

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

OTÁVIO MACHADO MARRA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA
DEGRADAÇÃO DE GRAXAS LUBRIFICANTES EM LABORATÓRIO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2017

OTÁVIO MACHADO MARRA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA
DEGRADAÇÃO DE GRAXAS LUBRIFICANTES EM LABORATÓRIO**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Tiago Cousseau

CURITIBA

2017

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa " DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA DEGRADAÇÃO DE GRAXAS LUBRIFICANTES EM LABORATÓRIO", realizado pelo aluno Otávio Machado Marra, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Tiago Cousseau

DAMEC, UTFPR

Orientador

Prof. Dr. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Profa. Dra. Ana Paula Carvalho da Silva Ferreira

DAMEC, UTFPR

Avaliadora

Curitiba, 26 de Junho de 2017.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao professor Tiago Cousseau, bem como aos membros da banca professor Cezar Negrão, professora Ana Paula e professor Admilson Franco pelo apoio na realização deste trabalho. Agradeço também aos membros da equipe do CERNN Diogo Andrade e Flávia Krugel pela realização dos ensaios em reômetro e à equipe Imperador UTFPR de fórmula SAE Baja por permitir o uso de suas instalações para os testes.

RESUMO

MARRA, Otávio M; desenvolvimento de uma metodologia para degradação de graxas lubrificantes em laboratório. 2017. 85 f. Monografia (Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

Foi desenvolvido um processo para envelhecimento mecânico da graxa em laboratório com o intuito de possibilitar o estudo das propriedades reológicas das graxas e como elas se alteram ao longo de sua vida. Para tal, um dispositivo foi construído e tomou-se como estudo de caso graxas de rolamentos aplicados em esteiras transportadoras de minérios. Ensaios reológicos oscilatórios e de rampa de deformação foram realizados e utilizados para a obtenção da viscosidade dinâmica e curva de escoamento das amostras. As alterações sofridas pela graxa foram avaliadas e percebeu-se um decréscimo na viscosidade dinâmica medida com maior diferença a baixas taxas de deformação. Foi utilizado o modelo de cálculo de um fabricante de rolamentos para a determinação do momento friccional e perda energética da graxa em rolamentos radiais de esferas considerando as propriedades da graxa em início de vida e após envelhecimento em laboratório, onde foi possível perceber que ocorreram alterações na eficiência energética da mesma. Constatou-se que, para a faixa de operação dos rolamentos estudados, há uma redução das perdas energéticas devido ao envelhecimento mecânico da graxa.

Palavras-chave: Graxa; Envelhecimento; Propriedades Reológicas; Rolamentos.

ABSTRACT

MARRA, Otávio M; desenvolvimento de uma metodologia para degradação de graxas lubrificantes em laboratório. 2017. 85 f. Monografia (Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

A new process for grease mechanical aging in laboratory was developed, in order to allow a better study of its rheological properties and their alterations during the grease's life. A device was developed and, as a case study, it was chosen the grease used in rolling bearings applied to ore transportation conveyor belt rolls. Rheological oscillatory tests and deformation ramp tests were carried on a rheometer in order to measure the sample's dynamic viscosity and to plot their flow curves. It was noted a reduction on the grease's dynamic viscosity due to aging process, especially when measured on lower deformation rates. A ball bearing supplier's model for determination of the frictional moment was then used in order to evaluate frictional momentum and energy loss for both new and laboratory aged greases, where it was noticed changes on its energy efficiency. For the average deformation rate at which the studied rolling bearings work, it is noticed a reduction on energy loss due to mechanical ageing process.

Keywords: Grease; Ageing; Rheological Properties, Rolling Bearings.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Representação do processo de obtenção de um laço de histerese, definido pela área entre ambas as curvas (de aumento e decréscimo da taxa de deformação). Fonte: Mewis (2009) ¹⁹	16
Figura 2: Vista em corte de um rolo utilizado em esteiras transportadora, com o rolamento indicado em vermelho (todas as figuras não referenciadas são de autoria própria).....	22
Figura 3: Montagem dos rolos em uma esteira transportadora, com a indicação das cargas axiais aplicadas	23
Figura 4: Rolamento com vedação em borracha em ambos os lados, denominação 2RS	33
Figura 5: Rolamento com isolamento por placas metálicas em ambos os lados, denominação 2Z	33
Figura 6: Cilindro para envelhecimento da graxa a ser utilizado no procedimento ...	36
Figura 7: Detalhe da instalação do cilindro de e de envelhecimento da graxa no torno mecânico para execução do procedimento.....	37
Figura 8: Fluxograma de procedimento de envelhecimento e análise das amostras	38
Figura 9: Dispositivo de testes desenvolvido para envelhecimento mecânico da graxa.	41
Figura 10: Representação visual da distribuição da coleta de amostras ao longo do tempo, para o procedimento de envelhecimento. É visível que o tempo de coleta entre amostras é mais curto no início do experimento (na imagem à esquerda) e mais longo conforme se aproxima do final (à direita)	42

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Tensão de cisalhamento (Pa) em função da taxa de deformação (1/s) para uma graxa com espessante a base de lítio a temperatura ambiente. Fonte: Lugt(2009).....	4
Gráfico 2: Resultado do teste oscilatório para uma graxa, com indicação para o LVE. Fonte: COUSSEAU, (2013).....	9
Gráfico 3: Resultado para a curva de escoamento de uma graxa. As três diferentes regiões de comportamento estão marcadas no gráfico.....	12
Gráfico 4: Comparação da espessura central de filme entre duas graxas com agentes espessantes distintos (em azul e amarelo) e o óleo base constituinte das mesmas (em rosa).....	15
Gráfico 5: Valores para o fator de viscosidade k obtidos nas simulações com um rolamento 6310 e 837,5RPM.	28
Gráfico 6: Momento Friccional Total para diferentes graxas a diferentes temperaturas, a 837,5RPM. Simulado em um rolamento 6310.....	30
Gráfico 7: Momento Friccional Total para diferentes graxas, a diferentes temperaturas e rotações. Simulado em um rolamento 6310.....	31
Gráfico 8: Resultados para os módulos de elasticidade e de perda para ambas as amostras de graxas (fresca e envelhecida 240min) obtidos em ensaio oscilatório	47
Gráfico 9: Viscosidade dinâmica das amostras de graxa fresca e envelhecida 240min, obtidas em teste de rampa de deformação crescente e decrescente.	48
Gráfico 10: Curva de escoamento para a graxa fresca, obtida a partir de medições em ensaios reológicos e aplicado o modelo de Cross.	51
Gráfico 11: Curva de escoamento para a graxa envelhecida 240 minutos, obtida a partir de medições em ensaios reológicos e aplicado o modelo de Cross.	52
Gráfico 12: Comparação das curvas de escoamento para a graxa fresca e graxa envelhecida 240 minutos, obtidas a partir do modelo de Cross.	53

Gráfico 13: Momento friccional em função da taxa de deformação para a graxa fresca e envelhecida 240 minutos como calculado a partir do modelo de Cross e do modelo do fabricante SKF.....	55
Gráfico 14: Comparação da variação dos fatores de redução do aquecimento e de esgotamento em função da viscosidade cinemática da graxa como calculada pelo modelo do fabricante SKF.....	57
Gráfico 15: Valor de μ em função da viscosidade cinemática da graxa, como calculado pela modelo do fabricante SKF.....	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Fator de consistência NLGI para a graxa, de acordo com sua penetração.	6
Tabela 2: Valor das cargas axiais as quais os rolos estão sujeitos para uma esteira com inclinação de 35°.....	23
Tabela 3: Dados operacionais das esteiras transportadoras utilizadas pela Vale.....	23
Tabela 4: Rolamentos utilizados nas esteiras transportadoras, bem como seu tipo.	24
Tabela 5: Dados dos lubrificantes empregados nos rolamentos das esteiras transportadoras, conforme catálogo dos fabricantes.	25
Tabela 6: Resultados obtidos nas simulações com a calculadora SKF	26
Tabela 7: Índices de viscosidade calculados para as graxas, conforme especificado na ASTM D 2270.....	32
Tabela 8: Momento Friccional Total e Perda de energia para rolamentos tipo 6310, com graxa tipo C, utilizando de diferentes tipos de vedação	33
Tabela 9: Visão geral das conclusões e implicações que estas terão no desenvolvimento do experimento.....	35
Tabela 10: Estimativa preliminar para o procedimento de envelhecimento baseado na literatura.	39

Tabela 11: Materiais utilizados para a fabricação do cilindro de testes. Informações conforme catálogo do fornecedor ³³	40
Tabela 12: Dimensões do cilindro de testes para o envelhecimento de 100g de graxa	41
Tabela 13: Numeração das amostras com seus respectivos tempos de envelhecimento	42
Tabela 14: Variação na viscosidade dinâmica entre a graxa fresca e envelhecida 240min obtida em ensaio de rampa de deformação decrescente.....	49
Tabela 15: Resultados para a área de histerese obtidas em rampa de deformação para as graxas fresca e envelhecida 240min.....	49
Tabela 16: Valores calculados para a viscosidade dinâmica e viscosidade dinâmica complexa para as amostras de graxa fresca e envelhecida 240min.....	50
Tabela 17: Valores obtidos para as constantes K e m para ambas as amostras, obtidos por método numérico.	50
Tabela 18: Valores de viscosidade dinâmica obtidos a partir do modelo de Cross para ambas as amostras.....	53
Tabela 19: Valores para o momento friccional do rolamento 6310 a taxa de deformação máxima e mínima para as esteiras rolantes, considerando-se a graxa fresca e a envelhecida 240 minutos.....	56

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Caracterização Do Problema	2
1.2	Objetivos	3
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	4
2.1	Caracterização e Normas	5
2.1.1	Viscosidade	5
2.1.2	Penetração	6
2.1.3	Cey E Método Gamma Para Verificação Da Estabilidade	6
2.1.4	Ponto De Gota	7
2.1.5	Teste De Estabilidade Em Cilindro De Rolo	8
2.2	Ensaio Reológico da Graxa	8
2.2.1	TESTES OSCILATÓRIOS	8
2.2.2	TESTES DE ESCOAMENTO	11
2.3	Lubrificação E Espessura De Filme	14
2.4	Tixotropia	16
2.5	Determinação da Composição Química	17
2.6	Mecanismos de Envelhecimento	17
2.6.1	Fenômenos De Envelhecimento Do Agente Espessante	18
2.6.2	Fenômenos De Envelhecimento Do Óleo Base	18
2.6.3	Procedimentos De Envelhecimento Em Laboratório	19
2.7	Perdas energéticas	20
2.8	Dados Técnicos	22
2.8.1	Análise Inicial – Calculadora SKF	25
2.8.2	FATOR DE VISCOSIDADE k	27
2.8.3	MOMENTO FRICCIONAL	29
2.8.4	Índice de Viscosidade IV	31
2.8.5	Tipo De Vedação	32
2.9	Resumo da Fundamentação Teórica	34
3	MATERIAIS E MÉTODOS	35
3.1	Descrição Do Procedimento	36
3.1.1	Justificativa da Metodologia	39
3.2	Desenvolvimento do Cilindro de Testes	40
3.2.1	Materiais	40
3.2.2	Dimensionamento	41
3.3	Envelhecimento Mecânico da graxa	41
3.4	Procedimentos Para Os Ensaio Reológico Com A Graxa	43
3.4.1	Procedimento para os ensaios oscilatórios	43
3.4.2	Procedimento para os ensaios de rampa de deformação	43
3.5	Obtenção das curvas de escoamento	44
3.5.1	Obtenção das constantes K e m para o modelo de Cross	44
3.6	Envelhecimento Mecânico Da Graxa	45
4	Impacto do envelhecimento mecânico na perda energética dos rolamentos	46

5	RESULTADOS	47
5.1	Ensaio oscilatório	47
5.2	Ensaio de rampa de deformação	48
5.3	Curvas de Escoamento	50
5.3.1	Viscosidades a altas e baixas taxas de deformação	50
5.3.2	Constantes <i>K</i> e <i>m</i>	50
5.3.3	Plotando as curvas de escoamento para as amostras	51
5.4	Resultados da análise do momento de atrito interno do rolamento	54
5.4.1	Momento friccional do rolamento	54
5.4.2	Avaliação da perda energética do rolamento	58
5.5	Resumo dos resultados	59
6	DISCUSSÃO	60
6.1	O experimento como um procedimento de envelhecimento mecânico da graxa	60
6.2	Ensaio reológico e procedimento para obtenção da curva de escoamento.	61
6.3	Efeito do envelhecimento mecânico nas perdas energéticas dos rolamentos	61
6.4	Considerações Finais	62
7	CONCLUSÃO	64
8	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	65
9	REFERÊNCIAS	66
	ANEXO A – ASTM D 2270	70
	ANEXO B – ASTM D 1831	77
	ANEXO C – CALCULADORA SKF	82
	ANEXO D – DESENHOS DE FABRICAÇÃO CILINDRO DE TESTES	99

1 INTRODUÇÃO

O uso de esteiras rolantes na indústria é observado nos mais diversos setores. Além de ser altamente adaptável a diferentes processos, sua taxa de transporte constante é um fator de extrema importância para a produção em série, já que o ritmo constante por elas imposto auxilia no balanceamento do processo. É uma tecnologia também comumente utilizada como meio de transporte para grandes cargas, devido a sua alta capacidade de transporte tanto em volume quanto em massa sendo, portanto, um dos meios de transporte mais utilizados na mineração.

A Vale faz uso de esteiras transportadoras nas suas operações portuárias. Seu principal fim é o transporte de pelotas de minério de ferro para carga dos navios. Estas esteiras são apoiadas em rolos munidos de rolamentos, de forma a suportar o peso da carga e reduzir o atrito causado pelo movimento da esteira, sendo então de grande importância estrutural para o equipamento.

Os rolamentos utilizados nos rolos têm origem de três fabricantes e são fornecidos em 15 modelos distintos, cujas características de engenharia são contraditórias entre si. As graxas utilizadas nestes rolamentos são também bastante diferentes entre si, apresentando propriedades básicas e tipo de agente espessante distintos para a mesma aplicação.

A Vale opera com mais de um milhão de metros de esteiras com gastos de manutenção (principalmente na substituição dos rolos, cujos rolamentos são os componentes críticos) de aproximadamente R\$50 milhões por ano. Há ainda uma grande margem de otimização ao se tratar da eficiência destes rolos, visto que pequenas melhorias terão grande impacto quando multiplicadas por toda a extensão da rede de esteiras.

A vida útil e eficiência dos rolos das esteiras rolantes está associada à dos rolamentos nela empregados que, conseqüentemente, depende das propriedades do lubrificante ao longo de sua vida útil, sendo este o escopo principal do trabalho.

Graxas atualmente são amplamente utilizadas na lubrificação de rolamentos. Apesar de ser conhecido que a graxa sofre rápida deterioração

mecânica do agente espessante¹ e alterações químicas devido a degradação térmica, ainda não há um modelo para sua eficiência energética que leve em consideração suas propriedades reológicas e como estas se alteram ao longo do uso. A maioria dos fabricantes de rolamentos empregam modelos computacionais que envolvem apenas parâmetros do óleo base e da geometria do rolamento..

Dessa forma, a análise das alterações das propriedades reológicas da graxa ao longo de sua vida é de extrema importância na avaliação da eficiência do rolamento.

1.1 Caracterização Do Problema

Ainda há avanços científicos a serem feitos que auxiliem na compreensão do ciclo de vida da graxa, sendo que atualmente ela está tratada em conjunto com a vida útil dos rolamentos em que são utilizadas^{2,3}. Procedimentos empíricos para simular o envelhecimento da graxa por meios térmicos foram desenvolvidos, e extensivamente usados em experimentos com relativo sucesso. Porém, há ainda uma dificuldade em se reproduzir o envelhecimento mecânico em laboratório, pois não só as propriedades da graxa variam conforme a região de coleta dentro de um rolamento esférico, como também a quantidade de graxa coletada de componentes utilizados em campo é muitas vezes insuficiente para testes reológicos consistentes e encontra-se já no fim de sua vida útil⁴. Há uma ausência de normas para realização de testes para envelhecimento de graxas que visam analisar a capacidade de escoamento das mesmas ao longo da vida. Uma norma relacionada com o problema, mas com diferentes aplicações é a ASTM D1831, que será discutida mais para frente.

Por isso mesmo, é visível a necessidade de se desenvolver um processo no qual seja possível envelhecer a graxa mecanicamente em laboratório e de forma controlada. Isso possibilitaria a obtenção da graxa em diversos estágios de sua vida e em maiores quantidades, permitindo um estudo mais aprofundado das alterações que estas sofrem ao longo da vida útil.

1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma metodologia para envelhecimento de graxas, com o objetivo de obter uma melhor compreensão das alterações sofridas pelas graxas de rolamentos de correias transportadoras de minérios. O procedimento foi desenvolvido visando esta aplicação especificamente, porém sendo possível sua otimização para aplicação em demais casos.

Por meio da análise dos aspectos operacionais aos quais os rolamentos são sujeitos, desenvolver um procedimento para envelhecimento da graxa em laboratório e aplica-lo em diferentes intervalos de tempo, visando o monitoramento das propriedades da graxa ao longo do uso.

A partir da viscosidade dinâmica medida nos ensaios reológicos para a graxa em início de vida e após o procedimento de envelhecimento, avaliar a eficiência energética dos rolamentos em rolos de correias transportadoras, utilizando-se de modelos de cálculo de atrito em rolamentos.

Espera-se que esse processo possa auxiliar em uma análise mais aprofundada das alterações reológicas sofridas pela graxa. Os resultados obtidos ao final dos experimentos permitirão uma melhor análise do trabalho da graxa ao longo de sua vida, com o objetivo de identificar o impacto financeiro e as perdas de rendimento, relacionando-as à vida útil das graxas utilizadas nos rolos das esteiras transportadoras.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A norma ASTM D88 define graxas como sendo “um lubrificante sólido ou semissólido consistido de um agente espessante em um lubrificante líquido. Outros ingredientes que imponham propriedades especiais podem ser incluídos.”. Para aplicações em rolamentos considera-se o óleo base como o principal agente lubrificante. No entanto, o agente espessante também apresenta ação lubrificante sendo que, ao longo da vida útil de um rolamento, ambos os princípios são atuantes, mesmo que de forma e em proporções diferentes⁵. Como resultado da ação do espessante, a graxa apresenta um comportamento não-newtoniano, como pode ser observado em sua curva de escoamento. O gráfico 1 apresenta o comportamento da tensão de cisalhamento medida para uma graxa com agente espessante a base de lítio a temperatura ambiente, medido em função da taxa de cisalhamento:

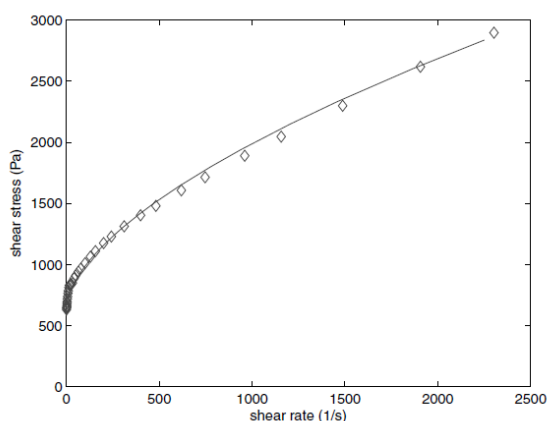


Gráfico 1: Tensão de cisalhamento (Pa) em função da taxa de cisalhamento (1/s) para uma graxa com espessante a base de lítio a temperatura ambiente.
Fonte: Lugt(2009)

Como pode ser observado, a tensão de cisalhamento varia de forma não linear, em função da taxa de cisalhamento. Isto caracteriza o comportamento não-newtoniano da graxa, indicando uma variação da sua viscosidade dinâmica em função da taxa de deformação nela aplicada. No caso de um fluido newtoniano qualquer, a variação da taxa de cisalhamento se daria de forma linear, visto que para estes fluidos a viscosidade dinâmica é sempre constante. Muitos também apresentam a graxa como sendo um fluido com tensão limite de

escoamento diferente de zero (comportamento que também pode ser observado no gráfico 1, pela tensão de cisalhamento medida a uma taxa de deformação zero ser um valor não nulo).

Experimentos mostram que proporção da composição, bem como a natureza do espessante utilizado na formulação da graxa são fatores críticos para as propriedades reológicas e para a eficiência dos rolamentos. Aditivos são utilizados com o intuito de aprimorar a eficiência e/ou vida útil das graxas, sendo os mais comuns os agentes antioxidantes (principalmente em graxas que operam a altas temperaturas) e aditivos do tipo EP/AW (do inglês *Extreme pressure/Anti-wear*). Contudo, o impacto do uso de aditivos na vida útil da graxa é ainda incerto, com experimentos indicando que os efeitos podem ser tanto positivos quanto negativos².

2.1 Caracterização e Normas

Uma série de normas para graxas foram desenvolvidas de modo a possibilitar sua caracterização e comparação entre diversos tipos.

2.1.1 Viscosidade

A viscosidade está associada à resistência de um material à tensão de cisalhamento. No caso da graxa, a viscosidade do fluido é o que garante a separação das superfícies, se relacionando à espessura de filme. É padronizada a medição da viscosidade dinâmica da graxa a 40°C e 100°C, de modo que então se é possível estabelecer uma relação para esta propriedade em função da temperatura, a partir do cálculo do Índice de Viscosidade (*IV*). O cálculo do índice de viscosidade é especificado pela norma ASTM D 2270 (ANEXO A). Quanto maior o valor do índice, menos a viscosidade irá se alterar com a mudança da temperatura, sendo também um indício de melhor estabilidade térmica do lubrificante.

