

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

**AVALIAÇÃO DO RENDIMENTO DE BOMBAS HIDRÁULICAS DE ENGRENAGENS
EXTERNAS ATRAVÉS DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

EDUARDO DALLA LANA

Florianópolis, dezembro de 2005

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

**AVALIAÇÃO DO RENDIMENTO DE BOMBAS HIDRÁULICAS DE ENGRENAGENS
EXTERNAS ATRAVÉS DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA**

EDUARDO DALLA LANA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. - Orientador

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.

Raul Guenther, Dr. Sc

Vicente de Paulo Nicolau, Dr

"Aprendi a transformar o medo em respeito, o respeito em confiança. Descobri como é bom chegar quando se tem paciência. E para se chegar, onde quer que seja, aprendi que não é preciso dominar a força, mas a razão. É preciso, antes de tudo, querer".

(Amyr Klink)

A minha esposa

Tatiana.

AGRADECIMENTOS

A Deus por estar sempre ao meu lado, me guiando e dando forças para poder desenvolver este trabalho.

A minha esposa Tatiana pelo apoio e incentivo nos dias difíceis e pela paciência, dedicação e carinho demonstrados durante os muitos dias em que não estivemos juntos.

Aos meus pais, Altair e Irene e ao meu irmão Leonardo, por terem através de seu apoio e ensinamentos me ajudado a superar mais este desafio.

Ao Professor Victor Juliano De Negri pela orientação séria e responsável demonstrada no decorrer do trabalho e pelo apoio e respeito, através dos quais foi possível a realização deste trabalho.

Aos amigos e colegas da Universidade Federal de Santa Catarina, principalmente aos amigos do LASHIP, pelo companheirismo, amizade, incentivo, colaboração e convívio sadio e harmonioso durante o desenvolvimento deste trabalho. Muito obrigado a todos.

Aos amigos de Luzerna, que durante o tempo em que estive desenvolvendo este trabalho sempre me incentivaram e prestaram o apoio necessário a minha esposa.

A empresa MEDAL Metalúrgica Dalla Lana Ltda, por ter acreditado nesse trabalho e pela colaboração e financiamento prestado.

A CAPES pelo fomento deste trabalho, sem o qual ele não poderia ser realizado.

A instituição pela oportunidade de crescimento profissional e pessoal.

SUMÁRIO

Lista de figuras.....	viii
Lista de tabelas.....	xii
Simbologia.....	xiii
Resumo.....	xvi
Abstract.....	xvii
1. Introdução.....	1
1.1 Contextualização.....	1
1.2 Objetivo e metodologia.....	3
1.3 Justificativas.....	3
1.4 Estrutura do trabalho.....	4
2. Conceitos Gerais Sobre Bombas de Engrenagens Externas.....	5
2.1 Bomba de hidráulica de engrenagens externas.....	6
2.2 Desempenho em bombas hidráulicas de engrenagens.....	13
2.2.1 Definição de rendimento volumétrico (η_v).....	14
2.2.2 Definição de rendimento mecânico (η_m).....	15
2.2.3 Definição de rendimento global (η_g).....	16
2.3 Principais causas de falhas em bombas hidráulicas de engrenagens.....	17
2.3.1 Contaminação do fluido hidráulico.....	17
2.3.2 Cavitação.....	20
2.3.3 Sobrepressão e defeitos de fabricação.....	22
3. Modelagem Matemática.....	24
3.1 Introdução.....	24
3.2 Vazão efetiva de uma bomba de engrenagens externas.....	25
3.3 Torque efetivo.....	33
3.4 Acréscimo de temperatura no fluido de uma bomba de engrenagens externas.....	37
3.4.1 Descrição matemática da primeira lei da termodinâmica, para o volume de controle referente à bomba de engrenagens.....	37
3.4.2 Trabalho no volume de controle.....	43
3.4.3 Transmissão de calor, do volume de controle para o ambiente.....	43
4. Descrição do Experimento.....	45
4.1 Bancada de ensaios.....	45
4.1.1 Estrutura física.....	45
4.1.2 Circuito hidráulico.....	47
4.1.3 Sistema de aquisição e controle da bancada de ensaios.....	49
4.2 Procedimento experimental.....	54

5. Análise dos Resultados	56
5.1 Parâmetros do sistema	56
5.2 Resultados teóricos experimentais	58
5.2.1 Vazão da bomba	58
5.2.2 Torque da bomba	66
5.2.3 Aumento de temperatura do fluido	69
6. Conclusões	84
Referências bibliográficas	86
Apêndices	88
1. Sistema de medição	89
2. Apresentação da bancada de ensaios de bombas na FEIMAFE	96
3. Parâmetros usados na simulação	99

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Escavadeira hidráulica (GÖTZ, 1991).....	1
Figura 1.2 – Unidade de potencia hidráulica utilizada em uma central hidroelétrica.....	2
Figura 2.1 – Conversão de energia em um sistema hidráulico (adaptado de LINSINGEN, 2001).	5
Figura 2.2 – Bomba simples de engrenagens externas.	6
Figura 2.3 – Área da célula de transporte de fluido.....	7
Figura 2.4 – Simplificação do deslocamento volumétrico de uma bomba de engrenagens externas.....	8
Figura 2.5 – Perfil ideal do aumento da pressão interna da bomba.	9
Figura 2.6 - Diagrama de forças (MANCO, 1989, tradução nossa).....	10
Figura 2.7 - Perfil de desgaste medido (MANCO, 1989, tradução nossa).	11
Figura 2.8 – Bomba de engrenagens utilizada nos experimentos.....	12
Figura 2.9 – Funcionamento da placa de compensação de pressão.	12
Figura 2.10 – Alterações da placa de compensação.....	13
Figura 2.11 – Curvas de rendimento características de uma bomba de deslocamento fixa (LINSINGEN, 2001).	14
Figura 2.12 – Causas de falhas em bombas hidráulicas. (AMORIM, 2004).....	17
Figura 2.13 – Desgaste por contaminação do óleo (adaptado de AMORIM, 2004).....	18
Figura 2.14 – Placa desgastada pela contaminação.....	19
Figura 2.15 – Carcaça apresentando desgaste devido à contaminação.....	19
Figura 2.16 – Foto das partículas contaminantes (PARKER, 2004).	20
Figura 2.17 – Processo da cavitação (FITCH, 2005, tradução nossa).....	21
Figura 2.18 – Efeito da cavitação em uma carcaça de bomba de engrenagens (PALMIERI, 1994).	22
Figura 2.19 – Carcaça de uma bomba de engrenagens danificada pelo efeito da sobrepressão (PALMIERI, 1994).....	22
Figura 3.1 – Bomba hidráulica modelo MDL40.	24
Figura 3.2 – Representação da bomba de engrenagens.	25
Figura 3.3 – Diagrama de blocos da equação da vazão efetiva.....	26
Figura 3.4 – Representação do vazamento interno de uma bomba de engrenagens (HONG, 1986, tradução nossa).....	27
Figura 3.5 – Distribuição de velocidades entre a carcaça e a cabeça do dente (adaptado de LINSINGEN, 2001).	28
Figura 3.6 – Diagrama de blocos da equação do vazamento, entre a cabeça do dente e a carcaça da bomba.	29
Figura 3.7 – Óleo que adere as laterais das engrenagens devido a rotação.....	30

Figura 3.8 – Diagrama de blocos da equação do vazamento, entre o dente da engrenagem e as placas compensadoras.....	30
Figura 3.9 – Vazamentos internos de uma bomba de engrenagens.....	31
Figura 3.10 – Queda da vazão efetiva e aumento da vazão de fuga em uma bomba nova, com o aumento da pressão.....	32
Figura 3.11 - Queda da vazão efetiva e aumento da vazão de fuga em uma bomba desgastada, com o aumento da pressão.	32
Figura 3.12 – Simplificação da área da lateral da engrenagem que está em contato com a placa compensadora.	34
Figura 3.13 – Diagrama de blocos da equação (3.5).	34
Figura 3.14 – Área lateral calculada de um dente da engrenagem.....	35
Figura 3.15 – Diagrama de blocos que representa a equação (3.6).	36
Figura 3.16 – Gráficos das parcelas que formam o torque efetivo teórico.	37
Figura 3.17 – Volume de controle para uma bomba de engrenagens.	38
Figura 3.18 – Diferença de temperatura teórica em uma bomba de engrenagens de baixo rendimento.....	42
Figura 3.19 – Diagrama de blocos da equação da primeira lei da termodinâmica.....	42
Figura 4.1 – Projeto da banca de ensaios.....	45
Figura 4.2 – Vista explodida da bancada de ensaios.....	46
Figura 4.3 – Circuito hidráulico usado na bancada de ensaios.....	48
Figura 4.4 – Componentes de medição utilizados na bancada.....	50
Figura 4.5 – Montagem do diagrama de blocos no <i>software</i> SMO.	52
Figura 4.6 - Diagrama de blocos do controle da bancada de testes.	52
Figura 4.7 – Tela de configuração do bloco PI.....	53
Figura 4.8 – Circuito elétrico de aquisição de sinais e acionamento.....	54
Figura 5.1 – Carcaça de bomba com desgaste real e usinado.	56
Figura 5.2 – Placa de compensação com desgaste real e usinado.	57
Figura 5.3 – Engrenagens com desgaste real e usinado.	57
Figura 5.4 – Alteração da vazão devido ao aumento de pressão na saída da bomba, para uma rotação de 1750 rpm.	59
Figura 5.5 – Comparação entre a vazão simulada no modelo e a vazão real do experimento para uma rotação de 1750 rpm.	60
Figura 5.6 - Alteração da vazão, devido ao aumento de pressão na saída da bomba, com desgaste de 0,025 mm na carcaça e rotação de 1500 rpm.	61
Figura 5.7 - Comparação entre a vazão simulada no modelo e a vazão real do experimento para uma bomba com desgaste de 0,025 mm e 1500 rpm.....	62
Figura 5.8 - Comparação entre a vazão simulada no modelo e a vazão real do experimento para uma bomba com desgaste de 0,05 mm e 1750 rpm.....	63

Figura 5.9 - Comparação entre a vazão real da bomba nova e a vazão real da bomba com desgaste de 0,05 mm a 1750 rpm.....	63
Figura 5.10 – Vazão real de uma bomba de engrenagens com desgaste de 0,05 mm na carcaça e pressão de trabalho de 17,5 MPa (175 bar).....	64
Figura 5.11 – Rendimento da bomba com desgaste de 0,05 mm, em todas as rotações testadas.....	65
Figura 5.12 – Comparação do rendimento volumétrico dos três tipos de bombas testadas em função da pressão, para rotação de 1750 rpm.....	65
Figura 5.13 – Torque da bomba nas rotações de trabalho, sem pressão de carga.....	66
Figura 5.14 - Torque da bomba com desgaste nas placas e engrenagens nas rotações de trabalho e sem pressão de carga.....	67
Figura 5.15 – Torque de funcionamento real de uma bomba nova trabalhando a 1750 rpm.....	68
Figura 5.16 – Comparação entre o torque real e o torque simulado de uma bomba de engrenagens nova.....	68
Figura 5.17 – Rendimento mecânico de uma bomba nova e de uma bomba com desgaste de 0,05 mm para uma rotação de 1500 rpm.....	69
Figura 5.18 – Termopares instalados fora da carcaça da bomba.....	70
Figura 5.19 – Termopares instalados dentro da carcaça da bomba.....	70
Figura 5.20 – Ampliação da temperatura do óleo que sai da bomba feitas dentro e fora da mesma.....	71
Figura 5.21 – Diferença de temperatura real do óleo no funcionamento de uma bomba nova.....	72
Figura 5.22 – Diferenças de temperatura real e simulada para uma bomba sem desgaste interno.....	73
Figura 5.23 - Diferenças de temperatura real e simulada para uma bomba com desgaste interno de 0,025 mm.....	73
Figura 5.24 - Diferenças de temperatura real e simulada para uma bomba com desgaste interno de 0,05 mm.....	74
Figura 5.25 – Modelo matemático reduzido.....	75
Figura 5.26 - Diferenças de temperatura real e simulada no modelo simplificado para uma bomba com desgaste de 0.025 mm na carcaça trabalhando a 1500 rpm.....	76
Figura 5.27 – Queda do rendimento com o aumento da diferença de temperatura empregando dados reais.....	76
Figura 5.28 – Gráfico para o levantamento do rendimento através do valor da diferença de temperatura.....	77
Figura 5.29 – Gráfico comparativo entre os resultados das equações 5.7 e 5.8.....	80
Figura 5.30 - Diagrama de blocos do modelo de cálculo do rendimento global da equação (5.6).....	80

Figura 5.31 – Diagrama de blocos do modelo de cálculo do rendimento global da equação (5.7).	81
Figura 5.32 – Gráfico comparativo para uma bomba nova trabalhando a 1750 rpm.	81
Figura 5.33 – Gráfico comparativo para uma bomba com desgaste de 0,025 mm trabalhando a 1500 rpm.	82
Figura 5.34 - Gráfico comparativo para uma bomba com desgaste de 0,05 mm trabalhando a 1200 rpm.	82
Figura 5.35 – Desenho ilustrativo do dispositivo de monitoramento de rendimento.	83
Figura A.1 – Dispositivo de fixação dos transdutores de pressão e termopares.....	89
Figura A.2 – Transdutores de pressão.	90
Figura A.3 – Transdutor de vazão.	91
Figura A.4 – Transdutor de torque e rotação.....	92
Figura A.5 – Condicionador de sinais de torque e rotação.....	93
Figura A.6 – Termopar tipo “J”.....	94
Figura A.7 – Calibração em banho térmico.	94
Figura B.8 – Estande da Universidade Federal de Santa Catarina na FEIMAFE 2005.	96
Figura B.9 – Projeto da bancada de ensaios.....	97
Figura B.10 – Bancada de ensaios em exposição.	97
Figura B.11 – Tela do LabVIEW utilizada no funcionamento da bancada.	98

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Descrição dos principais componentes da bancada de ensaios	46
Tabela 2- Componentes do circuito hidráulico da bancada de ensaios.	49
Tabela 3 – Ganhos dos controladores PI de rotação e pressão.	51
Tabela 4 – Parâmetros referentes ao óleo DTE 24	58
Tabela 5 – Torques utilizados no modelo matemático	67

SIMBOLOGIA

Alfabeto Grego

α_p	coeficiente de expansão volumétrica	[K ⁻¹]
η_g	rendimento global	[%]
η_m	rendimento mecânico	[%]
η_V	rendimento volumétrico	[%]
μ	viscosidade do óleo	[kg/m.s]
ρ	massa específica	[kg/m ³]
ω	velocidade angular	[rad/s]
Δp	diferença de pressão	[Pa]
ΔT	diferença de temperatura	[K]
Δh	diferença de entalpia	[J/kg]

Alfabeto Latino

A	área da secção transversal de cada célula de transporte de fluido	[m ²]
A_s	área superficial da bomba	[m ²]
A_{sd}	área lateral de um dente em contato com a placa	[m ²]
b	largura da engrenagem	[m]
c	folga entre a lateral das engrenagens e as placas de compensação	[m]
c_p	calor específico	[J/kgK]
\bar{c}_p	calor específico médio	[J/kgK]
d_{in}	diâmetro interno do disco considerado	[m]
d_0	diâmetro externo da engrenagem	[m]
d_i	diâmetro interno da engrenagem	[m]
d_{ex}	diâmetro externo do disco considerado	[m]
D_{ic}	deslocamento volumétrico teórico da bomba	[m ³ /rot]
E	energia armazenada no volume de controle	[J]
f	coeficiente de atrito	[adim]
F	força aplicada	[Nm]
h	Entalpia específica	[J/kg]
h	folga entre a cabeça do dente e a carcaça	[m]

h_e	coeficiente de transferência de calor	[W/m ² K]
ld	largura da cabeça do dente da engrenagem	[m]
n	freqüência de rotação	[rps]
pA	pressão da câmara de entrada	[Pa]
pB	pressão da câmara de saída	[Pa]
P_{acion}	potência de acionamento da bomba	[W]
P_{util}	potência útil da bomba	[W]
q_m	vazão mássica	[kg/s]
q_{Ve}	vazão efetiva na saída da bomba	[m ³ /s]
$q_{V\sin}$	vazão de fuga interna da bomba	[m ³ /s]
$q_{V\sin}^h$	vazão de fuga entre a cabeça do dente e a carcaça	[m ³ /s]
$q_{V\sin}^s$	vazão de fuga entre a lateral da engrenagem e a placa	[m ³ /s]
q_{Vtc}	vazão volumétrica teórica	[m ³ /s]
\dot{Q}	fluxo de calor pela superfície de controle	[W]
r	raio da engrenagem	[m]
s	entropia específica	[J/kg.K]
T_a	temperatura ambiente	[K]
T_{am}	torque de atrito mecânico	[Nm]
T_{at}	torque de atrito	[Nm]
T_c	torque de atrito constante	[Nm]
T_e	torque efetivo na saída da bomba	[Nm]
T_{tc}	torque teórico calculado	[Nm]
T_v	torque de atrito viscoso	[Nm]
T_{vc}	temperatura do volume de controle	[K]
\bar{T}	temperatura média do volume de controle	[K]
v	volume específico	[m ³ /kg]
\bar{v}	volume específico médio	[m ³ /kg]
V	velocidade da placa móvel	[m/s]
\dot{W}	potência transferida pela superfície de controle	[W]
z	número de dentes da engrenagem	[adim]

RESUMO

Este trabalho trata do estudo teórico experimental sobre a determinação dos níveis de rendimento de uma bomba hidráulica de engrenagens externas, baseado na análise da temperatura do fluido hidráulico que circula pela mesma. Com base nas equações da mecânica dos fluidos e da termodinâmica básica, modela-se o comportamento da bomba de engrenagens em regime permanente, onde, com a inclusão de um modelo simplificado do desgaste interno estudado, simula-se a queda do seu rendimento. Desta forma é possível, através da medição da variação da temperatura do fluido entre a câmara de entrada e de saída da bomba de engrenagens, prever que nível de rendimento que esta possui para uma dada pressão de trabalho.

Vários estudos sobre técnicas de como se medir a perda do rendimento nas bombas de engrenagens tem sido apresentados, mas todos estão relacionados à variáveis de difícil medição e/ou com alto custo associado. O modelo proposto baseia-se no uso de termopares simples e na comparação de temperaturas. Por meio da utilização de uma bancada desenvolvida para simular situações reais de funcionamento das bombas hidráulicas de engrenagens, é possível demonstrar os resultados experimentais obtidos para diversas situações de funcionamento e realizar a comparação entre os dados simulados no modelo. A análise dos resultados obtidos auxiliará na tomada de decisão de quando o componente já teve seu ciclo de vida completado, evitando desta maneira a baixa eficiência dos sistemas hidráulicos e, por consequência, a perda da produtividade em máquinas hidráulicas.

ABSTRACT

This work presents a theoretical and experimental study on the determination of efficiency of hydraulic gear pumps based on the analysis of the hydraulic fluid temperature at inlet and outlet ports. Considering the thermodynamics and fluid mechanics equations, the steady state behavior of the gear pump is described for different wear conditions. The model establishes the relationship between inlet and outlet temperatures and main variables such as pressure, torque, flow, and angular speed and, consequently, the pump efficiency.

Several techniques to measure a reduction in pump efficiency have been discussed in the literature. However, a lot of them require high cost equipment, restricting their use. The proposed solution is based on connecting thermocouples to inlet and outlet hydraulic ports and the electronic processing of these measurements to give the reduction in pump efficiency. The results obtained were verified by experimental studies through a test rig operated by a data acquisition and control system. This technique can be used to assist a maintainer program avoiding a reduction in the efficiency of a hydraulic system and, consequently, a reduction in the machine productivity.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Aplicações hidráulicas são hoje utilizadas em praticamente todos os ramos de atividades, face às inúmeras vantagens na racionalização dos métodos operacionais de trabalho e do volume excepcional de trabalho alcançado pela automatização das máquinas e serviços.

O setor de equipamentos móveis oferece uma vasta gama de aplicações e possibilidades, devido à facilidade de execução de movimentos referentes ao trabalho a ser executado como, por exemplo, a utilização em plataformas, basculantes, regulagem da altura de plantadeiras, arados, direção e transmissão em tratores de esteiras, movimentos em escavadeiras e máquinas de terraplanagem em geral. A Figura 1.1, mostra de forma simplificada os acionamentos hidráulicos de uma escavadeira.

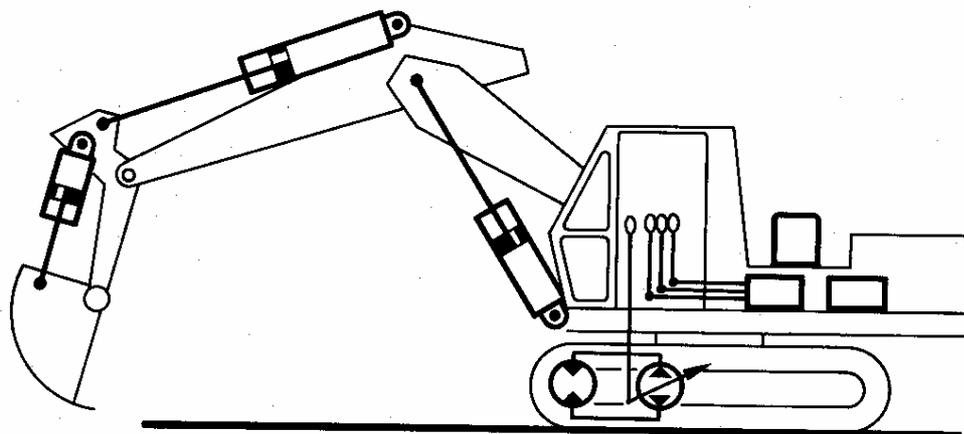


Figura 1.1 – Escavadeira hidráulica (GÖTZ, 1991).

Por outro lado, as unidades de potência hidráulica estão presentes em quase todos os equipamentos ou máquinas fixas que utilizam a hidráulica como fonte de energia para movimentação, ou aplicação de força em suas operações como, por exemplo: máquinas operatrizes, laminadoras e injetoras. Em centrais hidroelétricas, as unidades de potência têm papel fundamental na geração de potência hidráulica, para o controle das pás das turbinas hidráulicas. A Figura 1.2, mostra uma unidade de potência utilizada em uma central de geração de energia de pequeno porte.



Figura 1.2 – Unidade de potencia hidráulica utilizada em uma central hidroelétrica.

Com o passar dos anos, as aplicações dos sistemas hidráulicos evoluíram em tecnologia e tornaram-se assim mais confiáveis para seus usuários. Conseqüentemente, faz-se necessário que cada componente do sistema também possa garantir um bom funcionamento frente as condições de trabalho às quais é submetido. Desta forma, as bombas hidráulicas utilizadas em sistemas hidráulicos devem ter um bom desempenho para que todo sistema trabalhe da maneira desejada. Quando este componente começa a apresentar falhas em seu funcionamento, ou seja, começa a apresentar um baixo rendimento, não só ele é afetado, mas sim todo sistema a que ele pertence.

Vários autores descrevem em seus trabalhos métodos de avaliação do nível de rendimento em que este componente se encontra, dentre os quais podemos citar HONG (1986), FRITH (1994) e FRITH (1996), onde relacionam o desgaste interno da bomba e, por conseqüência, a perda de rendimento aos níveis de contaminação do fluido utilizado. Outros autores, por sua vez, atribuem o aumento da temperatura do fluido na saída da bomba hidráulica ao baixo rendimento da mesma, como pode ser visto em HUNT (1986), MANCO (1995), STORCK (1998) e ANDERSSON (1999).

Neste contexto, este trabalho refere-se ao estudo teórico-experimental de uma bomba hidráulica de engrenagens externas, onde serão analisadas as características referentes à perda de rendimento do componente e conseqüente aumento de temperatura do fluido na sua saída. Os dados do modelo matemático em regime permanente para a bomba possibilitarão um maior entendimento dos fenômenos que acontecem quando o rendimento diminui e, com base nos parâmetros do modelo, será possível simular várias situações de funcionamento diferentes e analisar os efeitos do desgaste em cada região da bomba de engrenagens e suas relações com a perda do rendimento.

1.2 Objetivo e metodologia

O objetivo deste trabalho é relacionar o desgaste interno de uma bomba hidráulica de engrenagens externas, e a conseqüente perda do seu rendimento, ao aumento da temperatura que ocorre no fluido entre as vias de sucção e descarga da mesma. Utilizando as equações fundamentais da mecânica dos fluidos e da termodinâmica, o comportamento em regime permanente da bomba será analisado através de simulações numéricas e ensaios em laboratório permitirão a validação do modelo, sob diferentes condições operacionais e com bombas com diferentes desgastes internos. Tendo como base o modelo validado, objetiva-se a obtenção de uma correlação analítica entre o rendimento da bomba e a variação existente na temperatura do fluido entre sucção e descarga, a qual poderá ser empregada pelos usuários de sistemas hidráulicos para a monitoração *on-line* do rendimento da bomba de engrenagens externas e, desta forma, antecipar o fim da vida útil deste componente.

1.3 Justificativas

Apesar da grande quantidade de bombas hidráulicas de engrenagens empregadas nos sistemas hidráulicos atuais, ainda não se tem o conhecimento de um modelo prático e de custo reduzido, que possa ser utilizado facilmente por seus usuários para a determinação do rendimento desta bomba, antes que ela acabe trabalhando abaixo do rendimento esperado e, da mesma forma, evite que em casos mais extremos aconteça a quebra inusitada deste componente, causando maiores transtornos aos seus usuários.

Como as bombas de engrenagens são componentes de certa forma simples, quando comparados a outros modelos de bombas, o que acarreta em um custo menor na sua fabricação, muitas vezes o custo de uma máquina parada ou com baixo rendimento de trabalho é superior ao custo da própria bomba. Assim, o uso de modelos ou ferramentas que possam prever o fim da vida deste componente, podem ser benéficos na redução do tempo e custos dispendidos com manutenções não desejadas nos equipamentos hidráulicos.

1.4 Estrutura do trabalho

De forma geral, este trabalho está apresentado da seguinte forma:

No capítulo dois, descrevem-se alguns aspectos gerais relativos às tecnologias e modos construtivos das bombas hidráulicas de engrenagens externas, seu princípio de funcionamento, as maneiras de cálculo do seu rendimento, bem como as principais causas de falhas nestes componentes.

O capítulo três trata da realização da descrição matemática das características das bombas de engrenagens. Para tanto se faz uso das ferramentas disponíveis no *software* MATLAB, utilizado nas simulações computacionais.

No capítulo quatro, trata-se da descrição da construção da bancada de ensaios e aparato experimental utilizado para os ensaios.

No capítulo cinco, faz-se uma análise dos resultados teóricos frente aos resultados experimentais levantados na bancada de ensaios, apresentando conclusões sobre o aumento da temperatura do fluido que passa pela bomba, em função da diminuição do seu rendimento.

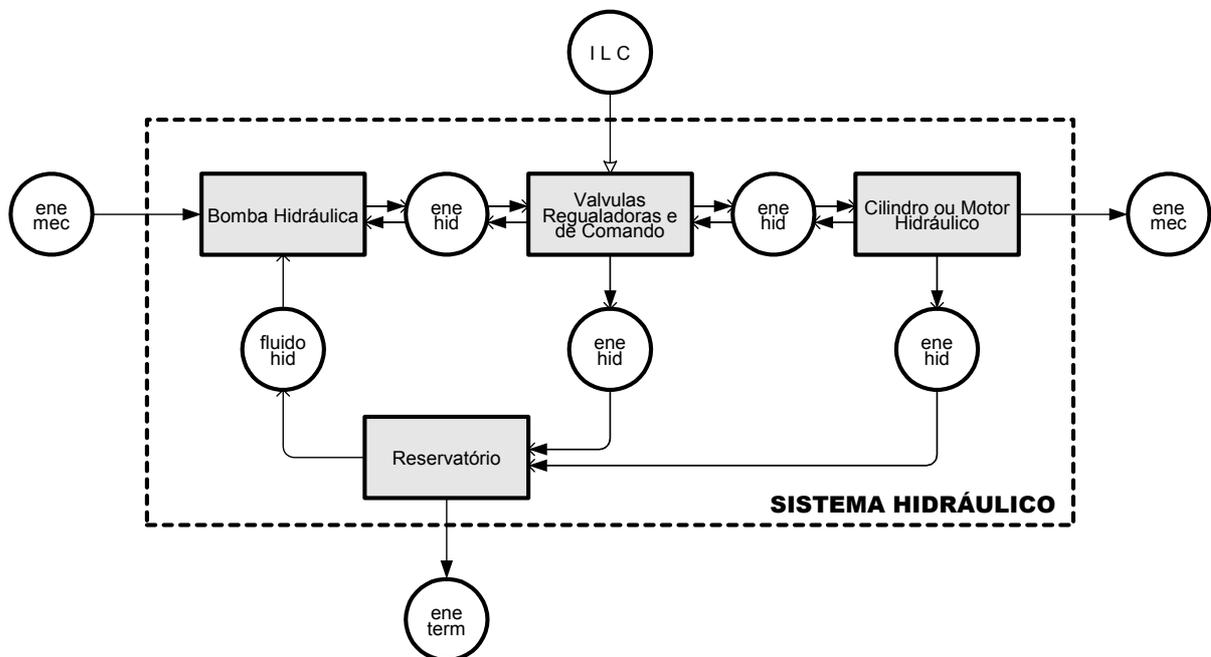
No capítulo seis, são apresentadas as conclusões e recomendações para futuros trabalhos relacionados ao tema proposto.

CAPÍTULO 2

CONCEITOS GERAIS SOBRE BOMBAS DE ENGRENAGENS EXTERNAS

A bomba hidráulica pode ser considerada como o componente fundamental de um sistema hidráulico, a qual, basicamente succiona o fluido hidráulico de um reservatório e o descarrega em uma linha hidráulica confinada, transferindo assim energia hidráulica para o fluido.

Explicitamente, sua função é a conversão primária de energia, conversão esta de energia mecânica em energia hidráulica, que em um segundo estágio do processo, será novamente transformada em energia mecânica, através de atuadores que produzirão o trabalho útil do sistema (MERRIT, H. E, 1967). A Figura 2.1 mostra um diagrama Canal/Agência, que ilustra a conversão da energia em um sistema hidráulico.



- ene mec = Energia mecânica
- ene hid = Energia hidráulica
- ene term = Energia térmica
- fluido hid = Fluido hidráulico
- I L C = Informação de limitação e controle

Figura 2.1 – Conversão de energia em um sistema hidráulico (adaptado de LINSINGEN, 2001).

Através da energia hidráulica gerada no sistema, podem ser executados diferentes perfis de trabalho mecânico e, em consequência das forças opostas associadas a estes trabalhos, gera-se no fluido uma pressão tão elevada quanto necessária para vencê-las. Assim, pode-se afirmar, que a pressão de um sistema hidráulico não é gerada pela bomba, mas resulta da oposição fornecida pelo sistema ao escoamento do fluido. Essa oposição é resultado das forças exteriores e interiores presentes no sistema.

2.1 Bomba de hidráulica de engrenagens externas

Na sua concepção mais simples, uma bomba de engrenagens externas, consiste na utilização de um par de engrenagens iguais envoltas por uma carcaça com uma entrada e uma saída de óleo, sendo esta, vedada lateralmente por tampas. Uma das engrenagens, a motora, tem um lado do seu eixo prolongado para fora de uma das tampas laterais e é responsável pela transmissão de movimento na bomba (LINSINGEN, 2001). A outra engrenagem gira livremente nas buchas das tampas, como pode ser visto na Figura 2.2.

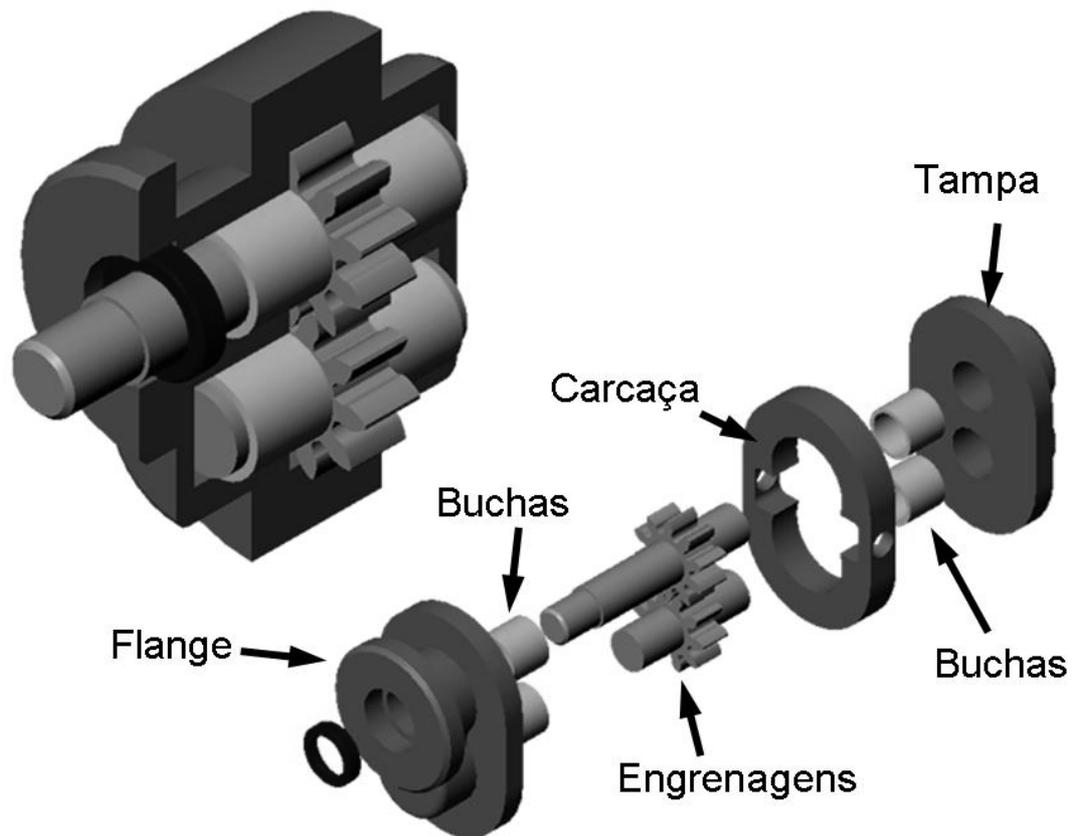


Figura 2.2 – Bomba simples de engrenagens externas.

Através do movimento rotativo das engrenagens, entre os vãos dos dentes das engrenagens e a carcaça, são formados espaços que transportam o fluido da câmara de entrada para a de saída (J. KORN, 1969). Segundo GÖTZ (1991), a subpressão necessária para o processo de sucção, é gerada pelo aumento do volume dos dentes da engrenagem quando eles desengrenam e, por sua vez, na câmara de pressão os dentes voltam a engrenar, forçando o fluido para o exterior pela via de pressão, do que resulta a pulsação nas linhas dos sistemas hidráulicos.

A taxa de volume de fluido transportado pelo movimento das engrenagens, desconsiderando os vazamentos internos decorrentes das diferenças de pressão na bomba, é chamada de vazão teórica e esse valor é de suma importância no dimensionamento da bomba hidráulica para determinado sistema. LINSINGEN (2001) explica que a área da secção

transversal de cada espaço, formado entre dois dentes da mesma engrenagem e a carcaça é considerada uma célula de transporte de fluido, como visto na Figura 2.3, podendo o deslocamento volumétrico teórico ser determinado por:

$$D_{tc} = \frac{2Abz}{2\pi} \quad (2.1)$$

onde,

D_{tc} = deslocamento volumétrico teórico da bomba [m^3/rad];

A = área da secção transversal de cada célula de transporte de fluido [m^2];

b = largura da engrenagem [m];

z = numero de dentes de uma engrenagem.

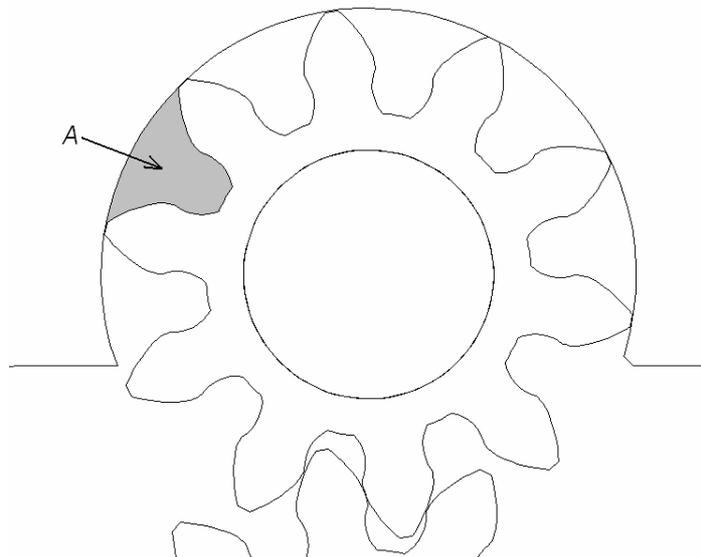


Figura 2.3 – Área da célula de transporte de fluido.

Como a área de cada célula formada entre dois dentes da engrenagem e a carcaça da bomba depende da forma de geração e do perfil deste dente, esta área torna-se relativamente complexa e de difícil determinação matemática. LINSINGEN (2001) e MANENNEMANN REXROTH (1991), apresentam soluções para a determinação do deslocamento volumétrico teórico de uma bomba de engrenagens externas sendo que, a solução mais simples para a resolução deste problema é apresentada por ERNEST (1960), onde o deslocamento volumétrico teórico de uma bomba de engrenagens é expresso simplificada-mente pela equação (2.2), onde é considerado que a área do vão entre dois dentes da engrenagem é igual à área de um dente desta mesma engrenagem. Assim, tendo em vista que o transporte de fluido ocorre pela ação de duas engrenagens, considera-se que o deslocamento volumétrico teórico da bomba pode ser considerado igual ao volume calculado, entre

o diâmetro interno e o externo da engrenagem. A Figura 2.4, mostra a simplificação feita pela equação descrita abaixo:

$$D_{tc} = \frac{\left[\left(\frac{\pi \cdot d_{ex}^2}{4} \right) - \left(\frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \right) \right] \cdot b}{2\pi} \quad (2.2)$$

onde,

d_{ex} = diâmetro externo da engrenagem [m];

d_{in} = diâmetro interno da engrenagem [m].

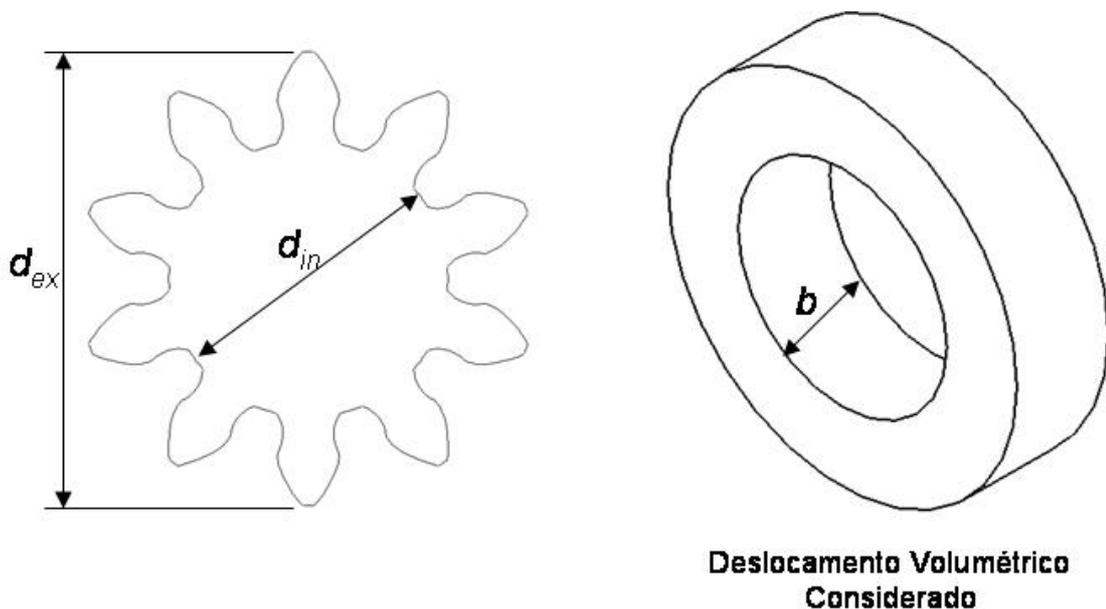


Figura 2.4 – Simplificação do deslocamento volumétrico de uma bomba de engrenagens externas.

