

TIAGO ALBERTO DE SOUZA

Mancais de Deslizamento: estudo de caso

Tiago Alberto de Souza

Mancais de Deslizamento: estudo de caso

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof Dr. Marcelo Sampaio Martins
Coorientador: Prof. Me. Fabrício Vieira Silva

Guaratinguetá - SP
2017

S729m Souza, Tiago Alberto de
Mancais de deslizamento: lubrificação e esforços mecânicos / Tiago
Alberto de Souza – Guaratinguetá, 2017.
65 f : il.
Bibliografia: f. 53-54

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

Co-Orientador: Prof. Me. Fabrício Vieira Silva

1. Mancais. 2. Lubrificação e lubrificantes. 3. Óleos lubrificantes.
- I. Título.

CDU 621.822



Luciana Máximo

Bibliotecária/CRB-8 3595

TIAGO ALBERTO DE SOUZA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Me. FABRÍCIO VIEIRA SILVA
Co-orientador/UNESP-FEG

Prof. Me. EVERTON COELHO DE MEDEIROS
Banca examinadora/UNESP-FEG

Prof. Me. RAMON MOREIRA PERES
Banca examinadora /UNESP-FEG

Dezembro de 2017

AGRADECIMENTOS

Agradeço inicialmente a Deus, meus pais, irmão e família por todo suporte irrestrito ao longo dos anos nesta longa jornada quando optei pela engenharia. Gostaria de agradecer aos professores e funcionários da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, em particular àqueles que desempenham com paixão suas funções a fim de graduar bons profissionais nesta escola.

Gostaria de lembrar aqui todos os meus colegas de curso, por suas dicas, conselhos e imensurável ajuda ao longo destes sete anos. Adicionalmente, os amigos com os quais tive prazer de morar, as repúblicas pelas quais passei, as amizades que lá criei e todo desenvolvimento como pessoa que estes me proporcionaram.

Gostaria de agradecer ainda meus professores orientadores, pelas longas horas investidas em reuniões e discussões, a Gerdau-Pindamonhangaba pela oportunidade de visita, disponibilização de material e demais concessões.

Por último, gostaria de fazer justiça agradecendo todas aquelas pessoas não citadas ou momentaneamente esquecidas que de forma direta ou indireta ajudaram-me a tornar a engenharia uma realidade de vida.

“Remar contra a maré é difícil, mas fortalece.”

Goethe

RESUMO

A aplicação de mancais de deslizamento associados a outros componentes mecânicos é vasta, dada sua relativa facilidade de montagem e princípios físicos envolvidos. A presente monografia introduz um estudo de caso da eficiência de um conjunto de mancais, já em uso, com boa aceitação no mercado. O componente, ora estudado, foi projetado para trabalho em uma bomba de deslocamento positivo, modelo KD825-Uraca, onde está exposto a esforços mecânicos e banho contínuo de fluido lubrificante. Partindo destes pontos de análise, lubrificação e esforços mecânicos, este trabalho tem como enfoque revisar parte do conteúdo teórico envolvido apresentado durante todo o curso. O estudo tem ainda por finalidade sugerir melhorias de projeto ou ainda simplesmente ratificar o atual projeto. Dados necessários foram colhidos dos manuais técnicos e na eventual ausência de informações, mensurados na própria máquina. Com auxílio computacional foram revistos os cálculos de dimensionamento e de projeto, propôs-se a utilização de dois diferentes lubrificantes comerciais com um valor de viscosidade imediatamente menor e outro maior. Com base nos resultados colhidos pôde-se observar que lubrificante em operação é satisfatório e há alternativas de substituição salvo algumas recomendações.

PALAVRAS-CHAVE: Mancal de deslizamento. Lubrificação. Óleos lubrificantes. Esforços mecânicos.

ABSTRACT

The journal bearings used associated with some other mechanical components is extensive, given their relative easy assembly and physical principles involved. This monograph introduces a case of efficiency of a set of bearings, already used, with good market acceptance. The component, now studied, is designed for work on a positive motion pump, model KD825-Uraca, where it is exposed to mechanical loads and continuous lubrication of fluids. Starting from these points of analysis, lubrication and mechanical loads, this work focuses on reviewing parts of the theoretical contents involved presented throughout the course. The purpose of the study is to suggest project improvements or to simply ratify the current project. Necessary data were taken from the technical manuals and in the eventual absence of information, physical measurements were taken of the machine. With computational aid, the sizing and design calculations were revised. It was proposed to use two different commercial lubricants with distinct viscosity values immediately lower and higher one. Based on the results obtained it can be assured that the base lubricant in operation is satisfactory and there are also substitution alternatives, although with some recommendations.

KEYWORDS: Journal bearing. Lubrification. Lubrificant oil. Mechanical loads.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Quadro 1 - Óleos lubrificantes minerais.....	16
Figura 1 - Curva de viscosidade x temperatura, padronização SAE	19
Figura 2 - Curva de viscosidade x temperatura, padronização ISO	20
Figura 3- Viscosidade hidrodinâmica de um mancal deslizando	23
Figura 4 - Gráfico velocidade relativa x atrito	24
Figura 5 - Diagrama compatibilidade pares de metais	28
Figura 6 - Dimensões geométricas de um mancal.....	30
Figura 7 - Analogia: módulo elasticidade e viscosidade sobre um fluido atuante	31
Figura 8 - Bomba Uraca KD825.....	38
Figura 9 - Geometria conjunto biela-manivela.....	40
Figura 10 - Vista lateral bomba Uraca KD 825.....	41
Figura 11 - Casquilho eixo virabrequim.....	41
Figura 12 - Carta de variação temperatura no mancal x Sommerfeld	42
Figura 13 - Gráfico forças inércia x θ	44
Figura 14 - Curva de operação da bomba.....	46
Figura 15 - Gráfico velocidade pistões x θ	47
Figura 16 - Gráfico potência nos pistões x θ	48
Figura 17 – Carta S x T Var	59
Figura 18 – Carta S x coeficiente de fricção	59
Figura 19 – Carta S x Pressão de filme	60
Figura 20 - Curva de viscosidade x temperatura, padronização ISO	60
Figura 21 - Carta S x Variável de Fluxo.....	61
Figura 22 - Carta S x T Var	61
Figura 23 - Carta S x Posição espessura mínima de filme	61
Figura 24 - Carta S x Posição término filme	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Equivalência entre graus API e densidades.....	19
Tabela 2 - Recomendações gerais de lubrificação.....	27
Tabela 3 - Materiais recomendados para mancais contra aço/ferro fundido.....	29
Tabela 4 - Faixas de carga unitária em mancais com buchas.....	36
Tabela 5 - Dados bomba Uraca KD825.....	39
Tabela 6 - Aceleração e forças inerciais.....	44
Tabela 7 - Forças devido ao torque.....	45
Tabela 8 - Valores de pressão.....	46
Tabela 9 - Velocidade dos pistões.....	47
Tabela 10 - Potência entregue pelo pistão.....	48
Tabela 11 - Dados do mancal para diversos lubrificantes.....	49

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASTM	American Society for Testing and Materials
API	American Petroleum Institute
ISO	International Organization for Standardization
SAE	Society of Automotive Engineers
SI	Sistema Internacional de Unidades
SUS	Saybolt Universal Seconds

LISTA DE SÍMBOLOS

β	comprimento angular de um mancal parcial
ε	razão de excentricidade
μ	viscosidade absoluta ou dinâmica
ν	viscosidade cinemática
ρ	densidade
ω	velocidade angular
cp	centipoise
f	coeficiente de atrito
h_o	espessura mínima de filme de óleo
N	rotação eixo [rps]
P	pressão
Pa	pascal
Q	taxa de fluxo de óleo
rpm	rotações por minuto
c	folga do mancal
s	segundos
S	número adimensional de Sommerfeld
St	stoke
T	temperatura

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVO	14
1.2	JUSTIFICATIVA	14
2	DESENVOLVIMENTO.....	15
2.1	LUBRIFICANTES	15
2.1.1	Classificações.....	15
2.1.2	Características	17
2.1.2.1	Viscosidade.....	17
2.1.2.2	Grau API.....	18
2.1.2.3	Nomenclatura SAE.....	19
2.1.2.4	Nomenclatura ISO	20
2.1.2.5	Ponto fluidez.....	21
2.1.2.6	Ponto fulgor	21
2.1.2.7	Coloração.....	21
2.1.2.8	Graxas.....	21
2.1.3	Lubrificação em mancais de deslizamento	22
2.1.3.1	Tipos de Lubrificação	22
2.1.3.2	Provisionamento de lubrificação.....	25
2.1.3.3	Detalhes de projeto para lubrificação	26
2.2	MANCAL DE DESLIZAMENTO.....	27
2.2.1	Materiais de Construção	27
2.2.2	Determinações de Projeto do Mancal	29
2.2.3	Equação de Petroff	30
2.2.4	Cartas de projeto para mancais hidrodinâmicos	33
2.2.5	Considerações adicionais de projeto	35
3	ESTUDO DE CASO	38
3.1	BOMBA URACA KD825.....	38
3.2	REVISÃO DOS CÁLCULOS.....	39
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	44
5	CONCLUSÃO.....	50
	REFERÊNCIAS	51
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	52

APÊNDICE A – FOLHAS DE CÁLCULOS.....	53
ANEXO A – CARTAS DE RAIMONDI E BOYD.....	59

1 INTRODUÇÃO

Os conceitos de mancais deslizantes são amplamente conhecidos e utilizados, podendo os seus princípios físicos serem encontrados nas mais primitivas máquinas construídas pelo homem. Não é necessário um profundo conhecimento teórico para que se possa com relativa facilidade desenvolver um mecanismo que atenda as premissas básicas de sustentação de um corpo, de acordo com Juvinal (2008), através da transmissão e distribuição de forças entre dois ou mais corpos rígido.

O surgimento de máquinas mais sofisticadas, onde já não era mais suficiente apenas a sustentação de corpos inertes, fez tornar-se necessário uma maior engenhosidade por parte dos construtores: aliar o conceito de apoio de cargas estáticas à necessidade de preservar o movimento relativo entre esses elementos, segundo Juvinal (2008).

Deste impasse, partindo-se do ponto de vista mecânico, seria necessário vencer as forças de contato entre superfícies e percebeu-se então a necessidade do uso de elementos que facilitassem a interação entre estas superfícies. Na sua forma mais rudimentar surgiu a tecnologia da lubrificação, que nos primórdios foi dada através do uso de óleos orgânicos de origem animal e vegetal, Carreiro et. al. (1998).

A aplicação de mancais hoje é fortemente associada ao uso de transmissores de torque e movimentos de rotação, como os eixos ou virabrequins. Segundo Norton (2004), estes componentes associados garantem a correta transmissão de energia do eixo, da sua fonte geradora, até o ponto de consumo. A partir do conhecimento empírico e da investigação experimental dos comportamentos da natureza foi possível formular as leis da mecânica clássica, através das quais passamos a ter melhor compreensão dos eventos inerentes à colisão entre corpos e à dissipação de energia envolvida no ato.

Este é o ponto fundamental de partida do estudo da tribologia. Definição de Carreiro et. al. (1998, p. 400) "[...] a ciência e tecnologia de superfícies atuantes em movimento relativo e todos os fenômenos daí decorrentes. [...]" baseados também em propriedades da matéria e do meio de um contaminante como: densidade, viscosidade, temperatura e pressão. A presença de um fluido, adequado às condições de trabalho do equipamento, permitirá a criação de um filme que impedirá o contato direto entre superfícies. As consequências desta presença são diretas e imediatas, tanto na troca de energia térmica quanto no decremento significativo do fator de atrito entre os componentes mecânicos.

Por fim, para Michell (1929 apud NORTON, 2004, p. 543) espera-se do projeto de um mancal de deslizamento: baixa perda de potência e menor espaço físico possíveis, lento desgaste de material e custo irrisório.

1.1 OBJETIVO

A proposta da presente monografia é realizar um estudo de caso do dimensionamento de mancais de deslizamento específicos do projeto da bomba Uraca - KD825. A partir da revisão dos cálculos de esforços mecânicos envolvidos na máquina em trabalho e das tomadas de decisão quanto à lubrificação do sistema de mancais, demonstrar um parecer favorável, ou ainda, levantar possíveis alternativas de especificação de lubrificantes.

1.2 JUSTIFICATIVA

A pesquisa do tema mostra-se aplicável, uma vez que há coerência entre os assuntos teóricos abordados durante a graduação e a aplicação da máquina em campo. Alternativas de especificação de lubrificantes, se levantadas, poderão viabilizar novos estudos quanto à viabilidade energética de perdas por transmissão de calor, e ainda econômica, advindas de uma possível substituição. É possível coletar dados de projeto da bomba no respectivo manual ou ainda obter outras informações que porventura se tornem necessárias quando em operação.

1 MICHELL, A. G. M. **Progress of Fluid-Film Lubrification**. Trans. ASME, 51 pp. 153-163, 1929 apud NORTON, R.L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. Porto Alegre: Bookman, 2004.

2 DESENVOLVIMENTO

Mancal é o termo mais genérico utilizado para se especificar o componente de máquina, que permite a transferência de carga entre dois ou mais corpos, sendo estes estáticos ou não, de acordo com Juvinal (2008). A transmissão de forças ocorre pelo contato direto de materiais rígidos e espera-se que o mesmo não perca suas propriedades originais, tanto físicas, quanto geométricas.

Mostrou-se ineficiente ao longo dos anos esperar que esses efeitos indesejáveis não ocorressem, através de diversas tentativas de projeto mal sucedidas. Tornou-se necessário acrescentar um meio intermediário de contato entre estas superfícies que aliviasse o choque de suas colisões, dado irregularidades geométricas do componente, ainda que microscópicas.

Num segundo momento, em alternativa às dificuldades impostas pelo atrito e optando pela máxima conservação do movimento rotativo, desenvolveu-se o projeto de adição de elementos rolantes de aço. De acordo com Norton (2004), estes diminuía significativamente o contato entre superfícies, quando eram interpostos aos meios em que se desejava a transmissão de forças. Os mancais de rolamento permitiram uma nova gama de projetos onde se desejava reduzir ainda mais os efeitos de dissipação de energia e preservar as elevadas rotações a qual a máquina estivesse submetida. As desvantagens desta segunda construção de mancal devem-se primeiramente a maiores dimensões de instalação na máquina bem como sua menor resistência a fadiga. Somado a isso, deve-se ressaltar também incidências de ruído e maiores dificuldades de instalação. Tais características fazem do mancal de deslizamento uma boa alternativa de construção principalmente quando o componente estiver submetido a altas rotações como, por exemplo, veículos automotores de combustão interna.

2.1 LUBRIFICANTES

2.1.1 Classificações

A tecnologia da lubrificação, onde se espera que a adição de um fluido facilite a interação entre superfícies, não é nova. Os registros mais antigos que se tem documentados remontam aos anos 2600-1700 a.C., no antigo Egito, onde em um túmulo é mostrado um trenó sendo transportado por deslizador enquanto um homem despeja um líquido para lubrificá-los, segundo Carreteiro (1998).

Os lubrificantes básicos são derivados do petróleo e servem de base para a confecção do óleo lubrificante em si, onde, juntamente com aditivos especiais lhes confere certas propriedades físicas ou químicas desejadas. Segundo Carreteiro (1998), os óleos básicos se dividem em quatro grandes grupos: Destilados, obtidos nos primeiros graus de refinamento; Neutros, de origem parafínica de baixa e média viscosidade; Pálidos, de natureza naftênica, baixa viscosidade e coloração amarelada; *Residum Stocks*, também de origem parafínica, porém de alta viscosidade.

Óleos lubrificantes minerais, originados de cadeias de hidrocarbonetos como acima descritos, são os de maior emprego, pela ampla abrangência de uso e custo relativamente baixo. A preferência por este tipo se dá também por ser quimicamente estável, pois não sofrem hidrólise nem se quebram em moléculas de ácidas ou corrosivas, segundo Carreteiro (1998). Podem ser classificados em duas categorias, a partir de sua origem: parafínicos e naftênicos com suas principais características no Quadro 1.

Quadro 1 - Óleos lubrificantes minerais

<i>Características</i>	<i>Parafínicos</i>	<i>Naftênicos</i>
<i>Ponto de Fluidez</i>	<i>Alto</i>	<i>Baixo</i>
<i>Índice de Viscosidade</i>	<i>Alto</i>	<i>Baixo</i>
<i>Resistência a Oxidação</i>	<i>Grande</i>	<i>Pequena</i>
<i>Oleosidade</i>	<i>Pequena</i>	<i>Grande</i>
<i>Resíduo de carbono</i>	<i>Grande</i>	<i>Pequeno</i>
<i>Emulsividade</i>	<i>Pequena</i>	<i>Grande</i>

Fonte: Carreteiro (1998)

Óleos graxos, de origem orgânica, seja animal ou vegetal, foram os primeiros tipos de lubrificação empregados devido a maior simplicidade de extração. Apresentam grande capacidade de aderência a superfícies metálicas, mas seu uso hoje é bastante limitado devido a sua não resistência a oxidação. Pode-se também obter o composto de óleos minerais e orgânicos. Segundo Carreteiro (1998), a mistura pode atingir em torno de 1% a 25% de parte orgânica. O objetivo desta composição é conferir maior oleosidade ou emulsividade na presença de vapor d'água.

Por fim, há ainda os óleos sintéticos. Estes, de aplicação preferencial em máquinas de alto desempenho, atendem características de projeto muito específicas, um tanto quanto difíceis de alcançar com os lubrificantes convencionais. São de custo mais elevado e

composto basicamente de ésteres de ácido dibásicos, organofosfatos, silicatos, poliglicol ou ainda de cadeias poliméricas, segundo Carreteiro (1998).

2.1.2 Características

Para que se atendam necessidades de projeto um óleo lubrificante deve cumprir exigências mínimas de trabalho que configuram condições de operação da máquina, contaminantes de risco biológico ou ambiental, resíduos de queima, capacidade corrosiva ou até mesmo coloração, Carreteiro (1998).

2.1.2.1 Viscosidade

O conceito de viscosidade foi formulado primeiramente por Sir. Isaac Newton e posteriormente os conceitos foram revistos e ampliados por físicos e matemáticos, dentre eles: Navier, Stokes, Poiseuille e Reynolds, segundo Carreteiro (1998). A definição de viscosidade de acordo com a ASTM:

Viscosidade Absoluta, μ , (dinâmica) de um líquido newtoniano - é a força tangencial sobre a unitária de um de dois planos paralelos separados de uma distância unitária quando o espaço é preenchido com o líquido e um dos planos move-se em relação ao outro com velocidade unitária no seu próprio plano. A unidade cgs de viscosidade dinâmica ou absoluta μ é o poise, que tem as dimensões gramas por centímetro por segundo. (ASTM, 2016, Annual Book Standards, Section 05, Volume 01)

Deve-se ressaltar que o fluido newtoniano, categoria onde os lubrificantes em grande parte se enquadram, segundo Juvinal (2008), é todo aquele que submetido a uma tensão cisalhante apresenta um escoamento entre placas de fluido direta e linearmente proporcional. No SI, viscosidade μ é dada em Pa.s. Pode-se encontrar ainda expressada em centipoise (cP). De acordo com Juvinal (2008), convenientemente defini-se um centiPoise igual a um miliPascal.segundo (1cp = 1mPa.s).

