de descarga. Entretanto, a compressibilidade do fluido, a flexibilidade da carcaça, a inércia do fluido, sua resistência viscosa, assim como os vazamentos internos também contribuem para a composição da impedância interna da bomba. (Edge e Johnston, 1989). Portanto, tentar encontrar um resultado teórico para impedância baseado apenas nas características geométricas da porta de saída traria resultados bastante incorretos a menos que todas estas outras influências fossem precisamente levadas em consideração. Por este motivo, opta-se por encontrar a impedância interna a partir de resultados experimentais.

Na bomba hidráulica, o caminho por onde o fluido é descarregado consiste num volume que é preenchido com fluido e uma porta de descarga bastante curta e estreita. Estes elementos internos da bomba tem correspondência àqueles componentes que compõe um ressonador de Helmholtz genérico (volume, área de passagem e comprimento do tubo de passagem) como mostra a Figura 4.7 (a).

Fazendo uma analogia mecânico-elétrico, o ressonador de Helmholtz pode ser modelado como um circuito RLC (Figura 4.7 (b)), onde a pressão do fluido no sistema representa a tensão do circuito elétrico (U) e o valor de vazão do escoamento, a corrente elétrica (i). Assim, por comparação, é possível descrever a impedância interna da bomba baseado no modelo de ressonador de Helmholtz.

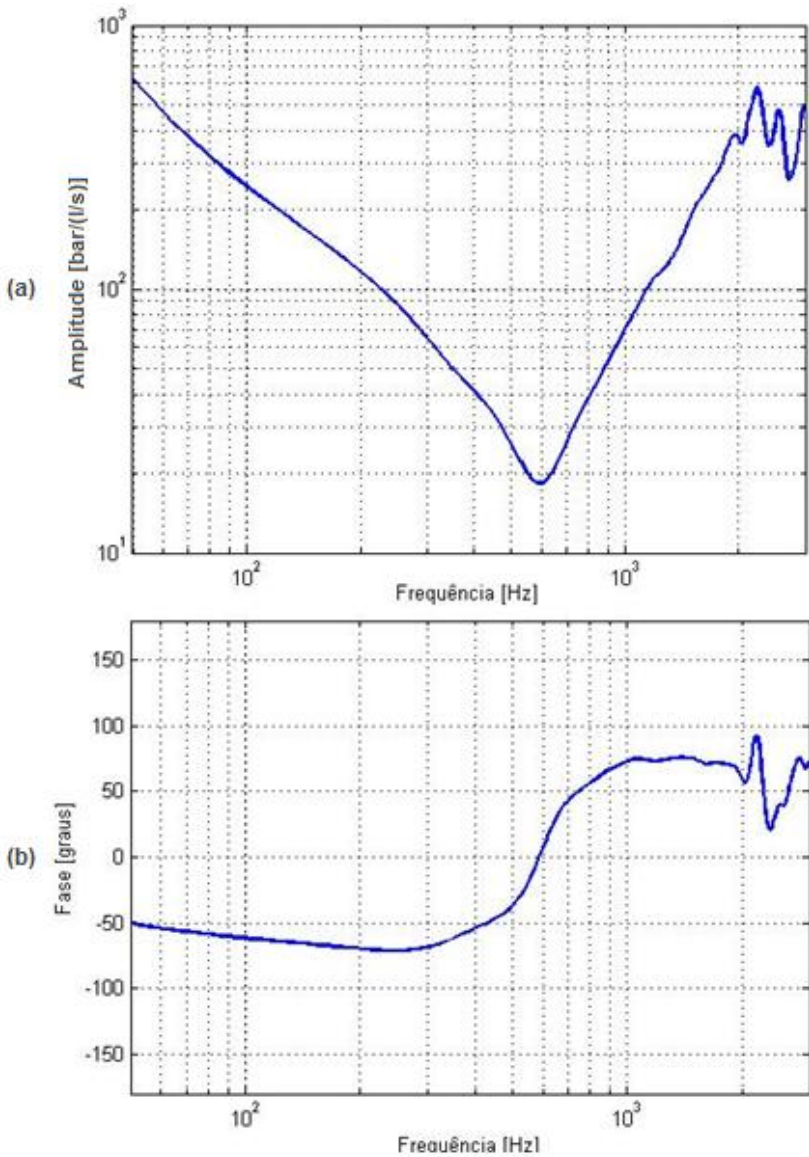
O modelo de impedância utilizado neste trabalho, apesar de baseado no modelo de Helmholtz, é ligeiramente diferente; ele é chamado de Helmholtz Paralelo e, como o próprio nome diz, representa dois ressonadores conectados em paralelo. Este modelo é mais apropriado quando as características da impedância contém múltiplas ressonâncias e antirressonâncias causadas por ramificações ao longo do percurso do escoamento (Yang, 2009).

Figura 4.7 - a) Esquema do ressonador de Helmholtz e b) o seu circuito elétrico (RLC) correspondente.



A figura 4.8 mostra o gráfico de amplitude e fase da impedância interna da bomba no domínio frequência. Os resultados experimentais são, então, utilizados pelo software *FBN* para elaborar um modelo numérico de impedância possível de ser manipulado internamente pelo programa.

Figura 4.8 - Gráfico da impedância interna da bomba obtida experimentalmente.
(a) amplitude e (b) fase.



Para calcular a impedância interna da bomba, as duas fontes (bomba sob teste e fonte secundária) devem estar operando normalmente. O procedimento é assim realizado para que as características de impedância da bomba sob teste que serão levantadas correspondam àquelas encontradas numa situação real de operação.

Uma vez calculada a impedância interna da bomba, a segunda fonte é desligada e a flutuação de vazão de saída da bomba sob teste é calculada manipulando matematicamente os sinais de flutuação de pressão captada pelos sensores de pressão dinâmica e o resultado encontrado para a impedância interna.

4.5 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS.

As figuras 4.9, 4.10 e 4.11 apresentam a flutuação da vazão adquirida experimentalmente, comparando este resultado experimental com o resultado simulado, nas condições de operação de 1000 rpm e contrapressão de 25bar, 50bar e 75bar, respectivamente. Os gráficos mostram concordância razoavelmente boa entre os valores simulados e medidos, principalmente nos gráficos das figuras 4.10 e 4.11. Apesar do formato da onda não se encaixar perfeitamente, observa-se que o nível médio da flutuação de vazão dos resultados simulados e medidos são da mesma ordem de grandeza.

Figura 4.9 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1000 rpm @ 25 bar).

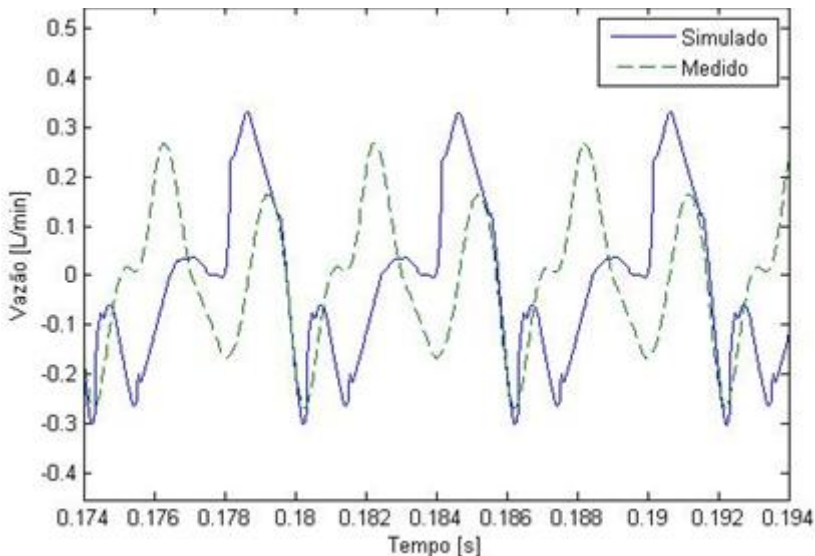


Figura 4.10 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1000 rpm @ 50 bar).

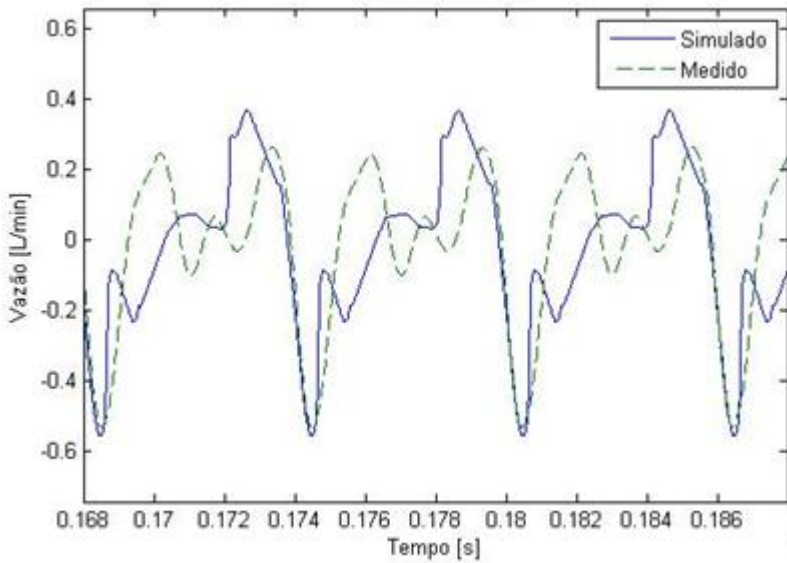
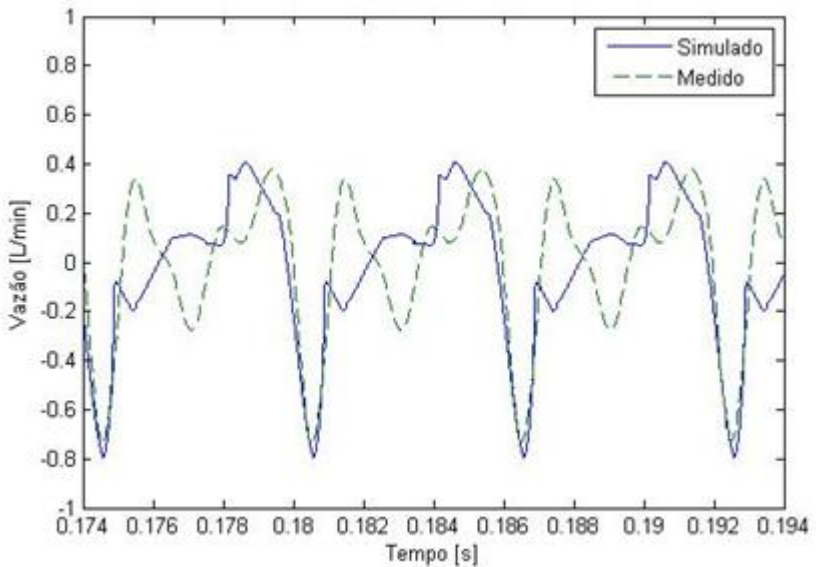


Figura 4.11 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1000 rpm @ 75 bar).



As figuras 4.12 à 4.17 mostram os mesmos gráficos comparativos agora nas condições de 1500 rpm e 2000 rpm. Para cada condição, o sinal de flutuação de vazão foi adquirido nas contrapressões de 25bar, 50bar e 75bar.

Figura 4.12 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1500 rpm @ 25 bar).

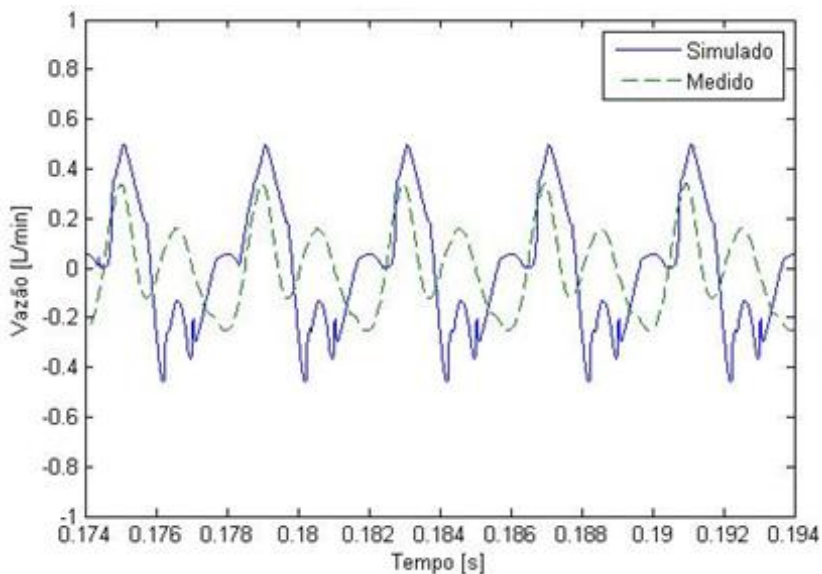


Figura 4.13 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1500 rpm @ 50 bar).

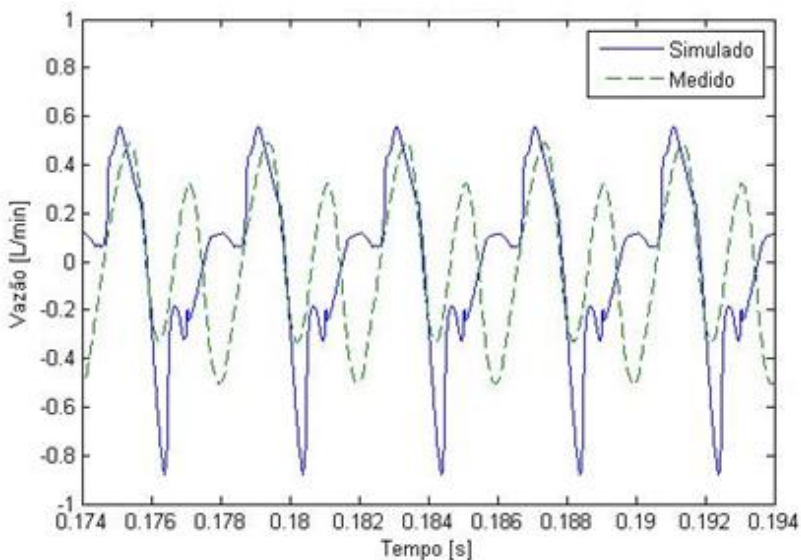


Figura 4.14 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (1500 rpm @ 75 bar).

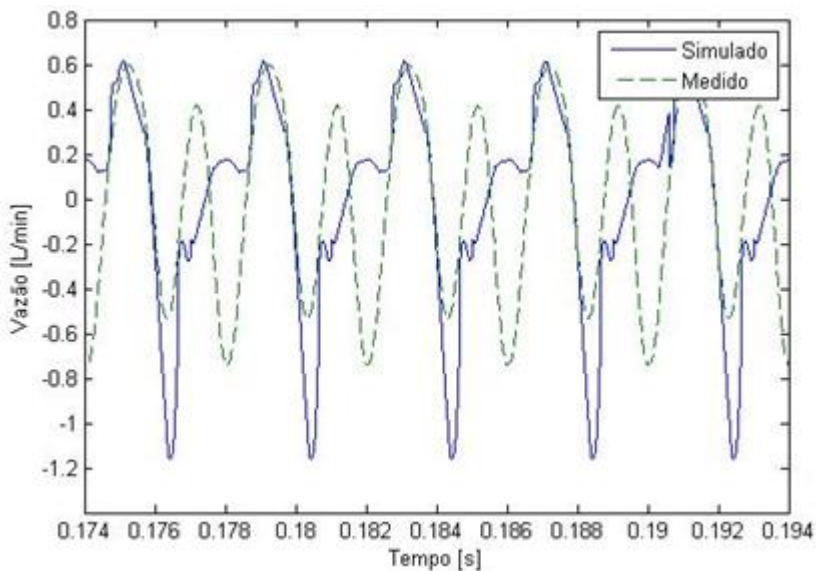


Figura 4.15 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (2000 rpm @ 25 bar).

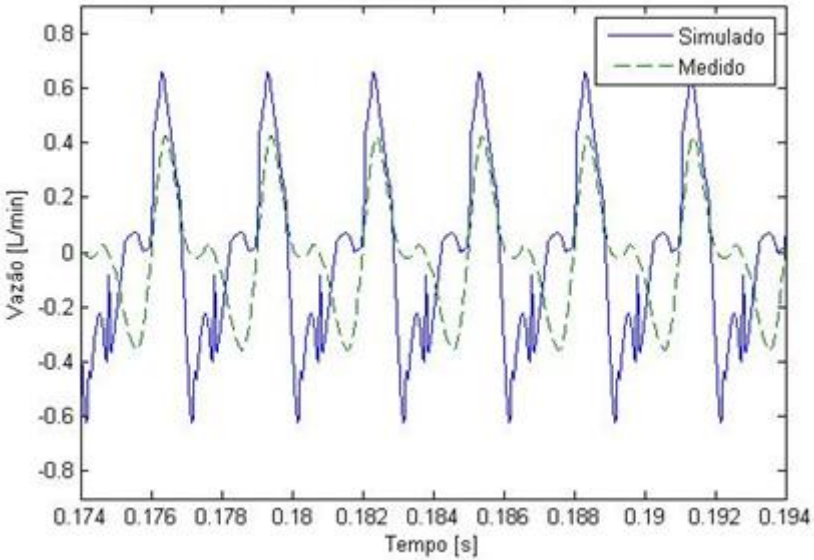


Figura 4.16 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (2000 rpm @ 50 bar).

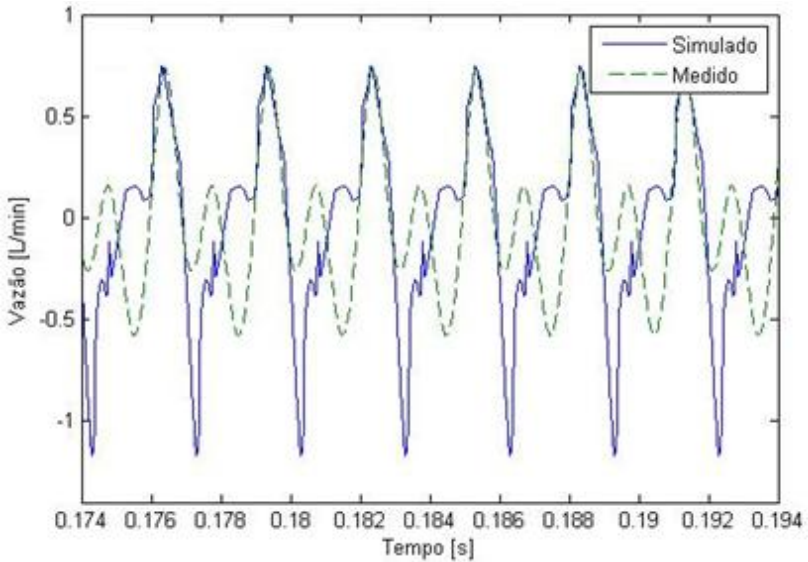
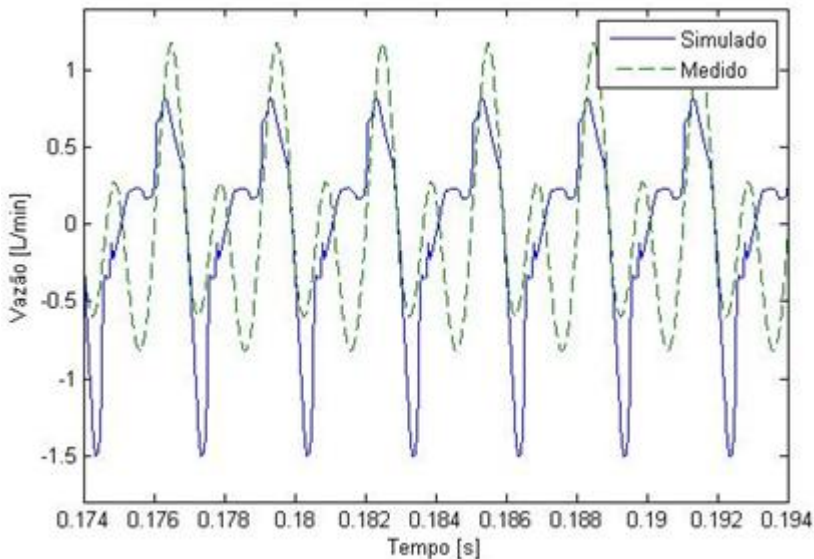


Figura 4.17 - Gráfico da flutuação da vazão de saída experimental vs. simulado (2000 rpm @ 75 bar).



Para ampliar a análise, ambos os sinais (medidos e simulados) são analisados no domínio frequência. Os gráficos das figuras 4.18 à 4.26 mostram a amplitude das primeiras harmônicas de ambos sinais em dB (ref: 1 l/min).

Figura 4.18 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1000 rpm @ 25 bar).

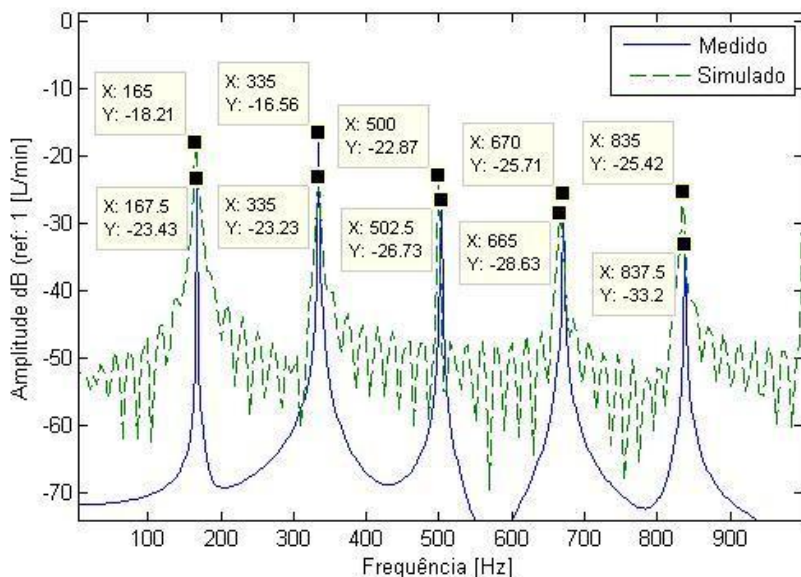


Figura 4.19 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1000 rpm @ 50 bar).

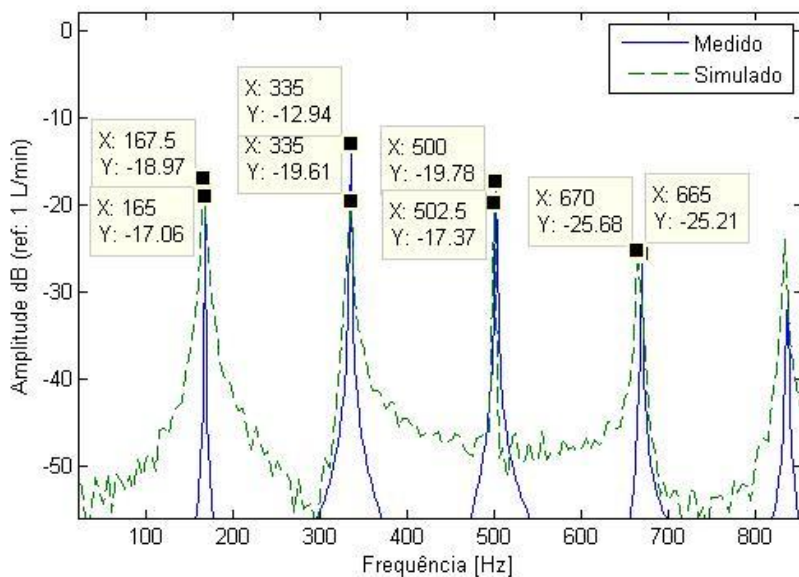


Figura 4.20 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1000 rpm @ 75 bar).

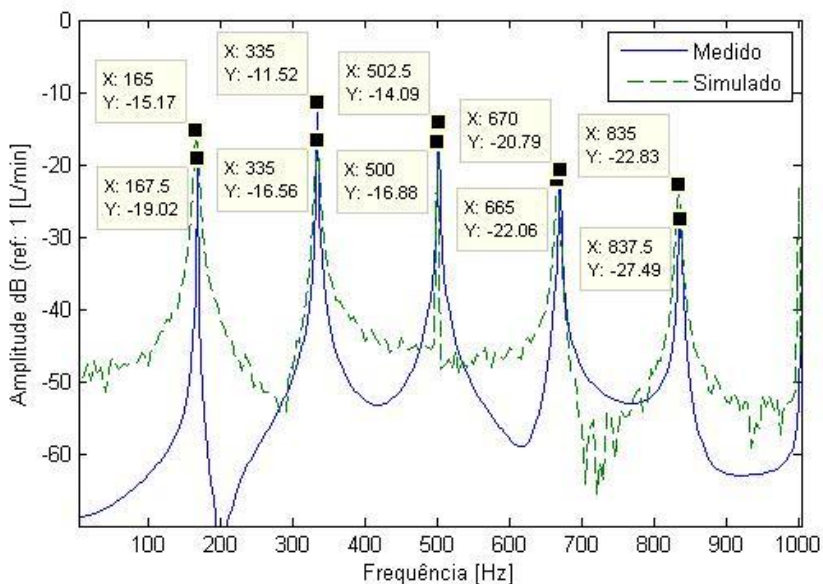


Figura 4.21 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1500 rpm @ 25 bar).