O isolamento entre as câmaras de entrada e saída da bomba, é garantido pelo engrenamento de suas engrenagens e, desta forma, ao existirem pressões mais elevadas na câmara de saída da bomba, resultantes da oposição fornecida pelo sistema ao escoamento do fluido hidráulico, forma-se na periferia das engrenagens um perfil de pressão com uma distribuição não simétrica. Na Figura 2.5, mostra-se o perfil de pressão idealizado, mas esse aumento de pressão na prática, acontece de modo mais abrupto (GÖTZ, 1991). Para LINSINGEN (2001), este perfil de pressão assimétrico é responsável pelo aumento dos vazamentos internos associados ao aumento das folgas internas, decorrentes do desgaste provocado pelo atrito excessivo das partes móveis.

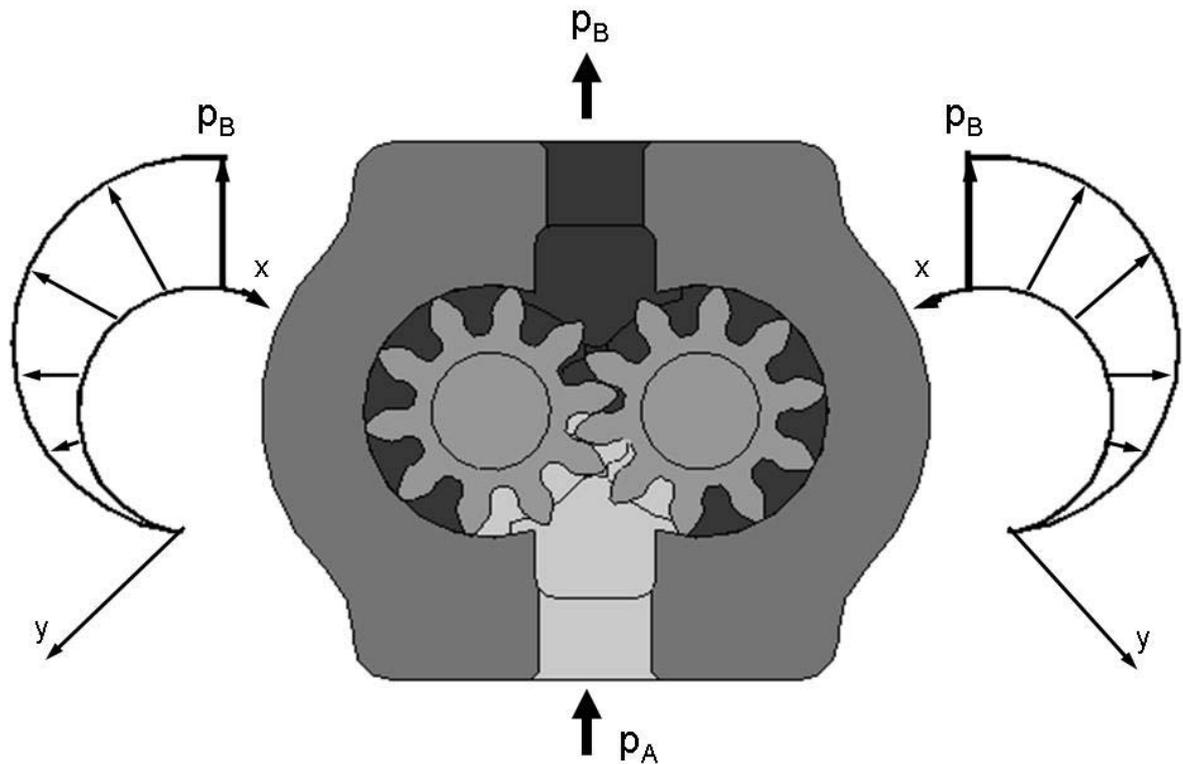


Figura 2.5 – Perfil ideal do aumento da pressão interna da bomba.

As forças geradas devido à formação deste perfil, agem no sentido de deformar os eixos e buchas, aumentando o atrito entre a cabeça do dente da engrenagem e a carcaça da bomba, na região oposta à aplicação da força. Como visto na Figura 2.6, o balanço de força decorrente da pressão de saída da bomba, gerado pelas componentes F_{MM} e F_{VM} na engrenagem motriz e pelas componentes F_{MC} e F_{VC} na engrenagem movida, agem no sentido de deslocar as engrenagens, gerando assim uma interferência com a carcaça. Desta forma ocorre um desgaste progressivo de ambas as partes, tão grande quanto a folga existente nos mancais de rolamento. Portanto é normal considerar, que ao término do período de adaptação da bomba, as engrenagens trabalhem com uma folga mínima em relação à carcaça.

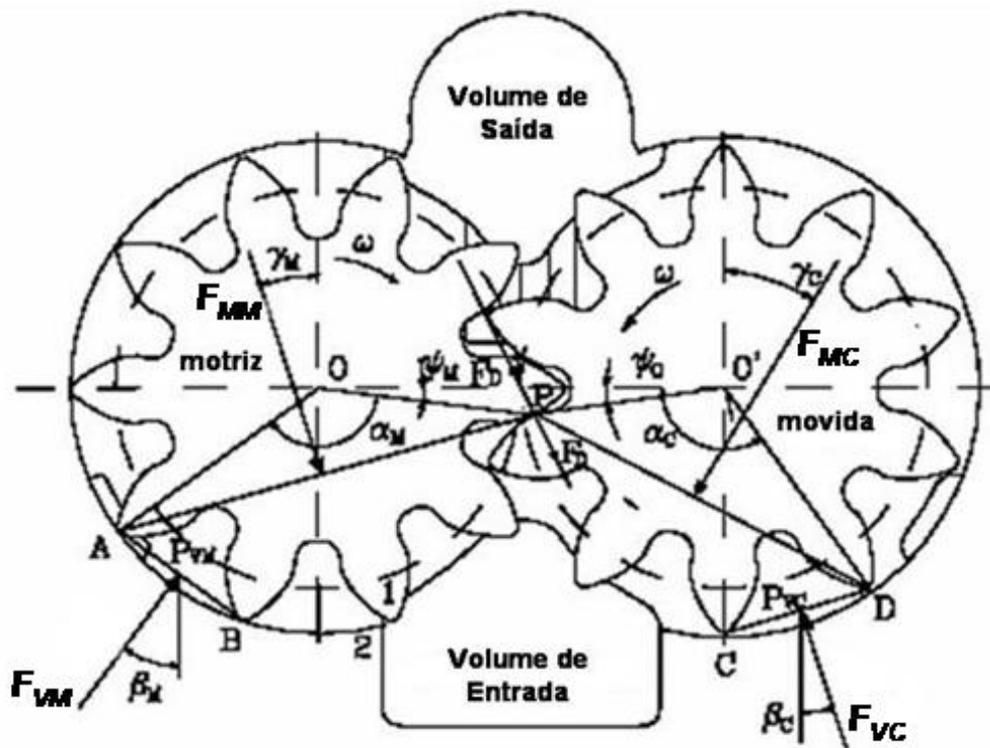


Figura 2.6 - Diagrama de forças (MANCO, 1989, tradução nossa).

Desta forma, para uma determinada pressão de trabalho, forma-se, através deste desgaste, a chamada zona de vedação axial das bombas de engrenagens. Em MANCO (1989), o perfil deste desgaste para uma bomba de engrenagens externas, foi obtido com o uso de um dispositivo de medição 3D e demonstrou que o formato do desgaste da carcaça, é diferente nas duas engrenagens da bomba, isso devido às forças geradas pelo engrenamento e, que são decorrentes da pressão na câmara de saída da bomba. A Figura 2.7 mostra de forma ampliada, o resultado da medição realizada em uma bomba após a fase de amaciamento da mesma, bem como, a simulação do modelo matemático para a determinação deste perfil.

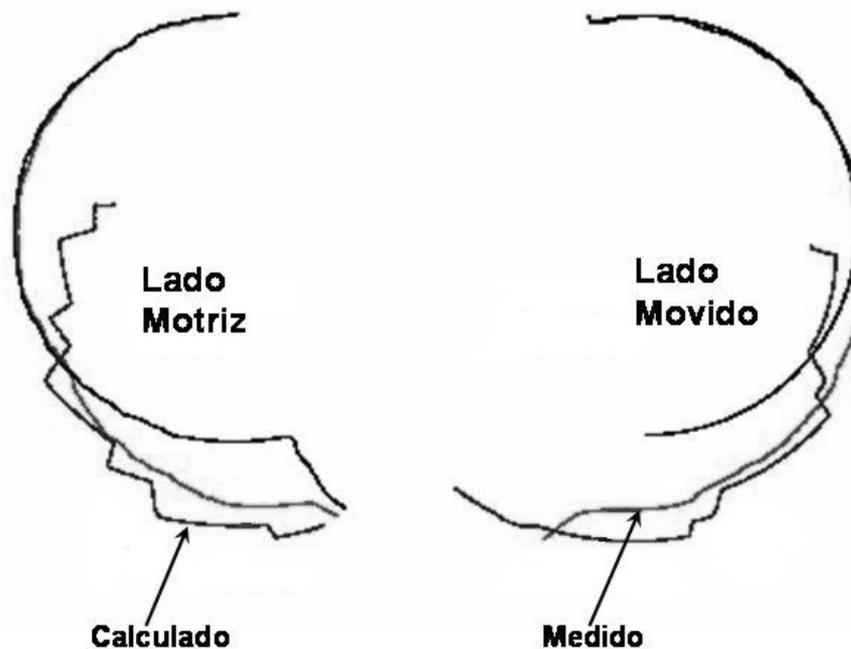


Figura 2.7 - Perfil de desgaste medido (MANCO, 1989, tradução nossa).

Na região de contato entre a lateral das engrenagens e as tampas da bomba, cria-se uma folga que é dependente da temperatura, deformação por pressão e nível de contaminação. Segundo HONG (1986), essa folga é gerada principalmente pelas partículas de contaminação encontradas nos fluidos hidráulicos, que contribuem em muito na degradação das bombas hidráulicas de engrenagens.

Como as bombas de engrenagens são de construção simples e, nos sistemas hidráulicos onde elas são utilizadas, os requisitos de potência têm aumentado com o passar dos anos, os problemas citados anteriormente, acabaram tornando-se cada vez mais graves, devido justamente, ao aumento das pressões e vazões impostas nessas bombas e principalmente, à falta de cuidado com a contaminação do fluido hidráulico utilizado.

Para conseguir aumentar os limites operacionais das bombas de engrenagens, vários meios construtivos e físicos, foram sendo desenvolvidos com o passar do tempo. A Figura 2.8, mostra o modelo da bomba de engrenagens analisada neste trabalho, que já apresenta na sua construção algumas alterações em relação ao modelo citado acima e que serão descritas a seguir.

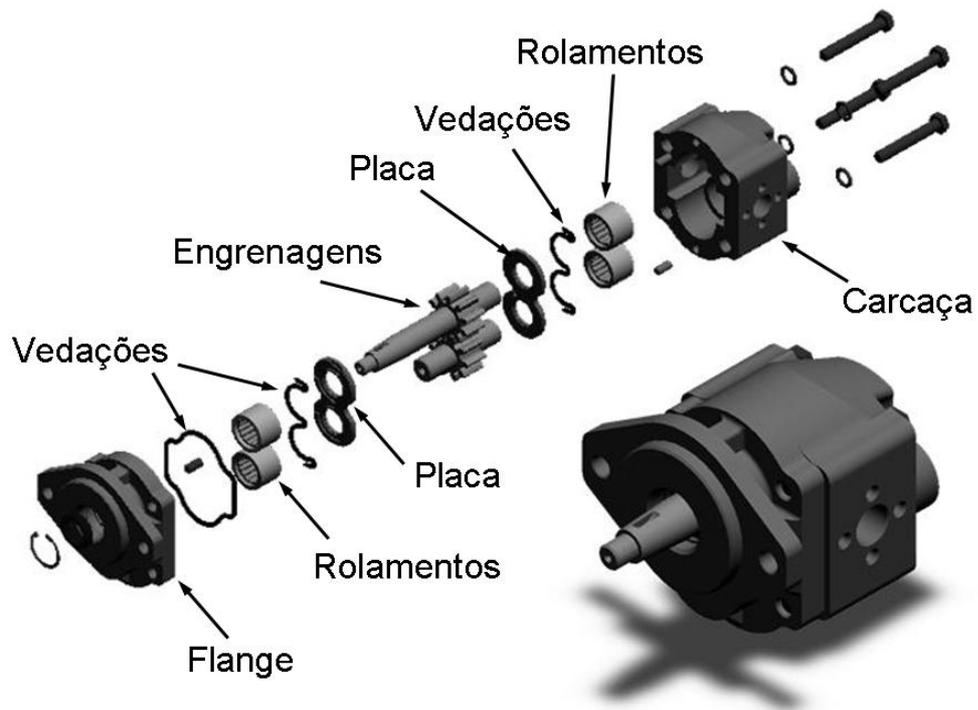


Figura 2.8 – Bomba de engrenagens utilizada nos experimentos.

A formação da folga axial em uma bomba de engrenagens pode ser reduzida com a utilização de placas de compensação hidrostática, que são vistas na Figura 2.9. Segundo LINSINGEN (2001), o sistema é construído de tal modo, que as áreas de pressão externas são maiores que as do lado das engrenagens. Assim, as forças axiais resultantes (F_{cp}) agem no sentido de reduzir a folga, entre as faces das engrenagens e as placas. Um anel de borracha situado na parte de trás da placa delimita a área de pressão de compensação e separa as câmaras de entrada e saída da bomba, como visto na Figura 2.9.

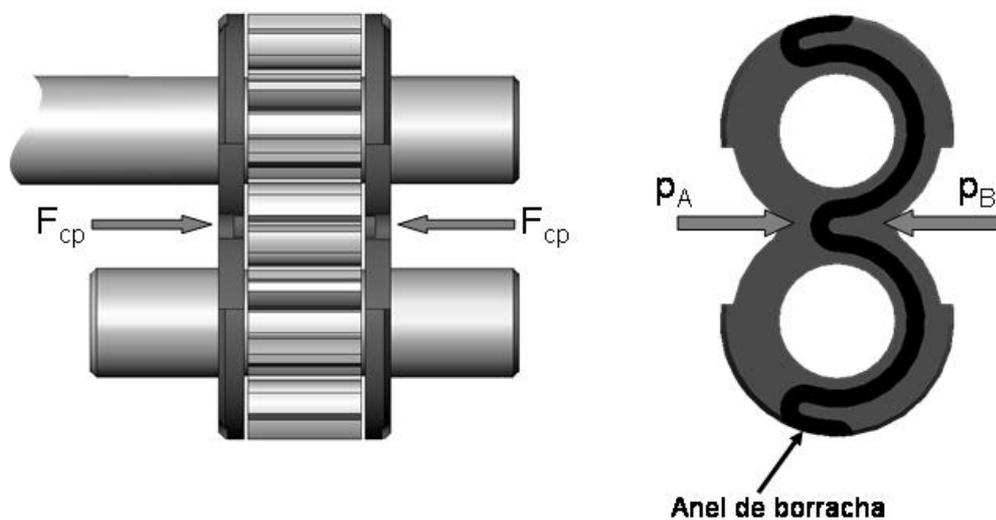


Figura 2.9 – Funcionamento da placa de compensação de pressão.

Neste sistema, as folgas de fabricação precisam ser maiores, para que exista uma pequena vazão de fuga, responsável pela lubrificação das partes em contato. Desta forma, ao se ter pequenas pressões, a folga entre as placas e as engrenagens é maior, e o que garante a vedação entre as câmaras de entrada e saída da bomba, é a borracha situada no espelho. Essa borracha, também é responsável pela pré-carga das placas, garantindo assim, a quantidade necessária de pressão e lubrificação entre as partes. Quando a pressão torna-se maior, as folgas diminuem; mas a lubrificação continua sendo eficiente, devido ao vazamento que passa entre as engrenagens e as placas, consequência da diferença de pressões.

Outras duas alterações importantes, foram introduzidas nas placas de compensação com o passar dos anos e são mostradas na da Figura 2.10. A primeira, consiste na execução de chanfros em torno da circunferência exterior das placas, evitando que o perfil de pressão na periferia das engrenagens, se forme de modo abrupto, como citado anteriormente. Com isto ocorre a uniformização da pressão e redução do nível de ruído. A segunda, é a execução de canais para a descompressão do óleo, confinado durante o processo de engrenamento entre os flancos de dois pares de dentes, evitando eventuais picos de pressão. (NEGRINI, 1996, DUKE, 1976 e MANCO, 1993)

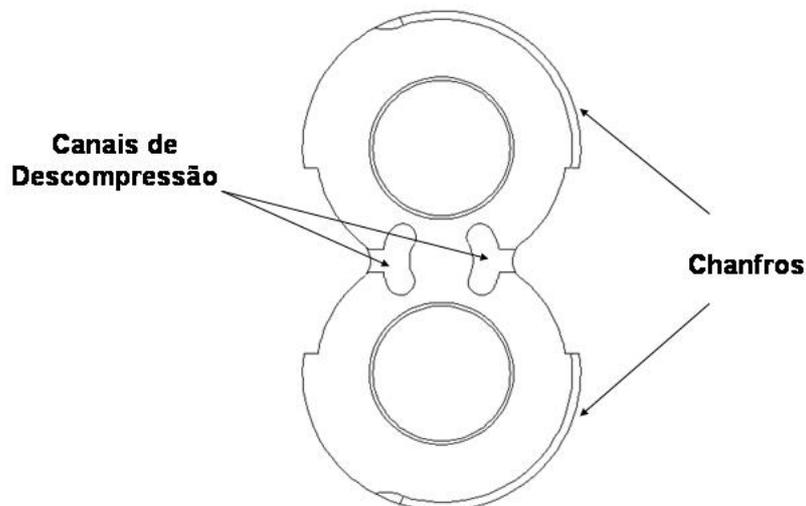


Figura 2.10 – Alterações da placa de compensação.

2.2 Desempenho em bombas hidráulicas de engrenagens

O desempenho de uma bomba hidráulica de engrenagens está ligado diretamente à exatidão de sua fabricação e a fatores operacionais do sistema. Segundo LINSINGEN (2001), estes dois fatores estão inter-relacionados de tal maneira, que para determinar as condições reais de funcionamento da bomba, é necessário preestabelecer os valores das variáveis operacionais do sistema.

A exatidão na fabricação de uma bomba de engrenagens, depende dos processos de fabricação aplicados, dos tipos de máquinas utilizadas na usinagem das peças e das tolerâncias utilizadas na fabricação. Já, dos fatores operacionais fazem parte a temperatura do fluido hidráulico e sua viscosidade, a rotação utilizada na bomba e a pressão imposta ao sistema. Todos esses fatores, ajudam a determinar as perdas volumétricas e mecânicas desses componentes.

O desempenho de uma bomba hidráulica, pode ser medido basicamente através de seu rendimento volumétrico, mecânico e global, sendo esses, valores característicos para um ponto específico de funcionamento. A Figura 2.11, exemplifica as curvas dos rendimentos em função da pressão de saída de uma bomba.

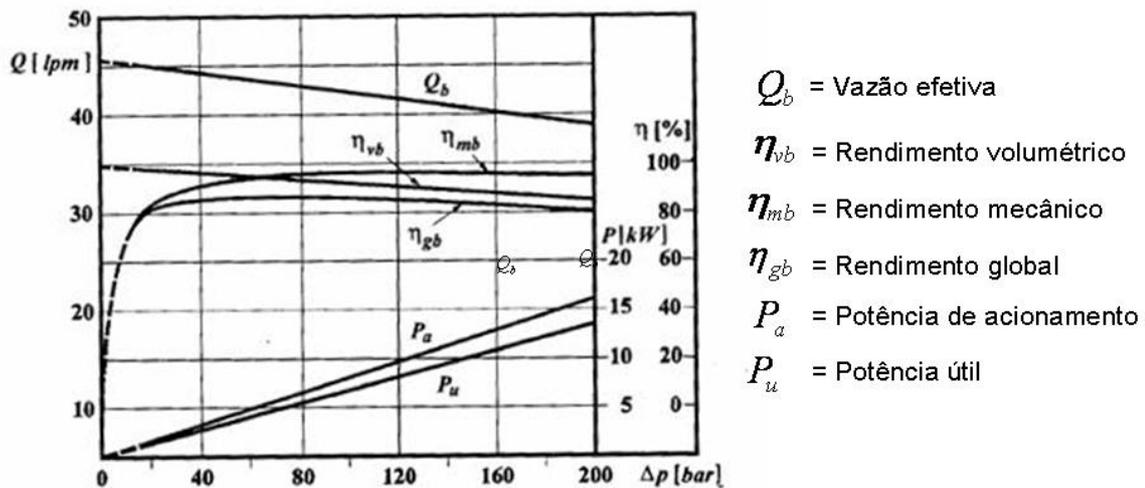


Figura 2.11 – Curvas de rendimento características de uma bomba de deslocamento fixa (LINSINGEN, 2001).

2.2.1 Definição de rendimento volumétrico (η_v).

Em uma bomba hidráulica de engrenagens, as perdas volumétricas ocorrem devido à existência de folgas entre as peças móveis, de diferenças de pressão e também da rotação. LINSINGEN (2001) considera também que a cavitação e a aeração encontradas em alguns sistemas podem também gerar perdas de vazão, mas como estes efeitos devem ser evitados, desconsidera-se aqui sua ocorrência em condições normais de operação.

Assim, as fugas internas tendem a aumentar proporcionalmente ao aumento da diferença de pressão imposta na bomba. Somente em rotações mais baixas, fica clara a dependência do rendimento volumétrico com a rotação, pois a vazão gerada pela bomba em baixas rotações é menor, mas suas perdas internas decorrentes da diferença de pressão continuam iguais às perdas geradas em rotações maiores.

Desta forma a vazão efetiva de uma bomba, pode ser determinada por:

$$q_{Ve} = q_{Vtc} - q_{Vsin} \quad (2.3)$$

onde,

q_{Ve} = vazão efetiva na saída da bomba [m^3/s]

q_{Vtc} = vazão teórica [m^3/s]

q_{Vsin} = vazão de fuga interna da bomba [m^3/s]

A vazão volumétrica teórica é dada por

$$q_{Vtc} = D_{tc} \cdot \omega \quad \text{ou} \quad q_{Vtc} = 2\pi D_{tc} \cdot n \quad (2.4)$$

onde,

n = frequência de rotação da bomba [rps]

ω = velocidade angular da bomba [rad/s]

A partir destas definições, o rendimento volumétrico de uma bomba hidráulica é encontrado através da relação entre a vazão calculada e a vazão efetiva da bomba, ou seja,

$$\eta_V = \frac{q_{Ve}}{q_{Vtc}} \quad (2.5)$$

2.2.2 Definição de rendimento mecânico (η_m).

Em bombas hidráulicas de engrenagens, as perdas mecânicas mais significativas são geradas pelo atrito interno das peças móveis e traduzem-se como perdas de torque. Essa perda de torque pode ser dividida em três tipos diferentes: torque devido ao atrito mecânico, torque devido ao atrito viscoso do fluido e torque devido ao atrito gerado pelas vedações da bomba. O somatório destes três diferentes tipos de torque pode ser expresso como um torque de atrito, de tal modo que o torque real de uma bomba de engrenagens é o somatório do torque teórico calculado, com o torque por atrito (BLACKBURN, 1960), ou seja,

$$T_e = T_{tc} + T_{at} \quad (2.6)$$

onde,

T_e = torque efetivo no acionamento da bomba [Nm]

T_{tc} = torque teórico calculado [Nm]

T_{at} = torque de atrito [Nm]

O torque teórico calculado é dado pela multiplicação entre o deslocamento volumétrico teórico e a diferença de pressão imposta na bomba, ou seja,

$$T_{ic} = D_{ic} \cdot \Delta p \quad (2.7)$$

Onde:

Δp = diferença de pressão entre a entrada e saída da bomba [Pa]

Agora, utilizando-se das relações descritas acima, é possível calcular o rendimento mecânico de uma bomba de engrenagens, com a seguinte equação:

$$\eta_m = \frac{T_e}{T_{ic}} \quad (2.8)$$

2.2.3 Definição de rendimento global (η_g)

Em LINSINGEN (2001), o rendimento global é definido como a relação entre as potências útil e de acionamento, ou seja, potência de saída em relação à de entrada. No caso das bombas hidráulicas, a potência útil é a potência entregue ao fluido hidráulico e é expressa por

$$P_2 = q_{ve} \cdot \Delta p \quad (2.9)$$

A potência de acionamento nas bombas de engrenagens, é a potência no eixo de acionamento da bomba, de modo que se tem:

$$P_1 = T_e \cdot \omega \quad (2.10)$$

onde,

ω = velocidade angular da bomba [rad/s]

Ou pode ser expressa em função da rotação da seguinte forma:

$$P_1 = T_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (2.11)$$

onde,

n = frequência de rotação da bomba em [rps]

Como o rendimento global, é definido como uma relação entre a potência útil e a de acionamento, o mesmo pode ser expresso por:

$$\eta_g = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.12)$$

2.3 Principais causas de falhas em bombas hidráulicas de engrenagens

Assim, como qualquer outro equipamento, os equipamentos hidráulicos prescindem de uma série de cuidados, para que o fim da sua vida útil não seja antecipado. Nos sistemas hidráulicos, este abreviamento da vida útil, acontece principalmente na bomba hidráulica, que é o equipamento mais solicitado do sistema, pois na maior parte do tempo, está sendo usado de forma contínua e, assim, sujeito a falências prematuras.

A Figura 2.12, demonstra de forma gráfica, os principais aspectos que deterioram prematuramente este componente, sendo eles: a contaminação do fluido hidráulico, a cavitação, a sobrepressão imposta ao componente e as falhas na sua fabricação (agrupadas como outros fatores).

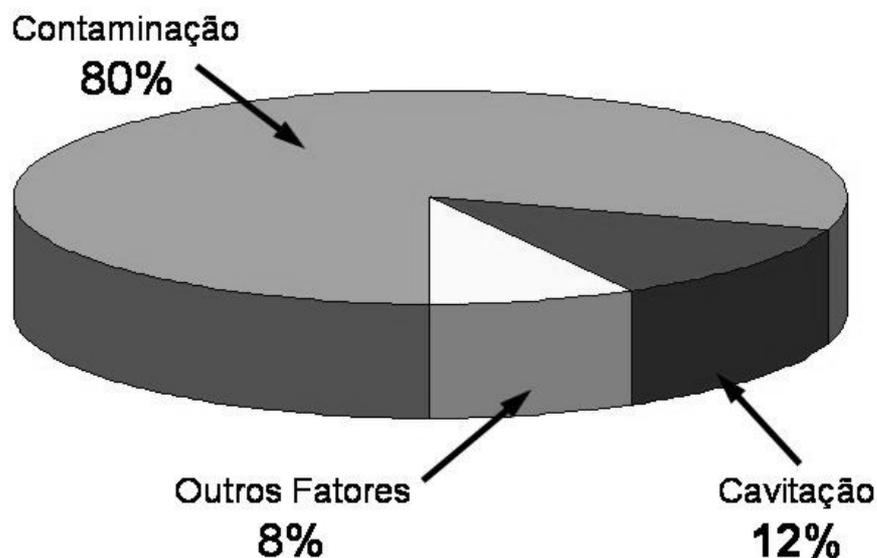


Figura 2.12 – Causas de falhas em bombas hidráulicas. (AMORIM, 2004)

2.3.1 Contaminação do fluido hidráulico.

A experiência de projetistas e usuários de sistemas hidráulicos, tem demonstrado que em torno de 80% das falhas destes sistemas, são decorrentes da sua contaminação. As partículas contaminantes encontradas nos sistemas, podem ser: areia, pó ou partículas metálicas que, por algum motivo, não foram filtradas adequadamente.

Segundo a MANESMANN REXROTH (1988), a aparição principalmente de partículas de substâncias sólidas, decorrente do desgaste natural do sistema, é freqüentemente conseqüência de cargas mecânicas ou hidráulicas elevadas, aplicadas ao componente.

Na Figura 2.13, percebe-se que as partículas sólidas menores que as folgas de fabricação ou funcionamento, circulam livremente entre as peças e não provocam danos nas mesmas. Já, as partículas que tem o tamanho igual ou maior que estas folgas, tendem a raspar entre as partes, formando um desgaste em forma de sulcos finos, como visto na Figura 2.14, onde nota-se nas placas compensadoras de pressão de uma bomba, a formação destes sulcos. Esse efeito produz novas partículas sólidas, iniciando desta forma uma reação em cadeia, onde as partículas aumentam em tamanho e quantidade, provocando o crescimento das folgas internas e, por conseqüência, o aumento de seus vazamentos e a inutilização rápida do componente.

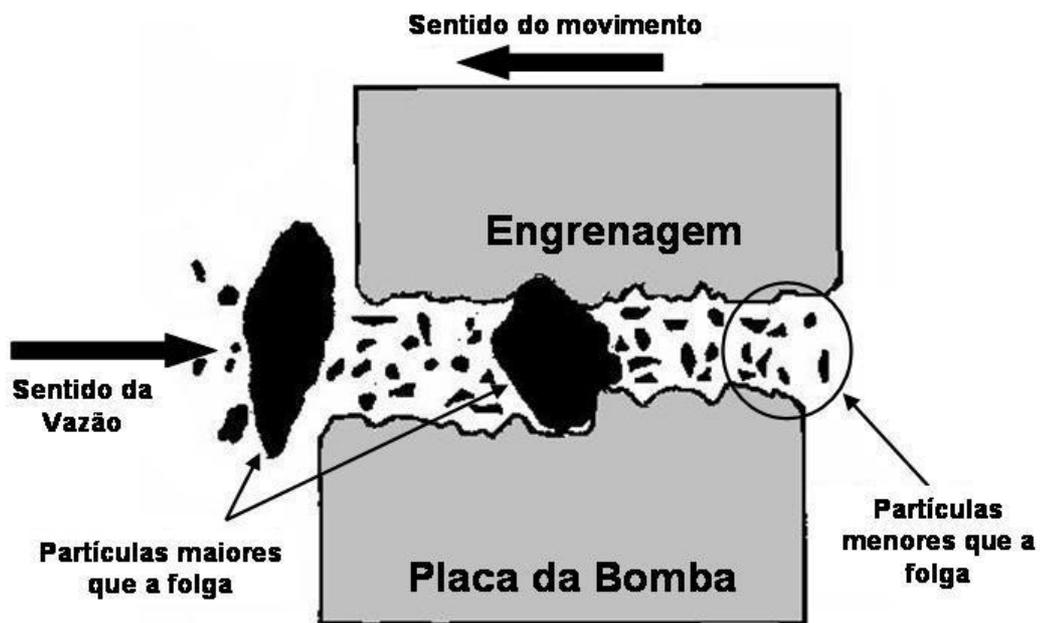


Figura 2.13 – Desgaste por contaminação do óleo (adaptado de AMORIM, 2004).



Figura 2.14 – Placa desgastada pela contaminação.

A Figura 2.15 mostra a carcaça de uma bomba hidráulica de engrenagens, danificada pela contaminação no fluido hidráulico utilizado.

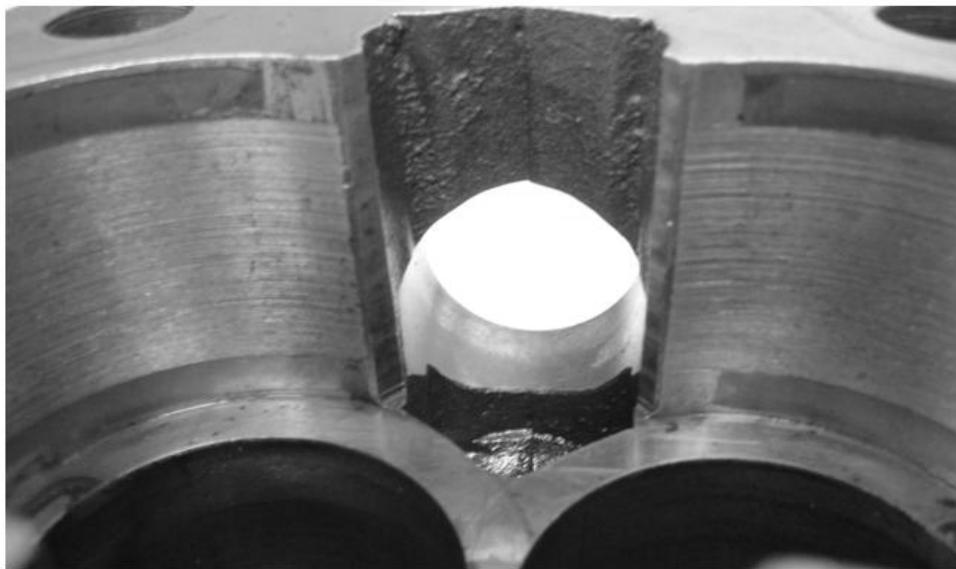


Figura 2.15 – Carcaça apresentando desgaste devido à contaminação.

As folgas críticas entre as peças de bombas de engrenagens são da ordem de 0,5 até 5 μm quando em funcionamento. Essa condição resulta em um baixo índice de desgaste, devido ao filme lubrificante formado entre as partes. Assim, as partículas sólidas encontradas no sistema, não podem ser maiores que estes valores, quando se deseja que a bomba alcance sua expectativa de vida, que pode ser de milhões de ciclos de pressurização.

Se o filme de óleo lubrificante é rompido pelas cargas aplicadas no componente, ou se a bomba é instalada de forma errada, ou seja, no início de sua operação, não existe uma lubrificação adequada (começa trabalhar a seco), ocorre a formação de partículas sólidas, através da união dos materiais que se fundem, devido ao calor gerado pelo atrito das peças em movimento. Essa forma de desgaste, é conhecida como desgaste adesivo. Na Figura 2.16, vê-se a foto em escala ampliada das partículas contaminantes de uma amostra de óleo, retirada do reservatório de um circuito hidráulico. Nela, uma divisão da escala equivale a 20 μm . Percebe-se nesta amostra, a presença de partículas contaminantes de até 60 μm .

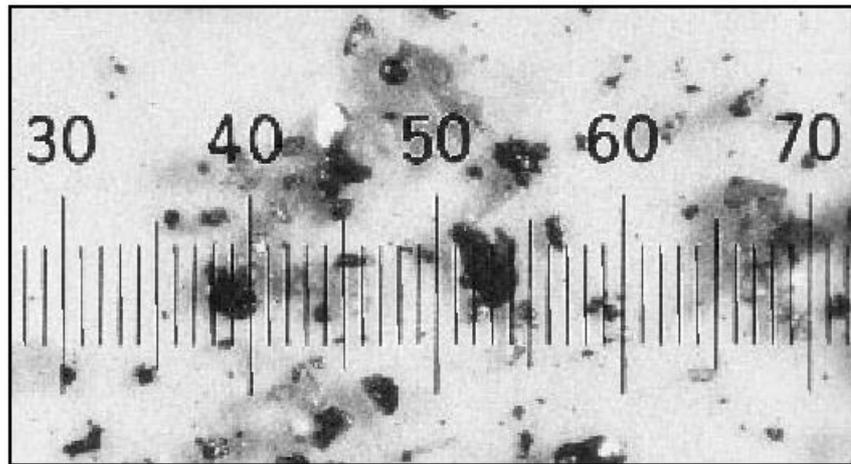


Figura 2.16 – Foto das partículas contaminantes (PARKER, 2004).

As bombas mais modernas e que trabalham a pressões mais altas, estão mais suscetíveis à contaminação do fluido. Porém, com o uso de peças que proporcionam ajustes autocompensadores, como já citados anteriormente, consegue-se um certo efeito regenerativo na bomba, aumentando consideravelmente sua durabilidade.

2.3.2 Cavitação

Cavitação, é o termo usado para descrever o processo de formação de núcleo, crescimento e implosão de cavidades de vapor ou gás. Especificamente, é a formação de bolhas de gás no fluido, que são provocadas pela mudança de fases líquido/vapor/líquido do mesmo, e se formam, quando a pressão estática do fluido é reduzida abaixo da sua pressão de vapor.

Segundo BRAVO (2002), quando a pressão local de um líquido é reduzida suficientemente, o ar dissolvido no óleo começa a sair da solução. Por sua vez, ao reduzir-se ainda mais a pressão local, a pressão de evaporação do líquido é alcançada e, as cavidades passam a ser preenchidas também com vapor. Estando estas cavidades formadas sujeitas à elevação da pressão, o crescimento delas deixa de acontecer. Com o subsequente aumento da pressão local, as cavidades começam a diminuir de tamanho e desaparecem, devido à

dissolução do ar e a condensação do vapor. Assim, quando as cavidades de vapor e/ou ar sofrem aumentos bruscos de pressão, elas implodem violentamente, gerando a ocorrência de altos picos de pressão localizados. A Figura 2.17, mostra de forma ilustrada, o processo da cavitação em uma bomba hidráulica de engrenagens.

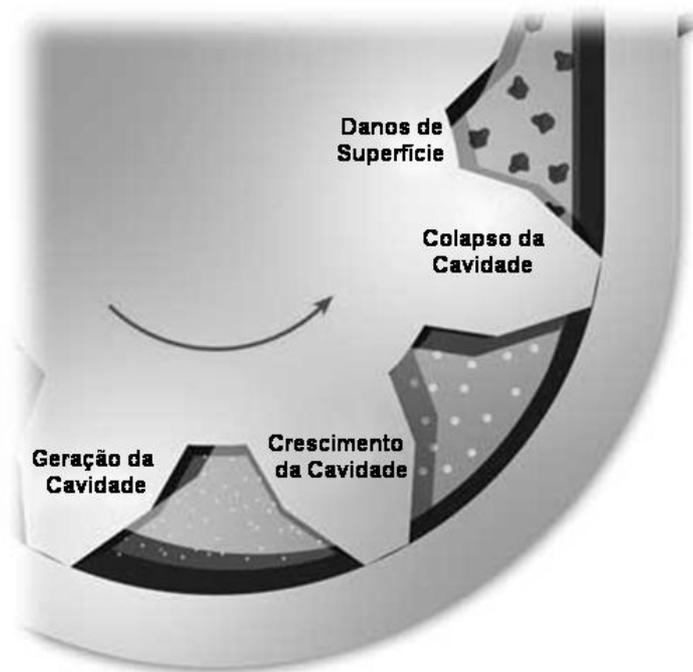


Figura 2.17 – Processo da cavitação (FITCH, 2005, tradução nossa).

Nas bombas hidráulicas, o causador deste tipo de desgaste, é o fluido hidráulico utilizado, pois não há a necessidade de uma segunda superfície de contato, mas que exista apenas movimento relativo, entre uma superfície e o líquido. No caso, este movimento é caracterizado pelo giro das engrenagens, o qual reduz a pressão em determinados locais, formando assim cavidades no fluido. Quando as cavidades entram em colapso e a pressão local aumenta, forma-se uma onda de choque, que bate contra as superfícies adjacentes de metal, destruindo as ligações do material. Primeiramente, essa onda de choque, produz uma tensão de compressão na superfície e então, ao ser refletida por ela, produz uma tensão de tração normal à superfície afetada. (FITCH, 2005)

Esse efeito contínuo faz com que sejam desprendidas partículas sólidas da superfície afetada. A Figura 2.18, mostra o aspecto do desgaste gerado por cavitação, na carcaça de uma bomba de engrenagens.