O conceito de viscosidade cinemática (ν) nada mais é que o quociente entre viscosidade absoluta e massa específica do fluido, ambas propriedades a mesma temperatura. Esta redefinição é necessária, segundo Juvinal (2008), uma vez que dois fluidos de mesma viscosidade μ fluem diferentemente em função de suas respectivas massas específicas. Esse

tipo de teste é comumente realizado em um viscosímetro padronizado do tipo Saybolt. No SI é relacionado por m^2/s ou podendo ainda ser expressa em stoke, ($1cm^2/s = 1 St$).

Por observação percebe-se que a viscosidade varia em função da temperatura. Vários cálculos empíricos já foram propostos ao longo dos anos para abordar o tema e o mais recorrente hoje é normatizado pelos padrões ASTM, segundo ASTM D2270-10(2016). Determina-se o coeficiente IV, (índice de viscosidade), para definir quão variável é a viscosidade de um fluido exposto a variações de temperatura. Para tanto, demonstra-se pela equação:

$$IV = \frac{(10^N - 1)}{0.00715} + 100; \quad \text{onde: } N = \frac{\log H - \log U}{\log Y} \quad (1)$$

Onde:

H [mm^2/s]: viscosidade a 40 °C de um fluido de índice de viscosidade 100, tendo a mesma viscosidade a 100 °C do óleo em questão;

Y [mm^2/s]: viscosidade a 100 °C do óleo em questão.

U [mm^2/s]: viscosidade a 40° C do óleo em questão.

Os valores de viscosidade H são tabelados e obtidos no respectivo manual. O método, entretanto é limitado para lubrificantes com viscosidade acima de 2,0 [mm^2/s].

2.1.2.2 Grau API

Segundo Carreiro (1998) trata-se de uma unidade modificada de densidade. Este artifício faz-se necessário devido à densidade dos óleos serem inferiores a 1, relativo a água. Nesta nova escala, segundo seus criadores da *American Petroleum Institute* a nova referência para a água passa a ser 10 e a de fluidos mais leves superiores a 10. A equação que determina o grau API dá-se por:

$$^\circ API = \frac{141,5}{densidade (60^\circ F)} - 131,5. \quad (2)$$

Segundo ainda Albuquerque (1975) a API classifica os óleos lubrificantes em 6 classes: *Motor Light* (ML), *Motor Medium* (MM), *Motor Severe* (MS), *Diesel General* (DG), *Diesel Medium* (DM) e *Diesel Severe* (DS) que são impressas nos rótulos de venda dos produtos, uma forma simplificadora do cálculo acima obtido. No Brasil, temos ainda, segundo Carreiro (1998), tabelas de conversão grau API para densidades, segundo a Tabela 1:

Tabela 1 - Equivalência entre graus API e densidades

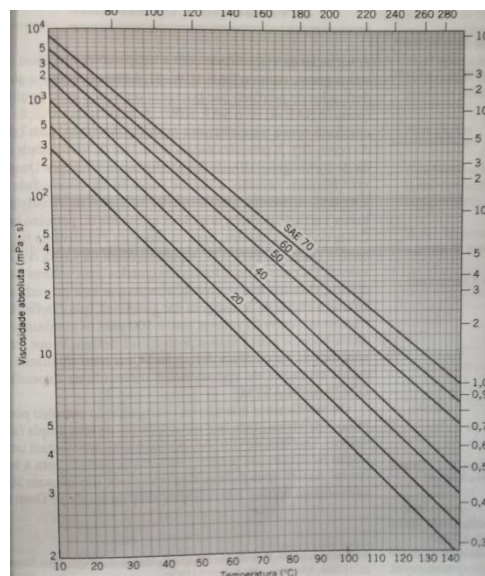
API	densidade	API	densidade	API	densidade
10	1,000	27	0,893	44	0,806
11	0,993	28	0,887	45	0,802
12	0,986	29	0,882	46	0,797
13	0,979	30	0,876	47	0,793
14	0,972	31	0,871	48	0,788
15	0,966	32	0,865	49	0,784
16	0,959	33	0,860	50	0,780
17	0,953	34	0,855	51	0,775
18	0,947	35	0,850	52	0,771
19	0,940	36	0,845	53	0,767
20	0,934	37	0,840	54	0,763
21	0,928	38	0,835	55	0,759
22	0,922	39	0,830	56	0,755
23	0,916	40	0,825	57	0,751
24	0,910	41	0,820	58	0,747
25	0,904	42	0,816	59	0,743
26	0,898	43	0,811	60	0,739

Fonte: Carreiro (1998)

2.1.2.3 Nomenclatura SAE

Classificação criada pela *Society of Automotive Engineers* para designar viscosidade do óleo lubrificante inicialmente em 1926, vem sofrido atualizações ao longo dos anos de acordo com Albuquerque (1975). Os algarismos que seguem cada classificação não são índices de viscosidade e sim uma faixa de valores desta propriedade a uma dada temperatura ainda segundo o autor. De acordo com Juvinal (2008) o SAE ainda classifica os óleos lubrificantes em curvas em função da temperatura como mostrado na Figura 1, abaixo.

Figura 1 - Curva de viscosidade x temperatura, padronização SAE



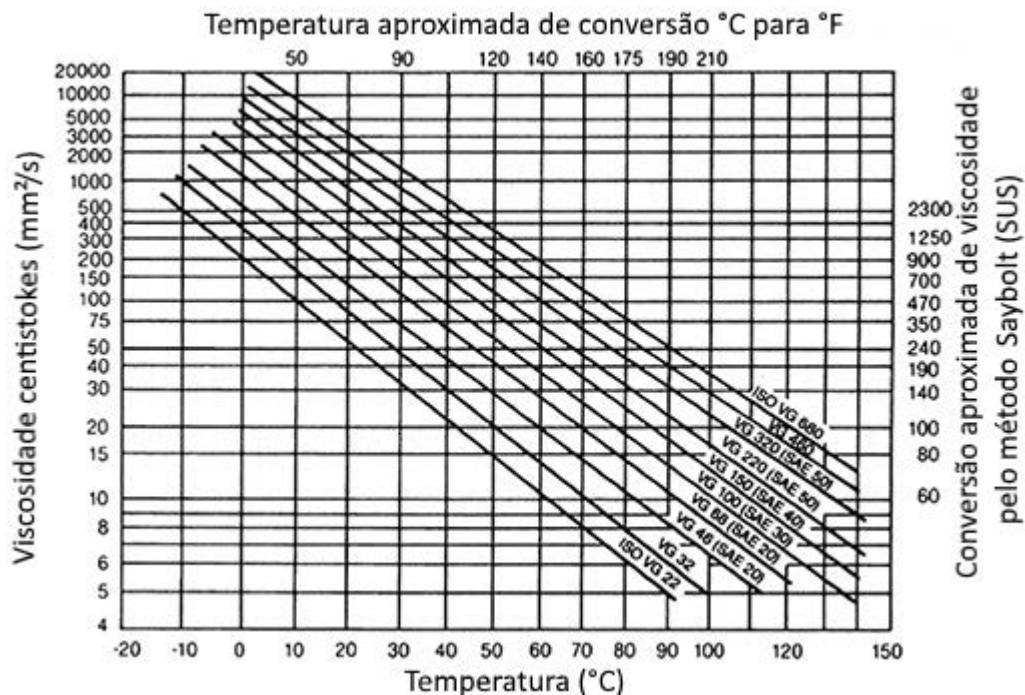
Fonte: Juvinal (2008)

Óleos lubrificantes designados com a letra "W" (*Winter*) logo em seguida a numeração indicam que foram especificados a 0° F, de acordo com Juvinal (2008), o que se mais aproxima a realidade climática de grande parte dos países europeus.

2.1.2.4 Nomenclatura ISO

A classificação de viscosidade ISO, criada pela instituição de mesmo nome: *International Organization for Standardization* (ISO), em 1975, segundo norma ISO-3348 (1992), visa, assim como a norma SAE, padronizar, facilitar e se possível reduzir os diversos tipos de normas vigentes nos países membros que emitam e ou certifiquem publicações técnicas nacionais e internacionais. Segundo a norma ISO-3348 (1992), o valor de viscosidade cinemática, em mm²/s, a uma temperatura de 40 °C define a classificação comercial do lubrificante que atenderá uma gama de especificações em função da viscosidade em projetos de máquinas, como está ilustrado na Figura 2, a seguir:

Figura 2 - Curva de viscosidade x temperatura, padronização ISO



Fonte: ISO 3348 (1992)

A curva acima ilustrada será usada no dimensionamento do mancal nesta monografia. Os valores de viscosidade cinemática serão convertidos em viscosidade absoluta, quando se fizerem necessários os cálculos, através da relação $\mu = \rho \cdot v$

2.1.2.5 Ponto fluidez

Também chamado de ponto de congelamento segundo Carreteiro (1998), este conjunto de ensaios, padronizado pela norma ASTM D 97-47, visam determinar a mínima temperatura na qual o lubrificante ainda flui, para fins de dimensionamento de projeto. Segundo ainda o autor, no Brasil esta propriedade costuma ser relevada dado as condições climáticas tropicais. Tal assunto é levado em consideração principalmente em projetos de máquinas frigoríficas.

2.1.2.6 Ponto fulgor

Regulamentado pela norma ASTM D 92-52, o conjunto de ensaios visa determinar a menor temperatura na qual o lubrificante mineral inflama-se na presença de ar e uma chama induzida criando um lampejo, segundo Carreteiro (1998). Costuma-se encontrar valores de ponto de fulgor na faixa de 22 a 28 °C abaixo do ponto de combustão, propriedade quando o óleo inflama-se espontaneamente sem necessidade de chama. De acordo com Albuquerque (1975) não se deve empregar fluidos com pontos de fulgor abaixo dos 150 °C com fins de lubrificação.

2.1.2.7 Coloração

Segundo Carreteiro (1998) a variação da cor do óleo é alta, podendo ser desde transparente a totalmente opaca. Por si só essa não é uma característica de comprovação de qualidade ou de origem do lubrificante já que este pode ser alterado por adição de corantes. Ainda assim, para óleos convencionais é possível inspecionar a uniformidade do produto como uma análise preliminar de vida útil do mesmo. De maneira geral, de acordo com o mesmo autor, óleos mais claros possuem menor viscosidade, mas de forma alguma a análise deve se restringir apenas a essa propriedade, dado a vasta quantidade e variações de óleos comerciais disponíveis.

2.1.2.8 Graxas

Carreteiro et. al. (1998, p. 85) "[...]A definição mais ampla de graxa: É uma combinação de um fluido com um espessante, resultando em um produto homogêneo com qualidades lubrificantes. Sua consistência pode variar desde o estado semifluídico até o sólido

[...]". Segundo o autor as graxas são empregadas nos pontos em que o óleo não atende exigências de não escorregamento, por mais viscosos que sejam. Seu uso é preferencial também quando se deseja criar uma camada seladora e evitar a penetração de contaminantes.

Seu uso estrito em mancais de deslizamento, segundo Carreteiro (1998), são: boa retenção, resistência ao choque e permanência mesmo em operações de partida ou intermitentes. De acordo com Albuquerque (1975), para máquinas, de trabalho até 70° C, são indicadas graxas de base cálcica. Em contrapartida, para aquelas que devam trabalhar a alturas acima desta, deve-se considerar o uso de graxas de base sódica. Para mancais de alta pressão, ainda, segundo este autor, deverão ser selecionadas graxas aditivadas com compostos de enxofre, cloro ou fósforo, as quais aumentam a resistência da película lubrificante.

2.1.3 Lubrificação em mancais de deslizamento

2.1.3.1 Tipos de Lubrificação

As classificações de lubrificação, segundo Juvinal (2008), são baseadas na forma em que se dá a separação entre superfícies deslizantes através da película de fluido. De acordo com Shigley (2005) há cinco a serem identificadas.

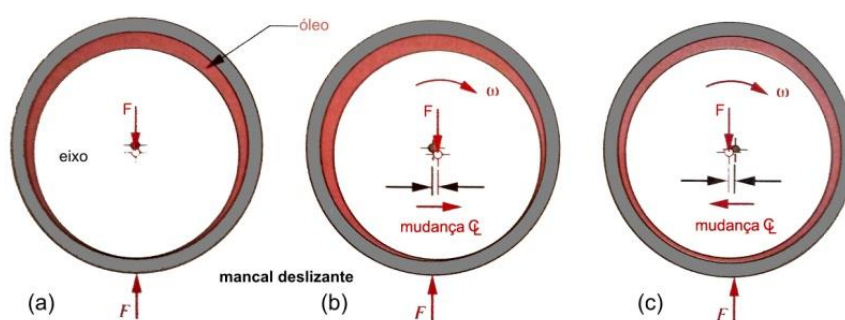
Denominada de filme completo ou fluída, a lubrificação hidrodinâmica segundo Shigley (2005) é aquela onde não existe o contato de superfícies metal-metal devido à movimentação relativa entre as superfícies deslizantes. A velocidade relativa entre estas superfícies é responsável por bombear lubrificante para dentro do espaço criado. Segundo Juvinal (2008) as perdas de potência são devidas apenas as tensões de cisalhamento entre o fluido e o metal. As espessuras típicas de filme estão entre 0,008 a 0,020 mm, os valores de coeficiente de atrito de 0,004 a 0,010 e as pressões de filme na ordem de 3 a 4 MPa, de acordo com Norton (2004).

Esta técnica é mais efetiva em mancais radiais, onde o eixo e o mancal criam um anulo fino dentro de sua folga que pode atrapalhar o lubrificante e permitir ao eixo bombeá-lo ao redor do anulo. Existe um passo para vazamento nas extremidades, portanto deve-se prever um suprimento contínuo de óleo para repor as perdas. Esse suprimento pode ser alimentado gravitacionalmente ou por pressão. (NORTON, 2004, v. 1, p. 549)

Os mancais internos da bomba Uraca-KD 825 estudados nesta monografia sustentam um eixo acoplado a um motor elétrico através de uma caixa redutora. Quando em rotação

normal de trabalho, é esperado que o conjunto eixo virabrequim-mancal atue em condições de lubrificação hidrodinâmica. Este processo ocorre em três etapas. Partindo-se da situação inicial, como se vê na Figura 3a, o mancal está em repouso e não há movimento relativo entre superfícies bem como não há filme de fluido interpondo o contato entre elas. De acordo com Norton (2004), à medida que o eixo começa a girar as linhas de centro do mancal e do eixo se desalinham, Figura 3b. O eixo, pelo seu movimento de rotação cria um gradiente de pressão passando a atuar como uma bomba, retirando óleo da região de maior película e o injetando na região de menor filme. Numa situação de trabalho de velocidade angular (ω) estacionária, o lubrificante injetado por fim vence as força de inércia do eixo erguendo-o, eliminando por completo o contato entre superfícies, como na Figura 3c configurando por fim a lubrificação hidrodinâmica esperada.

Figura 3- Viscosidade hidrodinâmica de um mancal deslizante



Fonte: Norton (2004)

Ao contrário da condição anterior, a lubrificação hidrostática, conforme Shigley (2005), não requer movimento relativo entre superfícies. A pressão e volume de filme são criados a partir da injeção altamente pressurizada e contínua de fluido lubrificante, variando entre 0,69 MPa a 69 MPa segundo Norton (2004), que evita o contato entre superfícies metal-metal. Segundo o autor, para viabilizar este tipo de procedimento faz-se necessário o uso de um reservatório de fluido lubrificante, bomba e tubulação.

Quando as superfícies de contato não são conformantes, de acordo com Norton (2004), torna-se difícil de obter a formação de um filme entre superfícies. Por conta da própria geometria destas peças, estas tendem a expulsar o fluido lubrificante, ao contrário da situação hidrodinâmica e hidrostática. Nesta condição de geometria, como são os casos de engrenagens ou ainda conjuntos came-seguidor, a área de contato é muito pequena e a velocidade de escorregamento muito grande. Estas configurações permitem a criação uma área de deflexão muito pequena ao ponto de se formar um filme completo entre superfícies. A alta pressão, 690

MPa a 3,4 GPa, segundo Norton (2004), a qual está submetida esta pequena área somado as condições de deformação elástica definem a condição de lubrificação elasto-hidrodinâmica.

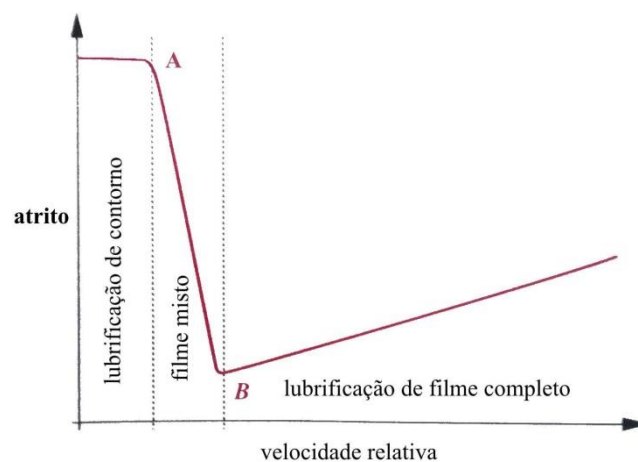
Em todos os casos de lubrificação anteriores não existe a possibilidade de contato entre superfícies metal-metal quando os componentes estão em operação. A esse grupo, segundo Norton (2004), denomina-se lubrificação de filme completo. Como será descrito adiante na seção 2.3.3, critérios de projeto resultarão em parâmetros de projeto e números adimensionais, como exemplo: $\mu n/P$, que combinados determinarão a velocidade relativa e o atrito entre as faces lubrificadas onde se deseja garantir uma lubrificação adequada ao equipamento.

Caso não se atinja a combinação ideal destes fatores, ou se perca o controle do mesmo, a condição ideal poderá ser comprometida podendo ocorrer uma configuração de lubrificação menos efetiva, como a de contorno.

Fatores como área insuficiente de superfície, queda na velocidade da superfície móvel, diminuição na quantidade de lubrificante fornecido, aumento de carga no mancal ou temperatura do lubrificante - qualquer um destes - podem prevenir a construção de um filme espesso. (SHIGLEY, 2005, v. 1, p. 578)

Na falta deste filme, as extremidades mais rugosas da superfície ficam em evidência o que possibilita o choque entre superfícies. De acordo com Norton (2004), a alternância dessas variáveis, simultaneamente, ou não, faz com que haja uma região de trânsito chamado filme misto como ilustrada na curva de Stribeck, como se apresenta na Figura 4, a seguir.

Figura 4 - Gráfico velocidade relativa x atrito



Fonte: Norton (2004)

Segundo Norton (2004) essa transição não é abrupta e se revela quando a condição elasto-hidrodinâmica não é mais suficiente. Intuitivamente a lubrificação de contorno é a condição menos desejável possível, pois permite maior atrito entre superfícies perdendo potência e redução significativa de tempo útil do componente. O coeficiente de atrito varia entre 0,05 a 0,15, de acordo com Juvinal (2008), o que comparado as condições de filme completo representa um aumento de 20 a 25 vezes do valor inicial.