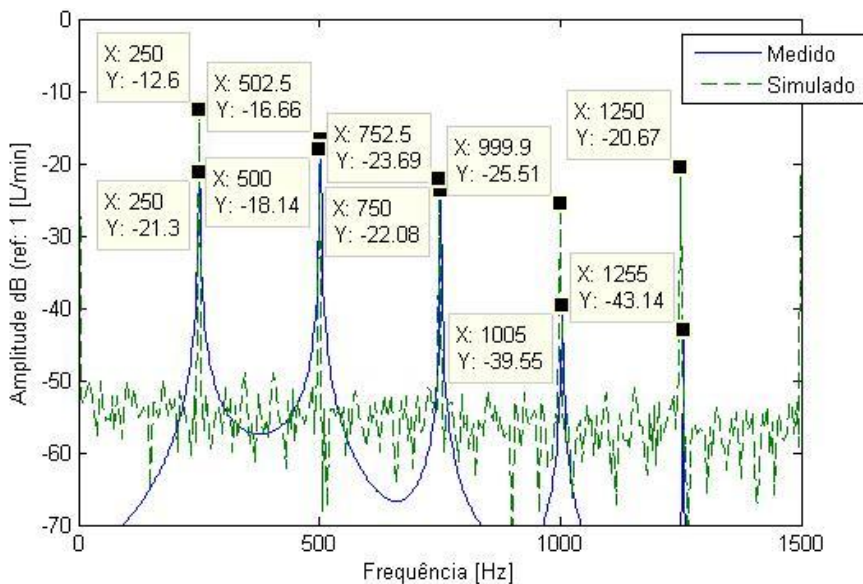


Figura 4.22 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1500 rpm @ 50 bar).

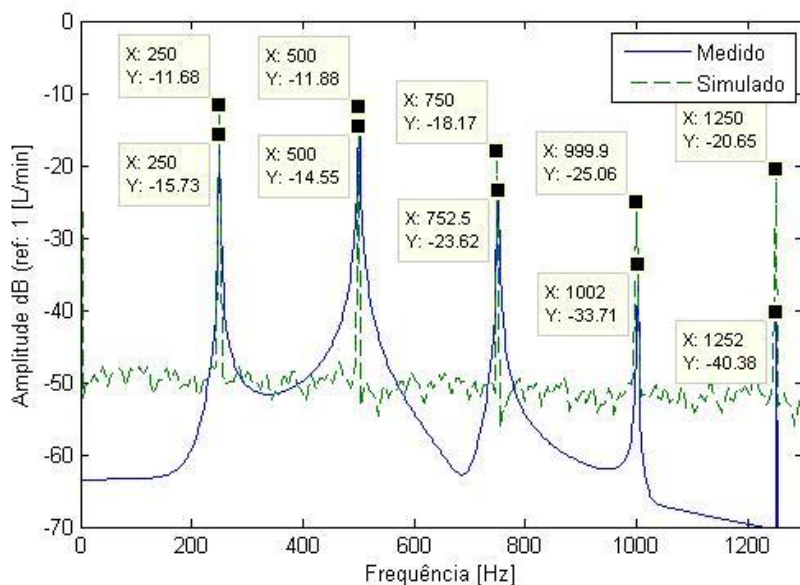


Figura 4.23 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (1500 rpm @ 75 bar).

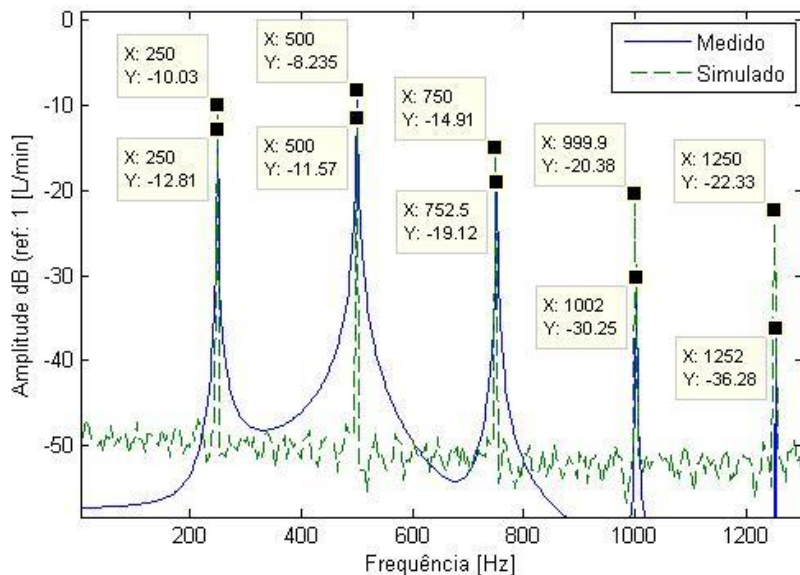


Figura 4.24 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (2000 rpm @ 25 bar).

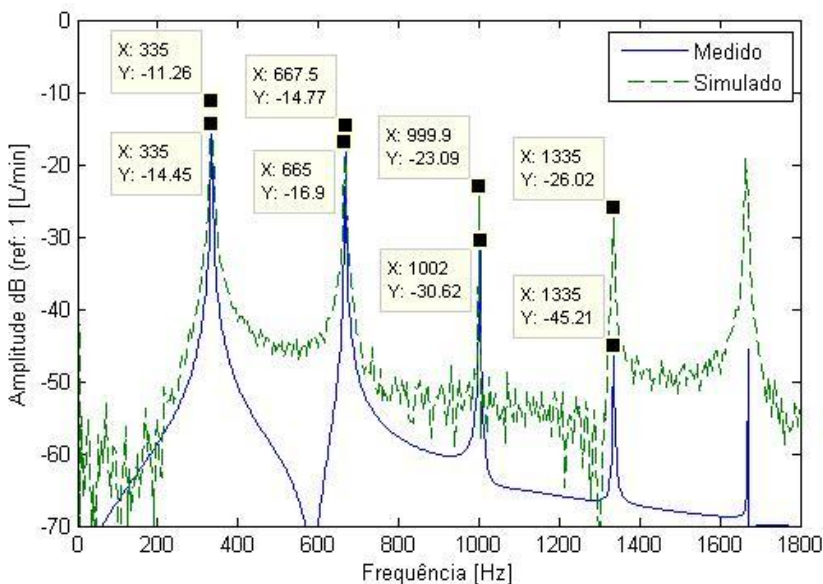


Figura 4.25 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (2000 rpm @ 50 bar).

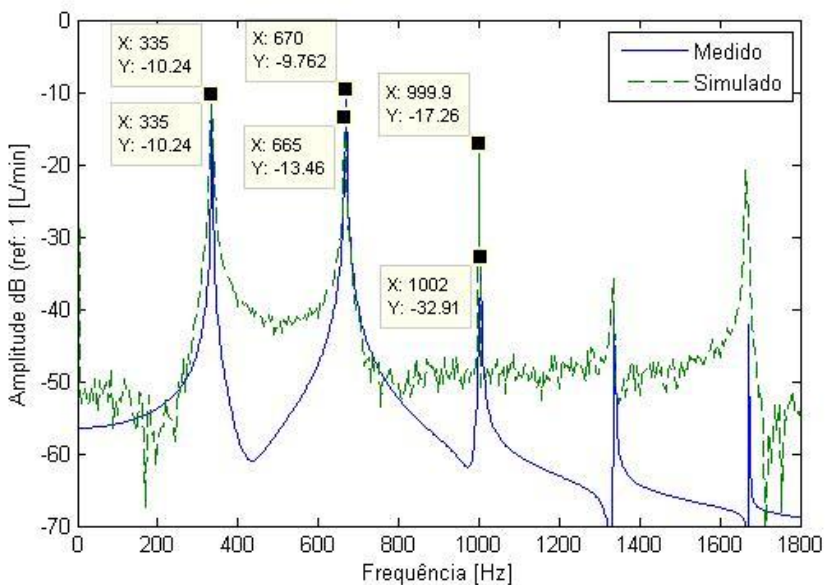
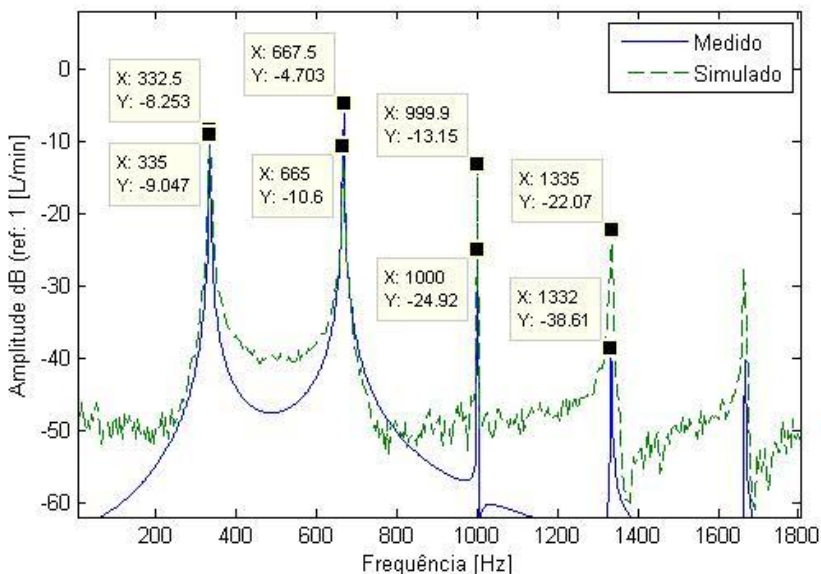


Figura 4.26 - Gráfico espectral da flutuação de vazão medida vs. simulada (2000 rpm @ 75 bar).



Observa-se nos gráficos para a velocidade de rotação de 1000 e 1500 rpm (figuras 4.18 a 4.23) a diferença de amplitude das três primeiras harmônicas dos sinais medidos e simulados não passam de 8 dB chegando, em alguns casos, ser menor que 2 dB. Na velocidade de rotação de 2000 rpm (figuras 4.24 a 4.26) a diferença de amplitude da primeira harmônica apresentou valores bastante pequenos para todas os níveis de contrapressão do sistema.

Essas diferenças entre os sinais medidos e simulados residem tanto nas simplificações do modelo como nas imprecisões da bancada de teste como, por exemplo:

- O modelo não contempla o efeito da recirculação do óleo através do sistema de regulação de vazão da bomba. Este controle de vazão provoca alterações nas características do fluido fazendo, por exemplo, aumentar sua temperatura e favorecer o surgimento de bolhas de ar no fluido.

- O modelo não contempla a impedância do volume existente logo abaixo do prato de encosto, local onde o fluido é inicialmente descarregado, assim como não contempla a impedância da válvula de controle de vazão.

- Devido ao tempo de estabilização da contrapressão para a realização das medições, a temperatura do óleo não pode ser medida com precisão, sendo informado ao programa *FBN* um valor médio entre a temperatura de início do teste e do final do teste.

Capítulo 5 - PROPOSTA 1. TRÊS PORTAS DE DESCARGA (3P).

5.1 – INTRODUÇÃO.

Este capítulo versa sobre uma proposta de redução de ruído transmitido pelo fluido através da reconfiguração do conjunto rotativo da bomba. Nesta nova configuração, os pratos de pressão e de encosto, assim como o anel came, são reprojatados para comportar 3 portas de descarga e 3 portas de sucção; apenas o rotor permanece igual ao original (NP).

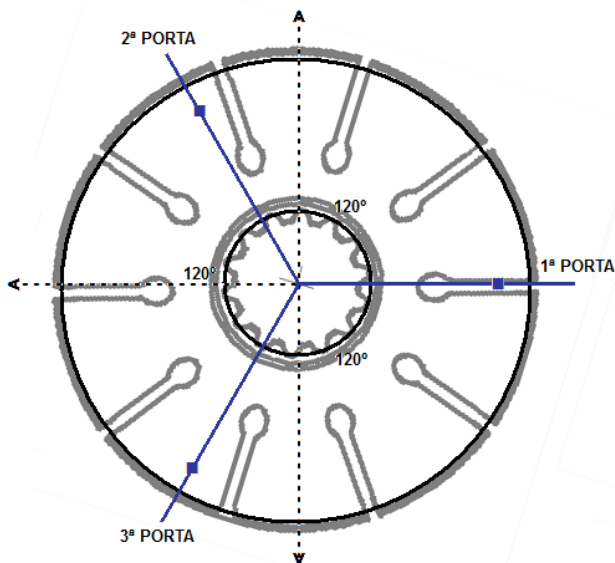
A redução da flutuação da vazão de saída se dá, então, por meio da interferência destrutiva dos pacotes de fluido que são descarregados pelas 3 portas de descarga devido a defasagem radial que existe entre elas.

Os resultados numéricos mostram boa redução da flutuação da vazão para uma gama ampla de frequências. Entretanto, uma análise de forças sobre o eixo mostra que existem forças resultantes transversais à ponta do eixo que pode prejudicar o desempenho mecânico da bomba caso esta não seja devidamente mancalizada.

5.2 – ALTERAÇÕES DO CONJUNTO ROTATIVO.

Devido à introdução de mais uma porta de descarga, as portas de descarga e sucção existentes tiveram que ser relocalizadas. O esquema da Figura 5.1 mostra a localização das novas portas de descarga. Como se pode observar, as portas de descarga estão espaçadas radialmente entre si por um ângulo de 120°.

Figura 5.1 - Esquema da posição angular do início das portas de sucção. O início de cada porta de descarga está defasado de 12° entre si.



Nesta proposta, é mantido o rotor de 10 palhetas original da bomba NP. Conseqüentemente é necessário um espaçamento radial de 36° entre uma porta de sucção e uma porta de descarga consecutiva, e outro espaçamento de igual valor entre esta última e a próxima porta de sucção de modo a não “curto-circuitar” a bomba em nenhum trecho. Isto faz com que a bomba passe comportar não mais quatro mas, sim, seis “zonas-neutras” ao longo da trajetória radial total. Assim, tem-se que 216° dos 360° totais são destinadas as zonas neutras.

Restam, portanto, outros 144° a serem divididos entre 3 portas de descarga e 3 portas de sucção. Portanto, a comprimento radial da cada porta, nesta proposta, será de 24° .

Enquanto na bomba NP as câmaras diametralmente opostas iniciam simultaneamente sua passagem pela porta de descarga, na configuração 3P cada uma das câmaras inicia sua descarga

alternadamente a cada giro de 12° do rotor. Em outras palavras, o início de cada descarga está defasadas de 12° entre si.

Um desenho da montagem do rotor e anel came pode ser visto na figura 5.2. Nesta figura, se observa as mesmas as zonas existentes no perfil parabólico do anel da bomba NP, *zona neutra 1 - zona de sucção - zona neutra 2 - zona de descarga*, agora repetidas 3 vezes ao longo do perfil interno do anel came.

De fato, o perfil interno do anel came desta proposta 3P é descrito da mesma forma que o perfil do anel NP, cuja equações descritivas estão presentes na tabela 1, A diferença nesta proposta será que $\theta = [0, \frac{3}{2}\pi]$. A figura 5.3 mostra o gráfico do perfil interno do anel 3P.

Figura 5.2 - Vista da montagem rotor+anel na proposta 3P.

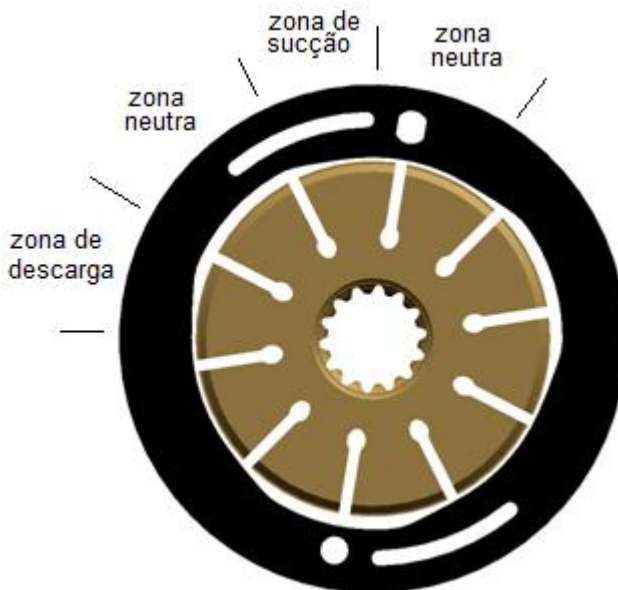
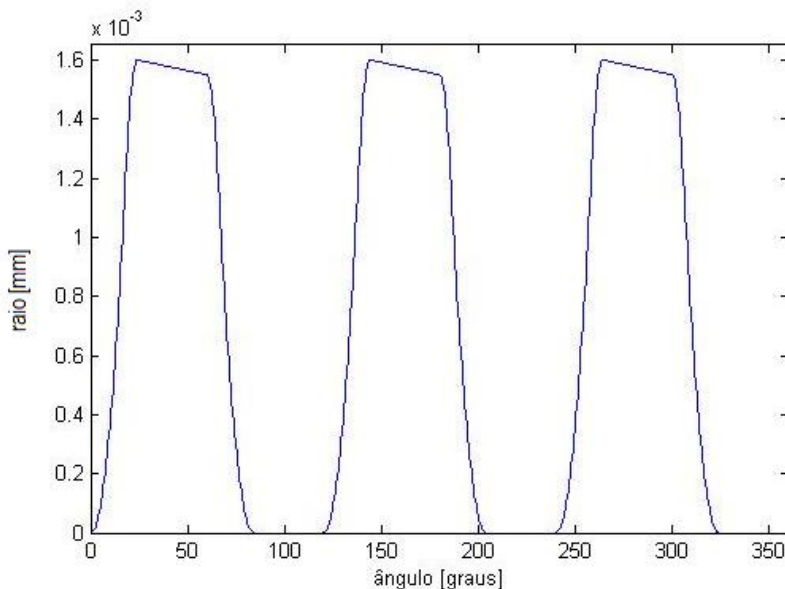


Figura 5.3 - Perfil interno do anel came da proposta 3P.



Os novas parâmetros para a construção deste perfil estão presentes na tabela 2:

Tabela 2 – Parâmetros do perfil interno do anel came da proposta 3P

δ_{dwe1}	δ_{dwe2}	δ_{del}	δ_{suc}	precomp	h	l_{groo}	$\delta_{precomp}$	$pr_1 = pr_2$	Porta de sucção	Porta de descarga
0°	0°	24°	24°	5.0 E-2 mm	1.6 mm	5°	36°	0.75	2° a 25°	64° a 86°

O fato da descarga dos pacotes de fluido serem realizadas de forma alternada e defasadas entre si, produz os seguintes efeitos:

- 1) A frequência fundamental da flutuação da vazão de saída será o triplo da frequência fundamental da bomba NP, isto é, $f_{0(3P)} = 3 f_{0(NP)}$. Da mesma forma, todos os harmônicos desta vazão também serão.
- 2) As forças transversais à ponta do eixo, resultante da pressão do fluido durante a descarga, não são compensadas. Isto

produz força giratória transversal à ponta do eixo que varia com a mesma frequência $f_{0(3P)}$.

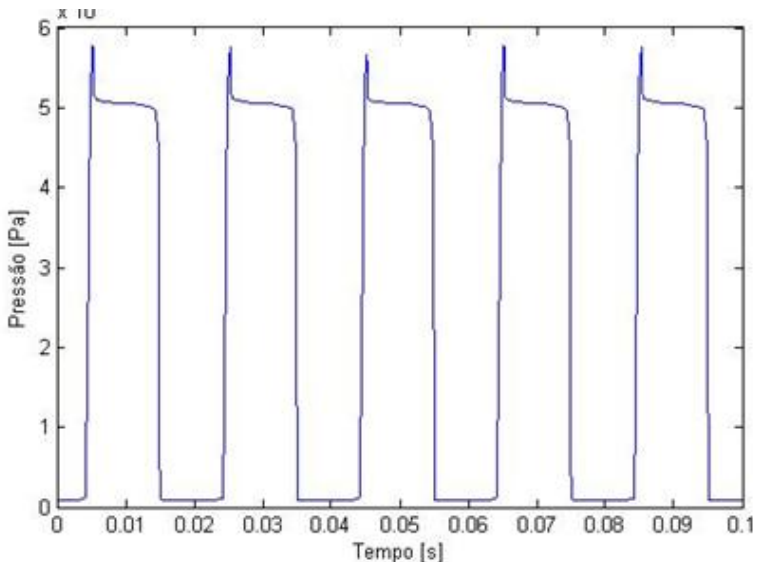
- 3) A interferência destrutiva dos pacotes de fluido descarregados nas portas de descarga. Esta interferência reduz drasticamente a amplitude da flutuação da vazão de saída.

5.3 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS.

Esta proposta é avaliada apenas numericamente, através do modelo de simulação, baseada na nova geometria proposta dos componentes.

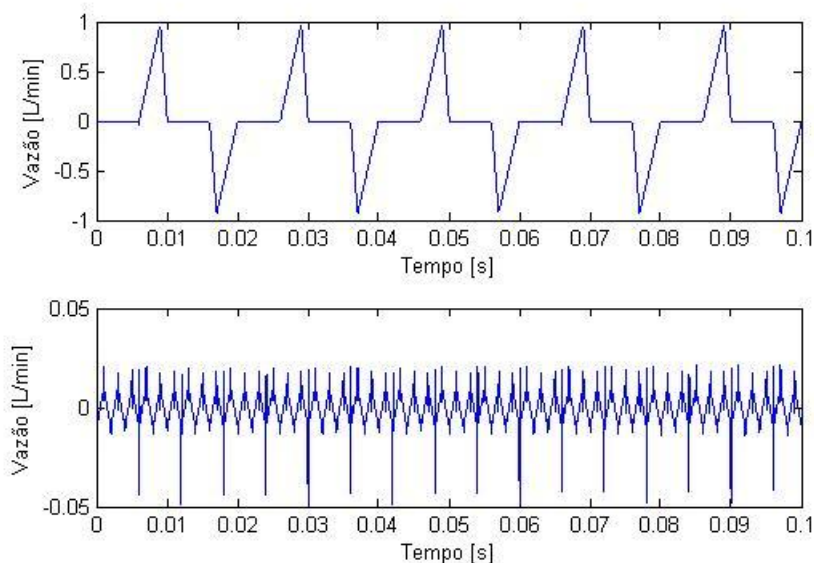
A figura 5.4 mostra o gráfico do comportamento da pressão em uma câmara ao longo do tempo na condição de operação de 1000 rpm com 50 bar de contrapressão. Observa-se que existe um *overshoot* de pressão no momento da abertura da porta de descarga. Aumentando o comprimento radial do rasgo de alívio (de 5° para 8°) este *overshoot* teve seu valor reduzido. Entretanto, não houve redução da amplitude das harmônicas da flutuação de vazão de saída; ao contrário, houve um leve aumento daquelas amplitudes. Portanto, foi utilizado o comprimento radial de 5° mesmo apresentando uma sobre-pressão mais elevada.

Figura 5.4 - Pressão em uma câmara de fluido na proposta 3P (1000 rpm @ 50 bar).



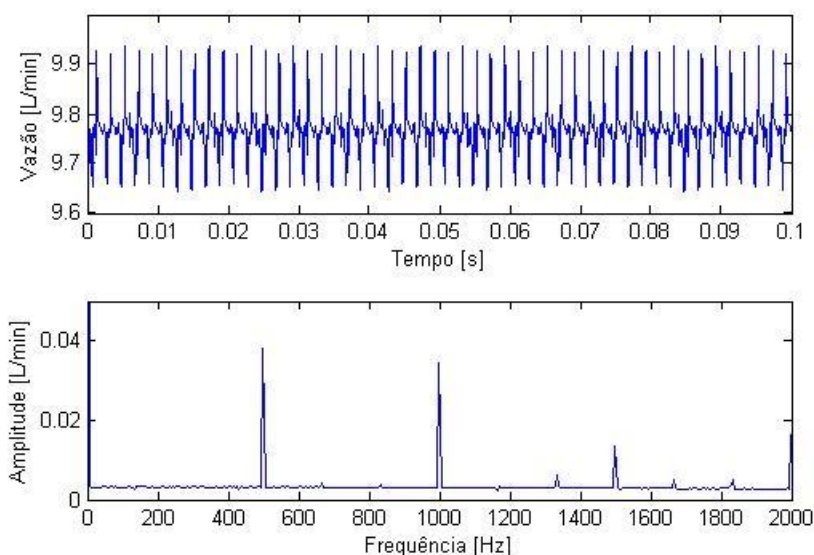
A figura 5.5 mostra o gráfico da vazão sob uma palheta (a) e vazão total sob as palhetas (b). Se observa que, pelo fato das portas de sucção e descarga terem comprimento radial menor que o da bomba NP, da amplitude da flutuação da vazão sob uma palheta é mais elevado. Entretanto, o somatório destas contribuições, isto é, a vazão total - que tem influência direta na vazão de saída da bomba - tem o valor de amplitude bastante reduzida, em torno de 2,5% da amplitude da vazão sob apenas uma palheta.