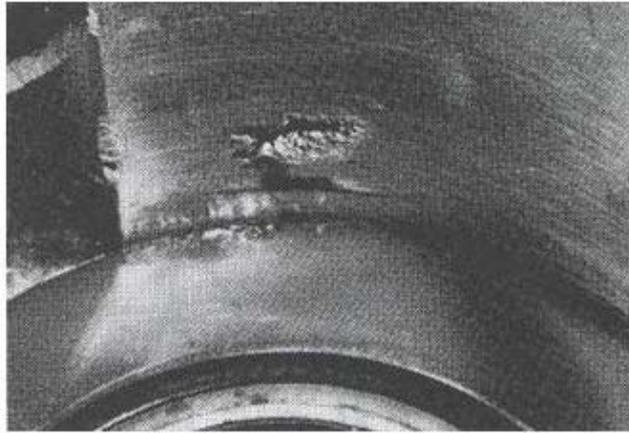


Figura 2.18 – Efeito da cavitação em uma carcaça de bomba de engrenagens (PALMIERI, 1994).

2.3.3 Sobrepressão e defeitos de fabricação

A sobrepressão no sistema hidráulico, é a elevação repentina da pressão, acima dos níveis considerados normais para o funcionamento de seus componentes e pode provir de várias causas. Este aumento inesperado de pressão no sistema, pode danificar internamente a bomba, causando a queda imediata de seu rendimento e em casos mais severos, pode provocar a quebra instantânea da bomba, aparecendo trincas em sua carcaça, o que proporciona vazamentos e entradas de ar que inutilizam a bomba. A Figura 2.19, mostra uma carcaça trincada devido a um pico de sobrepressão.

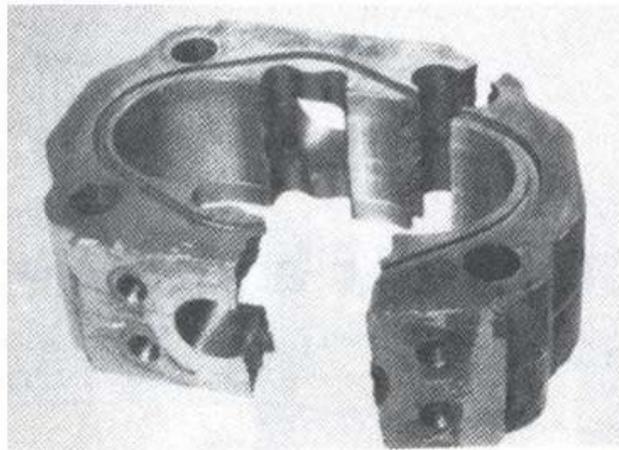


Figura 2.19 – Carcaça de uma bomba de engrenagens danificada pelo efeito da sobrepressão (PALMIERI, 1994).

Já por sua vez, os defeitos relacionados à fabricação destes componentes, podem decorrer de vários fatores, mas os que mais interferem no seu funcionamento são: o erro

nas folgas de fabricação, entradas de ar causadas por falhas de fundição nas tampas e carcaças e montagem invertida do sentido de rotação da bomba, causando assim um baixo rendimento, ruído e a cavitação no sistema.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM MATEMÁTICA

3.1 Introdução

As bombas hidráulicas de engrenagens externas, devido a sua simplicidade, robustez e custo reduzido, estão presentes atualmente em praticamente todos os sistemas hidráulicos e, apesar do fato de serem considerados dispositivos simples, formados por um par de engrenagens envolto por uma carcaça, algumas de suas características, são de uma complexidade relativamente grande. Assim, do ponto de vista do fabricante, é de suma importância entender tais características, visando um aprimoramento do projeto deste componente no futuro.

Nesta modelagem, foi utilizada uma bomba hidráulica de engrenagens externas de dentes retos modelo MDL40, vista na Figura 3.1. Este modelo, aloja dentro de sua carcaça (3) um par de engrenagens (6), que são apoiadas em mancais de rolamento de agulhas (4), abrigados por sua vez no flange (1) e internamente na carcaça (3). A fim de controlar a folga axial, este modelo de bomba possui duas placas compensadoras (5) e nelas são alojadas as vedações (2), responsáveis por separar as áreas de baixa e alta pressão, gerando assim o movimento de compensação.

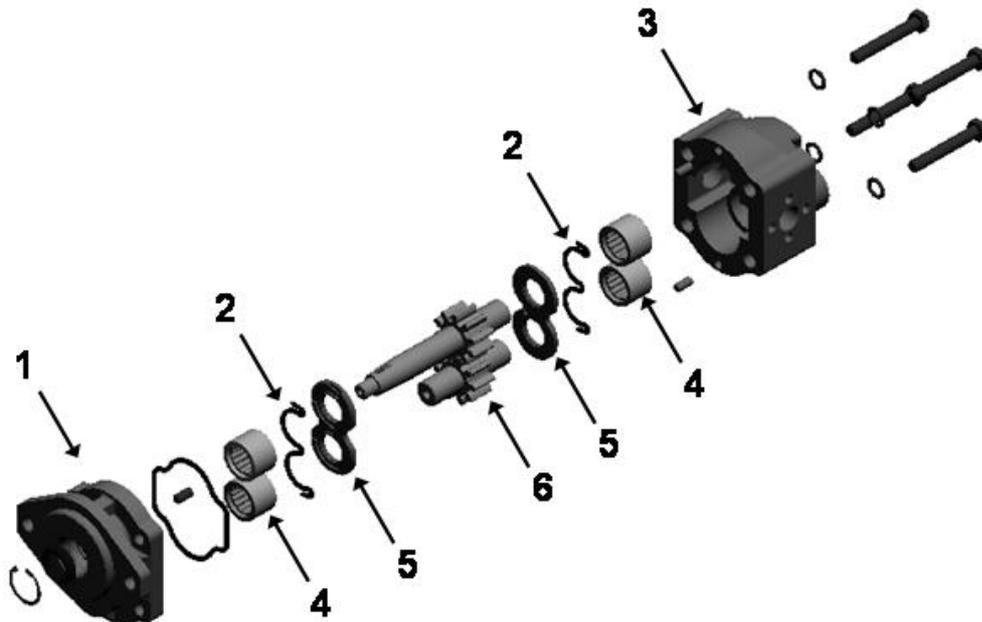


Figura 3.1 – Bomba hidráulica modelo MDL40.

O equacionamento descrito a seguir, está baseado nas equações fundamentais para análise em regime permanente e nas grandezas físicas, que regem o comportamento deste componente. Na modelagem utilizam-se equações com base na mecânica dos fluidos, termodinâmica e mecânica clássica, especificamente a equação da continuidade, equação de quantidade de movimento e a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle (LINSINGEN, 2001, DE NEGRI, 1987 e VAN WYLEN, 1976).

3.2 Vazão efetiva de uma bomba de engrenagens externas

Um dos pontos mais importantes na análise do rendimento de uma bomba de engrenagens, é a avaliação das perdas volumétricas, decorrentes das folgas existentes entre as partes móveis do componente, em consequência da diferença de pressão que lhe é imposta. Neste sentido, ainda podem ocorrer perdas de vazão, decorrentes da aeração ou cavitação presentes no sistema (LINSINGEN, 2001). Na presente pesquisa, foi empregada uma bomba centrífuga, para realizar a alimentação da bomba utilizada nos experimentos, garantindo assim que esta trabalhasse sem a presença dos efeitos da aeração e cavitação, podendo-se desconsiderar a ocorrência destes dois efeitos. As variáveis relacionadas ao escoamento do fluido, bem como as variáveis mecânicas utilizadas nesta modelagem, são vistas na Figura 3.2.

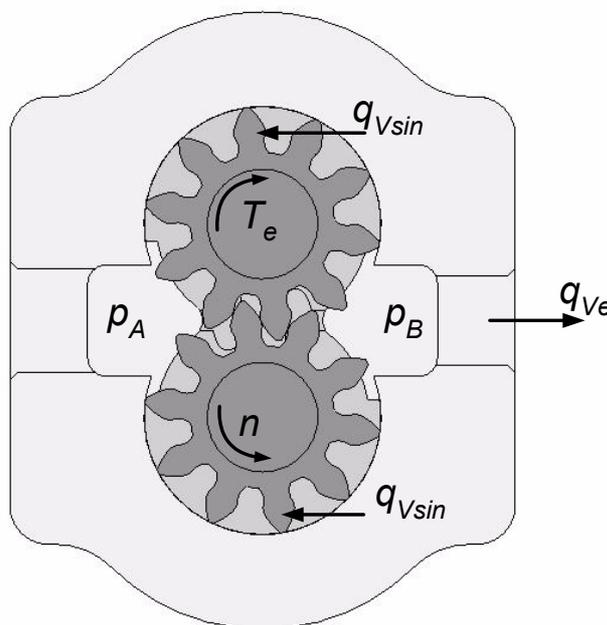


Figura 3.2 – Representação da bomba de engrenagens.

Como visto anteriormente no capítulo 2, a vazão efetiva de saída de uma bomba q_{Ve} , é dada pela diferença entre a vazão teórica q_{Vtc} e a vazão de fuga interna q_{Vsin} . O diagrama de blocos utilizado para simular esta situação é apresentado na Figura 3.3.

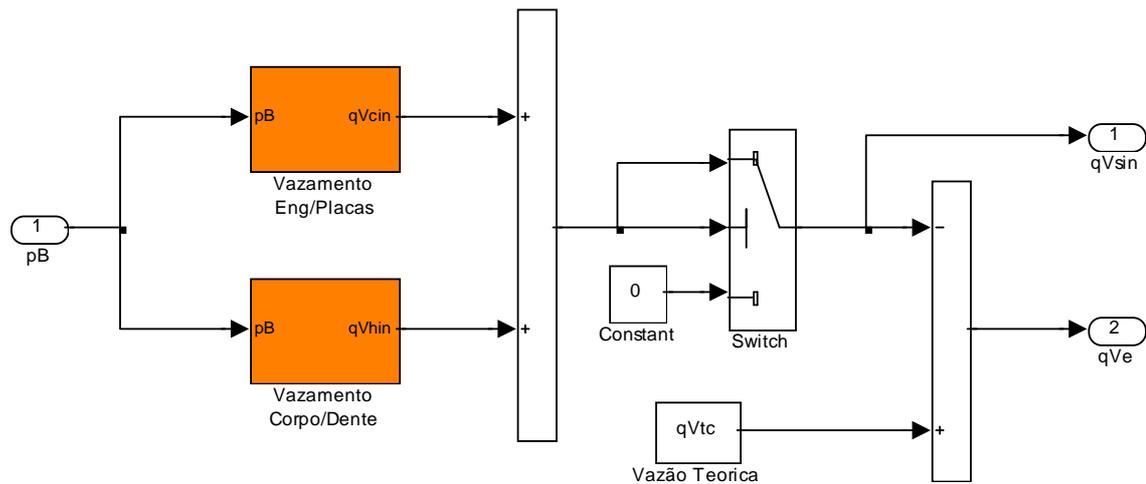


Figura 3.3 – Diagrama de blocos da equação da vazão efetiva.

Esta vazão de fuga interna decorrente de folgas existentes, cujas geometrias se assemelham à superfícies planas paralelas, pode, segundo LINSINGEN (2001) e HONG (1986), ser modelada pela equação da vazão entre placas planas paralelas, com movimento de uma das placas. Assim, pode-se notar que o vazamento interno $q_{V_{sin}}$, consiste essencialmente do somatório de dois vazamentos distintos:

1. O vazamento gerado devido à folga existente entre a cabeça do dente da engrenagem e a carcaça, e;
2. O vazamento gerado devido à existência da folga entre a lateral das engrenagens e as placas de compensação.

A Figura 3.4, representa de forma simplificada, os dois tipos de vazamentos internos existentes em uma bomba de engrenagens.

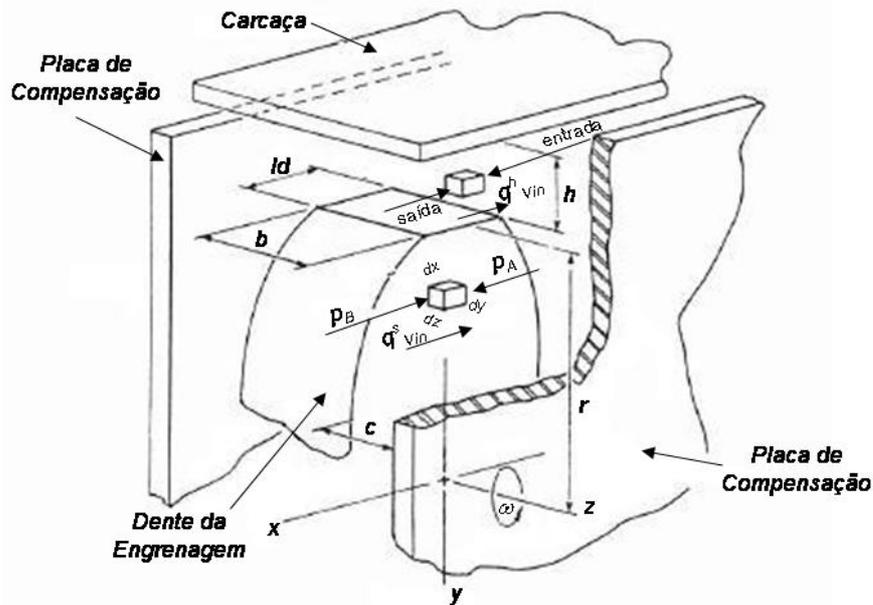


Figura 3.4 – Representação do vazamento interno de uma bomba de engrenagens (HONG, 1986, tradução nossa).

Assim sendo, tem-se que o vazamento entre a cabeça do dente e a carcaça da bomba é dado por:

$$q_{V \sin}^h = \frac{ld \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot b} \cdot (p_B - p_A) - \frac{ld \cdot h}{2} V \tag{3.1}$$

Onde:

ld = largura da cabeça do dente da engrenagem [m];

h = folga entre a cabeça do dente e a carcaça [m];

b = largura da engrenagem [m];

μ = viscosidade dinâmica (absoluta) do óleo [kg/m.s];

p_B = pressão da câmara de saída [Pa];

p_A = pressão da câmara de entrada [Pa], e;

V = velocidade da placa móvel¹ (superfície da cabeça do dente) [m/s].

O segundo termo da equação (3.1) determina a quantidade de fluido que adere a ponta do dente da engrenagem quando em movimento e que se desloca em sentido contrário ao vazamento. A Figura 3.5, mostra de forma simplificada, o formato deste perfil. Quanto maior o valor desta velocidade, menor o vazamento.

¹ Neste trabalho foi adotado o símbolo ' V ' para velocidade e ' v ' para volume específico.

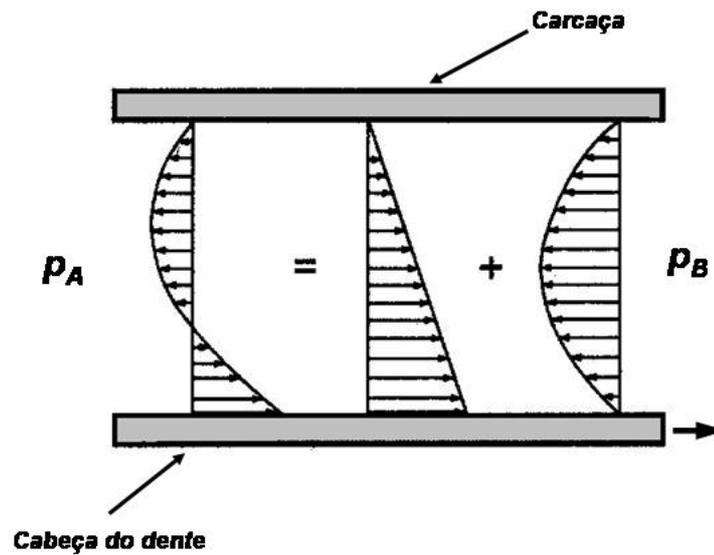


Figura 3.5 – Distribuição de velocidades entre a carcaça e a cabeça do dente (adaptado de LINSINGEN, 2001).

A velocidade da cabeça do dente da engrenagem, (placa móvel) é dada por:

$$V = \omega.r \quad (3.2)$$

Onde:

ω = velocidade angular da engrenagem [rad/s];

r = raio da engrenagem [m].

Na Figura 3.6 vê-se o diagrama de blocos que é utilizado no modelo para as equações (3.1) e (3.2).

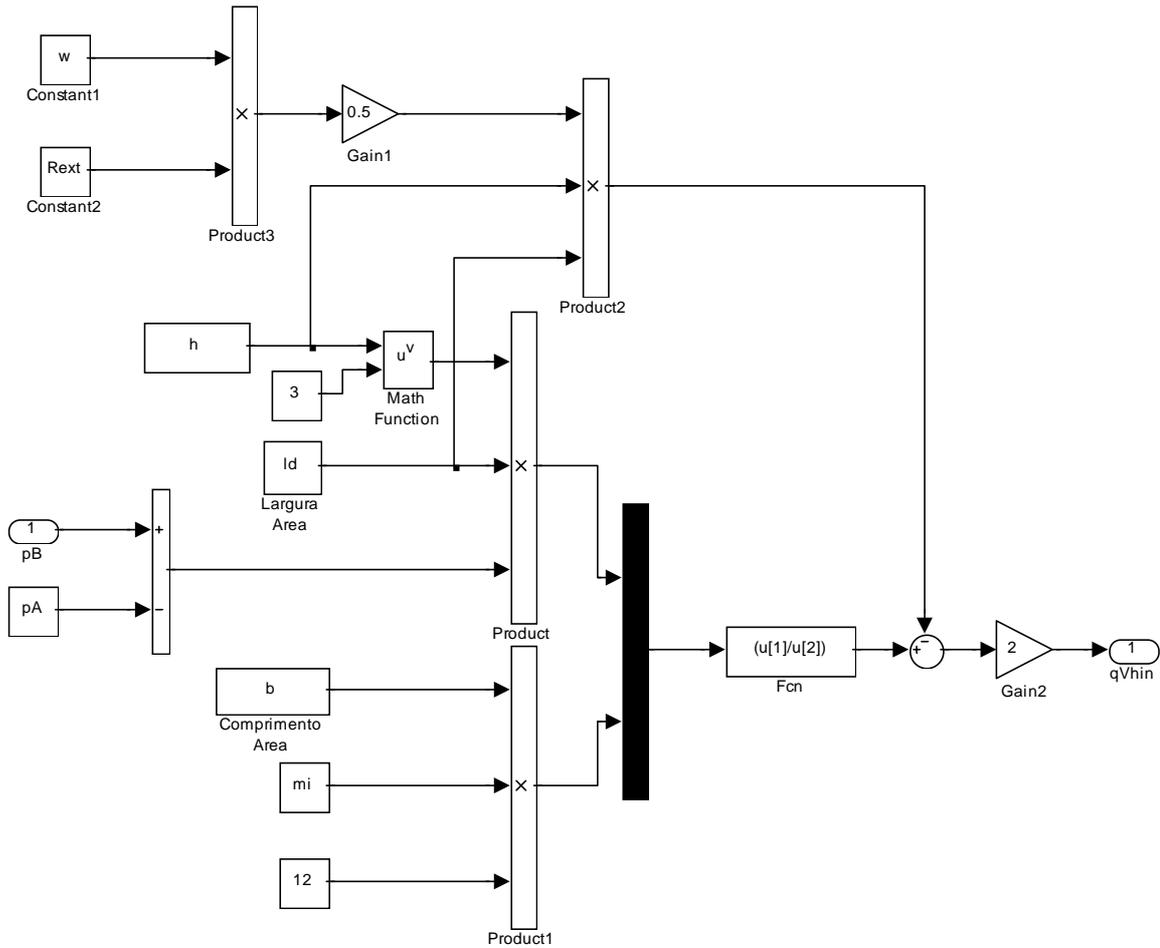


Figura 3.6 – Diagrama de blocos da equação do vazamento, entre a cabeça do dente e a carcaça da bomba.

A outra fonte de vazamento interno já identificada, refere-se ao vazamento localizado entre as duas placas e as laterais das engrenagens. Uma forma simplificada de se modelar esse vazamento, é apresentada por HONG (1986) e dada por:

$$q_{V\sin}^s = \frac{ld.c^3}{6.\mu.r} . (p_B - p_A) \pm \frac{ld.h}{2} V \quad (3.3)$$

Onde:

c = folga entre a lateral das engrenagens e as placas de compensação [m].

Neste caso, o segundo termo da equação (3.3) se anula, pois o fluido que adere a superfície em movimento durante o giro das engrenagens, ora está se somando, ora subtraindo do valor total do vazamento, devido ao movimento de rotação da engrenagem. A Figura 3.7 demonstra de forma simplificada este efeito e a Figura 3.8, apresenta o diagrama de blocos desta equação.

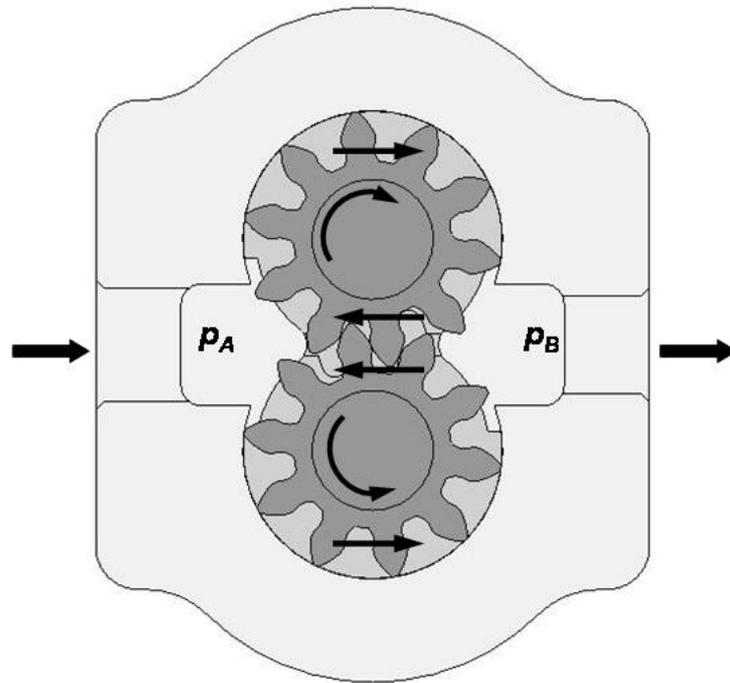


Figura 3.7 – Óleo que adere as laterais das engrenagens devido a rotação.

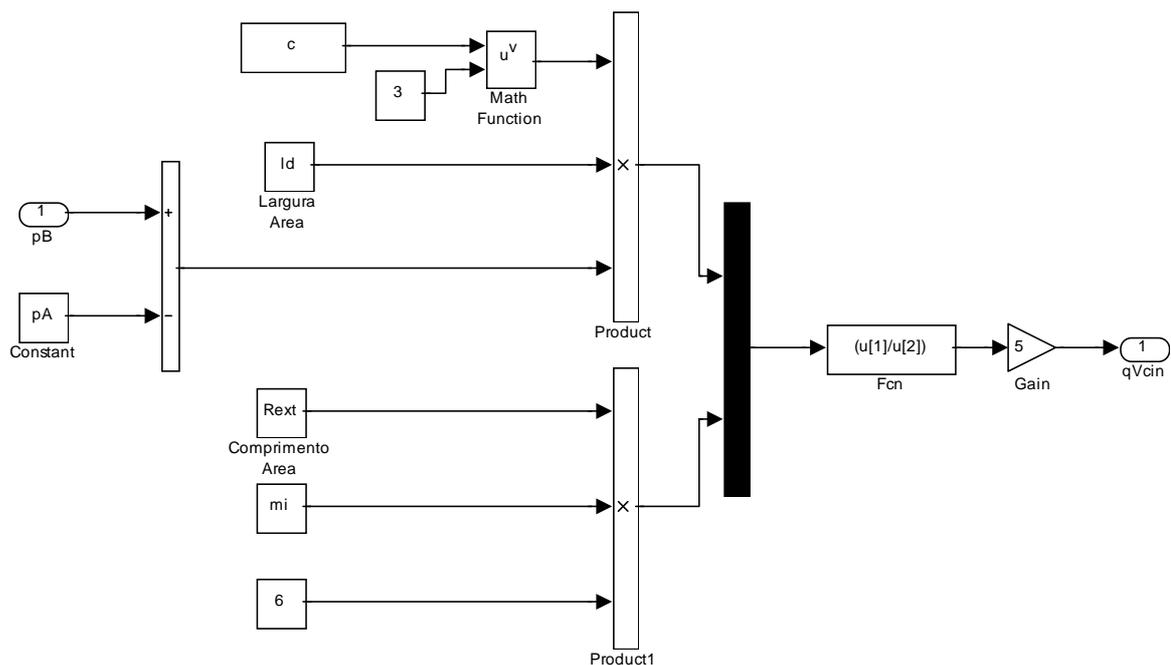


Figura 3.8 – Diagrama de blocos da equação do vazamento, entre o dente da engrenagem e as placas compensadoras.

Segundo MANNESMANN REXROTH GMBH (1991), a folga de lubrificação e de funcionamento, entre a lateral das engrenagens e as placas de compensação, é de aproximadamente $5 \mu\text{m}$, e considerando que o desgaste entre essas peças, seja compensado pelas placas, a folga entre a cabeça do dente e a carcaça, pode ser considerada como a maior fonte de vazamento interno. A Figura 3.9, mostra o comportamento das duas fontes de va-

zamento interno obtido por simulação, adotando um modelo com as equações (3.1) e (3.3) e os parâmetros construtivos da bomba, identificada na Figura 3.1. Esta figura e as demais apresentadas no Capítulo 3, têm o objetivo de dar uma informação qualitativa das grandezas envolvidas neste modelo, pois no Capítulo 5, os resultados teóricos e experimentais serão explorados detalhadamente.

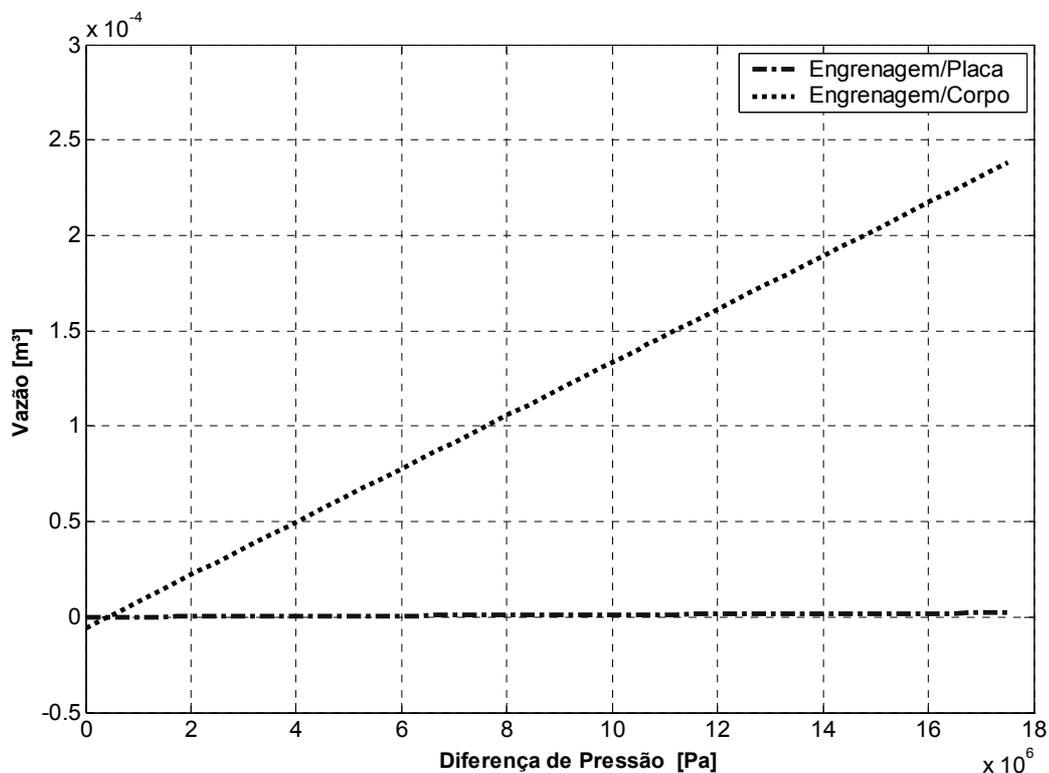


Figura 3.9 – Vazamentos internos de uma bomba de engrenagens

Assim, a vazão de fuga interna total de uma bomba hidráulica de engrenagens é dada por:

$$q_{V\text{sin}} = q_{V\text{sin}}^h + q_{V\text{sin}}^s \quad (3.4)$$

Na Figura 3.10, observa-se o comportamento da vazão efetiva e da vazão de fuga interna de uma bomba, cujas folgas internas simuladas no modelo proposto, assemelham-se às de uma bomba logo após sua fase de amaciamento. Com o aumento da pressão na câmara de saída, há uma queda da vazão efetiva e um aumento da vazão de fuga total da bomba. A Figura 3.11, mostra de forma qualitativa, o comportamento simulado destas variáveis em uma bomba com folgas internas maiores, considerando-se assim, que a mesma já tenha sofrido um desgaste maior. Percebe-se que a vazão efetiva cai demasiadamente com o aumento da pressão, em consequência do aumento significativo da vazão de fuga interna, no componente.

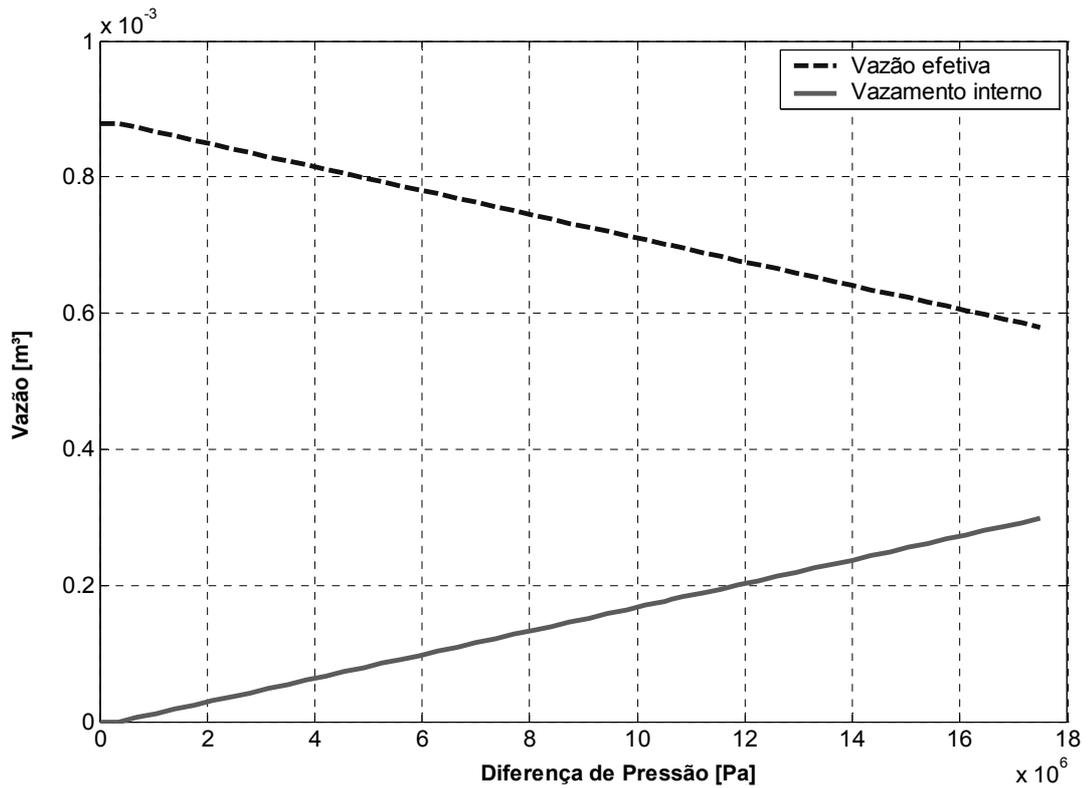


Figura 3.10 – Queda da vazão efetiva e aumento da vazão de fuga em uma bomba nova, com o aumento da pressão.

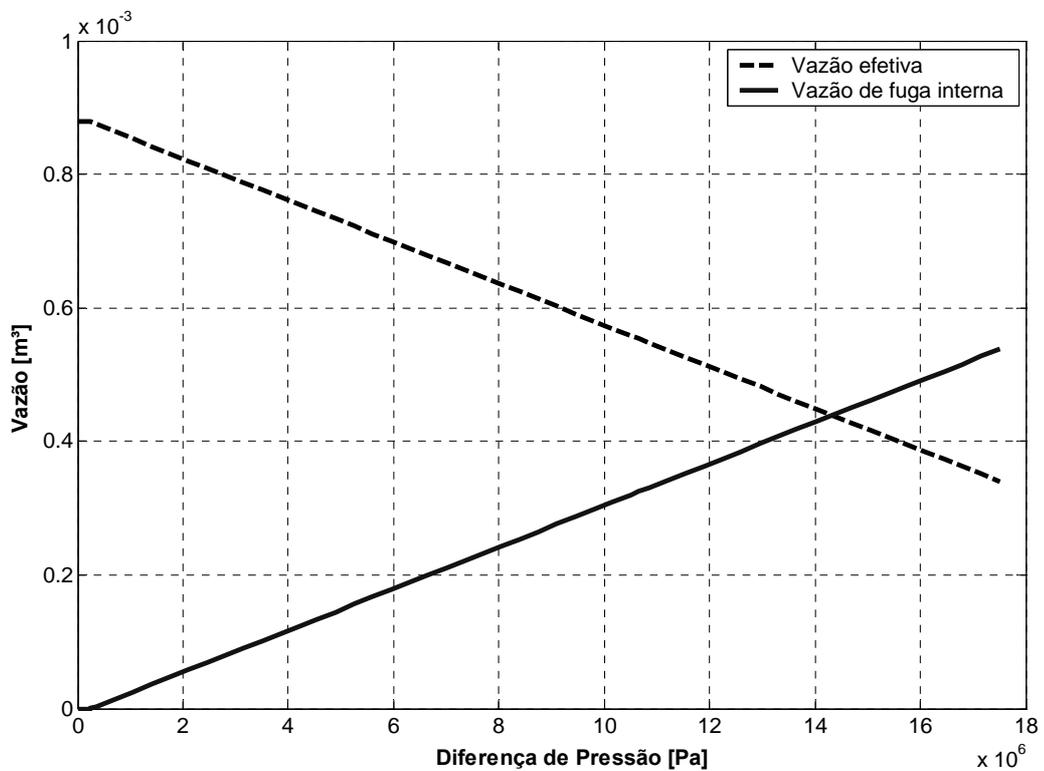


Figura 3.11 - Queda da vazão efetiva e aumento da vazão de fuga em uma bomba desgastada, com o aumento da pressão.

3.3 Torque efetivo

No Capítulo 2, definiu-se o torque necessário para acionar uma bomba de engrenagens, como sendo o torque efetivo T_e . Este torque, por sua vez, origina-se da soma do torque teórico T_{ic} , com o torque de atrito T_{at} .

Para LINSINGEN (2001), o torque de atrito, é considerado como o somatório de três tipos de perdas mecânicas, que estão sempre presentes nestes componentes, sendo estes:

1. Torque devido ao atrito mecânico;
2. Torque devido ao atrito viscoso do fluido, e;
3. Torque devido ao atrito das vedações.

Neste modelo de bomba, cujas placas compensam sua folga com a lateral da engrenagem, o torque de atrito mecânico é diretamente proporcional à pressão da câmara de saída da bomba. Para SHIGLEY (1984), considerando-se que a pressão entre os elementos em contato é constante e uniforme, o torque devido ao atrito mecânico, pode ser descrito de forma aproximada, como sendo:

$$T_{am} = \frac{F \cdot f}{3} \cdot \frac{d_{ex}^3 - d_{in}^3}{d_{ex}^2 - d_{in}^2} \quad (3.5)$$

onde:

T_{am} = torque de atrito mecânico [Nm]

F = força aplicada [Nm]

f = coeficiente de atrito

d_{ex} = diâmetro externo do disco considerado [m]

d_{in} = diâmetro interno do disco considerado [m]

A Figura 3.12, mostra a aproximação feita com o auxílio do *software* SOLIDWORKS, pertencente a empresa parceira deste trabalho, onde a área lateral da engrenagem que está em contato com a placa compensadora, é considerada como sendo a área de um disco. A equação (3.5), é relativa a apenas um par de superfícies em contato. Já na Figura 3.13, vê-se o diagrama de blocos, que simula o torque de atrito mecânico.

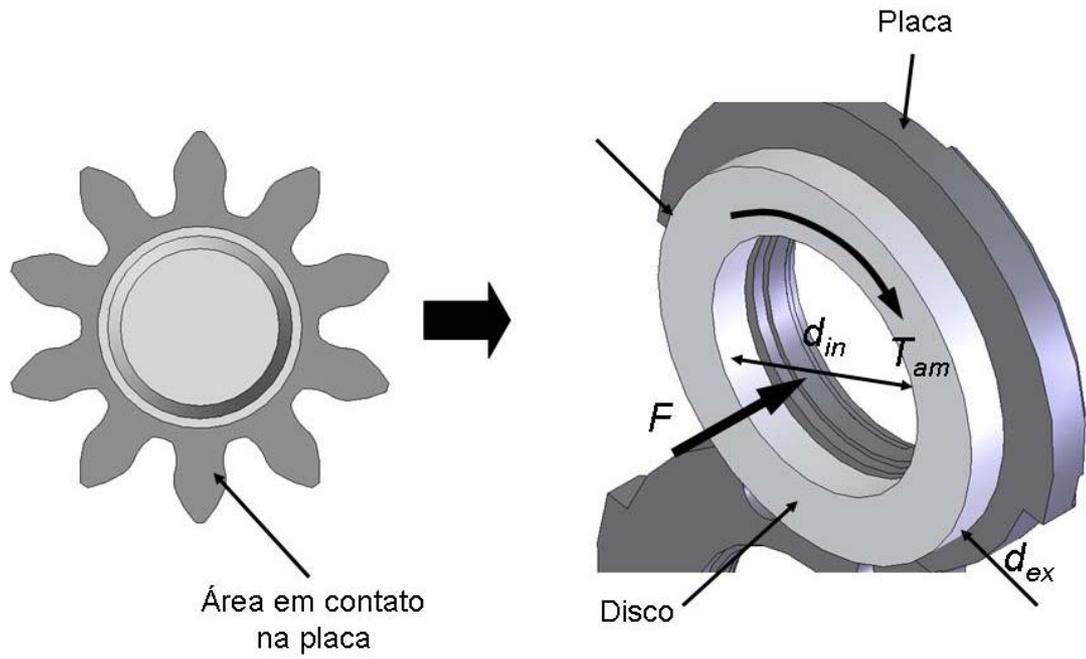


Figura 3.12 – Simplificação da área da lateral da engrenagem que está em contato com a placa compensadora.