Uma última classificação de lubrificação se apresenta em casos de temperaturas elevadas de trabalho onde os óleos minerais não são mais satisfatórios. Faz-se uso de lubrificantes sólidos como grafite ou dissulfeto de molibdênio na sua forma sólida, definido então por lubrificação de filme sólido, de acordo com Shigley (2005).

2.1.3.2 Provimento de lubrificação

Partindo da análise hidrodinâmica, de acordo com Juvinal (2008) o fluido lubrificante escoar para dentro do mancal a mesma proporção em que vaza pelas extremidades. Os principais métodos de suprimento segundo o autor são descritos abaixo.

O método mais simplista e barato de se obter o "espalhamento" do lubrificante é através da adição de um anel lubrificante no eixo. Este é cerca de duas vezes maior que o diâmetro do munhão ao qual é extremamente fixado. A movimentação do anel é solidária ao eixo que em contato com o lubrificante é carregado para cima. Segundo Juvinal (2008), pela prática tem se provado um método muito efetivo para conjuntos eixo-mancal.

Similar aos anéis, o colar lubrificador também é instalado junto ao eixo e tem seu movimento solidário ao mesmo. O colar, de acordo com Juvinal (2008) é imerso em um pequeno reservatório de óleo, em sua parte inferior. Quando levantado, o lubrificante é lançado em outro pequeno reservatório na parte superior, onde escoar por gravidade através de furos no mancal.

Para máquinas de espaço físico menos restrito pode-se considerar a instalação de "colheres de óleo" sobre os componentes giratórios da mesma, que quando submersos no carter ou outro reservatório lançam, no seu curso de saída, óleo em todo o espaço interno do equipamento. A altas rotações, de acordo com Juvinal (2008), o óleo pode atingir um aspecto altamente pulverizado, ideal para alcançar as ranhuras de captação de fluido lubrificante.

Uma prática bastante conveniente de provimento de lubrificação também se dá pela instalação de bombas de lubrificação na máquina, como é o caso da bomba Uraca KD-825. Esta configuração de provimento fornece lubrificação em abundância, onde, por ação do óleo

pressurizado há penetração através de ranhuras circunferenciais até sua chegada aos mancais principais. Algumas configurações de projeto, como também é o caso desta bomba, permitem uma segunda ligação realizada por furos internos a biela onde lubrificam também os pinos do pistão.

Por último, quando as características de projeto permitem, o munhão pode ficar parcialmente submerso no próprio reservatório de óleo. Segundo Juvinal (2008), quanto a lubrificação por banho, deve-se observar criteriosamente a possibilidade de geração de turbulência excessiva e superaquecimento do óleo, a fim de evitar perdas de potência por atrito viscoso e a possível queima do mesmo.

2.1.3.3 Detalhes de projeto para lubrificação

A facilidade com que as superfícies em movimento relativo serão alimentadas por lubrificante depende também de detalhes de projeto como chanfros e ranhuras e segundo Carreteiro (1998) configuram fator primordial para que tal evento ocorra. Essas ranhuras devem cumprir sua finalidade distribuindo o lubrificante ao longo de toda a região do mancal para que em seguida adentrem a zona de máxima pressão. Recomenda-se, de acordo com Carreteiro (1998), que estas ranhuras tenham traços simplistas e longitudinais de seção semicircular sem, entretanto, atingir as bordas. Empiricamente, isso deve garantir ainda, segundo o autor, uma melhor distribuição do lubrificante.

O orifício de introdução do óleo deve ficar localizado em uma porção do mancal não submetido à carga, ou seja, em um ponto de pressão mínima. Na área de pressão, não deve haver ranhuras ou orifícios. A chamada área de pressão é delimitada por dois raios que formam 60° com a direção da carga atuante sobre o mancal (CARRETEIRO, 1998, v. 1, p. 161)

Para mancais relativamente grandes, acima de 200 mm, será necessário mais de um ponto de introdução de fluido lubrificante e estes deverão ser interligados por ranhuras longitudinais, de acordo com Carreteiro (1998).

Se as condições geométricas e mecânicas dos mancais não conseguirem barrar o acesso de impurezas sólidas ou o vazamento excessivo do lubrificante líquido deve-se considerar o uso de graxa se a rotação do eixo for compatível. Outros fatores a considerar o seu uso, segundo Carreteiro (1998), serão altas temperaturas de trabalho, grandes cargas dinâmicas ou

rotações abaixo de 50 rpm. Recomendações para referência de caráter inicial de projeto levando em conta os fatores acima dispostos podem ser observados na Tabela 2.

Tabela 2 - Recomendações gerais de lubrificação

Mancal de deslizamento	Considerações operacionais	Temperatura máxima	Faixas de viscos., SUS a 38°C
Lubrificados a óleo por circulação, salpico, banho, anel ou colar	<50 rpm e pressão <1,47 MPa	60°C	900/960
		100°C	4300/4600
	50 a 200 rpm e pressão <1,47 MPa	60°C	600/650
		100°C	2200/2500
	200 a 2000 rpm e pressão <1,47 MPa	60°C	250/350
		100°C	1600/1800
	2000 a 5000 rpm e pressão <1,47 MPa	60°C	140/200
		100°C	900/960
	>5000 rpm e pressão <1,47MPa	60°C	55/65
		100°C	250/350
	<50 rpm e pressão 1,47 a 7,85 MPa	60°C	1600/1800
		100°C	4300/4600
	50 a 200 rpm e pressão 1,47 a 7,85 MPa	60°C	900/960
		100°C	3600/400
200 a 800 rpm e pressão 1,47 a 7,85 MPa	60°C	600/650	
	100°C	2200/2500	

Fonte: Carreteiro (1998)

2.2 MANCAL DE DESLIZAMENTO

2.2.1 Materiais de Construção

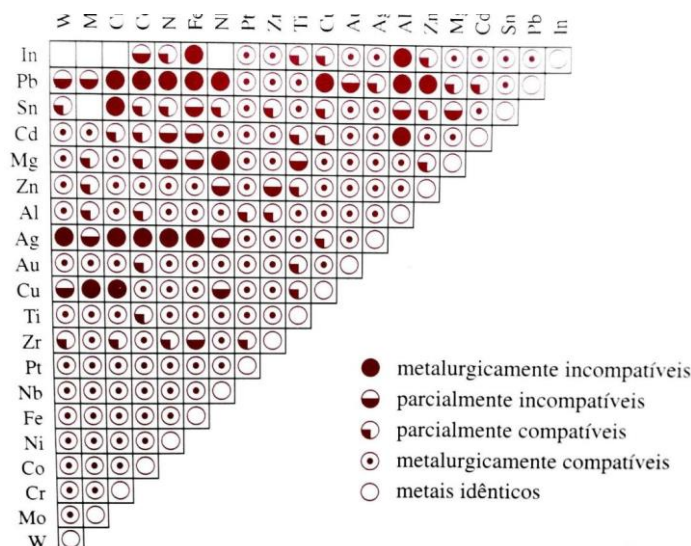
Embora seja de relativa facilidade a reposição de elementos de máquinas como um eixo puramente axial ou eixo virabrequim, do ponto de vista econômico, há meios de se preservar e estender a vida útil deste componente mecânico. Isto é feito através de decisões de projeto mais cuidadosas como a escolha de material em que será composta a interface de contato eixo-mancal. Seguindo esta perspectiva, é preferível que numa inevitável falha ou desgaste nas superfícies do material, esta ocorra na bucha por ser de fácil reposição e de maior viabilidade econômica. A fim de atender estas recomendações de projeto, segundo Juvinal (2008), deve-se atentar para algumas propriedades específicas, como as mecânicas, térmicas, metalúrgicas e químicas do mancal. Uma boa recomendação inicial de projeto, segundo Norton (2004), é realizar uma pré-seleção de materiais em que o mancal tenha 1/3 da dureza do eixo.

Do ponto de vista mecânico é desejável que o mancal tenha algumas propriedades físicas em respostas as contínuas solicitações de esforços a qual é submetido, bem como a sua adequação a impurezas, que tenderão a prejudicar o deslizamento entre estas superfícies. Espera-se, de acordo com Juvinal (2008), que o material do mancal tenha um baixo módulo de elasticidade e boa deformabilidade para absorver pequenas partículas estranhas a máquina. Outra expectativa é a de que o material do mancal tenha uma alta resistência compressiva e de fadiga. Estas propriedades garantidas, quando em funcionamento, farão sentido somente se observada a temperatura de trabalho da máquina.

Em relação à dissipação de calor é interessante que o material, tanto do eixo quanto do mancal, não acumule energia interna, Shigley (2005). Deve-se selecionar um liga de metal de alta condutividade térmica, principalmente no momento de partida da máquina, quando a espessura mínima de óleo (h_o) ainda não foi criada e inevitavelmente há a colisão entre superfícies. Há de se preservar também, segundo Juvinal (2008), a coerência entre os coeficientes de expansão térmica dos materiais. Uma vez em funcionamento, uma discrepante dilatação dos materiais acarretará numa séria variação das folgas previstas em projeto, aumentando significativamente o coeficiente de atrito f entre as superfícies.

Deve-se garantir também, segundo Norton (2004), que o material tenha boas propriedades anti-corrossivas com intuito de evitar a formação de ácidos resultantes da oxidação do lubrificante, bem como a usinabilidade do material selecionado, a fim de manter as tolerâncias de projeto. Pode-se observar na Figura 5 a relação entre metais usináveis compatíveis. Diversas combinações de ligas metálicas podem ser utilizadas para mancais, segundo Norton (2004), onde algumas já são consagradas pela vasta aceitação e uso, geralmente a base de estanho, cobre e chumbo.

Figura 5 - Diagrama compatibilidade pares de metais



Fonte: Norton (2004)

Babbitts são uma família de ligas, consagrada pelo uso e efetividade, segundo Norton (2004), à base de estanho (89%Sn, 8% Pb e 3% Cu) ou à base de chumbo (75% Pb, 15% Sb e 10% Sn), tem boa suavidade quanto ao encravamento de pequenas partículas e bom poder de acabamento. Mancais fabricados com esta liga requerem boa lubrificação, já que sua temperatura de fusão é baixa ($\sim 121^{\circ}\text{C}$), segundo Juvinal (2008). Melhores resultados para resistência a fadiga são obtidos ainda, quando uma fina camada é adicionada compondo a superfície de aço do mancal, segundo o mesmo autor.

Outra família bastante empregada, segundo Juvinal (2008), é as de liga de cobre, principalmente bronze. Possui boa resistência, usinabilidade e resistência a corrosão. Segundo Norton (2004), esta liga é bastante satisfatória correndo contra aço e ferro fundido. Seu intervalo de dureza compreende desde a faixa estabelecida dos babbitts até as próximas do aço. São capazes ainda, segundo o autor, de suportar cargas elevadas e maiores temperaturas. Outras tecnologias viáveis, ainda, estão disponíveis como materiais sinterizados e não-metálicos como o grafite e os termoplásticos, porém este último sofre restrições quanto ao possível aumento de carga e temperatura de trabalho. A Tabela 3 a seguir ilustra algumas composições para trabalho contra aços e ferro fundido.

Tabela 3 - Materiais recomendados para mancais contra aço/ferro fundido

Material do Mancal	Dureza [kg/mm ²]	Dureza mínima do eixo [kg/mm ²]	Razão de dureza
Liga babbitt baseada chumbo	15-20	150	8
Liga babbitt baseada estanho	20-30	150	6
Chumbo álcali endurecido	22-26	200-250	9
Chumbo-cobre	20-36	300	14
Prata	25-50	300	8
Base cádmio	30-40	200-250	6
Liga Alumínio	45-50	300	6
Liga Bronze	40-80	300	5
Bronze-estanho	60-80	300-400	5

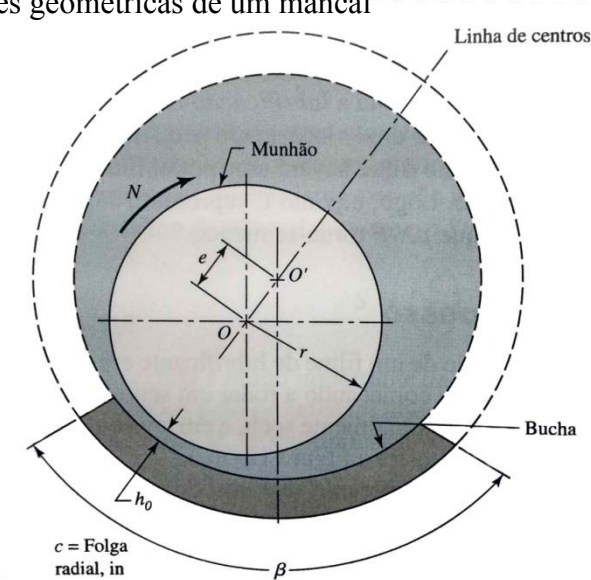
Fonte: Norton (2004)

2.2.2 Determinações de Projeto do Mancal

Na idealização de um mancal em que se deseja obter o máximo desempenho de um eixo, o projetista deve definir quais serão suas variáveis de entrada para o início do projeto e a partir disto lidar com os resultados obtidos de suas escolhas iniciais.

Segundo Shigley (2005), as variáveis de entrada que estão sob controle do projetista são: a viscosidade μ , carga por unidade de área projetada P , velocidade angular N e as dimensões geométricas do mancal a ser construído r , c , β e l ilustrada na Figura (6).

Figura 6 - Dimensões geométricas de um mancal



Fonte: Shigley (2005)

A partir da tomada de decisão das variáveis citadas anteriormente, o projetista deve analisar os resultados obtidos, as principais delas, segundo Shigley (2005), são as variáveis dependentes que serão determinantes na adequação ou readaptação do projeto. São elas: coeficiente de fricção f , elevação de temperatura ΔT , taxa de fluxo de óleo Q e a espessura mínima de filme h_0 . Shigley et. al. (2005, p.588) “[...] Esse grupo de variáveis nos diz quão bem o mancal está funcionando; podemos considerá-las, portanto como fatores de desempenho. [...]”. Conhecidos os resultados teóricos o projetista deverá julgar se estes são suficientemente satisfatórios ou não, tanto do ponto de vista de projeto quanto de viabilidade. Caso algum destes parâmetros esteja muito fora das expectativas os valores do primeiro grupo deverão ser revistas, segundo o mesmo autor.

2.2.3 Equação de Petroff

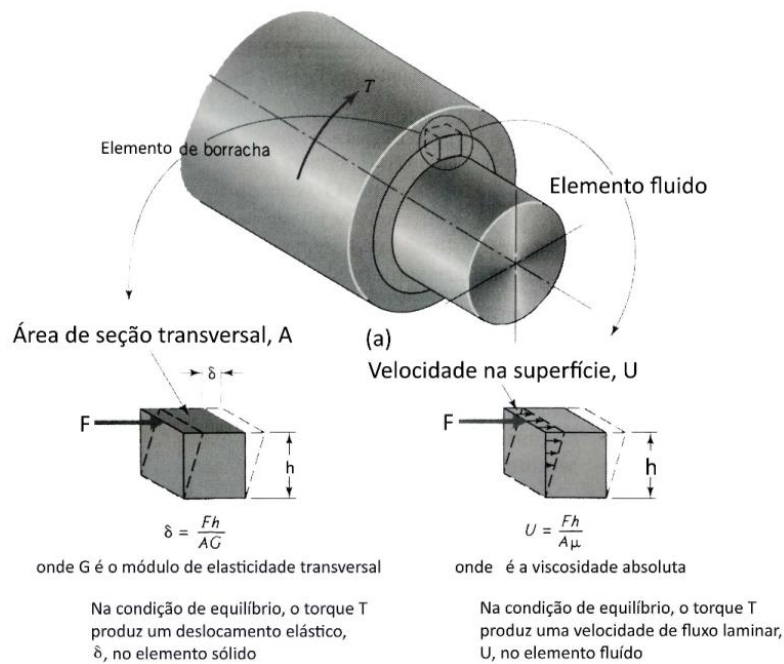
O entendimento de alguns dos fenômenos físicos atuantes num mancal, como exemplo o atrito atuante entre superfícies, são consagrados no meio acadêmico e existem a mais de um século, desde 1883, sendo constantemente revistas e atualizadas, segundo Juvinal (2008).

O fenômeno de fricção de mancais foi primeiro explicado por Petroff, a partir da afirmativa de que o eixo é concêntrico. Embora raramente venhamos a fazer uso do método de Petroff de análise no material que segue, ele é importante porque define grupos de parâmetros adimensionais e porque o coeficiente de fricção previsto por essa lei vem a ser muito bom, mesmo quando o eixo não é concêntrico (SHIGLEY, 2005, v. 1, p. 580)

A partir do perfil de velocidade, ilustrado na Figura 7 obtemos a equação, segundo Juvinall (2008):

$$F = \frac{\mu AU}{h} \quad (3)$$

Figura 7 - Analogia: módulo elasticidade e viscosidade sobre um fluido atuante



Fonte: Juvinall (2008)

onde:

F = torque de atrito T_f /raio do eixo R

$A = 2\pi RL$

$U = 2\pi Rn$, n : [rps]

$h = c(0.5 \cdot d_{\text{diâmetro suporte mancal}} - d_{\text{diâmetro eixo}})$; c : folga radial

Chega-se a:

$$T_f = \frac{4\pi^2 nLR^3}{c} \quad (4)$$

Juvinall et. al. (2008, p.299) “[...] Se uma pequena carga radial W for aplicada ao eixo, a força de arrasto por atrito pode ser considerada igual ao produto $f.W$ com o torque de atrito expresso como: [...]”

$$T_f = fWR = f(DLP)R \quad (5)$$

Se o efeito de excentricidade puder ser desconsiderado as equações 4 e 5 devem ser igualadas e obtém-se a equação final de Petroff:

$$f = 2\pi^2 \frac{\mu n}{P} \frac{R}{c} \quad (6)$$

Esta, segundo Juvinall (2008), oferece um meio simples de se obter uma aproximação razoável do coeficiente de atrito atuante em mancais levemente carregados. Como já foi dito anteriormente, muitas simplificações foram idealizadas, afastando-se da situação real, mas é interessante notar também, o surgimento de parâmetros futuros de projetos, como $\mu n/P$ e R/c .

A relação $\mu n/P$ é definida em caráter inicial pelo projetista para que se atinja o tipo de lubrificação almejada, onde normalmente é a de caráter estável, segundo Shigley (2005).

Quanto mais alta a velocidade de rotação, menor será a viscosidade necessária para fazer "flutuar" um munhão sujeito a uma determinada carga. Uma vez atingida a condição de lubrificação hidrodinâmica, um aumento na rotação produzirá mais atrito no mancal. (JUVINALL, 2008, p. 295)

A combinação absoluta destes fatores de velocidade de rotação [rps], viscosidade [Pa.s] e carga unitária [N] podem ser traçadas em uma curva, segundo o mesmo autor, e ser estudado o comportamento da lubrificação, quando da variação de qualquer um destes fatores, como ilustrado anteriormente na Figura 3. Como se deseja obter a melhor condição de lubrificação possível, o projetista deve se preocupar em manter o coeficiente adimensional $\mu n/P$, maior que $1,7 \cdot 10^{-6}$, segundo Shigley (2005). O limite gráfico pode ser identificado como o fim do comportamento linear da curva, no ponto B, ainda na Figura 3. É desejável ainda, que este número esteja o mais distante possível desse limite, afim de numa eventual

instabilidade do sistema esse coeficiente ter alguma margem de variação sem adentrar a região de filme misto.