Figura 5.5 - (a) Flutuação de vazão sob uma palheta e (b) flutuação de vazão total sob as palhetas. Condição de operação: 1000 rpm @ 50 bar.



Na figura 5.6 têm-se os gráficos da flutuação de vazão de saída no domínio tempo e frequência. Estes gráficos mostram uma ótima redução da amplitude da flutuação da vazão que se reflete, também, na redução da amplitude de suas harmônicas quando comparada com os resultados da bomba NP.

Figura 5.6 - Vazão de saída e seu respectivo gráfico espectral. Condição de operação: 1000 rpm com 50 bar de contrapressão.

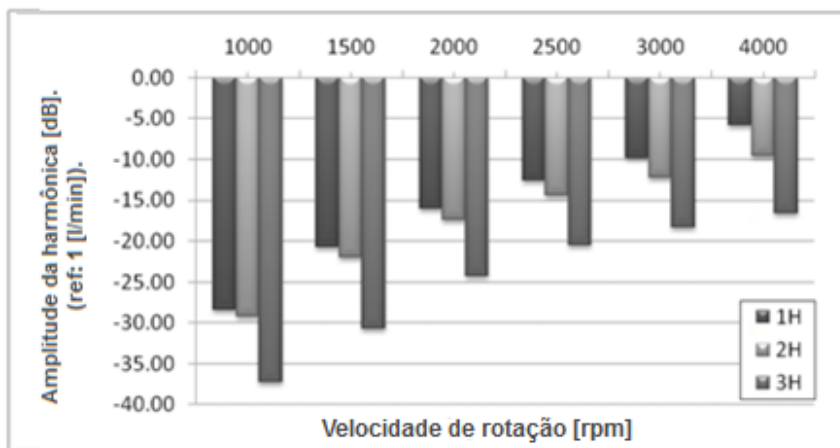


Se observa, também, que a frequência fundamental foi transposta da original 166,67Hz para a atual 500Hz assim como suas harmônicas também foram, na mesma proporção. Esta translação provoca a descaracterização da percepção do ruído original, ou seja, o ruído da bomba em marcha lenta não será mais vinculada a audição de um “gemido” (*moan*) mas a outro tipo de ruído.

Outra vantagem em se deslocar as frequências do ruído para a região das altas frequências é que estas são mais facilmente absorvidas pelo circuito hidráulico (mangueiras, tubos, etc..) auxiliando na redução do ruído transmitido pelo sistema.

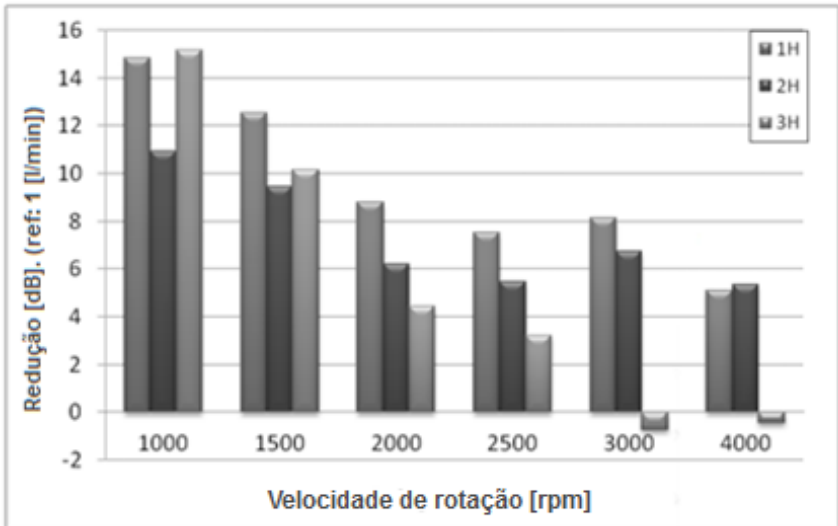
A figura 5.7 mostra a amplitude das 3 primeiras harmônicas simuladas em diversas rotações com a contra pressão do sistema ajustada para 50 bar.

Figura 5.7 - Amplitude das três primeiras harmônicas da vazão de saída da proposta 3P em diversas velocidades de rotações.



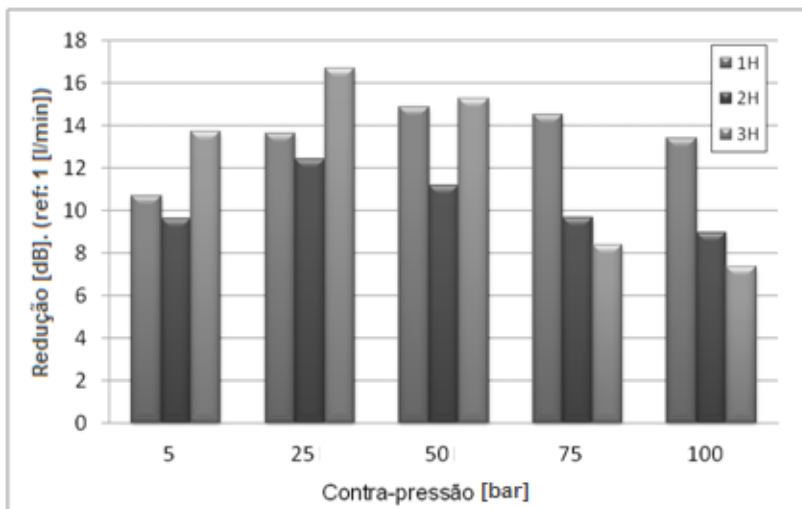
Já a figura 5.8 apresenta a redução da amplitude das 3 primeiras harmônicas em relação aos níveis das harmônicas da bomba NP, novamente, calculados à 50 bar de contrapressão em diversas velocidades de rotações. Este gráfico mostra uma boa redução na amplitude que, por sua vez, acarreta em redução no nível de ruído transmitido pelo fluido gerado pela bomba. Mostra, também, que esta redução decresce com o aumento da rotação, principalmente para a 3ª harmônica que, de fato, sofre um aumento de nível nas rotações de 3000 rpm e 4000 rpm.

Figura 5.8 - Redução alcançada com a proposta 3P em comparação a bomba NP. Resultados obtidos à 50 bar de contrapressão.



Assim como o gráfico anterior, o gráfico da figura 5.9 mostra a mesma redução agora variando a contrapressão do sistema sob uma velocidade de rotação fixa (1000 rpm). Aqui, é possível observar que as maiores reduções se encontram quando a pressão do sistema está entre 25 e 50 bar, porém, não há um decréscimo muito significativo quando a pressão é aumentada, principalmente em relação à primeira harmônica.

Figura 5.9 - Redução alcançada com a proposta 3P em comparação a bomba NP. Resultados obtidos à 1000 rpm.



Como dito anteriormente, o fato da descarga dos pacotes de fluido ser realizada alternadamente através das 3 portas de descarga, resulta no surgimento de uma força não-nula perpendicular à ponta do eixo. Os gráficos das figuras 5.10 e 5.11 mostram a orientação e o valor desta força (vetor força resultante) considerando os mesmos eixos coordenados e a localização das portas presentes na figura 5.1. O sentido da força é negativo, ou seja, o vetor força resultante sempre aponta para o centro do gráfico, o ponto (0,0) que, em termos físicos, representa a ponta do eixo da bomba vista de topo.

Se observa que a orientação da força acompanha o movimento de rotação do eixo (anti-horário) e possui 3 pontos onde o valor da força é maior. Este pontos de força máxima ocorrem no momento da abertura das 3 portas de descarga subsequentes. Assim, o vetor força resultante rotacional 120° a cada 12° de giro do eixo.

Esta variação da direção da força resultante pode provocar vibração no eixo da bomba que, por sua vez, pode se transformar em ruído a ser transmitido pela estrutura. Também, existe a possibilidade de um maior desgaste do eixo e/ou dos componentes internos devido a não compensação das forças resultantes.

Figura 5.10 - Força resultante transversal à ponta do eixo em função do ângulo de giro do rotor ($0 < \theta < 2\pi$) na proposta 3P. Resultados obtidos em 50 bar de contrapressão para várias velocidades de rotação.

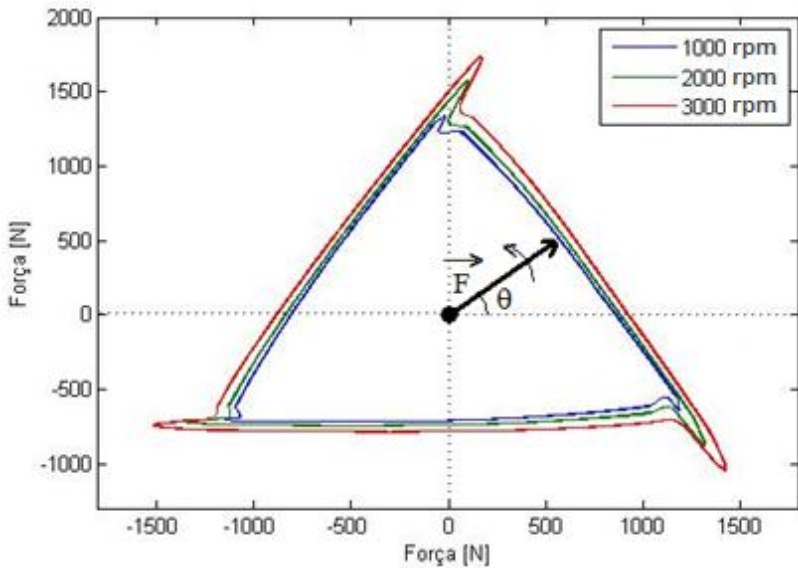
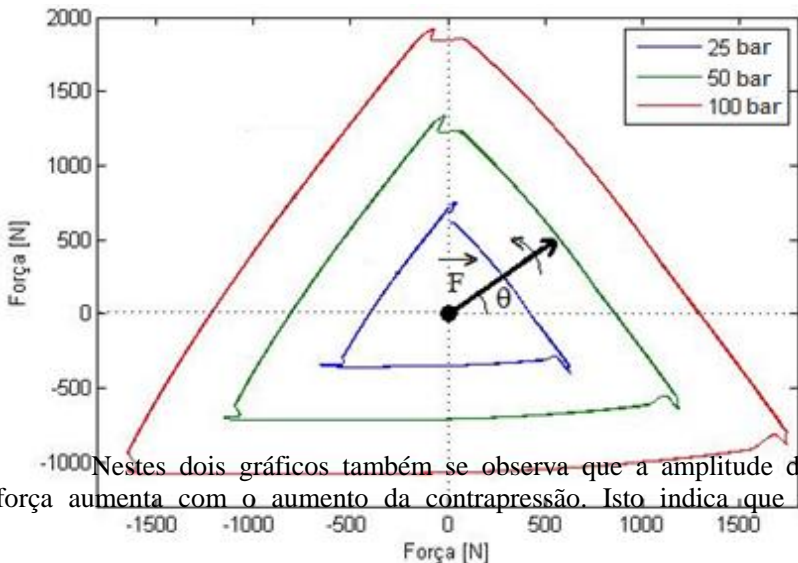


Figura 5.11 - Figura 5.10 - Força resultante transversal à ponta do eixo em função do ângulo de giro do rotor ($0 < \theta < 2\pi$) na proposta 3P. Resultados obtidos à 1000 rpm em diversas velocidades de rotação.



Nestes dois gráficos também se observa que a amplitude da força aumenta com o aumento da contrapressão. Isto indica que a

vibração no eixo seria tão maior quanto maior fosse a contrapressão do sistema que geralmente ocorre próximo a posição de final de curso de esterçamento.

5.4 – CONCLUSÕES.

Esta proposta se mostrou bastante eficiente no que tange a redução da amplitude da flutuação da vazão de saída da bomba e, por sua vez, do ruído gerado pela bomba e transmitido pelo fluido.

As maiores reduções são alcançadas em baixas velocidades de rotação e com a contrapressão do sistema em torno de 50 bar tendendo a diminuir com o aumento de ambas. Este resultado favorece a redução do ruído tipo *moan* que é caracterizado nesta faixa de operação.

Apesar dos bons resultados de redução alcançados tem-se o surgimento de forças transversais à ponta do eixo que não são compensadas durante a operação. Estas forças podem gerar vibração no eixo e em outros componentes que, por sua vez, pode ser transmitida através da estrutura do chassi para todo o veículo gerando, por fim, ruído no seu interior.

Entretanto, esta é uma questão que deve ser melhor entendida através de comprovação experimental. Caso este efeito se verifique na prática, uma estratégia seria implementar modificações estruturais na bomba para conter esta vibração tais como a dupla mancalização do eixo e a troca de material do eixo, assim como inserir um elemento para isolar as vibrações na fixação da bomba com o seu suporte.

Capítulo 6 - PROPOSTA 2. ROTOR COM 9 PALHETAS (9P).

6.1 – INTRODUÇÃO.

Este capítulo versa sobre uma proposta de redução de ruído transmitido pelo fluido através da reconfiguração do conjunto rotativo da bomba. Nesta nova configuração, a principal mudança é a utilização de um rotor com 9 palhetas. As modificações nos outros componentes são decorrentes desta no sentido de adequar o conjunto rotativo para a operação e otimiza-lo para atingir máxima redução da amplitude de flutuação da vazão de saída.

A redução da flutuação de vazão se dá, então, por meio da interferência destrutiva dos pacotes de fluido que são descarregados alternadamente através das portas de descarga.

Os resultados numéricos mostram excelente redução da flutuação da vazão de saída da bomba para uma determinada faixa de operação. Entretanto, uma análise de forças sobre o eixo mostra que existem forças resultantes transversais à ponta do eixo que podem prejudicar o desempenho mecânico da bomba caso esta não seja devidamente mancalizada.

6.2 – ALTERAÇÃO DO CONJUNTO ROTATIVO.

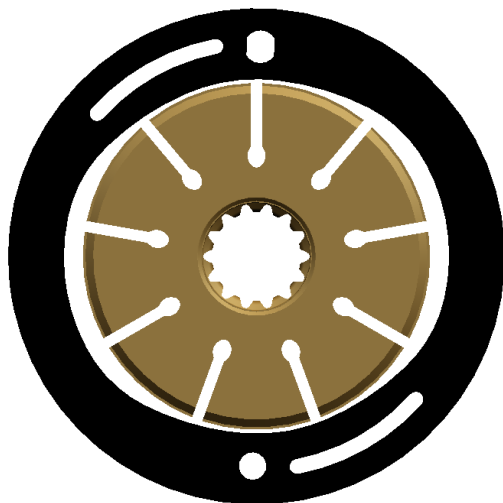
Esta proposta se baseia na alteração do número de rasgos do rotor dos atuais 10 para 9 de forma a conter, assim, 9 palhetas. Os demais componentes do conjunto rotativo são modificados para adequar o funcionamento da bomba a esta nova condição.

A figura 6.1 mostra um vista do conjunto anel came + rotor nesta nova configuração (9P).

As principais modificação para o reajuste do *timing* da bomba são:

- 1) Portas de descarga e sucção: Nova localização das portas de descarga e sucção assim como redimensionamento radial das mesmas.
- 2) Anel came: Reajuste do perfil interno afim de adequar-se ao novo posicionamento das portas (descarga e sucção) e para manter o mesmo deslocamento volumétrico da bomba NP.

Figura 6.1 - Conjunto anel + rotor da proposta 9P. Vista de topo.



Apesar do reajuste do anel, o anel continua com o perfil parabólico e pode ser descrito da mesma forma como foi descrito o perfil do anel original (NP) presente na Tabela 1 do Capítulo 2.

Os novos parâmetros que descrevem o perfil presente nesta proposta estão presentes na tabela 3 abaixo:

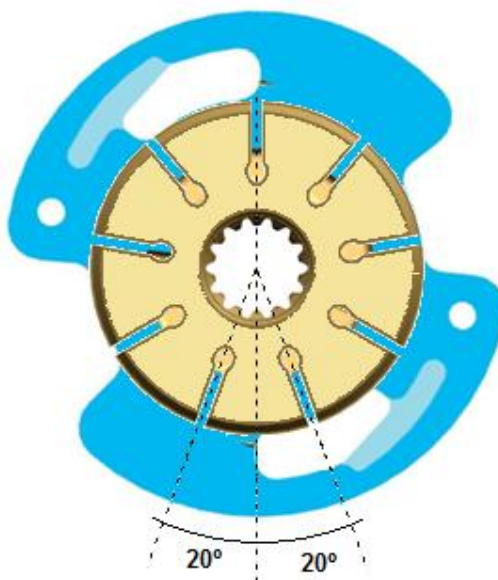
Tabela 3 – Parâmetros do perfil interno do anel came da proposta 9P.

δ_{dwe1}	δ_{dwe2}	δ_{del}	δ_{suc}	precomp	h	l_{groo}	$\delta_{precomp}$	$pr1 = pr2$	Porta de sucção	Porta de descarga
1°	0°	35°	35°	1.02 E-1 mm	2.28 mm	11°	40°	0.55	1° a 36°	85° a 120°

Como se constata nesta proposta, as portas de descarga estão dispostas diametralmente opostas no prato de encosto. Entretanto, ao contrário do que ocorre no projeto original (NP) onde duas câmaras de fluido diametralmente opostas encontram o início da porta de descarga no mesmo instante iniciando suas respectivas descargas, na proposta 9P isto não ocorre.

De fato, como não existem duas palhetas diametralmente opostas, haverá uma defasagem radial de 20° entre o início das descargas nas duas portas, fazendo com que a descarga dos pacotes de fluido ocorra de maneira alternada entre as duas portas de descarga. A figura 6.2 mostra a montagem do rotor sobre o prato de encosto, evidenciando a disposição radial dos elementos funcionais dos componentes.

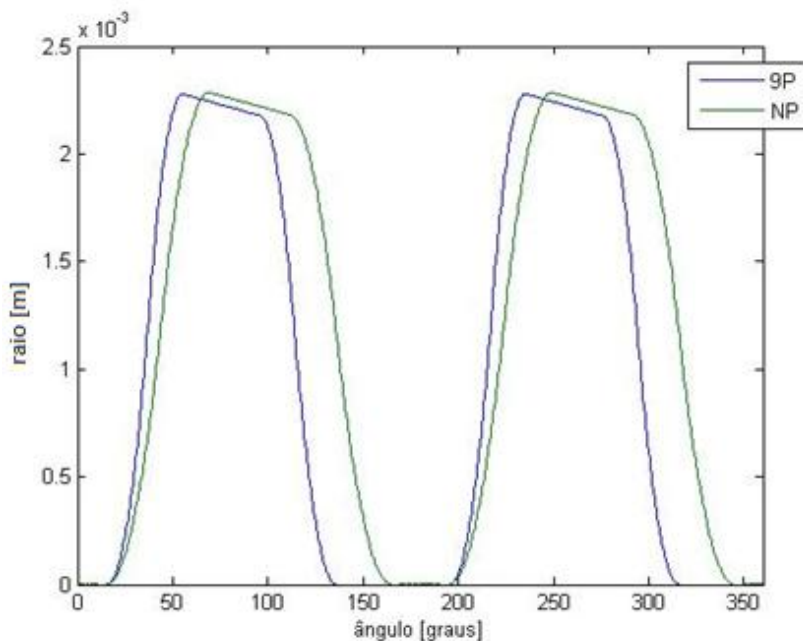
Figura 6.2 - Vista do rotor + prato de encosto. Detalhe para a característica de alternância das câmaras durante a passagem pelas portas de descarga.



Como consequência das descargas alternadas, têm-se o efeito de interferência destrutiva dos pacotes de fluido, fazendo com que a vazão de saída se torne mais uniforme reduzindo, desta forma, a amplitude da sua flutuação.

A figura 6.3 mostra o perfil interno do anel came para a proposta 9P em comparação ao perfil da anel da bomba normal de produção. Neste gráfico, o início do aumento do anel 9P foi deslocado 16° (à frente) de modo que ambos perfis iniciassem no mesmo ponto facilitando, assim, a comparação.

Figura 6.3 - Perfil interno do anel came da proposta 9P vs NP.

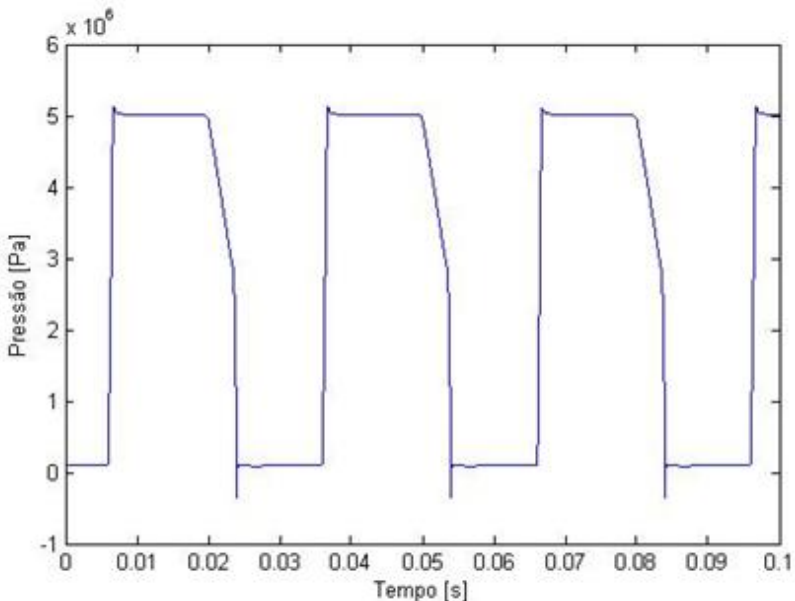


6.3 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.

Baseado no princípio da alternância das descargas, os componentes do conjunto rotativo desta proposta foram dimensionados e, posteriormente, seus parâmetros foram reajustados para que a vazão de saída fosse a mais uniforme possível.

A figura 6.4 mostra o gráfico da pressão em uma das câmaras de fluido ao longo do tempo. É possível perceber um pico de pressão negativa no momento da abertura da câmara para a porta de sucção. De fato, a pressão não é negativa neste ponto como já comentado no Capítulo 2 deste trabalho.

Figura 6.4 - Pressão em uma câmara de fluido na proposta 9P.

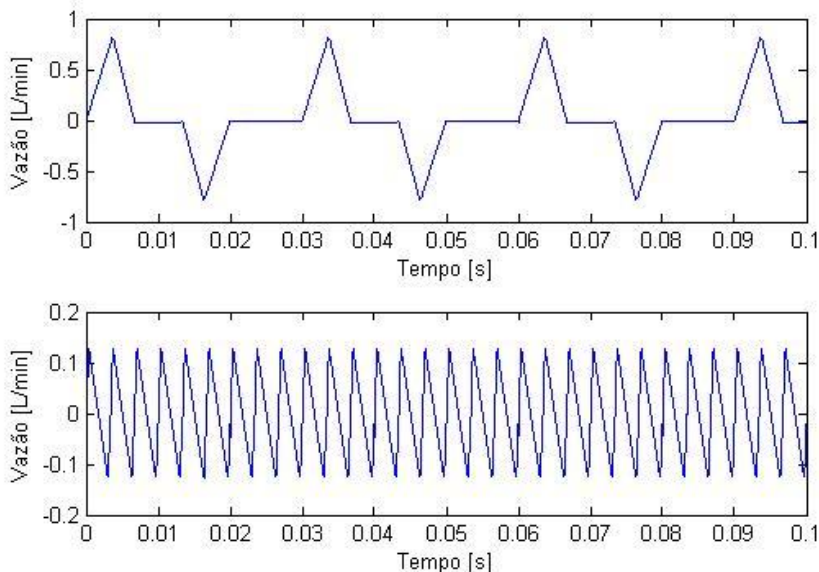


Observa-se, também, que o *overshoot* no momento da abertura da porta de descarga tem amplitude menor comparada a bomba NP, o que minimiza os efeitos dinâmicos da flutuação da vazão. Por fim, nota-se o longo período de descompressão gradual da câmara após o fechamento da porta de descarga.

Já a figura 6.5 mostra a vazão sob uma palheta (acima) e vazão total sob todas as palhetas (abaixo) na rotação de 1000 rpm e 50 bar de contrapressão. Esse resultado mostra que a amplitude do vazão sob apenas uma palheta é bastante semelhante a da proposta NP (figura 2.22), apesar da forma da onda de flutuação da vazão ser ligeiramente diferente.