Outras normas vigentes empregadas em graxas são: ASTM D 445, DIN51562-1, ABNT NBR10441, ISO3448.

2.1.2 Penetração

A penetração é uma propriedade diretamente associada à consistência da graxa. É definida pela força necessária para causar uma deformação na superfície da graxa, sendo comumente medido por um penetrômetro (onde se mede o quanto uma pequena carga esférica afunda na graxa devido ao seu peso). Este pode ser usado como parâmetro para a estabilidade da graxa ao longo de sua vida, no teste de penetração prolongada, onde se comparam os resultados entre 60 e 100mil ciclos. A NLGI (*National Lubricating Grease Institute*) define ainda um fator de consistência, baseado na normal ASTM D 217 (Tabela 1⁷). Quanto maior o fator NLGI maior a consistência das graxas, sendo que as graxas para rolamentos comumente apresentam NLGI 2. Outra norma vigente e comumente empregada pelos fabricantes para medição da penetração é a DIN ISSO 2137.

Tabela 1: Fator de consistência NLGI para a graxa, de acordo com sua penetração.

Fator de Consistência NLGI	Penetração [1/10mm]
000	445-475
00	400-430
0	355-385
1	310-340
2	265-295
3	220-250
4	175-205
5	130-160
6	85-115

Fonte: Jones (1968).

2.1.3 Cey E Método Gamma Para Verificação Da Estabilidade

Outra forma de se aferir a estabilidade da graxa é pelo valor *CEY*, referente ao valor da tensão de cisalhamento a uma certa taxa de cisalhamento. Lundberg (2000)⁸ mostra que este valor está inversamente relacionado ao coeficiente de pressão limitante de tensão de cisalhamento e pressão da graxa (γ). Essa propriedade se relaciona à tensão de escoamento do material como mostrado na Equação (1):

$$\tau_y = \tau_0 + \gamma p \quad (1)$$

Onde τ_0 é a tensão de escoamento à temperatura atmosférica e p a pressão aplicada. Dessa forma, a tensão de escoamento da graxa aumentará conforme aumenta-se a pressão sob a qual ela está sujeita. O estudo também indicou que uma maior estabilidade indica uma maior resistência à fadiga superficial para a junta lubrificada. O estudo propõe a hipótese de que isso se deve a um maior cisalhamento no meio e, portanto, condições mais severas para o agente espessante, que se deteriora mais facilmente.

Como a pressão é proporcional à viscosidade do meio, é de se esperar que qualquer fenômeno de envelhecimento que venha a reduzir a viscosidade da graxa irá também reduzir sua tensão de escoamento, num fator proporcional a γ .

É válido ressaltar que, apesar de não ser um parâmetro estabelecido por norma, Lundberg (2010)⁹ apresenta correlações superiores a 90% entre este parâmetro e falhas de graxas em rolamentos de trens.

2.1.4 Ponto De Gota

Determina a capacidade da graxa de resistir a altas temperaturas, sendo a temperatura na qual o sabão é incapaz de manter o óleo base preso em sua matriz, fazendo com que a graxa se torne mais fluída. O nome da propriedade se deve ao tipo de experimento utilizado para a se determinar tal temperatura: uma pequena quantidade de graxa é aquecida e registra-se a temperatura em que esta começa a gotejar por um orifício no recipiente. Nota-se que as especificações de temperatura máxima de trabalho de todos os fabricantes é bem inferior ao ponto de gota. Isto se deve ao fato de que este não é um indicador de outros atributos relacionados ao envelhecimento térmico da graxa, como a oxidação e evaporação dos componentes. As normas vigentes mais utilizadas para determinação do ponto de gota são a ASTM 2265 e a DIN ISO 2176.

2.1.5 Teste De Estabilidade Em Cilindro De Rolo

Conforme especificado na norma ASTM D1831 (ANEXO B), este teste consiste em aferir a mudança na estabilidade da graxa devido ao desgaste por uso. Uma pequena quantidade da graxa é inserida com espátula dentro de um cilindro contendo um eixo livre, e então cisalhada por um período de aproximadamente duas horas pela rotação do cilindro externo.

Um novo teste de penetração na graxa aplicada no experimento permite a comparação da mudança da estabilidade da mesma. Contudo, o teste possui apenas valor qualitativo uma vez que a alteração na estabilidade da graxa não condiz com o envelhecimento real da graxa em uso⁸.

2.2 Ensaios Reológicos da Graxa

Reologicamente, a graxa pode ser denominada como sendo um material pseudoplástico com tensão limite de escoamento diferente de zero. Sua elasticidade, provida pelo agente espessante, evita que haja o vazamento da graxa da região de lubrificação, mantendo o material lubrificante, de propriedades viscosas, na região de interesse¹⁰. Seu comportamento pode ser caracterizado por propriedades as quais podem ser aferidas em laboratório por meio de ensaios reológicos.

Os módulos de elasticidade (G') e de perda (G''), a tensão de cisalhamento (τ) e a viscosidade dinâmica (η) da graxa são propriedades de extrema importância para seu funcionamento e, como será detalhado na **seção 2.7**, algumas destas estão diretamente relacionada às perdas energéticas dos rolamentos.

2.2.1 TESTES OSCILATÓRIOS

A graxa pode ser caracterizada tanto pelo módulo de elasticidade (G'), quanto pelo módulo de perda (G''). O módulo de elasticidade, também chamado de módulo de armazenamento, por se relacionar à capacidade do fluido de armazenar energia internamente graças a sua elasticidade. Já o módulo de perda representa a parcela dessa energia não armazenada. Tendo-se

prevalência do módulo de elasticidade ($G' \gg G''$), o fluido apresentará um comportamento elástico maior e uma aparente maior rigidez. Caso o contrário ocorra ($G'' \gg G'$) o fluido aparentará ter uma maior fluidez¹. Um balanço de ambos é necessário para o bom funcionamento da graxa como um lubrificante. Para uma graxa, busca-se $G' \gg G''$ evitando que esta escoar e permaneça no local desejado. Porém, quando no contato, necessita-se que $G'' \gg G'$, de modo que o fácil escoamento reduza as perdas energéticas (e a graxa atue como um lubrificante).

Com este tipo de experimento é possível se obter valores para G' e G'' , permitindo a análise viscoelástica do material. Nele, uma frequência oscilatória constante e de amplitude crescente é aplicada ao material. Inicialmente, a baixas amplitudes, é possível se observar uma resposta viscoelástica linear. Com o decorrer do experimento e aumento da amplitude, é possível se observar uma transição do comportamento viscoelástico de linear para não-linear, caracterizando um segundo estágio do experimento. Esta transição, denominada de limite visco elástico (LVE), pode ser vista na no gráfico 1:

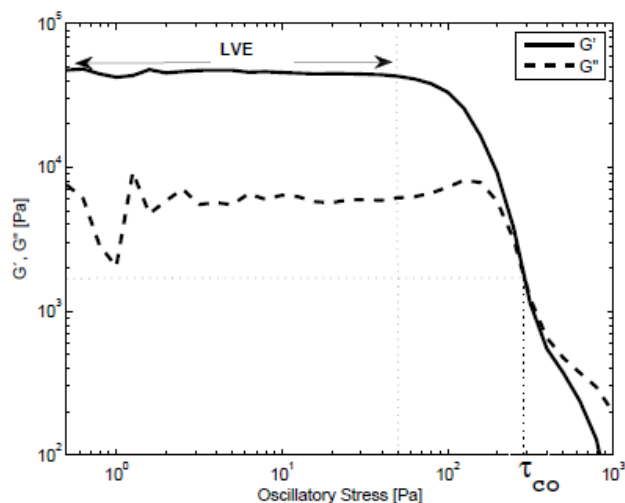


Gráfico 2: Resultado do teste oscilatório para uma graxa, com indicação para o LVE. Fonte: COUSSEAU, (2013)

Ao analisar o comportamento das graxas na região de comportamento viscoelástico linear (LVE), observa-se que o módulo elástico é consideravelmente maior que o módulo de perda ($G' > G''$). Os primeiros indícios

da alteração estrutural da graxa podem ser observados logo após a região de plateau do LVE: G' decai rapidamente de valor, indicando alteração da estrutura da graxa¹. Devido à recuperação elástica da graxa, este valor tende a retornar a seu patamar original ($G' > G''$) com o tempo, ao se repetir a medição. Contudo, se houver degradação mecânica permanente, o valor do módulo elástico medido irá virá a diminuir, sendo um dos primeiros indícios de falha da graxa a ser observado⁸.

A partir dos valores de G' e G'' é possível então se determinar o valor do módulo complexo (G^*), definido como mostrado na Equação (2). O ângulo de fase δ indica a razão entre os valores de G' e G'' e pode ser obtido como mostrado na Equação (3)^{1,11}.

$$G^* = \sqrt{G'^2 + G''^2} \quad (2)$$

$$\tan(\delta) = \frac{G''}{G'} \quad (3)$$

Yeoung (2004)¹¹ também expõe outras relações para os valores para os módulos, com base em suas propriedades, conforme mostrado nas Equações (4) a (6).

$$\tan(\delta) = \frac{\tau_0}{\gamma_0} \quad (4)$$

$$G' = |G^*| \cos(\delta) \quad (5)$$

$$G'' = |G^*| \sin(\delta) \quad (6)$$

É possível se obter também valores para a viscosidade aparente a partir do modelo desenvolvido por Doraiswamy et al (1991)¹², a qual incorpora um valor máximo referente a G' na formulação e tem-se como resultado as Equações (7) e (8):

$$\eta(\gamma_m \times \omega) = \eta(\dot{\gamma}) \quad (7)$$

$$\eta^* = \sqrt{\left(\frac{G'}{\omega}\right)^2 + \left(\frac{G''}{\omega}\right)^2} \quad (8)$$

Sendo η a viscosidade dinâmica, η^* a viscosidade dinâmica complexa, γ_m a amplitude da deformação aplicada e ω a frequência angular. Como pode ser visto, é possível o cálculo da viscosidade dinâmica complexa em função dos módulos de elasticidade e perda do material.

Onde γ_m é a amplitude da tensão de cisalhamento aplicada no teste oscilatório. Coussseau (2013)¹ obteve a partir desta equação para uma frequência angular $\omega = 1\text{HZ}$, a relação mostrada nas Equações (9) e (10):

$$\eta = \frac{\tau_{os}}{(\gamma_m \times \omega)} \quad (9)$$

$$|\eta^*| = \sqrt{(G')^2 + (G'')^2} \quad (10)$$

Sendo τ_{os} a amplitude da tensão oscilatória aplicada à graxa. Dessa forma, é também possível o cálculo da viscosidade aparente dentro do limite de comportamento viscoelástico da graxa.

É importante ressaltar que estes valores medidos no experimento variam em função da temperatura e da frequência aplicada^{10,13}.

2.2.2 TESTES DE ESCOAMENTO

Este tipo de experimento é utilizado para se descrever a tensão ou viscosidade aparente (τ e η , respectivamente) de um meio em função da taxa de cisalhamento ($\dot{\gamma}$). A baixas pressões e temperaturas constantes, fluídos Newtonianos apresentam um comportamento linear enquanto fluídos não Newtonianos (caso das graxas) apresentam um comportamento não linear. Para

o caso da graxa, a curva de escoamento apresenta um perfil que pode ser dividido em três diferentes zonas como visto no gráfico 2:

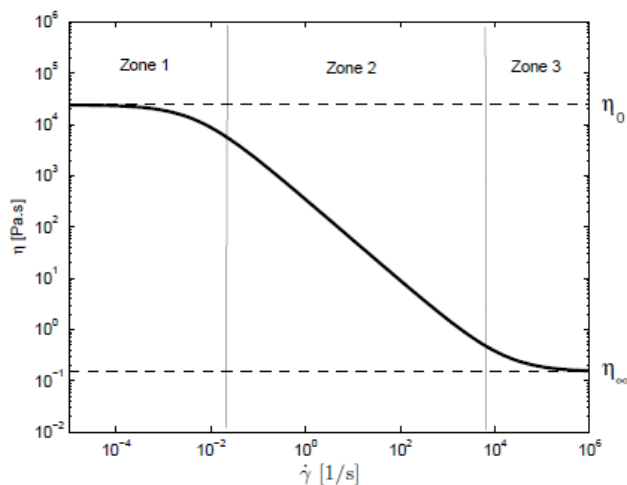


Gráfico 3: Resultado para a curva de escoamento de uma graxa. As três diferentes regiões de comportamento estão marcadas no gráfico.

Fonte: COUSSEAU, (2013)¹

Inicialmente na zona 1 (a baixas taxas de cisalhamento), a graxa apresenta um comportamento newtoniano uma vez que não há a ruptura da microestrutura da graxa¹⁰ e a viscosidade aparente é elevada indicando que o agente espessante é fortemente atuante na lubrificação. Este primeiro patamar Newtoniano é designado por η_0 .

A partir da zona 2, conforme a taxa de cisalhamento é aumentada, o comportamento não-Newtoniano da graxa se torna evidente e a viscosidade medida decai (fenômeno conhecido como pseudoplástico). Parte deste fenômeno se deve ao Bleeding - do inglês sangramento - fenômeno onde há a expulsão do óleo base de dentro da malha do espessante, vindo este a agir na lubrificação da junta e parte é devido ao direcionamento e cisalhamento do espessante.

A altas taxas de cisalhamento a viscosidade da graxa tende à do óleo base, devido à sua grande porcentagem na composição da graxa e aos efeitos de *bleeding* (zona 3). Tais hipóteses já foram adotadas em experimentos anteriores^{15,16}. Isso ocorre pois a fragmentação do espessante faz com que a resposta do óleo domine.

Tratamento matemático deve ser dado aos resultados experimentais, de forma a se obter uma curva $\eta \times \dot{\gamma}$ para o comportamento do fluido. Para tal, uma série de modelos podem ser utilizados. O modelo de Sisko¹⁶ é amplamente utilizado para modelar escoamentos de graxas, contudo apresenta bons resultados apenas para valores de $\dot{\gamma} > 10^{-1}[1/s]$, além de requerer um tratamento matemático complexo. Outros modelos assumem a graxa como sendo um semi-fluido e modelam sua curva de escoamento a partir do modelo de Herschel-Bulkley (1926, apud Roelands, 1967 p.20)¹⁷ contudo, este não prevê os comportamentos newtonianos das zonas 1 e 3.

O modelo de Cross (1965)¹⁵, mostrada na Equação (11), representa a curva com uma boa proximidade dos dados empíricos para toda as três zonas da curva de escoamento, além de ser uma função de variáveis de fácil obtenção sem a necessidade de um tratamento matemático complexo:

$$\eta = \frac{\eta_0 - \eta_\infty}{1 + (K\dot{\gamma})^m} + \eta_\infty \quad (11)$$

Onde as variáveis de entrada são a viscosidade a baixas taxas de cisalhamento (η_0), a viscosidade a altas taxas de cisalhamento (η_∞ neste caso, conforme a hipótese adotada, igual à viscosidade do óleo base) e as constantes de modelo K e m .

Uma outra versão para esta mesma equação é apresentada por Bauer (1960)¹⁴, em função das tensões de cisalhamento, como mostrado na Equação (12):

$$\tau = \tau_y + \left(\frac{\eta_0 - \eta_\infty}{1 + (K\dot{\gamma})^m} + \eta_\infty \right) \dot{\gamma} \quad (12)$$

Tendo como entrada os dados experimentais dos testes de escoamento e a partir das Equações (11) e (12), é possível então se obter os valores para K e m , sendo-se possível plotar a curva de escoamento para a graxa.

O modelo de Cross é o único capaz de representar a curva de escoamento da graxa nas três diferentes zonas de comportamento e requer um tratamento matemático relativamente simples para obtenção dos resultados. Portanto, este foi o modelo escolhido para representar os resultados obtidos e caracterizar o comportamento de fluxo da graxa.

Contudo, Cousseau (2013)¹ ressalta a dificuldade em se obter resultados precisos em testes de escoamento, quando a taxas de cisalhamento muito altas ou muito baixas. A baixos valores, isso se deve a pequenos escorregamentos que podem ocorrer entre a placa de testes e a graxa, alterando as medições. Bons resultados para a viscosidade aparente a baixas taxas de cisalhamento foram obtidos para a zona 1 da curva de escoamento aplicando-se o modelo de Doraswami mostrado nas Equações (9) e (10).

A altas taxas de cisalhamento, pode ser que ocorra o vazamento da graxa para fora das placas de teste que irão também alterar os resultados medidos. Portanto, a partir da hipótese já apresentada, assume-se uma viscosidade para a zona de 3 igual à do óleo base da graxa.

2.3 Lubrificação E Espessura De Filme

O objetivo principal do uso de um lubrificante é criar um filme separando as duas superfícies dos componentes, de modo a evitar o desgaste por contato e reduzir o atrito. Por definição, a partir da definição de Newton para o cisalhamento, pode-se definir a viscosidade como uma medição das forças friccionais internas a um fluido, de forma a se opor a um escoamento¹⁷.

A equação (13), desenvolvida por Hamrock e Dawson (1977, apud Espegel, 2016)¹⁹, apresenta um resultado para a espessura mínima de filme para contatos pontuais como no caso dos rolamentos em estudo:

$$h_{min} = 3,63R'(\alpha E')^{0,49} \left(\frac{\eta_0 U}{E' R'} \right)^{0,68} (1 - e^{-0,68\psi}) \left(\frac{P}{E'(R')^2} \right)^{-0,73} \quad (13)$$

Sendo:

α – Expoente pressão-viscosidade;

E' - Módulo de elasticidade efetivo do material;

U – Velocidade linear de deslocamento;

R' - Raio efetivo da esfera;

P – Carregamento na junta;

ψ – Razão de elipsidade para a área de contato;

η_0 – Viscosidade absoluta do lubrificante.

Atualmente, não existe um consenso quanto à relação entre a espessura de filme formada pela graxa e a que seria formada utilizando-se unicamente seu óleo base como lubrificante.

A altas velocidade há predominantemente o efeito do óleo base e, portanto, pode-se considerar a espessura do mesmo. Contudo, a baixas velocidades de rotação, há uma forte influência do agente espessante na espessura de filme. Nestes casos, não há uma relação entre a espessura de filme encontrada para a graxa e o óleo base¹⁹ e portanto, a aplicação da equação (13) não é válida. O gráfico 4 mostra a relação entre a espessura de filme central e a velocidade linear do rolamento para três diferentes tipos de lubrificantes: duas graxas com agentes espessantes diferentes e óleo base constituinte das mesmas:

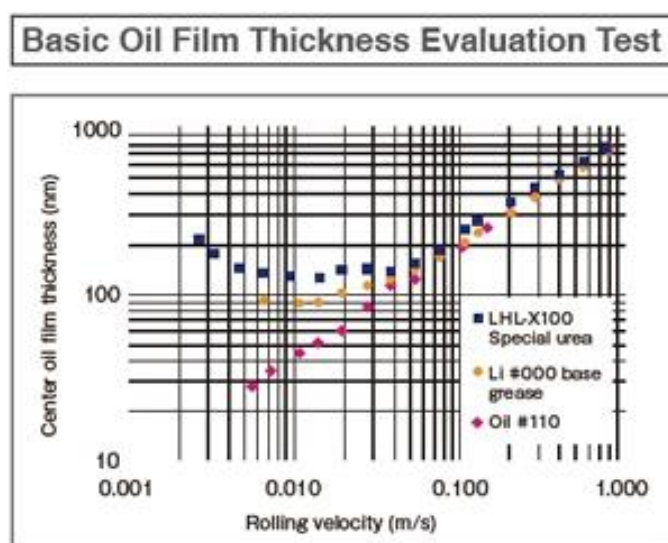


Gráfico 4: Comparação da espessura central de filme entre duas graxas com agentes espessantes distintos (em azul e amarelo) e o óleo base constituinte das mesmas (em rosa).

É possível notar a ordem de grandeza das espessuras de filmes obtidas nos experimentos. Lugt et al (2014)¹⁹ apresenta testes para graxas com diversas composições e em condições variadas, obtendo resultados inferiores a $1\mu m$ de espessura de filme em todos os casos. Resultados com ordens de grandeza semelhantes são também apresentados por Gonçalves et al (2015)²⁰.

2.4 Tixotropia

Como definido por Mewis (2009)²¹, tixotropia é uma propriedade advinda da viscosidade do fluido, que representa uma perda da viscosidade induzida pelo fluxo e em função do tempo. O principal causador deste fenômeno é a quebra de ligação atômicas fracas devido ao cisalhamento da graxa. Ao fim do trabalho mecânico com o fluido em repouso essas ligações são refeitas e a viscosidade medida na retorna ao seu valor original.

A tixotropia do material pode ser avaliada a partir de uma curva de histerese, onde uma taxa de deformação crescente e então decrescente é aplicada ao fluido. Os valores de viscosidade medidos, quando plotados em um gráfico, formam o um chamado “laço de histerese” (representado pela área entre as duas curvas – Figura 1), sendo possível avaliar a perda de viscosidade do material devido ao cisalhamento.

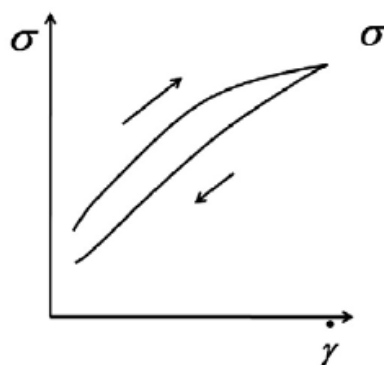


Figura 1: Representação do processo de obtenção de um laço de histerese, definido pela área entre ambas as curvas (de aumento e decréscimo da taxa de deformação). Fonte: Mewis (2009)¹⁹

2.5 Determinação da Composição Química

A composição química da graxa, principalmente no que se refere ao agente espessante, é de extrema importância para o funcionamento e vida útil. As alterações se tornam ainda mais evidentes quando considerado o processo de envelhecimento, sendo que em certos casos pode-se observar até mesmo a melhora de algumas propriedades da graxa, para determinados tipos de espessantes empregados^{4,22}.