Descrita em algumas literaturas como taxa de folga ou razão de folga radial, a relação adimensional R/c , segundo Shigley (2005), é importante do ponto de vista da teoria de lubrificação hidrodinâmica. Sua importância se revelará em parâmetros futuros de projetos de mancais, sendo esta determinante em todas as decisões do mesmo. Geralmente sua ordem de grandeza é de 500 a 1000, segundo Juvinal (2008).

2.2.4 Cartas de projeto para mancais hidrodinâmicos

As primeiras análises realizadas em mancais foram feitas por Osborne Reynolds em meados de 1880. Segundo Juvinal (2008), estes estudos basearam-se em coleta de dados experimentais analisando o escoamento de lubrificantes em superfícies de mancal. Sua análise experimental permitiu modelar matematicamente a taxa de escoamento do mesmo, desconsiderado vazamento de lubrificante lateral, segundo o mesmo autor, onde:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{dh}{dx} \quad (7)$$

Esta equação é reconhecida como equação de Reynolds para escoamento unidimensional. Deve-se ressaltar que algumas hipóteses simplificadoras foram consideradas para chegar a esta forma final. Ainda segundo Juvinal (2008), considera-se o lubrificante um fluido newtoniano, incompressível, viscosidade constante, desprezando forças inerciais e gravitacionais, escoamento laminar sem qualquer deslizamento nas superfícies de contorno, filme infinitamente fino, variação desprezível de pressão e um raio de munhão infinito, Shigley (2005). Seus resultados são bastante satisfatórios para relações de comprimento L , pelo diâmetro D , L/D , superiores a 1,5 ou ainda classificados como mancais "infinitamente longos".

Para uma situação onde se deseja prever o escoamento bidimensional, ou ainda, incluir o vazamento pelas extremidades, a equação (7), assume a forma:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{dh}{dx} \quad (8)$$

Segundo Juvinal (2008), Ocvirk em 1955, baseando-se nos resultados de Reynolds, modificou a equação (7), de forma a aproximar os resultados teóricos dos empíricos, de maneira satisfatória, para mancais com relação L/D de até 0,25. Análises posteriores evidenciaram, porém, que os resultados poderiam ser razoavelmente aceitos para razões de até 0,75. Seu equacionamento, segundo Shigley (2004), é conhecido como *solução para mancais curtos*, $L/D < 1,0$. Admite-se que o maior escoamento de óleo ocorra nas bordas externas na direção axial. Sua solução aproximada considerou desprezível toda vazão no eixo radial, tendo por base a comparação com a vazão lateral ser muito maior que a primeira, segundo Norton (2004). Descreve-se abaixo a solução de Ocvirk:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (9)$$

Segundo Norton (2004), a equação (8) não tem uma solução analítica, porém podem ser encontrados valores utilizando-se de resoluções numéricas. Em 1904, A. Sommerfeld encontrou uma resolução analítica para a equação (7), considerando-se um mancal longo, posteriormente conhecida como meia solução de Sommerfeld. Essa equação se apresenta na forma de pressão no filme lubrificante, em função da posição angular θ ao redor do mancal:

$$p = \frac{\mu U r}{c^2 r} \left[\frac{6 \varepsilon \sin \theta (2 + \varepsilon \cos \theta)}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos \theta)^2} \right] + p_o \quad (10)$$

onde: ε = razão de excentricidade (e/c_r);

Assumindo-se, segundo o autor, que a equação (10) seja avaliada somente no intervalo de 0 a π , derivando-a e a rearranjando, é possível encontrar um número característico de mancal, chamado número S de Sommerfeld:

$$S = \left(\frac{R}{c} \right)^2 \frac{\mu N}{P} \quad (11)$$

Considera-se a pressão P , como uma pressão média em todo o mancal, c a folga radial de projeto do mesmo e R o seu raio. Anos mais tarde, em 1958, segundo Juvinal (2008), Raimondi e Boyd, utilizando-se destes conceitos agregados ao longo dos anos; desde a

equação de Petroff, passando pelas soluções de Reynolds e de Sommerfeld, resumiram-nas em cartas de projeto. As mesmas estão transcritas neste trabalho no Anexo A.

As soluções numéricas da equação completa de Reynolds foram reduzidas à forma de gráficos (cartas) por Raimondi e Boyd. Essas cartas oferecem soluções precisas para mancais de todas as proporções. Elas fornecem gráficos dos parâmetros adimensionais dos mancais em função do número característico do mancal ou variável de Sommerfeld. (JUVINALL, 2008, v. 1, p. 302)

Pode-se notar na equação (11) que os termos que a compõem não são novos. Novamente depara-se com termos como: a relação (R/c) , definida anteriormente como a taxa de folga na equação (6) de Petroff e também $(\mu n/P)$, outra relação fundamental para a determinação do atrito ao qual o mancal estará submetido na equação citada, conforme já foi explicitado também na Figura (3).

2.2.5 Considerações adicionais de projeto

Embora muito já se tenha apresentado até aqui sobre conceitos de lubrificação e de determinação de parâmetros de construção de um mancal hidrodinâmico, estes por si só não bastam de fonte de conhecimento pleno para o projetista. Deve-se recorrer ainda à análise de projetos anteriores e aprender com eles possíveis melhorias ou até mesmo evitar decisões errôneas comuns, que pelo conhecimento empírico poderiam ser facilmente contornados.

Segundo Juvinal (2008), mancais de motor sofrem constantemente picos de cargas aplicadas atuantes devido a altas velocidades de rotação de eixo. Isso induz a um aumento de até dez vezes os valores de pressão atuante se confrontados com cargas constantes. Se elas forem ainda consideravelmente leves podem apresentar também uma instabilidade dinâmica, causada pela órbita do eixo em torno da linha de centro geométrica do mancal. Essas instabilidades podem gerar vibrações destrutivas a uma frequência de 0,38 a 0,48 do valor da velocidade de rotação. Na Tabela 4 a seguir são apresentados os valores normalmente aceitos para cada tipo de aplicação em mancais com buchas, como parâmetro de comparação.

Tabela 4 - Faixas de carga unitária em mancais com buchas

Aplicação	Carga unitária $P = W_{\text{máx}}/LD$	
	MPa	psi
<i>Cargas relativamente estacionárias</i>		
Motores elétricos	0,8 - 1,5	120 - 150
Turbinas a vapor	1,0 - 2,0	150 - 300
Redutores de engrenagens	0,8 - 1,5	120 - 250
Bombas centrífugas	0,6 - 1,2	100 - 180
<i>Cargas flutuações rápidas</i>		
<i>Motores a diesel</i>		
Mancais principais	6 - 12	900 - 1700
Mancais das bielas	8 - 15	1150 - 2300
<i>Motores a gasolina automotivos</i>		
Mancais principais	4 - 5	600 - 750
Mancais das bielas	10 - 15	1700 - 2300

Fonte: Juvinal (2008)

Atentando-se para as relações mais usadas atualmente entre o comprimento e o diâmetro do mancal (L/D), segundo Juvinal (2008), nota-se que elas estão no intervalo de 0,25 a 0,75. Relações maiores correspondem a um menor vazamento nas extremidades e, portanto uma menor vazão de lubrificante o que acarreta também num aumento de temperatura do óleo. Segundo Norton (2004), grandes relações resultam também em pressões menores de filme e requerem taxas de folga maiores para acomodar deflexões de eixo. De acordo com Juvinal (2008), em geral o comprimento do mancal é determinado de modo a propiciar uma capacidade adequada de carga.

Especial atenção deve ser dada também a espessura mínima de óleo (h_o). Ela, segundo Juvinal (2008), deve ser baseada principalmente no acabamento superficial das superfícies em contato e estas deveriam ser preferencialmente polidas, com uma rugosidade não superior a 0,005mm. Para isso cálculos empíricos aproximados podem ser utilizados através do uso das cartas de projeto Raimondi-Boyd ou a equação de Trumper:

$$h_o = 0,005 + 0,00004D \quad (12)$$

Devem-se adotar as soluções desta equação, ainda segundo o mesmo autor, tendo em vista que os valores são aproximações para cargas estacionárias e que ao se considerar a possibilidade de flutuações rápidas, como no caso dos motores acima citados, os valores de espessura mínima seriam cerca de um terço dos valores reais.

Detalhes adicionais ainda deverão ser observados, segundo Juvinal (2008), como: tempo gasto durante a partida e parada do sistema, assegurar o desenho de ranhuras no mancal a fim de permitir um melhor escoamento entre superfícies do óleo lubrificante e a observação de grandes variações de temperatura de trabalho da máquina.

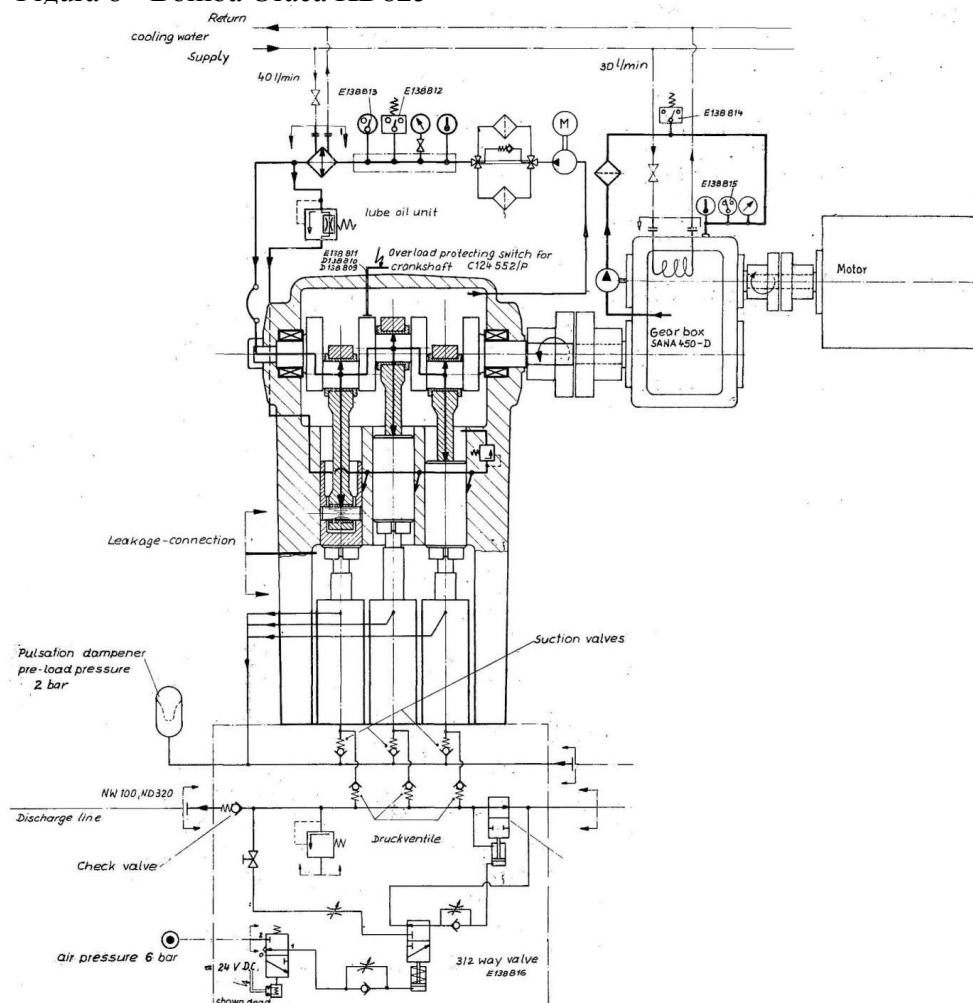
3 ESTUDO DE CASO

3.1 BOMBA URACA KD825

Para que se dê continuidade ao estudo do projeto do mancal do eixo virabrequim faz-se necessário apresentar a bomba Uraca KD825. De fabricação alemã, da companhia de mesmo nome, este equipamento contém um eixo virabrequim acoplado a uma caixa redutora que por sua vez está integrada a um motor elétrico de 870 kW de potência nominal.

Como todo elemento de transmissão de força de rotação de eixo para deslocamento linear, o virabrequim deste equipamento é dotado de três conjuntos biela-manivelas que transmitem potência mecânica para os pistões conjugados. Estes pistões comprimem o fluido de trabalho que exercerá sua atividade fim de acionar uma prensa hidráulica de forjamento e matriz aberta. A Figura 8, a seguir, ilustra o conjunto de componentes da bomba. Dados técnicos que serão utilizados no cálculos foram transcritos na Tabela 5:

Figura 8 - Bomba Uraca KD825



Fonte: Uraca (2010)

Tabela 5 - Dados bomba Uraca KD825

Descrição	Valor	Unidade
Área transversal pistão	$6,361.10^{-3}$	m ²
Capacidade vazão	1275,80	l/min
Comprimento biela (l)	500	mm
Comprimento mancal	129	mm
Curso pistão	220	mm
Diâmetro pistão	90	mm
Fator caixa redução	2,83	
Folga eixo-mancal	0,00025	m
Força torque virabrequim	240.157	Nm
Massa pistão	75	kg
N. pistões a 120°	3	
Óleo lubrificante	ISO VG 220	
Potência entrada bomba	745	kW
Potência hidrostática	674	kW
Potência máxima motor	870	kW
Pressão área mancal	7,926	MPa
Pressão lubrificação óleo	0,58	MPa
Pressão operação projeto	32	MPa
Pressão operação real	30	MPa
Pressão válvula de alívio	39,5	MPa
Raio giro - manivela (r)	0,110	m
Raio mancal	0,114925	m
Rendimento	0,887	
Rendimento volumétrico	0,965	
Rotação motor elétrico	93,2	rad/s
Rotação eixo virabrequim (N)	5,24	rps
Temperatura entrada óleo (T _e)	45	°C
Temperatura máxima óleo	65	°C
Vel. rotação virabrequim	32,93	rad/s

Fonte: adaptado de Uraca (2010)

3.2 REVISÃO DOS CÁLCULOS

O projeto do mancal, segundo Juvinal (2008), baseia-se principalmente nas cartas de projeto de Raimondi e Boyd. Para a correta utilização das mesmas é fundamental conhecer, como valor de entrada, o número de Sommerfeld (S) como expressado na equação 11. Nesta monografia o projeto do mancal será iniciado determinando-se a força (F) que através da relação $P = F/A$ resultará no parâmetro pressão (P) atuante no mancal estudado entre a manivela e a biela.

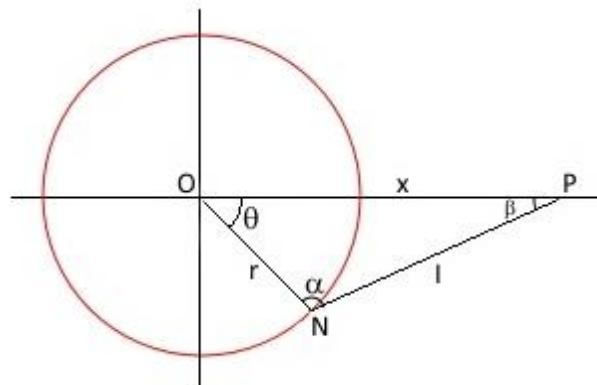
As forças atuantes analisadas no pistão da bomba provêm de duas naturezas. A primeira devido à aceleração do sistema e o segundo referente ao torque transmitido através

do eixo virabrequim ao conjunto biela-manivela. Em análise será determinada primeiramente a aceleração do pistão em função do deslocamento θ , segundo Shigley (1969), através da equação:

$$a = rw^2(\cos \theta + r/L * \cos 2\theta) \quad (13)$$

Onde, os parâmetros geométricos são ilustrados na Figura (9):

Figura 9 - Geometria conjunto biela-manivela



Fonte: Produção do próprio autor

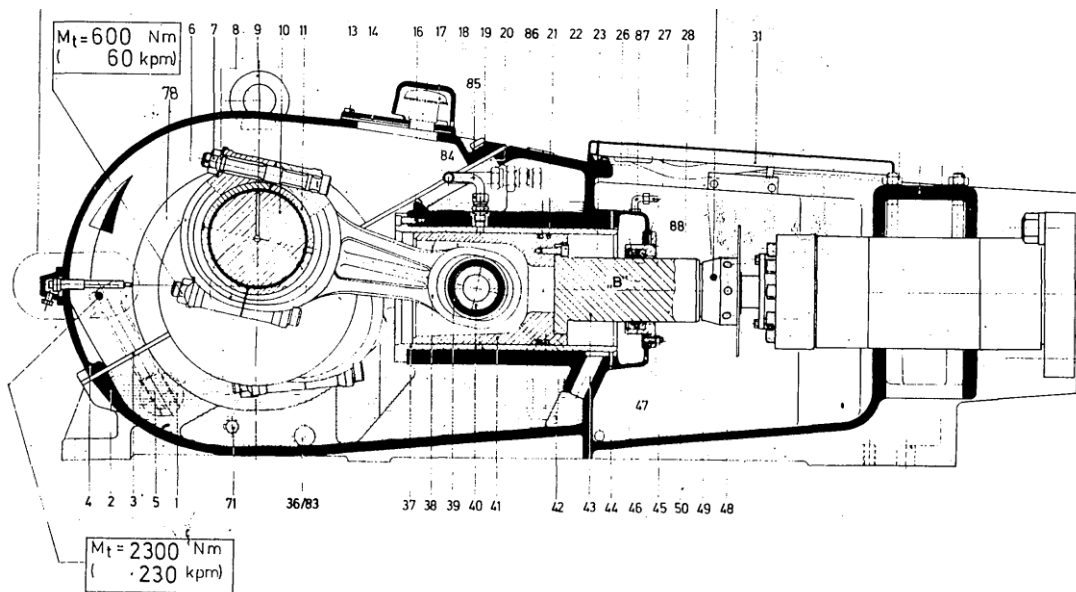
Obtidas as acelerações por instantes de deslocamento angular, pela terceira lei de Newton pode-se identificar as forças inerciais atuantes no sistema. Conforme dito anteriormente, a próxima etapa é a determinação das forças devido ao torque, no ponto N, transmitido pelo eixo virabrequim. De acordo com a Figura 9, serão usadas relações trigonométricas e deduções geométricas para a obtenção dos ângulos α e β bem como a transmissão de forças entre os demais componentes mecânicos no ponto P, local onde se encontra o pistão. A composição destas forças permite caracterizar não só a pressão atuante no casquilho do mancal a ser projetado como também observar o comportamento da pressão e potência teórica esperadas da bomba, conforme é ilustrado nos capítulos adiante.

Através da relação $W = F \times v$, são calculadas as potências devidas ao deslocamento positivo dos pistões. Para tanto é necessário conhecer previamente os valores de velocidade para cada posição de θ , dados pela equação (14), segundo Shigley (1969):

$$v = -rw(\sin \theta + r/2L \times \sin 2\theta) \quad (14)$$

Definidos estes parâmetros é possível parametrizar o valor adimensional de Sommerfeld com os dados de pressão obtidos na área de contato do mancal estudado. O mancal é exibido na Figura 10 em vista lateral na junção do eixo excêntrico do virabrequim associado aos casquilhos que por sua vez envolvem a manivela. O componente pode ser identificado na Figura 11.