Observa-se, também, que na proposta 9P o perfil de onda da vazão total sob as palhetas se assemelha ao formato de uma onda dente-de-serra. Por sua vez, se for desconsiderada a influência da vazão sob às palhetas na vazão total de saída, têm-se que a forma de onda deste última vazão também se assemelha ao formato dente-de-serra.

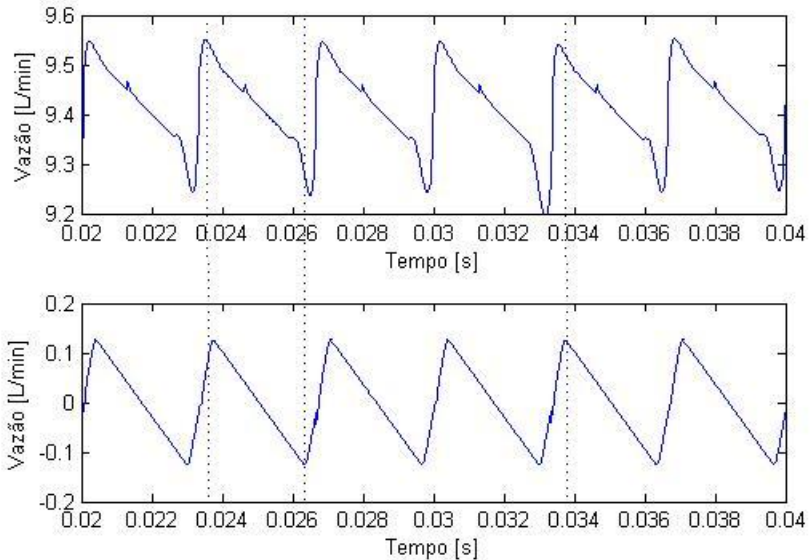
Figura 6.5 - (acima) Vazão sob uma palheta e (abaixo) vazão total sob as palhetas. Condição de operação: 1000 rpm @ 50 bar.



O interessante é que, devido ao novo *timing* da bomba, estas duas vazões ficaram em fase ao longo do tempo. O que ocorre então é que, como a vazão sob as palhetas é subtraída do vazão total, isto é, possuem direções opostas (e, portanto, fase opostas), as duas vazões tendem a se anular. A figura 6.6 mostra estas duas vazões mostrando os picos e vales da onda quase coincidentes. Os resultado disto é que, além da redução da flutuação da vazão devido à alternância das descargas, a vazão sob às palhetas também contribui para à redução da flutuação da vazão de saída.

É claro que, assim como a amplitude da vazão sob às palhetas depende da velocidade de rotação e a amplitude da vazão de saída depende, dentre outras coisas, da contrapressão do sistema, o efeito anteriormente citado ocorrerá apenas em algumas condições de operação do bomba.

Figura 6.6 - (acima) Vazão de saída sem a influência da vazão total sob as palhetas e (abaixo) vazão total sob as palhetas. Condição de operação: 1000 rpm com 50 bar de contrapressão.

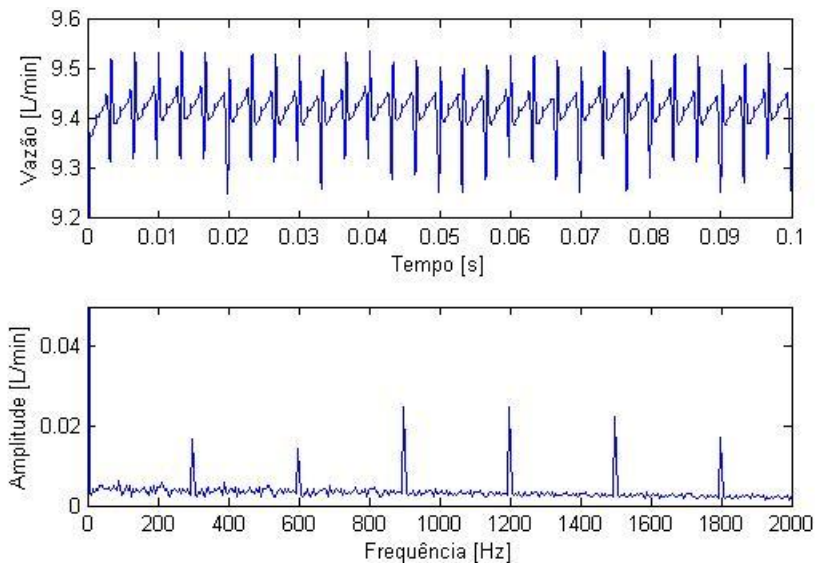


A figura 6.7 mostra a vazão total de saída da bomba e o gráfico espectral desta vazão na condição de operação de 1000 rpm @50 bar. No gráfico, nota-se uma redução bastante acentuada em todas as harmônicas do ruído, especialmente, nas duas primeiras.

Ainda, constata-se o deslocamento em frequência de todos os harmônicos a partir do deslocamento da frequência fundamental f_0 . Esta, por sua vez, será calculada considerando $N_v = 9$ na equação 2.20 e, como existe o dobro do número de descargas distintas por revolução, multiplica-se este resultado por 2. Assim, $f_{0(9P)} = 9/5 f_{0(NP)}$.

As considerações feitas para a proposta 3P em relação às vantagens de se deslocar a frequência fundamental do ruído “para cima” no eixo espectral também são válidas nesta proposta.

Figura 6.7 - Vazão de saída e seu respectivo gráfico espectral. Condição de operação: 1000 rpm com 50 bar de contrapressão.



O gráfico da figura 6.8 apresenta a amplitude das três primeiras harmônicas da vazão de saída em diversas rotações, considerando a contrapressão do sistema em 50 bar. De uma maneira geral, existe um aumento da amplitude à medida que a rotação aumenta.

Em relação aos resultados da bomba NP, tem-se o gráfico da figura 6.9 que mostra a redução alcançada utilizando esta nova proposta. Observa-se redução em torno de 20dB para as primeiras duas harmônicas em rotações de até 2000 rpm. Acima desta rotação, a redução cai para 13dB em média, chegando a 10dB em 4000 rpm. Estes resultados indicam muito boa redução em baixa rotação e uma redução satisfatória nas altas rotações. Assim, esta proposta está bastante apropriada para fins de redução de ruído tipo *moan*.

Figura 6.8 - Amplitude das três primeiras harmônicas da vazão de saída da proposta 9P em diversas rotações.

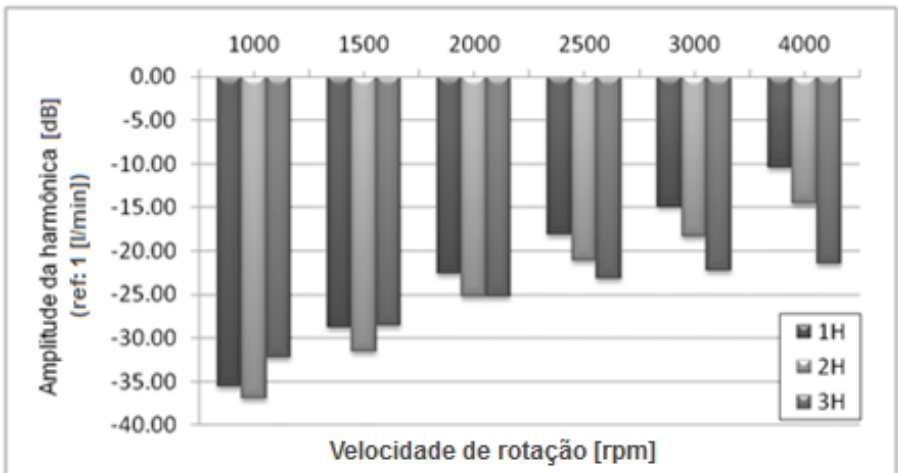
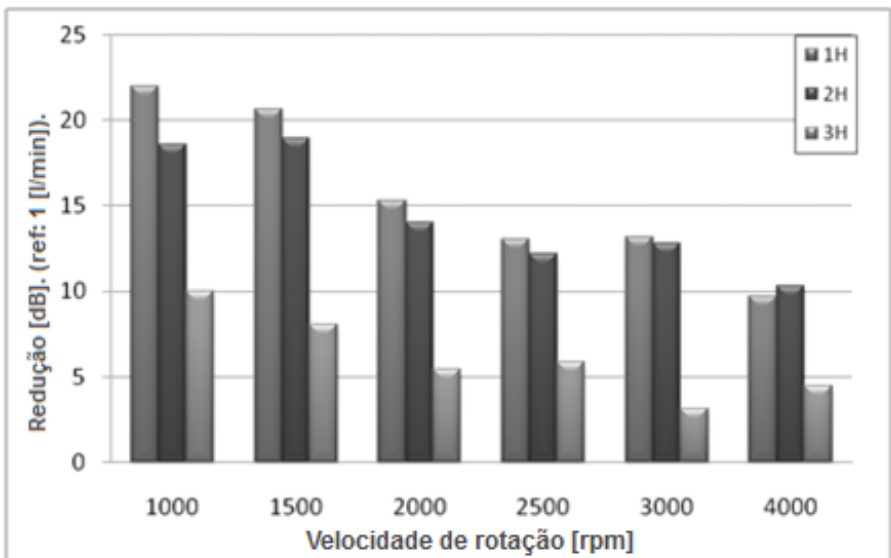
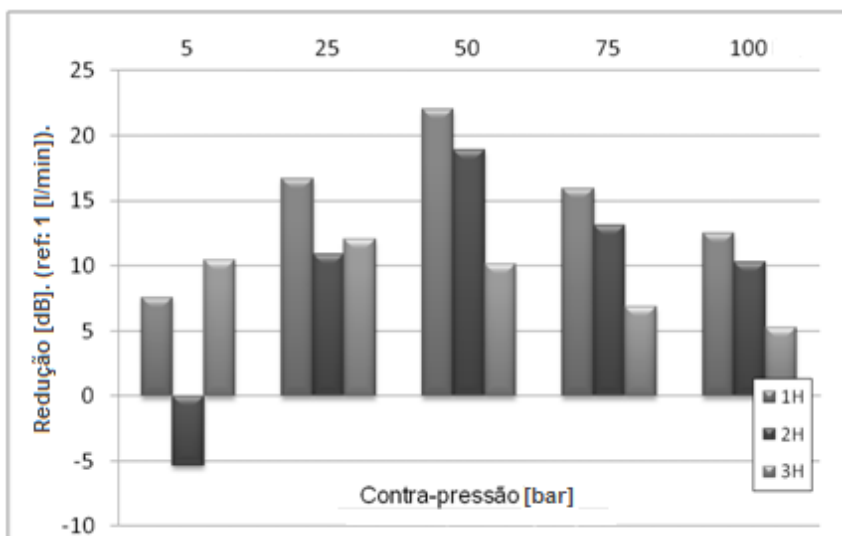


Figura 6.9 - Redução alcançada com a proposta 9P em comparação a bomba NP. Resultados obtidos à 50 bar de contração.



Uma última análise é realizado alterando os valores de contrapressão do sistema mas mantendo a condição de “marcha-lenta” do motor, isto é, rotação em 1000 rpm. A figura 6.10 mostra os resultados desta análise. Aqui, observa-se que a maior redução é alcançada quando o sistema está em 50Bar, caindo aproximadamente 5dB em cada harmônica à medida que o sistema aumento ou diminui 25 bar de pressão.

Figura 6.10 - Redução alcançada com a proposta 9P em comparação a bomba NP. Resultados obtidos à 1000 rpm.



De uma maneira geral, pode-se dizer que esta proposta está otimizada para reduzir o ruído alvo (tipo *moan*) durante as manobras de estacionamento, isto é, quando há esterçamento do volante.

O mesmo inconveniente encontrado na proposta 3P também aparece nesta proposta. As forças transversais à ponta do eixo ficam alternando não mais em 3 pontos (proposta 3P) mas, agora, em 2 pontos diametralmente opostos. As figuras 6.11 e 6.12 mostram a força resultante perpendicular à ponta do eixo da bomba quanto a rotação é variada e quando a contrapressão é variada, respectivamente.

Figura 6.11 - Força resultante transversal à ponta do eixo em função do ângulo de giro do eixo ($0 < \theta < 2\pi$) na proposta 9P. Resultados obtidos à 50 bar de contrapressão para várias velocidades de rotação.

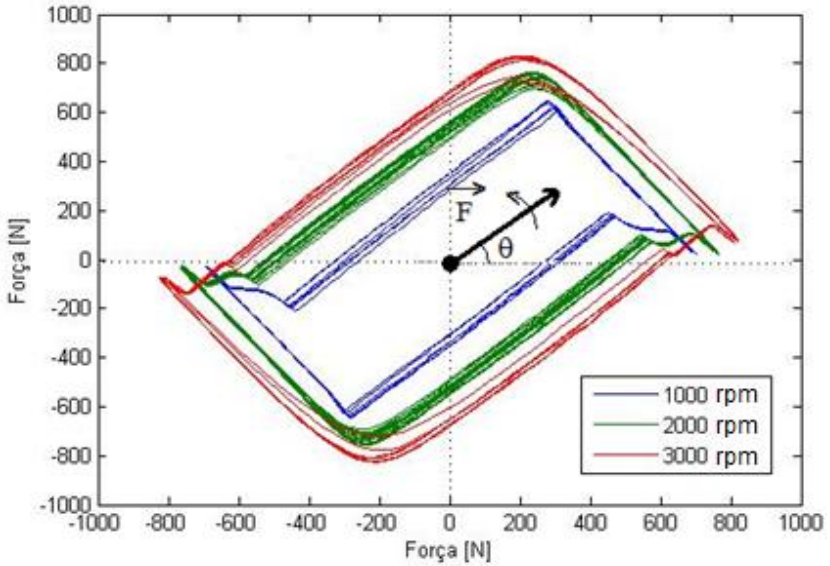
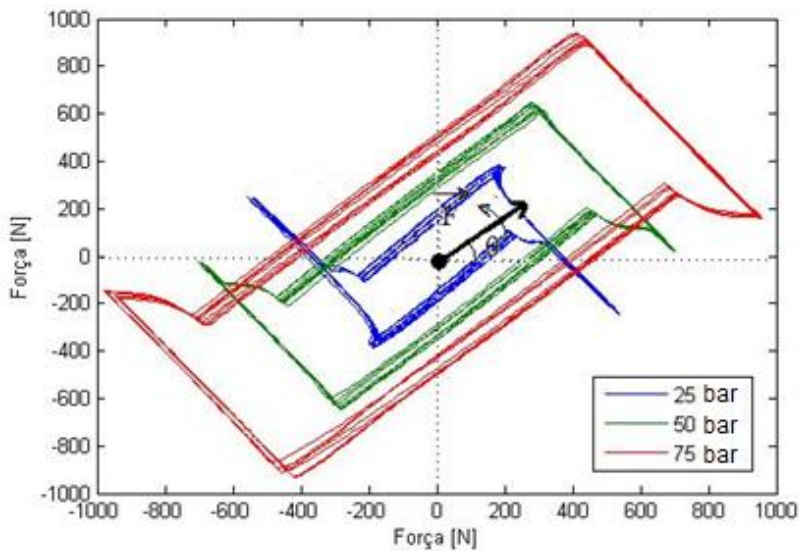


Figura 6.12 - Força resultante transversal à ponta do eixo em função do ângulo de giro do eixo ($0 < \theta < 2\pi$) na proposta 9P. Resultados obtidos à 1000 rpm.



6.4 – CONCLUSÕES.

As mesmas considerações feitas nas conclusões da proposta 3P também cabem se enquadram nesta proposta 9P.

Comparativamente entre as propostas 3P e 9P, de uma maneira geral, esta última apresentou melhores resultados em relação a redução da amplitude das harmônicas. Apenas a 3^o harmônica tem um desempenho melhor na proposta 3P o que, dependendo da aplicação (veículo) em que a bomba será montada não terá muito influência no ruído percebido dentro da cabine.

Ainda, em relação às forças transversais, apesar de existirem nesta proposta 9P elas são de menor módulo que em relação àquelas encontradas na proposta 3P. Este fato tornaria os efeitos indesejáveis de vibração no eixo mais fáceis de serem controlados quando utilizado o conjunto rotativo proposto neste capítulo.

Capítulo 7 - PROPOSTA FINAL. ROTOR DE 8 PALHETAS.

7.1 – INTRODUÇÃO.

As propostas de redução da flutuação de vazão anteriormente discutidas baseiam-se, principalmente, no mecanismo de interferência destrutiva dos pulsos de pressão como forma de reduzir a amplitude da flutuação da vazão de saída. Entretanto, a análise criteriosa dos mecanismos de geração da flutuação da vazão da bomba mostra que esta é apenas uma das formas de atingir este resultado.

Chalu (2004), por exemplo, desenvolve um novo desenho do perfil interno do anel came de modo a reduzir as flutuações de torque sobre o eixo da bomba. Naquele trabalho, o autor mostra que o torque sobre o eixo é proporcional à amplitude da vazão. Portanto, uma vez reduzindo-se as flutuações de torque, consequentemente as flutuações de vazão também se reduziriam.

Este capítulo versa sobre a proposta final para redução do ruído transmitido pelo fluido gerado pela bomba através da análise em separado dos mecanismos de geração de flutuação da vazão de saída. A partir desta análise é desenvolvida uma nova geometria para os componentes do conjunto rotativo, que contemplam alterações no desenho do perfil interno do anel came e mudanças na localização das portas de descarga e de sucção presentes nos pratos laterais. Apesar destas modificações e, para evitar desbalanceamentos de forças internas, a estratégia foi desenvolvida baseada na construção de duas portas de descarga diametralmente opostas, característica de uma bomba compensada.

Pelo fato da estratégia proposta neste capítulo ser independente do número de palhetas do rotor optou-se, para aliar a redução de custo da bomba à redução de ruído desejada, desenvolve-la através de um conjunto rotativo baseado num rotor de 8 palhetas.

Este novo conjunto rotativo foi projetado para atuar na redução do ruído tipo *moan* tendo em vista sua maior ocorrência e criticidade.

7.2 – ANÁLISE DA FLUTUAÇÃO CINEMÁTICA DA VAZÃO.

7.2.1 – Análise do timing do conjunto rotativo.

Como visto no capítulo 1, a flutuação cinemática da vazão tem origem na própria natureza discreta de geração de vazão da bomba. A vazão de saída possui este caráter pulsátil pois é formada por uma série de “pacotes” de fluido, contidos nas câmaras, que são descarregadas através das portas de descarga, duas a duas, ao longo do tempo.

A figura 3.6 caracteriza a vazão de descarga de uma das câmaras quando observada isoladamente em relação às outras. Já a figura 3.10 mostra a vazão de descarga de três câmaras subsequentes (anterior, líder e posterior) ao longo do tempo, também observadas isoladamente.

Ainda, é possível observar nas figuras 3.7 e 3.8 os detalhes presentes na figura 3.7. Estes detalhes mostram a flutuação da vazão devido à variação do módulo de compressibilidade que está vinculada à geração de flutuação dinâmica da vazão, presente no item 2.2.3.

A flutuação do vazão devido às características dinâmicas do fluido será tratada no item 7.3 deste capítulo. Portanto, para fins de análise cinemática que trata este item, esta flutuação não será levada em consideração.

A figura 7.1 mostra a vazão de saída total quando as flutuações de vazão devido aos vazamentos internos e as vazões sob às palhetas são considerados nulas. No gráfico, estão indicadas as flutuações na amplitude final devido às características dinâmicas do fluido durante a abertura das portas de sucção e descarga.

Analisando estes gráfico, se pode observar que:

- 1) Excetuando-se os efeitos das características dinâmicas do fluido, das vazões devido aos vazamentos internos e da vazão que ocorre por trás das palhetas, a vazão de saída não é uniforme. De fato, a forma de onda se aproxima de uma onda “dente-de-serra”, como mostra a figura 7.2.
- 2) Existe uma defasagem de 36° entre dois pacotes consecutivos sendo que o percurso angular total que uma

câmara percorre sobre uma porta de descarga é de 88° , isto é, 52° correspondentes à abertura angular da porta mais 36° correspondentes ao espaçamento angular entre palhetas. A figura 7.3 mostra alguns pontos de interesse onde pacotes consecutivos se interceptam.

Figura 7.1 - (a) Vazão total de saída sem influências de vazamentos internos e da vazão sob as palhetas e (b) a sequência dos “pacotes” de fluido que formam o escoamento.

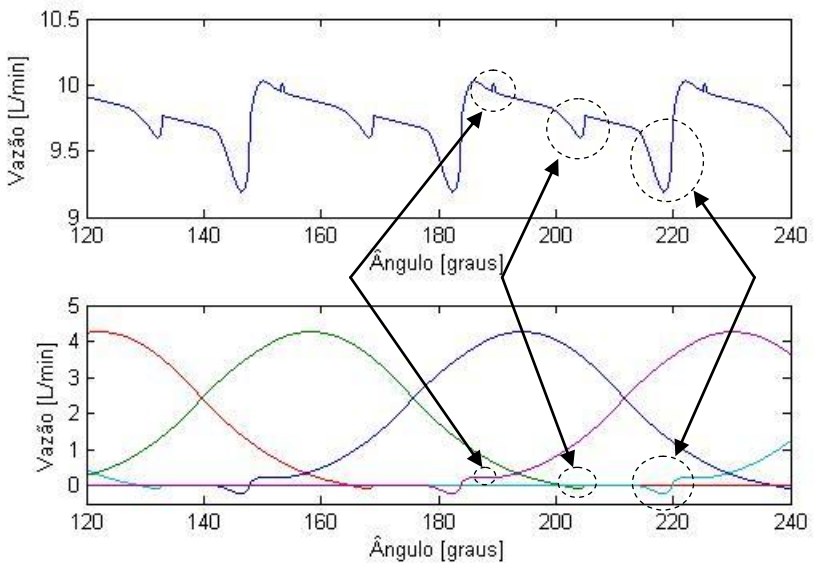


Figura 7.2 - Formato da vazão similar à onda dente-de-serra (Bomba NP).

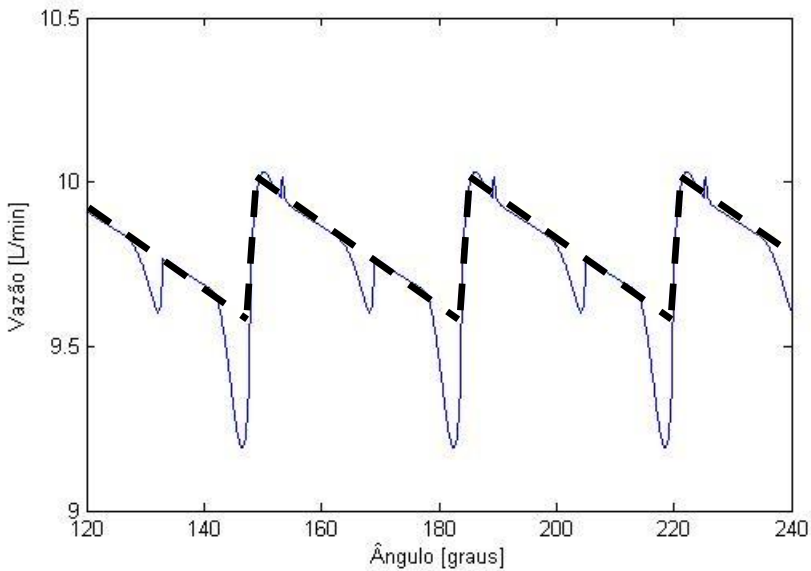
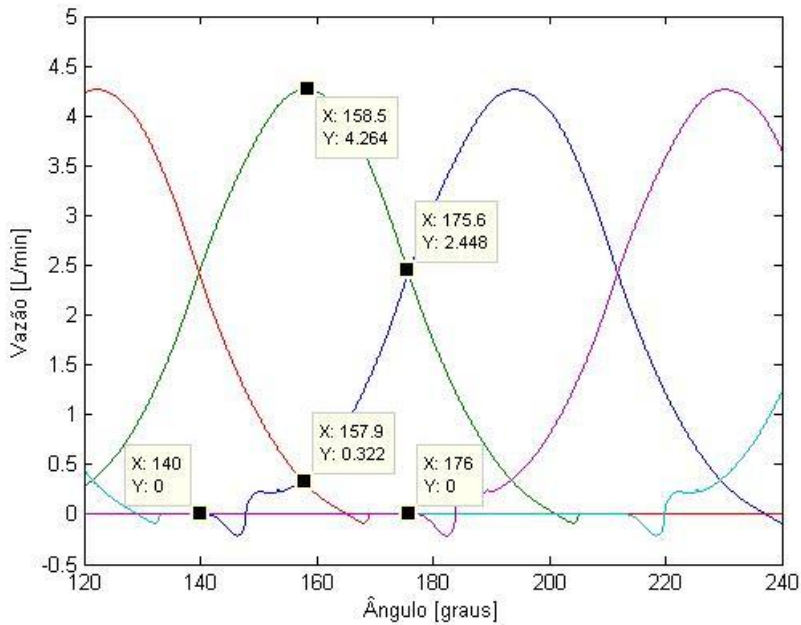


Figura 7.3 - Gráfico mostrado a defasagem entre “pacotes” de descarga consecutivos (Bomba NP).