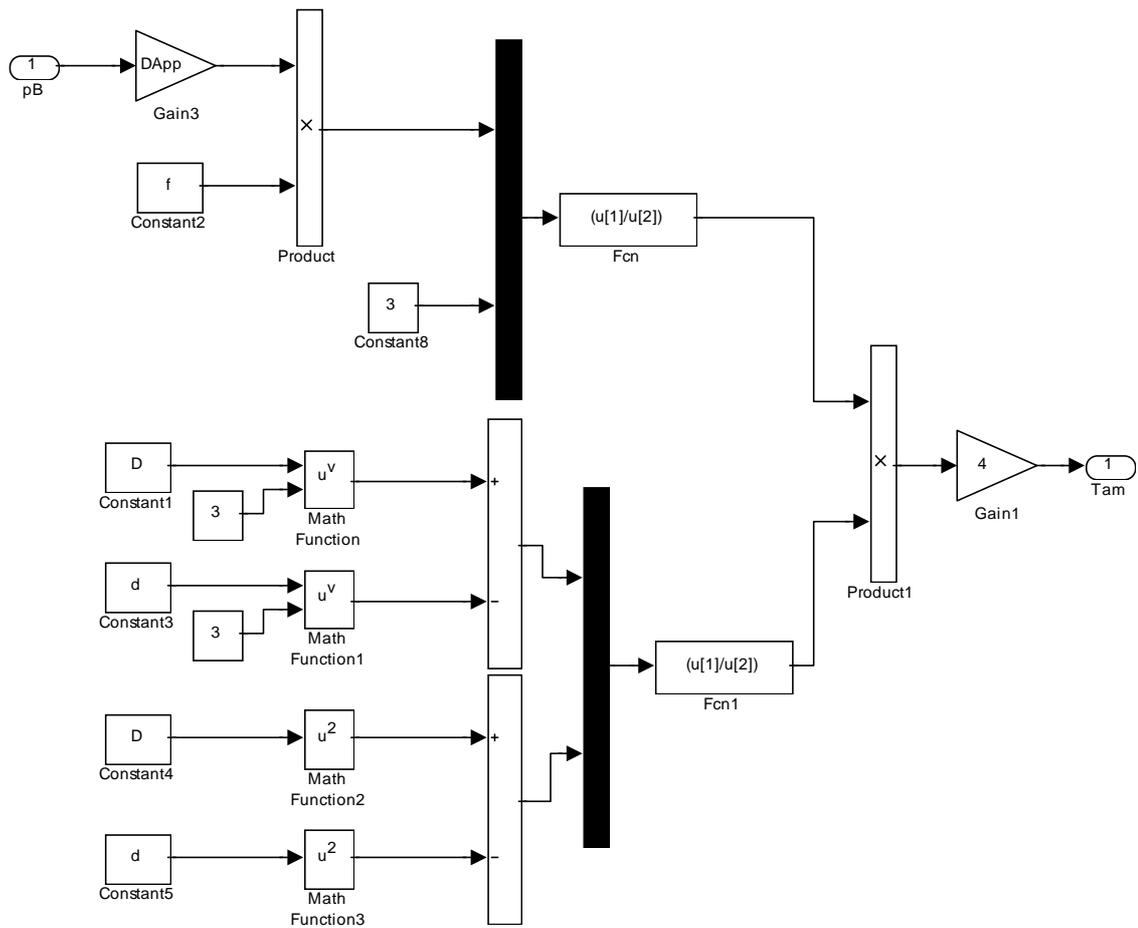


Figura 3.13 – Diagrama de blocos da equação (3.5).

O torque gerado pelo atrito viscoso, ocorre devido às folgas existentes entre as partes móveis e segundo BLACKBURN (1960), este atrito é proporcional a viscosidade, rotação e áreas. Como o cálculo do perfil do dente de uma engrenagem é muito complexo, o levantamento da área em contato, foi calculada, através do *software* citado acima. A Figura 3.14 mostra o formato da área utilizada para o cálculo.

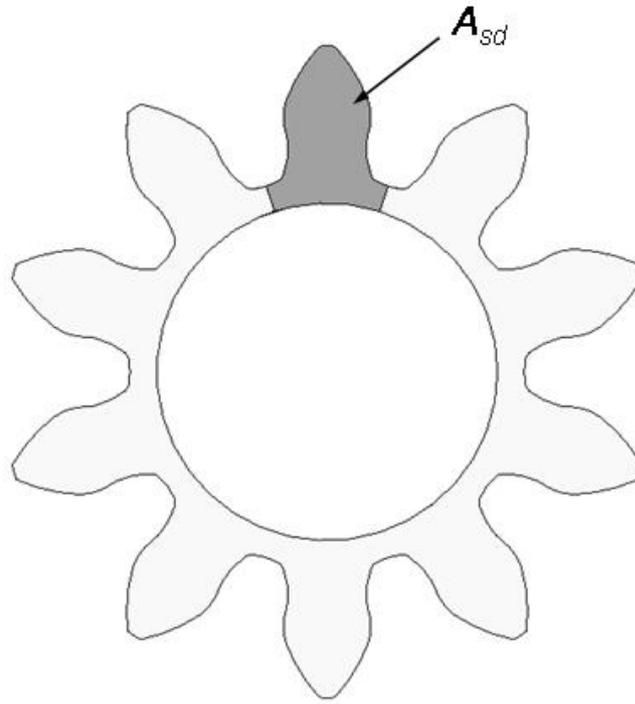


Figura 3.14 – Área lateral calculada de um dente da engrenagem.

Assim, segundo BLACKBURN (1960), o torque gerado pelo atrito viscoso pode ser descrito como:

$$T_v = \frac{2\pi\mu n A_{sd}}{c} . 4z \quad (3.6)$$

onde:

T_v = torque de atrito viscoso [Nm];

A_{sd} = área lateral de um dente em contato com a placa [m²];

z = número de dentes da engrenagem.

O diagrama de blocos da equação (3.6), utilizado no modelo matemático proposto é visto na Figura 3.15.

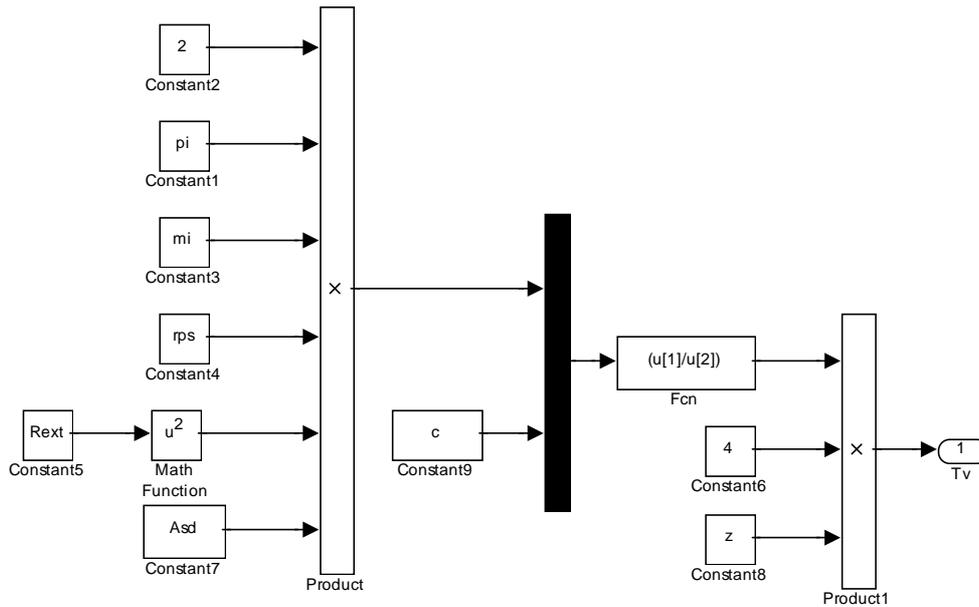


Figura 3.15 – Diagrama de blocos que representa a equação (3.6).

Por sua vez, a terceira parcela expressa o atrito gerado pelas vedações existentes na placa da bomba e é descrito como T_c . O aperto destas vedações, gera uma determinada força da placa na lateral da engrenagem, provocando este torque. Como não existe uma forma simples de se calcular esta força e, por conseqüência, o torque gerado por ela, esta parcela do torque de atrito será determinada de forma experimental (ver seção 5.2.2), e somada às demais parcelas calculadas do torque de atrito.

Assim sendo, o torque de atrito T_a é descrito como:

$$T_a = T_{am} + T_v + T_c \quad (3.7)$$

A Figura 3.16, mostra o comportamento de cada parcela do torque de atrito, obtido através de simulação destas equações.

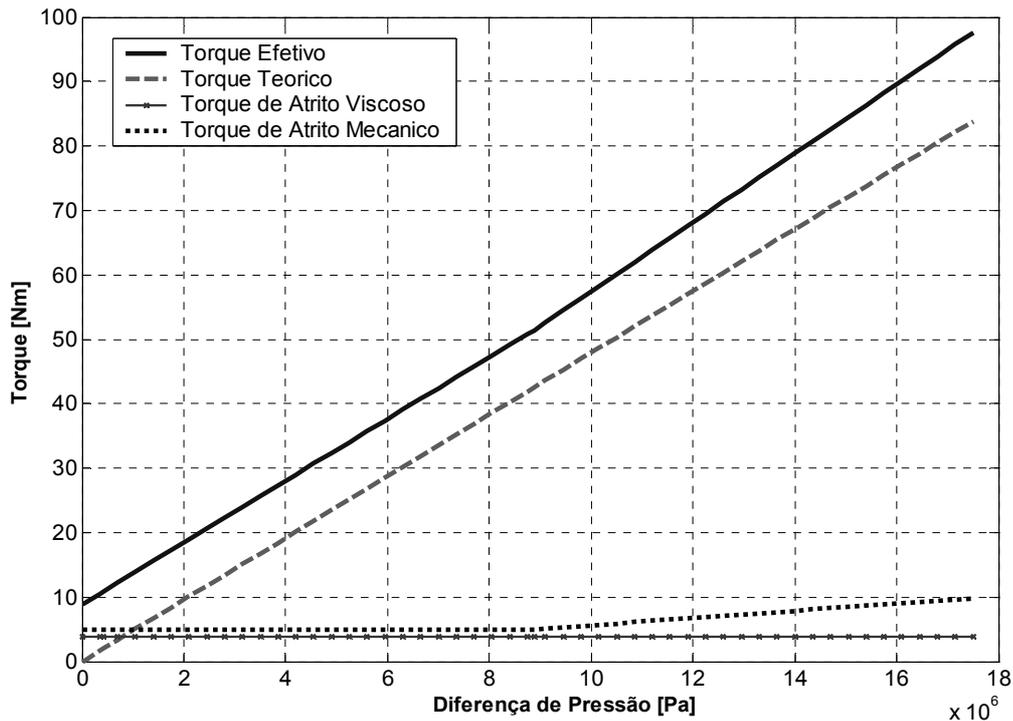


Figura 3.16 – Gráficos das parcelas que formam o torque efetivo teórico.

3.4 Acréscimo de temperatura no fluido de uma bomba de engrenagens externas.

As perdas de energia tanto em uma bomba, como em outros dispositivos que transformam ou convertem energia hidráulica, se tornam aparentes, na mudança da temperatura do fluido que passa através deles. Portanto, o fluido hidráulico, utilizado em uma bomba hidráulica, é portador de informações térmicas relacionadas à operação desta e, sendo assim, é coerente pensar em relacionar a medição da temperatura do fluido, ao rendimento da bomba hidráulica. Por sua vez é possível também, através de equações da termodinâmica, simular o aumento da temperatura do fluido que passa pela bomba, utilizando dados referentes às suas características de funcionamento. Entende-se que seja possível, através destes dados, se fazer um prognóstico do rendimento de uma bomba hidráulica, quando o fluido, ao sair da mesma tem um determinado acréscimo de temperatura em relação à entrada.

3.4.1 Descrição matemática da primeira lei da termodinâmica, para o volume de controle referente à bomba de engrenagens

A descrição matemática do comportamento térmico de uma bomba de engrenagens, descrita por STORCK (1998) e MANCO (1995), baseia-se na primeira lei da termodinâmica para um volume de controle, a fim de descrever a mudança de temperatura sofrida pelo fluido hidráulico ao passar pela bomba. A Figura 3.17, mostra o volume de controle considera-

do neste modelo, o qual coincide com as fronteiras externas da bomba e possui como seções de escoamento do fluido as vias de sucção e descarga.

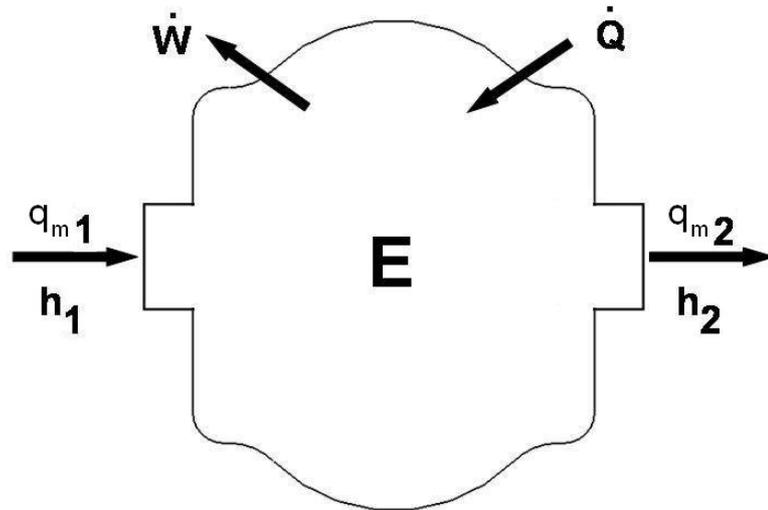


Figura 3.17 – Volume de controle para uma bomba de engrenagens.

Segundo VAN WYLEN e SONNTAG (1976), se o estado do fluido no volume de controle é uniforme e pode variar com o tempo e, se a massa no volume de controle é constante, mas sua taxa cruzando a superfície de controle pode variar no tempo, a primeira lei da termodinâmica pode ser expressa por:

$$\dot{Q} - \dot{W} = q_{m2}h_2 - q_{m1}h_1 + \frac{dE}{dt} \quad (3.8)$$

onde:

\dot{Q} = fluxo de calor pela superfície de controle [W]

\dot{W} = potência transferida pela superfície de controle [W]

q_m = vazão mássica (fluxo de massa) [kg/s]

h = entalpia específica [J/kg]

E = energia armazenada no volume de controle [J]

No caso de um escoamento em regime permanente, com uma entrada e uma saída no volume de controle, o fluxo de massa que entra no mesmo é igual ao que sai dele, assim:

$$q_m = q_{m1} = q_{m2} \quad (3.9)$$

Reescrevendo então a equação (3.8), tem-se:

$$\dot{Q} - \dot{W} = q_m(h_2 - h_1) + \frac{dE}{dt} \quad (3.10)$$

Nem todas as propriedades termodinâmicas, podem ser medidas de forma experimental e a entalpia específica h , é uma delas. Para encontrar-se, então, a diferença de en-

talpia presente na equação (3.10), a mesma precisa ser calculada a partir de outras variáveis, que possam ser medidas diretamente no experimento. Para VAN WYLEN e SONNTAG (1976), se o fluido pode ser tratado como uma substância pura, a entalpia pode ser considerada como uma função de duas propriedades independentes: $h = h(T, p)$, onde T é a temperatura absoluta e p a pressão absoluta. Diferenciando-se então h , em função de T e p , obtém-se a equação (3.11), que reflete um processo com alterações infinitesimais.

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp \quad (3.11)$$

O primeiro termo da equação (3.11), que relaciona a entalpia específica e a temperatura absoluta, pode ser descrito através de uma variável, denominada calor específico. Esta variável, expressa a quantidade de calor necessária para elevar a temperatura de um grau, por unidade de massa (VAN WYLEN e SONNTAG, 1976). O calor específico associado a um processo a pressão constante é expresso por:

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (3.12)$$

onde:

c_p = calor específico a pressão constante [J/kgK]

Conforme VAN WYLEN e SONNTAG (1976), a segunda parcela da equação (3.11), pode ser substituída a partir de uma relação da entropia com a entalpia, a qual considera o fluido utilizado uma substância pura, ou seja:

$$Tds = dh - vdp \quad (3.13)$$

onde:

s = entropia específica [J/kg]

v = volume específico [m³/kg]

Da relação anterior, pode-se escrever que:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T = v + T \left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_T \quad (3.14)$$

Utilizando a relação de Maxwell (VAN WYLEN e SONNTAG, 1976), para um sistema compressível simples descrita abaixo,

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = - \left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_T \quad (3.15)$$

e substituindo esta relação na equação (3.14), tem-se:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \quad (3.16)$$

Por sua vez, o coeficiente de expansão volumétrica, indica a variação de volume que resulta de uma variação da temperatura, enquanto a pressão permanece constante e pode ser escrito como:

$$\alpha_p = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \quad (3.17)$$

Substituindo a equação (3.17) na (3.16), tem-se:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = (1 - \alpha_p T)v \quad (3.18)$$

onde:

α_p = coeficiente de expansão volumétrica [K^{-1}]

Agora, substituindo na equação (3.11) as equações (3.12) e (3.18), tem-se a variação da entalpia para uma substância pura, descrita como:

$$dh = c_p dT + (1 - \alpha_p T)v dp \quad (3.19)$$

Quando a expressão diferencial da entalpia é integrada, associando-se limites finitos às variáveis e todos os seus parâmetros são substituídos por valores médios, referentes à faixa de temperatura e pressão em que irão trabalhar, a equação (3.19), pode ser escrita como:

$$\Delta h = \bar{c}_p \Delta T + (1 - \bar{\alpha}_p \bar{T})\bar{v} \Delta p \quad (3.20)$$

onde:

\bar{c}_p = calor específico médio a pressão constante [J/kgK]

\bar{T} = temperatura média do volume de controle [K]

\bar{v} = volume específico médio [m³/kg]

Δh = diferença de entalpia específica entre a entrada e a saída do volume de controle [J/kg]

ΔT = diferença de temperatura entre a entrada e a saída do volume de controle [K]

Δp = diferença de pressão entre a entrada e saída do volume de controle [Pa]

Segundo ANDERSSON (1999), STORCK (1998) e MANCO (1995), como a quantidade de fluido dentro do volume de controle é muito pequena, a taxa de variação de sua

energia interna pode ser desconsiderada ($dE/dt = 0$). Assim, substituindo a equação (3.20), na equação (3.10) tem-se:

$$\dot{Q} - \dot{W} = q_m (\bar{c}_p \Delta T + (1 - \bar{\alpha}_p \bar{T}) \bar{v} \Delta p) \quad (3.21)$$

A vazão mássica também pode ser escrita como:

$$q_m = \rho q_{ve} \quad (3.22)$$

onde:

ρ = massa específica [kg/m^3]

Finalmente, substituindo-se a equação (3.22), na (3.21), obtém-se a equação da variação da temperatura do fluido, que passa por um volume de controle, em regime permanente:

$$\Delta T = \frac{\dot{Q} - \dot{W}}{\rho q_{ve} \bar{c}_p} - \frac{(1 - \bar{\alpha}_p \bar{T}) \bar{v} \Delta p}{\bar{c}_p} \quad (3.23)$$

A Figura 3.18, exemplifica o comportamento teórico da temperatura em função do aumento de pressão na câmara de saída da bomba de engrenagens, simulado no diagrama de blocos visto na Figura 3.19.

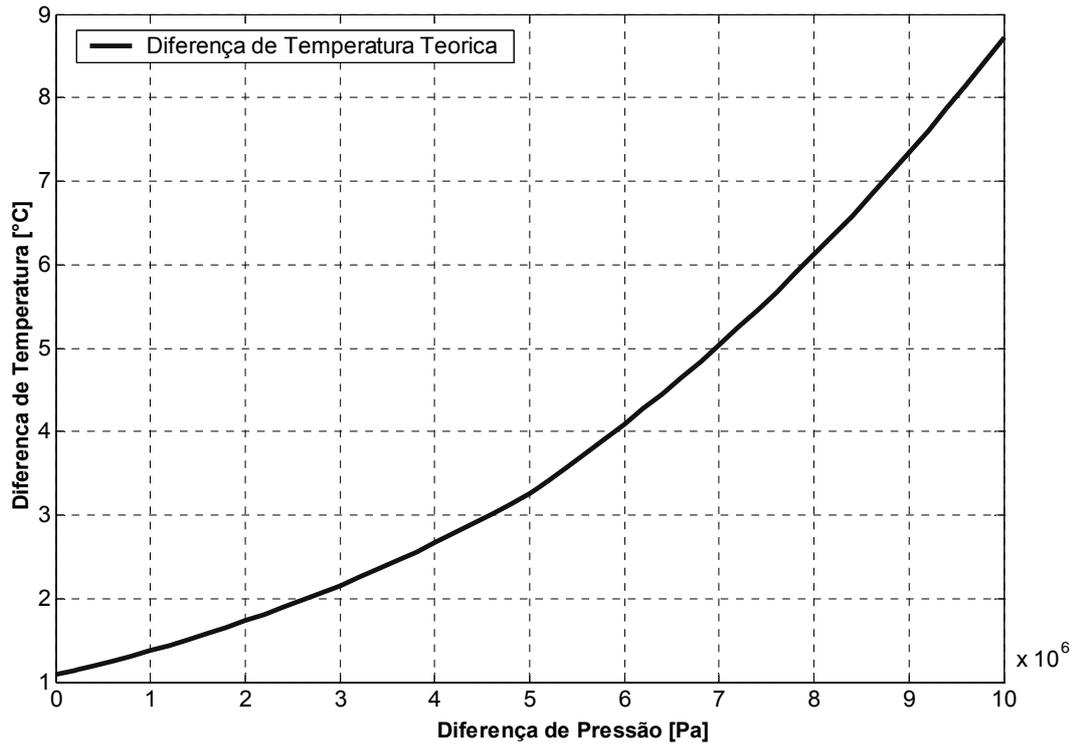


Figura 3.18 – Diferença de temperatura teórica em uma bomba de engrenagens de baixo rendimento.

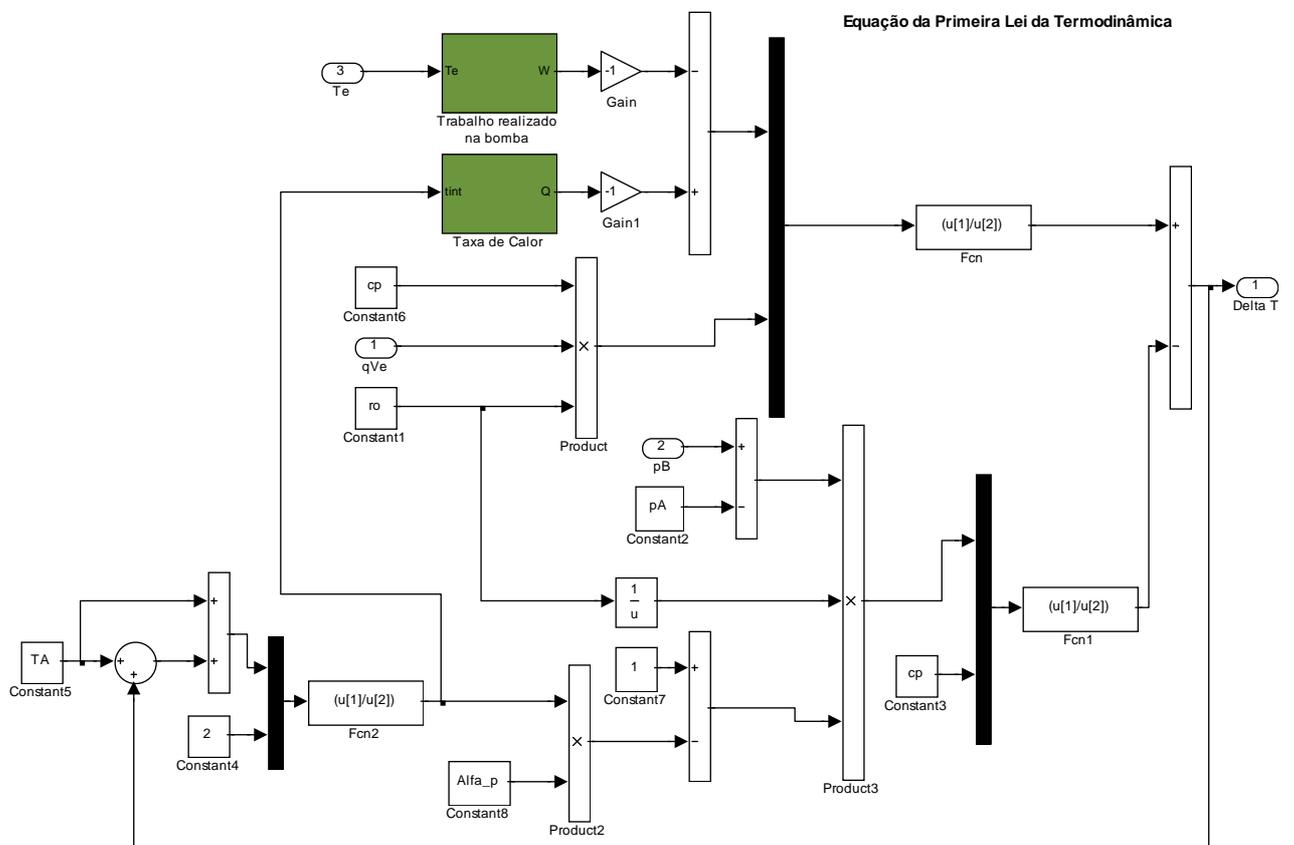


Figura 3.19 – Diagrama de blocos da equação da primeira lei da termodinâmica.

3.4.2 Trabalho no volume de controle

O trabalho transferido pela fronteira do volume de controle \dot{W} , citado na seção anterior, pode ser considerado como a potência de acionamento da bomba de engrenagens, ou seja, é a potência entregue no eixo da bomba. Assim sendo:

$$P_1 = \dot{W} \quad (3.24)$$

Então,

$$\dot{W} = T_e 2\pi n \quad (3.25)$$

3.4.3 Transmissão de calor, do volume de controle para o ambiente

Para STORCK (1998), a taxa de calor transferido pela fronteira do sistema de uma bomba hidráulica, pode ser calculada utilizando-se convecção natural e segundo KREITH (1973), a transmissão de calor por convecção natural, ocorre sempre que um corpo é colocado num fluido, a uma temperatura mais baixa ou mais alta que a dele. Como a bomba está imersa em ar e a sua temperatura tende a ser sempre mais alta que a do ambiente, parte do calor gerado pelo seu funcionamento, flui dela para o ar. Esta parcela é dada por:

$$\dot{Q} = \bar{h}_e A_s (T_{vc} - T_{am}) \quad (3.19)$$

onde,

\bar{h}_e = coeficiente de transferência de calor [W/m²K];

A_s = área superficial da bomba [m²];

T_{vc} = temperatura do volume de controle [K];

T_{am} = temperatura ambiente [K].

No caso da bomba estar trabalhando em regime permanente, considera-se que não há variação de temperatura dentro do volume de controle, ou seja, todo conjunto de peças que forma a bomba, não possui diferenças em suas temperaturas.

3.5 Considerações Finais

Neste capítulo foi apresentada à modelagem das equações necessárias para a representação das características de uma bomba hidráulica de engrenagens. Partindo-se do seu princípio físico, procurou-se mostrar matematicamente suas características de funcionamento, principalmente levando-se em conta os desgastes que causam a queda de seu rendimento.

Com os resultados obtidos neste modelo, no Capítulo 5 será possível realizar a comparação dos mesmos com os dados experimentais dos testes, visando desta forma sua utilização como ferramenta no controle do rendimento de bombas hidráulicas de engrenagens.

Por sua vez, os diagramas de blocos apresentados neste Capítulo, possibilitam ao leitor, a reprodução de todo o modelo apresentado até aqui, onde com a inserção dos parâmetros apresentados no Apêndice C, é possível realizar novamente todas as simulações necessárias.

CAPÍTULO 4

DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

Como visto anteriormente, o levantamento das características de funcionamento de uma bomba hidráulica de engrenagens externas é de certa forma complexo de se realizar, e necessita da utilização de sensores relativamente caros para esta tarefa. Neste sentido, para se validar o modelo proposto por este trabalho, foi necessária à construção de uma bancada de ensaios completa que demonstrasse as características reais do funcionamento da bomba, para que assim fosse possível, fazer-se a comparação dos dados reais com os dados simulados.

4.1 Bancada de ensaios

4.1.1 Estrutura física

Abancada de ensaios é composta basicamente por um motor hidráulico de engrenagens, uma bomba hidráulica de engrenagens externas acoplada a este motor, por uma válvula de alívio proporcional e equipamentos de medição, além de utilizar uma Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (UPCH). Foi adotado neste projeto um motor hidráulico no acionamento da bomba devido à necessidade de se variar as rotações de trabalho da mesma nos ensaios. Na Figura 4.1, pode-se observar desenhos do projeto da bancada, desenvolvida e instalada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP), do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC.

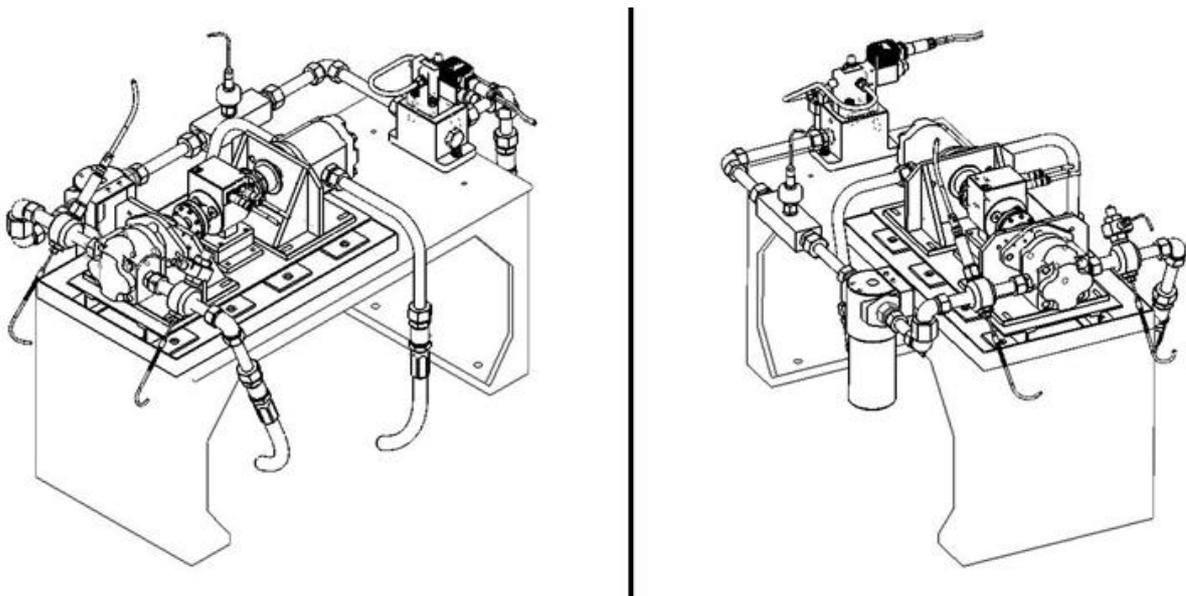


Figura 4.1 – Projeto da banca de ensaios.

O projeto e o desenvolvimento desta bancada, foram efetuados em parceria com a Medal Metalúrgica Dalla Lana Ltda, com o objetivo de realizar ensaios experimentais em laboratório, que representam situações reais de funcionamento, a fim de validar o modelo matemático proposto neste trabalho. Na Figura 4.2, vê-se de forma explodida, os principais componentes utilizados no projeto desta bancada, e que serão detalhados posteriormente neste capítulo. Na Tabela 1, apresenta-se resumidamente a descrição destes componentes.

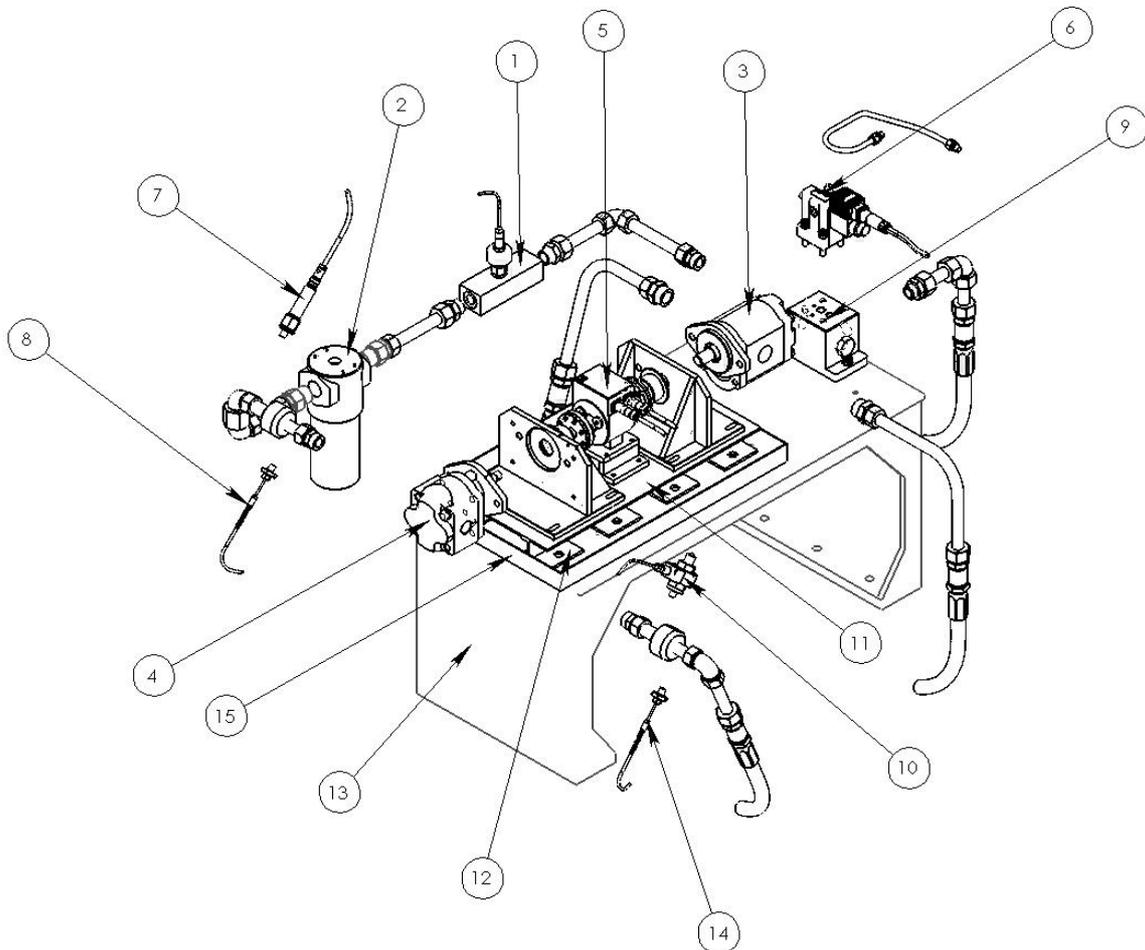


Figura 4.2 – Vista explodida da bancada de ensaios.

Tabela 1 – Descrição dos principais componentes da bancada de ensaios.

n°	IDENTIFICAÇÃO
1	Transdutor de vazão
2	Filtro de pressão
3	Motor hidráulico de engrenagens externas
4	Bomba hidráulica de engrenagens externas
5	Transdutor de torque e rotação
6	Válvula limitadora de pressão proporcional
7	Transdutor de pressão manométrica
8	Termopar
9	Sub placa da válvula limitadora
10	Transdutor de pressão diferencial
11	Base do conjunto motor – transdutor – bomba

12	Flange de fixação da bomba
13	Estrutura da bancada
14	Termopar tipo J
15	Reservatório de óleo

4.1.2 Circuito hidráulico

Na execução do projeto da banca de ensaios, foi necessária também a elaboração de um circuito hidráulico responsável pelo seu funcionamento. Este circuito foi elaborado segundo as normas ISO 4409 (ISO,1986), ISO 8426 (ISO,1988), ISO 1219-1 (ISO, 1991) e ISO 1219-2 (ISO, 1991) e é apresentado na Figura 4.3. Neste circuito, a unidade de condicionamento hidráulico (UPCH) é representada de forma simplificada. A Tabela 2, identifica os componentes do circuito mostrado na Figura 4.3.

Na câmara de entrada do motor hidráulico, instalado na bancada de ensaios, são conectadas as alimentações reguladas da unidade de potência, nas quais é controlada a pressão e a vazão volumétrica de óleo mineral. A unidade de potência e condicionamento hidráulico, possui duas alimentações reguladas, cada uma composta por uma bomba de pistões axiais de eixo inclinado, que supre vazões volumétricas de até $8,33 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ (50 L/min), podendo operar a uma pressão de trabalho de até $2,1 \times 10^7 \text{ Pa}$ (210 bar). A saída do motor é conectada ao reservatório da unidade de potência, também através de mangueiras apropriadas.

Segundo a norma ISO 4409 (ISO,1986), para garantir que a pressão de trabalho na entrada da bomba de engrenagens, seja constante durante a execução dos ensaios, a bomba centrífuga da unidade de potência e condicionamento hidráulico, foi utilizada para suprir a pressão e vazão necessárias.

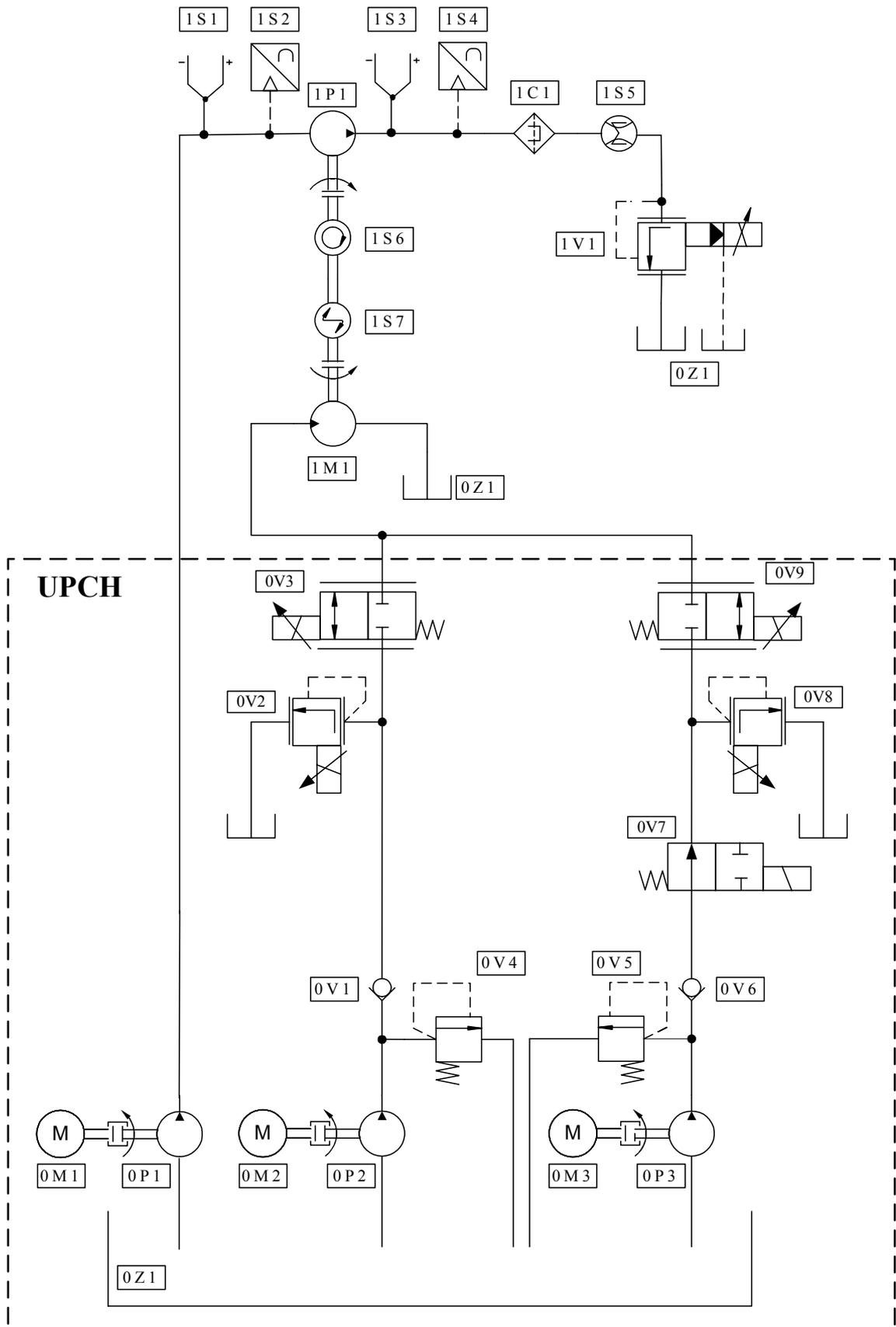


Figura 4.3 – Circuito hidráulico usado na bancada de ensaios.

Tabela 2- Componentes do circuito hidráulico da bancada de ensaios.