Figura 10 - Vista lateral bomba Uraca KD 825



Fonte: Uraca (2010)

Figura 11 - Casquilho eixo virabrequim



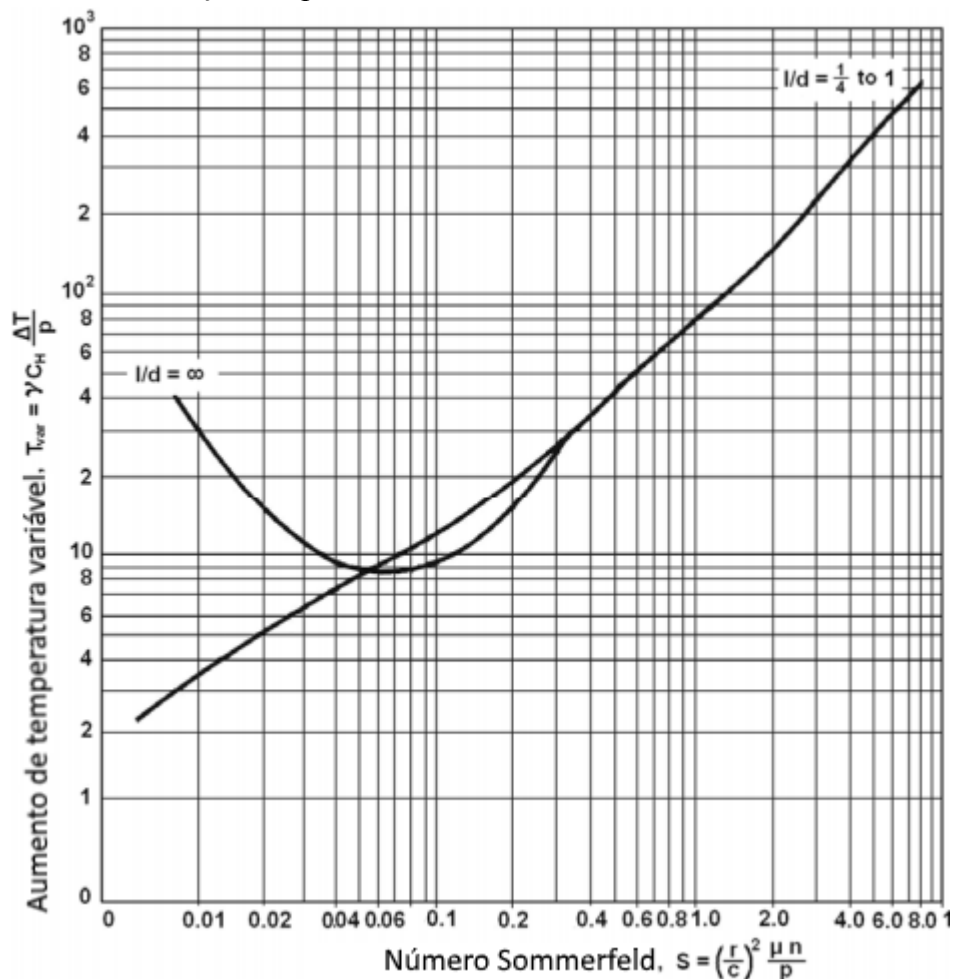
Fonte: Produção do próprio autor

Para se determinar S são usados alguns dos valores listados na Tabela 5. A viscosidade apresentada na carta $v \times T$, Figura 2 deverá ser convertida na sua forma absoluta, para tanto é necessário conhecer também a massa específica do óleo corrigida em função de sua temperatura T, onde Juvinal (2008) apresenta:

$$\rho = 890 - (0,63 \times (T - 16,69)) \quad (15)$$

Ambos os valores de temperatura, para a equação (15), como o de entrada para a carta $v \times T$ são baseados na temperatura média de trabalho do lubrificante na bomba. Este valor é baseado nas temperaturas de entrada do óleo na máquina bem como seu valor atingido até que o sistema de segurança de resfriamento da máquina seja automaticamente acionado, aproximadamente 65° C. Utilizando a carta de projeto de variação de temperatura no mancal, Figura (12), é possível comparar diferentes viscosidades de óleo e observar o impacto de seus valores no dimensionamento final do número de Sommerfeld.

Figura 12 - Carta de variação temperatura no mancal x Sommerfeld



Fonte: Gopinath e Mayuram (1995)

Determinada a variável adimensional de projeto do mancal é possível conjuntamente com as cartas de Raimondi e Boyd definir outros importantes parâmetros de projeto do mancal como as descritas em seguida, segundo Shigley (1969). A partir das equações (16) e (17) é possível determinar respectivamente a potência consumida pelo fator de atrito (f) e a espessura mínima de óleo (e) em função da excentricidade (ε) adimensional entre o contato do virabrequim e o casquilho.

$$P_{\text{atrito}} = 2\pi f W r N \quad (16)$$

$$e = \varepsilon c \quad (17)$$

Por fim, são obtidos variados fatores de desempenho em função dos números de Sommerfeld. Estes dados são obtidos quando propostas adicionais de lubrificantes de diferentes viscosidades forem introduzidas no estudo e então sugerir qual deles demonstra melhor aderência as expectativas de funcionamento teórico da máquina.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

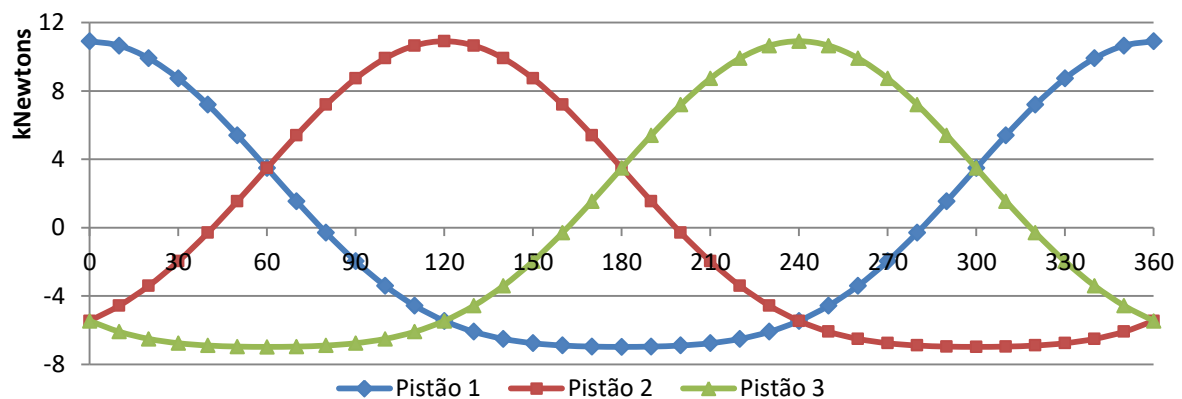
Para que sejam determinados os esforços solicitantes no mancal foi necessário conhecer as forças de natureza inercial do sistema bem como as forças de transmissão devido ao torque que o eixo virabrequim transmite. Os valores de aceleração e força por deslocamento angular, em cada pistão, de acordo com a equação 13 estão apresentados nas Tabelas 6 e em seguida o gráfico, na Figura 13. Os dados se dispõem em referência a um pistão que inicia na posição angular de θ na posição 0° , conforme Figura 9. Os demais pistões encontram-se defasados de 120° no sentido horário e anti-horário, respectivamente, do referencial θ_1 .

Tabela 6 - Aceleração e forças inerciais

θ_1	a_1 [m/s ²]	F_1 [N]	a_2 [m/s ²]	F_2 [N]	a_3 [m/s ²]	F_3 [N]
0°	145,5	10.914	-72,8	-5.457	-72,8	-5.457
30°	116,4	8.732	-26,2	-1.968	-90,2	-6.764
60°	46,5	3.489	46,5	3.489	-93,0	-6.978
90°	-26,2	-1.968	116,4	8.732	-90,2	-6.764
120°	-72,8	-5.457	145,5	10.914	-72,8	-5.457
150°	-90,2	-6.764	116,4	8.732	-26,2	-1.968
180°	-93,0	-6.978	46,5	3.489	46,5	3.489
210°	-90,2	-6.764	-26,2	-1.968	116,4	8.732
240°	-72,8	-5.457	-72,8	-5.457	145,5	10.914
270°	-26,2	-1.968	-90,2	-6.764	116,4	8.732
300°	46,5	3.489	-93,0	-6.978	46,5	3.489
330°	116,4	8.732	-90,2	-6.764	-26,2	-1.968
360°	145,5	10.914	-72,8	-5.457	-72,8	-5.457

Fonte: Produção do próprio autor

Figura 13 - Gráfico forças inércia x θ



Fonte: Produção do próprio autor

Para se determinar as forças de torque, transmitidas através dos vários componentes mecânicos da bomba, foram feitas considerações elementares de trigonometria e geometria para se definir, também pela posição angular dos pistões, as forças uniaxiais atuantes no pistão, forças estas responsáveis pela compressão e alívio do fluido de trabalho. Na Tabela 7, assim como na anterior, estão dispostos os dados de força por deslocamento dos pistões.

Tabela 7 - Forças devido ao torque

θ_1	$F_1(x)$ [N]	θ_2	$F_2(x)$ [N]	θ_3	$F_3(x)$ [N]
0°	0	240	177.973	120	-177.973
30°	-141.364	270	228.533	150	-95.886
60°	-222.891	300	222.891	180	0
90°	-228.533	330	141.364	210	95.886
120°	-177.973	0	0	240	177.973
150°	-95.886	30	-141.364	270	228.533
180°	0	60	-222.891	300	222.891
210°	95.886	90	-228.533	330	141.364
240°	177.973	120	-177.973	0	0
270°	228.533	150	-95.886	30	-141.364
300°	222.891	180	0	60	-222.891
330°	141.364	210	95.886	90	-228.533
360°	0	240	177.973	120	-177.973

Fonte: Produção do próprio autor

Pode-se notar na Tabela 7 que existem valores negativos para valores de força em determinadas posições de deslocamento do pistão. O sinal indica uma força na direção contrária ao sentido positivo de deslocamento. Estes valores negativos demonstram também a força no momento de sucção da bomba não contribuindo para o deslocamento positivo do fluido de trabalho, portanto serão descartados nos próximos cálculos, estes dados podem ser explorados abertamente no Apêndice A. Deve-se notar por fim que os maiores valores de força encontrados ocorrem no intervalo de 270° a 280°. Uma análise mais aproximada mostra que o valor máximo das forças combinadas é de 234.227 N e ocorre com o pistão a 285° da origem, conforme Figura 9.

Deverão ser conhecidos na sequência os valores de pressão e trabalho da bomba para que as respectivas curvas de operação sejam traçadas. Através da relação de força total atuante no pistão por sua área de seção transversal é possível definir a pressão que o mesmo exerce no fluido no momento de seu deslocamento positivo, desconsiderado os valores de rendimento global do equipamento. Deve-se lembrar que sob a ação de válvulas, a pressão de

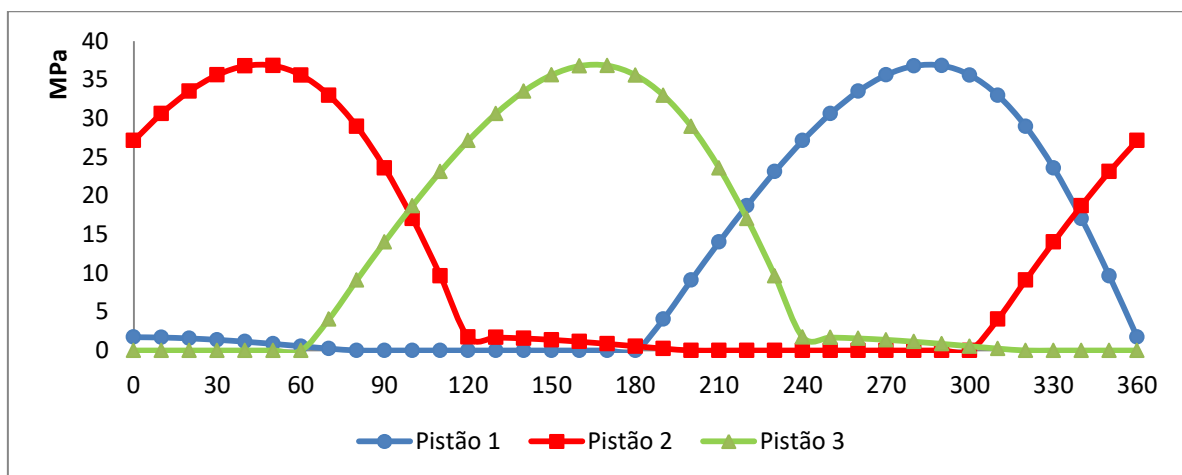
recalque deve ser descartada quanto ao deslocamento do fluido e neste trabalho foram consideradas como zero, como se pode ver na Tabela 8 e seus valores no gráfico, na Figura 14.

Tabela 8 - Valores de pressão

θ_1	$F_{total\ 1}$ [N]	Pressão 1 [kPa]	$F_{total\ 2}$ [N]	Pressão 2 [kPa]	$F_{total\ 3}$ [N]	Pressão 3 [kPa]
0°	10.914	1.716	172.516	27.118	-5.457	0
30°	8.732	1.373	226.565	35.614	-6.764	0
60°	3.489	548	226.380	35.585	-6.978	0
90°	-1.968	0	150.096	23.594	89.123	14.009
120°	-5.457	0	10.914	1.716	172.516	27.118
150°	-6.764	0	8.732	1.373	226.565	35.614
180°	-6.978	0	3.489	548	226.380	35.585
210°	89.123	14.009	-1.968	0	150.096	23.594
240°	172.516	27.118	-5.457	0	10.914	1.716
270°	226.565	35.614	-6.764	0	8.732	1.373
300°	226.380	35.585	-6.978	0	3.489	548
330°	150.096	23.594	89.123	14.009	-1.968	0
360°	10.914	1.716	172.516	27.118	-5.457	0

Fonte: Produção do próprio autor

Figura 14 - Curva de operação da bomba



Fonte: Produção do próprio autor

Observando-se os valores de pico da curva na Figura 14 destacam-se valores da ordem de 35 a 37 MPa. Considerado os valores de rendimento global da bomba de acordo com a

Tabela 5, atinge-se a expectativa teórica de pressão real de operação no equipamento que variam em torno de 30MPa.

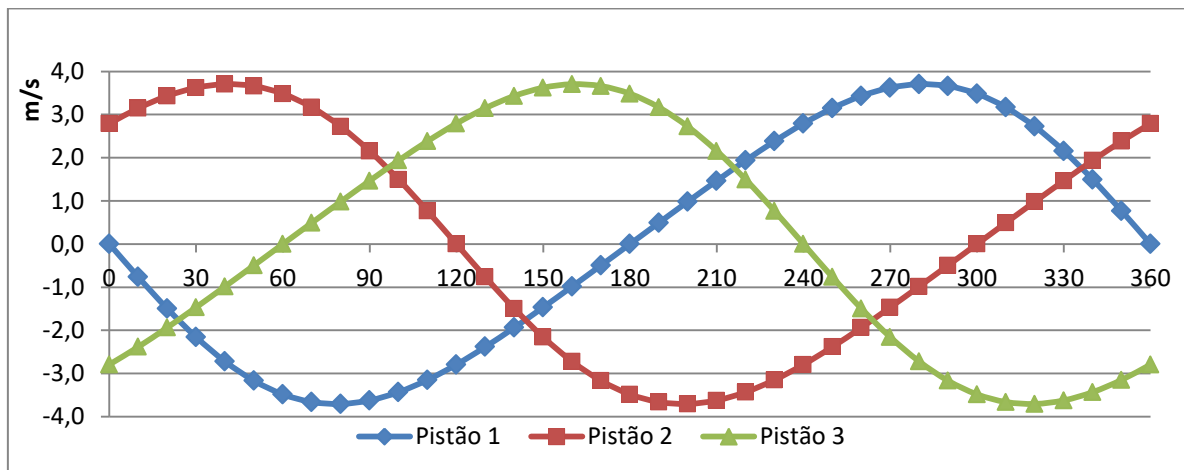
Para que sejam conhecidos os valores de potência entregues nos pistões, através da relação $P = Fv$, faz-se necessário traçar os seus valores de velocidade de acordo com sua posição angular. Podem-se identificar os módulos de velocidade através da equação (14) que estão descritos na Tabela 9 e na Figura 15. Os pistões 2 e 3 encontram-se defasados em posição seguindo a mesma descrição realizada anteriormente.

Tabela 9 - Velocidade dos pistões

θ_1	Vel ₁ [m/s]	Vel ₂ [m/s]	Vel ₃ [m/s]
0°	0,00	2,79	-2,79
30°	-2,16	3,62	-1,47
60°	-3,48	3,48	0,00
90°	-3,62	2,16	1,47
120°	-2,79	0,00	2,79
150°	-1,47	-2,16	3,62
180°	0,00	-3,48	3,48
210°	1,47	-3,62	2,16
240°	2,79	-2,79	0,00
270°	3,62	-1,47	-2,16
300°	3,48	0,00	-3,48
330°	2,16	1,47	-3,62
360°	0,00	2,79	-2,79

Fonte: Produção do próprio autor

Figura 15 - Gráfico velocidade pistões x θ



Fonte: Produção do próprio autor

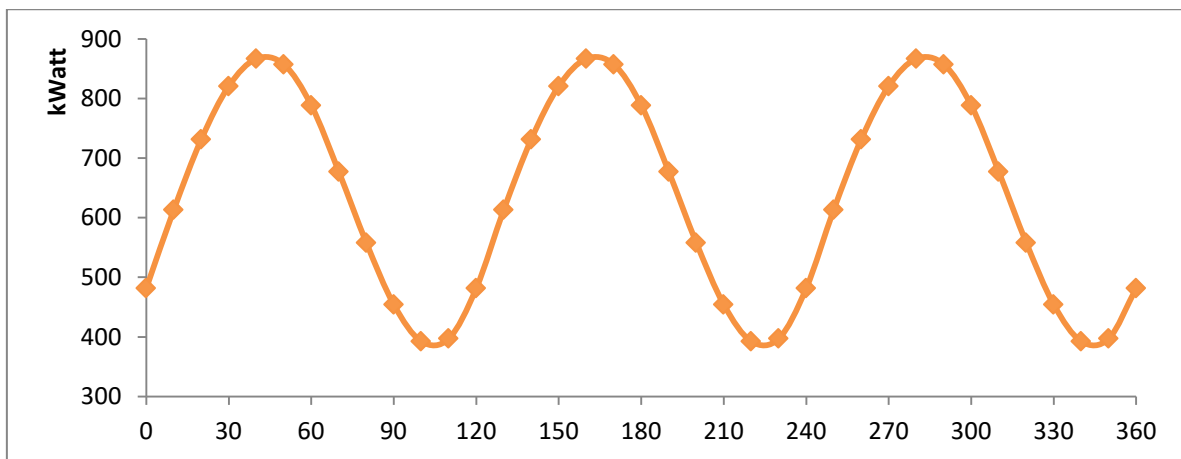
Conhecidos os módulos de velocidade dos pistões foi possível definir os valores de potência exercidas no pistão. A Tabela 10 e a Figura 16 demonstram estes valores parametrizados por um pistão inicial na posição 0° .