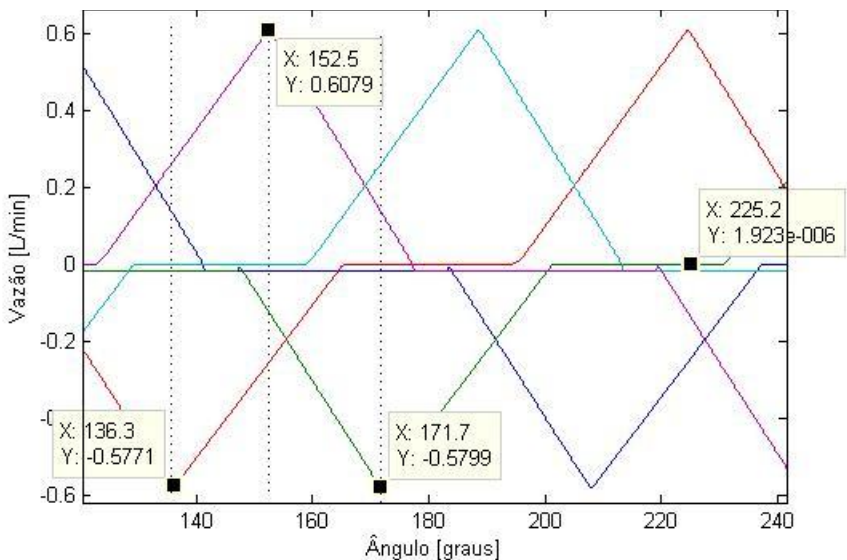
Também, é possível mostrar que, independente do ponto de intersecção das duas concavidades que compõem a curva de aumento e do decréscimo do raio do anel came (parâmetro pr_1 e pr_2 , respectivamente), a forma de onda da vazão final sempre irá apresentar algum valor de inclinação.

Por fim, conclui-se que é necessário um ajuste na defasagem existente entre pacotes de descarga afim de tornar a vazão de saída a mais uniforme possível.

7.2.2 – Análise da vazão sob às palhetas.

Como descrito no item 3.4.5, a vazão sob às palhetas é proporcional à velocidade radial da palheta durante o percurso. A figura 3.12 mostra a vazão sob apenas uma palheta enquanto que a figura 7.4 mostra a vazão sob cada uma das palhetas durante um giro de 120° . A contribuição total para a flutuação da vazão de saída é o somatório das contribuições de cada palheta (equação 3.16) que é mostrado na figura 3.12.

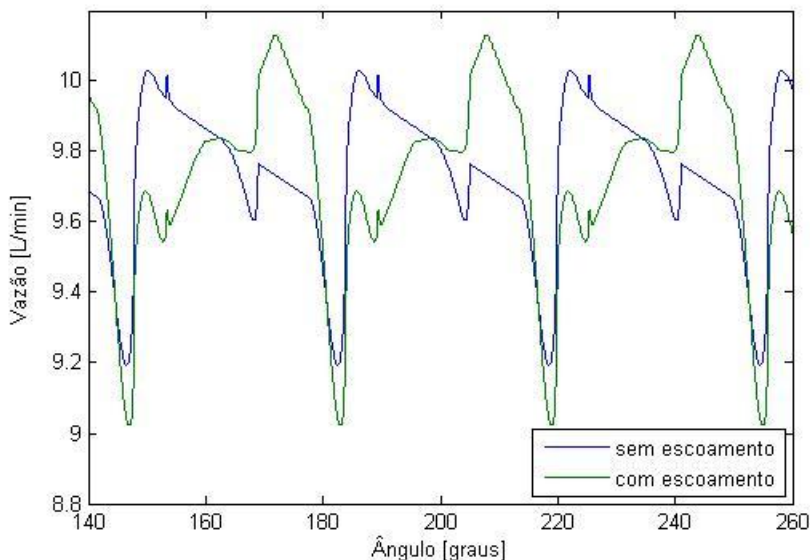
Figura 7.4 - Vazão sob as todas palhetas (Bomba NP).



A partir da análise destes gráficos, observa-se que:

- 1) A vazão total (final) sob às palhetas não é nula e sua contribuição para a variação da vazão de saída é altamente significativa. A figura 7.5 mostra um comparativo entre o escoamento final com e sem a influência do escoamento sob às palhetas.
- 2) A inclinação da reta de subida da parte positiva da vazão não é igual a inclinação da reta de descida. Da mesma forma para a parte negativa. Isto deve-se ao fato das concavidades (parábolas) que formam a parte de subida e a parte de descida do raio do anel came não possuem a mesma inclinação. Em outras palavras, $pr_1 \neq (1 - pr_1)$ assim como $pr_2 \neq (1 - pr_2)$.
- 3) Existe um valor de vazão constante nas contribuições de cada uma das palhetas. Isto deve-se ao fato de existir no desenho atual do anel came uma zona de pré-compressão, formada pela superposição de uma reta de inclinação *precomp* com o contorno do anel, conforme exposto no item 3.3.

Figura 7.5 - Vazão de saída desconsiderando vazamentos. Com e sem a influência do escoamento sob às palhetas (Bomba NP).



Desta análise, conclui-se que é fundamental que a vazão sob às palhetas seja reduzida ou, preferencialmente, anulada, para garantir uma menor flutuação da vazão de saída.

7.3 – ANÁLISE DA FLUTUAÇÃO DE ESCOAMENTO DINÂMICO.

Como já abordado no capítulo 1, existe uma parte da flutuação da vazão de saída cuja origem está nas características do fluido relativas à sua compressibilidade e sua inércia. Por sua vez, a compressibilidade do fluido está vinculada à sua pressão, à temperatura e à quantidade de ar dissolvido dentro do fluido. O gráfico da figura 3.0 (cap. 2) mostra a variação do módulo de compressibilidade em função da pressão.

Já a figura 3.7 e 3.8 (cap. 2) mostram em detalhe a variação da vazão de uma câmara durante a abertura da porta de sucção e descarga, respectivamente, para diferentes valores de β_e . Nestes gráficos se pode observar que a diminuição do módulo de compressibilidade aumenta a flutuação da vazão durante a abertura das portas aumentando, por fim, a flutuação da vazão de saída.

Uma vez que o controle das características de compressibilidade e inércia do fluido estão fora de alcance durante a operação da bomba existe, por outro lado, a possibilidade de reduzir seus efeitos através do projeto adequado do conjunto rotativo de modo a promover a equalização entre as pressões da câmara e externa (entrada ou saída) no momento da abertura das portas.

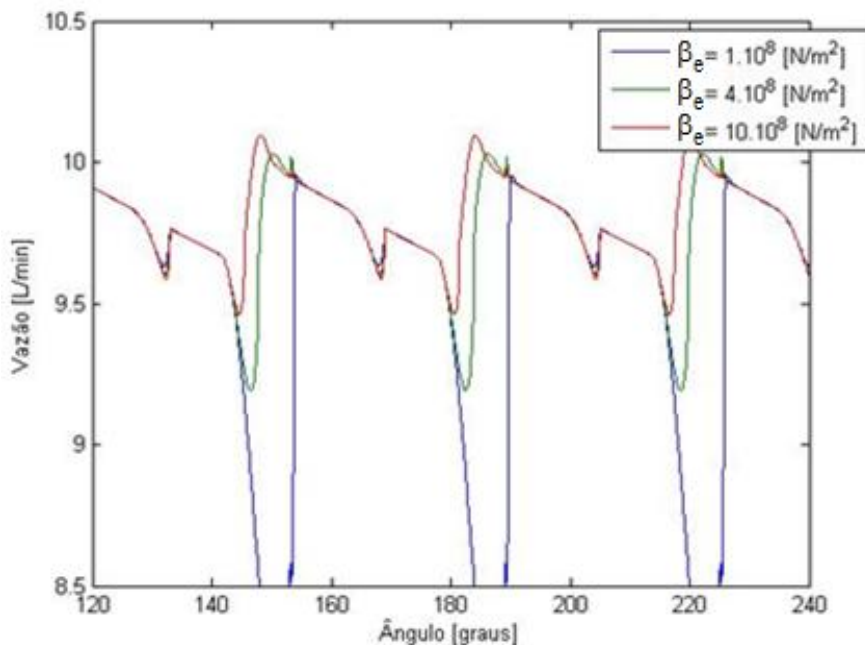
Uma das maneiras de se contornar este efeito, como já discutido no capítulo 2, é a criação de uma zona de pré-compressão juntamente com a utilização de um rasgo de alívio (*relieve groove*) no prato de encosto com o objetivo de suavizar a transição brusca de pressão da câmara no momento da descarga e, assim reduzir a amplitude da flutuação da vazão. Entretanto, como também foi discutido anteriormente, só é possível “sintonizar” a pré-compressão para uma determinada condição de operação da bomba (contrapressão, rotação, etc..) e, ainda assim, esta condição estaria vinculada às características dinâmicas do fluido (compressibilidade e inércia) que certamente variam durante a operação da bomba.

A figura 7.6 mostra a vazão de saída desconsiderando os efeitos de vazamentos internos e da vazão sob às palhetas, para três valores de

módulo de compressibilidade. Este gráfico enfatiza a dependência da amplitude de flutuação da vazão com a variação do módulo de compressibilidade do fluido.

Uma maneira mais robusta de reduzir o efeito da compressibilidade é a criação de um *PCFV* (*Pre-Compression Filter Volume*) conectado à câmara no momento da descarga. O *PCFV*, apresentado por Johansson (2005) consiste em um volume fechado localizado no interior da bomba que é utilizado para pressurizar o fluido no interior da câmara com a mesma pressão da linha de saída (contrapressão) sem utilizar, para isso, a própria vazão de saída, como acontece no caso da pré-compressão. Dessa forma, se alcança uma perfeita equalização entre a pressão da câmara e a pressão de saída sem que ocorra flutuação na vazão de saída.

Figura 7.6 - Vazão de saída desconsiderando vazamentos internos e a vazão sob às palhetas. Variação da vazão para diversos valores de β_e . (Bomba NP). (1000 rpm @ 50 bar).



Neste proposta presente neste capítulo, entretanto, decidiu-se utilizar o conceito de pré-compressão do fluido sem a utilização do *PCFV* por ser um conceito mais simples de ser aplicado e economicamente viável. Por esse motivo, foi necessária escolher uma determinada condição de operação da bomba para “sintonizar” a pré-compressão uma vez que, como dito anteriormente, ela não é efetiva para uma ampla faixa de operação.

A condição de operação escolhida foi a rotação de 1000 rpm com contrapressão de 50 bar. Na prática, está condição de operação equivale às condições do sistema de direção durante manobras de estacionamento, quando o veículo se encontra em “marcha-lenta” e com o direção sob esterçamento. É nesta condição de operação que o ruído tipo *moan* é percebido. Portanto, a proposta de que trata esta capítulo tem como objetivo final a redução do ruído tipo *moan*.

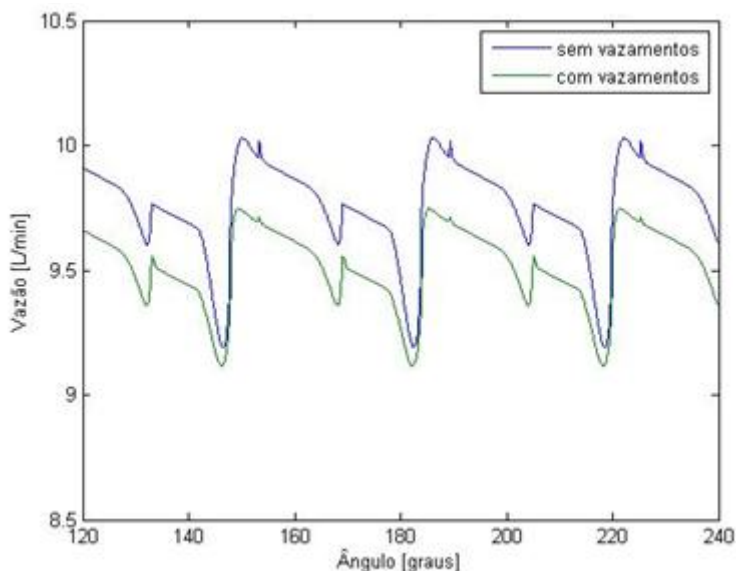
7.4 – ANÁLISE DA FLUTUAÇÃO DE VAZÃO PROVOCADAS POR DE VAZAMENTOS INTERNOS.

Por fim, existe a vazão devida aos vazamentos internos que também possuem um importante papel na flutuação da vazão total de saída. As figuras 3.13 e 3.14 mostram a vazão de cada um dos caminhos de vazamentos computados no modelo assim como o somatório final das vazões, respectivamente.

Ainda no capítulo 2, é realizada uma análise da flutuação da vazão de saída a partir do aumento/redução das folgas que foram consideradas nos caminhos de vazamento interno (figuras 3.15, 3.16 e 3.17). Os gráficos mostram que o aumento das folgas a partir de um certo valor tem impacto definitivo na amplitude da flutuação da vazão de saída.

Quando as folgas estão dentro de certos valores os vazamentos internos tem maior influência em relação ao nível constante da vazão de saída mas pouca influência no que diz respeito ao aumento da flutuação da vazão de saída. A figura 7. 7 apresenta um gráfico comparativo mostrando a vazão de saída sem a contribuição da vazão sob às palhetas, considerando os vazamentos e sem considerar os vazamentos internos.

Figura 7.7 - Vazão de saída desconsiderando a vazão sob às palhetas. Com e sem a influência dos vazamentos internos (Bomba NP). (1000 rpm @ 50 bar).



Assim, pode se dizer a redução da flutuação da vazão de saída devido aos vazamentos internos está no controle dimensional dos componentes do grupo rotativo visando garantir as dimensões pré-estabelecidas em projeto. Portanto, as ações que envolvem a redução do efeito dos vazamentos estão muito mais no âmbito do controle de qualidade de produção do que na mudança de projeto propriamente dita.

7.5 – PROPOSTA FINAL.

Baseado nas análises presentes neste capítulo, estabeleceu-se uma série de modificações no desenho do conjunto rotativo visando a redução da flutuação da vazão de saída, quais sejam:

- 1) O conjunto rotativo funcionará com um rotor de 8 palhetas;
- 2) As portas de descarga (e sucção) terão o comprimento angular igual ao espaçamento entre as palhetas. Dessa forma, a posição angular do início de descarga de um “pacote” coincidirá com o ponto de máxima amplitude de escoamento do “pacote” anterior. Assim, o somatório da

sequência de “pacotes” descarregados ao longo do tempo farão com que o escoamento de saída tenha uma forma de onda plana.

- 3) O ponto de intersecção das parábolas que compõe a curvatura de aumento e de diminuição do raio do anel come ocorrerá exatamente na metade do percurso. Em outras palavras, os parâmetros $pr_1 = pr_2 = 0.5$.
- 4) O início do aumento do raio do anel come (sucção) coincidirá, no mesmo momento, com o início da redução do raio do anel (descarga). Ou seja, a abertura da porta de sucção ocorrerá no mesmo momento da abertura da porta de descarga e o perfil interno do anel será ajustada para isto. Esta alteração, juntamente com a alteração anterior (item 3), faz com que a vazão sob uma palheta durante sua passagem sobre uma porta de sucção seja exatamente o inverso da vazão sob outra palheta que passa sobre a porta de descarga. No somatório, as contribuições de cada vazão sob cada palheta irão se anular tornando a vazão total sob às palhetas nula.
- 5) Afim de reduzir os efeitos da compressibilidade do fluido, será adicionado ao perfil do novo anel come uma zona de pré-compressão composta não mais por uma reta de inclinação *precomp* mas, sim, por um trecho composto por duas parábolas, uma com inclinação negativa e outra positiva, conectadas entre si, iniciando exatamente no ponto final do aumento do raio do anel (final da sucção). Este mesmo trecho, porém com as concavidades das parábolas invertidas, também será adicionado ao perfil do anel come a partir do ponto de início do aumento do raio do anel, ou seja, no início da sucção. Desta forma, enquanto uma palheta estiver percorrendo este trecho na zona de pré-compressão, outra palheta estará percorrendo o mesmo trecho, porém invertido, durante a zona de sucção. Esta estrutura garante que a vazão total sob as palhetas permaneça nula ao mesmo tempo em que se cria uma zona de pré-compressão para minimizar os efeitos da compressibilidade do fluido.

Ainda, o conjunto rotativo é desenhado para garantir o mesmo deslocamento volumétrico da bomba original.

É importante enfatizar que a redução da flutuação de vazão não é alcançada pela simples redução do número de palhetas mas, sim, pelo novo projeto do conjunto rotativo elaborado a partir do estudo detalhado da geração da vazão. De fato, a nova estratégia de redução da flutuação da vazão aqui desenvolvida pode ser aplicada em rotores que comportam qualquer quantidade de palhetas desde que o conceito da estratégia seja utilizada.

Neste caso em particular, foi escolhido desenvolver um rotor com 8 palhetas por questões relacionadas ao custo do produto. A título de exemplo, ao se eliminar 2 palhetas da bomba, constatou-se redução de custo de produto e de processo em torno de 0,015% do custo total da bomba. Para empresas de bombas hidráulicas com grande volume de produção, este valor percentual representa grande economia que traz vantagens competitivas bastante significativas.

O perfil do novo anel came fica então descrito pelas seguintes equações:

Tabela 4 – Equações descritoras do perfil interno do anel came da proposta 8P.

$\theta \in \left[\delta_{dwell1}, \delta_{dwell1} \right]$	$r_{cam} \left(\theta \right) = r_{min}$
$\theta \in \left[\delta_{dwell1}, \gamma_a \right]$ $\gamma_a = \delta_{dwell1} + pr_1 \cdot \delta_{suc}$	$r_{cam} \left(\theta \right) = r_{min} + \frac{h}{pr_1} \left(\frac{\theta - \delta_{dwell1}}{\delta_{suc}} \right)^2$
$\theta \in \left[\gamma_a, \gamma_b \right]$ $\gamma_b = \delta_{dwell1} + \delta_{suc}$	$r_{cam} \left(\theta \right) = r_{min} + h - \frac{h}{1 - pr_1} \left(\frac{\theta - \gamma_b}{\delta_{suc}} \right)^2$
$\theta \in \left[\gamma_b, \gamma_c \right]$ $\gamma_c = \gamma_b + \delta_{dwell2}$	$r_{cam} \left(\theta \right) = r_{min} + h + precomp$
$\theta \in \left[\gamma_c, \gamma_d \right]$ $\gamma_d = \gamma_c + (1 - pr_3) \cdot \delta_{precomp}$	$r_{cam} \left(\theta \right) = r_{min} + h + precomp - \left(\frac{precomp}{1 - pr_3} \right) \left(\frac{\theta - \gamma_c}{\delta_{precomp}} \right)^2$
$\theta \in \left[\gamma_d, \gamma_e \right]$ $\gamma_e = \gamma_d + \delta_{precomp}$	$r_{cam} \left(\theta \right) = r_{min} + h + \left(\frac{precomp}{pr_3} \right) \left(\frac{\theta - \gamma_e}{\delta_{precomp}} \right)^2$
$\theta \in \left[\gamma_e, \gamma_f \right]$ $\gamma_f = \gamma_e + \delta_{dwell3}$	$r_{cam} \left(\theta \right) = r_{min} + h$
$\theta \in \left[\gamma_f, \gamma_g \right]$ $\gamma_g = \gamma_f + (1 - pr_2) \cdot \delta_{del}$	$r_{cam} \left(\theta \right) = r_{min} + h - \left(\frac{h}{1 - pr_2} \right) \left(\frac{\theta - \gamma_g}{\delta_{del}} \right)^2$
$\theta \in \left[\gamma_g, \gamma_h \right]$ $\gamma_h = \gamma_g + \delta_{del}$	$r_{cam} \left(\theta \right) = r_{min} \left(\frac{h}{pr_2} \right) \left(\frac{\theta - \gamma_h}{\delta_{del}} \right)^2$
$\theta \in \left[\gamma_h, \pi \right]$	

sendo que a esta descrição do perfil deve ser somada (superposta) um perfil de aumento do raio (r_{aux}) para compensar o efeito da pré-compressão sob o escoamento sob as palhetas, descrito da seguinte forma:

Tabela 5 – Equações auxiliares descritoras do perfil interno do anel came da proposta 8P.

$$\theta \in [\gamma_i, \gamma_j]$$

$$\gamma_i = \gamma_c - \frac{\pi}{4}, e,$$

$$\gamma_j = \gamma_i + pr_4 \cdot \delta_{precomp}$$

$$r_{aux}(\theta) = \left(\frac{precomp}{pr_4} \right) \left(\frac{\theta - \gamma_i}{\delta_{precomp}} \right)^2$$

$$\theta \in [\gamma_j, \gamma_k]$$

$$\gamma_k = \gamma_i + \delta_{precomp}$$

$$r_{aux}(\theta) = precomp - \left(\frac{precomp}{1 - pr_4} \right) \left(\frac{\theta - \gamma_k}{\delta_{precomp}} \right)^2$$

Portanto, o perfil interno da anel came para esta proposta será dado por:

$$r_{cam_8P}(\theta) = r_{cam}(\theta) + r_{aux}(\theta) \quad (7.1)$$

As figuras 7.8 e 7.9 mostram o perfil interno do anel came desta nova proposta comparando com o perfil regular. Nos gráficos, a dimensão no eixo vertical é apenas o comprimento do aumento do anel.

A tabela abaixo mostra os valores que definem o *timing* do novo perfil.

Tabela 6.0 – Parâmetros

δ_{dwell1}	δ_{dwell2}	δ_{dwell3}	δ_{suc}	precomp	h	lgroo	$\delta_{precomp}$	$pr_1 = pr_2 = pr_3 = pr_4$	Porta de sucção	Porta de descarga
20°	0°	35°	35°	38.0 E-3 mm	2.25 E-3 mm	12°	20°	0.5	10° a 55°	112° a 145°

Figura 7.8 - Comparativo entre os perfis dos anéis came normal de produção (NP) e da nova proposta (8P).

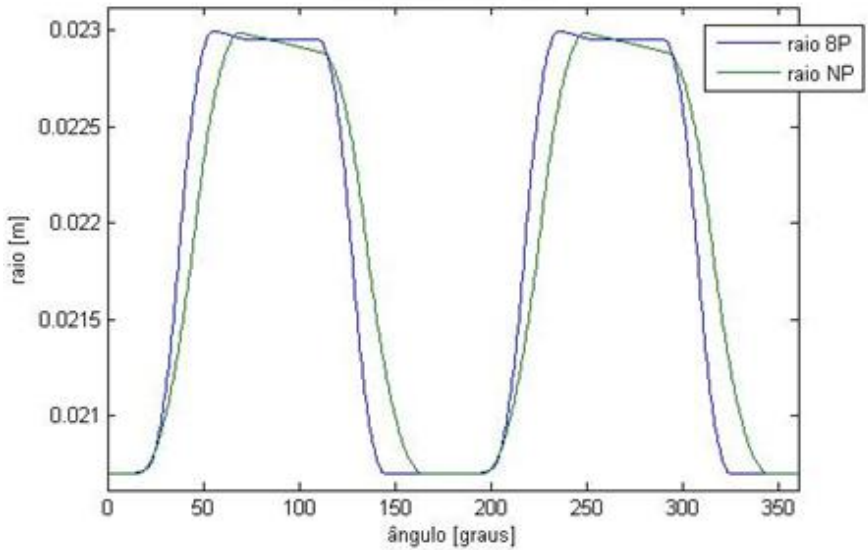
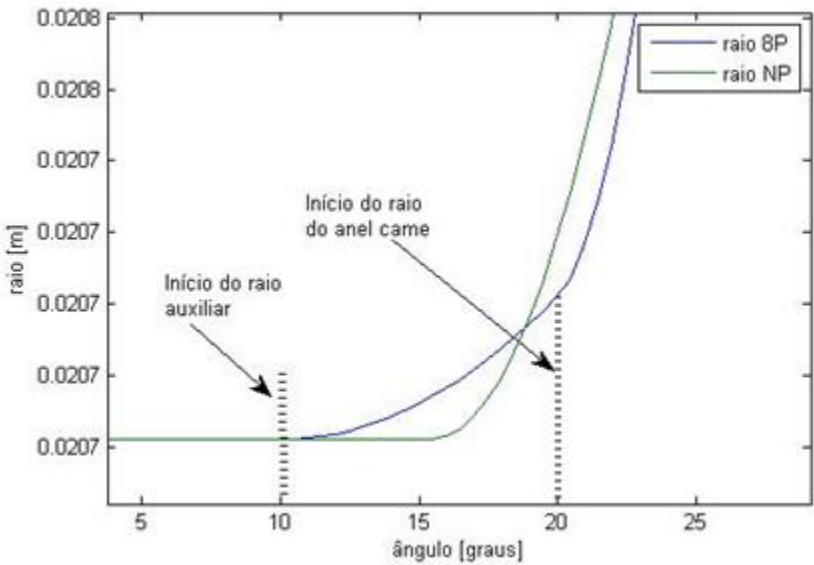
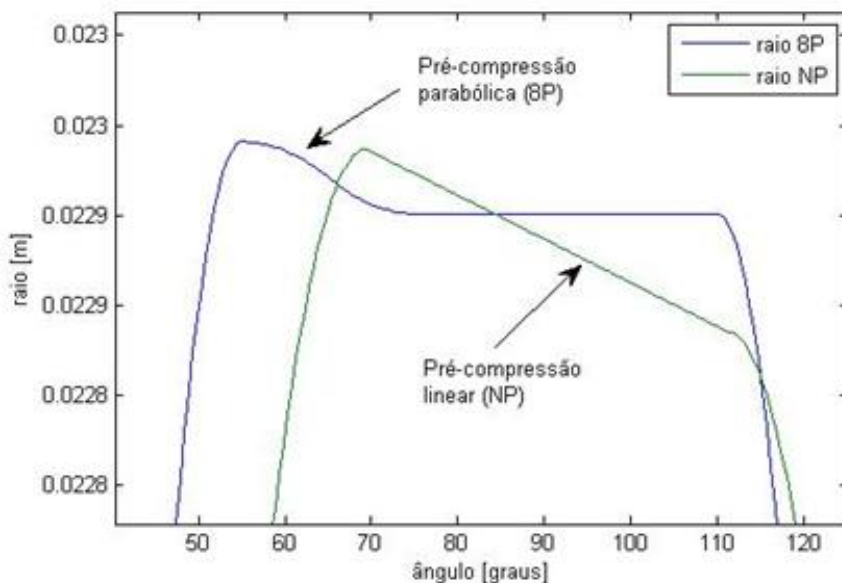


Figura 7.9 - Comparativo entre os perfis dos anéis came normal de produção (NP) e da nova proposta (8P). Detalhe para o raio auxiliar.