A determinação da composição química da graxa pode ser feita por meio de uma espectroscopia no infravermelho por transformada de Fourier (FTIV). Esta pode ser utilizada para determinar não só a composição da graxa como também uma série de efeitos da degradação da mesma.

Estudos anteriores demonstraram que a degradação química da graxa depende de uma série de fatores, como o tempo de uso, aditivos adicionados à graxa, regime de lubrificação e principalmente temperatura de operação^{4,21,23}. A comparação do espectrograma da graxa nova com a graxa em fim de vida pode mostrar alterações químicas sofridas pela mesma devido ao atrito e ao calor, como a oxidação, deterioração de certos componentes e o aparecimento de micropartículas metálicas na graxa, podendo ser observado pelo aparecimento de novos picos ou alterações nas intensidades dos já existentes.

Para o caso dos rolamentos dos rolos das esteiras transportadoras, onde a temperatura de funcionamento é inferior a 60°C , é baixo o risco de oxidação da graxa. Por este motivo, o ensaio de espectrometria não é considerado relevante para o experimento.

2.6 Mecanismos de Envelhecimento

O envelhecimento da graxa se dá de forma gradativa ao longo de sua vida, tendo forte impacto em suas propriedades. A degradação ocorre tanto na forma mecânica, como quimicamente, pela alteração de estruturas químicas da graxa. Os efeitos do envelhecimento são função de um grande conjunto de variáveis, sendo os mais notáveis a temperatura e o tempo de trabalho, porém estudos anteriores apontam outras causas de envelhecimento, como contaminantes (micropartículas e interações químicas com a estrutura do

rolamento), aspectos físico-dimensionais do rolamento e até mesmo a presença de campos eletromagnéticos (referências [2] a [6],[8],[13],[23] a [27]).

2.6.1 Fenômenos De Envelhecimento Do Agente Espessante

Uma das principais causas de envelhecimento da graxa é a degradação da estrutura do agente espessante. O cisalhamento da graxa em trabalho age de forma a fragmentar a matriz, reduzindo-a a partículas pulverizadas e dispersas no óleo base¹⁰. Estudos realizados por Lundberg^{8,25,26} mostram que a maior parte deste processo de envelhecimento mecânico (perda da estabilidade) ocorre no início da vida do rolamento, sendo que pouco aumento do desgaste foi observado entre os estágios de meia-vida e fim de vida.

Este processo de alteração da estrutura espessante da graxa pode ser facilmente acompanhado por microscopia, onde é possível se observar uma série de alterações na forma física das partículas do espessante e no modo em que estão dispersos no meio, sendo estes processos altamente dependentes do tipo de espessante empregado, uma vez que este também se desenvolve quimicamente^{4,10}. Cann (2001)⁵ também mostra que ao longo do uso da graxa em rolamentos a proporção de espessante na composição, localizada em diversas posições do rolamento, também se altera. Apesar de somente ocorrer em situações extremas, pode haver oxidação do agente espessante, alterando a composição química. Os fenômenos de evaporação que ocorrem na graxa podem ser facilmente aferidos pela pesagem da mesma^{6,23}.

2.6.2 Fenômenos De Envelhecimento Do Óleo Base

Um dos princípios básicos de funcionamento de graxas é a liberação de óleo lubrificante de dentro de sua estrutura física, formada pelo espessante. Conseqüentemente, o uso da graxa resultará na redução da quantidade de óleo base contida em sua estrutura, alterando suas propriedades reológicas. Este óleo que se desprende da graxa também possui ação lubrificante e, em rolamentos esféricos, ele se faz como principal constituinte da graxa no trilho por onde correm as esferas⁵.

É também notável que o aumento da temperatura provoca a evaporação do óleo base. Como de se esperar, este fenômeno resulta no aumento da porcentagem de espessante presente na graxa afetando as propriedades²². Contudo, em muitas situações a perda de óleo base pela graxa se dá principalmente pelo atrito e fricção e não pelo aumento da temperatura da graxa²⁴.

A oxidação do óleo base ocorre de forma recorrente nos lubrificantes, sendo também em partes evaporado. Contudo, alguns estudos não encontraram indícios de que a presença de óxidos na graxa interfira em suas propriedades reológicas²¹.

2.6.3 Procedimentos De Envelhecimento Em Laboratório

Os fenômenos envolvidos no envelhecimento da graxa são complexos. Adicionalmente, há a dificuldade de se obter quantidades razoáveis de graxa utilizada em rolamentos para testes reológicos e à complexidade da dinâmica da graxa no interior de um rolamento que dificulta a obtenção de amostras homogêneas: amostras coletadas em diferentes posições do rolamento apresentam propriedades diferentes e, por isso mesmo, é possível se obter apenas um resultado médio.

Devido a isso, atualmente os estudos de envelhecimento da graxa consistem na simulação do envelhecimento térmico da graxa ou na análise química de amostras de campo, ao fim de sua vida útil (sendo neste caso necessário a quebra do rolamento para obtenção da amostra). Não há ainda uma metodologia completamente desenvolvida para a previsão da vida útil das graxas. Contudo, destes trabalhos é possível se extrair uma série conclusões que auxiliam no desenvolvimento de um método para envelhecimento e teste das graxas.

Lundberg (2010)⁹ desenvolve em seus trabalhos um indicador de manutenção rolamentos lubrificadas a graxa em rodas de trem, baseado na estabilidade da mesma (fator fortemente ligado ao tipo de graxa) e na temperatura de trabalho medida. Contudo o modelo não apresenta uma previsão

da vida da graxa nem considera eficiência energética da mesma, concentrando-se apenas na possibilidade de falha do lubrificante ou do rolamento.

2.7 Perdas energéticas

Uma série de diferentes fatores devem ser considerados para se analisar a eficiência de rolamentos de esferas. O torque friccional é dado por uma combinação das perdas por rolagem e escorregamento das esferas, momento friccional pelo contato com os selos do rolamento e da interação das esferas com a graxa lubrificante (na qual elas se encontram parcial ou completamente submersas)²⁷. Dessa forma, as perdas estão relacionadas não somente à viscosidade do óleo base como também a fatores geométricos do rolamento e externos: velocidade, temperatura de operação, pressão, viscosidade do óleo base, tipo e dimensões do rolamento, vedante empregado, tipo de lubrificação e até mesmo vibrações externas. Portanto, é de se assumir que as perdas energéticas irão variar ao longo da vida útil do rolamento e da graxa.

O fabricante de rolamentos SKF disponibiliza um modelo para cálculo do momento friccional em seu catálogo²⁸ em rolamentos de esferas, conforme mostrado na Equação (14). O modelo detalhado encontra-se no ANEXO C:

$$M = \phi_{ish}\phi_{rs}M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (14)$$

Cada um dos termos representa uma das formas de perda energética consideradas no modelo, conforme listado abaixo:

M_{rr} – Momento friccional por atrito de rolamento das esferas. Calculado em função do diâmetro médio do rolamento, velocidade de rotação e a viscosidade do óleo base.

M_{sl} – Momento friccional por atrito de escorregamento. Tem os mesmo parâmetros utilizados para o cálculo de M_{rr} , além de aditivos do lubrificante e do tipo de rolamento, que também afetam este tipo de perda.

M_{seal} – Momento friccional devido ao atrito do selo ou vedação do rolamento, que pode entrar em contato com os anéis inferiores e superiores causando resistência ao movimento.

M_{drag} – Devido à interação/arrasto causado pelo movimento das esferas submersas no meio lubrificante. Varia em função das propriedades do lubrificante e podem também ser influenciadas por fatores externos das máquinas, ou seja, componentes situados próximos do rolamento que podem vir a gerar vibrações e distúrbios que afetam este tipo de perda. Devido à característica viscoelástica das graxas, estas apresentam $M_{drag} = 0$

ϕ_{ish} e ϕ_{rs} são multiplicadores para o momento friccional relacionados fenômenos que ocorrem fluxo interno do agente lubrificante e que vêm a reduzir o momento friccional por rolamento:

ϕ_{ish} - Fator de redução do aquecimento. Deve-se ao refluxo de lubrificante que, por ter alta viscosidade, irá produzir aquecimento e reduzir a viscosidade dinâmica do fluido e, por consequência, também irá reduzir a espessura de filme.

ϕ_{rs} – Fator de redução por esgotamento. É relacionado à falta de lubrificante no trilho por onde as esferas passam. Este fenômeno pode ocorrer tanto pela alta viscosidade do fluido como também por uma alta velocidade de rotação. Como resultado, não há tempo suficiente para que o trilho seja devidamente preenchido novamente por lubrificante antes da passagem da segunda esfera. No modelo, este é o único fator que diferencia a graxa dos óleos lubrificantes, uma vez que graxas apresentam esgotamento com menor frequência que óleos lubrificantes.

Devido à complexidade das equações dos momentos friccionalis, o fabricante também disponibiliza online uma ferramenta para cálculo das perdas energéticas relacionadas ao rolamento.

Como o Modelo SKF foi desenvolvido para ser utilizado em rolamentos lubrificadas tanto por graxas como por óleos lubrificantes, nele é considerada apenas a viscosidade dinâmica do óleo base da graxa, o que condiz apenas com o funcionamento do rolamento a altas taxas de cisalhamento (ver **Seção 2.2.2**). Apesar de ser uma suposição aceita, não há ainda um consenso da comunidade acadêmica quanto ao assunto. Contudo isso não condiz sempre com a realidade. Muitas vezes os rolamentos necessitam operar sob menores demandas e devem também ultrapassar menores taxas de cisalhamento até alcançarem sua

velocidade de trabalho real (por exemplo, ao se iniciar o equipamento, durante o período de aceleração).

Portanto, um conhecimento da viscosidade dinâmica de trabalho real da graxa, e aplicando tais valores às equações do modelo do fabricante, poderá uma análise mais precisa das perdas energéticas do rolamento a partir das equações fornecidas pelo fabricante.

2.8 Dados Técnicos

Correias transportadoras são empregadas no transporte de minério de ferro no Porto de Tubarão para carga dos navios. De modo geral, o sistema consiste em uma esteira côncava (devido à natureza do material transportado, pelotas de minério de ferro). A esteira é apoiada em uma série de rolos de rotação livre e munidos de rolamentos de forma a reduzir o atrito, e são projetados de forma a resistir aos esforços da carga da esteira, sendo também um componente estrutural (alguns modelos são envoltos em borracha de forma a reduzir as sollicitações de impacto) como pode ser visto na Figura 2, com o rolamento destacado em vermelho.

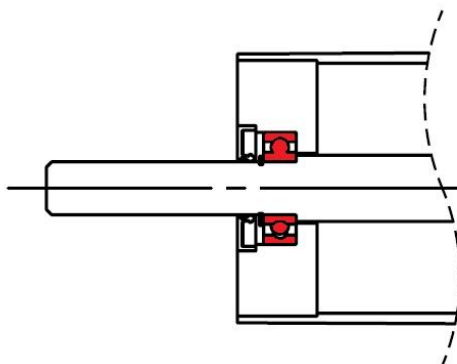


Figura 2: Vista em corte de um rolo utilizado em esteiras transportadora, com o rolamento indicado em vermelho (todas as figuras não referenciadas são de autoria própria).

Os rolamentos dos rolos podem ser submetidos a duas condições de esforços, dependendo da posição em que se encontram na esteira, conforme mostrado na Figura 3.

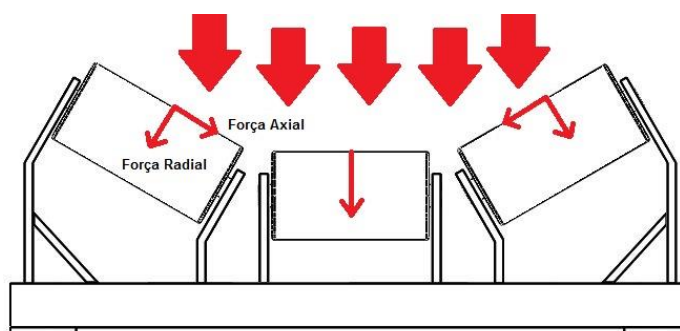


Figura 3: Montagem dos rolos em uma esteira transportadora, com a indicação das cargas axiais aplicadas

No caso dos rolos inferiores, estes são submetidos somente a esforços radiais, enquanto os rolos laterais sofrem também esforços axiais. Conforme dados fornecidos pela Vale em e-mails, reuniões e conversas telefônicas, os esforços dos rolos em uma esteira com inclinação de 35° são conforme mostrados na Tabela 2:

Tabela 2: Valor das cargas axiais as quais os rolos estão sujeitos para uma esteira com inclinação de 35°.

Posição do Rolo	Esforço Radial (kN)	Esforço Axial (kN)
Inferior	7,5	0
Lateral	6,14	4,3

Os rolos se dividem em de carga, retorno ou de impacto, sendo os últimos os que sofrem maiores esforços, por serem utilizados nos pontos de carga e descarga das esteiras, empregados nos pontos de carregamento da correia transportadora. A Tabela 3 mostra as informações de funcionamento das esteiras transportadoras, conforme fornecidas pela Vale.

Tabela 3: Dados operacionais das esteiras transportadoras utilizadas pela Vale

Largura da correia [mm]	Velocidade [m/s]	Velocidade média [m/s]	Diâmetro do Rolo [mm]	Rotação máxima [RPM]
1372	4,02-4,28	4,13	165	495,4
1500	2,9-5	3,77	114-165	837,7
1800	3-5,27	4,23	152-191	662,2
2134	3,3-4,93	3,92	165-198	570,6

Uma série de rolamentos diferentes são empregados nos rolos que dão suporte às correias, variando conforme o uso e advindo de mais de um fabricante, como mostrado na Tabela 4:

Tabela 4: Rolamentos utilizados nas esteiras transportadoras, bem como seu tipo

Modelo	Tipo
21308 C3	Auto compensador de rolos cilíndricos
21309 C3	
21310 C3	
6204 2RS2 C3	Rígido de esferas
6305 2RS2 C3	
6306 2RS2 C3	
6308 2RS2 C3	
6309 2RS2 C3	
6310 2RS2 C3	
6204 2Z C3	
6305 2Z C3	
6306 2Z C3	
6308 2Z C3	
6309 2Z C3	
6310 2Z C3	

Rolamentos de dois tipos são empregados: auto compensadores de rolos cilíndricos e dupla carreira e rígidos de esferas com carreira única, sendo o último empregado somente com vedação (placa de proteção – designação 2Z - ou vedação de contato tipo FKM – designação 2RS2). Todos os rolamentos utilizados possuem folga interna maior que o padrão (designação C3)²⁹. O uso de rolamentos de rolos cilíndricos no lugar das esferas, mais comuns, permite ao rolamento trabalhar sobre maiores solicitações e com maior rigidez, ao custo de possuírem um maior torque de rotação (devido à maior área de contato).

Por mais que o dimensionamento principal dos rolamentos seja padronizado na norma DIN-625, não há especificação quanto ao lubrificante a ser utilizado. Observa-se que rolamentos de mesma denominação apresentam graxas muito diversas como lubrificantes, dependendo do fabricante. Desde o tipo de agente espessante utilizado na formulação e até mesmo a viscosidade

dinâmica da graxa se alteram drasticamente em certas situações. A Tabela 5 mostra os lubrificantes empregados para estes rolamentos para os diversos fabricantes que fornecem para a Vale, bem como as propriedades principais dessas graxas.

Tabela 5: Dados dos lubrificantes empregados nos rolamentos das esteiras transportadoras, conforme catálogo dos fabricantes.

Graxa	Fabricante	Viscosidade dinâmica 40°C [mm²/s]	Viscosidade dinâmica 100°C [mm²/s]	Penetração 60 Ciclos [0,1mm]	Penetração 100.000 Ciclos [0,1mm]	Ponto de Gota [°C]	Tipo de Espessante
A	I	115	12,2	285	40	270	Poliuréia
B	J	100	11	265-295	-	180	Lítio
C	K	100	10	-	-	-	Lítio
D**	K	70	7,3	-	-	-	Lítio
E*	K	200	16	265-295	50	>180	Lítio
F*	K	400-450	26,5	265-295	20 - 50	>220	Lítio
G**	L	80	8	220-260	≤50	≥180	Lítio
H	L	100	10	265-295	≤50	≥180	Lítio

[*]: aplicados nos rolamentos autocompensadores. Demais graxas utilizadas nos rolamentos de esferas com vedação, conforme fornecidos.

[**]: Usadas em rolamentos $D \leq 62$ mm somente

É possível notar uma série de diferenças nas propriedades das graxas. A graxa tipo A é a que mais difere das demais, tendo uma formulação com um espessante diferente e um ponto de gota 90°C maior que as demais. Nota-se também uma variação de até aproximadamente 85% no valor da viscosidade a 40°C, entre as diversas graxas utilizadas. Como visto na **seção 2.3** estas diferenças de valores claramente apresentam indícios de que algumas graxas podem vir a se sobressair quanto às outras, tanto em vida útil como em eficiência energética.

2.8.1 Análise Inicial – Calculadora SKF

O fabricante de rolamentos SKF fornece em seu website uma calculadora³⁰ onde é possível se fazer uma análise simples e uma comparação inicial das diferentes graxas, baseadas em suas propriedades. Para critérios de

comparação, considerou-se um rolamento de esferas do tipo 6310 sem vedação e ambas as máximas e mínimas rotações dos rolos das esteiras: 837,7 e 495,4 RPM para análise do comportamento das graxas a 40°C e 100°C.

Avaliou-se o momento friccional de total (como calculado pela Equação (11)), a perda de energia devido à fricção e o fator de viscosidade k da graxa (o qual é equivalente à espessura de filme lubrificante e será tratado na **sessão 2.8.2**). A Tabela 6 mostra os resultados obtidos na calculadora, para os rolos inferiores da esteira.

Tabela 6: Resultados obtidos nas simulações com a calculadora SKF

Graxa	Rotações [RPM]	Temperatura [°C]	Momento Friccional Total [N*mm]	Perda de Energia [W]	Fator de Viscosidade K
A	837,5	40	330,8	29	7,54
A	837,5	100	308,4	27	0,8
A	495,4	40	290,7	15	4,78
A	495,4	100	356,1	18	0,51
B	837,5	40	315,2	28	6,56
B	837,5	100	312,7	27	0,72
B	495,4	40	276,3	14	4,16
B	495,4	100	356,2	18	0,46
C	837,5	40	319,4	28	6,56
C	837,5	100	328	29	0,66
C	495,4	40	276,3	14	4,16
D	837,5	40	291,1	26	4,59
D	837,5	100	355,1	31	0,48
E	837,5	40	374,4	33	13,1
E	837,5	100	281,7	25	1,05
F	837,5	40	403,9	35	27,9
F	837,5	100	249,7	22	1,74
F	495,4	40	395,5	21	17,7
F	495,4	100	283,9	15	1,1
G	837,5	40	297,4	26	5,25
G	837,5	100	341	30	0,52
H	837,5	40	315,2	28	6,56
H	837,5	100	321,7	28	0,66
H	495,4	40	276,3	14	4,16
H	495,4	100	362,2	19	0,42

Nota-se que há uma variação do momento friccional da graxa em função não somente da graxa considerada, como também de fatores operacionais como a velocidade de rotação do rolamento e temperatura, impactando diretamente na perda energética. Estes são mostrados nas seções a seguir.

2.8.2 FATOR DE VISCOSIDADE k

Outro fator a ser considerado na seleção de uma graxa é o fator de viscosidade k , que consiste na razão entre a viscosidade dinâmica da graxa e a viscosidade mínima η_{min} necessária para que não haja quebra do filme lubrificante, como definido na Equação (14):

$$k = \frac{\eta}{\eta_{min}} \quad (14)$$

Para valores de $k > 1$ há uma separação completa (sem quebra de filme), enquanto valores de $k < 1$ indicam que há ocorrência de contato mecânico. Pode-se notar que o fator de viscosidade k é diretamente proporcional à viscosidade da graxa e portanto é um fator normalizado de grande utilidade para análise das demais propriedades do rolamento e do lubrificante.

O gráfico 5 mostra os valores de k obtidos para 837,5 rotações por minuto, a uma carga radial de 7,5KN (como nos rolamentos inferiores), e sua relação com o momento friccional para a mesma viscosidade:

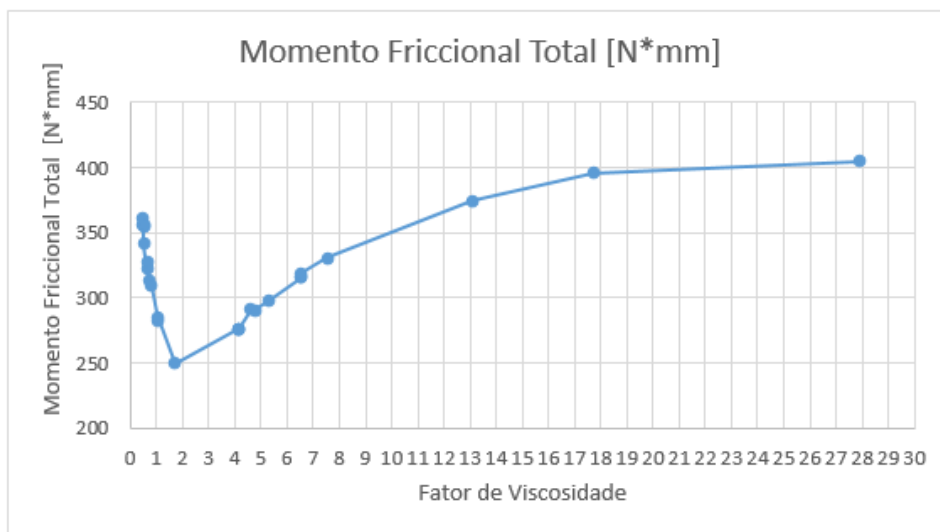


Gráfico 5: Valores para o fator de viscosidade k obtidos nas simulações com um rolamento 6310 e 837,5RPM.