Descrição	Código do Componente
Bomba de pistões axiais de eixo inclinado	0P2 e 0P3
Bomba centrífuga	0P1
Válvula de retenção	0V1 e 0V6
Válvula controladora de vazão proporcional	0V3 e 0V9
Válvula limitadora de pressão proporcional	0V2 e 0V8
Válvula direcional	0V7
Válvula limitadora de pressão	0V4 e 0V5
Motor elétrico	0M1, 0M2 e 0M3
Reservatório	0Z1
Válvula limitadora de pressão proporcional BOSCH REXRO modelo DBEME10-5X/200YG24K4, com faixa de controle de pressão de 0 a 200 bar.	1V1
Motor hidráulico de engrenagens externas HIDRODINAMICA modelo Alumibeta.	1M1
Bomba hidráulica de engrenagens externas MEDAL, modelo MDL40 com vazão teórica de 30 L/min.	1P1
Filtro de pressão HDA modelo FP 40 010 FV 10B	1C1
Termopar tipo "J" (Fe-Cu Ni) com faixa de medição calibrada de 35 a 85°C.	1S1 e 1S3
Transdutor de pressão diferencial HBM, modelo PD1/10, com faixa de indicação de 0 a 10 bar, tipo indutivo com sensibilidade de 8mV/V	1S2
Transdutor de pressão manométrica HBM, modelo P3MB, com faixa de indicação de 0 a 500 bar, tipo extensiométrico resistivo com sensibilidade 2mV/V	1S4
Transdutor de vazão do tipo turbina axial WEBSTER INSTRUMENTS, modelo CT125, faixa de medição de 0 a 125 Lpm.	1S5
Transdutor de torque e rotação HBM TNA32FNA, capacidade de medição de torque até 200 Nm e de rotação até 20000 rpm	1S6 e 1S7

4.1.3 Sistema de aquisição e controle da bancada de ensaios

No levantamento das características das bombas ensaiadas é necessária à utilização de instrumentos, que façam a leitura correta das grandezas envolvidas nos experimen-

tos. Na Figura 4.4, observam-se os dispositivos de medição utilizados nessa bancada, para o levantamento dos parâmetros de pressão da entrada e saída da bomba, rotação e torque do eixo, vazão e temperaturas do óleo hidráulico nas câmaras de entrada e saída da bomba, além dos equipamentos hidráulicos utilizados.

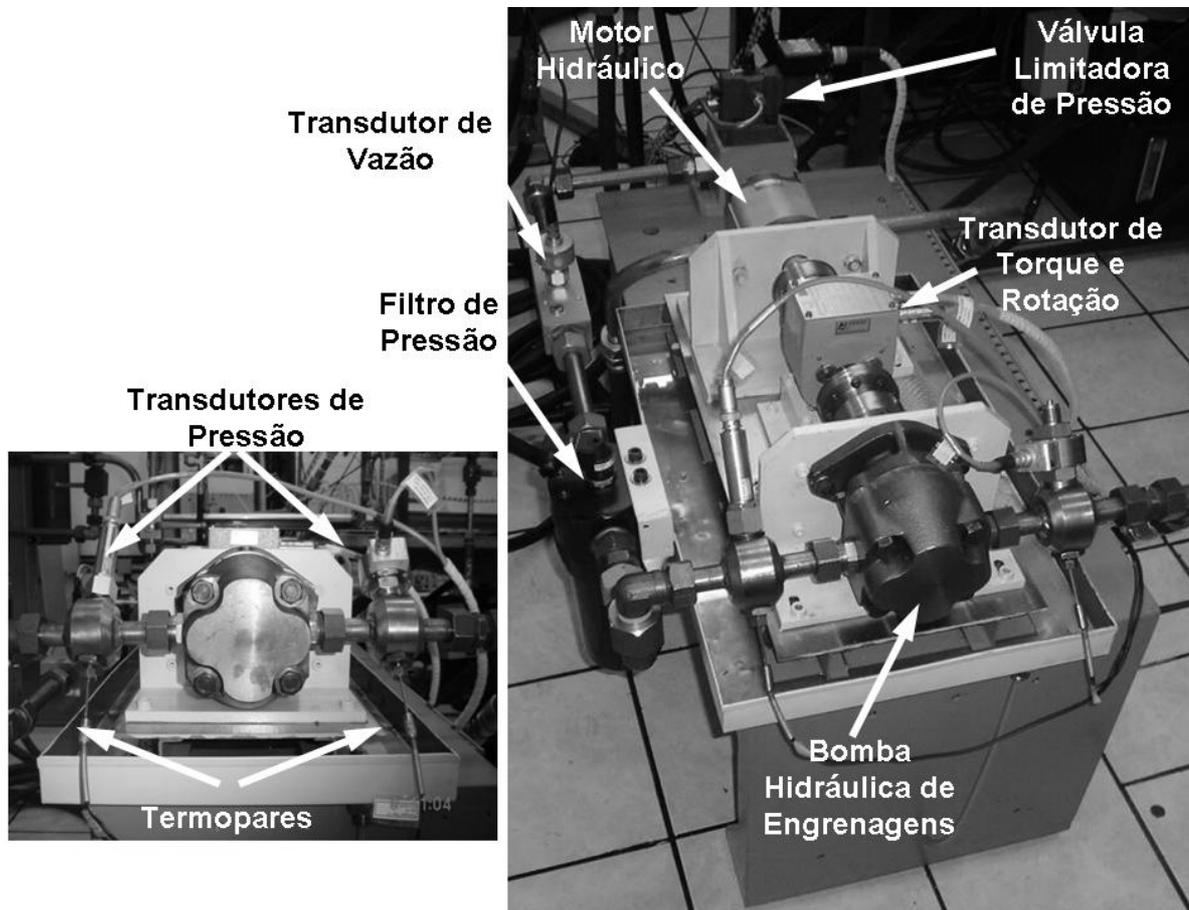


Figura 4.4 – Componentes de medição utilizados na bancada

Entre o eixo do motor hidráulico de acionamento e a bomba testada, está posicionado o transdutor de torque e rotação. A conexão é feita por chavetas e acoplamentos flexíveis, adequados aos torques desenvolvidos, que são capazes de absorver pequenos desalinhamentos de montagem.

Na câmara de entrada e saída da bomba hidráulica, foram instalados transdutores de pressão e termopares, para medir a pressão e a temperatura do óleo hidráulico. Os sinais de pressão, são enviados para dois canais de um condicionador de sinais, onde são tratados e posteriormente enviados ao sistema de aquisição de dados, aonde é feita a leitura da pressão nos transdutores. Os sinais de temperatura captados pelos termopares são enviados através de um cabo de compensação para dois canais de um condicionador de sinais no qual a compensação de junta fria é automaticamente realizada; esses sinais, são tratados e posteriormente enviados ao sistema de aquisição de dados, possibilitando a monitoração e medição direta da temperatura.

Após os transdutores de pressão de saída e temperatura de saída, foi instalado um transdutor de vazão volumétrica do tipo turbina, e sua leitura é feita diretamente no sistema de aquisição de dados.

Na seqüência, foi instalada uma válvula de alívio proporcional, utilizada para gerar uma contra-pressão na saída da bomba, simulando condições de carregamento reais. A saída da válvula de alívio e o dreno, são descarregados no reservatório da unidade de potência. Para controlar a contra-pressão da válvula de alívio, um sinal elétrico entre 0 V e 10 V é enviado a esta válvula, podendo-se operá-la continuamente entre qualquer valor de pressão entre 0 bar e 200 bar. Maiores informações sobre o sistema de medição, incluindo as incertezas dos instrumentos utilizados, encontram-se no Apêndice A.

Durante a execução dos ensaios na bomba é de suma importância que a rotação e a pressão da câmara de saída possam ser controladas e mantidas nas condições desejadas.

Desta forma, para se fazer o controle da rotação, esta foi medida através da utilização do transdutor de rotação e o seu controle foi realizado atuando-se sobre as válvulas proporcionais de controle de vazão da UPCH, que regulam a vazão de óleo que passa pelo motor hidráulico. Para efetuar tal controle, foi utilizado um controlador do tipo proporcional-integral.

Da mesma maneira, para efetuar-se o controle da contrapressão da câmara de saída da bomba, esta pressão foi medida através da utilização do transdutor de pressão, instalado na linha de saída; e o seu controle foi feito através de uma malha de controle entre o transdutor de pressão e a válvula de alívio de pressão proporcional, que gera uma contra-pressão na saída da bomba, proporcional ao sinal de voltagem que recebe. Novamente, um controlador do tipo proporcional-integral foi utilizado no controle de pressão.

Através da escolha apropriada dos respectivos ganhos do controlador, o controle de rotação e pressão foi realizado apropriadamente, sendo que a Tabela 3, mostra os ganhos utilizados em cada controlador.

Tabela 3 – Ganhos dos controladores PI de rotação e pressão.

	Proporcional	Integral
Rotação	0,05	0,25
Pressão	0,1	2

Utilizando-se destes dois controladores de forma independente, foi possível variar a pressão na saída da bomba, bem como sua vazão, alterando-se a rotação. Assim, foi possível o levantamento das características da bomba, em função da rotação e da pressão de saída da mesma.

A implementação do sistema de controle anteriormente descrito, foi realizado através de um sistema integrado de aquisição e controle (AQX), que incorpora uma placa de processamento e controle digital, desenvolvida pela REIVAX (REIVAX, 2001), que foi integrada

aos demais instrumentos, conforme o diagrama de circuito elétrico mostrado posteriormente na Figura 4.8. A Figura 4.5, mostra a tela de trabalho do *software* SMO, utilizado no sistema de aquisição onde, neste ambiente integrado de controle, o diagrama de blocos, que representa a planta a ser controlada (Figura 4.6) é inserido.



Figura 4.5 – Montagem do diagrama de blocos no *software* SMO.

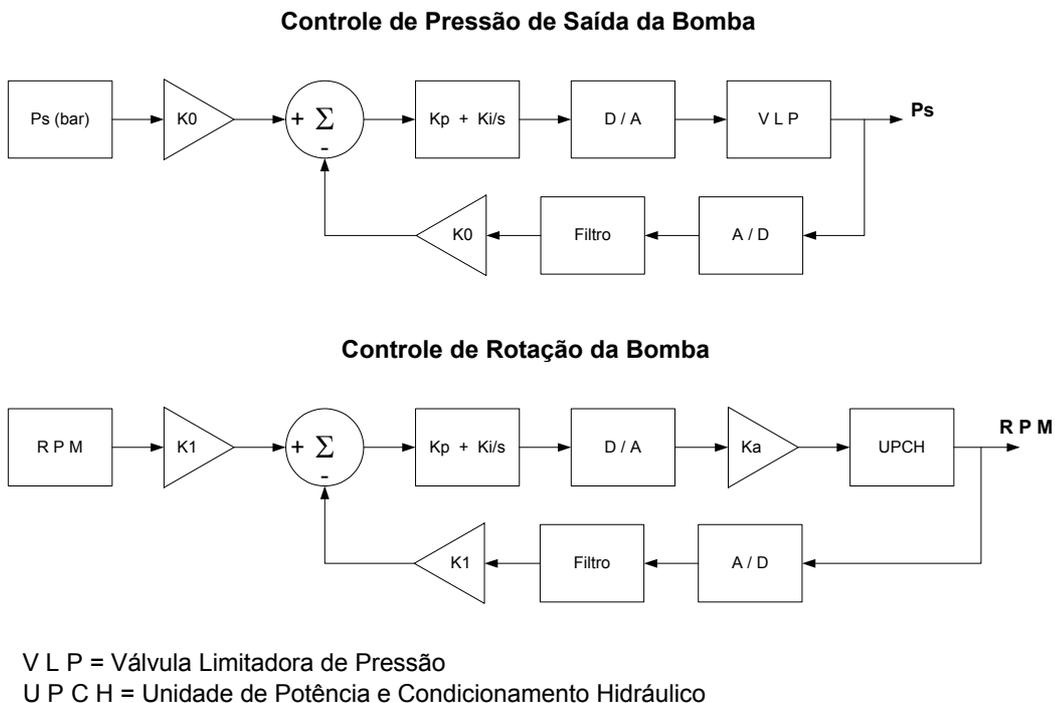


Figura 4.6 - Diagrama de blocos do controle da bancada de testes.

Logo após a montagem da planta, faz-se necessário que os dados referentes a cada bloco da mesma, sejam configurados com seus respectivos parâmetros. Na Figura 4.7, vê-se a tela de configuração do bloco proporcional integral (PI), utilizado nesta planta de controle. Nesse bloco, os valores de entradas, bem como os ganhos para o controle de pressão da saída da bomba, devem ser inseridos. Desta forma, com base na planta de controle inserida no *software*, o mesmo faz o controle, monitoramento e captura das variáveis desejadas do ensaio pré-determinado.

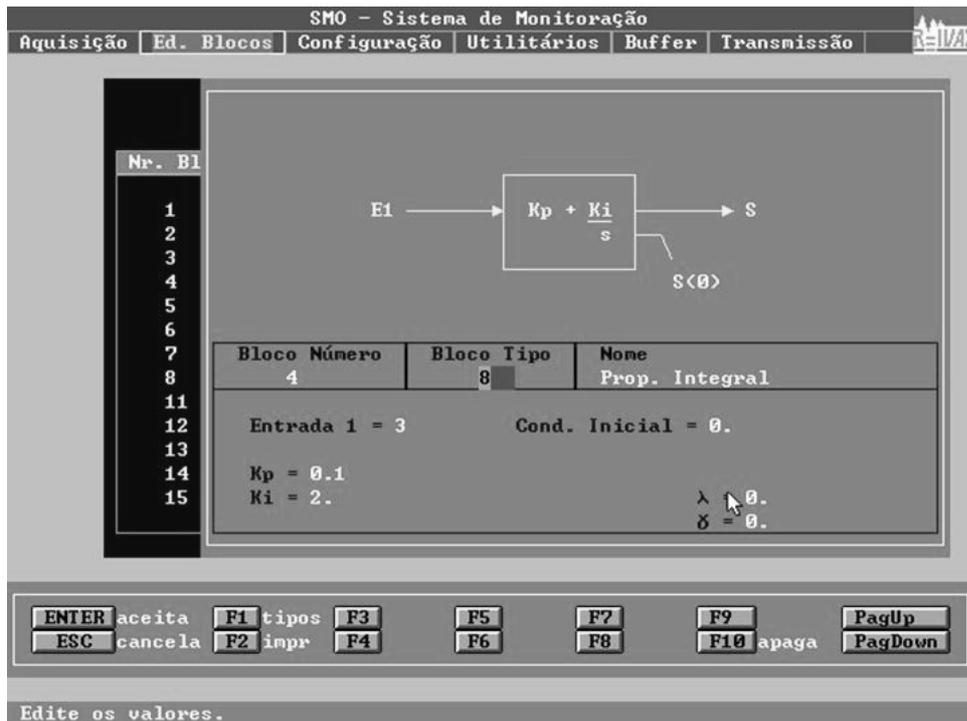


Figura 4.7 – Tela de configuração do bloco PI.

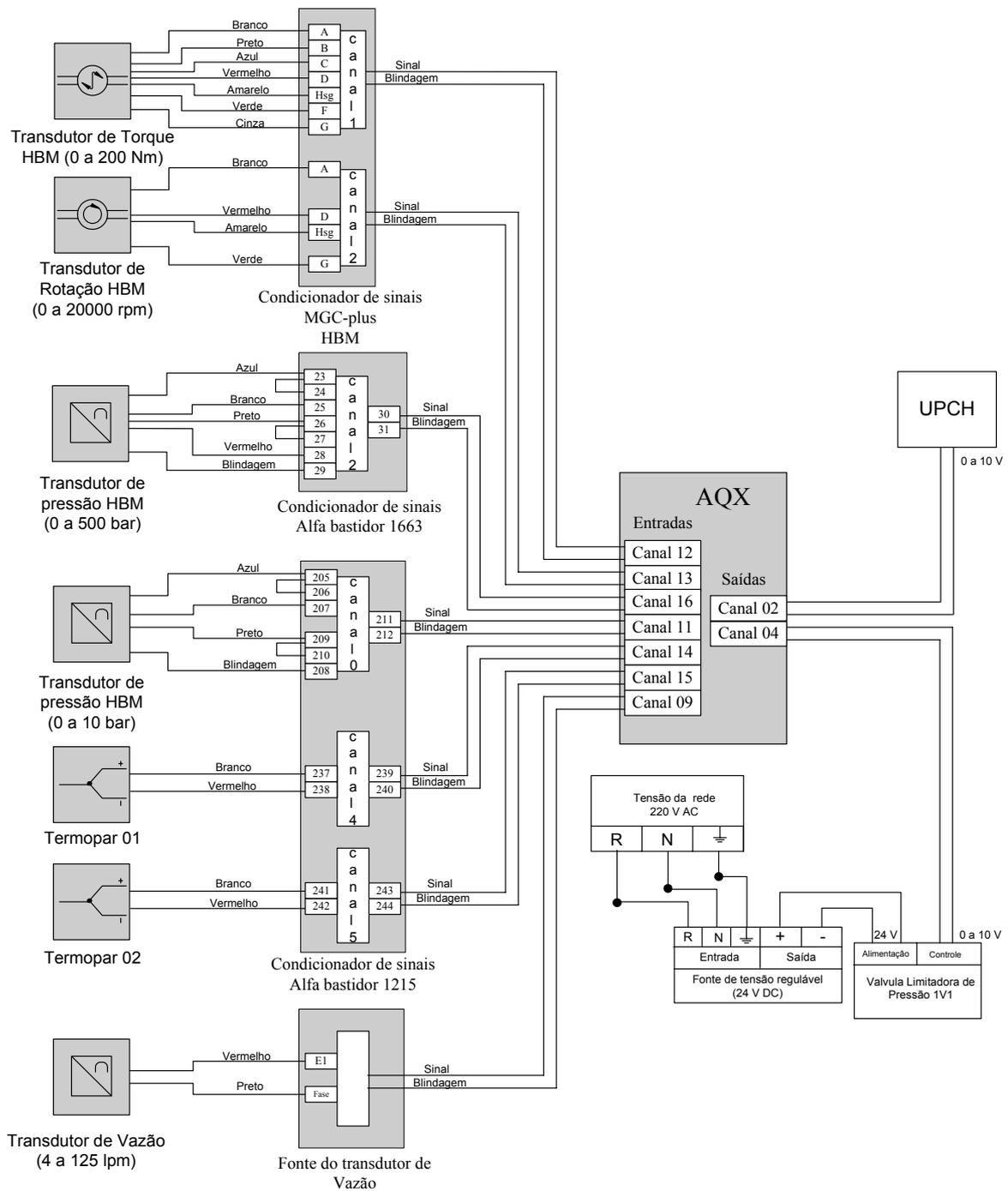


Figura 4.8 – Circuito elétrico de aquisição de sinais e acionamento.

4.2 Procedimento experimental

A seguir, será feita a descrição dos passos para a realização dos ensaios das bombas de engrenagem, na bancada de testes.

1. Regular a condição de pressão máxima de suprimento para o motor hidráulico, através das válvulas de controle de pressão proporcionais 0V2 e 0V8 da UPCH;
2. Carregar o arquivo do modelo dos diagramas de bloco da Figura 4.5, na AQX;

3. Ajustar no modelo, os parâmetros de rotação na bomba e pressão desejada para o teste, na câmara de saída da mesma;
4. Colocar em funcionamento o ensaio da situação desejada;
5. Esperar que as condições avaliadas na situação do teste proposto entrem em regime permanente;
6. Por fim, fazer a captura dos dados a serem analisados.

Nesses ensaios foram levantadas através do sistema de aquisição de dados AQX, a pressão e a temperatura do óleo hidráulico, nas câmaras de entrada e de saída da bomba, sua vazão, o torque e sua rotação. No apêndice 2, encontra-se a bancada de ensaios de bombas, utilizada para demonstração deste trabalho, a qual foi projetada e construída no LASHIP e que fez parte do estande da UFSC na Feira Internacional de Máquinas Ferramenta (FEIMAFE 2005), realizada em São Paulo.

CAPÍTULO 5

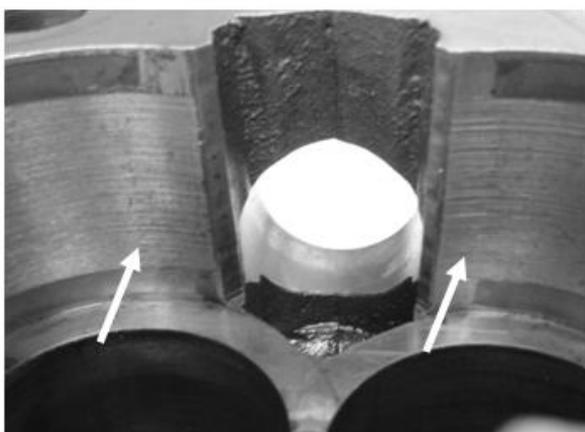
ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo, serão apresentados os resultados obtidos neste estudo, fazendo-se uma comparação entre dados experimentais e simulados. Inicialmente, serão apresentados os parâmetros que tiveram de ser levados em conta nos experimentos, a fim de validar o modelo matemático proposto.

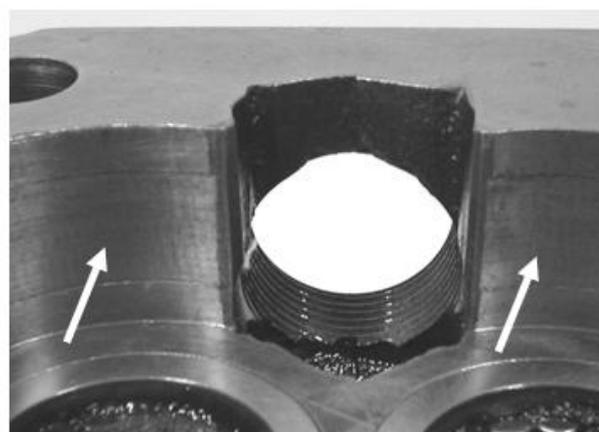
5.1 Parâmetros do sistema

A principal causa da queda de rendimento em bombas hidráulicas de engrenagens externas é o desgaste de seus componentes internos. Assim, para que fosse possível realizar testes com bombas de baixo rendimento, foi necessária a confecção de peças especiais que apresentassem as mesmas características das peças desgastadas naturalmente, durante seu uso em sistemas hidráulicos. Desta forma, os desgastes executados nas bombas, podem ser facilmente modelados, possibilitando a comparação teórico experimental.

Através da análise de vários componentes, que sofreram grande desgaste interno durante seu uso em tratores e máquinas agrícolas, constatou-se que o desgaste ocorre em três peças distintas da bomba, ou seja: na carcaça, nas engrenagens e nas placas de compensação axial. Assim sendo, a MEDAL executou desgastes similares aos reais nestas peças. Nas carcaças, este desgaste situa-se no lado de entrada do óleo, como já discutido no Capítulo 2 e também mostrado na Figura 5.1. Nesta figura, vê-se lado a lado, uma carcaça que apresenta um desgaste natural de funcionamento e uma carcaça com o desgaste usado, em um centro de usinagem da empresa.



Carcaça com desgastes reais



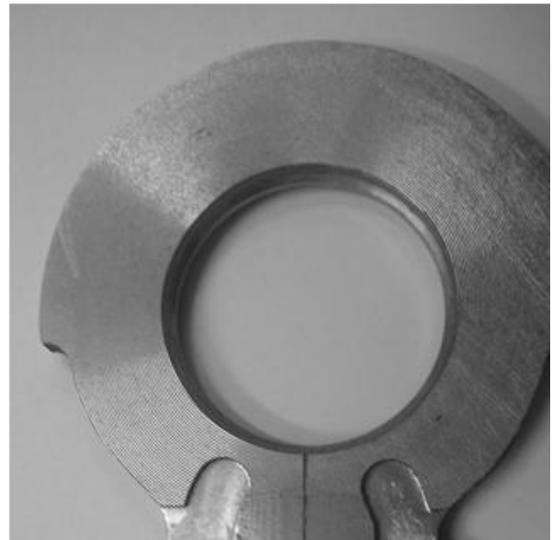
Carcaça com desgastes usinados

Figura 5.1 – Carcaça de bomba com desgaste real e usinado.

Da mesma forma que nas carcaças, foram usinados desgastes controlados, nas placas de compensação e laterais das engrenagens. Na Figura 5.2 e Figura 5.3, mostram-se, respectivamente, a comparação entre os desgastes reais e os usinados.



**Placa de compensação
com desgaste real**



**Placa de compensação
com desgaste usinado**

Figura 5.2 – Placa de compensação com desgaste real e usinado.



**Desgaste real da lateral
da engrenagem**



**Desgaste usinado da lateral
da engrenagem**

Figura 5.3 – Engrenagens com desgaste real e usinado.

Como na análise das peças das bombas desgastadas, constatou-se que a carcaça da bomba era a que mais sofria os efeitos do desgaste, decidiu-se usinar duas carcaças com medidas diferentes, uma delas com um desgaste aproximado de 0,025 mm e a outra com um desgaste aproximado de 0,05 mm. Como nas placas e na lateral das engrenagens os desgastes verificados eram de menores proporções, estas duas partes foram usinadas com um desgaste aproximado de 0,05 mm. Com estas peças, foi possível realizar duas montagens diferentes para realizar os experimentos necessários; os quais serão mais bem detalhados no decorrer deste capítulo.

Outros fatores que influenciam no resultado do modelo proposto, são as características do fluido hidráulico nos experimentos. Na bancada de testes é empregado o óleo mineral ISO VG32 (Móvil DTE 24), que atende todos os requisitos especificados para o teste de componentes hidráulicos. Neste modelo, foram utilizados os dados referentes à densidade, viscosidade, calor específico e expansibilidade térmica do óleo. Todos estes dados foram obtidos em testes realizados pelo LASHIP, cujos valores encontram-se na Tabela 4.

Tabela 4 – Parâmetros referentes ao óleo DTE 24

Descrição	Valor Utilizado
Densidade	836 kg/m ³
Viscosidade	26,36 x 10 ⁻³ kg/ms
Calor Específico	1961,75 J/kgK
Expansibilidade Térmica	0,7 x 10 ⁻³ K ⁻¹

5.2 Resultados teóricos experimentais

Através de recursos disponíveis no *software* MATLAB, confrontou-se os dados teóricos com os experimentais, levantados da bancada de ensaios, através do sistema de aquisição de dados AQX.

Realizaram-se testes, com três configurações diferentes de bombas: uma bomba nova, a qual sofreu apenas seu amaciamento natural; uma bomba com desgaste nas placas e nas engrenagens, cujo desgaste da carcaça é de 0,025mm e, por fim uma bomba com desgaste nas placas e engrenagens e, com um desgaste de 0,05 mm na carcaça. Estes testes foram efetuados nas rotações de 1200, 1500 e 1750 rpm, e as pressões de trabalho simuladas, variaram entre 0 e 17,5 MPa (175 bar).

5.2.1 Vazão da bomba

Os primeiros testes realizados na bancada de ensaios, foram em uma bomba nova do modelo MDL40. Estes testes, por sua vez, foram feitos após o período de amaciamento da bomba, no qual as partes móveis da mesma desgastaram-se, melhorando assim sua vedação interna. A Figura 5.4, mostra a queda da vazão desta bomba, para cada pressão

de trabalho estipulada, sendo 1750 rpm a rotação de trabalho neste caso. Nas demais rotações o comportamento da vazão é o mesmo, pois com o aumento da pressão, aumentam os vazamentos internos, diminuindo por consequência a vazão efetiva da bomba.

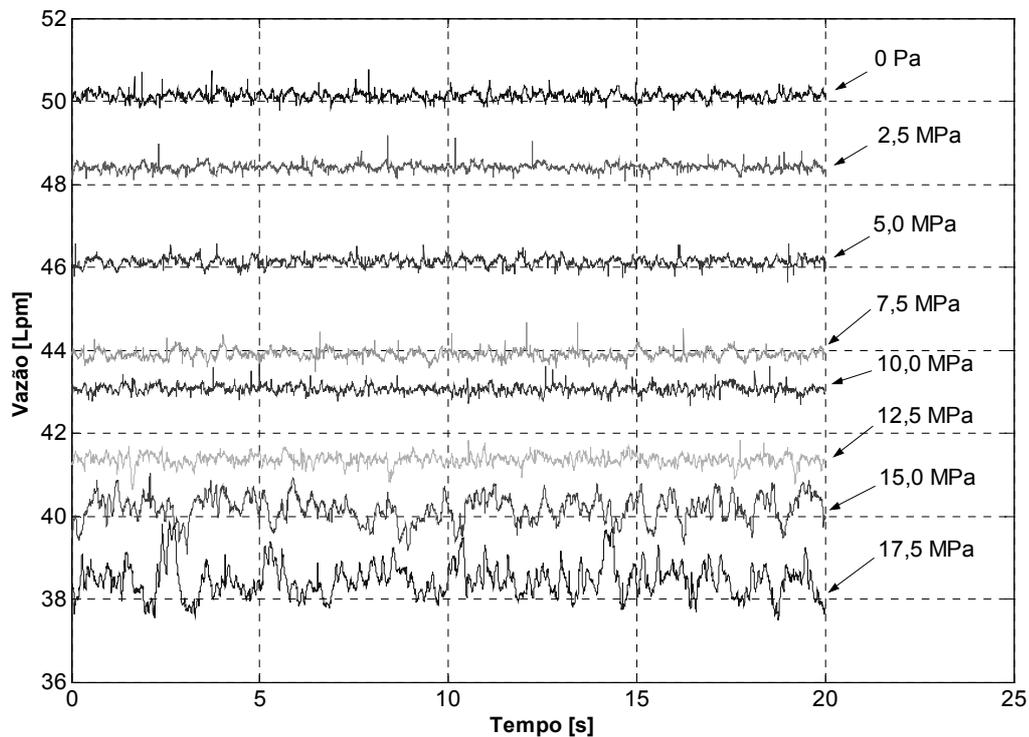


Figura 5.4 – Alteração da vazão devido ao aumento de pressão na saída da bomba, para uma rotação de 1750 rpm.

Na Figura 5.5, vê-se a comparação entre os dados experimentais e os dados simulados no modelo proposto, para as mesmas condições de funcionamento da bomba. Como neste caso em específico não se conhecia a folga entre a carcaça e o dente das engrenagens, devido ao amaciamento realizado na bomba, o valor da folga utilizado no modelo matemático foi levantado, de forma experimental. Assim sendo, especificou-se que uma bomba nova, após seu amaciamento já possui um desgaste aproximado de 0,25 mm. Com a utilização deste valor para uma bomba considerada nova, conseguiu-se que a taxa de queda de vazão experimental, em função da pressão, fosse aproximadamente igual a taxa de queda da vazão real. Percebe-se também que a vazão calculada pelo modelo, é maior do que a verificada nos ensaios. Este valor calculado, possui um erro em torno de 5%, visto que a vazão teórica da bomba de engrenagens externas, é calculada através de equações simplificadas, já demonstradas no Capítulo 2. Como no modelo proposto, as características do óleo não mudam e são usados valores referentes a uma temperatura de 40 °C, a queda de vazão teórica apresenta-se como uma reta, onde a única influência na vazão da bomba é a sua pressão de trabalho. Já na curva de vazão real, verifica-se que um ponto está situado

abaixo do polinômio traçado, isto porque nos ensaios, além da pressão de trabalho, a temperatura do óleo não era constante e variava entre 37 e 45 °C.

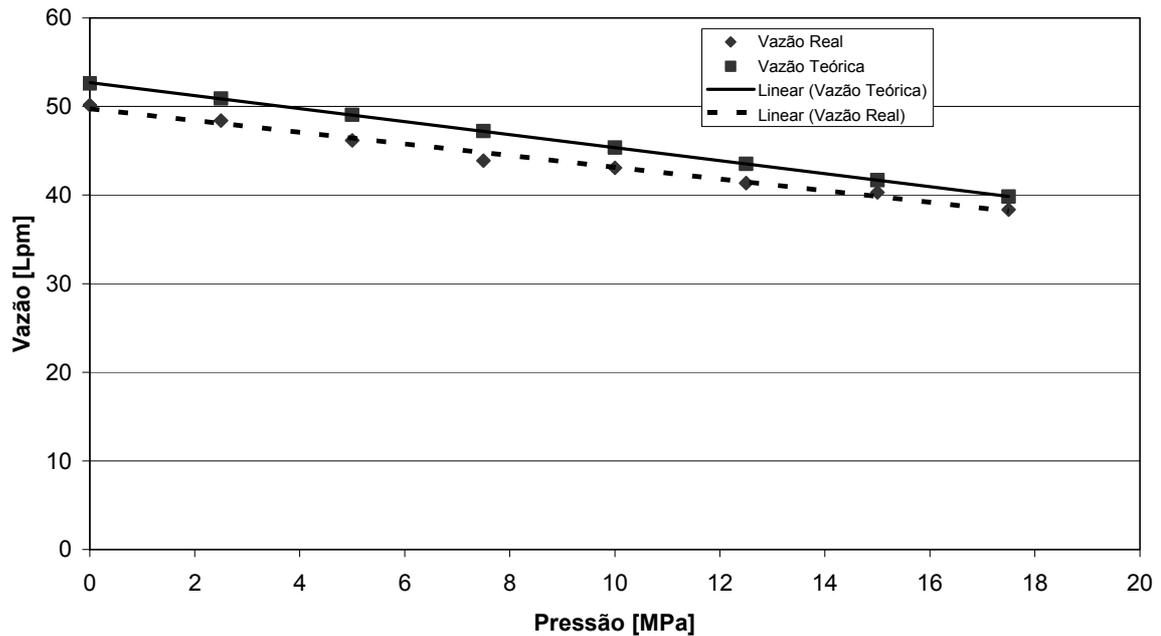


Figura 5.5 – Comparação entre a vazão simulada no modelo e a vazão real do experimento para uma rotação de 1750 rpm.

Desta mesma forma, foram testadas as bombas com as carcaças que possuem desgastes usinados. Na Figura 5.6, vê-se a queda da vazão para cada pressão de trabalho imposta na bomba, cuja carcaça possui um desgaste simulado de 0,025 mm. A condição demonstrada na Figura 5.6, refere-se a uma rotação de trabalho de 1500 rpm.

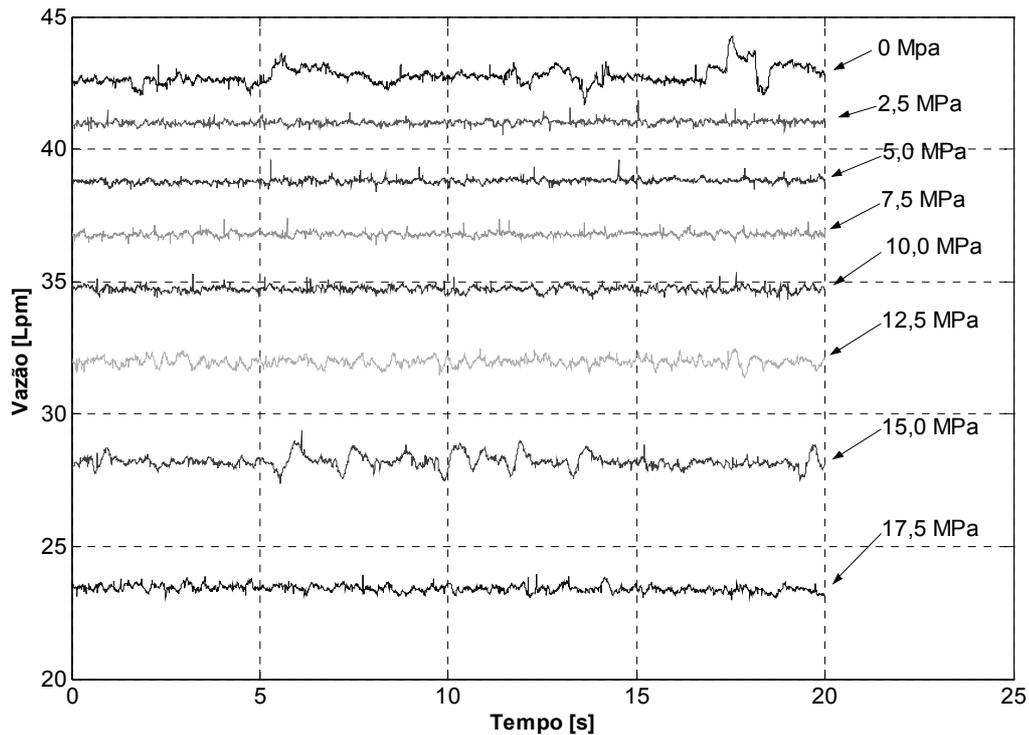


Figura 5.6 - Alteração da vazão, devido ao aumento de pressão na saída da bomba, com desgaste de 0,025 mm na carcaça e rotação de 1500 rpm.

A Figura 5.7, mostra a comparação dos dados simulados no modelo, com os dados ensaiados para esta situação proposta. Nesta simulação, foram alteradas no modelo proposto, as folgas entre a cabeça do dente da engrenagem e a carcaça e, a rotação de trabalho da bomba. Neste caso, a folga entre a carcaça e a cabeça do dente da engrenagem foi alterada, somando-se o valor do desgaste usinado na carcaça, com o valor do desgaste encontrado de forma experimental, para a folga da carcaça de uma bomba nova. Mostra-se assim a validade do modelo para situações de trabalho diferentes.

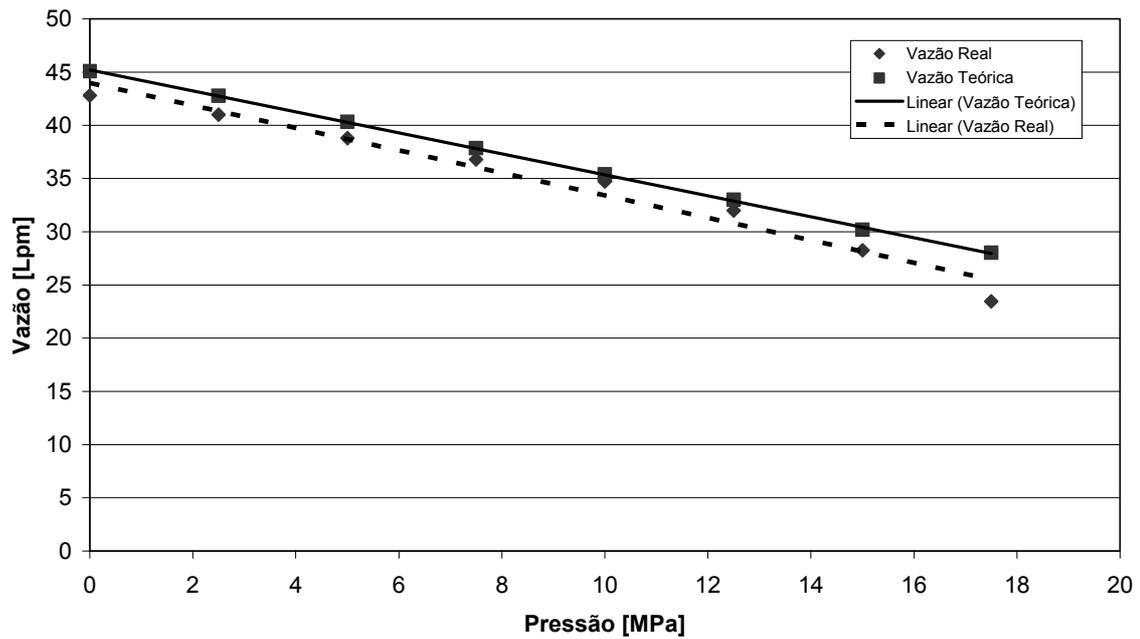


Figura 5.7 - Comparação entre a vazão simulada no modelo e a vazão real do experimento para uma bomba com desgaste de 0,025 mm e 1500 rpm.

O gráfico da Figura 5.8, mostra a comparação entre os dados simulados e reais, para uma bomba com desgaste de 0,05 mm, trabalhando a uma rotação de 1750 rpm. Neste caso, também foi somado o valor da folga, ao valor atribuído à bomba nova. Já na Figura 5.9, mostra-se uma comparação entre a queda de vazão real da bomba nova e da bomba cuja carcaça tem um desgaste de 0,05 mm.