A figura 7.10 mostra um comparativo entre as zonas de pré-compressão do perfil do anel came NP versus o da proposta 8P. Nesta figura é possível observar que a compressão na proposta 8P é executada através de um decréscimo do raio do anel composto por duas curvas parabólicas.

Figura 7.10 - Comparativo entre os perfis dos anéis came normal de produção (NP) e da nova proposta (8P). Detalhe para a zona de pré-compressão.



7.6 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS.

A figura 7.11 mostra a vazão durante a passagem de uma câmara ao longo de uma rotação enquanto que a figura 7.12 mostra a sequência destes pacotes de descarga mostrando alguns pontos de interesse.

É possível notar que o início de descarga de uma câmara ocorre durante à máxima descarga da câmara anterior. Da mesma forma, o ponto final da descarga de uma câmara coincide com o valor máximo de descarga da câmara posterior.

Figura 7.11 - Vazão de apenas uma câmara. Proposta 8P (1000 rpm @50 bar).

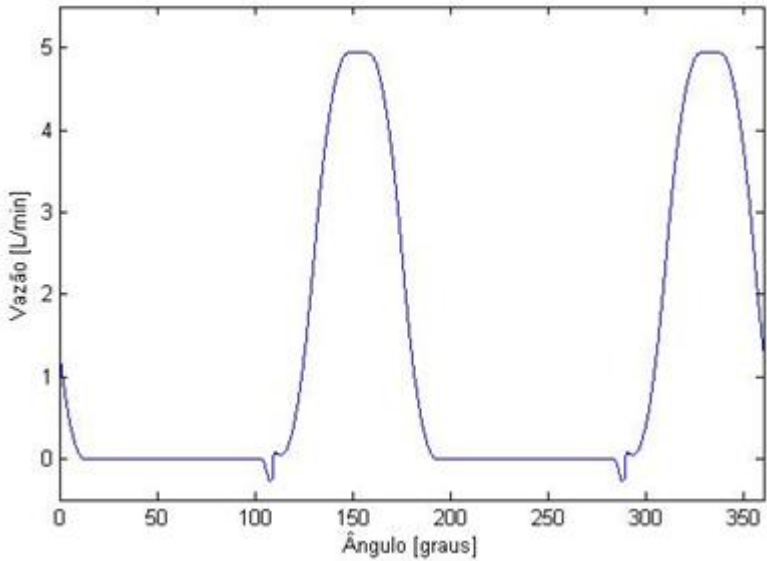
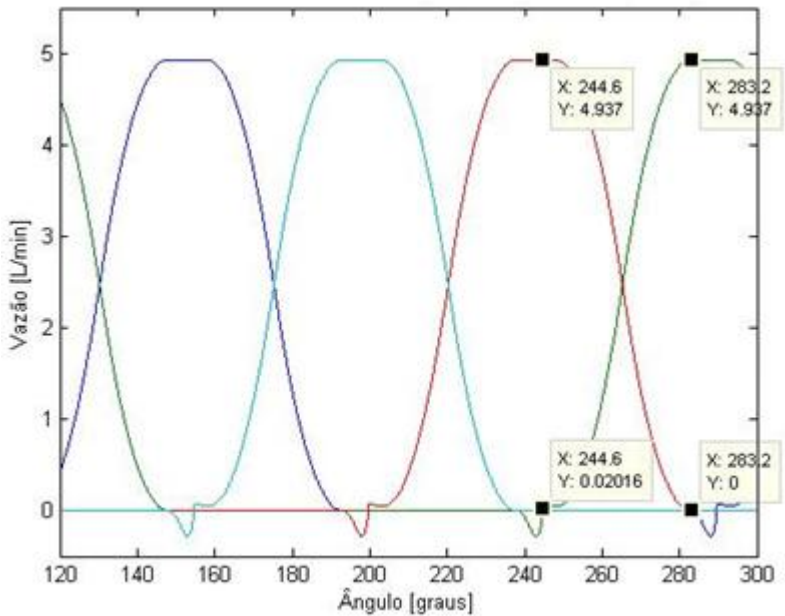
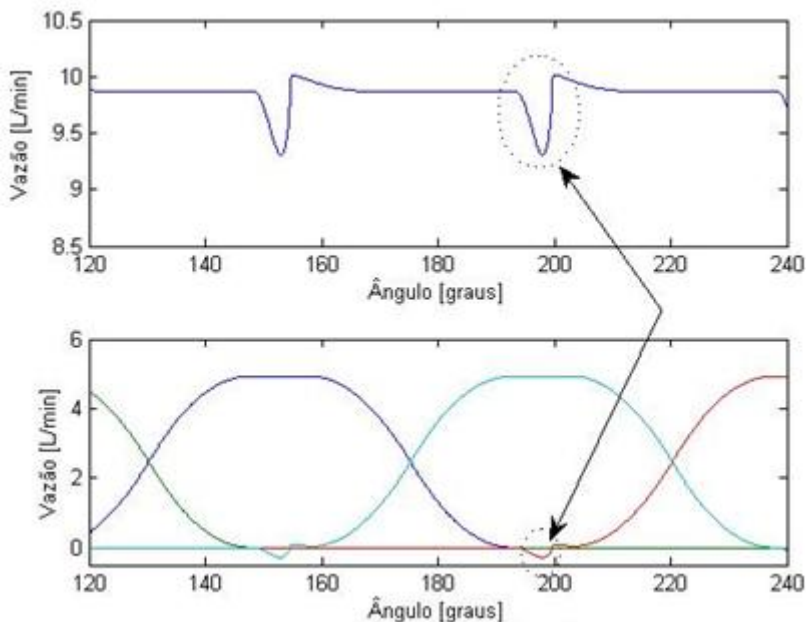


Figura 7.12 - Vazão de cada uma das 8 câmaras. Proposta 8P (1000 rpm @50 bar).



A figura 7.13 (a) e (b) mostra os resultados das alterações realizadas nesta nova proposta para a reduzir a flutuação cinemática da vazão. Observa-se nestes resultados que a vazão tornou-se uniforme embora ainda exista a flutuação da vazão devido às questões dinâmicas do fluido que serão abordados mais à frente.

Figura 7.13 - (a) Vazão total de saída da nova proposta (8P) sem a influências de vazamentos internos e do escoamento por trás das palhetas e (b) a sequência dos “pacotes” de fluido que formam a vazão. (1000 rpm @ 50 bar).



Com a implementação destas alterações também foi possível eliminar a flutuação da vazão sob às palhetas. A figura 7.14 mostra a vazão sob apenas uma palheta ao longo de uma rotação enquanto que a figura 7.15 mostra a vazão de cada uma das palhetas, detalhando o posicionamento de alguns pontos.

Figura 7.14 - Vazão sob uma palheta. Proposta 8P (1000 rpm @50 bar).

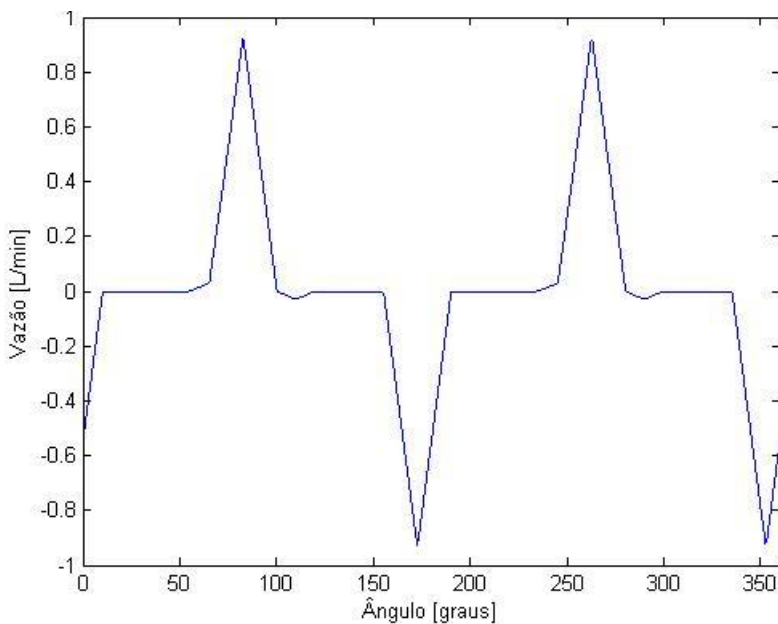
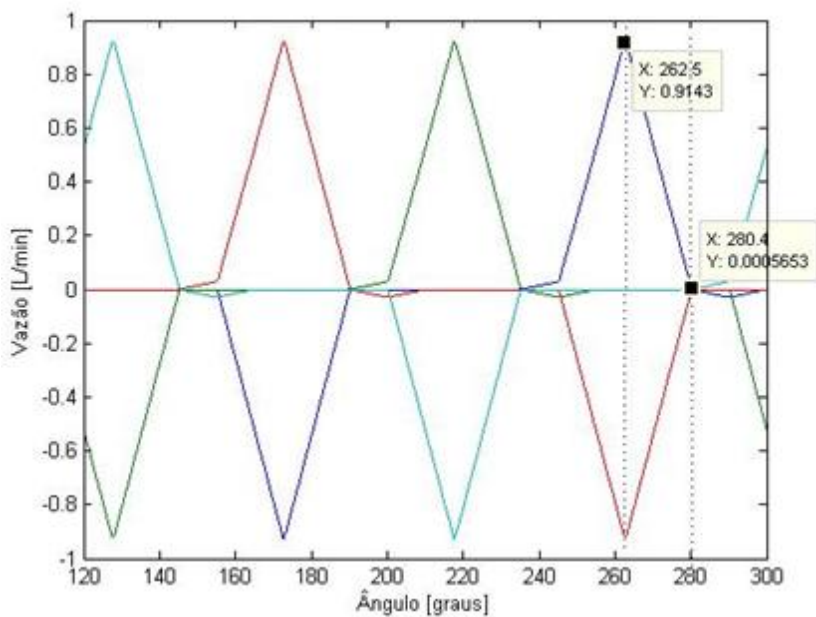
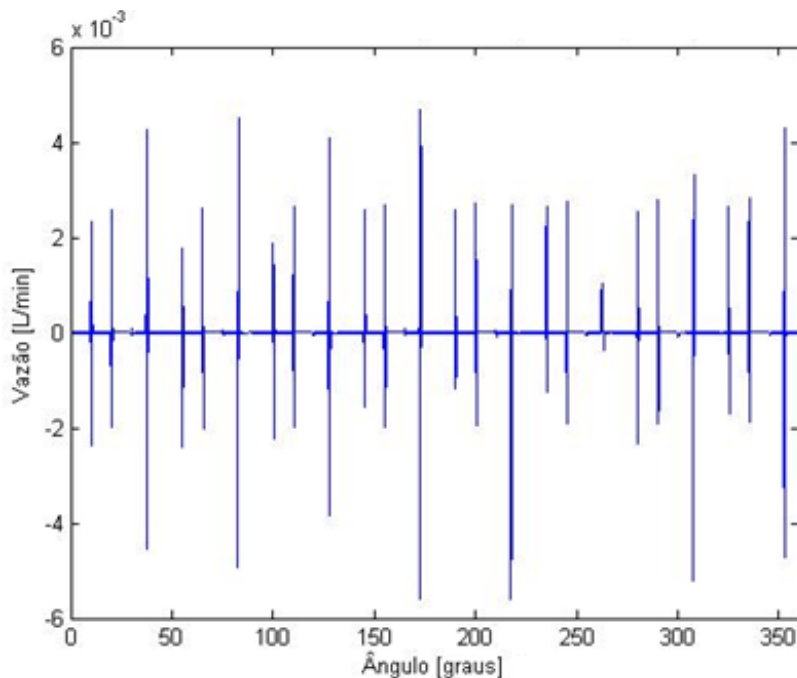


Figura 7.15 – Vazão sob cada palheta. Proposta 8P (1000 rpm @50 bar).



É possível observar que a alteração do ponto de intersecção das parábolas na metade do percurso do aumento (e decréscimo) do raio do anel came assim como o novo posicionamento das portas fez com que a vazão sob duas palhetas espaçadas de 90° seja no sentido oposto uma da outra. Assim, a vazão total que é a soma de todas as contribuições, se torna nula como mostra a figura 7.16.

Figura 7.16 - Vazão total sob as palhetas. Proposta 8P (1000 rpm @50 bar).



É importante observar que a vazão sob cada palheta depende apenas da velocidade de rotação e será tão maior quanto maior é a velocidade. Porém, devido às alterações desta proposta, sempre haverá alguma vazão invertida em relação a de outra palheta. Isto garante que a vazão total sob as palhetas será nula em qualquer valor de rotação ou, ainda, em qualquer condição de operação.

Até aqui, se os efeitos da compressibilidade do fluido fossem desconsiderados, a vazão de saída seria constante, ou seja, a flutuação da

vazão seria nula e, conseqüentemente, nenhum ruído seria transmitido pelo fluido.

Entretanto, a figura 7.13 mostra que a vazão de saída possui flutuações em forma de picos espaçados aproximadamente de 50° cada um. Essas variações bruscas da vazão ocorrem durante a abertura da porta de descarga e podem ser controladas, dentre outras maneiras, através da pré-compressão do fluido na câmara antes da abertura da porta.

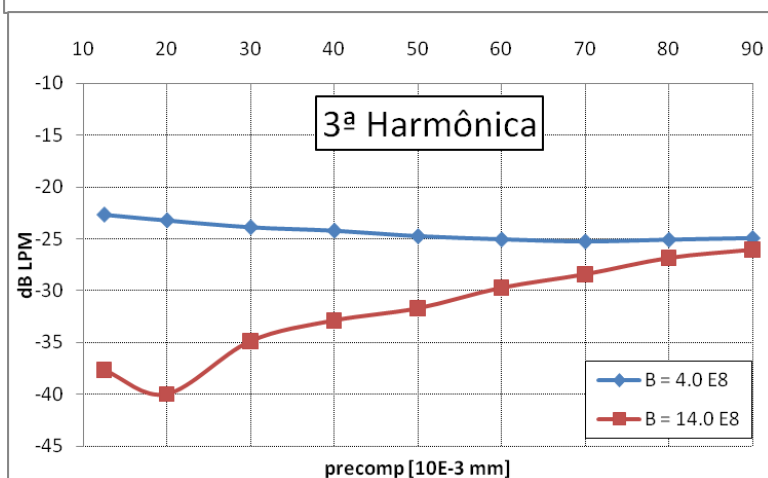
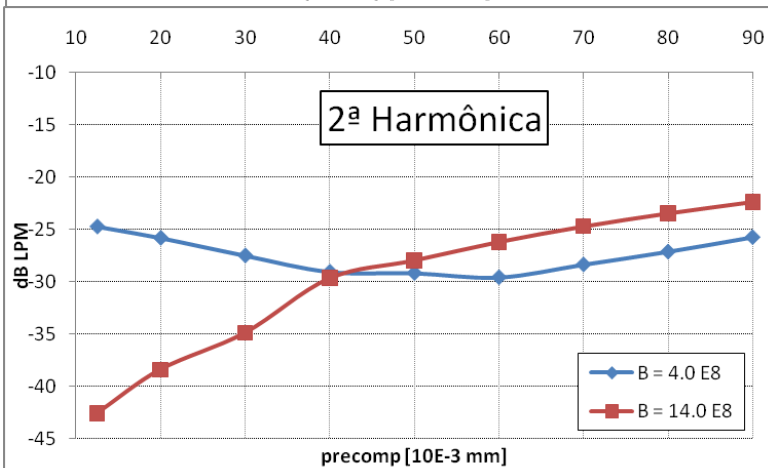
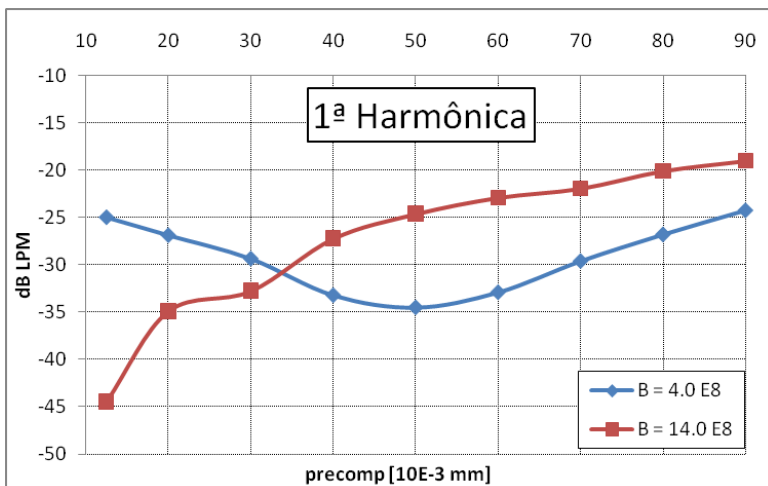
Então, buscou-se ajustar o perfil do anel came através da variação do parâmetro *precomp*, de forma a equalizar a pressão da câmara na condição de operação de 1000 rpm, com 50 bar de contrapressão.

Entretanto, como foi visto anteriormente, o módulo de compressibilidade pode variar bastante durante a operação da bomba. O valor de $\beta_e = 4.10^8$ [N/m²] é aquele que mais aproximou os resultados experimentais dos resultados simulados e, portanto, serviu de base para todas as simulações mas, na prática, este valor pode variar bastante. Yang, 2009, chegou a um valor de $\beta_e = 14.10^8$ [N/m²] como sendo um valor ótimo para suas simulações.

Tendo em visto essa grande variação, buscou-se definir um valor de *precomp* que resultasse num menor nível de ruído tanto para um β_e baixo quanto para β_e alto.

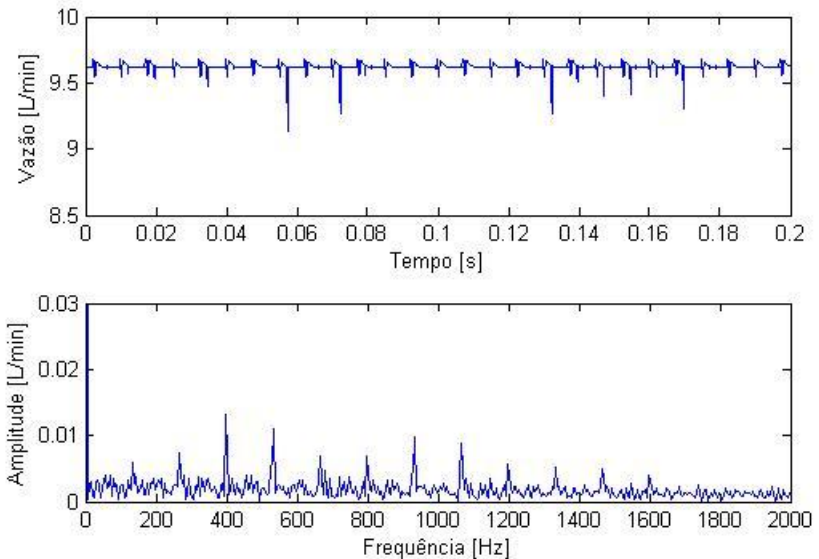
Os gráficos da figura 7.17 mostram o nível em dB (ref: 1 [l/min]) de cada uma das três primeiras harmônicas da vazão de saída quando o modelo é simulado utilizando $\beta_e = 4.10^8$ e $\beta_e = 14.10^8$. Presumiu-se que outros valores de β_e ficariam dentro destes dois valores em situações normais salvo casos especiais, como a cavitação, em que β_e se torna muito menor que $\beta_e = 4.10^8$.

Figura 7.17 - Nível, em dB, da 1ª, 2ª e 3ª harmônicas da vazão de saída. Comparativo entre $\beta_e = 4.10^8$ e $\beta_e = 14.10^8$ (1000 rpm @ 50 bar).



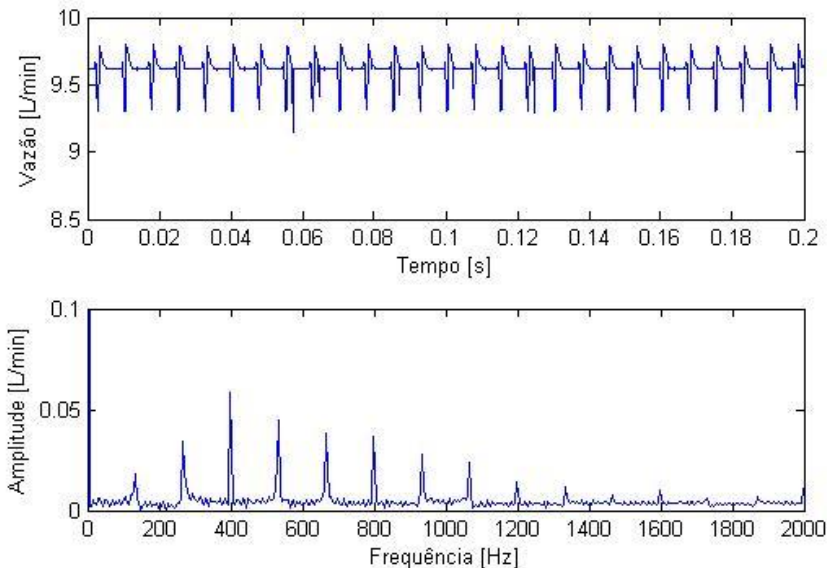
Analisando os gráficos, conclui-se que a condição onde se obtém o menor nível de ruído nas três primeiras harmônicas é quando $\beta_e = 14.10^8$ e $precomp = 12,5 \cdot 10^{-3}$. Utilizando estes dois parâmetros no modelo, o resultado obtido é mostrado na figura 7.18. Nesta figura se observa que a vazão é praticamente plana (uniforme) e, portanto, o ruído é praticamente nulo.

Figura 7.18 - Vazão de saída da proposta 8P considerando $precomp = 12,5 \cdot 10^{-3}$ e $\beta_e = 14.108$ (1000 rpm @50 bar).



Se for utilizado $\beta_e = 4.10^8$, o valor de $precomp$ que fornece melhores resultados principalmente na primeira harmônica é $precomp = 50,0 \cdot 10^{-3}$. Simulando esta condição resulta no gráfico da figura 7.19. Aqui, o gráfico espectral mostra um acréscimo na amplitude das harmônicas em relação à condição anterior porém, ainda com valores abaixo da configuração normal de produção (NP).

Figura 7.19 - Vazão de saída da proposta 8P considerando $precomp = 50,0 \cdot 10^{-3}$ e $\beta_e = 4.108$ (1000 rpm @50 bar).



Para atingir um nível de pré-compressão que atende da melhor forma possível às mudanças do módulo de compressibilidade dentro da faixa de 4.10^8 a 14.10^8 [N/m²], isto é, o ponto de intersecção das curvas dos gráficos da figura 7.17, foi escolhido o valor de $precomp = 40,0 \cdot 10^{-3}$. Simulando o modelo com este valor, a vazão de saída possui nível de ruído um pouco mais alto do que o anterior, porém, este nível é mais robusto em se tratando de mudanças no valor de β_e , como mostra a figura 7.20.