O regime de lubrificação pode ser dividido em três diferentes estágios. Inicialmente, para valores de k muito baixos, há predominantemente o contato metal-metal, com uma espessura de filme pequena e alto momento friccional. Com o aumento do fator de viscosidade há então uma maior espessura de filme que, conseqüentemente, resulta na redução do contato metal-metal e implica na redução do momento friccional, sendo este denominado o regime misto de lubrificação. Posteriormente, a maiores fatores de viscosidade, a lubrificação ocorre no regime completo de lubrificação, onde não há contato metal-metal e o contato é inteiramente suportado pela espessura de filme.

Pode-se observar que o momento friccional inicialmente decai conforme o fator de viscosidade k aumenta, passando a aumentar após atingir um mínimo, numa taxa que decai em uma razão logarítmica e estabilizando-se em um momento friccional máximo que não se altera, mesmo com o aumento do fator de viscosidade (e conseqüentemente, da viscosidade da graxa). Dos dados disponíveis, o menor momento friccional foi obtido com $k = 1,74$, sendo essa a situação que apresentaria menores perdas energéticas por fricção.

Em estando à esquerda do valor mínimo, um aumento da viscosidade irá proporcionar um aumento da espessura de filme e, ao reduzir o contato entre as partes metálicas, uma redução do momento friccional. Passado o ponto de mínimo o aumento da viscosidade da graxa irá também aumentar a perda por

momento friccional do rolamento. Esse em função de k deve-se à quantidade de lubrificante na junta, que passa a ser superior à necessária para garantir a espessura mínima de filme mas ainda sofrendo cisalhamento pela rotação do rolamento.

É possível perceber que haverá uma viscosidade a qual proporcionará maior eficiência (menores perdas) ao rolamento. Contudo, o aumento da viscosidade por vezes se faz necessário para que haja maior segurança no funcionamento do rolamento, ou seja, menores chances de que ocorra a quebra do filme.

Contudo, a perda energética por fricção não é o único fator que deve ser observado. Pode-se observar que as graxas diferem em sua composição e nas demais propriedades. Um maior ponto de gota apresentado por algumas das graxas é indício que a graxa apresenta uma maior resistência ao calor e, por consequência, ao envelhecimento térmico. Assim como a penetração em 100 mil ciclos é um indício de maior estabilidade mecânica. Ambos as propriedades mostram que as graxas se comportaram de forma diferente ao longo de seu uso e apresentarão vidas úteis diferentes.

2.8.3 MOMENTO FRICCIONAL

É notável que a perda de energia e o momento friccional variam amplamente, em função da rotação e da temperatura. O gráfico 6 compara os resultados do momento friccional para 837,5 *RPM*.

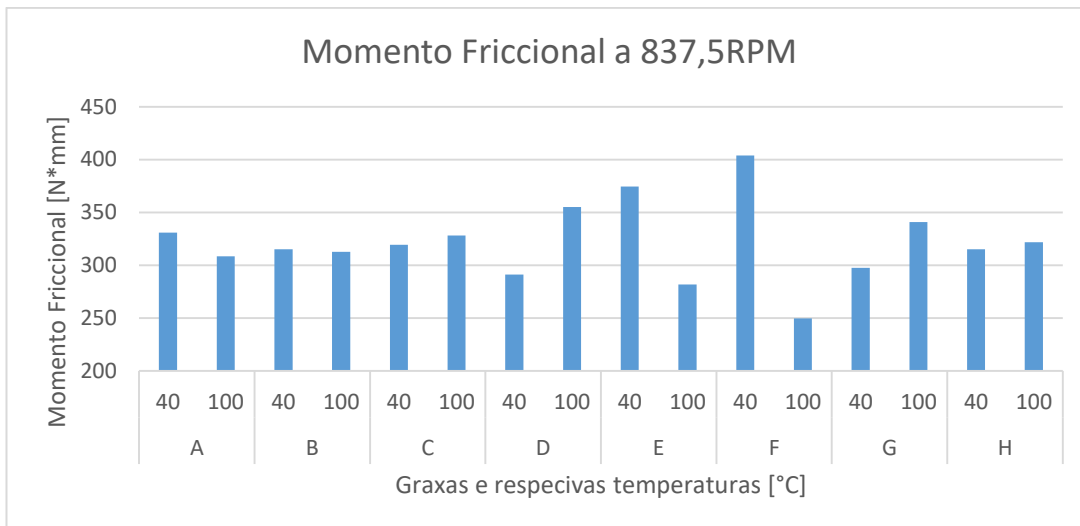


Gráfico 6: Momento Friccional Total para diferentes graxas a diferentes temperaturas, a 837,5RPM. Simulado em um rolamento 6310.

Observa-se que o momento friccional de algumas graxas é maior a temperaturas mais altas. Isto ocorre na região de lubrificação mista, onde a redução da viscosidade leva a uma redução da espessura de filme e aumenta o contato com asperezas metal-metal, aumentando assim o momento de atrito.

Em outras graxas o momento friccional reduz com o aumento da temperatura. Isto indica um regime de lubrificação limítrofe, onde a redução da temperatura irá resultar somente na diminuição da viscosidade (e, conseqüentemente, do atrito viscoso). A maior variação desse tipo ocorre para a graxa F, de alta viscosidade. Essas diferenças de valores impactam diretamente na perda energética para cada graxa empregada.

Pode-se observar que o momento friccional altera também em função da rotação, tendo um comportamento diferente em função das propriedades da graxa, sendo visível a diferença no comportamento entre as quatro graxas testadas nas quatro condições diferentes de rotações e temperatura. O gráfico 7 mostra a comparação do momento friccional para quatro diferentes graxas a diferentes temperaturas e rotações.

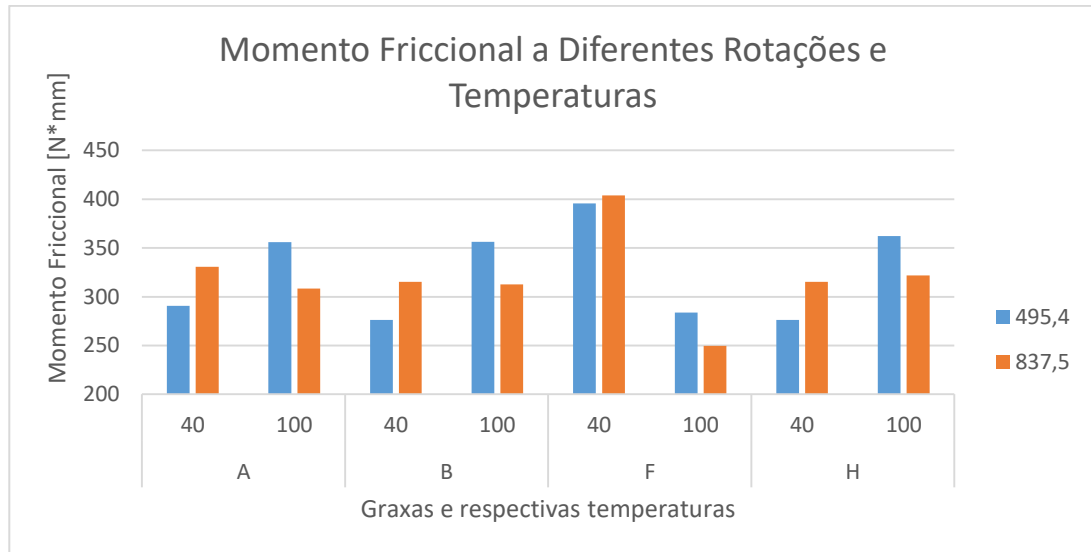


Gráfico 7: Momento Friccional Total para diferentes graxas, a diferentes temperaturas e rotações. Simulado em um rolamento 6310.

É importante ressaltar que, como visto anteriormente, este modelo considera somente a viscosidade do óleo base, ignorando a viscosidade da graxa como um todo. Isso mostra novamente a importância de se utilizar a curva de escoamento da graxa obtida experimentalmente para o cálculo do momento de atrito.

2.8.4 Índice de Viscosidade *IV*

O índice de viscosidade *IV*, conforme definido na Seção 2.1.1, é um índice de maior estabilidade térmica da graxa, sendo um índice de que efeitos térmicos pouco influenciam na sua eficiência e em sua vida útil. A Tabela 7 mostra os valores calculados para os índices de viscosidade das graxas, conforme a norma ASTM D 2270 (ANEXO A):

Tabela 7: Índices de viscosidade calculados para as graxas, conforme especificado na ASTM D 2270

Graxa	Viscosidade dinâmica 40°C [mm/s²]	Viscosidade dinâmica 100°C [mm/s²]	Índice de Viscosidade
A	115	12,2	96
B	100	11	94
C	100	10	74
D	70	7,3	44
E	200	16	79
F	425	26,5	84
G	80	8	50
H	100	10	74

É visível que algumas das graxas apresentam uma estabilidade térmica muito maior que as outras, sendo um indício de que esta terá maior resistência à degradação térmica. O índice de viscosidade pode também ser um indicativo de menores perdas a uma certa temperatura. Ao comparar os dados da Tabela 7 com os gráficos das Figuras 5 e 6, é perceptível que um maior *IV* resulta em uma maior viscosidade dinâmica a 40°C e uma menor viscosidade dinâmica a 100°C (como de se esperar, resultando em uma menor variação de viscosidades). Isso indicia a existência de um ponto ótimo na relação entre a temperatura de trabalho e o índice de viscosidade que resultará em menores perdas energéticas.

2.8.5 Tipo De Vedação

O tipo de vedação empregado no rolamento apresenta uma grande influência nas perdas energéticas do mesmo, além de sua importância para a vida do rolamento e da graxa (protegendo-os de impurezas, auxiliando no isolamento térmico e de insalubridades do meio). Como pode ser visto na Tabela 4, os rolamentos empregados são com três tipos de vedação: sem vedação, placa de proteção em ambos os lados (2Z) e selo em borracha em ambos os lados (2RS). Selos de borracha apresentam uma melhor proteção a insalubridades do meio (principalmente em ambientes agressivos) e podem facilmente ser removidos, permitindo assim a troca da graxa e não fazendo com

que a vida do rolamento seja limitada somente à do lubrificante. Em contrapartida, devido à forma com que este é instalado, havendo contato com ambos os anéis interno e externo, como observado no gráfico 7, há uma grande perda energética que diminui drasticamente a eficiência do rolamento. No caso dos rolamentos com placas de proteção (Figura 4), uma vez que não há contato com o anel interno, seu funcionamento se assemelha ao de um rolamento não vedado e as perdas energéticas devido ao isolamento são desprezíveis.

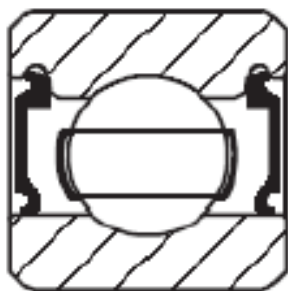


Figura 4: Rolamento com vedação em borracha em ambos os lados, denominação 2RS

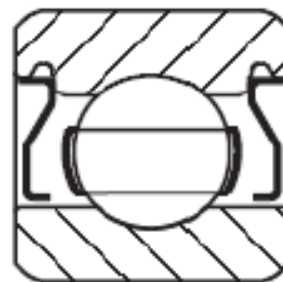


Figura 5: Rolamento com isolamento por placas metálicas em ambos os lados, denominação 2Z

Fonte: AST Bearings LLC. Bearing Closures – Shields and Seals (2010)³¹.

Os dados da Tabela 8 foram obtidos a partir de simulações do mesmo rolamento do tipo 6310 funcionando com a graxa C, sob condições diversas e alterando o tipo de vedação empregado:

Tabela 8: Momento Friccional Total e Perda de energia para rolamentos tipo 6310, com graxa tipo C, utilizando de diferentes tipos de vedação

Vedação	Rotações [RPM]	Temperatura [°C]	Momento Friccional Selo [N*mm]	Momento Friccional Total [N*mm]	Perda de Energia [W]
Sem Vedação	837,5	40	0	319,4	28
Sem Vedação	837,5	100	0	328	29
Sem Vedação	495,4	40	0	276,3	14
2Z	837,5	40	0	315,2	28
2Z	837,5	100	0	321,7	28
2RS	837,5	40	245,4	560,5	49
2RS	837,5	100	245,4	567	50
2RS	495,4	40	245,4	521,6	27

O momento friccional adicional causado pelo uso dos selos de borracha apresenta um valor constante de $245,4 \text{ N}\cdot\text{mm}$, independente das condições de funcionamento. Desta forma, seu impacto pode facilmente ser aferido e, caso necessário, compensado nos demais testes. O aumento da perda energética dimensionada para estes rolamentos foi até 72% maior quando comparado aos resultados com tipos de vedações diferentes.

2.9 Resumo da Fundamentação Teórica

As graxas são o principal tipo de lubrificante utilizado em rolamentos esféricos e suas propriedades afetam diretamente a eficiência do mesmo, sendo mais notável a viscosidade dinâmica.

Suas propriedades podem ser determinadas por uma série de ensaios reológicos como o oscilatório e o de escoamento. Para a viscosidade dinâmica, a forma mais comum é a representação em uma curva de escoamento em função da taxa e deformação. Esta curva pode ser equacionada a partir do modelo de Cross (Equação 11), sendo este o único modelo capaz de definir a curva de escoamento da graxa desde baixas até altas taxas de deformação.

Como visto na simulação inicial com a calculadora do fabricante, há perda energética por momento friccional das graxas. Ao longo de sua vida útil, a graxa está sujeita a uma série de processos de envelhecimento que a alteram física e quimicamente, sendo que estes fenômenos podem ser divididos em dois grupos principais: de origem térmica e mecânica. O envelhecimento por sua vez irá alterar as propriedades da graxa podendo vir a impactar em sua eficiência energética.

Existe atualmente uma grande dificuldade em se estudar os processos de envelhecimento mecânico da graxa, que se deve principalmente à dificuldade em se obter quantidades suficientes de graxa para ensaios de laboratório em estágios diferentes de sua vida útil, sendo este o ponto de partida para o tema proposto para o projeto de pesquisa.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

A partir da fundamentação teórica e análise das condições de trabalho das esteiras rolantes da Vale apresentadas na **Seção 2**, uma série de considerações sobre o experimento foram ser feitas e conclusões tiradas das mesmas, como mostradas na Tabela 9:

Tabela 9: Visão geral das conclusões e implicações que estas terão no desenvolvimento do experimento.

Consideração	Necessidade
Graxa irá falhar se atingir temperatura de gota por longo período	Temperatura deve ser relativamente menor que ponto de gota
Graxa é um material tixotrópico ^{11,32}	Ensaio não podem ser realizados logo em seguida ao processo de envelhecimento
Aumento da temperatura irá diminuir tensão limite de escoamento da graxa e alterar suas propriedades ²⁶	Realizar ensaios com a graxa envelhecida a temperaturas próximas
Aumento da pressão acelera degradação, reduz tensão limite de escoamento e a viscosidade dinâmica ^{1,17}	Agilizar o processo de envelhecimento por aumento da carga aplicada na graxa
Rolamentos dos rolos trabalham sob carga	Adicionar carregamento à graxa
Perda da estabilidade acontece principalmente no início do uso ^{8,26,27}	Reduz tempo necessário para envelhecimento
Aumento de temperatura e pressão irão acelerar o envelhecimento ^{8,22}	Reduz tempo necessário para envelhecimento
Temperaturas não são altas porém podem ser maiores que ambiente	Aquecer a graxa durante o envelhecimento
O aumento da temperatura da graxa acelera o envelhecimento térmico	Aquecer a graxa durante o envelhecimento
IVs variam bastante e graxas apresentam propriedades distintas	Graxas distintas terão comportamentos distintos ao longo da sua vida útil

Com base no apresentado, foi desenvolvido um procedimento experimental para envelhecimento mecânico da graxa, de forma que se possa reproduzir a mesma em diversos estágios de sua vida.

3.1 Descrição Do Procedimento

O método de envelhecimento escolhido para o experimento é baseado no utilizado por Cousseau et al (2015)³⁸, onde um dispositivo de teste de estabilidade de cilindros (como na norma ASTM D1831) foi utilizado para cisalhar a graxa por um período de uma hora, simulando o envelhecimento mecânico. Posteriormente e separadamente, a graxa foi então envelhecida termicamente por um período de 72h, utilizando-se para tal um forno de convecção forçada.

Um mecanismo semelhante foi montado utilizando-se um torno mecânico. A graxa foi colocada dentro de um cilindro oco junto a um eixo de menor diâmetro e de rotação livre e então o torno acionado a uma alta velocidade de rotação. Como o objetivo é estudar somente o envelhecimento mecânico da graxa e as temperaturas ambientes se encontram muito abaixo do ponto de gota das graxas, as variações térmicas foram desprezadas. O cilindro de teste concebido é como mostrando na Figura 6. O desenho detalhado do cilindro de testes encontra-se no ANEXO D:

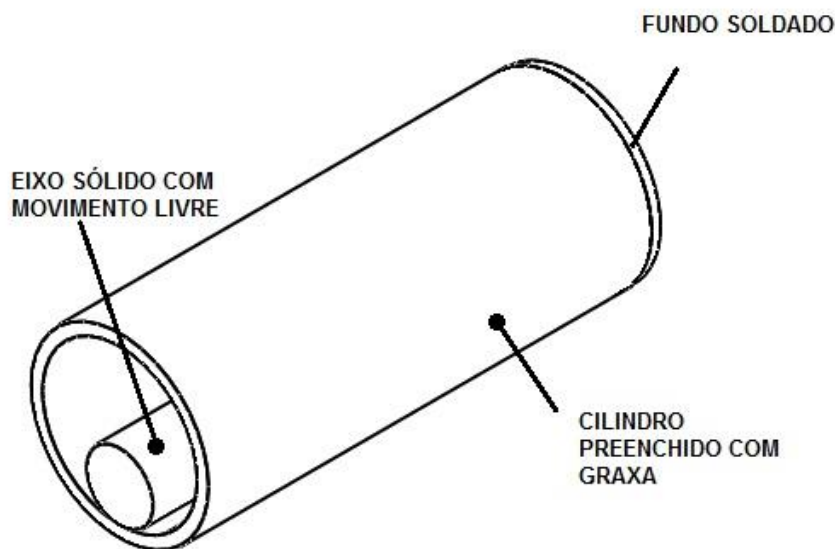


Figura 6: Cilindro para envelhecimento da graxa a ser utilizado no procedimento

A montagem do cilindro de testes no torno pode ser vista no detalhe mostrado na Figura 7:

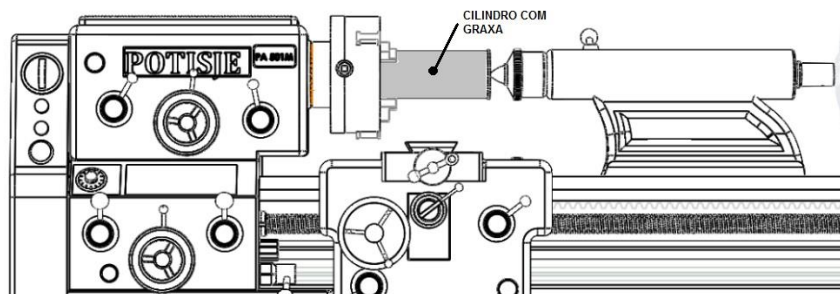


Figura 7: Detalhe da instalação do cilindro de e de envelhecimento da graxa no torno mecânico para execução do procedimento

A partir da comparação da curva de escoamento da graxa advinda do processo de envelhecimento com a da graxa sem uso, avaliou-se a viabilidade do processo para envelhecimento mecânico da graxa. A comparação permitiu averiguar se o procedimento de fato foi capaz de alterar suas propriedades e, principalmente, se o desgaste mecânico altera a viscosidade da graxa de forma a ser relevante para as perdas energéticas nos rolos transportadores.

A graxa selecionada para o desenvolvimento do experimento foi a graxa B, por ser uma graxa de simples acesso, com propriedades idênticas às utilizadas na maior parte dos rolamentos e por empregar o mesmo espessante que as demais.

Outras graxas consideradas relevantes ao experimento, bem como os respectivos motivos são listadas abaixo:

A: Propriedades são as que mais diferem das demais. Espessante diferente das demais.

C: Assim como a graxa B, é uma graxa simples, com propriedades idênticas às utilizadas na maior parte dos rolamentos.

F: Graxa de alta viscosidade.

Como descrito na **Seção 2.2**, a curva de escoamento para as graxas pode ser obtida a partir dos valores da viscosidade aparente medidos nos testes de laboratório.

Para baixas taxas de cisalhamento, foram realizados testes oscilatórios e, para valores médios a altos, consideraram-se os resultados obtidos em rampa de cisalhamento.

Posteriormente, os dados foram então tratados e, a partir do método do coeficiente de determinação (R^2), os gráficos das curvas de escoamento puderam ser plotados de forma que fosse possível a análise da variação das propriedades das graxas.