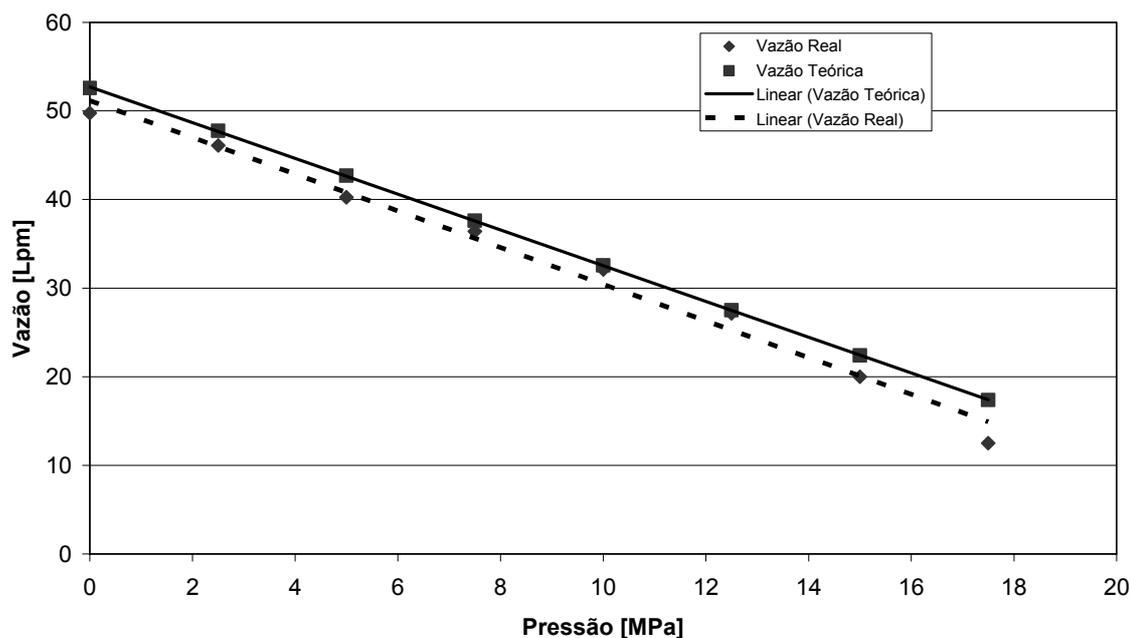


Figura 5.8 - Comparação entre a vazão simulada no modelo e a vazão real do experimento para uma bomba com desgaste de 0,05 mm e 1750 rpm.

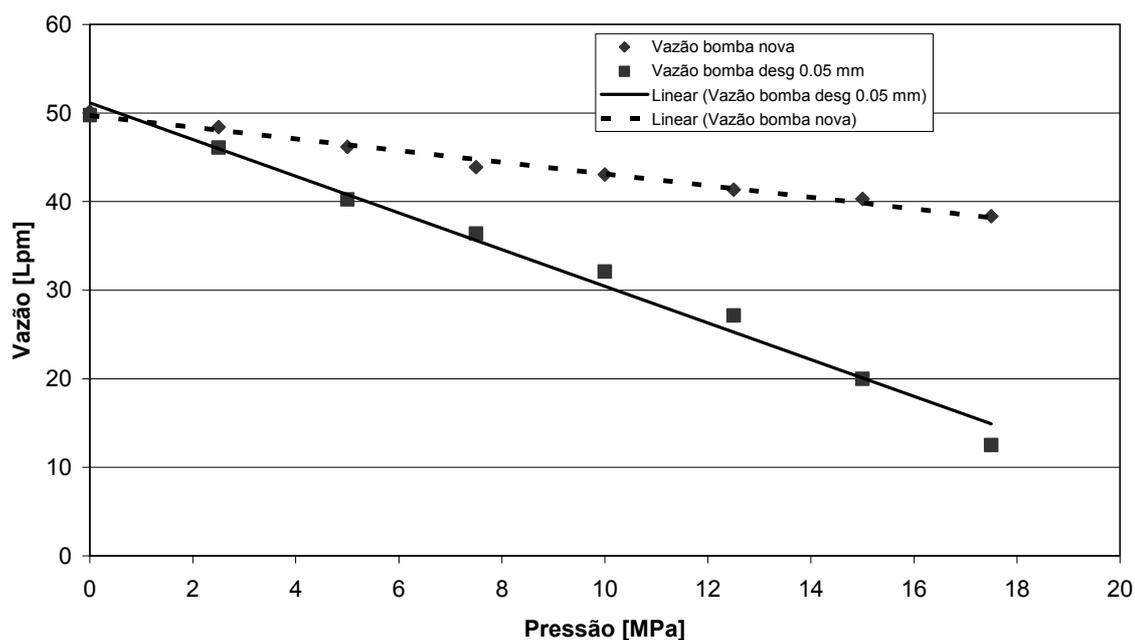


Figura 5.9 - Comparação entre a vazão real da bomba nova e a vazão real da bomba com desgaste de 0,05 mm a 1750 rpm.

No Capítulo 2, viu-se que o rendimento de uma bomba de engrenagens, é função também da sua rotação de trabalho. Na Figura 5.10, percebe-se que em baixas rotações de trabalho, a vazão de uma bomba de engrenagens com desgaste de 0,05 mm, praticamente se anula, o que acarreta um valor de rendimento muito baixo.

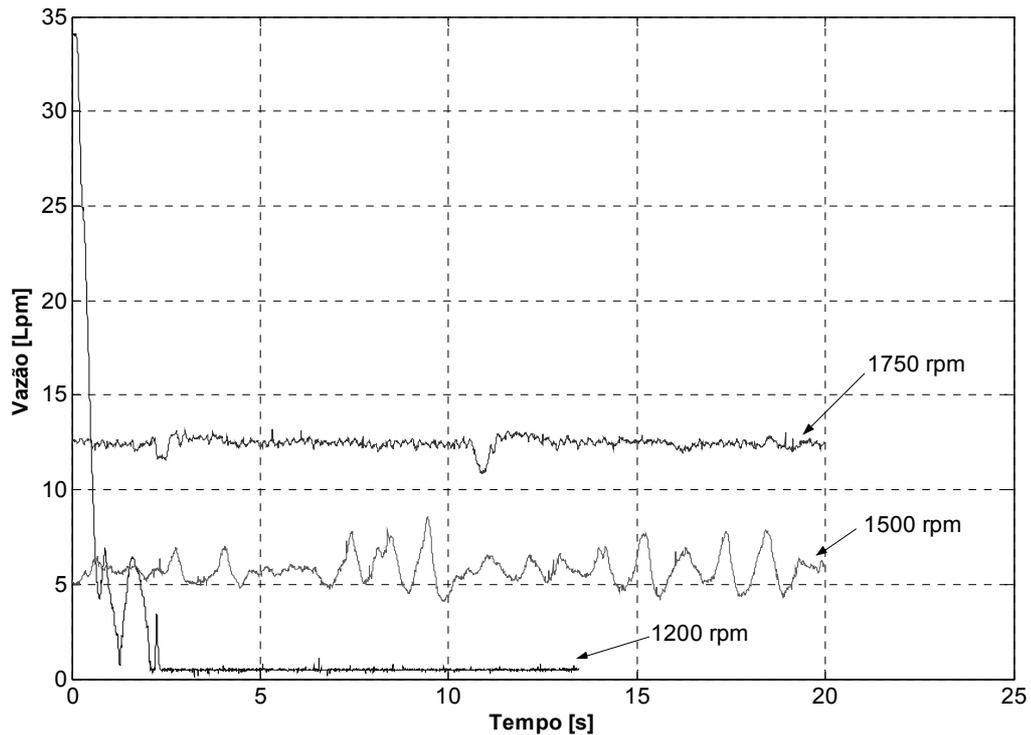


Figura 5.10 – Vazão real de uma bomba de engrenagens com desgaste de 0,05 mm na carcaça e pressão de trabalho de 17,5 MPa (175 bar).

A baixa vazão de uma bomba, com desgaste interno em rotações menores e com altas pressões de trabalho, afeta diretamente o rendimento volumétrico da bomba de engrenagens e, por conseqüência seu rendimento global. Na Figura 5.11, mostra-se a comparação do rendimento volumétrico de uma bomba de engrenagens, desgastada nas rotações de trabalho, testadas no banco de ensaios. A comparação do rendimento para as três configurações de bombas montada é vista na Figura 5.12, onde a rotação de trabalho dos testes era de 1750 rpm.

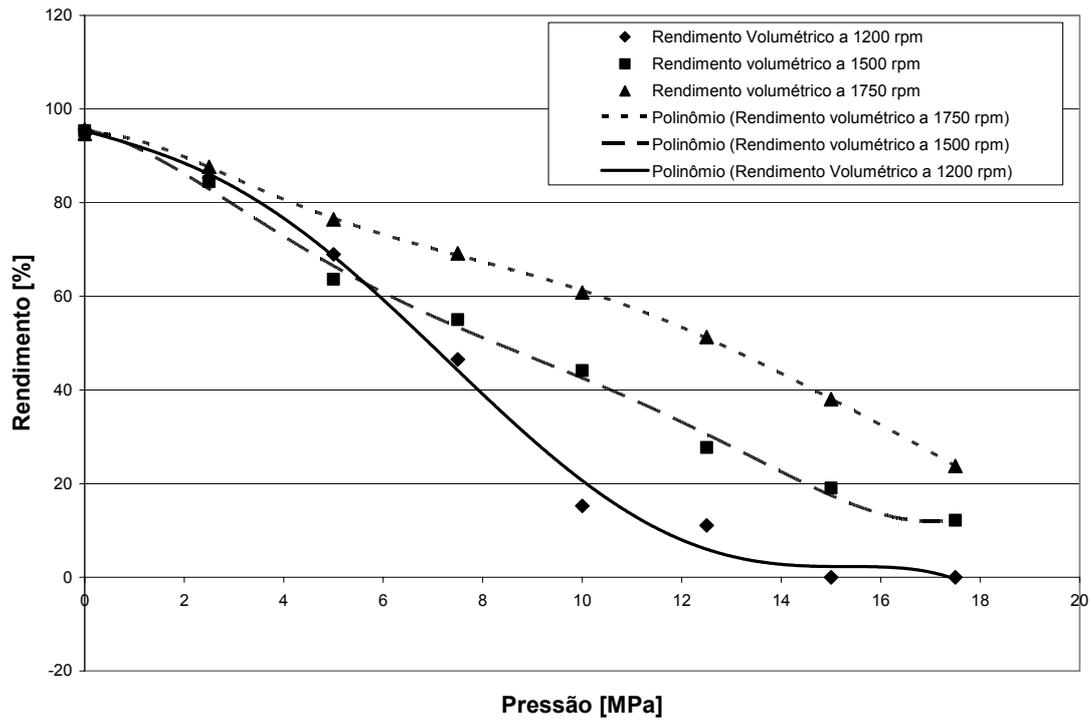


Figura 5.11 – Rendimento da bomba com desgaste de 0,05 mm, em todas as rotações testadas.

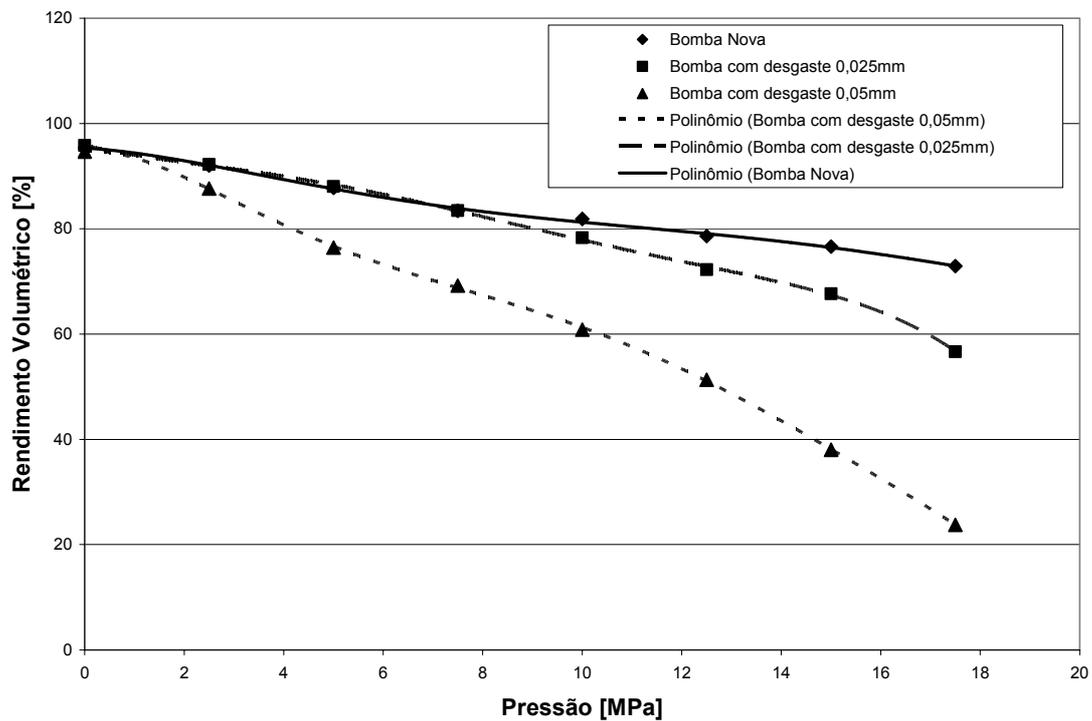


Figura 5.12 – Comparação do rendimento volumétrico dos três tipos de bombas testadas em função da pressão, para rotação de 1750 rpm.

5.2.2 Torque da bomba

De acordo com o Capítulo 3, o torque de uma bomba de engrenagens, é composto por quatro parcelas distintas:

- Torque teórico;
- Torque devido ao atrito mecânico;
- Torque devido ao atrito viscoso do fluido, e ;
- Torque devido ao atrito das vedações.

O somatório destas quatro parcelas, é o torque efetivo da bomba, que nos experimentos realizados é uma das variáveis monitoradas.

No modelo matemático proposto, na parcela do atrito gerado pelas vedações, utilizaram-se valores experimentais, devido à dificuldade encontrada em se calcular este valor. Assim sendo, considera-se a parcela do torque, monitorada nos experimentos, quando a bomba possui pressão de trabalho nula (torque teórico nulo), como sendo o somatório do torque mecânico devido às vedações com o torque de atrito viscoso. A Figura 5.13, mostra os valores do torque real, nas rotações especificadas para os experimentos, quando a bomba trabalha sem carga. Destes valores de torque real, é subtraído o valor do torque devido ao atrito viscoso e , e o restante é considerado como sendo a parcela do torque de atrito mecânico devido às vedações.

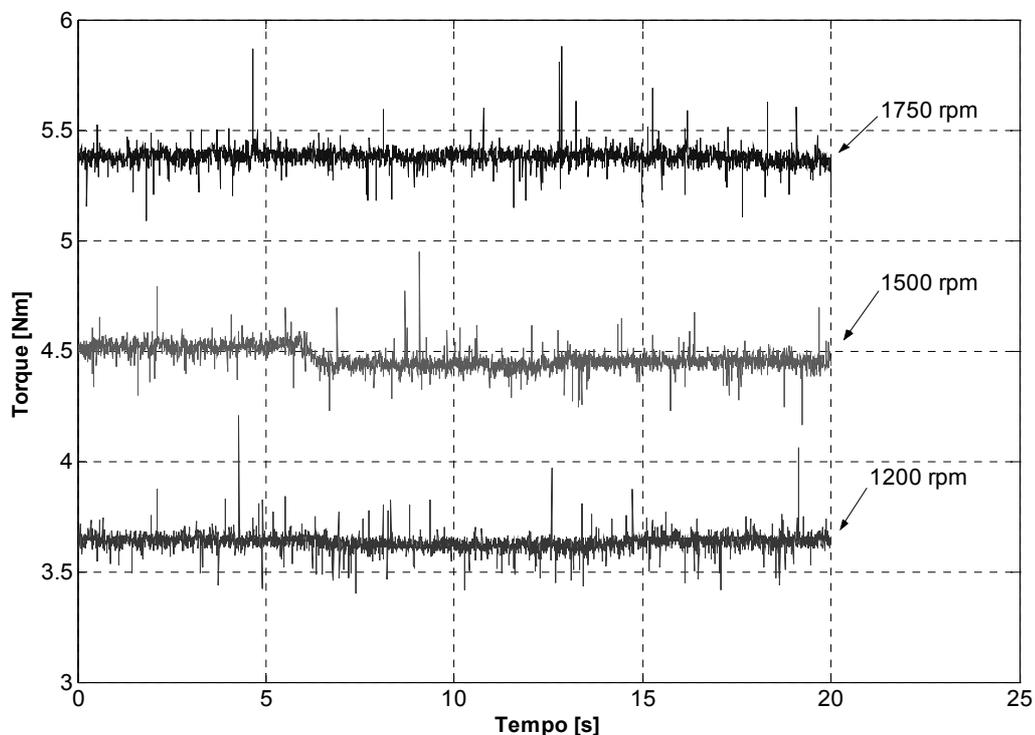


Figura 5.13 – Torque da bomba nas rotações de trabalho, sem pressão de carga.

Na Tabela 5, encontram-se os valores do torque de atrito mecânico, devido às vedações utilizado no modelo, bem como os valores simulados, do torque de atrito viscoso.

Tabela 5 – Torques utilizados no modelo matemático

rpm	Torque real da bomba sem carga	Torque de atrito viscoso simulado	Torque de atrito mecânico devido as vedações
1200	3,6 Nm	2,65 Nm	0,95 Nm
1500	4,5 Nm	3,3 Nm	1,2 Nm
1750	5,4 Nm	3,9 Nm	1,5 Nm

Nota-se na Figura 5.14, que o torque de uma bomba com desgaste nas engrenagens e placas, funcionando sem carga de trabalho, altera-se em relação ao mesmo torque para uma bomba nova. Esta alteração, deve-se à diferença de rugosidade das superfícies desgastadas, em relação às superfícies das peças novas. Como as placas e engrenagens desgastadas, utilizadas nas duas situações de bombas com desgaste são as mesmas, o torque para ambas as situações é o mesmo. Devido às diferenças entre os torques para a bomba nova e os torques das bombas com desgaste serem muito pequenas, frente aos valores medidos e simulados neste trabalho, os valores para o torque de atrito mecânico, devido às vedações da bomba, que são mostrados na Tabela 5, foram utilizados para todos os casos simulados.

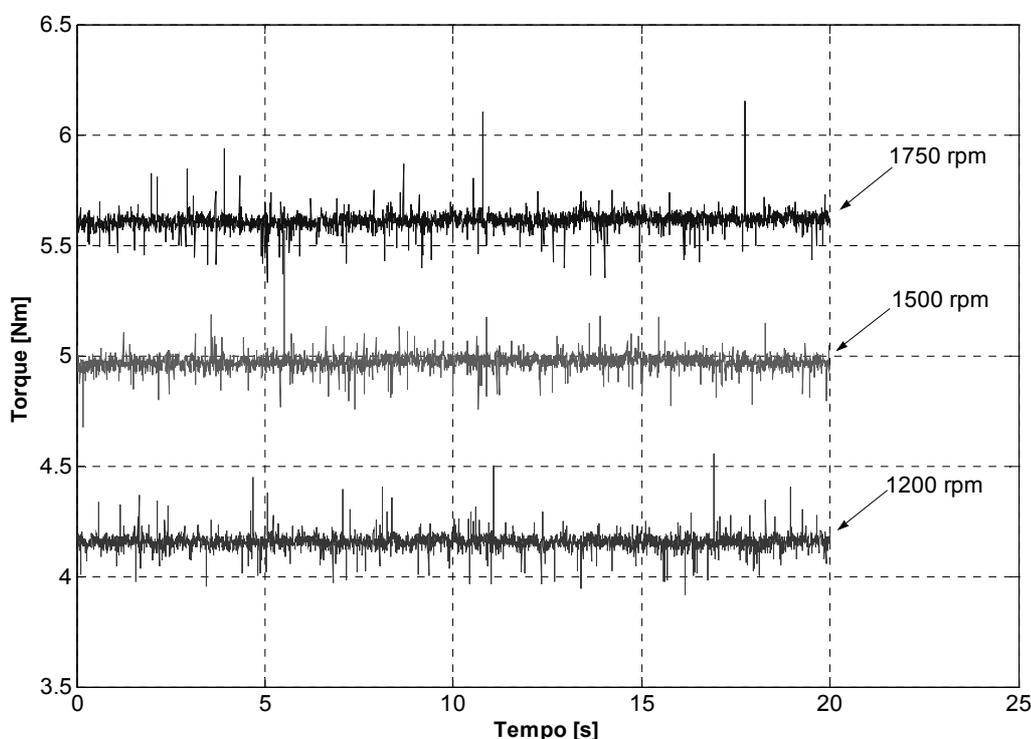


Figura 5.14 - Torque da bomba com desgaste nas placas e engrenagens nas rotações de trabalho e sem pressão de carga.

Na Figura 5.15, vê-se o comportamento do torque da bomba, para todas as faixas de pressão testadas e na Figura 5.16, a comparação entre os dados simulados no modelo proposto e os dados reais de funcionamento, levantados na bancada de ensaios.

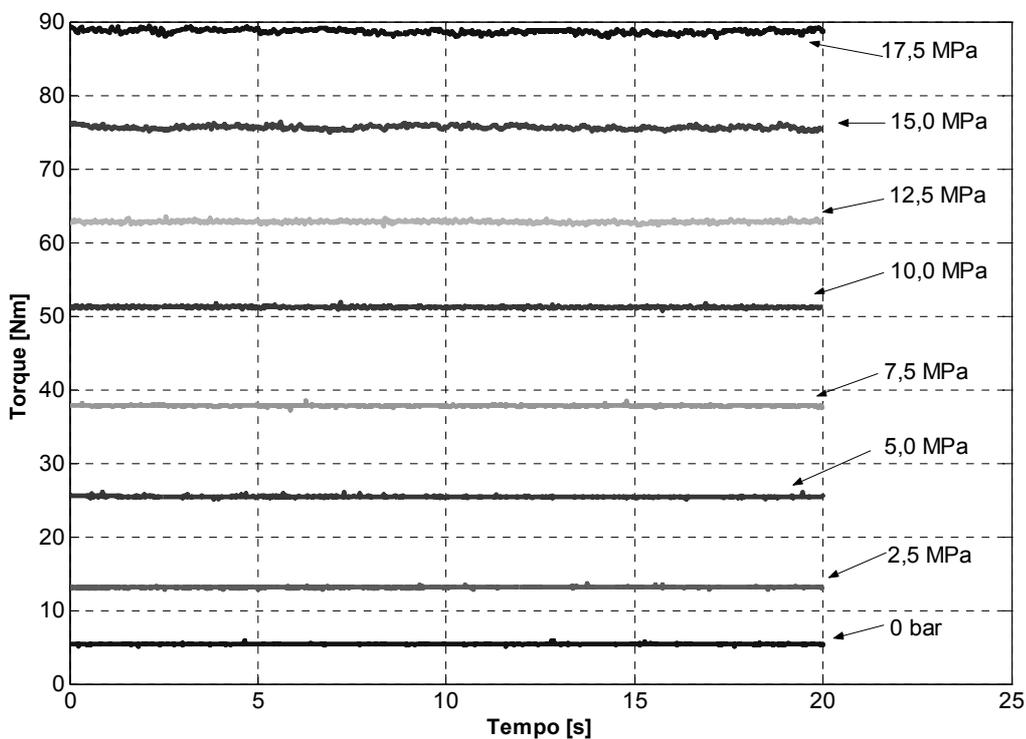


Figura 5.15 – Torque de funcionamento real de uma bomba nova trabalhando a 1750 rpm.

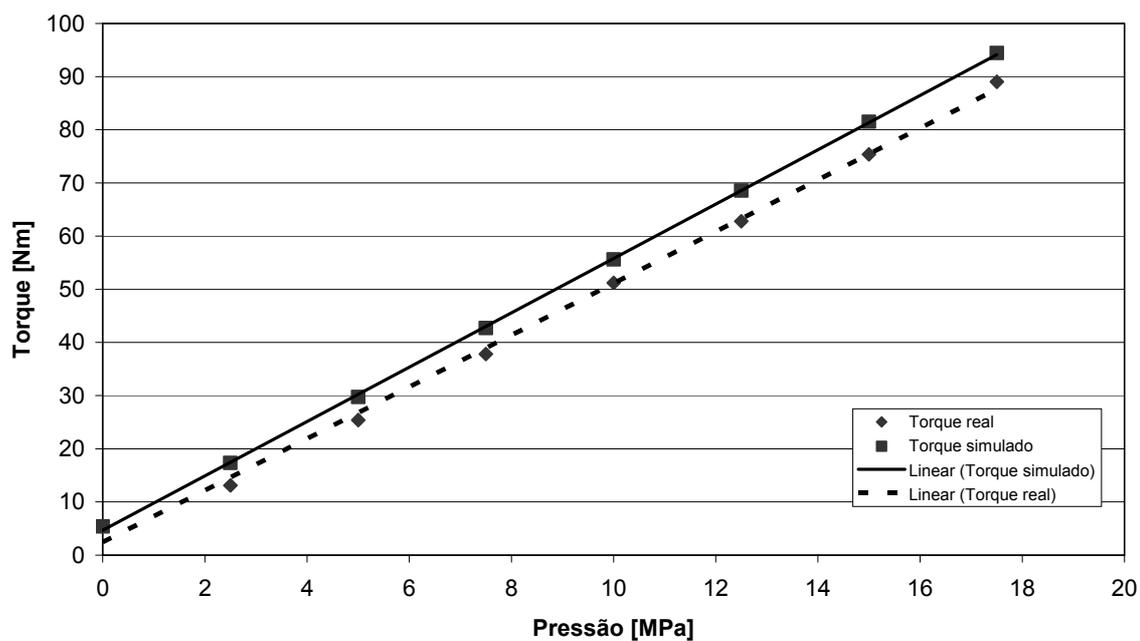


Figura 5.16 – Comparação entre o torque real e o torque simulado de uma bomba de engrenagens nova.

Percebe-se nesta comparação, que há uma pequena diferença, entre os dados simulados no modelo matemático proposto e nos levantados na bancada de ensaios, mas que as curvas possuem as mesmas características.

Os torques de todas as configurações de bombas testadas neste trabalho, possuem apenas uma pequena diferença, como visto anteriormente na figura 5.13 e figura 5.14. Nota-se nestas figuras, que o atrito das placas desgastadas é praticamente o mesmo das placas novas, e não influi no aumento do torque, nestas configurações de bombas desgastadas, fazendo com que o rendimento global não caia devido a este torque. Na Figura 5.17, mostra-se a comparação do rendimento mecânico, para uma bomba nova e uma bomba com desgaste interno de 0.05 mm trabalhando a 1500 rpm.

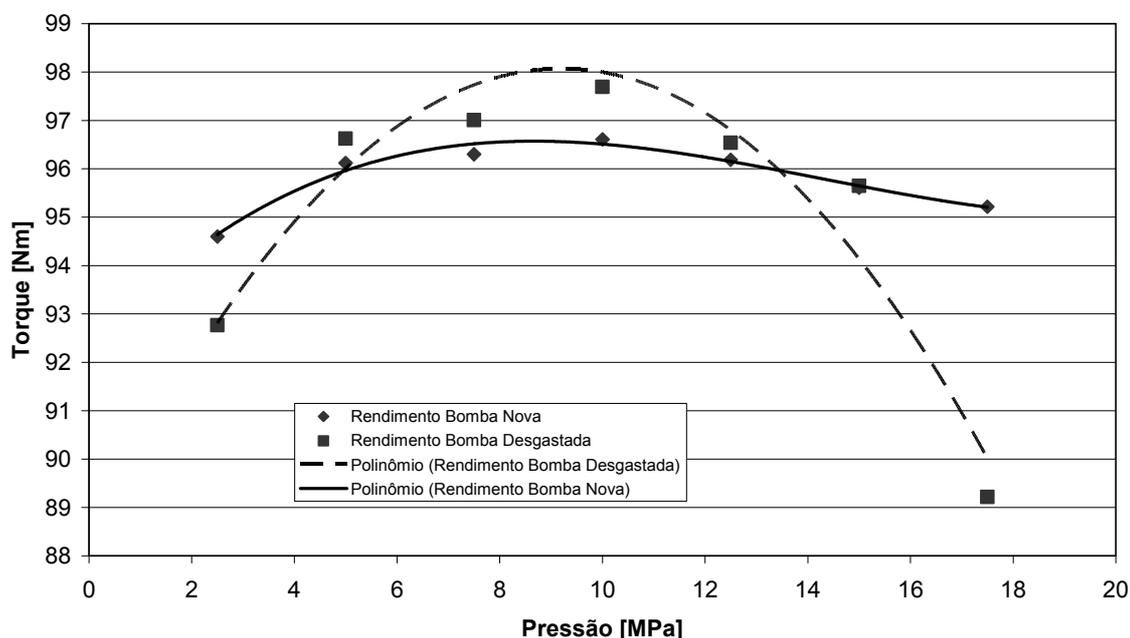


Figura 5.17 – Rendimento mecânico de uma bomba nova e de uma bomba com desgaste de 0,05 mm para uma rotação de 1500 rpm.

5.2.3 Aumento de temperatura do fluido

Viu-se anteriormente, que o rendimento de uma bomba hidráulica de engrenagens está ligado diretamente à vazão e ao torque efetivo desta bomba e, que toda energia entregue a bomba que, de alguma forma não é utilizada, transforma-se em calor, aquecendo o fluido na saída da bomba. Considera-se que quando o rendimento de uma bomba cai, devido ao aumento dos vazamentos internos, ou até mesmo pelo aumento de seu torque efetivo, parte da energia entregue para o seu funcionamento se perde em calor. Desta forma, é possível relacionar o rendimento de uma bomba de engrenagens à diferença de temperatura do fluido que passa por ela.

Os termopares responsáveis pelas medidas da temperatura do óleo, situam-se na entrada e na saída da bomba, como mostra a Figura 5.18. Para verificar-se a existência de diferenças de temperatura, da entrada e saída da bomba, para as câmaras internas da mesma, os termopares foram adaptados na sua carcaça, como visto na Figura 5.19.

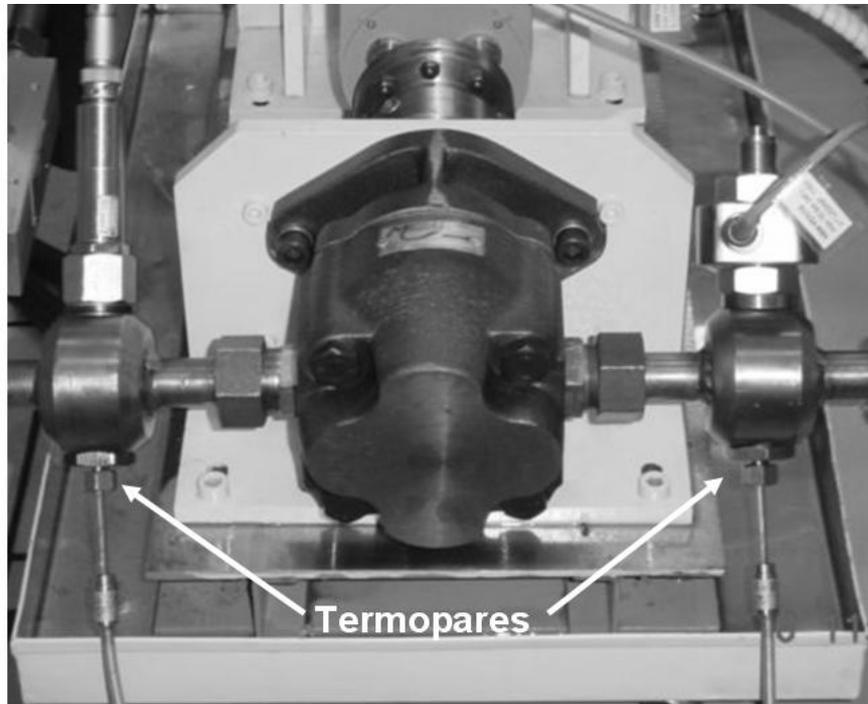


Figura 5.18 – Termopares instalados fora da carcaça da bomba.

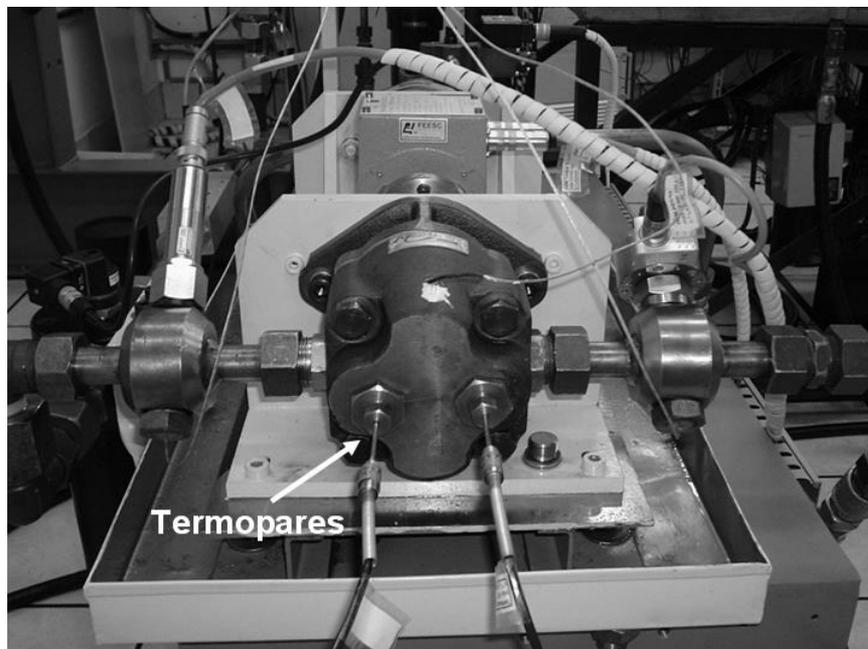


Figura 5.19 – Termopares instalados dentro da carcaça da bomba.

A comparação entre as medidas feitas dentro e fora da carcaça da bomba, tanto na entrada quanto na saída do óleo, mostra que a diferença entre estas medidas é muito pequena. A Figura 5.20, mostra a ampliação das temperaturas de saída, onde nota-se que,

praticamente não existem diferenças nas medidas feitas dentro e fora da bomba. Assim sendo, todas as medidas feitas nos experimentos, realizaram-se fora da carcaça da bomba.

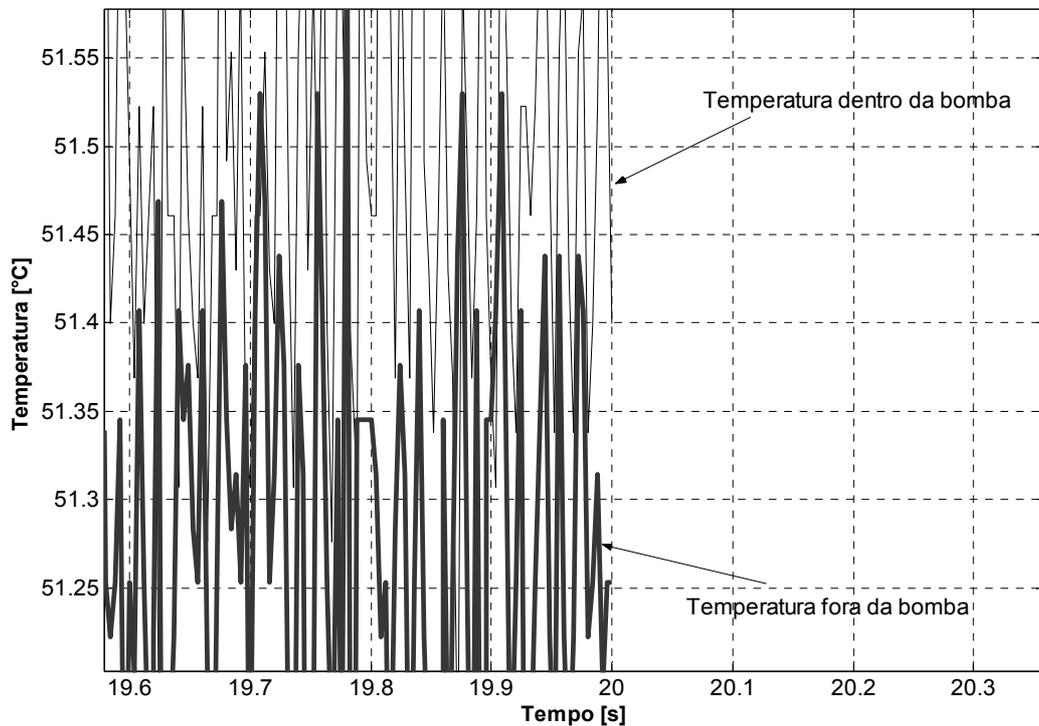


Figura 5.20 – Ampliação da temperatura do óleo que sai da bomba feitas dentro e fora da mesma.

Fica claro nos experimentos realizados, que a diferença de temperatura do fluido é dependente da pressão de trabalho da bomba, devido ao aumento das vazões de fuga interna com o aumento da pressão. Isto pode ser visto na Figura 5.21, onde se mostra a diferença de temperatura real do fluido para uma bomba considerada nova e que cujo experimento foi realizado na rotação de 1750 rpm.

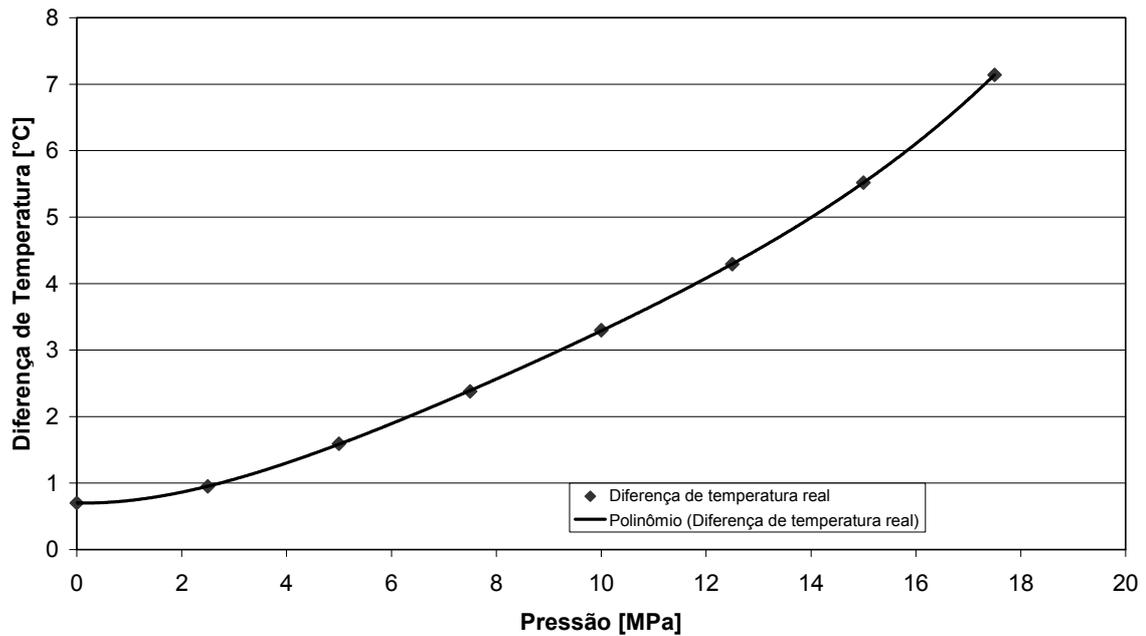


Figura 5.21 – Diferença de temperatura real do óleo no funcionamento de uma bomba nova.

No modelo matemático proposto, é possível, através de simulações, prever a diferença de temperatura do fluido que passa pela bomba. Na Figura 5.22, vê-se a comparação entre os dados simulados no modelo e os dados reais, medidos nos experimentos feitos em uma bomba sem desgaste, testada a 1750 rpm. Na Figura 5.23, mostra-se a comparação entre diferença de temperatura simulada e a real, de uma bomba com desgaste na carcaça de 0,025 mm e nas placas e engrenagens um desgaste de 0,05 mm, trabalhando na mesma rotação. A Figura 5.24, mostra a comparação entre dados simulados e reais para a bomba, cuja carcaça, placas e engrenagens possuem um desgaste de 0,05 mm.