O gráfico da figura 7.21 mostra a redução da amplitude de cada uma das harmônicas da vazão de saída obtida com a proposta 8P para cada uma das configurações de β_e e $precomp$ citadas anteriormente, em relação às amplitudes das harmônicas da bomba NP. Neste gráfico se observa que, se o valor de $\beta_e = 14.10^8$ fosse constante, seria possível “sintonizar” a pré-compressão para alcançar uma excelente redução de quase 30 dB para a primeira harmônica, seguida de ótimas reduções nas harmônicas subsequentes.

Figura 7.20 - Vazão de saída da proposta 8P considerando $\text{precomp} = 40,0.10^{-3}$ e $\beta_e = 4.108$ (1000 rpm @ 50 bar). Resultado final proposto.

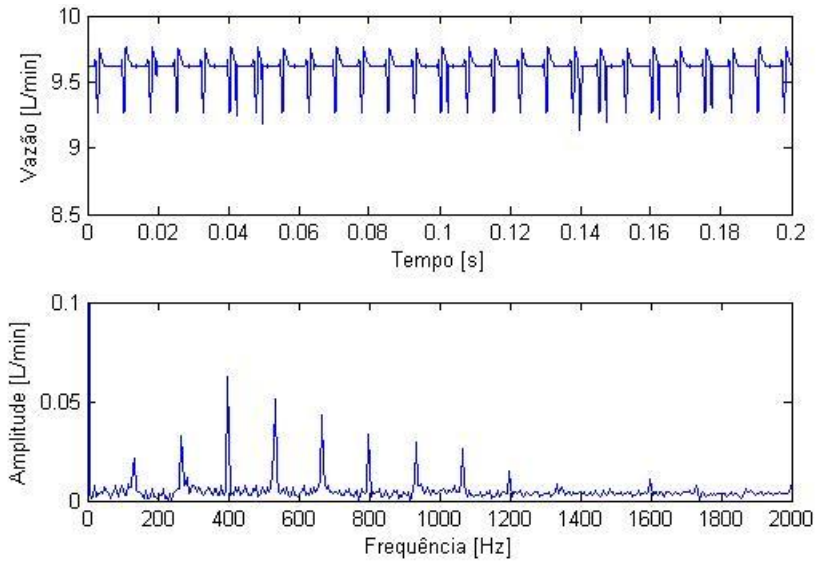
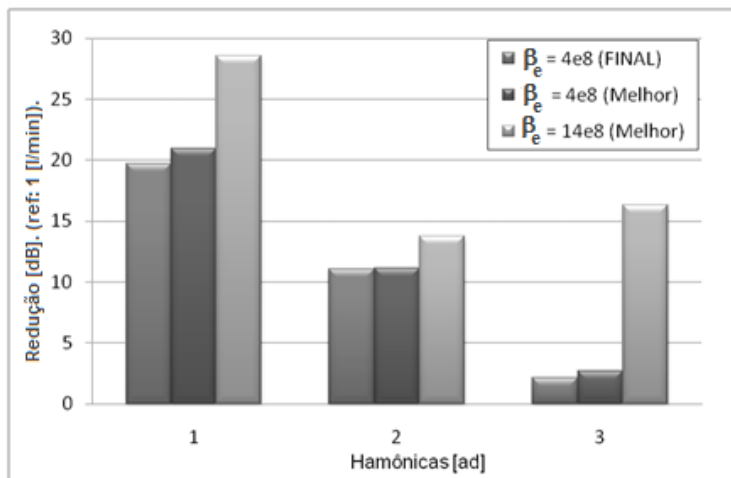


Figura 7.21 - Redução da amplitude da flutuação da vazão, por harmônica, gerado pela vazão de saída da bomba utilizando a proposta 8P. Resultados com $\text{precomp} = 40,0.10^{-3}$ e $\beta_e = 4.108$ (versão final), $\text{precomp} = 50,0.10^{-3}$ e $\beta_e = 4.108$ (Melhor redução).



Entretanto, de modo a tornar o sistema mais robusto às variações da compressibilidade do fluido o projeto final atingiu, segundo as simulações, 19,67 dB, 11,03 dB e 2,16 dB de redução de amplitude nas 1ª, 2ª e 3ª harmônicas, respectivamente, na condição de 1000 rpm com 50 bar de contrapressão.

As figuras 7.22 e 7.23 mostram a redução de amplitude alcançada quando a contrapressão e rotação variam, respectivamente. É possível ver na figura 7.22 que a contrapressão onde há a maior redução é 50 bar pois foi esta a contrapressão para qual o projeto foi “sintonizado”. Já em relação à velocidade de rotação, a maior redução se verifica em 1000 rpm, pelo mesmo motivo, sendo que o valor de redução do nível diminui pouco com o aumento da velocidade de rotação.

Figura 7.22 - Redução da amplitude (em dB) de cada harmônica variando a contrapressão utilizando a proposta 8P em 1000 rpm. (Ref: Bomba NP – figura 2.20)

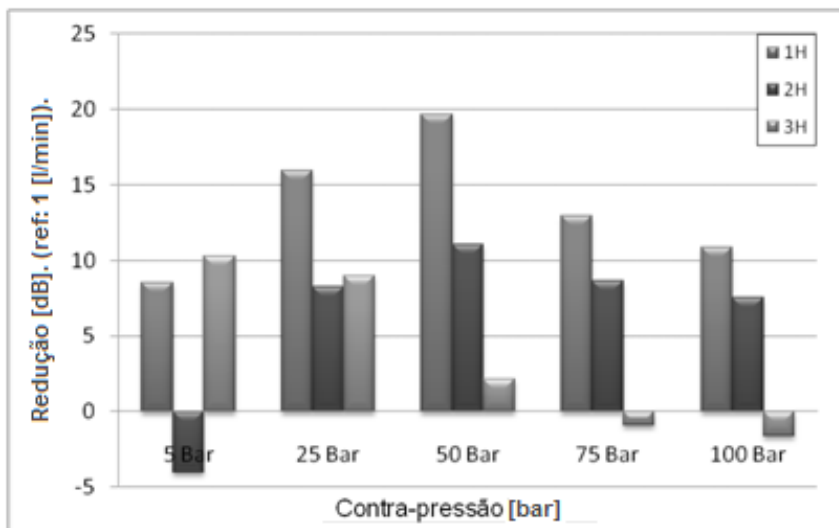
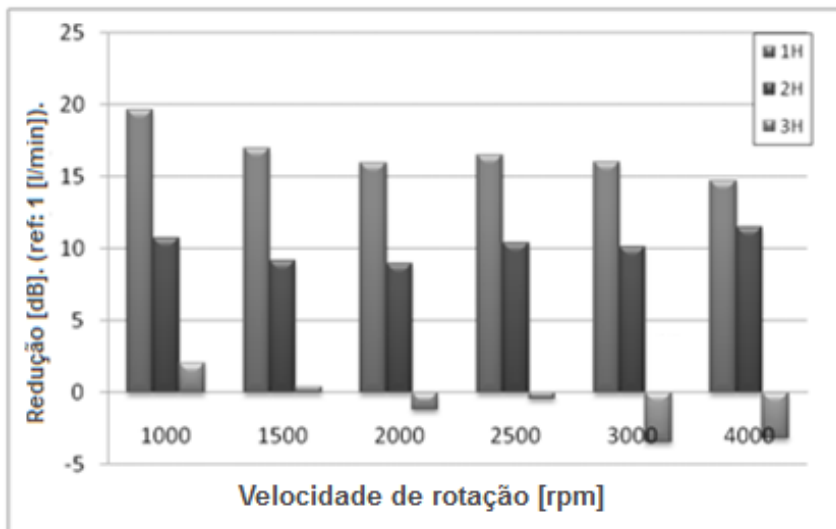


Figura 7.23 - Redução da amplitude (em dB) de cada harmônica variando a rotação utilizando a proposta 8P com contrapressão de 50 bar. (Ref: Bomba NP – figura 3.39).



7.7 – CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO.

Foram fabricados 3 conjuntos-rotativos, ou seja, 3 pratos de pressão, 3 pratos de encosto, 3 anéis-came e 3 rotores de 8 rasgos num total de 12 peças. A figura 7.24 mostra o desenho desses componentes.

As peças foram fabricadas em aço 4340 e cortadas à fio (eletro-fio). Foi executada, ainda, uma operação de usinagem após o corte à fio afim de qualificar as dimensões da largura dos rasgos do rotor e as alturas do anel e do rotor. Esta qualificação é importante para garantir a folga especificada em desenho.

A figura 7.25 (a) mostra um desenho da montagem do conjunto rotativo (sem prato de pressão) vista de topo. Assim é possível observar o *timing* da bomba na nova proposta. A figura 7.25 (b) a diferença entre o anel came 8P e o contorno do anel came NP.

Figura 7.24 - Desenhos 3D de alguns componentes do conjunto rotativo da proposta 8P. (esq.) Rotor, (dir.cima) Anel came e (dir.baixo) Prato de encosto.

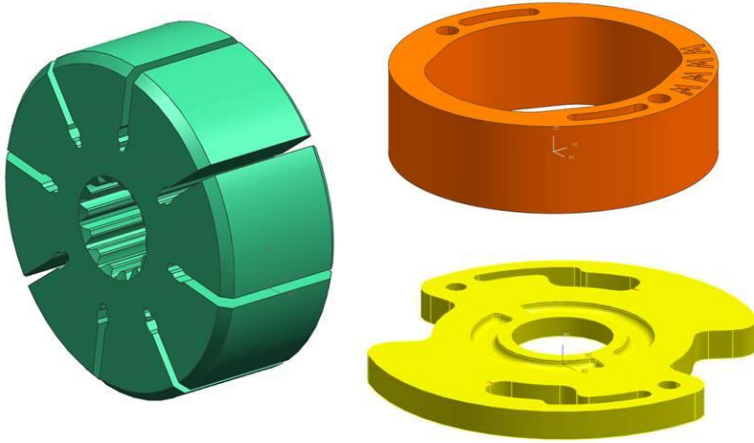
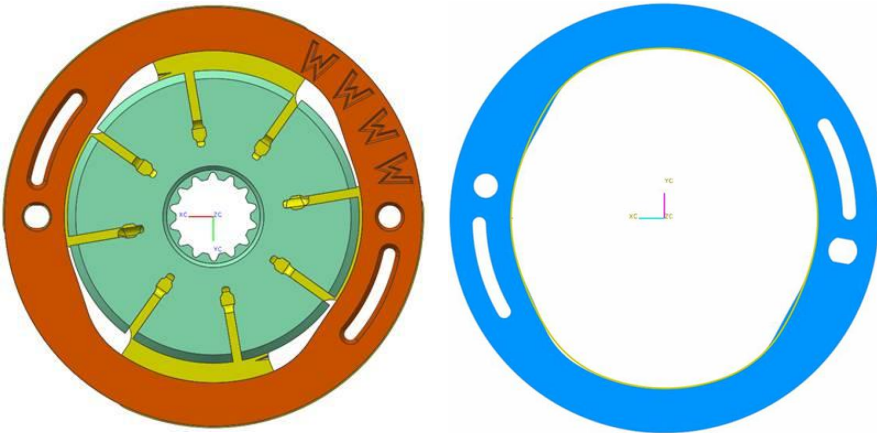


Figura 7.25 - Desenho da montagem do conjunto rotativo (sem o prato de pressão).



Já na figura 7.26 pode ser visto os componentes protótipos que foram fabricados. Estes componentes foram montados no mesmo modelo de bomba dos quais tanto o modelo numérico quanto os testes experimentais foram realizados.

Após a montagem, a bomba passou por testes funcionais na linha de produção. Estes testes medem, dentre outros parâmetros, a vazão da bomba em baixa rotação e a pressão de alívio da bomba. A bomba montada com o conjunto rotativo protótipo foi aprovada em todos os testes.

Figura 7.26 - Foto dos componentes protótipos da proposta 8P.



7.8 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS PRÁTICOS.

A bomba montada com o conjunto rotativo protótipo foi avaliada dimensionalmente e montada em veículo para avaliação veicular.

A figura 7.27 mostra o perfil interno do anel came mensurado através de um rastreamento em 720 pontos. Observa-se que ambas as curvas são praticamente idênticas. Isto é comprovado através da curva de inclinação (semelhante à derivada) do perfil, presente na figura 7.28. Aqui, novamente, as duas curvas são muito semelhantes.

Figura 7.27 - Gráfico do perfil interno do anel came 8P. Medido vs. calculado (projeto NP).

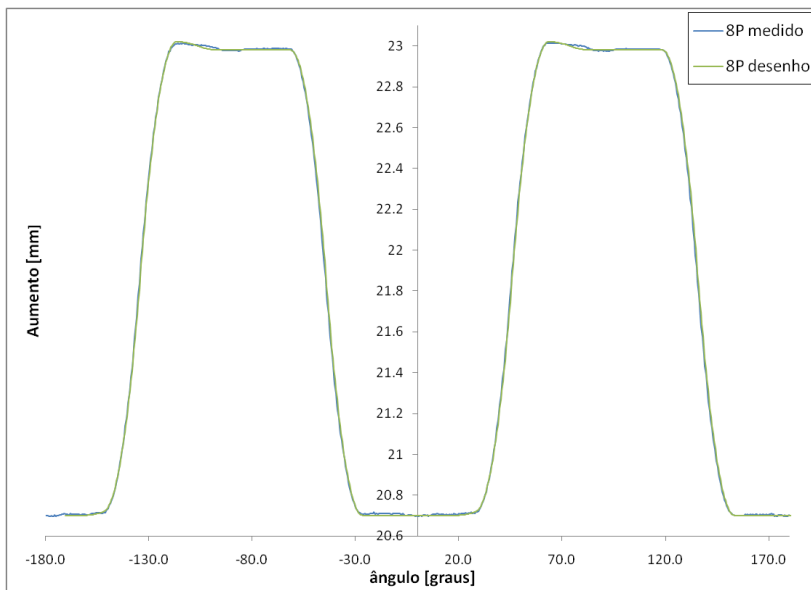
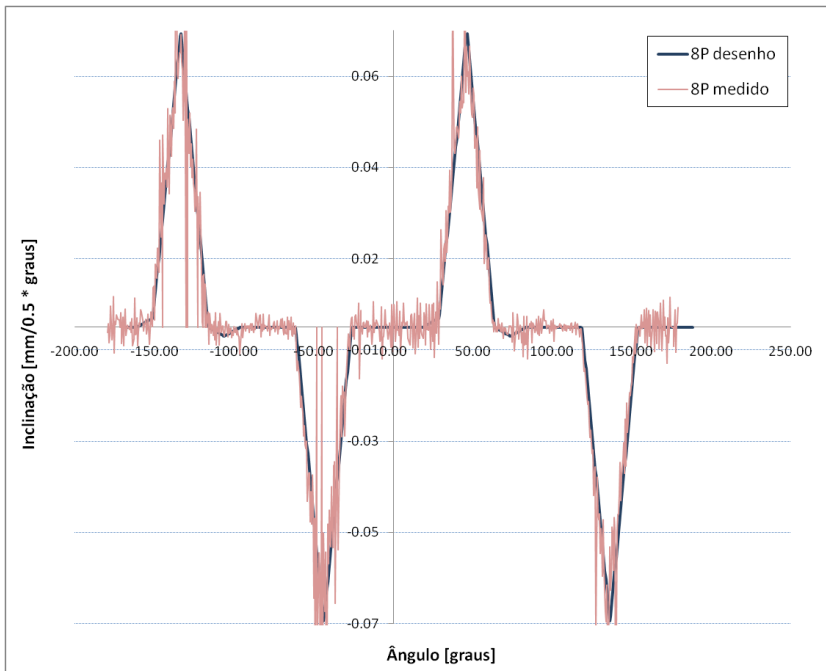


Figura 7.28 - Gráfico da inclinação do perfil interno 8P. Medido vs. calculado (projeto). (1000 rpm @ 50 bar).



Uma vez estando os componentes mensurados, a bomba foi instalada em veículo para ser realizada a avaliação veicular. Nesta avaliação, são verificadas as condições de dirigibilidade do veículo bem como registrada as percepções a respeito do ruído emitido pelo sistema de direção e, neste caso particularmente, pela bomba hidráulica. Estas impressões são quantificadas através de uma escala que varia de 1 a 10, conforme é mostrado na Tabela 7.1, que relaciona a descrição do distúrbio e o desempenho a ele atribuído com a nota subjetiva dada.

Tabela 7.1 – Escala de desempenho acústico.

Descrição da falha ou distúrbio	Nota	Desempenho
Não perceptível	10	Excelente
Traços notados somente por alguns avaliadores treinados	9	Muito bom
Traços notados por todos avaliadores treinados	8	Bom
Traços notados por todos avaliadores treinados mas não incômodo	7	Satisfatório
Incômodo para alguns usuários	6	Aceitável
Incômodo para todos usuários	5	Limiar
Incômodo para alguns usuários mas considerado falha para outros	4	Pobre
Falha para todos os usuários	3	Muito pobre
Falha para todos os usuários e não aceitável para outros	2	Ruim
Falha séria por para todos usuários	1	Péssimo

A bomba montada com os componentes protótipos foi avaliada por 7 avaliadores nos quesitos *whine* (com e sem esterçamento) e *moan* (com e sem esterçamento).

O testes de avaliação veicular são realizados com o veículo estacionado sob uma pista de asfalto, com os vidros fechados e o dispositivo de ar-condicionado desligado. O reservatório de óleo hidráulico do veículo é instrumentado com sensor de temperatura (tipo

termopar) e o teste é feito com o óleo à temperatura de 75°C. Uma vez atingida esta temperatura, o motorista aciona o motor através do acelerador colocando-o na velocidade de rotação específica onde se observa os ruídos descritos (ver item 2.1 do capítulo 2).

Tabela 7.2 – Resultados das avaliações veiculares

Tipo de ruído	Esteçamento	Avaliadores						
		1	2	3	4	5	6	7
moan	sem	8	5	9	6	8	7	7
	com	7	4	7	6	8	7	5
whine	sem	8	3	8	5	7	7	7
	com	7	3	7	4	6	4	4

Como é possível notar, enquanto alguns avaliadores pontuaram positivamente o desempenho acústico da bomba, o descrevendo como ‘satisfatório’ e ‘bom’, outros avaliadores o definiram como ‘limiar’ ou ‘pobre’.

Um aspecto importante a ser observado é a grande variação da pontuação entre os avaliadores treinados, uma vez que o mais comum é o resultado das avaliações apresentar divergências de pontuação de no máximo 2 pontos. Divergências de até 5 pontos, encontradas entre os avaliadores 1 e 2, por exemplo, para o ruído tipo *whine*, indicam que o ruído foi percebido de forma diferente entre os avaliadores e/ou os avaliadores divergiram quanto aos critérios de avaliação empregados.

De fato, a escala da Tabela 7.1, apesar de ser amplamente utilizada na indústria automotiva, é extremamente limitada. Os trabalho de Leite (2006) e Paul (2010) na área de qualidade sonora mostram que uma correta avaliação subjetiva do desempenho acústico de um componente automotivo passa pela elaboração de uma escala psicométrica eficiente baseada em termos descritores de qualidade acústica.

Paralelamente aos resultados das avaliações subjetivas foram, também, realizadas avaliações acústicas em bancada pra medir o nível de pressão sonora do ruído emitido pela bomba. Este teste foi realizado comparando-se os resultados de uma bomba NP com os resultados da

bomba protótipo (8P). Os níveis de pressão sonora foram analisados no domínio frequência através de um teste de varredura, como será explicado posteriormente.

Devido à problemas com a bancada de teste que utiliza o Método da Segunda Fonte, não foi possível levantar as características de flutuação de vazão da bomba protótipo.

A figura 7.29 mostra uma foto da bancada utilizada. Observa-se que a bancada é dividida basicamente em duas partes: A cabine acústica, onde a bomba sob teste é montada, e a cabine de acionamento. A cabine acústica é construída de forma a isolar o ruído externo possibilitando, desta forma, a captação do ruído emitido pela bomba sem influência do ambiente e dos componentes de acionamento da bomba. Na cabine de acionamento encontram-se o circuito hidráulico do sistema de acionamento, o motor elétrico de acionamento, bem como os componentes de controle (sensores, transdutores, registro, filtro, CLP, etc..).

Figura 7.29 - Foto geral da bancada acústica (Fonte: DHB Componentes Automotivos).



Nesta bancada, o acionamento da bomba é feito através de um motor elétrico com velocidade controlada (via inversor de frequência) e um sistema correia-polia. A tensão na correia se ajusta automaticamente a um valor pré-determinada pelo usuário podendo, portanto, simular a tensão da correia de uma aplicação real.

O circuito hidráulico conectado à bomba sob teste consiste num reservatório, tubos metálicos e filtro de óleo. Inserido no circuito de saída da bomba, encontra-se um registro cuja finalidade é restringir a passagem do óleo proporcionando o controle da contrapressão do sistema. Também é possível controlar a temperatura do óleo através de atuadores e sensores dispostos no interior do reservatório.

A figura 7.30 mostra uma foto de uma bomba sob teste devidamente sensorizada para realização dos testes. Logo na saída da bomba é inserido um sensor de pressão dinâmica, capaz de captar as variações de pressão da linha de saída do sistema. Também, próximo à saída da bomba, é posicionado um microfone de campo para captar o ruído emitido pela bomba. Estes dois sinais são adquiridos através de uma placa de aquisição de dados (*National Instruments*) e processados através de *software* específico (*Sound and Vibration toolkit, LabView*)

Após a bomba ser devidamente montada e instrumentalizada, a temperatura do óleo devidamente estabilizada, a contrapressão do sistema adequadamente ajustada, iniciou-se o teste padrão da bancada. Este teste consiste numa varredura linear de rotações de 500 rpm a 5000 rpm no tempo pré-determinada de 60 segundos.

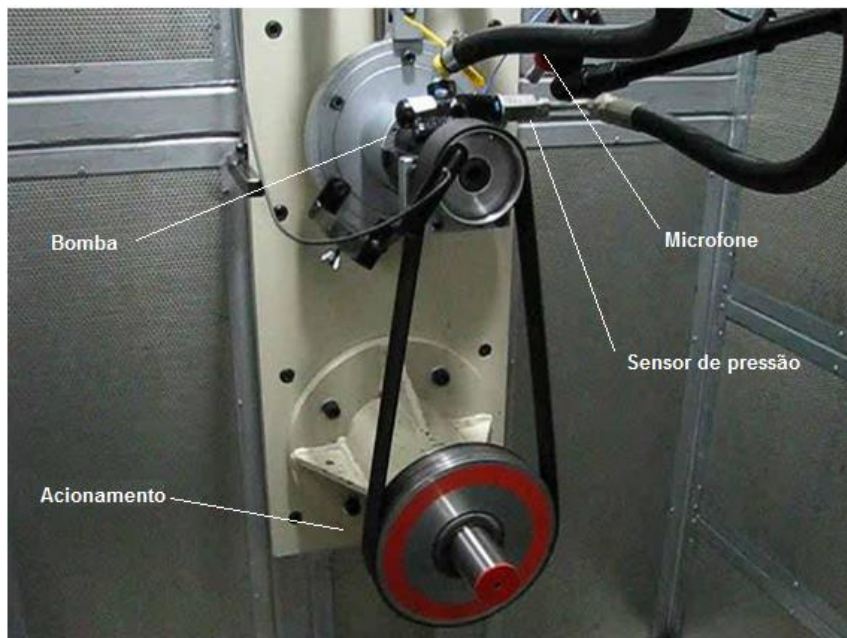
Durante a varredura, são captados simultaneamente os sinais do microfone e os sinais do sensor de pressão dinâmica que são, então, processados pelo *software* em tempo real.

O *software*, por sua vez, executa a FFT (*Fast Fourier Tranformer*) de ambos sinais, quantificando (em dB SPL e dB Pa, respectivamente) cada uma de suas 6 primeiras harmônicas. Os resultados encontrados ao longo da varredura traduz-se em curvas de amplitudes para cada uma das harmônicas de ambos sinais na faixa de rotação pré-determinada.

É importante salientar que este resultados não podem ser comparados com os resultados simulados pois tratam-se de sinais de pressão dinâmica e não de flutuação de vazão simulados. Entretanto,

pelo fato das condições de teste serem as mesmas para ambas bombas (mesma bancada de teste rodando o mesmo teste) é possível verificar se houve uma melhora ou piora da bomba protótipo em relação à NP quando comparados estes resultados uns com os outros.

Figura 7.30 - Detalhe para montagem da bomba sob teste na bancada acústica
(Fonte: DHB Componentes Automotivos).



Os resultados das 3 primeiras harmônicas do nível de pressão sonora da bomba NP e 8P encontram-se no gráfico da figura 7.31 e 7.32, respectivamente. Nestes gráficos, nota-se que os níveis de pressão dinâmica da bomba 8P são de 10dB à 20dB maiores que os níveis da bomba NP, para a primeira harmônica, sendo que as demais harmônicas também acompanham esta tendência.