Tabela 10 - Potência entregue pelo pistão

θ_1	Potência1 [W]	Potência 2 [W]	Potência 3 [W]	Σ Potência [W]
0°	0	481.698	0	481.698
30°	0	820.762	0	820.762
60°	0	788.345	0	788.345
90°	0	323.671	130.673	454.344
120°	0	0	481.698	481.698
150°	0	0	820.762	820.762
180°	0	0	788.345	788.345
210°	130.673	0	323.671	454.344
240°	481.698	0	0	481.698
270°	820.762	0	0	820.762
300°	788.345	0	0	788.345
330°	323.671	130.673	0	454.344
360°	0	481.698	0	481.698

Fonte: Produção do próprio autor

Figura 16 - Gráfico potência nos pistões x θ



Fonte: Produção do próprio autor

Deve-se ressaltar que a curva de potência da bomba foi obtida pela sobreposição dos valores de potência exercidas no pistão e que os valores nulos na Tabela 10 apresentam o momento de recalque dos mesmos.

Conhecidos os esforços envolvidos no sistema biela-manivela, e por consequência, nas superfícies dos pistões foi possível recalculer o projeto do mancal, definir seus números adimensionais e os demais parâmetros de cartas de projeto.

Através da equação (15) determina-se a massa específica do lubrificante de trabalho em função da sua temperatura de entrada a 45° C. Utilizando a Figura 2 pode-se obter a viscosidade do fluido a mesma temperatura de entrada e posteriormente na determinação do número de Sommerfeld através da equação (11).

Conhecido este número adimensional é possível determinar os parâmetros de desempenho do projeto de mancal por meio da leitura das cartas de Raimondi e Boyd. Através da equação (16) é determinado a potência consumida por atrito no mancal, a equação (12) dá a espessura mínima recomendada de lubrificante no valor maior igual a 0,0142 mm e com a equação 17 é definido a excentricidade do mancal.

Conforme a proposta inicial deste trabalho foram realizados os cálculos de projeto do mancal com o fluido lubrificante atual e também outras duas opções de óleo com viscosidades imediatamente superior e inferior ao atual. Os dados obtidos podem ser observados na Tabela 11.

Tabela 11 - Dados do mancal para diversos lubrificantes

	μ (45°) [Pa.s]	S	T_{var}	ΔT [°C]	$T_{média}$ [°C]	$r/c \cdot f$	P_{atrito} [kW]	h_o/c	h_o [mm]	e	e [mm]
ISO VG 150	0,087	0,012	4,2	19,2	54,6	1,05	2,0	0,04	0,010	0,94	0,235
ISO VG 220	0,126	0,018	4,9	22,5	56,2	1,22	2,4	0,07	0,018	0,93	0,233
ISO VG 320	0,179	0,025	6,0	27,5	58,7	1,42	2,8	0,08	0,020	0,92	0,230

Fonte: Produção do próprio autor

Analisando os resultados obtidos na Tabela 11, deve-se observar que quanto maior a viscosidade do óleo em operação, maior será a variação de temperatura ΔT no mancal, o que pode ocasionar a perda de propriedades do óleo e comprometer os demais parâmetros de projeto. Observa-se também que o aumento da viscosidade do lubrificante acarreta uma perda maior de energia por atrito. A espessura mínima de lubrificante para o óleo ISO VG 150, de acordo com a equação (12), não foi atingida o que influencia nos riscos de haver atrito metal-metal e a perda de características de lubrificação.

5 CONCLUSÃO

A partir dos resultados obtidos pela revisão dos cálculos teóricos foi possível determinar que o óleo lubrificante ISO VG 220 atende as recomendações de projeto, embora o óleo VG 320 crie uma espessura de filme maior devido a sua maior viscosidade. Optar por trocar o lubrificante em operação pelo óleo ISO VG 320, ainda que possível, implicaria no aumento de temperatura média do lubrificante, bem como da potência consumida pelo atrito gerado. Deve-se, por último, descartar a substituição pelo óleo ISO VG 150 devido à espessura mínima de filme criada ser menor que a recomendada pela literatura.

REFERÊNCIAS

ALBUQUERQUE, O. A. L. P. **Lubrificação**. São Paulo: Editora McGraw-Hill do Brasil LTDA, 1975.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **Section 5**: petroleum products, lubricants, and fossil fuels. C1234-D3710. West Conshohocken, PA, 2016.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **D2270-10**: standard practice for calculating viscosity index from kinematic viscosity at 40 °C and 100 °C, West Conshohocken, PA, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org.ez87.periodicos.capes.gov.br/10.1520/D2270-10R16>>. Acesso em: 03 ago. 2016.

CARRETEIRO, R. P.; MOURA, CARLOS R. S. **Lubrificantes e lubrificação**. São Paulo: Makron Books, 1998.

GOPINATH, K.; MAYURAM, M. M. **Sliding contact bearing**. Universidade de Madras. Disponível em: <http://nptel.ac.in/courses/112106137/pdf/5_3.pdf>. Acesso em: 02 nov. 2017.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Industrial liquid lubricants**: ISO viscosity classification. ISO/TC 28 3448:1992 2. ed.: ISO, 1992.

JUVINALL, R. C. **Fundamentos do projeto de componente de máquinas**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 500 p.

MABIE, H. H. **Mecanismos**. 2. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1980.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**: uma abordagem integrada. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. 931 p.

SHIGLEY, J. E. **Dinâmica das Máquinas**. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda, 1969.

SHIGLEY, J. E. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **D341-17**: standard practice for viscosity-temperature charts for liquid petroleum products. West Conshohocken, 2017.

BEER, FERDINAND P. **Mecânica vetorial para engenheiros: dinâmica**. 9. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

HALLIDAY, DAVID. **Fundamentos de física: mecânica**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011. v.1.

MANNING, R, E., Computational aids for kinematic viscosity conversions from 100 and 210°F to 40 and 100°C. **Journal of Testing and Evaluation**, v. 2, n. 6, p. 522-528, nov. 1974.

STACHOWIAK, GWIDON W. **Engineering Tribology**. 3. ed. Inglaterra: Elsevier Inc, 2005.

APÊNDICE A – FOLHAS DE CÁLCULOS

A.1 - ACELERAÇÃO E FORÇAS INERCIAIS

θ_1	$\cos \theta$	$\cos 2\theta$	a_1 [m/s ²]	F_1 [N]
0	1,000	1,000	145,55	10.916,37
10	0,985	0,940	142,16	10.661,71
20	0,940	0,766	132,22	9.916,20
30	0,866	0,500	116,44	8.733,32
40	0,766	0,174	95,95	7.196,28
50	0,643	-0,174	72,13	5.409,73
60	0,500	-0,500	46,53	3.489,66
70	0,342	-0,766	20,70	1.552,36
80	0,174	-0,940	-3,95	-296,03
90	0,000	-1,000	-26,25	-1.968,53
100	-0,174	-0,940	-45,38	-3.403,59
110	-0,342	-0,766	-60,91	-4.568,32
120	-0,500	-0,500	-72,78	-5.458,18
130	-0,643	-0,174	-81,25	-6.093,39
140	-0,766	0,174	-86,83	-6.512,61
150	-0,866	0,500	-90,20	-6.764,80
160	-0,940	0,766	-92,00	-6.900,24
170	-0,985	0,940	-92,83	-6.962,10
180	-1,000	1,000	-93,06	-6.979,32
190	-0,985	0,940	-92,83	-6.962,10
200	-0,940	0,766	-92,00	-6.900,24
210	-0,866	0,500	-90,20	-6.764,80
220	-0,766	0,174	-86,83	-6.512,61
230	-0,643	-0,174	-81,25	-6.093,39
240	-0,500	-0,500	-72,78	-5.458,18
250	-0,342	-0,766	-60,91	-4.568,32
260	-0,174	-0,940	-45,38	-3.403,59
270	0,000	-1,000	-26,25	-1.968,53
280	0,174	-0,940	-9,95	-296,03
290	0,342	-0,766	20,70	1.552,36
300	0,500	-0,500	46,53	3.489,66
310	0,643	-0,174	72,13	5.409,73
320	0,766	0,174	95,95	7.196,28
330	0,866	0,500	116,44	8.733,32
340	0,940	0,766	132,22	9.916,20
350	0,985	0,940	142,16	10.661,71
360	1,000	1,000	145,55	10.916,37

θ_2	$\cos \theta$	$\cos 2\theta$	a_2 [m/s ²]	F_2 [N]
240	-0,500	-0,500	-72,78	-5.458,18
250	-0,342	-0,766	-60,91	-4.568,32
260	-0,174	-0,940	-45,38	-3.403,59
270	0,000	-1,000	-26,25	-1.968,53
280	0,174	-0,940	-9,95	-296,03
290	0,342	-0,766	20,70	1.552,36
300	0,500	-0,500	46,53	3.489,66
310	0,643	-0,174	72,13	5.409,73
320	0,766	0,174	95,95	7.196,28
330	0,866	0,500	116,44	8.733,32
340	0,940	0,766	132,22	9.916,20
350	0,985	0,940	142,16	10.661,71
0	1,000	1,000	145,55	10.916,37
10	0,985	0,940	142,16	10.661,71
20	0,940	0,766	132,22	9.916,20
30	0,866	0,500	116,44	8.733,32
40	0,766	0,174	95,95	7.196,28
50	0,643	-0,174	72,13	5.409,73
60	0,500	-0,500	46,53	3.489,66
70	0,342	-0,766	20,70	1.552,36
80	0,174	-0,940	-3,95	-296,03
90	0,000	-1,000	-26,25	-1.968,53
100	-0,174	-0,940	-45,38	-3.403,59
110	-0,342	-0,766	-60,91	-4.568,32
120	-0,500	-0,500	-72,78	-5.458,18
130	-0,643	-0,174	-81,25	-6.093,39
140	-0,766	0,174	-86,83	-6.512,61
150	-0,866	0,500	-90,20	-6.764,80
160	-0,940	0,766	-92,00	-6.900,24
170	-0,985	0,940	-92,83	-6.962,10
180	-1,000	1,000	-93,06	-6.979,32
190	-0,985	0,940	-92,83	-6.962,10
200	-0,940	0,766	-92,00	-6.900,24
210	-0,866	0,500	-90,20	-6.764,80
220	-0,766	0,174	-86,83	-6.512,61
230	-0,643	-0,174	-81,25	-6.093,39
240	-0,500	-0,500	-72,78	-5.458,18
250	-0,342	-0,766	-60,91	-4.568,32
260	-0,174	-0,940	-45,38	-3.403,59
270	0,000	-1,000	-26,25	-1.968,53
280	0,174	-0,940	-9,95	-296,03
290	0,342	-0,766	20,70	1.552,36
300	0,500	-0,500	46,53	3.489,66
310	0,643	-0,174	72,13	5.409,73
320	0,766	0,174	95,95	7.196,28
330	0,866	0,500	116,44	8.733,32
340	0,940	0,766	132,22	9.916,20
350	0,985	0,940	142,16	10.661,71
360	1,000	1,000	145,55	10.916,37

θ_3	$\cos \theta$	$\cos 2\theta$	a_3 [m/s ²]	F_3 [N]
120	-0,500	-0,500	-72,78	-5.458,18
130	-0,643	-0,174	-81,25	-6.093,39
140	-0,766	0,174	-86,83	-6.512,61
150	-0,866	0,500	-90,20	-6.764,80
160	-0,940	0,766	-92,00	-6.900,24
170	-0,985	0,940	-92,83	-6.962,10
180	-1,000	1,000	-93,06	-6.979,32
190	-0,985	0,940	-92,83	-6.962,10
200	-0,940	0,766	-92,00	-6.900,24
210	-0,866	0,500	-90,20	-6.764,80
220	-0,766	0,174	-86,83	-6.512,61
230	-0,643	-0,174	-81,25	-6.093,39
240	-0,500	-0,500	-72,78	-5.458,18
250	-0,342	-0,766	-60,91	-4.568,32
260	-0,174	-0,940	-45,38	-3.403,59
270	0,000	-1,000	-26,25	-1.968,53
280	0,174	-0,940	-9,95	-296,03
290	0,342	-0,766	20,70	1.552,36
300	0,500	-0,500	46,53	3.489,66
310	0,643	-0,174	72,13	5.409,73
320	0,766	0,174	95,95	7.196,28
330	0,866	0,500	116,44	8.733,32
340	0,940	0,766	132,22	9.916,20
350	0,985	0,940	142,16	10.661,71
0	1,000	1,000	145,55	10.916,37
10	0,985	0,940	142,16	10.661,71
20	0,940	0,766	132,22	9.916,20
30	0,866	0,500	116,44	8.733,32
40	0,766	0,174	95,95	7.196,28
50	0,643	-0,174	72,13	5.409,73
60	0,500	-0,500	46,53	3.489,66
70	0,342	-0,766	20,70	1.552,36
80	0,174	-0,940	-3,95	-296,03
90	0,000	-1,000	-26,25	-1.968,53
100	-0,174	-0,940	-45,38	-3.403,59
110	-0,342	-0,766	-60,91	-4.568,32
120	-0,500	-0,500	-72,78	-5.458,18

A.2 - VELOCIDADE DOS PISTÕES

θ_1	ang [rad]	sen θ	sen 2θ	vel p_1	θ_2	ang [rad]	sen θ	sen 2θ	vel p_2	θ_3	ang [rad]	sen θ	sen 2θ	vel p_3
0	0,00	0,00	0,00	0,00	240	4,19	-0,87	0,87	2,79	120	2,09	0,87	-0,87	-2,79
10	0,17	0,17	0,34	-0,77	250	4,36	-0,94	0,64	3,15	130	2,27	0,77	-0,98	-2,38
20	0,35	0,34	0,64	-1,50	260	4,54	-0,98	0,34	3,43	140	2,44	0,64	-0,98	-1,94
30	0,52	0,50	0,87	-2,16	270	4,71	-1,00	0,00	3,62	150	2,62	0,50	-0,87	-1,47
40	0,70	0,64	0,98	-2,72	280	4,89	-0,98	-0,34	3,70	160	2,79	0,34	-0,64	-0,98
50	0,87	0,77	0,98	-3,17	290	5,06	-0,94	-0,64	3,66	170	2,97	0,17	-0,34	-0,49
60	1,05	0,87	0,87	-3,48	300	5,24	-0,87	-0,87	3,48	180	3,14	0,00	0,00	0,00
70	1,22	0,94	0,64	-3,66	310	5,41	-0,77	-0,98	3,17	190	3,32	-0,17	0,34	0,49
80	1,40	0,98	0,34	-3,70	320	5,59	-0,64	-0,98	2,72	200	3,49	-0,34	0,64	0,98
90	1,57	1,00	0,00	-3,62	330	5,76	-0,50	-0,87	2,16	210	3,67	-0,50	0,87	1,47
100	1,75	0,98	-0,34	-3,43	340	5,93	-0,34	-0,64	1,50	220	3,84	-0,64	0,98	1,94
110	1,92	0,94	-0,64	-3,15	350	6,11	-0,17	-0,34	0,77	230	4,01	-0,77	0,98	2,38
120	2,09	0,87	-0,87	-2,79	360	6,28	0,00	0,00	0,00	240	4,19	-0,87	0,87	2,79
130	2,27	0,77	-0,98	-2,38	10	0,17	0,17	0,34	-0,77	250	4,36	-0,94	0,64	-0,77
140	2,44	-0,98	0,34	3,43	20	0,35	0,34	0,64	-1,50	260	4,54	-0,98	0,34	-1,94
150	2,62	-1,00	0,00	3,62	30	0,52	0,50	0,87	-2,16	270	4,71	-1,00	0,00	-2,16
160	2,79	-0,98	-0,34	3,70	40	0,70	0,64	0,98	-2,72	280	4,89	-0,98	-0,34	-2,72
170	2,97	-0,87	-0,64	3,66	50	0,87	0,77	0,98	-3,17	290	5,06	-0,94	-0,64	-3,17
180	3,14	0,00	0,00	3,48	60	1,05	0,87	0,87	-3,48	300	5,24	-0,87	-0,87	-3,48
190	3,32	-0,17	0,34	3,43	70	1,22	0,94	0,64	-3,66	310	5,41	-0,77	-0,98	-3,17
200	3,49	-0,34	0,64	3,62	80	1,40	0,98	0,34	-3,70	320	5,59	-0,64	-0,98	-2,72
210	3,67	-0,50	0,87	3,70	90	1,57	1,00	0,00	-3,62	330	5,76	-0,50	-0,87	-2,16
220	3,84	-0,64	0,98	3,66	100	1,75	0,98	-0,34	-3,43	340	5,93	-0,34	-0,64	-1,50
230	4,01	-0,77	0,98	3,48	110	1,92	0,94	-0,64	-3,15	350	6,11	-0,17	-0,34	-0,77
240	4,19	-0,87	0,87	3,17	120	2,09	0,87	-0,87	-2,79	360	6,28	0,00	0,00	0,00
250	4,36	-0,94	0,64	3,15	130	2,27	0,77	-0,98	-2,38	10	0,17	0,17	0,34	-0,77
260	4,54	-0,98	0,34	3,43	140	2,44	0,64	-0,98	-1,94	20	0,35	0,34	0,64	-1,50
270	4,71	-1,00	0,00	3,62	150	2,62	0,50	-0,87	-1,47	30	0,52	0,50	0,87	-2,16
280	4,89	-0,98	-0,34	3,70	160	2,79	0,34	-0,64	-0,98	40	0,70	0,64	0,98	-2,72
290	5,06	-0,94	-0,64	3,66	170	2,97	0,17	-0,34	-0,49	50	0,87	0,77	0,98	-3,17
300	5,24	-0,87	-0,87	3,48	180	3,14	0,00	0,00	0,00	60	1,05	0,87	0,87	-3,48
310	5,41	-0,77	-0,98	3,17	190	3,32	-0,17	0,34	0,49	70	1,22	0,94	0,64	-3,66
320	5,59	-0,64	-0,98	2,72	200	3,49	-0,34	0,64	0,98	80	1,40	0,98	0,34	-3,70
330	5,76	-0,50	-0,87	2,16	210	3,67	-0,50	0,87	1,47	90	1,57	1,00	0,00	-3,62
340	5,93	-0,34	-0,64	1,50	220	3,84	-0,64	0,98	1,94	100	1,75	-0,64	-0,34	-3,43
350	6,11	-0,17	-0,34	0,77	230	4,01	-0,77	0,98	2,38	110	1,92	-0,94	-0,64	-3,15
360	6,28	0,00	0,00	0,00	240	4,19	-0,87	0,87	2,79	120	2,09	0,87	0,87	-2,79