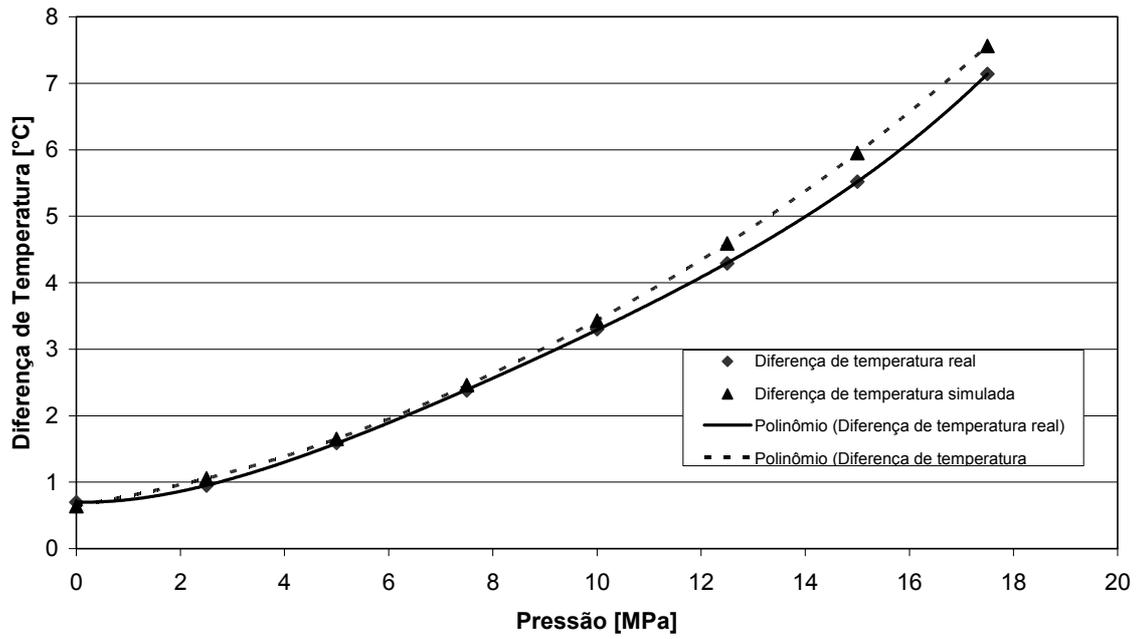


Figura 5.22 – Diferenças de temperatura real e simulada para uma bomba sem desgaste interno.

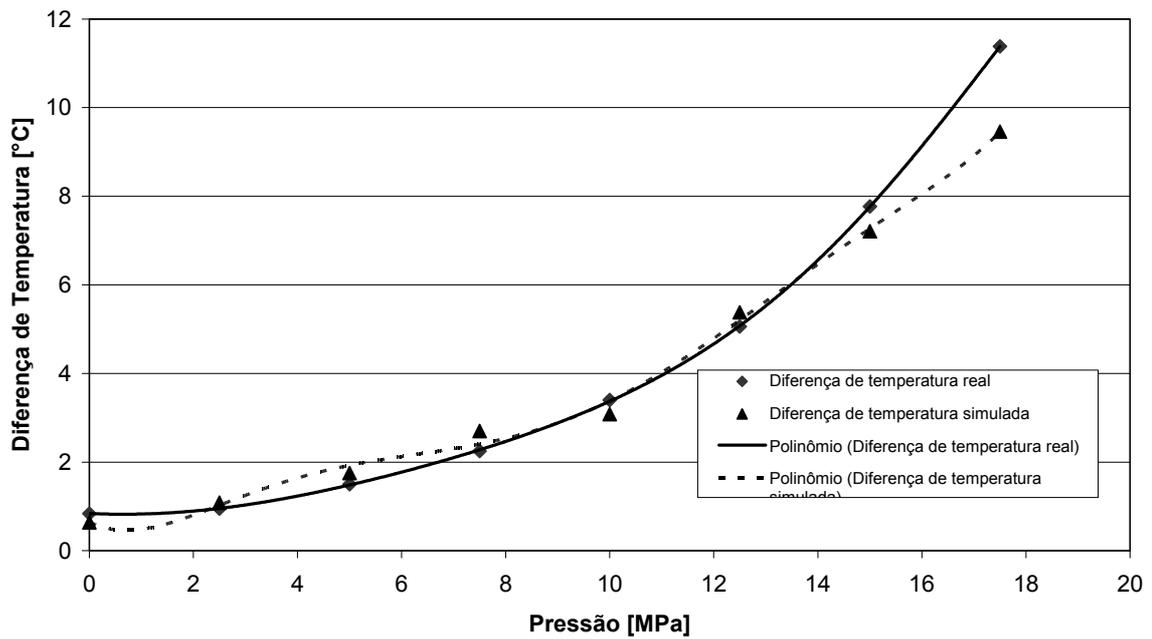


Figura 5.23 - Diferenças de temperatura real e simulada para uma bomba com desgaste interno de 0,025 mm.

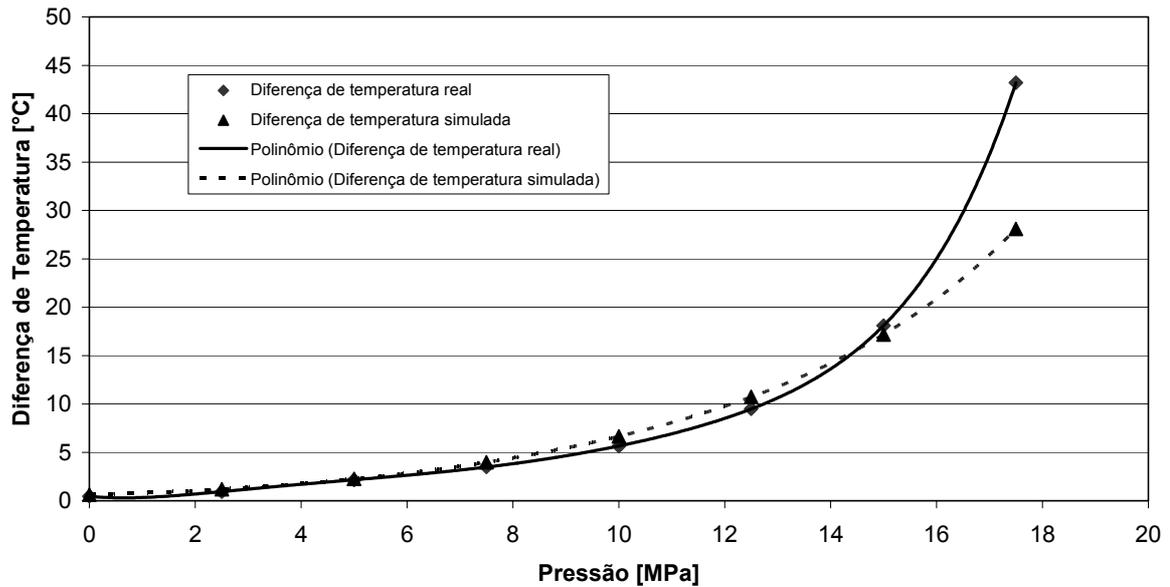


Figura 5.24 - Diferenças de temperatura real e simulada para uma bomba com desgaste interno de 0,05 mm.

Nas figuras 5.22, 5.23 e 5.24 pode-se notar que, com o aumento das folgas internas causadoras da queda de rendimento volumétrico na bomba, há um aumento da temperatura do fluido que passa por ela. Assim sendo, para que o rendimento da bomba possa ser medido de forma prática pelos usuários deste tipo de componente, o modelo matemático apresentado anteriormente foi reduzido (ver Figura 5.25), no qual as variáveis de entrada do mesmo são agora dados experimentais levantados na bancada de ensaios do LASHIP. A única diferença deste modelo em relação ao modelo completo, é que não são calculados pelo modelo a vazão efetiva e o torque efetivo, sendo estes valores, determinados experimentalmente e utilizados como entradas do modelo matemático. Esta redução foi proposta, para que fosse possível realizar uma comparação, entre o aumento da temperatura do fluido e o rendimento global da bomba.

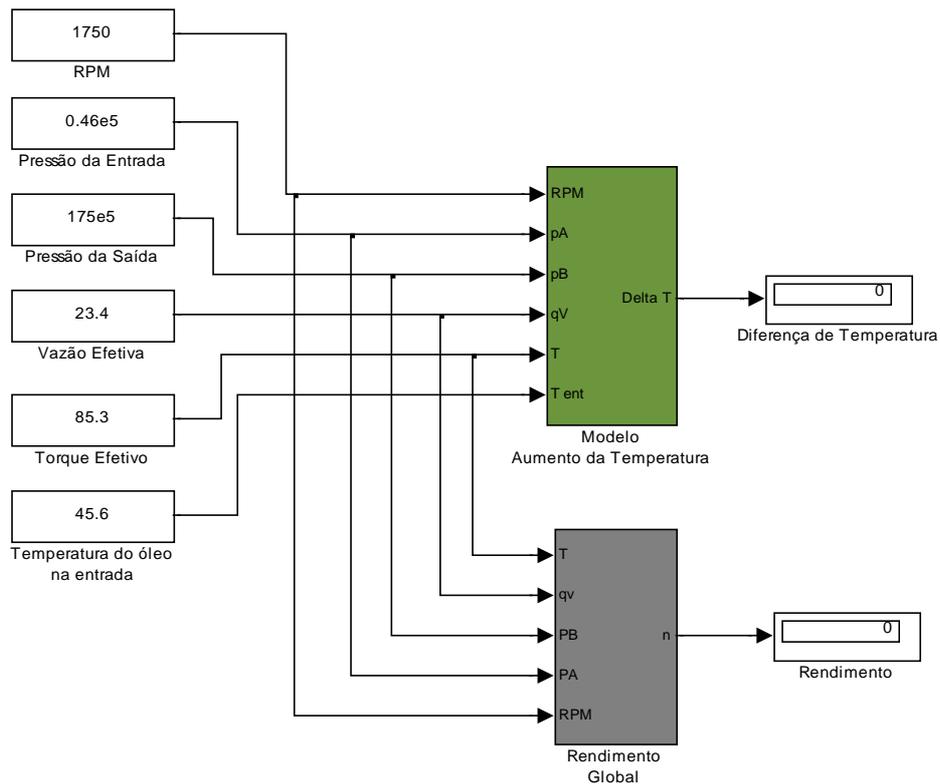


Figura 5.25 – Modelo matemático reduzido.

Com base neste modelo, pode-se então, com os dados de rotação, pressão de entrada, pressão de saída, vazão efetiva, torque efetivo e temperatura de entrada do óleo na bomba, confrontar o valor da diferença de temperatura calculada pelo modelo, com a diferença de temperatura real, para cada situação ensaiada. Além disso, pode-se determinar o rendimento da bomba, para cada uma das situações de trabalho.

Na Figura 5.26, vê-se os dados reais do aumento de temperatura, para uma bomba com desgaste de 0,025 mm na carcaça, sendo confrontados com os resultados gerados no modelo reduzido para as mesmas condições de trabalho. Estes dados foram levantados com a bomba trabalhando em 1500 rpm. Já na Figura 5.27, mostra-se o gráfico da queda do rendimento global, decorrente dos dados experimentais, em função do aumento da diferença de temperatura, para os mesmos parâmetros de funcionamento desta mesma bomba.

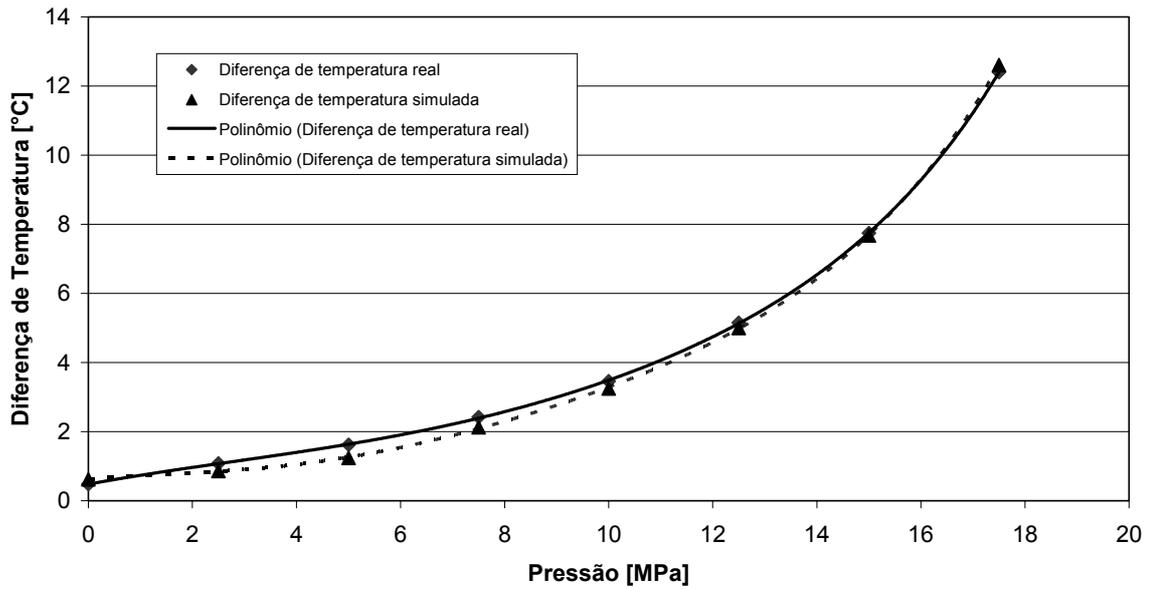


Figura 5.26 - Diferenças de temperatura real e simulada no modelo simplificado para uma bomba com desgaste de 0.025 mm na carcaça trabalhando a 1500 rpm.

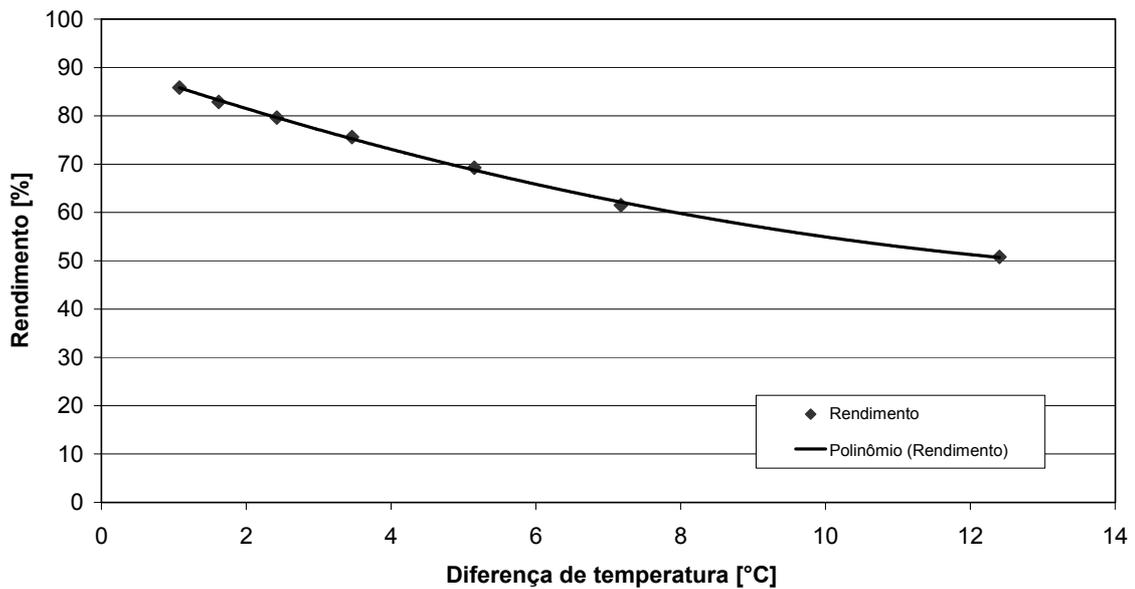


Figura 5.27 – Queda do rendimento com o aumento da diferença de temperatura empregando dados reais.

Uma vez que a diferença de temperatura simulada, é muito próxima da diferença de temperatura real (Figura 5.26) e, que existe uma correlação adequada entre o rendimento e diferença de temperatura da bomba (Figura 5.27), pode-se empregar o modelo reduzido, para criar um gráfico totalmente teórico, no qual, sabendo-se a diferença de temperatura do fluido, entre a entrada e a saída de uma bomba de engrenagens, para uma determinada

pressão de trabalho, é possível estimar qual o rendimento desta bomba de forma rápida e prática. A Figura 5.28, mostra o respectivo gráfico juntamente com um exemplo de uso.

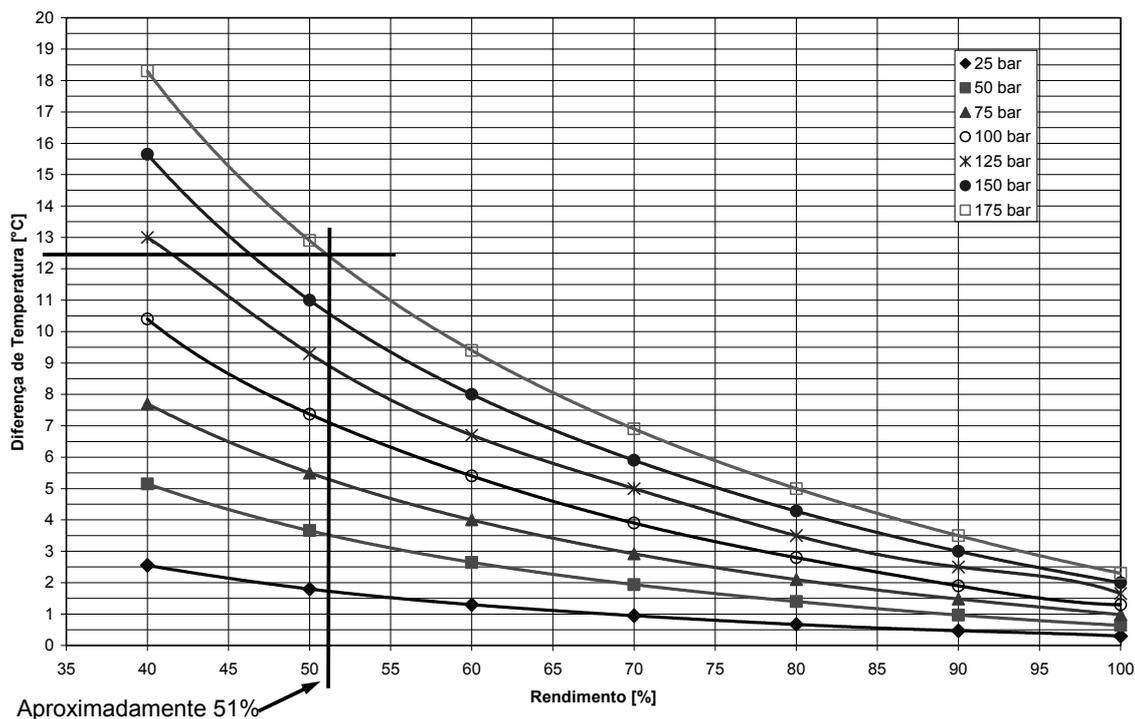


Figura 5.28 – Gráfico para o levantamento do rendimento através do valor da diferença de temperatura

De forma experimental, foram levantadas as variáveis necessárias, para calcular o rendimento de uma bomba de engrenagens externas, trabalhando a 17,5 MPa (175 bar) e 1500 rpm. O rendimento calculado pela forma convencional é de 50,8% e, neste processo de levantamento de rendimento é necessária à realização da medição da vazão efetiva e do torque efetivo da bomba, para a situação proposta.

Utilizando-se agora do gráfico proposto, é necessário apenas realizar a medição da temperatura de entrada do óleo na bomba, bem como a sua temperatura de saída, em uma pressão de trabalho constante, o que é relativamente simples de se realizar, se comparado às medições realizadas no método anterior. Com base nestes valores, calcula-se a diferença entre as temperaturas do óleo, na entrada e na saída da bomba, para este exemplo, o valor encontrado é de 12,4 °C. Prolonga-se então, uma reta do valor encontrado, pelo cálculo no gráfico da Figura 5.28, até a mesma encontrar a curva da pressão em que a bomba trabalhava no momento da realização das medidas, que neste exemplo era de 17,5 MPa (175 bar). No ponto da intersecção, entre a curva da pressão e a reta traçada, é necessário agora traçar-se outra reta no sentido do rendimento. Desta forma, encontra-se um valor aproximado de 51% para o rendimento global de uma bomba de engrenagens externas, ou seja, consegue-se com o auxílio deste gráfico, estimar-se de forma rápida e prática o rendimento deste componente.

Acredita-se que o gráfico da Figura 5.28, possa ser utilizado como ferramenta, para o levantamento do rendimento global, de todos os modelos de bombas hidráulicas de engrenagens externas, visto que, as variáveis utilizadas no modelo matemático apresentado, e que neste caso específico são do modelo MDL40, estão presentes em todos os modelos de bombas de engrenagens externas.

Uma maneira de se utilizar os resultados apresentados neste trabalho, nas indústrias ou em máquinas agrícolas, seria a confecção de um dispositivo eletrônico, que pudesse ser acoplado a qualquer modelo de bomba hidráulica, onde somente lendo as temperaturas de entrada e de saída da bomba e sua pressão de trabalho, o mesmo informasse de forma *on line* o rendimento da bomba naquele exato momento.

Assim sendo, foi necessário rearranjar a equação (3.21), de forma que as entradas desta equação fossem as temperaturas de entrada e saída do óleo e a pressão de trabalho, tendo então como resultado, o rendimento global da bomba de engrenagens. Esta equação é reescrita a seguir.

$$\frac{\dot{Q} - \dot{W}}{\rho q_{ve}} = (\bar{c}_p \Delta T + (1 - \bar{\alpha}_p \bar{T}) \bar{v} \Delta p) \quad (5.1)$$

Considerando-se que, o trabalho transferido pela fronteira do volume de controle \dot{W} é igual a potência de acionamento da bomba P_1 , então:

$$\frac{\dot{Q} - P_1}{\rho q_{ve}} = (\bar{c}_p \Delta T + (1 - \bar{\alpha}_p \bar{T}) \bar{v} \Delta p) \quad (5.2)$$

Considerando-se que, a potência de saída da bomba, é dada pelo produto da vazão efetiva q_{ve} e a diferença de pressão na bomba Δp , multiplicando-se os dois lados da equação (5.2) pela inversa da diferença de pressão, tem-se:

$$\frac{-P_1}{q_{ve} \Delta p} = \frac{-\dot{Q} \rho}{\rho q_{ve} \Delta p} + \frac{\rho \bar{c}_p \Delta T}{\Delta p} + \frac{\rho (1 - \bar{\alpha}_p \bar{T}) \bar{v} \Delta p}{\Delta p} \quad (5.3)$$

Sabendo-se então, que a potência útil da bomba P_2 corresponde ao produto da vazão efetiva pela diferença de pressão na bomba, pode-se escrever:

$$\frac{-P_1}{P_2} = \frac{-\dot{Q}}{q_{ve} \Delta p} + \frac{\rho \bar{c}_p \Delta T}{\Delta p} + \rho (1 - \bar{\alpha}_p \bar{T}) \bar{v} \quad (5.4)$$

Então:

$$\frac{1}{\eta_g} = \frac{P_1}{P_2} \quad (5.5)$$

Substituindo-se então a equação (5.5) na equação (5.4), e considerando-se que pela convenção usualmente adotada o trabalho introduzido na bomba é negativo, tem-se a equação para o rendimento global, de uma bomba de engrenagens externas genérica, ou seja:

$$\frac{1}{\eta_g} = \frac{-\dot{Q}}{q_{ve}\Delta p} + \frac{\rho\bar{c}_p\Delta T}{\Delta p} + \rho(1 - \bar{\alpha}p\bar{T})\bar{v} \quad (5.6)$$

Como se percebe na equação (5.6), é necessária a inclusão do valor da vazão efetiva da bomba, para calcular o rendimento global da mesma, mas, como será demonstrado a seguir, o valor da taxa de transmissão de calor \dot{Q} do volume de controle para o ambiente é muito pequena frente aos valores da potência de entrada e saída da bomba, este pode ser desconsiderado. Assim, a equação para o cálculo do rendimento global de uma bomba de engrenagens genérica, pode ser escrito como:

$$\frac{1}{\eta_g} = \frac{\rho\bar{c}_p\Delta T}{\Delta p} + \rho(1 - \bar{\alpha}p\bar{T})\bar{v} \quad (5.7)$$

Na Figura 5.29, vê-se a comparação do rendimento global calculado pela equação (5.6) e pela (5.8), para uma bomba com desgaste de 0,05 mm, trabalhando a 1750 rpm. Nella percebe-se, que a influência do valor da transmissão de calor \dot{Q} , não altera significativamente os valores encontrados. Os dados referentes ao rendimento calculado pela equação (5.6), foram obtidos a partir do diagrama de blocos visto na Figura 5.30; já os dados do rendimento global, calculado a partir da equação (5.7), foram simulados através do diagrama de blocos mostrado na Figura 5.31, onde em ambas as figuras, os dados de entrada e saída são representados por caixas sombreadas.

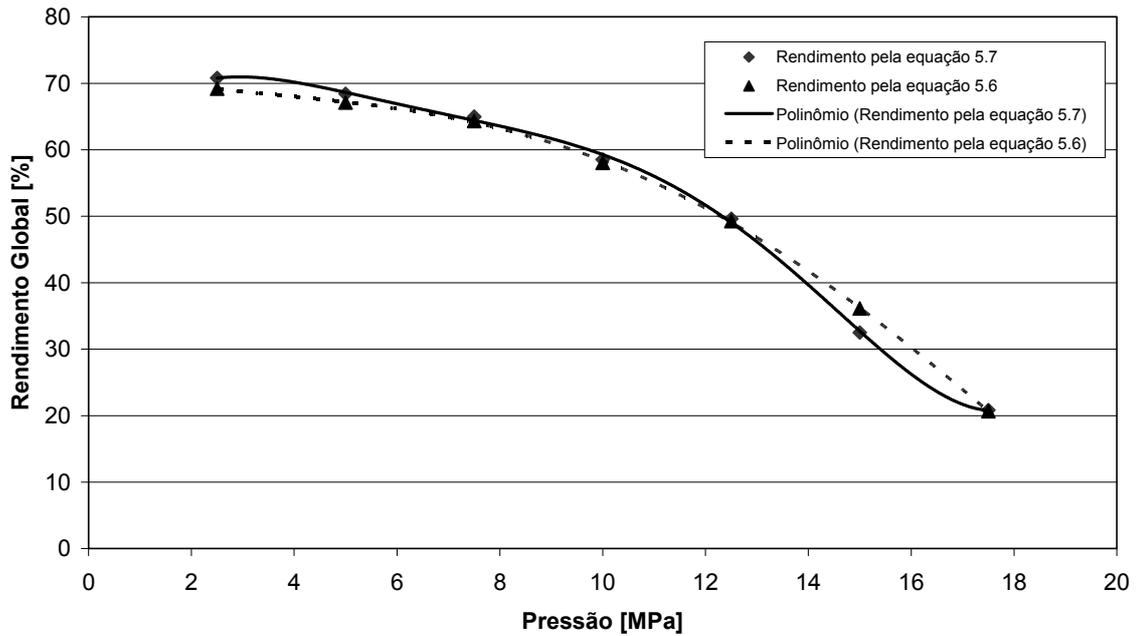


Figura 5.29 – Gráfico comparativo entre os resultados das equações 5.7 e 5.8.

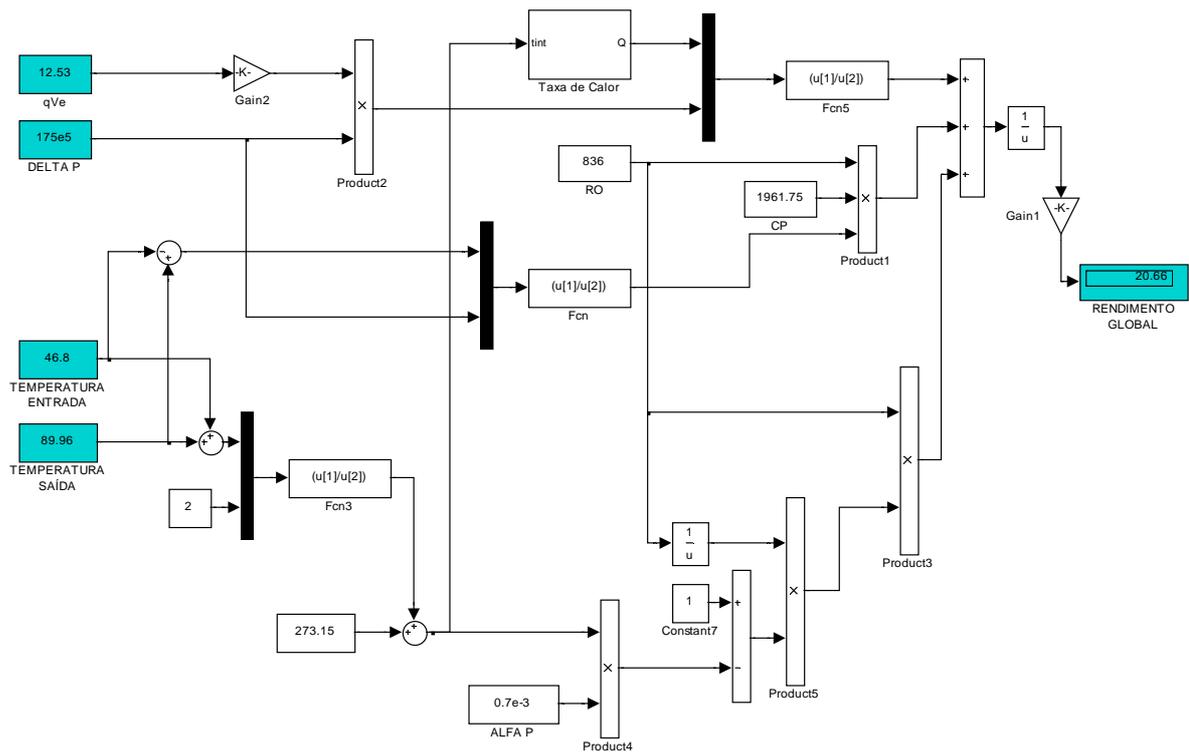


Figura 5.30 - Diagrama de blocos do modelo de cálculo do rendimento global da equação (5.6).

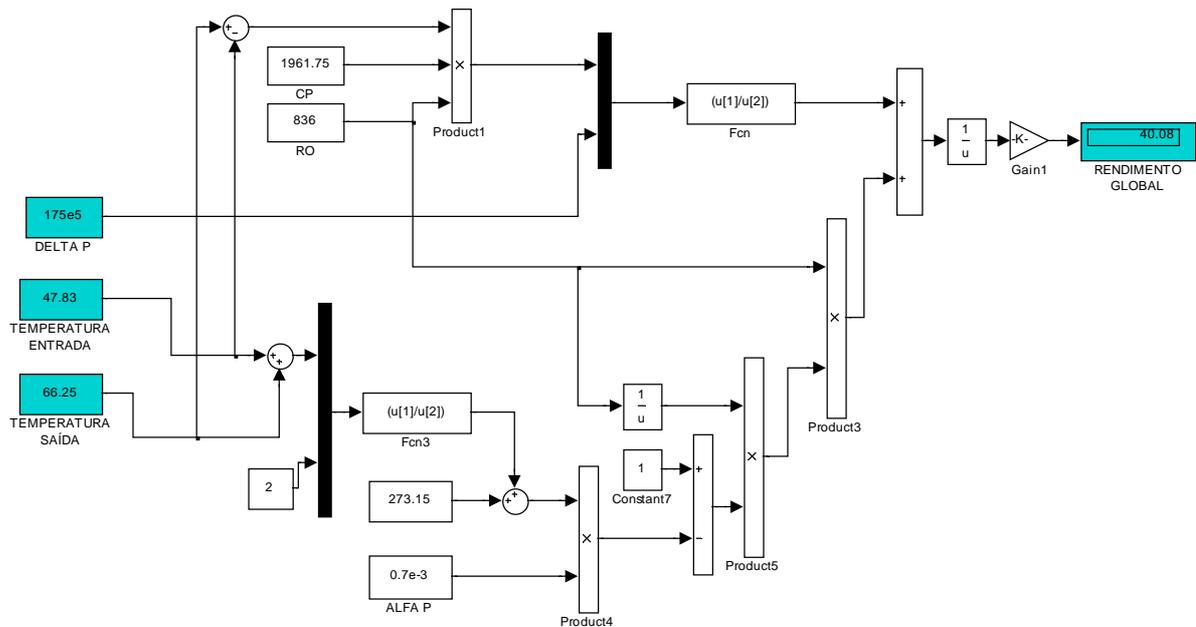


Figura 5.31 – Diagrama de blocos do modelo de cálculo do rendimento global da equação (5.7).

Tomando-se como base a equação (5.7), para o levantamento do rendimento global de uma bomba de engrenagens externas, que foi proposta anteriormente e, comparando-a a equação (2.12), que apresenta o rendimento global da forma clássica, verifica-se que há um maior distanciamento entre os modelos nas pressões mais baixas de trabalho, como visto nos gráficos comparativos da Figura 5.32, Figura 5.33 e Figura 5.34.

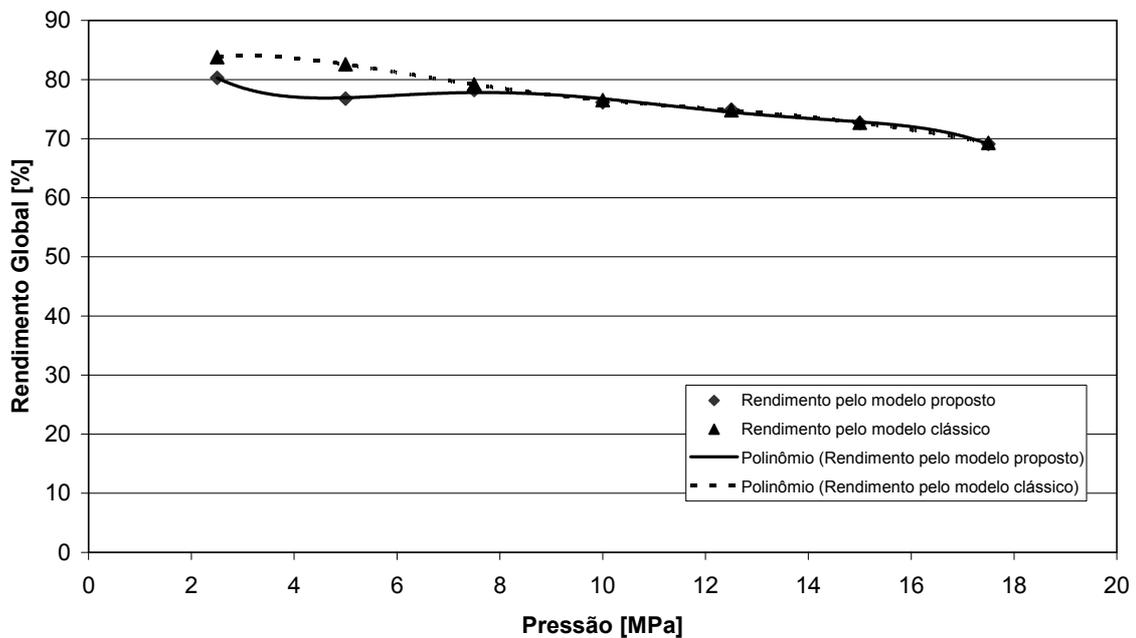


Figura 5.32 – Gráfico comparativo para uma bomba nova trabalhando a 1750 rpm.

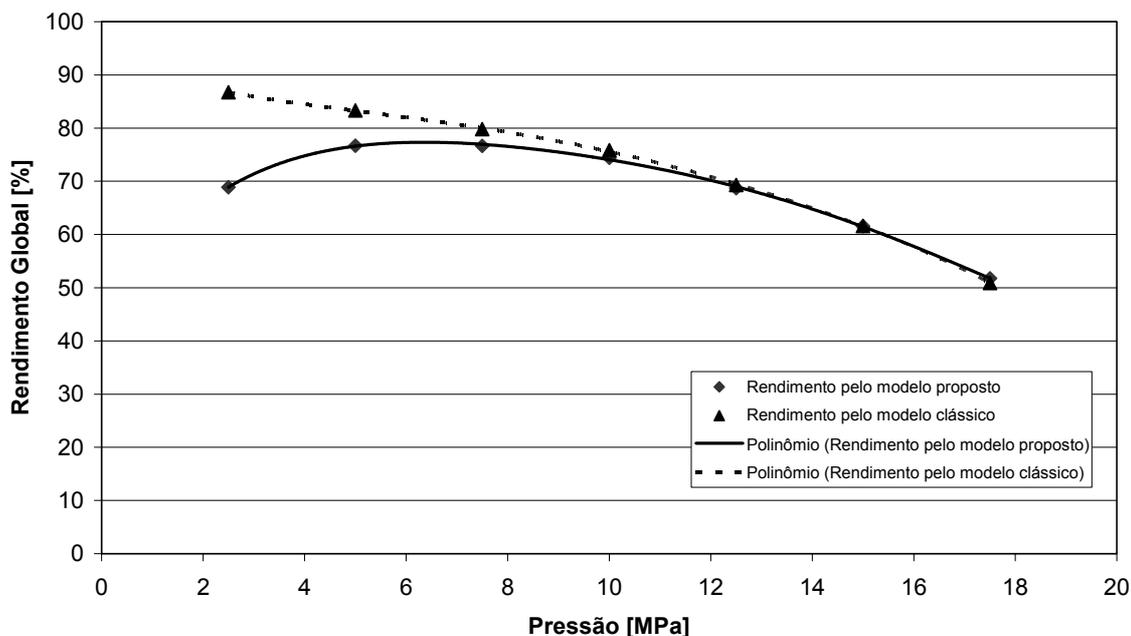


Figura 5.33 – Gráfico comparativo para uma bomba com desgaste de 0,025 mm trabalhando a 1500 rpm.

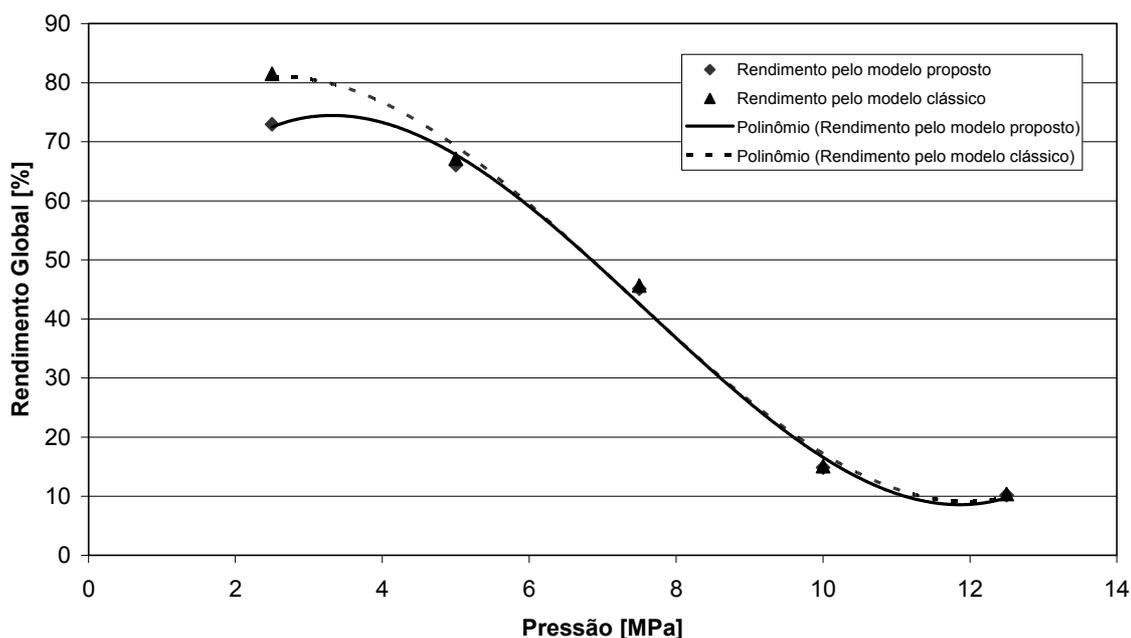


Figura 5.34 - Gráfico comparativo para uma bomba com desgaste de 0,05 mm trabalhando a 1200 rpm.