O fluxograma da Figura 8 demonstra o fluxo de trabalho para o experimento:

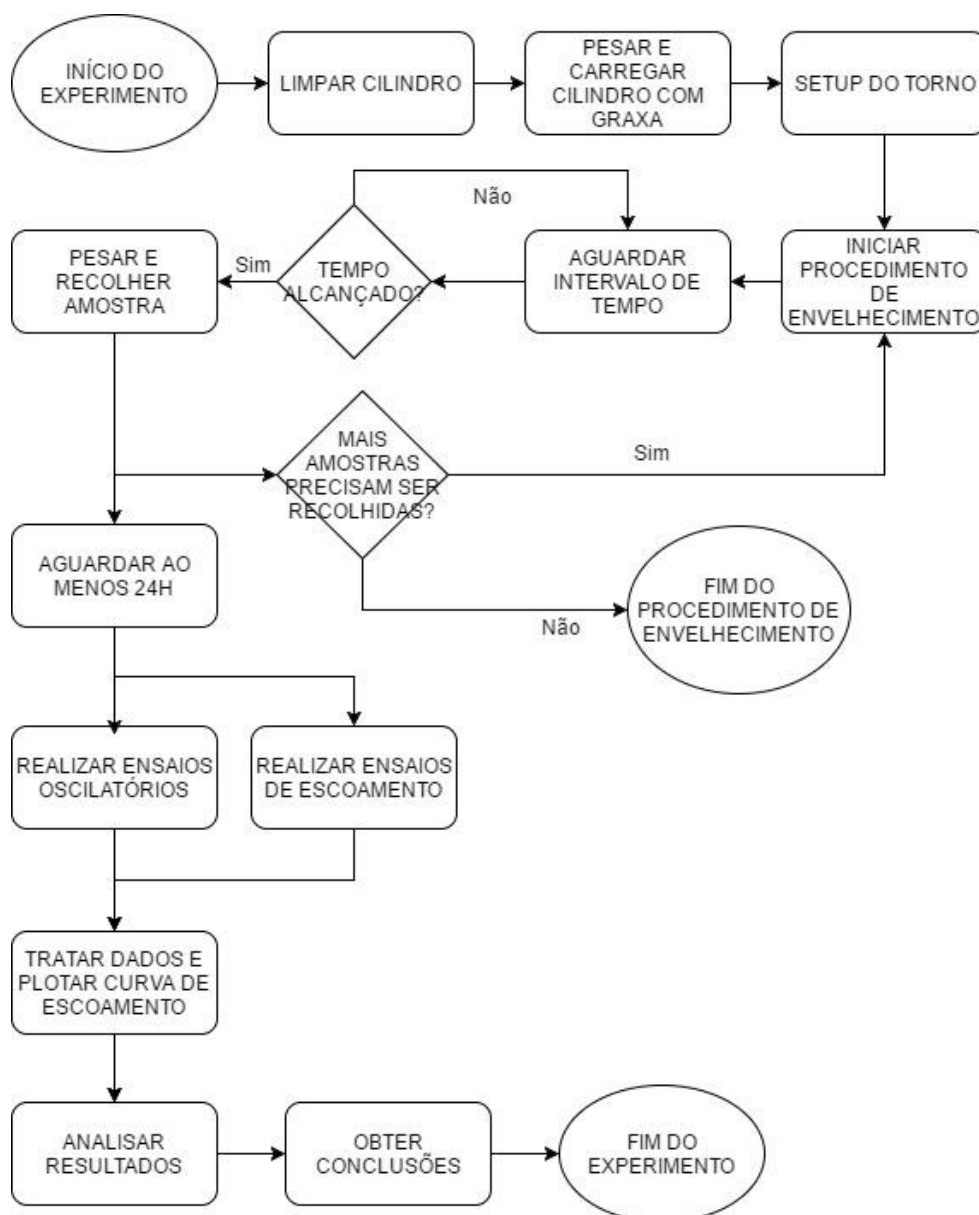


Figura 8: Fluxograma de procedimento de envelhecimento e análise das amostras

3.1.1 Justificativa da Metodologia

Lundberg (2000)²⁵ cita em seu trabalho que os principais efeitos da degradação da graxa foram percebidos nos primeiros 25.000Km percorridos pelos vagões e a norma ASTM D1831 (ANEXO B) indica uma alteração na estabilidade da graxa após duas horas de cisalhamento.

A critério de uma previsão inicial, pode-se então esperar que os procedimentos terão uma duração de aproximadamente 33 horas com os parâmetros listados na Tabela 10. Contudo, este valor irá depender também de outros fatores como carregamento, estabilidade da graxa, temperatura de trabalho e intermitência (no trabalho de Lundberg tal distancia foi percorrida ao longo de um extenso período de tempo e não em uma única só vez e as graxas tinham, em média, o dobro da viscosidade das utilizadas nos rolos das esteiras transportadoras).

Tabela 10: Estimativa preliminar para o procedimento de envelhecimento baseado na literatura.

Diâmetro do cilindro [mm]	202,70
Rotações do torno [RPM]	10000
Tempo teste [h]	32,72
Distância percorrida [m]	25000,00

Como a degradação se dá de forma exponencial, os efeitos do envelhecimento mecânico são vistos principalmente no início do teste, se tornando mais sutis com o passar do tempo.

Os rolamentos estão sujeitos a uma carga e temperatura externas aproximadamente constantes. Por mais que a temperatura de trabalho sejam maiores que a ambiente, não se aproximam do ponto de gota das graxas. Dessa forma, a oscilação térmica sofrida pela graxa no experimento não é relevante ao envelhecimento mecânico da mesma. Há diversos mecanismos que podem ser utilizados para agilizar o processo de envelhecimento das graxas sem que estas se deteriorem de uma forma diferente da esperada na situação de trabalho real, e ensaios mostram que o envelhecimento mecânico se dá principalmente nos estágios iniciais de uso.

A metodologia empregada para o tratamento matemático dos dados e obtenção das curvas de escoamento já foi anteriormente utilizada com bons resultados em trabalhos anteriores (Cousseau, 2010).

3.2 Desenvolvimento do Cilindro de Testes

O cilindro de testes foi desenvolvido com base na ASTM D1831, que especifica um cilindro de diâmetro 90mm e 180mm de comprimento, com um peso livre consistindo de uma barra sólida com diâmetro 60mm e comprimento 175mm (apenas o suficiente para que o cilindro possa ser fechado com folga). Conforme a norma, o teste é realizado com 50g de graxa adicionados no interior do cilindro.

3.2.1 Materiais

Os principais critérios para a escolha dos materiais do cilindro de testes foram necessidade de um material que não oxide facilmente, para aumentar a durabilidade do cilindro, e a disponibilidade a pronta entrega, de modo a atender o cronograma do projeto. Dessa forma, os materiais adquiridos para a usinagem do equipamento de testes foram conforme listados abaixo na Tabela 11:

Tabela 11: Materiais utilizados para a fabricação do cilindro de testes. Informações conforme catálogo do fornecedor³³.

PN	Material	Diâmetro Externo (mm)	Diâmetro Interno (mm)
01	Tubo sem costura NBR 5590 GRB SCH40 5"	141,3	128,2
02	Barra de aço laminado SAE 4140 1.7/8"	47,62	-

Para as laterais do cilindro de testes (PN 01), foi selecionado um tubo sem costura de diâmetro 5" e espessura padronizada SCH40 (equivalente a $6,6\text{mm}$ de parede para este diâmetro). Utilizaram-se duas placas de aço usinadas com diferentes tolerâncias: a primeira, com um encaixe interferência de modo a fixar-se no tubo e a segunda usinada com folga, de modo que fosse possível a fácil retirada da mesma para carga do cilindro com graxa e retirada das amostras. Na placa móvel também foi adicionada uma punção para apoio do contraponto no

torno, de modo a reduzir o balanço do componente durante o uso. Para o peso livre interno (PN02), utilizou-se uma barra de aço laminado simples de diâmetro $1\frac{7}{8}$ " (47,62mm). O dispositivo desenvolvido é mostrado na foto da Figura 9:



Figura 9: Dispositivo de testes desenvolvido para envelhecimento mecânico da graxa.

3.2.2 Dimensionamento

O critério adotado para o dimensionamento do novo equipamento de teste foi a distribuição da graxa pela superfície interna do cilindro, ou seja, buscou-se uma mesma razão inicial de g/mm^2 de graxa que a da norma, como pode ser visto na Tabela 12, para o envelhecimento de 100g de graxa.

Tabela 12: Dimensões do cilindro de testes para o envelhecimento de 100g de graxa

	ASTM D1831	Cilindro de testes
Diâmetro Interno (mm)	90,00	128,2
Comprimento (mm)	180,00	252,85
Área superficial (mm²)	50893,80	101833,9303
Graxa (g)	50,00	100
Distribuição Graxa (g/mm²)	0,000982	0,000982

Dessa forma, o comprimento final adotado para o cilindro foi de aproximadamente 250mm.

3.3 Envelhecimento Mecânico da graxa

Para o procedimento de envelhecimento, o torno mecânico foi ajustado para uma velocidade de 150RPM (resultando em uma velocidade tangencial de

aproximadamente $2m/s$). Tal velocidade de rotação condiz com a especificada pela norma, determinada como sendo $165 \pm 15 RPM$. Por experiência prévia, foi estipulado que o teste teria uma duração de 4 horas seria suficiente para averiguar alterações na viscosidade da graxa e que 6 amostras seriam retiradas para ensaios reológicos ao longo deste período, sendo este suficiente para a análise e validação do envelhecimento mecânico da graxa. Inicialmente, foi considerada a realização de novos ensaios de maior ou menor duração com base nos resultados obtidos para o primeiro teste (de 4 horas). Contudo, devido a dificuldades no desenvolvimento estes não foram possíveis, conforme descrito no **Capítulo 4**.

Como visto na **Seção 3.2**, o processo de envelhecimento ocorre de forma mais acentuada nos momentos iniciais e por isso uma maior quantidade de amostras foi coletada nas primeiras horas de teste. Por isso o tempo entre as amostras aumenta de modo exponencial ao longo do tempo para melhor se observar o envelhecimento da graxa (visualmente representado na figura 10).

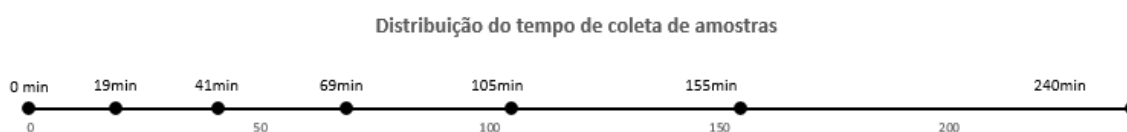


Figura 10: Representação visual da distribuição da coleta de amostras ao longo do tempo, para o procedimento de envelhecimento.

A Tabela 13 mostra o número de identificação das amostras com seus respectivos tempos de envelhecimento:

Tabela 13: Numeração das amostras com seus respectivos tempos de envelhecimento

Amostra	T(min)
0	0
1	19
2	41
3	69
4	105
5	155
6	240

Desse modo, foram coletadas 6 amostras de graxa em diferentes estágios de envelhecimento (mais a amostra de número 0, de graxa antes do uso). Todas as amostras coletadas foram devidamente pesadas e identificadas, contendo 5g cada uma. Após a coleta, estas foram deixadas em repouso por ao menos 24h para garantir que os efeitos tixotrópicos não interferissem nos ensaios reológicos.

3.4 Procedimentos Para Os Ensaios Reológicos Com A Graxa

Os ensaios reológicos foram realizados em um reometro DHR-3 do fabricante TA Instruments³⁴. Definiu-se as temperaturas de testes como sendo 40°C, de forma a ser possível a comparação dos resultados obtidos com os fornecidos pelos fabricantes (por norma, a viscosidade cinemática do óleo base é fornecida pelos fabricantes a 40°C e 100°C).

Como mencionado na sessão anterior, devido ao atraso no cronograma do projeto o número de ensaios possíveis foi reduzido, sendo que apenas um ensaio foi realizado para cada amostra. Assim sendo, não é possível afirmar a precisão dos resultados obtidos, sendo que estes podem não representar a realidade. Contudo, o desenvolvimento dos procedimentos se mostrou suficiente para validar o desenvolvimento da metodologia apresentada.

3.4.1 Procedimento para os ensaios oscilatórios

Os ensaios oscilatórios de varredura de tensão foram realizados com uma amplitude crescente, indo de uma tenção de cisalhamento de 1Pa até atingir a tensão de 1000Pa. Utilizou-se uma placa plana ranhurada para os mesmos e distância entre as placas de 1,5mm. Uma etapa de condicionamento das amostras foi adicionada ao procedimento, aplicando uma deformação oscilatória de 0.01 a 0.2s⁻¹ em um período de 460 segundos (7 minutos e 40 segundos). Logo em seguida a amostra foi mantida em descanso por 900 segundos (15 minutos) antes das medições propriamente ditas iniciarem.

3.4.2 Procedimento para os ensaios de rampa de deformação

Os ensaios com rampa de deformação foram realizados com taxas de deformação variando entre 1 e 1000s⁻¹ utilizando-se uma placa plana jateada

com distância de $0,175\text{mm}$ entre as placas para a rampa de deformação (ensaios iniciais com distâncias de 1mm foram mal sucedidos, devido ao vazamento de graxa a taxas de deformação superiores a 10^2s^{-1}). Inicialmente, realizou-se o ensaio a uma taxa de deformação decrescente e logo em seguida repetiu-se o ensaio com uma rampa crescente, obtendo-se assim duas curvas para cada amostra de graxa.

3.5 Obtenção das curvas de escoamento

As curvas de escoamento para as amostras foram obtidas como uma junção entre os dados obtidos nos ensaios reológicos de oscilação e de rampa de deformação. Como visto na **seção 2.2**, a curva de escoamento pode ser dividida em três diferentes zonas (como mostradas no gráfico 3), sendo que o modelo que representa com melhor fidelidade o perfil de viscosidade em função da taxa de deformação aplicada na graxa ao longo das três diferentes zonas é o modelo de Cross, apresentado na Equação (09). Para aplicação do mesmo, foi necessário a obtenção das viscosidades dinâmicas a altas e baixas taxas de cisalhamento (patamares da zona 1 e 3, definidos como η_0 e η_∞ respectivamente), bem como os valores das constantes K e m .

Como visto na **seção 2.2.2**, o trabalho conduzido por Doraiswami et al (1991)¹¹ mostra que é possível se obter o valor da viscosidade dinâmica a partir de testes oscilatórios. Para tal, duas formas são propostas aplicando-se uma frequência de 1Hz , à partir da Equações (09) ou (10). Sendo assim, foi possível o cálculo da viscosidade da graxa a baixas taxas de deformação a partir dos ensaios oscilatórios de varredura. Para os valores de η_0 , considerou-se o valor médio aferido entre as tensões oscilatórias de 1 e 5Pa . Para os valores das medições no ensaio de rampa de deformação, foram considerados para ambas as amostras os dados obtidos em rampa decrescente apenas.

3.5.1 Obtenção das constantes K e m para o modelo de Cross

Os valores para as constantes K e m do modelo de Cross foram obtidas por método numérico, de forma a minimizar o erro residual para a Equação (11) a partir dos pontos obtidos nos ensaios reológicos.

3.6 Envelhecimento Mecânico Da Graxa

Durante a execução desta etapa do projeto uma série de dificuldades apareceram de modo a interferir no cronograma: houve dificuldade em se obter os materiais necessários à fabricação em quantidades pequenas (na maioria dos casos, o fornecimento mínimo dos tubos era de 6 metros). Houve também atraso devido à indisponibilidade de um torno mecânico não só para fabricação do dispositivo, mas também para a execução do experimento em si. Foram necessárias portanto a terceirização da fabricação do cilindro de testes e a realocação dos ensaios, acarretando não somente em custos financeiros como também de tempo, que vieram a impactar no desenvolvimento do projeto. Os ensaios vieram a ser realizados conforme a disponibilidade no torno mecânico da equipe Imperador UTFPR de Fórmula SAE.

O cronograma do projeto foi atrasado vindo a afetar a execução das etapas seguintes. Por consequência, não foi possível a realização do experimento com graxas subsequentes, ficando limitado somente à graxa B.

4 IMPACTO DO ENVELHECIMENTO MECÂNICO NA PERDA ENERGÉTICA DOS ROLAMENTOS

Como mostrado na **sessão 2.8**, a viscosidade aparente da graxa irá impactar diretamente na eficiência energética do mesmo. A partir da equação do modelo de Cross obtida na sessão anterior é possível então se calcular a viscosidade dinâmica da graxa a diversas taxas de deformação e, aplicando tais valores no modelo do fabricante SKF (**sessão 2.7**, sendo melhor detalhado no ANEXO C), é possível se avaliar a perda energética do rolamento a diversas taxas de deformação.

Como o modelo foi concebido para uso considerando-se apenas a viscosidade do óleo base (ou seja, altas taxas e deformação), existe uma limitação quanto à taxa de deformação a ser considerada. Em vista disso, não foi possível se obter resultados para o momento friccional a taxas de deformação inferiores a $3,16 \cdot 10^3 s^{-1}$: as constantes do modelo assumem valores extremamente baixos, ultrapassando o limite computacional (número máximo de casas decimais) do software usado para o de cálculo. Como mostrado na **sessão 2.3**, as espessuras de filme para a graxa assumem uma ordem de grandeza em torno de $1 \mu m$. Considerando-se as velocidades dos rolamentos empregados nas esteiras transportadoras apresentados na tabela 3, tem-se uma velocidade entre a esfera e a pista variando entre 1,45 e 2,5 m/s. é possível estimar uma taxa de deformação entre $1,45 \cdot 10^6 s^{-1}$ e $2,5 \cdot 10^6 s^{-1}$, quando estimada a taxa de deformação a partir da relação da equação 15:

$$\dot{\gamma} = \frac{dU_x}{dy} = \frac{v}{h} \quad (15)$$

Onde U_x é a velocidade tangencial ao escoamento e y representa o eixo perpendicular ao escoamento. Dessa forma, ambos são respectivamente simplificados para a velocidade entre a esfera e o trilho v e a espessura de filme h .

Os resultados obtidos com a calculadora do fabricante para a perda energética da graxa fresca e envelhecida 240 minutos são apresentados na **sessão 6.4**.

5 RESULTADOS

Os problemas apresentados na **sessão 4** vieram a afetar o desenvolvimento dos ensaios reológicos. A limitação de tempo criada fez com que fosse possível a realização de apenas um ensaio de cada tipo para a graxa fresca e para a graxa envelhecida 240 minutos. Os resultados estão apresentados abaixo.

5.1 Ensaios oscilatórios

Os ensaios oscilatórios para ambas as amostras não mostraram grandes impactos nos valores dos módulos de elasticidade ou de perda, como pode ser observado no gráfico 8 abaixo:

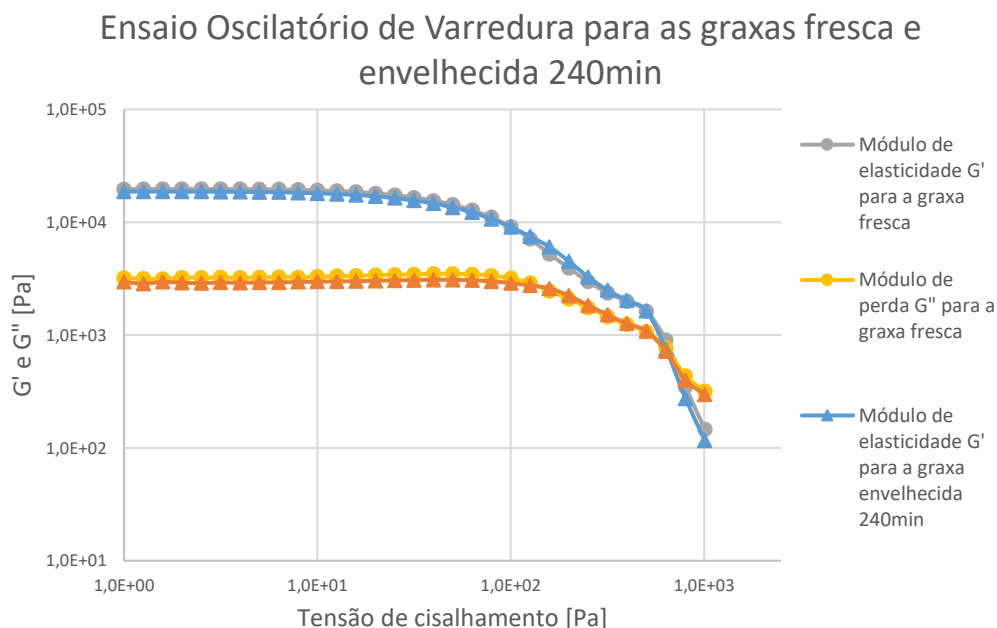


Gráfico 8: Resultados para os módulos de elasticidade e de perda para ambas as amostras de graxas (fresca e envelhecida 240min) obtidos em ensaio oscilatório.

O valor máximo obtido para o módulo elástico (G') para a graxa fresca foi $19725,4Pa$, enquanto o módulo de perda (G'') máximo obtido para a mesma amostra foi $3488,04Pa$, se cruzando a uma tensão crítica de $771,842Pa$. Já para a graxa envelhecida por 240min no cilindro de testes, o valor máximo obtido para o módulo elástico foi $18641,8Pa$ e para o módulo de perda um valor de

2953,93Pa. O ponto crítico para esta amostra foi obtido como sendo 717,488Pa, uma redução de 7,04% apenas.