A.3 - FORÇAS DEVIDO AO TORQUE NO PISTÃO

θ_1	β [°]	α [°]	$F_{trans. maniv}$	$F_{(k)}$	$F_{(k): (+)}$	θ_2	β [°]	α [°]	$F_{trans. maniv}$	$F_{(k): (+)}$	θ_3	β [°]	α [°]	$F_{trans. maniv}$	$F_{(k): (+)}$
0	0,00	180,00	0	0	0	240	10,98	49,02	181.294	177.973	120	10,98	49,02	-181.294	0
10	2,19	167,81	-50.708	-50.671	0	250	11,93	58,07	203.818	199.415	130	9,70	40,30	-155.323	0
20	4,32	155,68	-98.886	-98.606	0	260	12,51	67,49	221.855	216.586	140	8,13	31,87	-126.802	0
30	6,32	143,68	-142.228	-141.364	0	270	12,71	77,29	234.273	228.533	150	6,32	23,68	-96.472	0
40	8,13	131,87	-178.834	-177.037	0	280	12,51	87,49	239.926	234.227	160	4,32	15,68	-64.925	0
50	9,70	120,30	-207.355	-204.389	0	290	11,93	98,07	237.779	232.642	170	2,19	7,81	-32.637	0
60	10,98	109,02	-227.050	-222.891	0	300	10,98	109,02	227.050	222.891	180	0,00	0,00	0	0
70	11,93	98,07	-237.779	-232.642	0	310	9,70	120,30	207.355	204.389	190	2,19	7,81	32.637	32.613
80	12,51	87,49	-239.926	-234.227	0	320	8,13	131,87	178.834	177.037	200	4,32	15,68	64.925	64.741
90	12,71	77,29	-234.273	-228.533	0	330	6,32	143,68	142.228	141.364	210	6,32	23,68	96.472	95.886
100	12,51	67,49	-221.855	-216.586	0	340	4,32	155,68	98.886	98.606	220	8,13	31,87	126.802	125.528
110	11,93	58,07	-203.818	-199.415	0	350	2,19	167,81	50.708	50.671	230	9,70	40,30	155.323	153.102
120	10,98	49,02	-181.294	-177.973	0	0	0,00	180,00	0	0	240	10,98	49,02	181.294	177.973
130	9,70	40,30	-155.323	-153.102	0	10	2,19	167,81	-50.708	0	250	11,93	58,07	203.818	199.415
140	8,13	31,87	-126.802	-125.528	0	20	4,32	155,68	-98.886	0	260	12,51	67,49	221.855	216.586
150	6,32	23,68	-96.472	-95.886	0	30	6,32	143,68	-142.228	0	270	12,71	77,29	234.273	228.533
160	4,32	15,68	-64.925	-64.741	0	40	8,13	131,87	-178.834	0	280	12,51	87,49	239.926	234.227
170	2,19	7,81	-32.637	-32.613	0	50	9,70	120,30	-207.355	0	290	11,93	98,07	237.779	232.642
180	0,00	0,00	0	0	0	60	10,98	109,02	-227.050	0	300	10,98	109,02	227.050	222.891
190	2,19	7,81	32.637	32.613	32.613	70	11,93	98,07	-237.779	0	310	9,70	120,30	207.355	204.389
200	4,32	15,68	64.925	64.741	64.741	80	12,51	87,49	-239.926	0	320	8,13	131,87	178.834	177.037
210	6,32	23,68	96.472	95.886	95.886	90	12,71	77,29	-234.273	0	330	6,32	143,68	142.228	141.364
220	8,13	31,87	126.802	125.528	125.528	100	12,51	67,49	-221.855	0	340	4,32	155,68	98.886	98.606
230	9,70	40,30	155.323	153.102	153.102	110	11,93	58,07	-203.818	0	350	2,19	167,81	50.708	50.671
240	10,98	49,02	181.294	177.973	177.973	120	10,98	49,02	-181.294	0	0	0,00	180,00	0	0
250	11,93	58,07	203.818	199.415	199.415	130	9,70	40,30	-155.323	0	10	2,19	167,81	-50.708	0
260	12,51	67,49	221.855	216.586	216.586	140	8,13	31,87	-126.802	0	20	4,32	155,68	-98.886	0
270	12,71	77,29	234.273	228.533	228.533	150	6,32	23,68	-96.472	0	30	6,32	143,68	-142.228	0
280	12,51	87,49	239.926	234.227	234.227	160	4,32	15,68	-64.925	0	40	8,13	131,87	-178.834	0
290	11,93	98,07	237.779	232.642	232.642	170	2,19	7,81	-32.637	0	50	9,70	120,30	-207.355	0
300	10,98	109,02	227.050	222.891	222.891	180	0,00	0,00	0	0	60	10,98	109,02	-227.050	0
310	9,70	120,30	207.355	204.389	204.389	190	2,19	7,81	32.637	32.613	70	11,93	98,07	-237.779	0
320	8,13	131,87	178.834	177.037	177.037	200	4,32	15,68	64.925	64.741	80	12,51	87,49	-239.926	0
330	6,32	143,68	142.228	141.364	141.364	210	6,32	23,68	96.472	95.886	90	12,71	77,29	-234.273	0
340	4,32	155,68	98.886	98.606	98.606	220	8,13	31,87	126.802	125.528	100	12,51	67,49	-221.855	0
350	2,19	167,81	50.708	50.671	50.671	230	9,70	40,30	155.323	153.102	110	11,93	58,07	-203.818	0
360	0,00	180,00	0	0	0	240	10,98	49,02	181.294	177.973	120	10,98	49,02	-181.294	0

A.4 - FORÇA MÁXIMA DEVIDO AO TORQUE NO PISTÃO

θ_1	ang [rad]	cos θ	cos 2θ	aceleração	$F_{inércia\ 1}$	β [°]	α [°]	$F_{trans.\ maniv}$	$F_{torque\ (x)}$	$F_{total\ (x)}$
270	4,71	0,00	-1,00	-26,2	-1.969	12,71	77,29	234.273	228.533	226.564
271	4,73	0,02	-1,00	-24,1	-1.811	12,71	78,29	235.161	229.401	227.590
272	4,75	0,03	-1,00	-22,0	-1.651	12,70	79,30	235.980	230.206	228.554
273	4,76	0,05	-0,99	-19,9	-1.489	12,69	80,31	236.729	230.945	229.456
274	4,78	0,07	-0,99	-17,7	-1.325	12,68	81,32	237.407	231.620	230.294
275	4,80	0,09	-0,98	-15,5	-1.159	12,66	82,34	238.014	232.227	231.068
276	4,82	0,10	-0,98	-13,2	-990	12,64	83,36	238.546	232.767	231.776
277	4,83	0,12	-0,97	-10,9	-820	12,61	84,39	239.005	233.238	232.418
278	4,85	0,14	-0,96	-8,6	-647	12,58	85,42	239.389	233.638	232.992
279	4,87	0,16	-0,95	-6,3	-472	12,55	86,45	239.696	233.969	233.496
280	4,89	0,17	-0,94	-3,9	-296	12,51	87,49	239.926	234.227	233.931
281	4,90	0,19	-0,93	-1,6	-118	12,47	88,53	240.077	234.412	234.294
282	4,92	0,21	-0,91	0,8	62	12,43	89,57	240.150	234.524	234.586
283	4,94	0,22	-0,90	3,2	244	12,38	90,62	240.142	234.560	234.804
284	4,96	0,24	-0,88	5,7	427	12,33	91,67	240.054	234.521	234.947
285	4,97	0,26	-0,87	8,1	611	12,27	92,73	239.884	234.405	235.016
286	4,99	0,28	-0,85	10,6	797	12,21	93,79	239.631	234.211	235.008
287	5,01	0,29	-0,83	13,1	984	12,15	94,85	239.295	233.939	234.923
288	5,03	0,31	-0,81	15,6	1.172	12,08	95,92	238.875	233.587	234.760
289	5,04	0,33	-0,79	18,2	1.362	12,01	96,99	238.369	233.155	234.517
290	5,06	0,34	-0,77	20,7	1.552	11,93	98,07	237.779	232.642	234.195

$F_{m\acute{a}x}$: 285

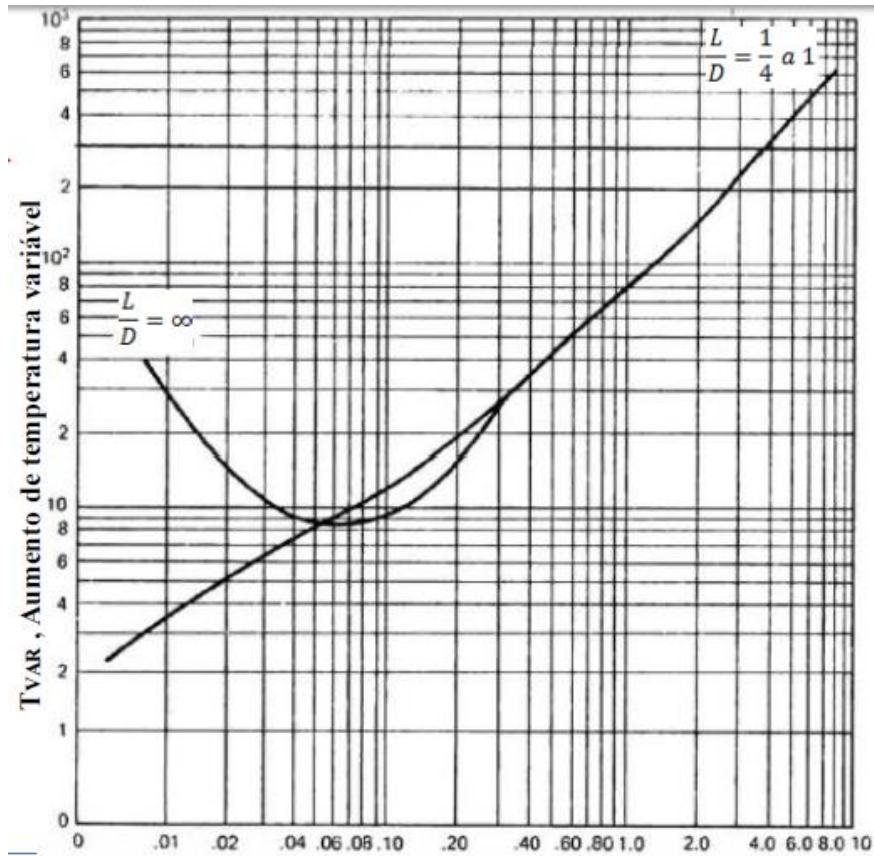
235.016

A.5 - PRESSÃO E POTÊNCIA NO PISTÃO

θ_1	$F_{1torque}$	$F_{1inércia}$	F_{total1}	Pressão 1	$F_{2torque}$	$F_{2inércia}$	F_{total2}	Pressão 2	$F_{3torque}$	$F_{3inércia}$	F_{total3}	Pressão 3	vel p ₁	vel p ₂	vel p ₃	Pot ₁	Pot ₂	Pot ₃	Σ Pot [W]
0	0	10.916	10.916	1.715.945	177.973	-5.458	172.515	27.117.616	-5.458	-5.458	-5.458	4.032.107	2,8			481.695			481.695
10	10	10.662	10.662	1.675.915	199.415	-4.568	194.846	30.627.897	-6.093	-6.093	-6.093	9.091.961	3,1			613.380			613.380
20	20	9.916	9.916	1.558.728	216.586	-3.404	213.182	33.510.091	-6.513	-6.513	-6.513	14.008.994	3,4			731.493			731.493
30	30	8.733	8.733	1.372.791	228.533	-1.969	226.564	35.613.676	-6.765	-6.765	-6.765	18.708.061	3,6			820.761			820.761
40	40	7.196	7.196	1.131.183	234.227	-296	233.931	36.771.592	-6.900	-6.900	-6.900	23.432	3,7			866.455			866.455
50	50	5.410	5.410	850.356	232.642	1.552	234.195	36.813.068	0	-6.962	-6.962	35.613.676	3,7			857.225			857.225
60	60	3.490	3.490	548.540	222.891	3.490	226.380	35.584.763	32.613	-6.979	-6.979	4.032.107	3,5			788.347			788.347
70	70	1.552	1.552	244.016	204.389	5.410	209.799	32.978.300	64.741	-6.900	-6.900	9.091.961	3,2	0,5		664.546	12.640		677.186
80	80	-296	-296		177.037	7.196	184.233	28.959.646	95.886	-6.765	-6.765	14.008.994	2,7	1,0		501.303	56.850		558.153
90	90	-1.969	-1.969		141.364	8.733	150.098	23.593.880	125.528	-6.513	-6.513	18.708.061	2,2	1,5		323.674	130.671		454.345
100	100	-3.404	-3.404		98.606	9.916	108.522	17.058.587	153.102	-6.093	-6.093	23.108.233	1,5	1,9		162.258	230.432		392.690
110	110	-4.568	-4.568		50.671	10.662	61.332	9.640.815	177.973	-5.458	-5.458	27.117.616	0,8	2,4		46.941	350.271		397.212
120	120	-5.458	-5.458			10.916	10.916	1.715.945	199.415	-4.568	-4.568	30.627.897	0,0	2,8		0	481.695		481.695
130	130	-6.093	-6.093			10.662	10.662	1.675.915	216.586	-3.404	-3.404	33.510.091	3,1			613.380			613.380
140	140	-6.513	-6.513			9.916	9.916	1.558.728	216.586	-3.404	-3.404	33.510.091	3,4			731.493			731.493
150	150	-6.765	-6.765			8.733	8.733	1.372.791	228.533	-1.969	-1.969	35.613.676	3,6			820.761			820.761
160	160	-6.900	-6.900			7.196	7.196	1.131.183	234.227	-296	-296	36.771.592	3,7			866.455			866.455
170	170	-6.962	-6.962			5.410	5.410	850.356	232.642	1.552	1.552	35.613.676	3,7			857.225			857.225
180	180	-6.979	-6.979			3.490	3.490	548.540	222.891	3.490	3.490	35.584.763	3,5			788.347			788.347
190	190	-6.962	-6.962	4.032.107	32.613	-6.979	32.613	4.032.107	204.389	5.410	209.799	32.978.300	0,5			12.640	664.546		677.186
200	200	-6.900	-6.900	9.091.961	64.741	-6.900	64.741	9.091.961	177.037	7.196	184.233	28.959.646	1,0			56.850	501.303		558.153
210	210	-6.765	-6.765	14.008.994	95.886	-6.765	95.886	14.008.994	141.364	8.733	150.098	23.593.880	1,5			130.671	323.674		454.345
220	220	-6.513	-6.513	18.708.061	125.528	-6.513	125.528	18.708.061	98.606	9.916	108.522	17.058.587	1,9			230.432	162.258		392.690
230	230	-6.093	-6.093	23.108.233	177.973	-5.458	172.515	27.117.616	50.671	10.662	61.332	9.640.815	2,4			350.271	46.941		397.212
240	240	-5.458	-5.458	27.117.616		-5.458	-5.458	27.117.616		10.916	10.916	1.715.945	2,8			481.695	0		481.695
250	250	-4.568	-4.568	30.627.897		-6.093	-6.093	30.627.897		10.662	10.662	1.675.915	3,1			613.380			613.380
260	260	-3.404	-3.404	33.510.091		-6.513	-6.513	33.510.091		9.916	9.916	1.558.728	3,4			731.493			731.493
270	270	-1.969	-1.969	35.613.676		-6.765	-6.765	35.613.676		8.733	8.733	1.372.791	3,6			820.761			820.761
280	280	-296	-296			-6.900	-6.900			7.196	7.196	1.131.183	3,7			866.455			866.455
290	290	1.552	1.552	36.813.068		-6.962	-6.962			5.410	5.410	850.356	3,7			857.225			857.225
300	300	3.490	3.490	35.584.763		-6.979	-6.979			3.490	3.490	548.540	3,5			788.347			788.347
310	310	5.410	5.410	32.978.300		-6.962	25.651	4.032.107		1.552	1.552	244.016	3,2	0,5		664.546	12.640		677.186
320	320	7.196	7.196	28.959.646		-6.900	57.841	9.091.961		-296	-296		2,7	1,0		501.303	56.850		558.153
330	330	8.733	8.733	23.593.880		-6.765	89.121	14.008.994		-1.969	-1.969		2,2	1,5		323.674	130.671		454.345
340	340	9.916	9.916	17.058.587		-6.513	119.016	18.708.061		-3.404	-3.404		1,5	1,9		162.258	230.432		392.690
350	350	10.662	10.662	9.640.815		-6.093	147.008	23.108.233		-4.568	-4.568		0,8	2,4		46.941	350.271		397.212
360	360	10.916	10.916	1.715.945		-5.458	172.515	27.117.616		-5.458	-5.458		2,8			481.695			481.695

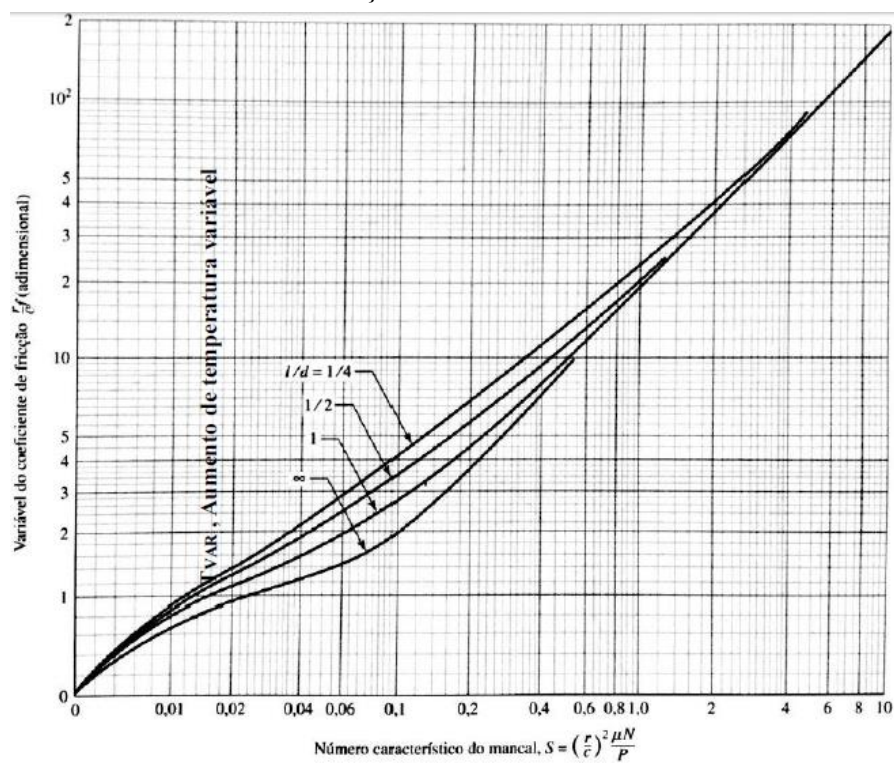
ANEXO A - Cartas de Raimondi e Boyd

Figura 17 – Carta S x T Var



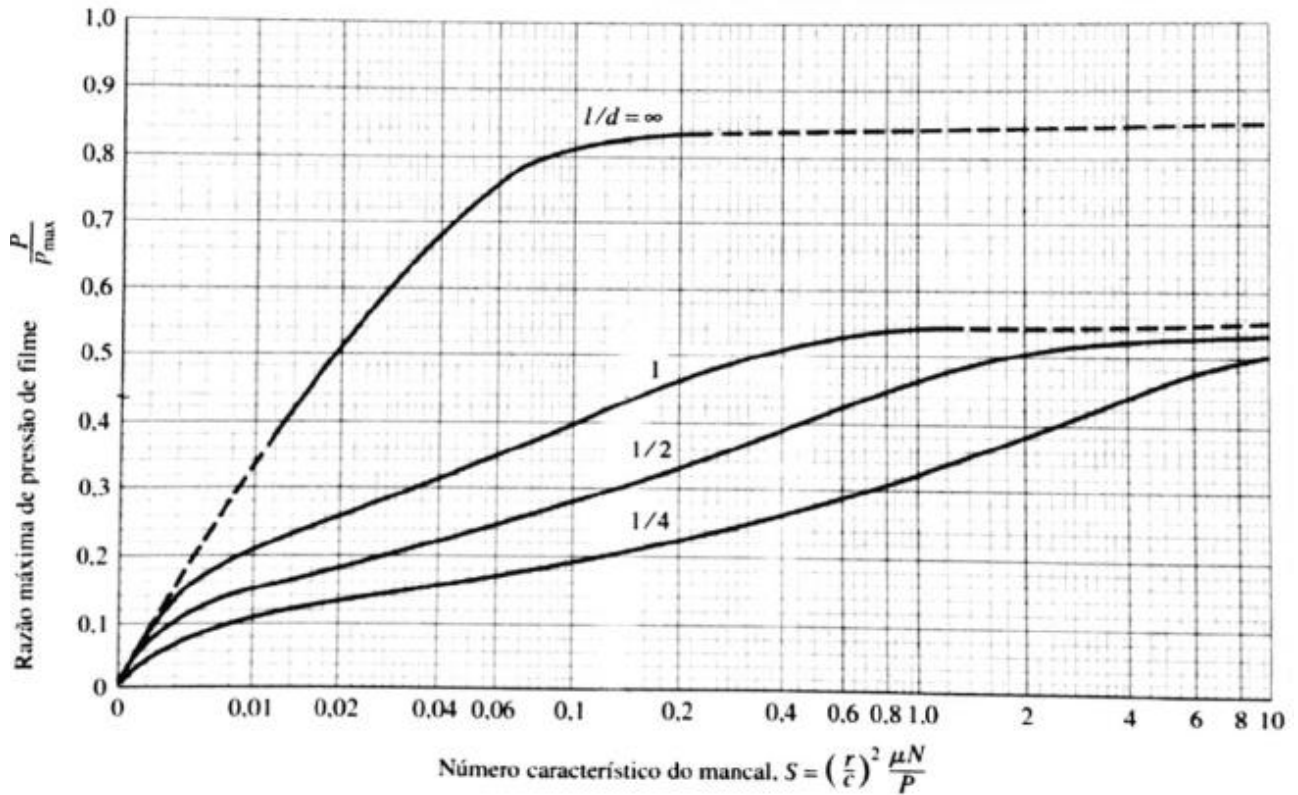
Fonte: Shigley (2005)