Acredita-se que o erro no cálculo do rendimento global, nas pressões de trabalho mais baixas, sejam em decorrência da incerteza dos termopares utilizados nos experimentos, visto que em baixas pressões de trabalho, onde a diferença de temperatura é pequena, o erro do termopar, torna-se relativamente grande. Já nos demais pontos, onde as diferenças de temperatura são maiores, o valor da incerteza do termopar não influencia no resulta-

do, pois ele é bem pequeno, frente aos valores medidos, o que começa a ocorrer em torno de 7,5 MPa (75 bar).

Na Figura 5.34, percebe-se também, que devido à baixa rotação de trabalho e ao grande desgaste interno, não se conseguiu alcançar as pressões de trabalho mais altas, pois o vazamento interno era muito grande. A máxima pressão alcançada nesta situação foi de 12,5 MPa (125 bar), onde o rendimento chegou perto dos 10 %.

A partir do comportamento apresentado pelos gráficos dispostos anteriormente, percebe-se que é viável, a utilização de um sistema eletrônico baseado na equação 5.8, com o qual será possível que operadores e ou usuários de sistemas hidráulicos, monitorem de forma *on line*, o rendimento global da bomba de engrenagens utilizada por eles. Na Figura 5.35, apresenta-se de forma ilustrativa este dispositivo, que pode ser acoplado a qualquer bomba de engrenagens externas.

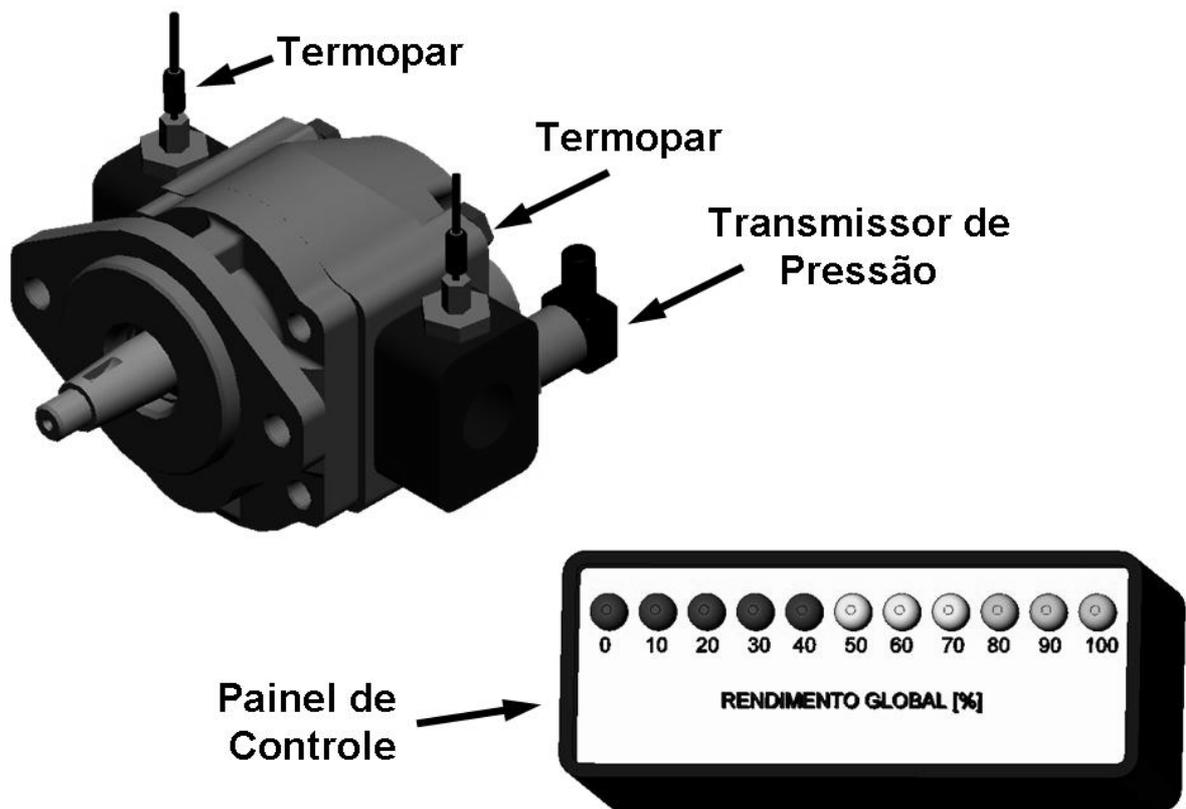


Figura 5.35 – Desenho ilustrativo do dispositivo de monitoramento de rendimento.

A fabricação deste dispositivo não foi efetuada neste trabalho; ficando assim, sua elaboração e construção, como proposta a empresa parceira neste trabalho, a qual é a maior interessada neste projeto.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

A falta de métodos práticos, para se medir o rendimento de bombas hidráulicas de engrenagens nos dias atuais causa inúmeras vezes à perda da eficiência dos sistemas hidráulicos. Entretanto, a partir da interação entre os resultados vindos das simulações computacionais, com os resultados obtidos de forma experimental, é possível monitorar o rendimento de uma bomba, quando esta estiver trabalhando em campo, tornando o sistema hidráulico mais confiável aos olhos do usuário. Para que isso fosse possível, no modelo matemático utilizado, foram empregadas as equações fundamentais da mecânica dos fluidos, mecânica clássica e termodinâmica.

Graças à parceria realizada entre a MEDAL Metalúrgica Dalla Lana Ltda e o LASHIP, a validação do modelo matemático proposto foi possível, possibilitando ainda um maior entendimento dos fenômenos físicos que acontecem no funcionamento de uma bomba. Da mesma maneira, para que fosse possível estudar os efeitos do desgaste interno de uma bomba de engrenagens, foi necessária à confecção de peças especiais, nas quais, desgastes com medidas controladas foram realizados. Estas modificações na usinagem das peças foram efetuadas pela MEDAL.

Frente a todas as dificuldades encontradas na geração e validação do modelo matemático, conseguiu-se chegar a resultados plenamente satisfatórios, e que podem seguramente ser utilizados, como ferramenta no controle do rendimento de bombas hidráulicas de engrenagens externas, visto que os resultados teóricos e os obtidos nos experimentos apresentaram diferenças muito pequenas.

Tem-se como contribuição deste trabalho, um método para o levantamento do rendimento de uma bomba hidráulica de engrenagens externas, o qual se baseia na diferença de temperatura do fluido entre a entrada e a saída da bomba, para uma determinada pressão de trabalho. Este levantamento de rendimento, é feito através da utilização de um gráfico, gerado a partir do modelo matemático utilizado, no qual, através da diferença de temperatura medida no sistema, encontra-se o rendimento. Este modelo também pode ser utilizado em sistemas eletrônicos de monitoramento, que podem informar, de maneira *on-line*, o rendimento da bomba em uma determinada situação de trabalho.

Fica como proposta para futuros trabalhos primeiramente, a utilização de termopares, ou de outro sistema de medição de temperatura, cuja incerteza das medidas apresentadas, seja menor do que a apresentada pelo sistema de medição utilizado neste trabalho, visto que, para diferenças de temperaturas pequenas, o erro do sistema de medição utilizado é demasiadamente grande, podendo assim levar o usuário deste modelo a tomar decisões erradas referente ao rendimento real da bomba.

Outra proposta é a realização de uma análise numérica do escoamento do fluido em uma bomba hidráulica de engrenagens externas, utilizando o *software* CFX 5.1, disponível no LASHIP. Desta forma, pode-se conseguir fazer uma análise do funcionamento da bomba, levando-se em conta também os picos de pressão gerados pelo engrenamento de suas engrenagens, bem como do aumento de pressão interna gerada na bomba e que influenciam diretamente os vazamentos internos da mesma.

Como proposta final, aconselha-se a validação deste modelo para os demais modelos de bombas hidráulicas existentes, principalmente as que possuem dreno na sua concepção, visto que este modelo foi validado somente para bombas hidráulicas de engrenagens externas do modelo MDL40.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMORIM, J. L. S. **Seminário técnico sobre manutenção preditiva e proativa de equipamentos hidráulicos**. TCT – Treinamento e consultoria técnica, 2004. 178p. (Apostila do seminário).

ANDERSSON, J, KRUS, P, NILSSON, K, STORCK, K, **Modelling and simulation of heat generation in electro-hydrostatic actuation systems**. 4th JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo, Japan, November, 1999.

BLACKBURN, J.F; REETHOF, G.; SHEARER, J.L. **Fluid Power Control**. Massachusetts Institute Of Tecnology Press, 1960. 710 p.

BRAVO, R. R. S. **Modelagem e análise de válvulas cartucho**. 2002. 152p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

Circuit diagrams are in accordance with ISO 1219-1, Fluid Power Systems and Components – Grafic symbols and circuit diagrams – Part 1: Graphic symbols. 1991

Circuit diagrams are in accordance with ISO 1219-2, Fluid Power Systems and Components – Grafic symbols and circuit diagrams – Part 2: Circuit diagrams. 1991

DUKE, K T e DRANSFIELD, P. **Improving gear pump relief groove design**. National Conference on Fluid Power, 1976. p 449–461.

DE NEGRI, V. J **Modelagem de servomecanismos hidráulicos e simulação de um servomecanismo mecânico-hidráulico**. 1987. 141p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

ERNEST, Walter. **Oil Hydraulic Power and its Industrial Applications**. 2^a. Ed. McGraw-Hill Book Company, Inc, 1960. 467p.

FITCH, E.C. **Cavitation Wear In Hydraulic Systems**. Disponível na Internet em http://www.noria.com/learning_center/category_article.asp?articleid=380&relatedbookgroup=Hydraulics Acesso em 2005.

FRITH, R. H, SCOTT, W. **Wear in external gear pumps: a simplified model**. Wear, 172^a edition, 1994. p. 121-126.

FRITH, R. H, SCOTT, W. **Comparison of an external gear pump wear model with test data**. Wear, 196^a edition, 1996. p. 64-71.

GÖTZ, Werner. **Hidráulica Teoria de Aplicações da Bosch**. Robert Bosch GmbH, 1991. 303p.

HONG, I. T, FITCH, E. C. **Wear of gear pump under abrasive fluid conditions**. National Conference on Fluid Power. 1986. p. 387-393.

HUNT, T. M, **A review of condition monitoring techniques applicable to fluid power systems**. 7th Internationa Fluid Power Symposium, September, 1986. p. 285 – 294.

Hydraulic fluid power – Positive displacement pumps, motors and integral transmissions – ISO 4409 - Determination of steady-state performance. 1986.

Hydraulic fluid power – Positive displacement pumps, motors and integral transmissions – ISO 8426 – Determination of delived capacity. 1988.

J. KORN. **Hydrostatic transmission systems**. 1ª. Ed. International textbook Company Ltd, 1969. 355 p.

KOIVULA, Timo. **On cavitation in fluid power**. In: Proceedings of 1st FPNI-PhD Symposium. Hamburg: September 2000 p. 371-382.

LINSINGEN, Irlan von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 1ª. Ed. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2001. 399p.

MANCO, S. e NERVENGA, N. **Simulation of an external gear pump and experimental verification**. First JHPS Internacional Symposium on Fluid Power. Tokyo, March 1989. p 139-152.

MANCO, S. e NERVENGA, N. **Pressure transients in an external gear hydraulic pump**. Second JHPS International Symposium on Fluid Power. Tokyo, September 1993. p. 221-228.

MANCO, S. e NERVENGA, N. **Theorical an experimental studies on the thermodynamic efficiency of a hydraulic pump**. Fluid Power Systems and Technology. San Francisco, CA USA, Novembre 1995. p. 75-85.

MANNESMANN REXROTH. **Proyecto y construcción de equipos hidráulicos**, 1ª Edición. Compendio 3. Hinckel-Druck GmbH, Halbrunnenweg: 1988. 376p.

MANNESMANN REXROTH GMBH. **“Hidráulica”, princípios básicos e componentes da tecnologia dos fluidos**, volume 1. São Paulo: 1991. 344p.

MERRIT, H. E. **Hydraulic Control System**. John Wiley & Sons, Inc. New York: 1967.

NEGRINI, Stefano. **A gear pump designed for noise abatement and flow ripple reduction**. International Fluid Power Exposition and Technical Conference. April 1996.

PALMIERI, A. C. **Manual de hidráulica básica**. 9ª Edição. Porto Alegre: Racine Hidráulica Ltda, 1994. 328 p.

PARKER, **Manual de filtragem hidráulica**. Disponível na Internet em <http://www.parkerlag.com/home/catalogos/default.asp?clq=brazil> Acesso em 2004.

REIVAX – AQX 500. **“Sistema de aquisição de dados – Manual do Usuário**, Florianópolis: 2001. 491p.

STORCK KARL.. **Thermal system analysis** Dissertations (Mechanical Engineering) – Linköping University, Linköping, Sweden, 1998. 193 p.

VAN WYLEN, G J. e SONNTAG, R E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. Tradução da 2ª edição americana. São Paulo. Ed. Edgard Blücher, 1976. 531p.

APÊNDICES

APÊNDICE 1**SISTEMA DE MEDIÇÃO****MEDIÇÃO DE PRESSÃO**

Conforme a norma ISO 8426 (ISO, 1988) estabelece, as tomadas de medição de pressão, foram situadas a uma distância de no mínimo duas vezes, o diâmetro da tubulação utilizada e no máximo a quatro vezes este mesmo diâmetro, medidas a partir da porta de entrada e saída das bombas. Para a fixação dos transdutores de pressão e temperatura, um dispositivo especial foi utilizado e o mesmo consiste basicamente de um cilindro de aço, com duas roscas BSP 1/2", com dois tubos soldados em cada lado, de mesmo diâmetro da tubulação utilizada na bancada. A partir destes tubos, conexões foram utilizadas para os acoplamentos. A Figura A.1, mostra um esquema do dispositivo utilizado para a fixação dos transdutores de pressão e temperatura.

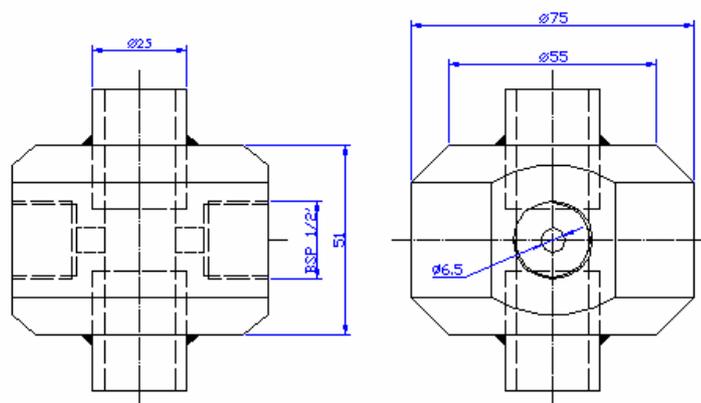


Figura A.1 – Dispositivo de fixação dos transdutores de pressão e termopares

Para a medição da pressão na entrada da bomba, foi utilizado um transdutor de pressão diferencial, fabricado pela HBM, modelo PD1/10, com faixa de indicação de 0 a 10 bar, número LASHIP 1163, do tipo indutivo com sensibilidade de 8mV/V.

Para a medição de pressão na saída da bomba, foi utilizado um transdutor de pressão manométrica, também fabricado pela HBM, modelo P3MB, com faixa de indicação de 0 a 500 bar, número LASHIP 1169, do tipo extensiométrico resistivo, com sensibilidade 2mV/V. A Figura A.2, ilustra os transdutores utilizados, juntamente com o dispositivo de fixação na bancada.

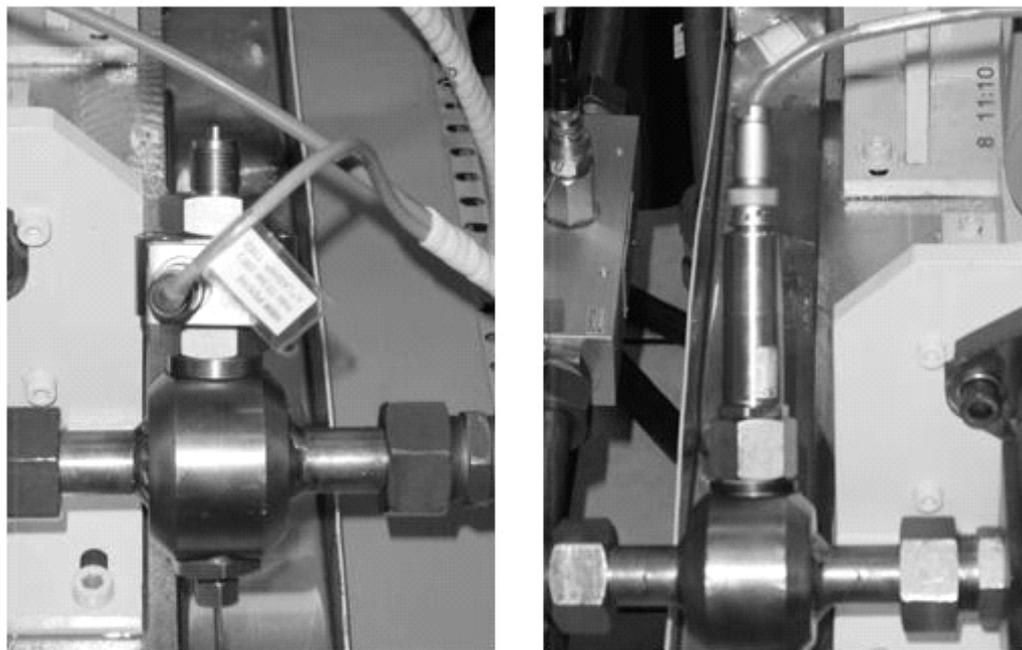


Figura A.2 – Transdutores de pressão.

Ambos os transdutores de pressão, foram calibrados conjuntamente com a ponte amplificadora, fabricada pela ALFA INSTRUMENTOS na fundação CERTI, em Março de 1999. Após a realização do tratamento estatístico destas calibrações, o transdutor diferencial apresentou uma incerteza de medição de 0,02 bar ou 0,19% do valor final de escala (VFE)

Para o transdutor de pressão manométrica, o conjunto apresentou uma incerteza de medição, de 0,41 bar ou 0,08% do valor final de escala (VFE).

Para a leitura do sinal gerado por estes transdutores, utilizou-se o sistema de aquisição AQX e monitoramento pelo sistema SMO da REIVAX.

MEDIÇÃO DE VAZÃO VOLUMÉTRICA

Foram efetuadas medições de vazão volumétrica, entre a saída da bomba hidráulica testada e a válvula de alívio de pressão. A entrada do medidor de vazão, foi posicionada a aproximadamente uma distância de 10 vezes o diâmetro da tubulação utilizada (diâmetro interno de 19 mm), depois da saída da bomba, com o intuito de diminuir as turbulências geradas pela bomba seguindo recomendação das normas e do fabricante. A Figura A.3, mostra o transdutor de vazão utilizado, com os seus respectivos acoplamentos.



Figura A.3 – Transdutor de vazão.

Para a medição de vazão volumétrica na saída da bomba, foi utilizado um transdutor de vazão do tipo turbina axial, fabricado pela WEBSTER INSTRUMENTS, modelo CT125, capaz de medir vazões volumétricas de 0 a 125 lpm. Este transdutor possui uma relutância magnética auto-energizada, emitindo um sinal de frequência proporcional à vazão volumétrica, ou seja, a cada vez que uma das hélices da turbina passa por ele, um pulso elétrico é gerado. Este sinal é condicionado no próprio transdutor, que emite um sinal de 0 a 5 V proporcional a vazão. Internamente, existem direcionadores de fluxo para reduzir as turbulências, de forma a permitir a medição em ambas as direções. O transdutor já vem calibrado de fábrica a incerteza de medição declarada pelo fabricante deste instrumento, é de 1% do valor final da escala (VFE) para escala normal (de 0 a 125 lpm). A aquisição desse sinal é feita através da placa da AQX, e é monitorada pelo sistema SMO da REIVAX.

MEDIÇÃO DE TORQUE E ROTAÇÃO

Para realizar as medidas do torque e da rotação da bomba, um transdutor de torque e rotação, foi instalado entre o motor hidráulico e a bomba hidráulica a ser testada. Para o acoplamento deste transdutor aos eixos do motor e da bomba, acoplamentos flexíveis de engrenagens foram utilizados, assegurando a transmissão de torques com um mínimo de vibração, mesmo que pequenos desalinhamentos radiais e longitudinais ocorram. A montagem deste transdutor foi realizada com o auxílio de chavetas.

Para a medição de torque e rotação, foram utilizados um transdutor de torque e um transdutor de rotação, acoplados em um mesmo componente. Este transdutor é fabricado

pela HBM e o modelo empregado foi o TNA32FNA, que tem capacidade de medição de torque até 200 Nm e de medição de rotações até 20000 rpm. Basicamente, este transdutor possui extensômetros de deformação, responsáveis pela medição do torque e um disco contendo 30 dentes, utilizados para a medição da rotação. Não há contato mecânico entre o rotor e a carcaça, sendo que a carcaça, possui elementos para a transmissão indutiva de tensões de alimentação aos extensômetros do rotor, bem como, possui componentes para a transmissão capacitiva dos sinais medidos. A Figura A.4, mostra o transdutor de torque e rotação, destacando também os acoplamentos flexíveis, utilizados para a transmissão de torque.

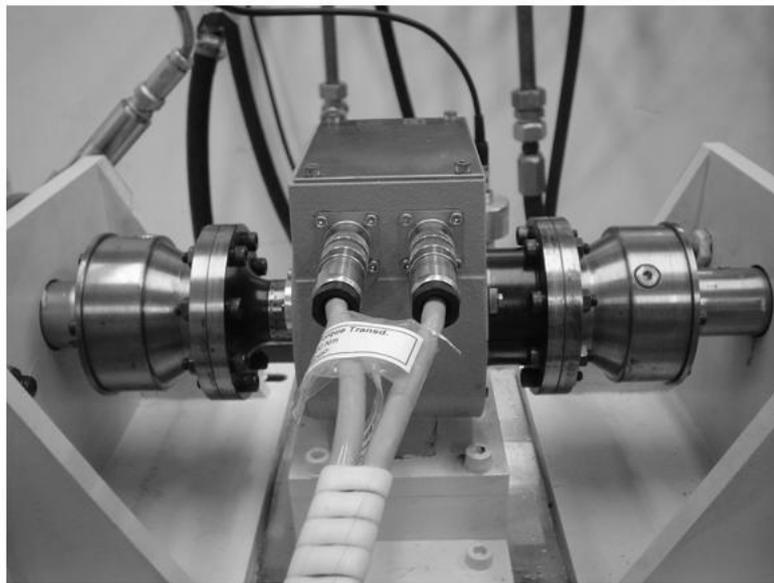


Figura A.4 – Transdutor de torque e rotação.

Como a calibração deste instrumento é realizada pelo próprio amplificador, bem como todos os ajustes necessários a ela, se forem seguidos corretamente os passos do manual de instruções para a calibração, a incerteza de medição do torque, declarada pelo fabricante deste instrumento é de 0,2% do VFE, tanto para a medição de torque quanto para a medição de rotação.

Finalizando, a Figura A.5 mostra um detalhe do amplificador e condicionador de sinais do transdutor de torque e rotação utilizado.



Figura A.5 – Condicionador de sinais de torque e rotação.

A aquisição dos sinais gerados por esse amplificador é feita através da placa da AQX, e também é monitorada pelo sistema SMO da REIVAX.

MEDIÇÃO DE TEMPERATURA

Para a medição de temperatura, utilizaram-se termopares do tipo Ferro-constantan, que são adequados para a medição de temperaturas entre zero e 760 °C. Além disso, o laboratório já possuía duas placas de aquisição de sinais para este modelo de termopar.

Nesta bancada, foram medidas as temperaturas na entrada e na saída das bombas, nos mesmos pontos onde são feitas as medições de pressão. Os termopares foram adquiridos com seus respectivos sistemas de fixação da ECIL. A Figura A.6, mostra o termopar já montado no dispositivo.



Figura A.6 – Termopar tipo “J”.

O sistema de medição de temperatura é composto também pela ponte amplificadora fabricada pela ALFA INSTRUMENTOS, e pelo sistema de aquisição de sinais desenvolvido pela REIVAX.

Esse sistema, foi calibrado em forma de cadeia de medição e comparado a um padrão em banho de água, no caso, o padrão utilizado foi um termômetro de bulbo da marca OMEGA. A faixa de medição atribuída nesta calibração, foi de 35°C a 80°C. A Figura A.7, demonstra de que forma foram feitas as calibrações dos dois termopares.

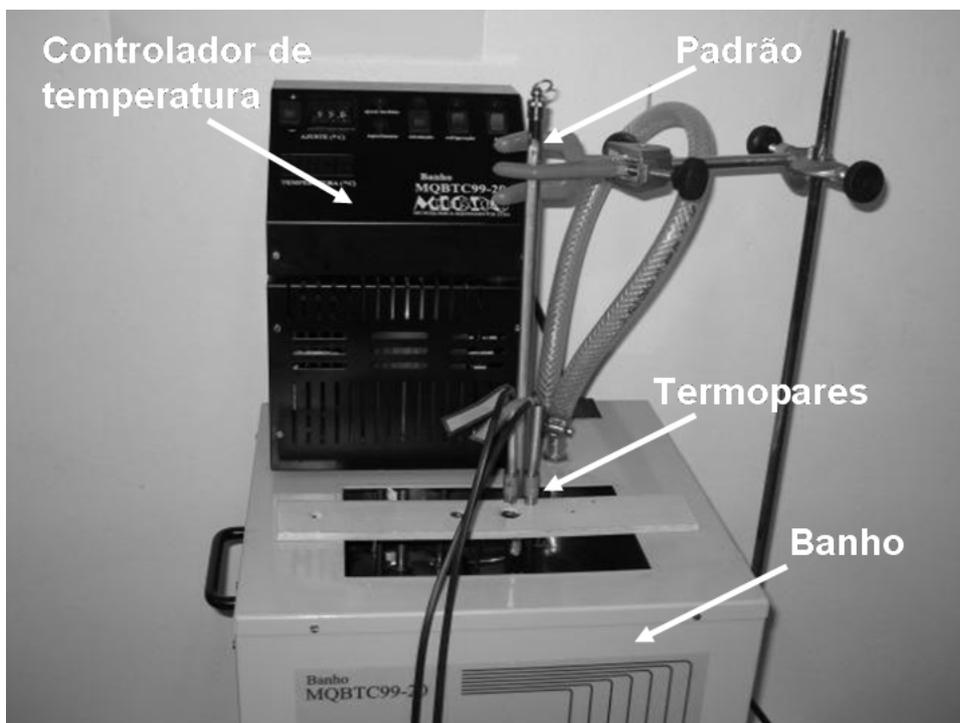


Figura A.7 – Calibração em banho térmico.

A calibração dos termopares foi realizada no próprio laboratório (LASHIP), onde, com auxílio do controle de temperatura do banho térmico, foi possível variar a temperatura de cinco em cinco graus, partindo dos 35°C até se chegar aos 80°C, que é a faixa de temperatura esperada nos experimentos.

O sinal de tensão dos termopares era enviado para a ponte amplificadora, que por sua vez enviava um sinal de 0 a 10 V, para o sistema de monitoramento. Como os experimentos com a bomba são realizados todos em regime permanente, foi necessário esperar que a cada troca de temperatura do banho, o mesmo entrasse em regime. Assim que a temperatura se estabilizava, os sinais de tensão referente à temperatura mostrada no padrão eram armazenados pelo sistema de aquisição. Esta seqüência de operação foi realizada para cada temperatura. Seguindo o manual interno de calibração do LASHIP, foram realizados três seqüências de calibração e os dados destas seqüências, foram então tratados seguindo este manual.

Desta forma, o maior erro encontrado nesta faixa de medição para o termopar instalado na câmara de entrada da bomba, foi de $\pm 0,87$ °C, e para o termopar instalado na câmara de saída da bomba, o maior erro encontrado foi de $\pm 1,24$ °C.

APÊNDICE 2

APRESENTAÇÃO DA BANCADA DE ENSAIOS DE BOMBAS NA FEIMAFE

Nos dias 9 a 14 de maio de 2005, aconteceu na cidade de São Paulo a Feira Internacional de Máquinas Ferramenta (FEIMAFE), na qual a Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) se fez presente, apresentando alguns trabalhos de pesquisa desenvolvidos e relacionados ao tema. A Figura B.8, mostra a foto do estande da universidade.



Figura B.8 – Estande da Universidade Federal de Santa Catarina na FEIMAFE 2005.

Nesta ocasião foi apresentado ao público em geral alguns resultados desta pesquisa, bem como o funcionamento de uma bancada de ensaios de bombas hidráulicas, acionada e monitorada via *software*. Nesta bancada era possível se determinar o rendimento de uma bomba hidráulica de forma *on-line*, ou seja, enquanto a bomba era ensaiada, as variáveis necessárias eram monitoradas e através delas, seu rendimento era calculado de forma simultânea. Para que isso pudesse ser realizado, desenvolveu-se uma bancada de ensaios de bombas de engrenagem de porte menor, mas com todas as características técnicas da bancada de ensaios utilizada no LASHIP. Esta bancada foi desenvolvida em parceria com a empresa MEDAL Metalúrgica Dalla Lana Ltda, parceira nesta pesquisa, com a WEG e com a AQX Instrumentação. Na Figura B.9, vê-se o desenho do projeto da bancada e na Figura B.10, a foto da bancada em funcionamento no estande da feira.

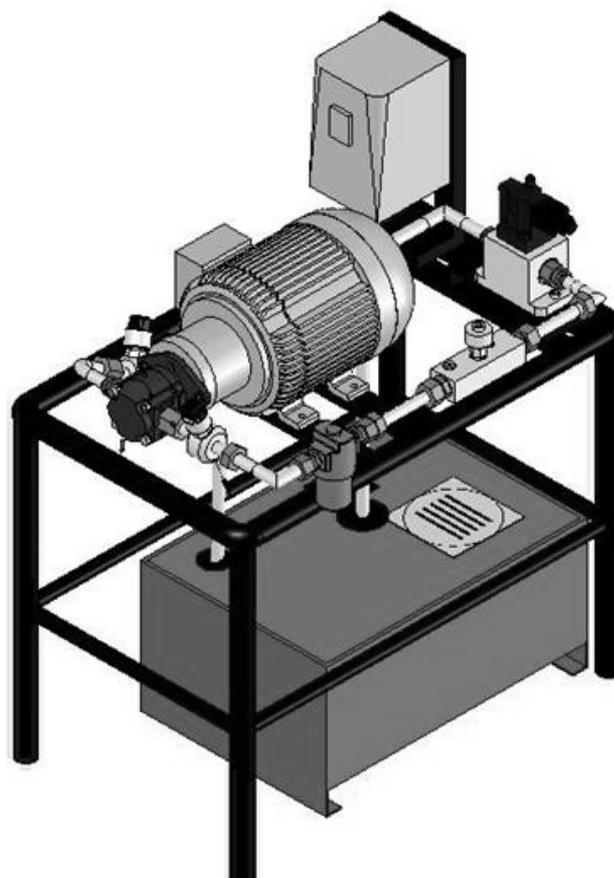


Figura B.9 – Projeto da bancada de ensaios.

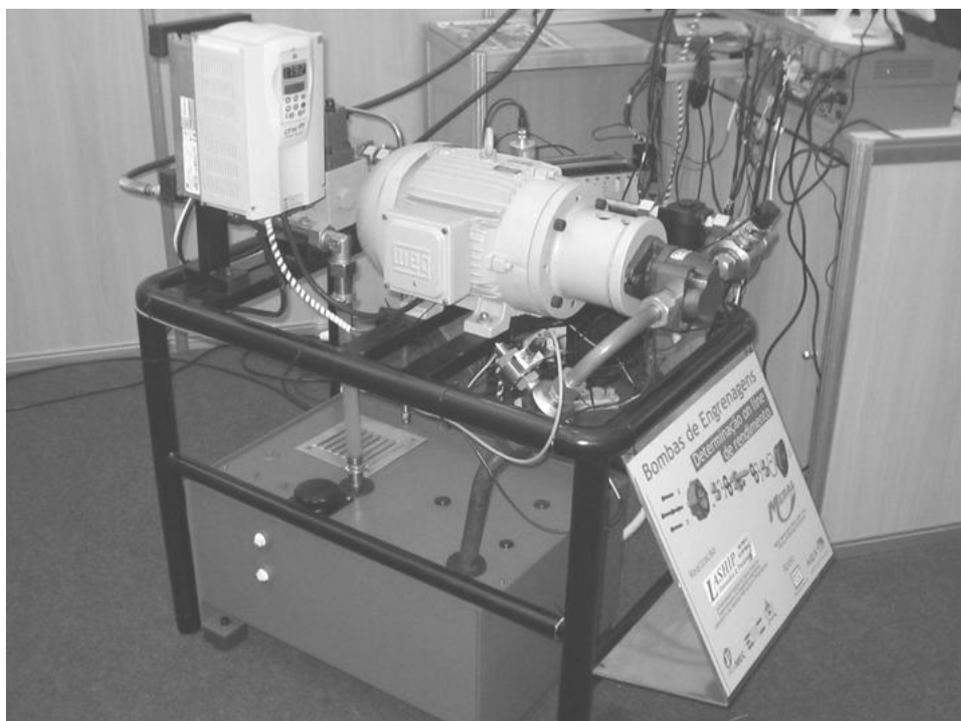


Figura B.10 – Bancada de ensaios em exposição.

O princípio de funcionamento desta bancada, é o mesmo princípio descrito no capítulo quatro deste trabalho, e consiste basicamente, na utilização de dois controladores distintos, um para a rotação de funcionamento da bomba, no qual era acionado um inversor de frequência da marca WEG e outro, para o controle da pressão de saída da bomba, o qual acionava a válvula limitadora de pressão proporcional. Esse controle foi implementado, utilizando-se o software LabVIEW, e a interface entre o software e a bancada, foi realizada com a utilização de uma placa de aquisição de sinais desenvolvida pela AQX Instrumentação. Na Figura B.11, vê-se a tela do software desenvolvido em LabVIEW, no qual é possível verificar-se as variáveis monitoradas no teste, bem como o rendimento da bomba naquela situação.

Fica registrado aqui os meus agradecimentos ao colega Alisson Dalsasso Corrêa de Souza pela realização da programação do controle da bancada em LabVIEW, o qual foi indispensável para a apresentação da mesma na feira.

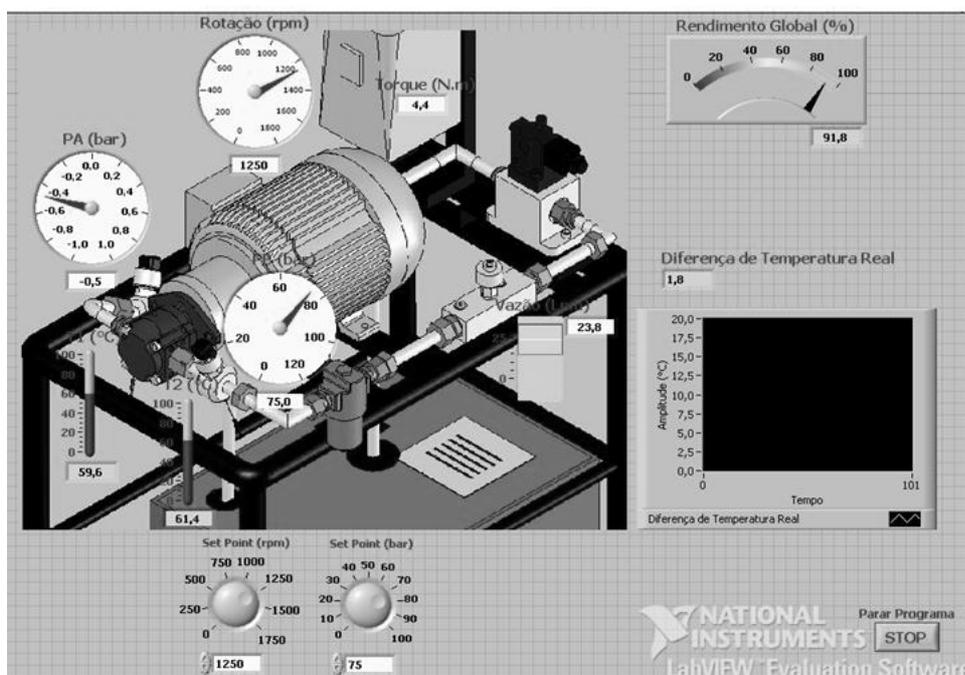


Figura B.11 – Tela do LabVIEW utilizada no funcionamento da bancada.

APÊNDICE 3

PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO

%-----PARÂMETROS DA BOMBA-----

% DADOS ENGRENAGEM

z=10; %Numero de Dentes da Engrenagem
 Le=0.01605; %Largura da engrenagem (m)
 b=Le;
 Dext=0.061; %Diâmetro externo da engrenagem (m)
 Dint=0.0365; %Diâmetro interno da engrenagem (m)
 Rext=Dext/2; %Raio externo da engrenagem (m)
 ld=0.002; %Largura da cabeça do dente da engrenagem (m)
 Asd=0.000108; %Área de um dente em contato com a placa (m)
 l=0.0064; %Largura media da placa por onde ha vazamento. (m)

% CALCULO DAS AREAS DE CONTATO DA PLACA NA ENGRENAGEM

Aplp=0.0011; %Área Inferior parcial da placa (m²)
 AsPp=0.00064; %Área Superior parcial da placa (m²)
 DApp=Aplp-AsPp; %Diferença das áreas (m²)

%DADOS REFERENTES AO TORQUE DA BOMBA

Tc=10; %Torque Constante das Vedações (Nm)
 D=0.0485; %Diâmetro Externo do Disco Simulado (m)
 d=0.032; %Diâmetro Interno do Disco Simulado (m)
 f=0.05; %Coeficiente de Atrito

%DADOS DA TRANSMISSAO DE CALOR DA BOMBA PARA O AMBIENTE

A_s_bb=0.102; %Área Superficial da Bomba em Contato com o Ar (m²)
 he=28.1; %Coeficiente de Transmissão de Calor (W/m²K)

% FOLGAS SIMULADAS DA BOMBA

c=0.000005; %Folga das Placas em Relação as Engrenagens (m)
 h=0.000065; %Folga do Corpo da Bomba em Relação a Cabeça do Dente
 da Engrenagem (m)

% DADOS DO FLUIDO HIDRAULICO

$\rho = 836;$ %Densidade do Fluido (kg/m³)
 $\mu = 26.36e-3;$ %Viscosidade do Óleo (kg/m.s)
 $c_p = 1961.75;$ %Calor Especifico do Fluido (J/kgK)
 $\alpha_p = 0.7e-3;$ %Expansibilidade Térmica do Fluido (K⁻¹)

% DADOS DE FUNCIONAMENTO

$n = 1750;$ %Rotações por Minuto do Sistema (rpm)
 $n_s = n/60;$ %Rotações por Segundo do Sistema (rps)
 $\omega = n * 0.10472;$ %Velocidade Angular ω (rad/s)
 $T_{amb} = 25;$ %Temperatura Ambiente (°C)
 $T_{amb_K} = T_{amb} + 273.15;$ %Temperatura Ambiente (K)
 $T_{ent} = 44.8;$ %Temperatura de Entrada do Óleo na Bomba (°C)
 $T_A = T_{ent} + 273.5;$ %Conversão de °C para K
 $p_A = 0.014e5;$ %Pressão da Câmara A da Bomba (Pa)
 $p_B = 0e5;$ %Pressão de Trabalho Desejada na Bomba. (Pa)

% CALCULO DA VAZAO TEORICA DA BOMBA (m³/s)

$q_{vtc} = ((D_{ext} * D_{ext}) - (D_{int} * D_{int})) * L_e * 0.7854 * n_s;$

% CALCULO DO DESLOCAMENTO VOLUMETRICO DA BOMBA

$D = ((D_{ext} * D_{ext}) - (D_{int} * D_{int})) * L_e * 0.7854;$ % (m³/rot)

$D_B = D * 0.159155;$ % m³/rad