Em relação ao ruído aéreo emitido pelas duas bombas, pode-se observar nos gráficos das figuras 7.33 e 7.34 que as diferenças entre as duas bombas são pequenas nas baixas rotações (baixas frequência) sendo que, para as rotações entre 2000 e 3000 rpm (faixa do ruído

whine) o ruído aéreo da bomba NP é maior, em torno de 20dB, quando comparado a bomba 8P.

Figura 7.31 - Gráfico do nível de pressão dinâmica do fluido da bomba NP.

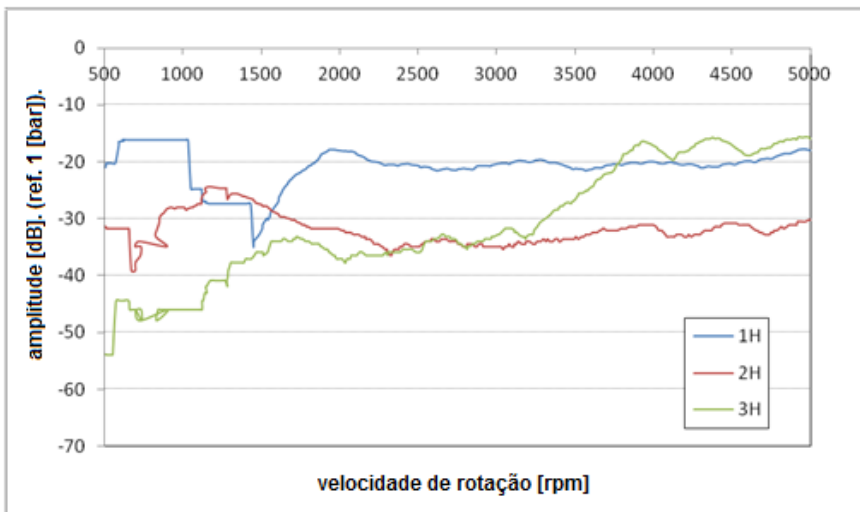


Figura 7.32 - Gráfico do nível de pressão dinâmica do fluido da bomba 8P.

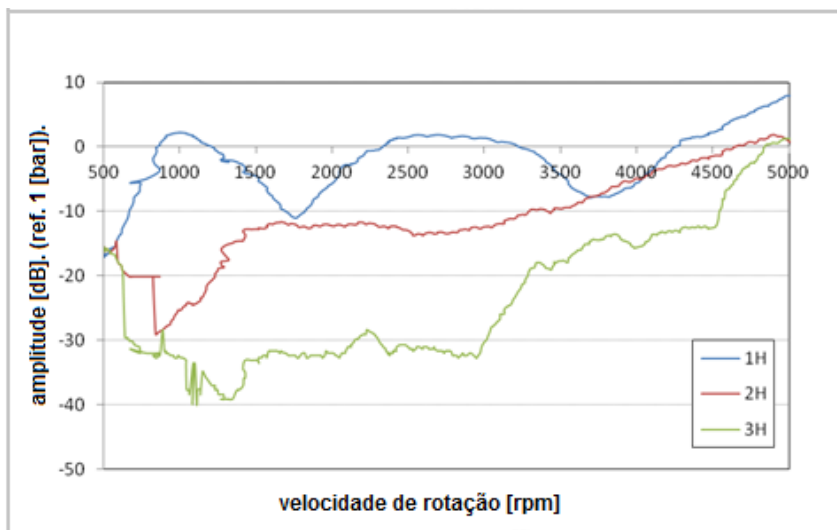


Figura 7.33 - Gráfico do nível de pressão sonora da bomba NP.

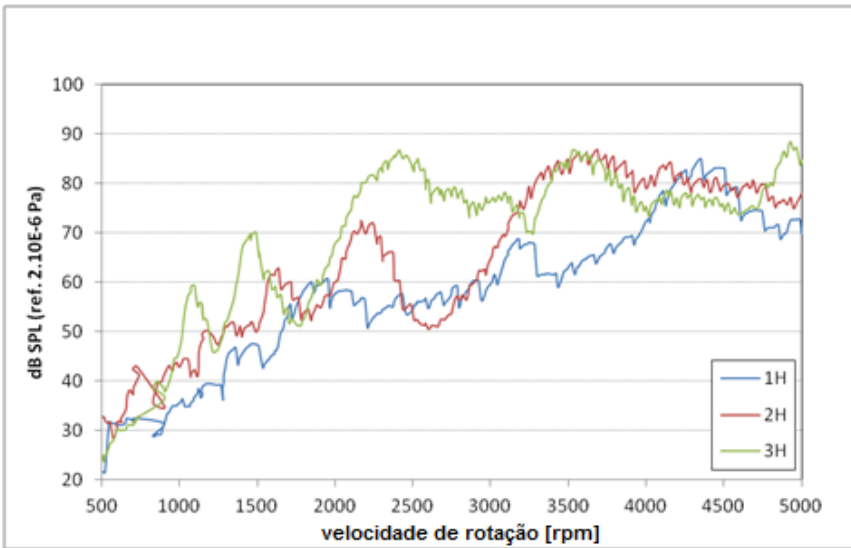
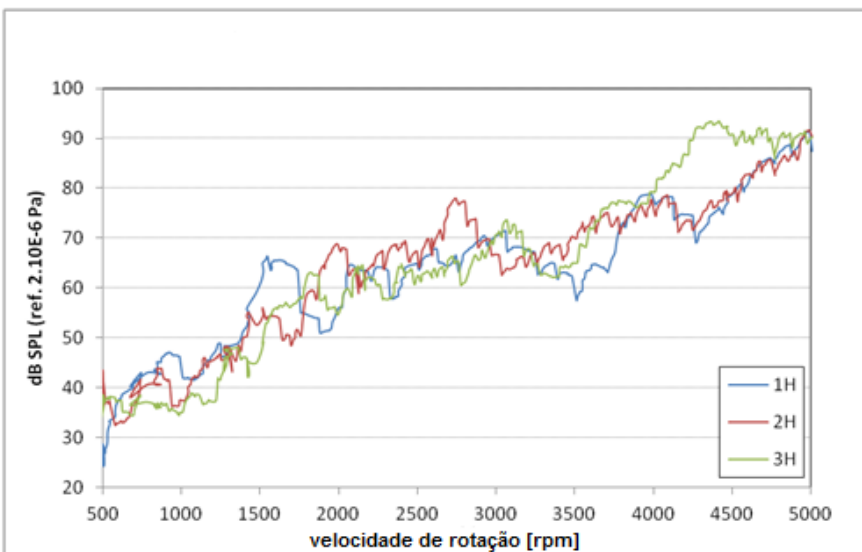


Figura 7.34 - Gráfico do nível de pressão sonora da bomba 8P.



7.9 – CONCLUSÕES.

Este capítulo apresentou uma estratégia para a redução do ruído transmitido pelo fluido através do projeto de um novo conjunto rotativo da bomba. Para tal, analisou-se as partes constituintes do processo de formação da flutuação de vazão de saída com o objetivo de identificar uma maneira para reduzir a amplitude desta flutuação. Como resultado desta análise, foi elaborado um projeto de um novo anel came (novo perfil interno) e de novos pratos de pressão e encosto, com as portas de sucção e descarga reposicionadas. Por ser a estratégia aqui desenvolvida independente do número de palhetas do rotor optou-se, por motivos de redução de custo, por um rotor de 8 palhetas.

De modo a robustecer o projeto, foi realizada uma análise da variação da região do perfil do anel responsável pela pré-compressão do fluido de modo a atender, da melhor forma possível, as possíveis variações do módulo de compressibilidade do fluido.

Esta proposta foi simulada numericamente e apresentou resultados bastante satisfatórios. Os maiores reduções foram encontradas para a condição de operação de 1000 rpm @ 50 bar, condição de ocorrência do *moan* noise (com esterçamento).

A partir desta proposta, foi construído um protótipo deste conjunto rotativo para ser montado numa carcaça de uma bomba NP. Uma vez montada, a bomba foi instalada em veículo e testada em bancada de teste.

Por motivos de força maior, não foi possível o teste experimental na bancada que utiliza o *SSM* para aquisição da flutuação da vazão. Entretanto, para fins de comparação com a bomba NP, a bomba protótipo foi testada em bancada acústica adequada para a medição de ruído aéreo e do nível flutuação de pressão assim como avaliada subjetivamente em condições reais de operação (avaliação veicular) por avaliadores treinados.

Do resultado das avaliações veiculares, observou-se uma ampla discordância nas notas dadas pelos avaliadores o que torna o resultado desta avaliação pouco consistente. De fato, como já discutido, este resultado é um reflexo da ineficiência da escala utilizada para avaliar o desempenho da bomba.

Os teste experimentais, por sua vez, indicaram boa redução do nível de ruído aéreo quando estes níveis de pressão sonora, de cada uma das harmônicas, da bomba protótipo são comparados com os de uma bomba NP. Portanto, pode-se concluir que a estratégia de redução de ruído empregada resultou numa redução significativa do ruído emitido pela bomba.

Por outro lado, vale salientar a necessidade da avaliação experimental da flutuação de vazão da bomba protótipo utilizando a mesma bancada utilizada para medir a flutuação de vazão da bomba NP. Tal análise pode confirmar a efetividade desta estratégia de redução.

Capítulo 8 - CONCLUSÕES.

O presente trabalho analisou o processo de geração de escoamento de uma bomba hidráulica automotiva com o objetivo de identificar as causas e reduzir o ruído transmitido pelo fluido.

O processo de funcionamento da bomba foi abordado de forma analítica, utilizando a Equação da Continuidade sob um volume de controle para líquidos compressíveis, desenvolvida a partir do modelo de escoamento separado. Desta análise resultou a elaboração de um modelo numérico desenvolvido sob a plataforma MatLab/Simulink onde se pode simular as condições reais de operação da bomba assim como realizar simulações com parâmetros modificados.

Para validar o modelo numérico, foram realizados testes experimentais utilizando bancada de testes específica desenvolvida no *Centre for Power and Motion Control* da *University of Bath* que utiliza o Método da Segunda Fonte para obter a flutuação de vazão da bomba hidráulica. Os resultados experimentais foram, então, comparados com os resultados simulados tanto no domínio tempo quanto no domínio frequência. Os gráficos no domínio tempo mostraram que o nível médio da flutuação da vazão dos resultados simulados e experimentais tiveram muito boa concordância enquanto que as suas formas de onda não se repetiram com exatidão. Esta discrepância pode ser analisada através dos gráficos no domínio frequência onde se pode observar diferenças de no máximo 8dB entre os níveis das três primeiras harmônicas de cada sinal. Estes resultados foram considerados satisfatórios levando em consideração as simplificações existentes do modelo tais como a ausência de modelamento do sistema de recirculação e da cavidade existente abaixo no prato de encosto.

Após, foram desenvolvidas três estratégias para redução do ruído transmitido pelo fluido envolvendo, todas elas, a modificação dos componentes do conjunto rotativo da bomba.

As duas primeiras propostas basearam-se na construção de um conjunto rotativo com três portas de saída e com um rotor de nove palhetas, respectivamente. O objetivo destas propostas for desenvolver um conjunto rotativo, de *timing* específico, com o objetivo de promover a interferência destrutiva dos pacotes de fluido por ele descarregados. Estas propostas foram simuladas numericamente e apresentaram ótima redução da flutuação de vazão principalmente em relação as suas primeiras harmônicas. No caso do rotor de nove palhetas, obteve-se uma redução do nível da primeira harmônica da flutuação de vazão de 23dB

na condição de operação com velocidade de rotação de 1000 rpm e 50 bar de contrapressão, mantendo-se em torno deste nível de redução em outras velocidades de rotação.

Para se analisar o efeito do desbalanceamento de forças provocado pela realocização das portas de descarga e demais modificações do projeto do conjunto rotativo, elaborou-se uma rotina de programação dentro do modelo numérico para o cálculo das forças transversais à ponta do eixo da bomba. Os resultados mostraram o surgimento de forças não nulas transversais à ponta do eixo durante a operação da bomba. Este resultado, por sua vez, indica a possibilidade de ocorrer vibração excessiva do eixo o que pode gerar, na prática, ruído estrutural e desgaste prematuro dos componentes internos. Entretanto, para uma análise mais precisa, sugere-se um estudo experimental mais aprofundado das consequências deste desbalanceamento de forças e, também, a busca de outras alternativas de mancalização para eixo de modo a poder absorver estas possíveis vibrações.

Por fim, foi proposta uma estratégia baseada na modificação do perfil interno do anel came de modo a reduzir a amplitude da flutuação de vazão sem provocar desbalanceamento de forças internas, ou seja, mantendo-se as mesmas características de uma bomba compensada. Esta proposta implicou não só na modificação do perfil interno do anel came mas, também, no reajuste da localização e do comprimento das portas de descarga.

Pelo fato desta estratégia não estar vinculada a um determinado número de palhetas ou de portas de descarga - como ocorreu nas duas primeiras propostas - o conjunto rotativo utilizado neste última proposta foi projetado para funcionar com um rotor de 8 palhetas aliando, desta forma, a redução da amplitude de flutuação da vazão decorrente da aplicação da estratégia em si com a redução de custo da bomba decorrente da redução de 2 palhetas.

As simulações mostraram boa redução da amplitude da flutuação da vazão, principalmente, para a condição de operação onde ocorre o ruído tipo *moan* - para qual a estratégia foi projetada - confirmando a efetividade do projeto. A partir daí, foram fabricados protótipos deste novo conjunto rotativo e montados numa bomba normal de produção. Testes funcionais na linha de produção mostraram que esta nova bomba atingiu os parâmetros funcionais a que foi projetada.

Os testes de experimentais para verificação do desempenho acústico da bomba foram realizados através de avaliação veicular, isto é, com a bomba instalada em veículo funcionando em condições normais de operação, e de testes de bancada. Os resultados das avaliações

veiculares não foram conclusivos pois houve grande divergência entre as notas dadas pelos avaliadores que quantificaram o desempenho acústico da bomba. Uma das causas desta divergência reside na ineficiência da tabela que foi utilizada para quantificar o desempenho que, apesar de ser amplamente utilizada pela atual indústria automotiva brasileira, carece estruturalmente de consistência científica e, portanto, não pode ser considerada uma escala psicométrica de fato.

Por fim, os resultados dos testes de bancada, realizados através da comparação dos resultados da bomba 8P com um bomba normal de produção, mostraram um desempenho igual ou superior da primeira em relação a segunda, respectivamente, podendo-se afirmar, dessa forma, que houve melhora no desempenho acústico da bomba quando aplicada a estratégia denominada “8P”.

Trabalho Futuros.

A bomba protótipo que trata o Capítulo 6 deste trabalho será submetida à avaliação experimental na bancada de testes que utiliza o Método da Segunda Fonte. Assim, poder-se-á obter os resultados da flutuação de vazão pelo mesmo método pelo qual a flutuação da vazão da bomba NP foi adquirida. De posse destes dois resultados, poder-se-á compará-los e, desta forma, verificar a eficácia da implementação da estratégia no que tange a redução da flutuação da vazão da bomba.

Ainda, está sendo desenvolvido um projeto para aprimorar o desenho do conjunto rotativo que trata o Capítulo 6, em parceria com a empresa fabricante da bomba NP, baseado no método de *Desing for Six Sigma (DFSS)*, (Fioravanti, 2005).

O objetivo de aplicar o método *DFSS* nesta proposta é aprimorar o projeto da bomba 8P, ainda em nível de desenho, tornando-o mais robusto em relação as variações inerentes do processo de produção (manufatura) do componente com objetivo de atender um nível de excelência de produção exigido pela atual indústria automotiva.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Chalu, C., “Torque Fluctuations and Vibrations in a Vane Pump”, MPhil thesis, University of Bath, Bath, 2004.
- Cruz, J.M. Xavier da, “Estudo de Caso de Ruído ‘Knoc Noise’ em Mecanismos de Caixa de Direção Hidráulica Tipo Pinhão-Cremalheira”, Tese de Mestrado, Escola Politécnica da USP, 2006.
- Dickinson A.L., Edge K.A., Johnston D. N., “ Measurement and prediction of power steering vane pump fluid borne noise”. SAE Noise and Vibrations Conference, paper no 931294, 1993.
- Edge K.A., Johnston D.N. “ The secondary source method for the measurement of pump pressure ripple characteristics. Part 1: Description of method. Proc. Inst. Mech. Engrs, part1 1990.
- Edge K.A., Johnston D.N. “ The secondary source method for the measurement of pump pressure ripple characteristics. Part 1: Description of method. Proc. Inst. Mech. Engrs, part1 1990.
- Edge, K., “ Designing Quieter Hydraulics Systems – Some Recent Developments and Contributions. Proceedings of the 4th JHPS International”. Tokio, 1999.
- Fioravanti, A., “Aplicação da Metodologia ‘Design for Six Sigma’ (DFSS) em Projeto Automotivos”, Escola Politécnica da USP, 2005.
- Gerges, N.Y.S., Johnston, N., Rocha, L.Z., “Noise and Vibration of Fluid Power Systems” In: Handbook of Hydraulic Fluid Technology, 2^a ed., chapter 11, pp 447-461, 2011.
- Johansson, A., “Design Principles for Noise Reduction in Hydraulic Piston Pumps”, PhD thesis, Linkoping University, Sweden, 2005.
- Johnston D.N., “Measurement and Prediction of the fluid borne noise characteristics of hydraulic components”. PhD Thesis, University of Bath, 1987.
- Jones, B., “The Suction Characteristics of Power Steering Pumps”, PhD thesis, University of Bath, Bath, 1999.

Kojima, E., “ Characteristics of fluid borne noise generated by fluid power pump - 2nd report, Pressure pulsation in balanced vane pump”. Bulletin JSME, vol27. No 225. March 1984.

Leite, R.P., Paul, S. (2006). “Qualidade sonora: conceitos básicos ilustrados com um exemplo da área automotiva”, *Acústica & Vibrações*, 37, 28-37.

Lisinger, I.V., “Fundamentos de Sistemas Hidráulicos”, 2ª ed., editora da UFSC, 2003.

Nagata K, Takahashi K & Saitoh K., “ A simulation technique for pressure fluctuations in a vane pump”. Proc. Of 8th Bath International Fluid Power Workshop, September 1995, pp 139-145

Paul, S. (2010) “Adjetivos como descritores semânticos para sons e ruídos automotivos e no interior de aeronaves”, *Acústica & Vibrações*, 42, 18-28.

Rocha, L.Z., “Influence of Internal Leakages on Hydraulic Pump Noise Generation”, SAE Technical Papers, 2011-36-0233, 2011.

Rocha, L.Z., Gerges, N.Y.S., Johnston, N., “Flow Ripple Reduction in Power Steering Hydraulic Pumps”, In: *Fluid Power and Motion Control Symposium*, Bath/UK, 2010.

Rocha, L.Z., Gerges, N.Y.S., Jordan, R., “Sound Quality Evaluation of Hydraulic Steering Pump”, SAE Technical Papers, 2008.

Yang, M., “Modelling and Analysis of Pressure Pulsations in Hydraulic Components and Systems with Particular Reference to Pump Fault Diagnoses”, PhD thesis, University of Bath, Bath, 2009.

BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA.

British Fluid Power Association, “Guidelines to the Design of Hydraulic Fluid Power Systems.”, 1986.

Drew, J.E., Longmore, D.K., and Johnston, D.N., “The Systematic Design of Low Noise Power Steering Systems.”, Presented in 4th Scandinavian Fluid Power Conference, Tempere, Finland, 1995.

ISO 10767-1: “ Hydraulic Fluid Power: Determination of Pressure Ripples Levels Generated in Systems and Components. Part 1: Precision Method for Pumps.”, 1996.

ISO 10767-2: “ Hydraulic Fluid Power: Determination of Pressure Ripples Levels Generated in Systems and Components. Part 2: Simplified Method for Pumps.”, 1999.

ISO 10767-3: “ Hydraulic Fluid Power: Determination of Pressure Ripples Levels Generated in Systems and Components. Part 3: Method for Motors.”, 1999.

Johnston, D.N., “Hydraulic System Noise Prediction and Control.”, in Handbook of Noise and Vibration Control, John Wiley & Sons, 2007, Capítulo 76.

Johnston, D.N., and Edge, K.A., “Simulation of the Pressure Ripple Characteristics of Hydraulic Circuits,” Proc IMechE, Part C, vol 203, pp 119-127, 1989.

Leite, R.P., Paul, S., “Sound Quality: Basic concepts illustrated with an automotive field example.” Brazilian Acoustical Society magazine (SOBRAC), nº 37, Brazil, 2006.

Rocha, L.Z., Paul, S., Jordan, R., Gerges, S., “Sound Quality Evaluations of Hydraulic Pumps.” SAE paper 2008-36-0583, São Paulo, 2008.

Skaistis, S., “Noise control of hydraulic machinery”, Marcel Dekker, New York.

ANEXO 1

1. Equação para escoamento de fluídos com mistura de ar.

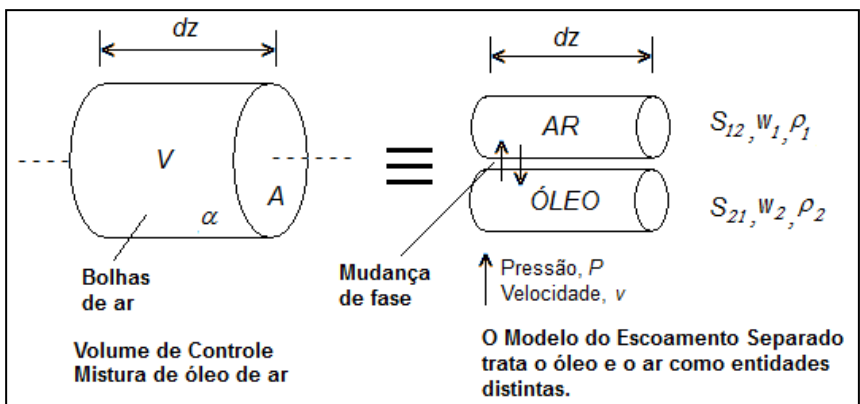
Existem algumas técnicas para resolver problemas de fluídos bifásicos. Por exemplo, existe o Modelo Homogêneo que trata as duas fases como se fossem uma só considerando a média dos valores das suas propriedades mas que não leva em consideração a forma do escoamento do fluido. Um modelo mais geral é o Modelo de Escoamento Separado (*Separated Flow Model*) onde as fases são consideradas lado a lado e as equações das interações entre as fases são empregadas para manter a continuidade.

Este modelo tem sido utilizado com sucesso para calcular a propagação da onda em tubos longos usando técnicas para resolver as equações diferenciais simultâneas resultantes. No caso de pequenos tubos, estas equações podem ser simplificadas para fornecer resultados em forma de coeficiente de propagação da onda. Isto possibilita que a velocidade do som na mistura seja encontrada e, dessa forma, o módulo de compressibilidade seja determinado.

2. Modelo de Escoamento Separado.

Considerando um volume de controle contendo um escoamento bifásico que, neste modelo, são tratados separadamente (figura 1), podem ser aplicadas duas equações da continuidade, uma para a fase líquida e outra para a fase gasosa.

Figura 1 – Volume de controle para o Modelo de Escoamento Separado.



Estas duas equações podem ser descritas por:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(-\alpha \bar{\rho}_1 + \nabla \left(-\alpha \bar{\rho}_1 w_1 \right) = S_{12}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \alpha \rho_2 w_2 + \nabla \alpha \rho_2 w_2 = S_{21}, \quad (2)$$

sendo, α a fração de gás (proporção entre o volume ocupado pelo ar em relação ao volume total), ρ densidade, w a velocidade axial, S a taxa de mudança de fase.

Considerando um escoamento unidimensional sem condição de escorregamento ($w_1 = w_2$), as equações podem ser integradas ao longo da área da seção transversal para fornecer:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(-\alpha \bar{\rho}_1 A + \frac{\partial}{\partial z} \left(-\alpha \bar{\rho}_1 w A \right) = \int S_{12} dA, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \alpha \rho_2 A + \frac{\partial}{\partial z} \alpha \rho_2 w A = \int S_{21} dA, \quad (4)$$

sendo A a área da seção transversal do volume de controle.

Uma outra equação da continuidade pode ser adicionada para fornecer a relação entre as duas fases. Numa bomba, a fração de gás, α , pode ser assumida constante quando a bomba está operando com velocidade constante durante um longo período. Neste caso, a taxa de mudança de fase em relação ao tempo pode ser considerada igual a zero, assim:

$$S_{12} = S_{21} = 0, \quad (5)$$

Substituindo as equações 3 e 4 na equação 5 e assumindo que o volume de controle tem uma seção transversal constante encontra-se a seguinte relação:

$$-\frac{\partial q}{\partial z} = \frac{A}{\beta_e} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad (6)$$

que pode ser reescrita na forma:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{\beta_e}{V} \partial q, \quad (7)$$

sendo q o escoamento resultante, p a pressão, t o tempo e β_e o módulo de compressibilidade efetivo dado por,

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_1} + \frac{\alpha}{\beta_2}, \quad (8)$$