Figura 18 – Carta S x coeficiente de fricção



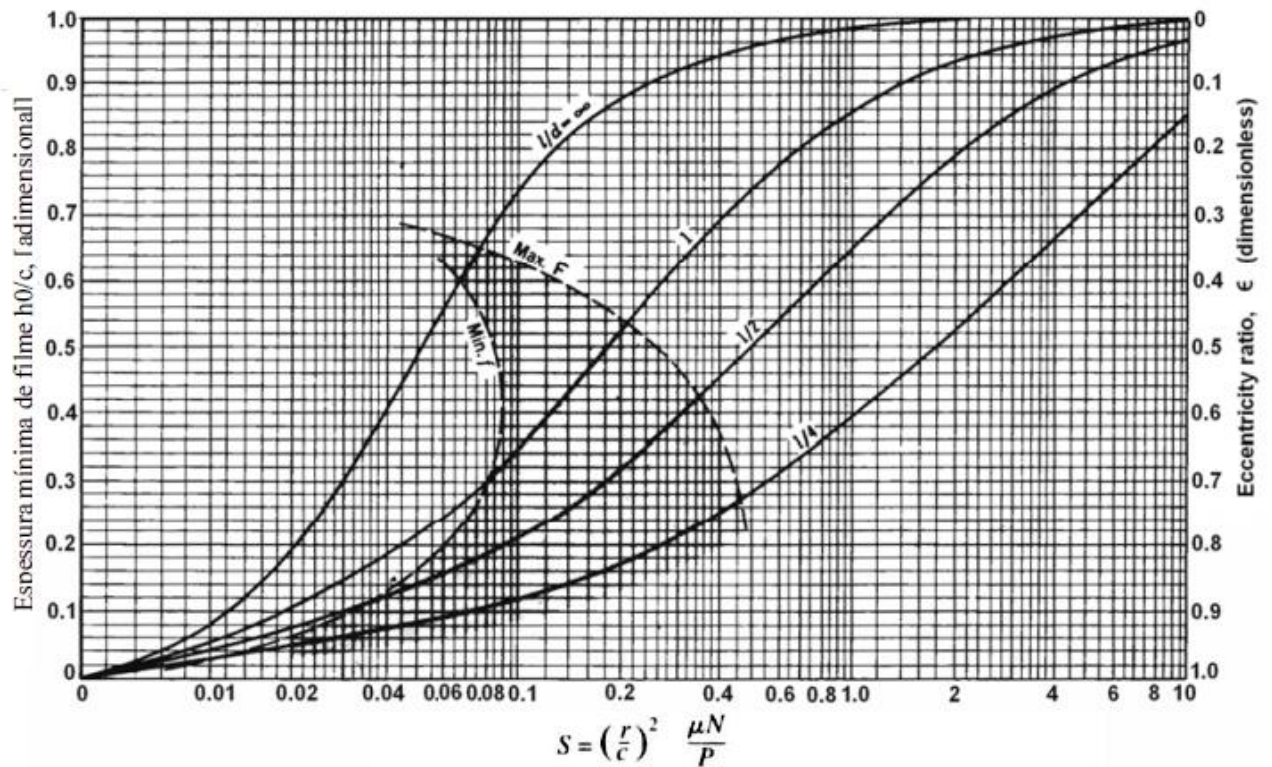
Fonte: Shigley (2005)

Figura 19 – Carta S x Pressão de filme



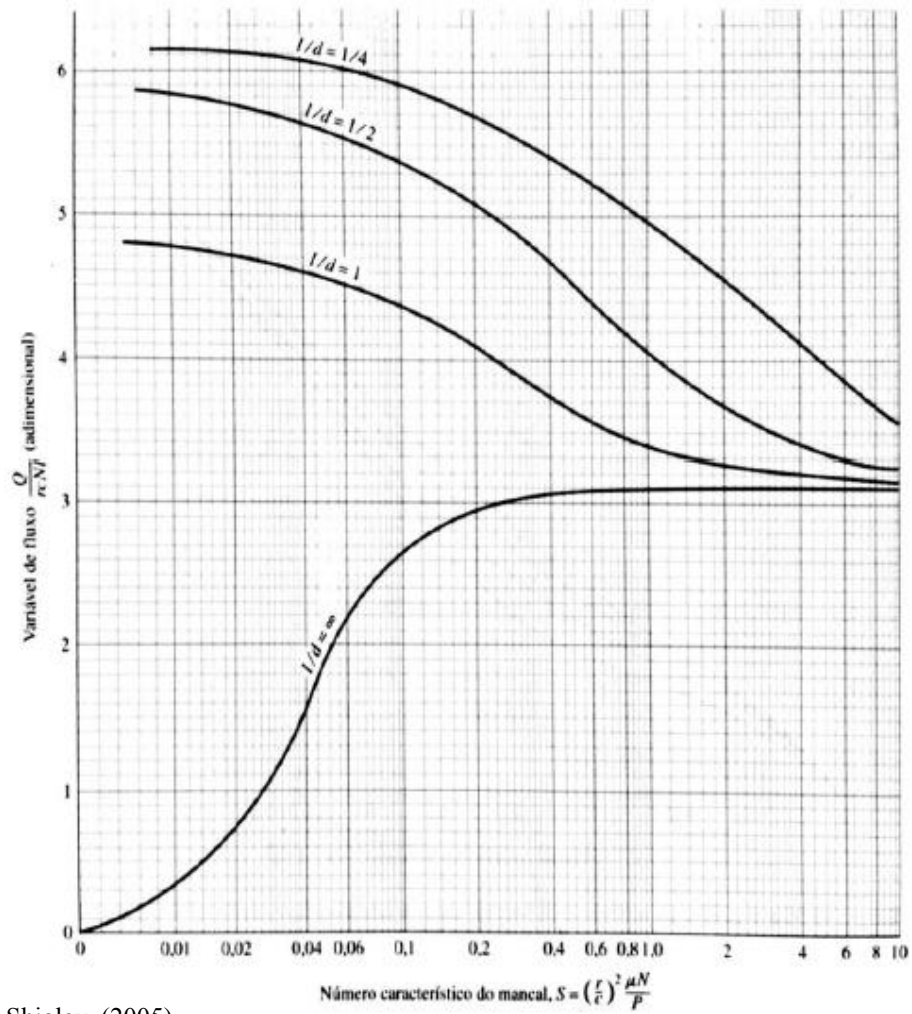
Fonte: Shigley (2005)

Figura 20 - Curva de viscosidade x temperatura, padronização ISO



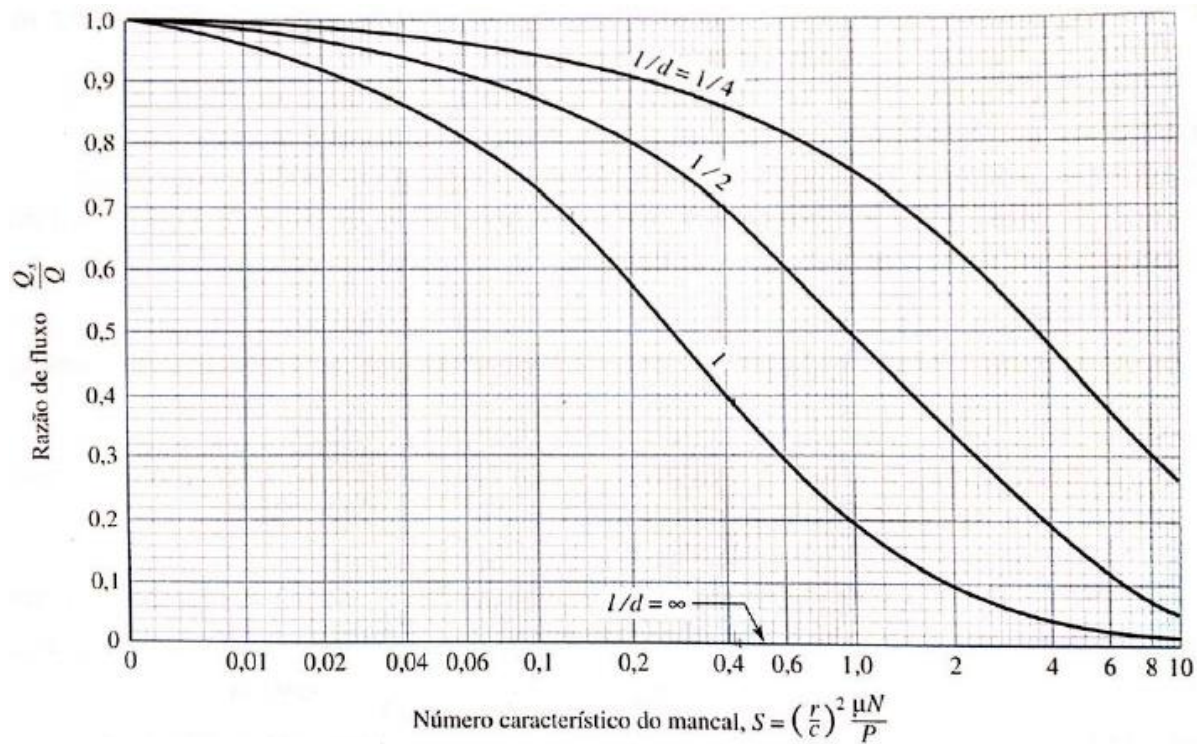
Fonte: Shigley (2005)

Figura 21 - Carta S x Variável de Fluxo



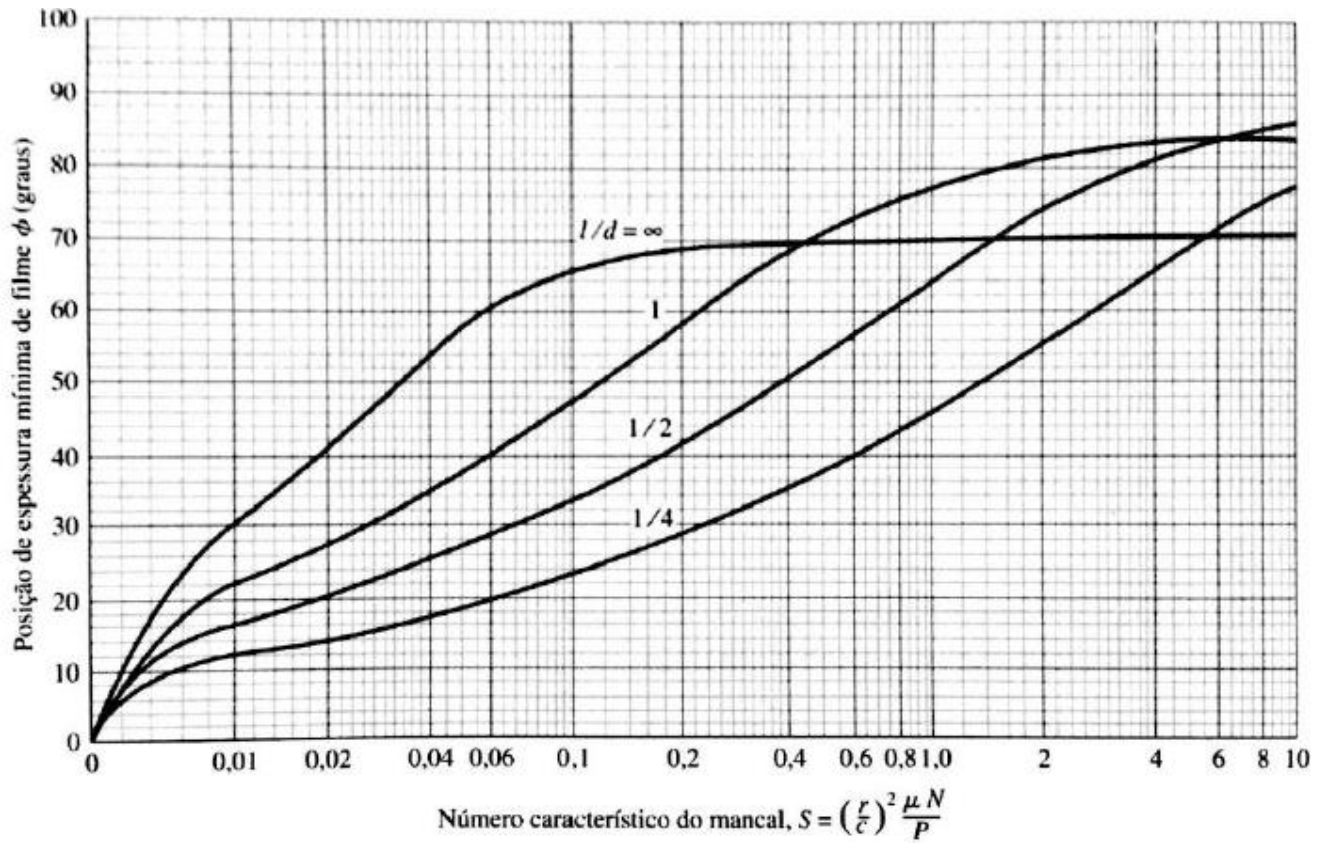
Fonte: Shigley (2005)

Figura 22 - Carta S x T Var



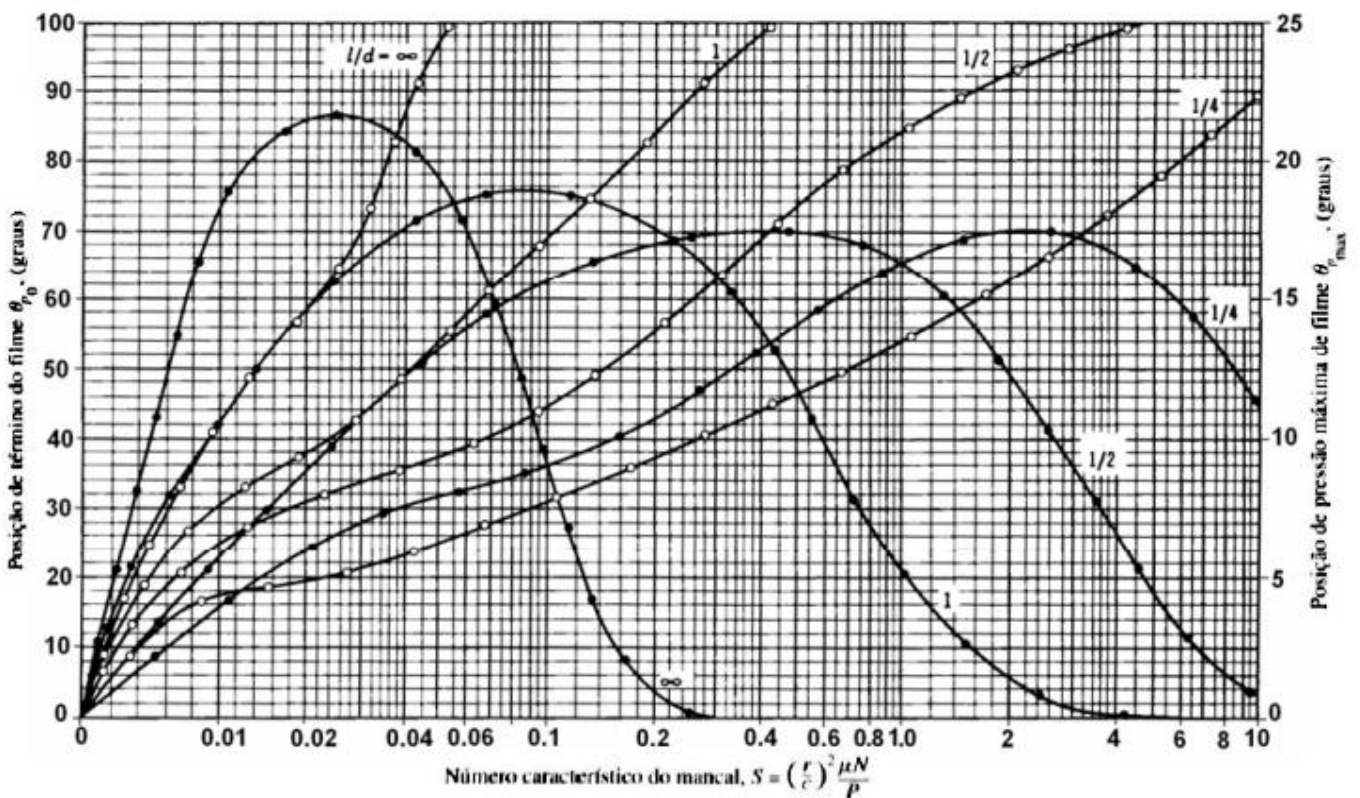
Fonte: Shigley (2005)

Figura 23 - Carta S x Posição espessura mínima de filme



Fonte: Shigley (2005)

Figura 24 - Carta S x Posição término filme



Fonte: Shigley (2005)