5.2 Ensaio de rampa de deformação

As curvas de viscosidade dinâmica obtidas tanto para a graxa fresca como para a envelhecida por 240min são mostradas no gráfico 9:

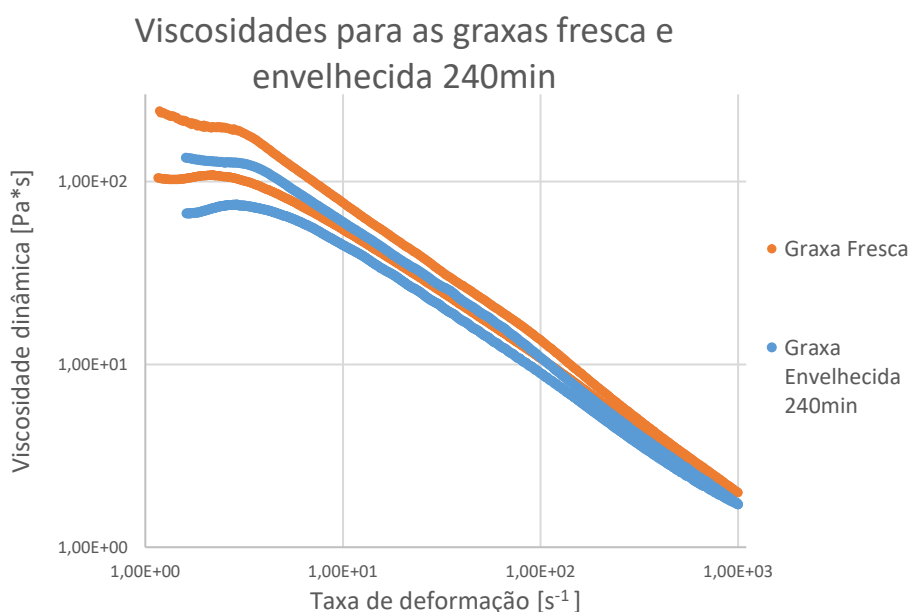


Gráfico 9: Viscosidade dinâmica das amostras de graxa fresca e envelhecida 240min, obtidas em teste de rampa de deformação crescente e decrescente.

É visível que houve um decréscimo na viscosidade dinâmica da graxa após o procedimento de envelhecimento. A diferença é maior a taxas de deformação pequenas e convergem para um valor comum conforme aumenta-se a deformação (converge-se para a viscosidade do óleo base da graxa). Isto condiz coma hipótese de que o envelhecimento mecânico age principalmente na degradação do agente espessante sendo, portanto, menos visível a altas taxas de deformação onde a lubrificação se dá majoritariamente pelo óleo base. A variação nos valores da viscosidade a diferentes taxas de deformação para o ensaio com rampa decrescente pode ser vista na **Tabela14**:

Tabela 14: Variação na viscosidade dinâmica entre a graxa fresca e envelhecida 240min obtida em ensaio de rampa de deformação decrescente.

Taxa de deformação [1/s]	Viscosidade dinâmica Graxa Fresca [Pa*s]	Viscosidade Dinâmica Graxa Envelhecida 240min [Pa*s]	Diferença [%]
1	103,8	66,97	54,99%
10	54,55	44,95	21,36%
100	10,83	8,945	21,07%
1000	1,995	1,717	16,19%

A partir das duas curvas originadas para cada amostra foi possível verificar a histerese do material, como mostrado na tabela 15:

Tabela 15: Resultados para a área de histerese obtidas em rampa de deformação para as graxas fresca e envelhecida 240min.

Amostra	Área 1 (crescente) [Pa/s]	Área 2 (decrescente) [Pa/s]	Área de histerese [Pa/s]	Diferença (%)
Graxa Fresca	1,67E+06	1,51E+06	1,54E+05	9,27%
Graxa Envelhecida 240min	1,41E+06	1,29E+06	1,22E+05	8,66%

Para a graxa fresca, obteve-se uma área de histerese de $1,544 \times 10^5 Pa/s$. Já para a graxa envelhecida 240 minutos, a área de histerese foi de $1,22 \times 10^5 Pa/s$, indicando uma redução na ordem de 20,98% na resposta tixotrópica do material devido ao envelhecimento mecânico.

A redução da viscosidade medida indica que houve envelhecimento mecânico da graxa: o período de envelhecimento empregado foi suficiente para que as fibras que compõem o agente espessante se degradassem, o que explica a maior diferença a baixas taxas de deformação, onde a ação do agente espessante é mais importante para a viscosidade medida. Conforme a taxa de deformação aplicada aumenta, a influência do agente espessante se torna menor e, portanto, também a diferença nas viscosidades dinâmicas medidas para a graxa fresca e envelhecida 240 minutos

5.3 Curvas de Escoamento

5.3.1 Viscosidades a altas e baixas taxas de deformação

Os resultados para as viscosidades dinâmicas a baixas taxas de deformação (η_0) de ambas as amostras foram conforme mostrados na Tabela 16 abaixo. Para ambos os casos, obteve-se um coeficiente de determinação $R^2 > 0,999$. O alto valor para o coeficiente de determinação é em partes explicado pelas medições terem sido feitas a baixas taxas de deformação, onde o comportamento da graxa é ainda bastante estável e pela ordem de grandeza elevada da região medida, podendo vir a “distorcer” imperfeições.

Tabela 16: Valores calculados para a viscosidade dinâmica e viscosidade dinâmica complexa para as amostras de graxa fresca e envelhecida 240min.

Amostra	η [Pa * s]	η^* [Pa * s]	η_∞ [Pa * s]
Graxa Fresca	19.924,502143	19.924,511820	1,99E+04
Graxa Envelhecida 240min	18.855,198968	18.855,217261	1,89E+04

Para a viscosidade dinâmica a altas taxas de deformação (η_∞), foi calculada a partir da viscosidade cinemática do óleo base 40°C conforme informações dos catálogos do fornecedor e a densidade da graxa de de 900Kg/m³. Assim como mencionado na **seção 2.2.2**, a viscosidade a altas taxas de deformação é constante (comportamento newtoniano), considerada como sendo aproximadamente a do óleo base da graxa. Dessa forma, obteve-se um valor de $\eta_\infty = 0,09$ Pa.s para ambas as amostras.

5.3.2 Constantes K e m

Os valores de K e m obtidos são apresentados na Tabela 17:

Tabela 17: Valores obtidos para as constantes K e m para ambas as amostras, obtidos por método numérico.

Amostra	K	m
Graxa Fresca	177,289	0,7723
Graxa Envelhecida 240min	175,705	0,7871

5.3.3 Plotando as curvas de escoamento para as amostras

Após obtidos os valores acima citados, foi então possível plotar as curvas de escoamento para ambas as amostras a partir do modelo de Cross, encontrando-se uma relação para a viscosidade das graxas em função da taxa de deformação nelas aplicadas. As curvas de escoamento obtidas para a graxa fresca e para a graxa envelhecida por 240 minutos são mostradas nos gráficos 10 e 11 respectivamente:

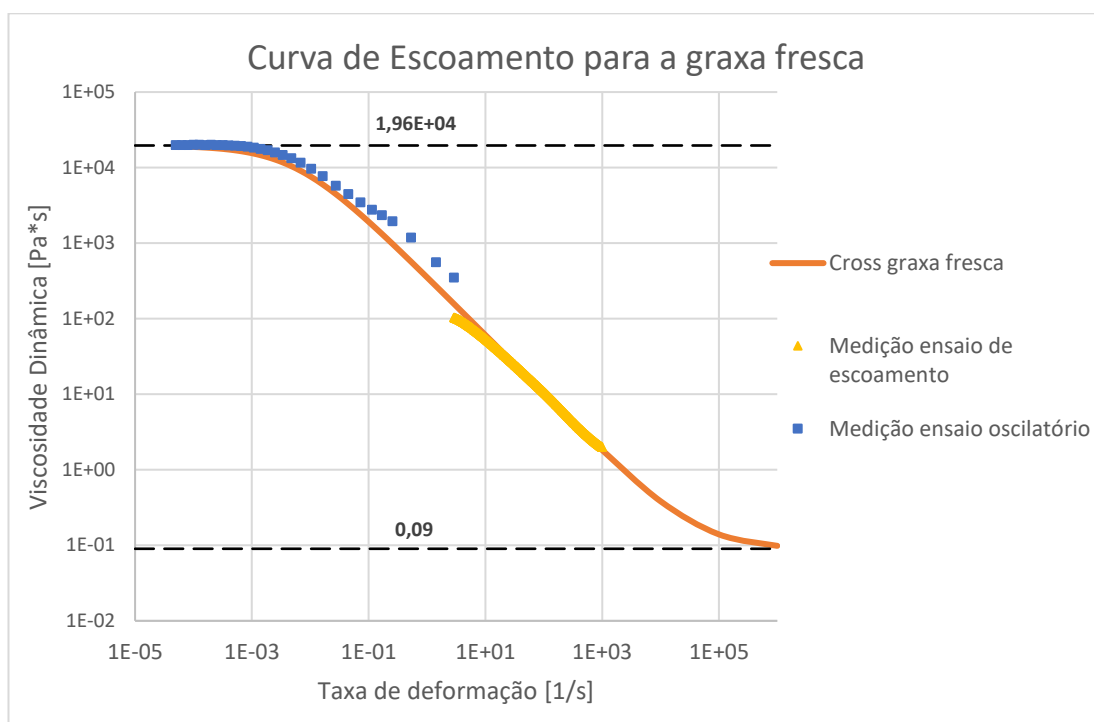


Gráfico 10: Curva de escoamento para a graxa fresca, obtida a partir de medições em ensaios reológicos e aplicado o modelo de Cross.

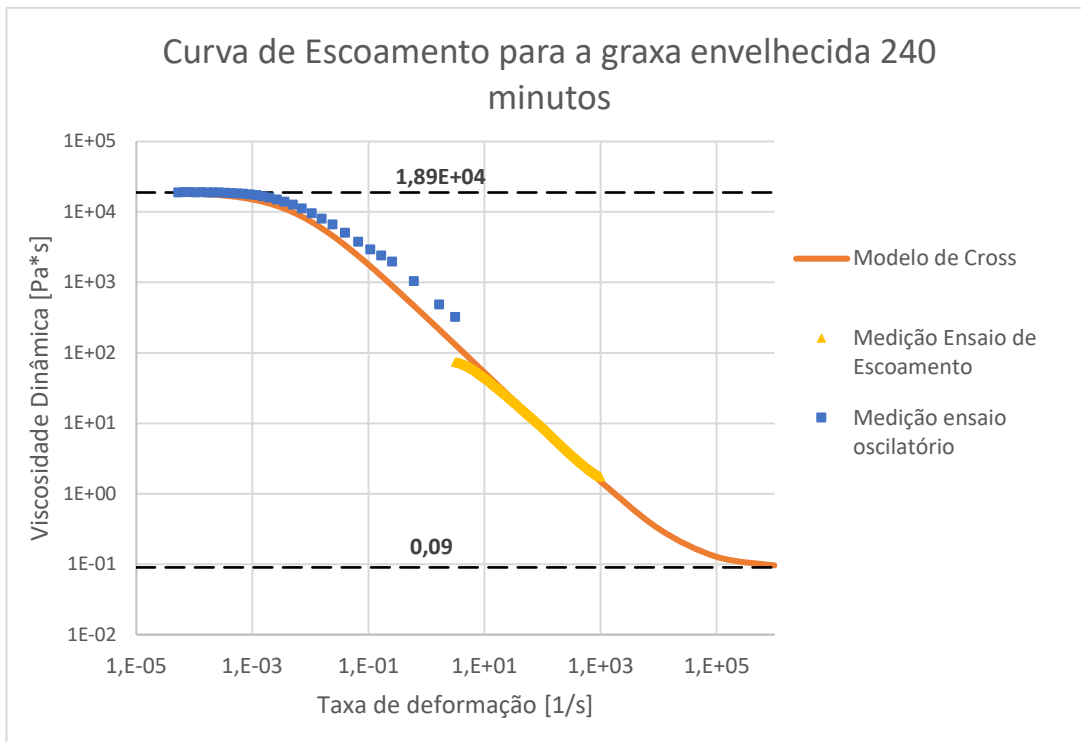


Gráfico 11: Curva de escoamento para a graxa envelhecida 240 minutos, obtida a partir de medições em ensaios reológicos e aplicado o modelo de Cross.

É visível uma descontinuidade entre os dados obtidos no ensaio oscilatório de varredura e os obtidos por rampa de deformação, ente as taxas de deformação de $10^{-1} s^{-1}$ e $10 s^1$. Apesar de ser considerado um ponto crítico para medições em graxa (devido ao fato de que o ponto limite de escoamento se encontra nessa faixa de taxa de deformação), a descontinuidade pode também ser atribuída ao uso de diferentes placas para os ensaios reológicos, resultando em medições diferentes bem como da consideração de utilizar apenas os dados decrescentes da rampa de deformação, onde efeitos tixotrópicos afetaram os resultados.

As diferenças entre os resultados se tornam visíveis ao se comparar as viscosidades, como pode ser visto no gráfico 12:

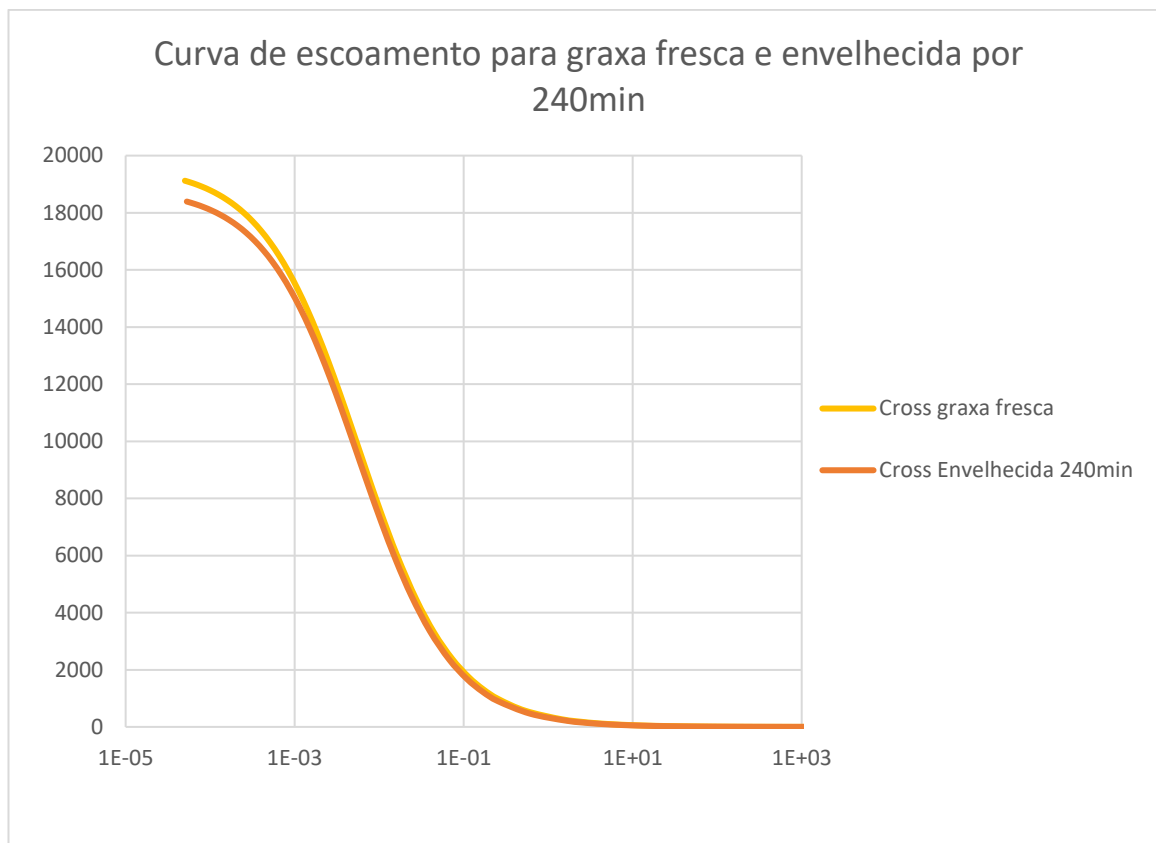


Gráfico 12: Comparação das curvas de escoamento para a graxa fresca e graxa envelhecida 240 minutos, obtidas a partir do modelo de Cross.

É visível que o desgaste mecânico da graxa promoveu uma redução da viscosidade principalmente a baixas taxas de deformação. Contudo, a maiores taxas ambas tenderão para o mesmo valor de viscosidade, referente ao óleo base. Os valores obtidos a partir da equação para diferentes taxas de cisalhamento podem ser vistos na Tabela 18: Comparação dos valores obtidos pela equação do modelo de Cross para a graxa fresca e envelhecida 240 minutos.

Tabela 18: Valores de viscosidade dinâmica obtidos a partir do modelo de Cross para ambas as amostras

Taxa de deformação [1/s]	Graxa Fresca	Graxa Envelhecida 240min	Diferença [%]
1,00E-03	15.536,58	15.030,89	3,25%
1,00E-02	7.676,13	7.370,09	3,99%
1,00E-01	1.921,64	1.788,20	6,94%
1,00E+00	353,48	317,19	10,27%
1,00E+01	60,70	52,60	13,34%
1,00E+02	10,36	8,68	16,15%

1,00E+03	1,83	1,49	18,16%
1,00E+05	0,14	0,13	8,68%
1,00E+06	0,10	0,10	2,30%

Os valores obtidos à partir da equação possuem maiores diferenças a maiores taxas de deformação, apesar do maior impacto a baixas taxas de deformação: devido à ordem de grandeza, a diferença de viscosidades obtidas para $10^{-5}s^{-1}$ foi de $746,77 Pa.s$. A maior diferença relativa para ambas as amostras é obtida a uma taxa de deformação de $1870,1s^{-1}$, onde as viscosidades para a graxa fresca e envelhecida 240 minutos são de $0,94Pa.s$ e $1,16Pa.s$ respectivamente, sendo uma diferença de 18,31%.

5.4 Resultados da análise do momento de atrito interno do rolamento

Abaixo são apresentados os resultados obtidos da análise a partir do modelo da calculadora do fabricante SKF (apresentada na **sessão 2.7**).

5.4.1 Momento friccional do rolamento

O gráfico 13 apresenta o momento friccional total do rolamento modelo 6310 a $837,7RPM$ a diversas taxas de deformação para ambas as graxas:

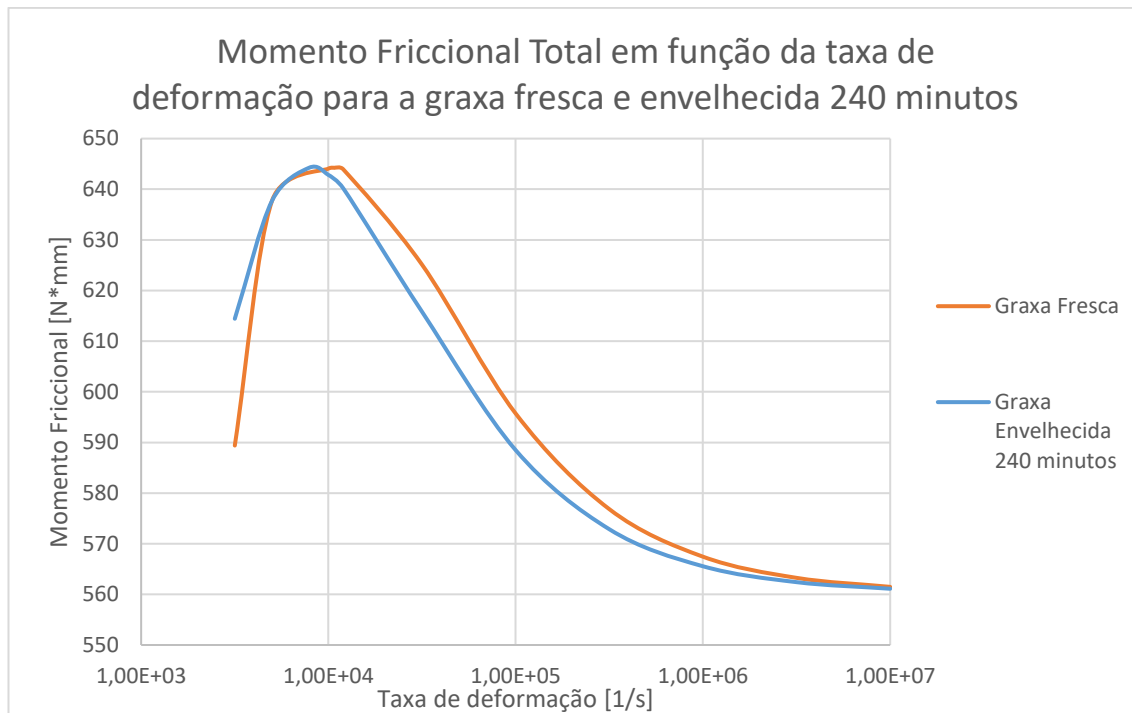


Gráfico 13: Momento friccional em função da taxa de deformação para a graxa fresca e envelhecida 240 minutos como calculado a partir do modelo de Cross e do modelo do fabricante SKF.

Percebe-se que há uma diferença entre os momentos friccionalis para ambas as amostras a uma mesma taxa de deformação. Aplicando o modelo de atrito interno dos rolamentos, se obtém que o momento friccional máximo de $644,22 N \cdot mm$ se dá a uma viscosidade cinemática de $407,512 cSt$ (para essa graxa, equivalente a uma viscosidade dinâmica de $0,367 Pa \cdot s$), sendo que esse valor é alcançado para a graxa fresca a uma taxa de deformação de $1,08 \cdot 10^4 s^{-1}$ e para a graxa envelhecida mecanicamente em $0,786 \cdot 10^4 s^{-1}$. A maior queda medida devido ao envelhecimento mecânico se deu a $3,16 \cdot 10^4 s^{-1}$, com uma queda de $36,63 N \cdot mm$ no momento friccional, uma redução de $5,86\%$.

Para a taxa de deformação a qual os rolamentos das esteiras transportadoras estão sujeitos, os valores para os momentos friccionalis são como mostrados abaixo na tabela 19:

Tabela 19: Valores para o momento friccional do rolamento 6310 a taxa de deformação máxima e mínima para as esteiras rolantes, considerando-se a graxa fresca e a envelhecida 240 minutos

Taxa de deformação [1/s]	Graxa Fresca			Graxa Envelhecida 240 minutos			Redução Momento Friccional [N*mm]	Redução Momento Friccional [%]
	Viscosidade dinâmica [Pa*s]	Viscosidade cinemática [cSt]	Momento Friccional [N*mm]	Viscosidade dinâmica [Pa*s]	Viscosidade cinemática [cSt]	Momento Friccional [N*mm]		
5,00E+06	0,092	102,683	562,365	0,092	101,912	561,754	0,611	0,109%
2,90E+06	0,094	104,086	563,467	0,093	102,936	562,565	0,902	0,160%

Devido à taxa de deformação a qual os rolamentos estão sujeitos ser superior a $10^6 s^{-1}$, a diferença no momento friccional observada foi de 0,109% a $5.10^6 s^{-1}$ e 0,16% a $2,9.10^6 s^{-1}$. A perda energética para ambas as amostras convertem para um mesmo valor de momento friccional mínimo conforme a taxa de deformação aumenta e a viscosidade da graxa se aproxima a de seu óleo base. Observa-se que o valor da viscosidade cinemática para todos os casos converge para o valor de $100cSt$, indicado como sendo a viscosidade dinâmica do óleo base à temperatura de $40^\circ C$. O valor calculado da viscosidade dinâmica a graxa fresca e envelhecida 240 minutos a $10^6 s^{-1}$ são de $109,3cSt$ e $106,79cSt$ respectivamente, ambas apresentando uma diferença já inferior a 10% quanto à do óleo base.

Pode-se afirmar que o comportamento parabólico do momento friccional máximo se deve à ação dos fatores de redução do aquecimento (o aquecimento da graxa devido a fluxos internos reduz sua viscosidade) (ϕ_{ish}) e de redução por esgotamento (relacionado à falta de lubrificante na junta – a graxa não possui tempo suficiente para preencher os espaços deixados pelo lubrificante expelido para fora do trilho reduzindo a espessura de filme) (ϕ_{rs}). Nota-se que estes possuem comportamento decrescente em função da viscosidade cinemática, porém a taxas diferentes. Ambas são multiplicadas ao momento friccional por atrito (M_{rr}) que possui comportamento crescente em função à viscosidade cinemática. O comportamento pode também ser explicado pelas diferentes taxas com que os fatores decaem em função da viscosidade. O gráfico 14 mostra uma comparação da variação dos valores de ϕ_{ish} e ϕ_{rs} em função da viscosidade cinemática:

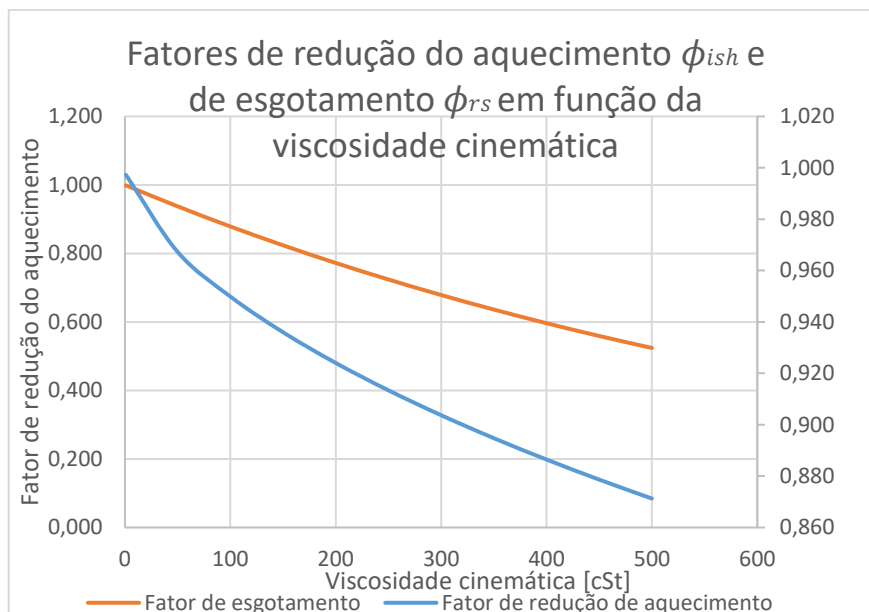


Gráfico 14: Comparação da variação dos fatores de redução do aquecimento e de esgotamento em função da viscosidade cinemática da graxa como calculada pelo modelo do fabricante SKF.

O valor para o termo $\phi_{ish}\phi_{rs}M_{rr}$ em função da viscosidade cinemática da graxa é plotado no gráfico 15:

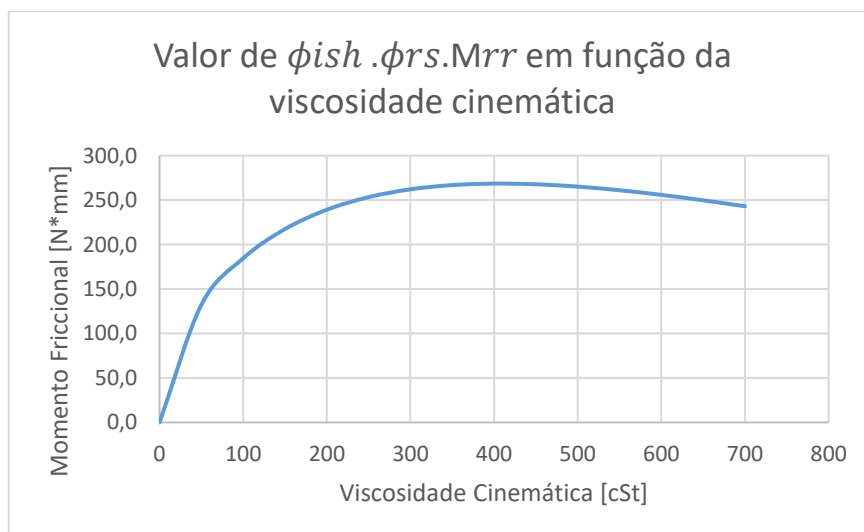


Gráfico 15: Valor de em função da viscosidade cinemática da graxa, como calculado pela modelo do fabricante SKF.

O valor máximo para este termo se dá a uma viscosidade cinemática de $407,512cSt$, o que condiz com o resultado obtido para o momento friccional total. Conforme aumenta-se a taxa de deformação (e conseqüentemente a viscosidade cinemática), o momento friccional de atrito tende a um valor

constante, ao mesmo tempo que o esgotamento no contato do rolamento se torna menos pronunciado e as perdas térmicas diminuem. Como pode ser observado na figura acima, o comportamento das três componentes em conjunto fará com que haja um rápido aumento do momento friccional por atrito medido até o atingimento do valor máximo. A partir desse ponto, os efeitos dos fatores de redução se tornam mais pronunciados e provocam um decréscimo do momento friccional por atrito.

Dessa forma, percebe-se que o valor do termo $\phi_{ish}\phi_{rs}M_{rr}$ é o responsável pela variação do momento friccional em função da viscosidade dinâmica, uma vez que os demais são desprezados ou possuem valor constante para o rolamento em questão. O valor para o momento friccional da vedação M_{seal} obtido se manteve constante em $245,1N.mm$, independente da taxa de deformação aplicada. O momento friccional de arrasto M_{drag} só é relevante para graxas no momento de início do movimento, sendo aqui desprezado.

5.4.2 Avaliação da perda energética do rolamento

A potência dissipada P por rolamento em função do momento friccional pode ser calculada conforme a equação 15:

$$P = 2\pi \cdot \frac{N}{60} \cdot M \cdot 10^{-3} \quad (15)$$

Onde P é dado em Watt, N é o número de rotações do rolamento em RPM e M o momento friccional em $N.mm$.

Dessa forma, para o exemplo apresentado acima, obtém-se uma potência dissipada de $49,380W$ para a graxa fresca e $49,222W$ para a graxa envelhecida 240 minutos, o que resulta em uma diferença de $0,158W$.

Com a diminuição da tensão de deformação, a diferença entre os momentos friccionais será maior e por consequência a diferença na dissipação energética. Para a taxa de deformação de $3,16 \cdot 10^4 s^{-1}$, onde há a maior diferença de momento friccional entre as amostras, a Dissipação energética da graxa envelhecida 240 minutos é de $3,213W$.

5.5 Resumo dos resultados

Conforme apresentado na acima, o procedimento de envelhecimento mecânico aplicado a graxa proporcionou uma série alterações em suas propriedades reológicas. As alterações medidas estão resumidas abaixo:

- Pequeno decréscimo nos valores de G' e G'' medidos em ensaio oscilatório. A variação de ponto crítico para a graxa sofreu uma redução de aproximadamente 7% apenas.
- Os valores para a viscosidade dinâmica medidos em ensaio de rampa de deformação para ambas as graxas apresentaram resultados diferentes, com um decréscimo da viscosidade dinâmica após o processo de envelhecimento. As principais diferenças nos valores se deram a menores taxas de deformação, sendo de aproximadamente 55% em $1s^{-1}$ e decaindo progressivamente. Percebe-se que a viscosidade dinâmica tende a um valor comum a altas taxas de deformação.
- A partir das duas curvas obtidas para cada amostra no ensaio de rampa de deformação, é perceptível uma diminuição dos efeitos tixotrópicos devido ao envelhecimento mecânico de aproximadamente 21%.
- Houve uma descontinuidade entre os dados obtidos no ensaio oscilatório e no ensaio de rampa de tensão no intervalo de $100s^{-1}$ e $1000s^{-1}$, podendo ter sido causado pelo uso de placas diferentes na execução dos mesmos. A utilização dos dados decrescentes da rampa de deformação incluiu efeitos tixotrópicos no resultado que também podem ter sido responsáveis pela descontinuidade.
- Os gráficos para a graxa fresca e envelhecida 240 minutos plotados a partir do modelo de Cross permitem avaliar a diferença nas viscosidades dinâmicas a diferentes taxas de deformação. A maior diferença relativa calculada foi a $1870,1s^{-1}$, onde os valores diferem em 18,31%. Contudo, devido à ordem de grandeza da medição, as maiores diferenças de viscosidades dinâmicas medidas se dão a baixas taxas de deformação.
- Devido a fatores computacionais, não foi possível calcular o momento friccional para todo o espectro de taxas de deformações, ficando limitado a valores superiores a $3,16 \cdot 10^3 s^{-1}$.
- Considerando uma espessura de filme média com base em experimentos anteriores de $1\mu m$, os rolamentos para as esteiras rolantes em questão operam sempre a taxas de deformação superiores a $10^5 s^{-1}$. Portanto, estes podem ser modelados a partir da calculadora do fabricante.
- A variação do momento friccional na faixa de operação dos rolamentos entre a graxa fresca e a envelhecida 240 minutos é na

- faixa de 0,611 a 0,9N.mm, dependendo da velocidade de rotação. Isto representa uma redução de 0,1 a 0,16% no momento friccional.
- A viscosidade da graxa tende à do óleo base a altas taxas de deformação. Para o exemplo apresentado, a variação na faixa de operação dos rolamentos é inferior a 5% em todos os casos.
 - O momento friccional nos rolamentos causados pela graxa fresca ou envelhecida são diferentes, sendo que ambas terão um mesmo valor máximo igual a 644,22N.mm, porém a taxas de deformação distintas.
 - A maior queda de momento friccional medida devido ao envelhecimento mecânico se deu a $3,16 \cdot 10^4 s^{-1}$, com uma queda de 36,63N.mm no momento friccional. Isto representa uma redução de 5,86%.
 - A taxas de deformação mais baixas (inferiores a aproximadamente $10^4 s^{-1}$, a graxa fresca irá apresentar momentos friccionalis inferiores ao da graxa envelhecida. Passado este ponto, o comportamento se inverte.
 - A perda energética dos selos se mantém constante independente da viscosidade da graxa.

6 DISCUSSÃO

6.1 O experimento como um procedimento de envelhecimento mecânico da graxa

A metodologia empregada mostrou-se válida como um procedimento para envelhecimento mecânico da graxa em laboratório. A graxa envelhecida por 240 minutos apresentou resultados conforme os esperados: a deterioração do agente espessante veio a causar uma redução da viscosidade dinâmica medida principalmente a baixas taxas de deformação (onde este apresenta forte influência no comportamento da graxa), com um valor convergindo para o do óleo base da graxa fresca a maiores taxas de deformação.

O experimento foi desenvolvido baseado na norma ASTM D1831 criada para avaliação do impacto do envelhecimento mecânico na estabilidade da graxa. Este se mostrou de fácil execução por demandar equipamentos simples e um dispositivo de fácil fabricação apenas, sendo este conectado em um torno mecânico ou outro equipamento capaz de girá-lo.

O dispositivo também se mostrou capaz de envelhecer mecanicamente uma quantidade de graxa superior à empregada na norma ASTM D1831 (100g contra 50g empregados na norma), permitindo que um maior número de amostras em diferentes estágios do processo de envelhecimento fossem obtidas.

6.2 Ensaios reológicos e procedimento para obtenção da curva de escoamento.

Atrasos no decorrer do projeto impediram um maior número de ensaios reológicos para as amostras. Foram realizados apenas um ensaio oscilatório e um ensaio de rampa de deformação para as graxas fresca e envelhecida 240 minutos, sendo que não é possível afirmar que os resultados obtidos são estatisticamente robustos mesmo estes sendo considerados plausíveis, ou seja, indicando uma redução da viscosidade dinâmica da graxa devido ao envelhecimento mecânico.

A aplicação do método proposto por Doraiswami et al (1991)¹¹ para obtenção das viscosidades dinâmicas a partir do ensaio oscilatório se mostrou eficaz e apresentou bons resultados mesmo a baixas taxas de deformação, região onde não se é possível a obtenção dos valores por ensaio de rampa de deformação.

Das equações para as curvas de escoamento, é visível a redução da viscosidade dinâmica fruto do experimento, indicando que o envelhecimento mecânico sofrido pela graxa impactará nas perdas energéticas do rolamento e que este comportamento pode ser previsto a partir de ensaios em laboratório.

6.3 Efeito do envelhecimento mecânico nas perdas energéticas dos rolamentos

O experimento demonstrou que o envelhecimento mecânico da graxa irá impactar na sua viscosidade dinâmica e, por consequência, em sua eficiência energética. Contudo, pôde ser observado que o maior impacto se dá a taxas de deformação inferiores a $10^{-5} s^{-1}$. Como as espessuras de filme para graxas em

rolamentos se encontra na ordem de $1\mu m$, esta faixa de operação só é percebida em rolamentos com aplicações especiais ou no acionamento do mesmo. Isto faz com que este estudo seja mais relevante para rolamento com ciclos intermitentes de acionamento e parada.

Para o caso apresentado na **sessão 6.4**, a economia energética por rolamento é de $0,158W$. Contudo, este valor pode vir a representar impactos financeiros significativos quando considera-se que as esteiras rolantes do Porto de Tubarão são compostas por 1,6 milhões de rolos transportadores, cada um composto por 2 rolamentos. Isto resultaria em redução nas perdas energéticas de $568,45KW$. Para a taxa de deformação de $3,16 \cdot 10^4 s^{-1}$, onde a queda do momento friccional foi a maior medida, o impacto seria de aproximadamente $11,568MW$.

Apesar do envelhecimento mecânico ter alterado de forma perceptível a viscosidade da graxa, não é possível afirmar que a queda na viscosidade tenha se estabilizado, uma vez que outras amostras não foram medidas. Com uma análise detalhada do processo de envelhecimento da graxa é possível prever o custo em perdas energéticas causado pela graxa fresca até a estabilização de sua viscosidade.

6.4 Considerações Finais

A maioria dos trabalhos anteriores relacionados ao envelhecimento mecânico da graxa estudavam a graxa somente em seu estágio final de vida, havendo uma grande dificuldade em se acompanhar o desenvolvimento das propriedades da graxa ao longo de sua utilização. Muito disso é devido à pequena quantidade de graxa utilizada dentro de um rolamento, fazendo com que fosse necessário se comprometer uma grande quantidade de rolamentos para estudo da graxa em meio de vida e inviabilizando a pesquisa. Sendo uma exceção, os trabalhos executados por Lundberg acompanharam o desenvolvimento das graxas por um período de 3 anos. Além do longo tempo decorrido, o estudo voltou-se para a análise da estabilidade e vida útil da graxa apenas.

O procedimento de envelhecimento ao qual a graxa foi aplicada teve uma duração de 4 horas. À velocidade escolhida, isso representa uma distância percorrida de $29Km$, sendo que os trabalhos de Lundberg apontam os efeitos de envelhecimento mecânico acontecendo nos primeiros $25.000Km$ (contudo, para graxas de maior estabilidade, quando comparadas à graxa utilizada no experimento). À velocidade empregada, tal distância seria percorrida em um período de 144 dias. Contudo, não foram apresentadas restrições para o aumento da velocidade, possibilitando-se o alcance de tal distância percorrida em muito menos tempo.

É importante ressaltar que o experimento foi conduzido envelhecendo-se a graxa por 240 minutos (4 horas), visto que a vida útil dos relógios estudados é de aproximadamente 5 anos. É de se esperar que um maior período de envelhecimento mecânico resultaria em uma maior diferença entre os resultados obtidos para a graxa fresca e a envelhecida.

Os problemas no desenvolvimento do projeto envolvendo a utilização do torno mecânico tiveram por consequência uma redução nos números de ensaios reológicos possíveis, para que o projeto respeitasse as datas limites estipuladas. Devido ao número limitado de ensaios reológicos, não é possível afirmar que os resultados aqui apresentados condizem integralmente com a realidade. Contudo, o procedimento desenvolvido mostrou-se apto a envelhecer a graxa mecanicamente e em um período de tempo relativamente curto. Com a quantidade de graxa envelhecida obtida, é possível o estudo reológico detalhado das alterações em suas propriedades ao longo de sua vida. A metodologia empregada para o tratamento dos dados mostrou-se capaz de modelar a curva de escoamento da graxa.

7 CONCLUSÃO

Estudos anteriores estudavam o envelhecimento mecânico da graxa apenas analisando seu estado em fim de vida devido à dificuldade na obtenção de amostras em meia vida. Isto dificultava estudos mais aprofundados sobre o desenvolvimento do envelhecimento mecânico da graxa ao longo de sua utilização.

Do trabalho apresentado, é possível concluir que:

- O procedimento de envelhecimento desenvolvido é capaz de gerar alterações nas graxas lubrificantes
- As medições reológicas utilizadas servem perfeitamente para analisar as alterações das propriedades visco-elásticas das graxas
- O envelhecimento mecânico por um curto espaço de tempo gera uma redução da viscosidade de graxa a altas e baixas taxas de deformação
- As alterações reológicas, mesmo que pequenas, podem reduzir a perda de energia em valores significativos (278,15KW) visto a quantidade de rolamentos utilizados em correias transportadoras

8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base no experimento aqui apresentado e nos resultados obtidos, seguem listadas abaixo sugestões de trabalhos futuros para continuidade deste projeto:

- Realização do experimento a maiores velocidades de rotação.
- Repetição dos ensaios reológicos para validação dos dados (verificar se condizem com a realidade).
- Realização do processo de envelhecimento mecânico por um período prolongado (sugere-se o desenvolvimento de uma bancada dedicada para tal, possibilitando a realização do processo de envelhecimento por períodos extensos).
- Estudo detalhado do custo energético da graxa desde o início do uso até a estabilização de sua viscosidade dinâmica.
- Validação dos resultados de envelhecimento via comparação das propriedades reológicas de graxas obtidas de rolamentos em meia vida.

9 REFERÊNCIAS

- 1 COUSSEAU, T. **Film Thickness And Friction In Grease Lubricated Contacts: Application To Rolling Bearing Torque Loss.** Tese (Doutorado), Faculdade De Engenharia Da Universidade Do Porto, Porto, 2015.
- 2 LUGT, P. M. **A Review on Grease Lubrication in Rolling Bearings.** Tribology Transactions, 52:4, 470-480, Nieuwegein, 2009.
- 3 LUGT, P. M. **Modern advancements in lubricating grease technology.** Tribology International, v. 97, p. 467-477, Nieuwegein, 2016.
- 4 MAS, R; MAGNIN, A. **Rheological and Physical Studies of Lubricating Greases Before and After Use in Bearings.** Journal of Tribology, v. 118, n. 3, p. 681, Grenoble, 1996.
- 5 CANN, P. M., DONER, J. P.WEBSTER, M. N. et al. **Grease Degradation in Rolling Element Bearings.** Tribology Transactions, 44:3, 399-404, London, 2001
- 6 COURONNE, I., BLETTNER, G. VERGNE, P. **Rheological Behavior of Greases: Part I—Effects of Composition and Structure.** Tribology Transactions, 43:4, 619-626, 2000.
- 7 JONES, E.F. **Lubricating grease.** Tribology, v. 1, n. 3, p. 161-163, 1968
- 8 LUNDBERG, J; HÖGLUND, E. **A new method for determining the mechanical stability of lubricating greases.** Tribology International, v. 33, n. 3-4, p. 217-223, Luleå, 2000.
- 9 LUNDBERG, J.; PARIDA, A.; SÖDERHOLM, P.. **Running temperature and mechanical stability of grease as maintenance parameters of railway bearings.** International Journal of Automation and Computing, v. 7, n. 2, p. 160-166, Luleå, 2010.
- 10 SALOMONSSON, L., STANG, G; ZHMUD, B. **Oil/Thickener Interactions and Rheology of Lubricating Greases.** Tribology Transactions, 50:3, 302-309, Nynashamn, 2007.
- 11 YEONG, S.K., LUCKHAM, P.F. TADROS, TH.F. **Steady flow and viscoelastic properties of lubricating grease containing various thickener concentrations.** Journal of Colloid and Interface Science, v. 274, n. 1, p. 285-293, London, 2004.
- 12 DORAISWAMY, A. N. et Al. **The Corx-Merz Rule Extended : A Rheological Model For Concentrated Suspensions and Other Materials With a Yield Stress.** J. Rheol. 35, 647, Piscataway, 1991.
- 13 KUHN, E. **Descriprion of the energy level of tribologically stressed greases.** Wear, v. 188, n. 1-2, p. 138-141, Hamburg, 1995.
- 14 BAUER, W. H., FINKELSTEIN, A. P., WIBERLEY, S. E. **Flow Properties of Lithium Stearate-Oil Model Greases as Functions of Soap Concentration and Temperature.** A S L E Transactions, 3:2, 215-224, Albany, 1960.
- 15 CROSS, M M. **Rheology of non-Newtonian fluids: A new flow equation for pseudoplastic systems.** Journal of Colloid Science, v. 20, n. 5, p. 417-437, Manchester, 1965.
- 16 SISKI, A.W.. **The flow of lubricating greases.** Industrial and Engineering Chemistry, v. 50, p. 1789–1792, Indiana, 1958.

- 17 ROELANDS, C. **Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils**. Tese (Doutorado), Delft University of Technology, Delft, 1967.
- 18 ESPEGEL, G. M. **Using a Friction Model as an Engineering Tool**.
Disponível em: <http://evolution.skf.com/us/using-a-friction-model-as-an-engineering-tool-2/> (Acessado 20/11/2016).
- 19 LUGT, P. M., CEN, H., MORALES-ESPEJEL, G. **On the Film Thickness of Grease-Lubricated Contacts at Low Speeds**. Tribology Transactions, 57:4, 668-678. Lyon, 2014.
- 20 GONÇALVES, D., GRAÇA, B., CAMPOS, A. V., SEABRA, J., LECKNER, J., & WESTBROEK, R. **On the film thickness behaviour of polymer greases at low and high speeds**. Tribology International, 90, 435-444, Porto, 2015.
- 21 MEWIS, J; WAGNER, N. J. **Thixotropy**. Advances in Colloid and Interface Science, 147-148, 214-227. Leuven, 2009.
- 22 COURONNE, I. VERGNE, P. **Rheological Behavior of Greases: Part II—Effect of Thermal Aging, Correlation with Physico-Chemical Changes**. Tribology Transactions, 43:4, 788-794, Villeurbanne Cedex, 2000.
- 23 CANN, P. M., WEBSTER, M. N. DONER, J. P. et al. **Grease Degradation in R0F Bearing Tests**. Tribology Transactions, 50:2, 187-197, London, 2007
- 24 CANN, P.M. **Grease degradation in a bearing simulation device**. Tribology International, v. 39, n. 12, p. 1698-1706, London, 2006.
- 25 LUNDBERG, J.; BERG, S. **Grease-lubrication of roller bearings in railway waggons. Part 2: laboratory tests and selection of proper test methods**. Industrial Lubrication and Tribology, v. 52, n. 2, p. 76-86, Luleå, 2000.
- 26 LUNDBERG, J. **Grease lubrication of roller bearings in railway waggons. Part 1: field tests and systematic evaluation to determine the optimal greases**. Industrial Lubrication and Tribology, v. 52, n. 1, p. 36-44, Luleå, 2000.
- 27 **Noções básicas dos dados técnicos de graxas**. *Disponível em: <http://www.skf.com/br/products/lubrication-solutions/lubricants/understanding-grease-technical-data/index.html> (Acessado em 07/11/2016).*
- 28 SKF. **Rolling Bearings**: Catálogo. Unites States, 6000EN, 2013. 1380p.
- 29 **Prefixes and sufixes**.
Disponível em: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/bearing-basics/basic-bearing-designation-system/prefixes-and-suffixes/index.html> (Acessado em 07/11/2016).

- 30 **SKF Bearing Calculator**. *Disponível em:* <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/> (Acessado em 07/11/2016).
- 31 AST Bearings LLC. **Bearing Closures – Shields and Seals**. Montville, USA, 2010. 1p.
- 32 BALAN, C. HUTTER, K. **A procedure to determine the material constants and the viscosity function for a fluid with yield shear stress**. Acta Mechanica, v. 109, n. 1-4, p. 65-78, Bucharest, 1995.
- 33 AçoTubo. **Catálogo Master**: Catálogo. Brasil, 2016. 56p
- 34 TA Instruments. **Discovery Hybrid Rheometer**: Catálogo. TA Instruments, 2016.
- 35 BUDYNAS, R. G., NISBETT, J. K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. New York, 2008.
- 36 CANN, P. M. **Starvation and Reflow in a Grease-Lubricated Elastohydrodynamic Contact**. Tribology Transactions, 39:3, 698-704, London, 1996
- 37 COUSSEAU, T., GRAÇA, B M. CAMPOS, A. V. et al. **Influence of grease rheology on thrust ball bearings friction torque**. Tribology International, v. 46, n. 1, p. 106-113, Porto, 2012.
- 38 COUSSEAU, T, GRAÇA, B. CAMPOS, A. et al. **Grease Aging Effects on Film Formation under Fully-Flooded and Starved Lubrication**. Lubricants, v. 3, n. 2, p. 197-221, Porto, 2015.
- 39 CROOK, A. W. **The Lubrication of Rollers II. Film Thickness With Relation To Viscosity and Speed**. Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, vol. 254, no. 1040, pp. 223-236, London, 1961.
- 40 DELGADO, M.A., FRANCO, J.M.KUHN, E. **Effect of rheological behaviour of lithium greases on the friction process**. Industrial Lubrication and Tribology, Vol. 60 Iss: 1 pp. 37 – 45, Hamburg, 2008.
- 41 HYUN, K., WILHELM, M.; KLEIN, C. O. et al. **A review of nonlinear oscillatory shear tests: Analysis and application of large amplitude oscillatory shear (LAOS)**. Progress in Polymer Science, v. 36, n. 12, p. 1697-1753, Cambridge, 2011.
- 42 KUHN, E. **Investigations into the Degradation of the Structure of Lubricating Greases**. Tribology Transactions, 41:2, 247-250, Hamburg, 1998.
- 43 MITSUI, J; HORI, Y; TANAKA, M. **An Experimental Investigation on the Temperature Distribution in Circular Journal Bearings**. Journal of Tribology, v. 108, n. 4, p. 621, Tokyo, 1986.
- 44 NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. 4 ed. Bookman, Porto Alegre, 2013.

- 45 PALACIOS, J. M., CAMERON, A. ARIZMENDI, L. **Film Thickness of Grease in Rolling Contacts**. A S L E Transactions, 24:4, 474-478, Madri, 1981.
- 46 PRASHAD, H. **Diagnosis of Deterioration of Lithium Greases Used in Rolling-Element Bearings by X-ray Diffractometry**. Tribology Transactions, 32:2, 205-214, Vikasnagar, 1989.
- 47 WOYDT, M; WÄSCHE, R. **The history of the Stribeck curve and ball bearing steels: The role of Adolf Martens**. Wear, v. 268, n. 11-12, p. 1542-1546, Berlin, 2010.
- 48 NSK. **Deep Grove Ball Bearings**: Catálogo. *Disponível em:* <http://www.jp.nsk.com/app01/en/ctrq/index.cgi?inpGroup=bearings> (Acessado em 07/11/2016).
- 49 American Society for Testing and Materials. **ASTM D 2270**. West Conshohocken, 1998.
- 50 American Society for testing Materials. **ASTM D 1831**. West Conshohocken, 2001.

ANEXO A – ASTM D 2270



Designation: D 2270 – 93 (Reapproved 1998)

An American National Standard
British Standard 4459



Designation: 226/91 (95)

Standard Practice for Calculating Viscosity Index From Kinematic Viscosity at 40 and 100°C¹

This standard is issued under the fixed designation D 2270; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

This is also a standard of the Institute of Petroleum issued under the fixed designation IP 226. The final number indicates the year of last revision.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense.

1. Scope

1.1 This practice² specifies the procedures for calculating the viscosity index of petroleum products, such as lubricating oils, and related materials from their kinematic viscosities at 40 and 100°C.³

1.1.1 *Procedure A*—For petroleum products of viscosity index up to and including 100.

1.1.2 *Procedure B*—For petroleum products of which the viscosity index is 100 or greater.

1.2 Table 1 given in this practice applies to petroleum products with kinematic viscosities between 2 and 70 mm²/s (cSt) at 100°C.⁴ Equations are provided for calculating viscosity index for petroleum products having kinematic viscosities above 70 mm²/s (cSt) at 100°C.

1.3 The kinematic viscosity values are determined with reference to a value of 1.0038 mm²/s (cSt) at 20.00°C for distilled water. The determination of the kinematic viscosity of a petroleum product shall be carried out in accordance with Test Methods D 445, IP 71, ISO 3104, or ISO 2909.

1.4 The values stated in SI units are to be regarded as the standard.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

¹ This practice is under the jurisdiction of ASTM Committee D-2 on Petroleum Products and Lubricants and is the direct responsibility of Subcommittee D02.07 on Flow Properties.

In the IP, this practice is under the jurisdiction of the Standardization Committee. Current edition approved March 15, 1993. Published May 1993. Originally published as D 2270 – 64. Last previous edition D 2270 – 91.

² Metrication of Viscosity Index System Method D 2270 is available from ASTM Headquarters. Request RR: D02-1009.

³ The results obtained from the calculation of VI from kinematic viscosities determined at 40 and 100°C are virtually the same as those obtained from the former VI system using kinematic viscosities determined at 37.78 and 98.89°C.

⁴ 1 cSt = 1 mm²/s = 10⁻⁶m²/s.

D 341 Viscosity-Temperature Charts for Liquid Petroleum Products⁵

D 445 Test Method for Kinematic Viscosity of Transparent and Opaque Liquids (and the Calculation of Dynamic Viscosity)⁵

D 1695 Terminology of Cellulose and Cellulose Derivatives⁶

2.2 ISO Standards:

ISO 2909 Petroleum products—Calculation of Viscosity Index from kinematic viscosity⁷

ISO 3104 Petroleum products—Transparent and opaque liquids—Determination of kinematic viscosity and calculation of dynamic viscosity⁷

2.3 IP Document:

IP 71⁸

3. Terminology

3.1 Definitions of Terms Specific to This Standard:

3.1.1 *viscosity index, n*—an arbitrary number used to characterize the variation of the kinematic viscosity of a petroleum product with temperature.

3.1.1.1 *Discussion*—For oils of similar kinematic viscosity, the higher the viscosity index the smaller the effect of temperature on its kinematic viscosity.

NOTE 1—Viscosity index is also used in Terminology D 1695 in a definition unrelated to that in 3.1.1.

⁵ *Annual Book of ASTM Standards*, Vol 05.01.

⁶ *Annual Book of ASTM Standards*, Vol 06.03.

⁷ Available from American National Standards Institute, 11 W. 42nd St., 13th FL, New York, NY 10036.

⁸ Available from Institute of Petroleum, 61 New Cavendish St., London W1M 8AR, United Kingdom.



D 2270

TABLE 1 Basic Values for L and H for Kinematic Viscosity in 40–100°C System

Kinematic Viscosity at 100°C, mm ² /s (cSt)	L		H		Kinematic Viscosity at 100°C, mm ² /s (cSt)	L		H		Kinematic Viscosity at 100°C, mm ² /s (cSt)	L		H		Kinematic Viscosity at 100°C, mm ² /s (cSt)	L		H	
	L	H	L	H		L	H	L	H		L	H	L	H		L	H		
2.00	7.994	6.394	7.00	78.00	48.57	12.0	201.9	108.0	17.0	369.4	180.2	24.0	683.9	301.8	42.5	1935	714.9		
2.10	8.640	6.894	7.10	80.25	49.61	12.1	204.8	109.4	17.1	373.3	181.7	24.2	694.5	305.6	43.0	1978	728.2		
2.20	9.309	7.410	7.20	82.39	50.69	12.2	207.8	110.7	17.2	377.1	183.3	24.4	704.2	309.4	43.5	2021	741.3		
2.30	10.00	7.944	7.30	84.53	51.78	12.3	210.7	112.0	17.3	381.0	184.9	24.6	714.9	313.0	44.0	2064	754.4		
2.40	10.71	8.496	7.40	86.66	52.88	12.4	213.6	113.3	17.4	384.9	186.5	24.8	725.7	317.0	44.5	2108	767.6		
2.50	11.45	9.063	7.50	88.85	53.98	12.5	216.6	114.7	17.5	388.9	188.1	25.0	736.5	320.9	45.0	2152	780.9		
2.60	12.21	9.647	7.60	91.04	55.09	12.6	219.6	116.0	17.6	392.7	189.7	25.2	747.2	324.9	45.5	2197	794.5		
2.70	13.00	10.25	7.70	93.20	56.20	12.7	222.6	117.4	17.7	396.7	191.3	25.4	758.2	328.8	46.0	2243	808.2		
2.80	13.80	10.87	7.80	95.43	57.31	12.8	225.7	118.7	17.8	400.7	192.9	25.6	769.3	332.7	46.5	2288	821.9		
2.90	14.63	11.50	7.90	97.72	58.45	12.9	228.8	120.1	17.9	404.6	194.6	25.8	779.7	336.7	47.0	2333	835.5		
3.00	15.49	12.15	8.00	100.0	59.60	13.0	231.9	121.5	18.0	408.6	196.2	26.0	790.4	340.5	47.5	2380	849.2		
3.10	16.36	12.82	8.10	102.3	60.74	13.1	235.0	122.9	18.1	412.6	197.8	26.2	801.6	344.4	48.0	2426	863.0		
3.20	17.26	13.51	8.20	104.6	61.89	13.2	238.1	124.2	18.2	416.7	199.4	26.4	812.8	348.4	48.5	2473	876.9		
3.30	18.18	14.21	8.30	106.9	63.05	13.3	241.2	125.6	18.3	420.7	201.0	26.6	824.1	352.3	49.0	2521	890.9		
3.40	19.12	14.93	8.40	109.2	64.18	13.4	244.3	127.0	18.4	424.9	202.6	26.8	835.5	356.4	49.5	2570	905.3		
3.50	20.09	15.66	8.50	111.5	65.32	13.5	247.4	128.4	18.5	429.0	204.3	27.0	847.0	360.5	50.0	2618	919.6		
3.60	21.08	16.42	8.60	113.9	66.48	13.6	250.6	129.8	18.6	433.2	205.9	27.2	857.5	364.6	50.5	2667	933.6		
3.70	22.09	17.19	8.70	116.2	67.64	13.7	253.8	131.2	18.7	437.3	207.6	27.4	869.0	368.3	51.0	2717	948.2		
3.80	23.13	17.97	8.80	118.5	68.79	13.8	257.0	132.6	18.8	441.5	209.3	27.6	880.6	372.3	51.5	2767	962.9		
3.90	24.19	18.77	8.90	120.9	69.94	13.9	260.1	134.0	18.9	445.7	211.0	27.8	892.3	376.4	52.0	2817	977.5		
4.00	25.32	19.56	9.00	123.3	71.10	14.0	263.3	135.4	19.0	449.9	212.7	28.0	904.1	380.6	52.5	2867	992.1		
4.10	26.50	20.37	9.10	125.7	72.27	14.1	266.6	136.8	19.1	454.2	214.4	28.2	915.8	384.6	53.0	2918	1007		
4.20	27.75	21.21	9.20	128.0	73.42	14.2	269.8	138.2	19.2	458.4	216.1	28.4	927.6	388.8	53.5	2969	1021		
4.30	29.07	22.05	9.30	130.4	74.57	14.3	273.0	139.6	19.3	462.7	217.7	28.6	938.6	393.0	54.0	3020	1036		
4.40	30.48	22.92	9.40	132.8	75.73	14.4	276.3	141.0	19.4	467.0	219.4	28.8	951.2	396.6	54.5	3073	1051		
4.50	31.96	23.81	9.50	135.3	76.91	14.5	279.6	142.4	19.5	471.3	221.1	29.0	963.4	401.1	55.0	3126	1066		
4.60	33.52	24.71	9.60	137.7	78.08	14.6	283.0	143.9	19.6	475.7	222.8	29.2	975.4	405.3	55.5	3180	1082		
4.70	35.13	25.63	9.70	140.1	79.27	14.7	286.4	145.3	19.7	479.7	224.5	29.4	987.1	409.5	56.0	3233	1097		
4.80	36.79	26.57	9.80	142.7	80.46	14.8	289.7	146.8	19.8	483.9	226.2	29.6	998.9	413.5	56.5	3286	1112		
4.90	38.50	27.53	9.90	145.2	81.67	14.9	293.0	148.2	19.9	488.6	227.7	29.8	1011	417.6	57.0	3340	1127		
5.00	40.23	28.49	10.0	147.7	82.87	15.0	296.5	149.7	20.0	493.2	229.5	30.0	1023	421.7	57.5	3396	1143		
5.10	41.99	29.46	10.1	150.3	84.08	15.1	300.0	151.2	20.2	501.5	233.0	30.5	1055	432.4	58.0	3452	1159		
5.20	43.76	30.43	10.2	152.9	85.30	15.2	303.4	152.6	20.4	510.8	236.4	31.0	1086	443.2	58.5	3507	1175		
5.30	45.53	31.40	10.3	155.4	86.51	15.3	306.9	154.1	20.6	519.9	240.1	31.5	1119	454.0	59.0	3563	1190		
5.40	47.31	32.37	10.4	158.0	87.72	15.4	310.3	155.6	20.8	528.8	243.5	32.0	1151	464.9	59.5	3619	1206		
5.50	49.09	33.34	10.5	160.6	88.95	15.5	313.9	157.0	21.0	538.4	247.1	32.5	1184	475.9	60.0	3676	1222		
5.60	50.87	34.32	10.6	163.2	90.19	15.6	317.5	158.6	21.2	547.5	250.7	33.0	1217	487.0	60.5	3734	1238		
5.70	52.64	35.29	10.7	165.8	91.40	15.7	321.1	160.1	21.4	556.7	254.2	33.5	1251	498.1	61.0	3792	1254		
5.80	54.42	36.26	10.8	168.5	92.65	15.8	324.6	161.6	21.6	566.4	257.8	34.0	1286	509.6	61.5	3850	1270		
5.90	56.20	37.23	10.9	171.2	93.92	15.9	328.3	163.1	21.8	575.6	261.5	34.5	1321	521.1	62.0	3908	1286		
6.00	57.97	38.19	11.0	173.9	95.19	16.0	331.9	164.6	22.0	585.2	264.9	35.0	1356	532.5	62.5	3966	1303		
6.10	59.74	39.17	11.1	176.6	96.45	16.1	335.5	166.1	22.2	595.0	268.6	35.5	1391	544.0	63.0	4026	1319		
6.20	61.52	40.15	11.2	179.4	97.71	16.2	339.2	167.7	22.4	604.3	272.3	36.0	1427	555.6	63.5	4087	1336		
6.30	63.32	41.13	11.3	182.1	98.97	16.3	342.9	169.2	22.6	614.2	275.8	36.5	1464	567.1	64.0	4147	1352		
6.40	65.18	42.14	11.4	184.9	100.2	16.4	346.6	170.7	22.8	624.1	279.6	37.0	1501	579.3	64.5	4207	1369		
6.50	67.12	43.18	11.5	187.6	101.5	16.5	350.3	172.3	23.0	633.6	283.3	37.5	1538	591.3	65.0	4268	1386		
6.60	69.16	44.24	11.6	190.4	102.8	16.6	354.1	173.8	23.2	643.4	286.8	38.0	1575	603.1	65.5	4329	1402		
6.70	71.29	45.33	11.7	193.3	104.1	16.7	358.0	175.4	23.4	653.8	290.5	38.5	1613	615.0	66.0	4392	1419		
6.80	73.48	46.44	11.8	196.2	105.4	16.8	361.7	177.0	23.6	663.3	294.4	39.0	1651	627.1	66.5	4455	1436		
6.90	75.72	47.51	11.9	199.0	106.7	16.9	365.6	178.6	23.8	673.7	297.9	39.5	1691	639.2	67.0	4517	1454		
												40.0	1730	651.8	67.5	4580	1471		
												40.5	1770	664.2	68.0	4645	1488		
												41.0	1810	676.6	68.5	4709	1506		
												41.5	1851	689.1	69.0	4773	1523		
												42.0	1892	701.9	69.5	4839	1541		
															70.0	4905	1558		



4. Significance and Use

4.1 The viscosity index is a widely used and accepted measure of the variation in kinematic viscosity due to changes in the temperature of a petroleum product between 40 and 100°C.

4.2 A higher viscosity index indicates a smaller decrease in kinematic viscosity with increasing temperature of the lubricant.

4.3 The viscosity index is used in practice as a single number indicating temperature dependence of kinematic viscosity.

5. Procedure A—For Oils of Viscosity Index Up to and Including 100

5.1 Calculation:

5.1.1 If the kinematic viscosity of the oils at 100°C is less than or equal to 70 mm²/s (cSt), extract from Table 1 the corresponding values for *L* and *H*. Measured values that are not listed, but are within the range of Table 1, may be obtained by linear interpolation. The viscosity index is not defined and may not be reported for oils of kinematic viscosity of less than 2.0 mm²/s (cSt) at 100°C.

5.1.2 If the kinematic viscosity is above 70 mm²/s (cSt) at 100°C, calculate the values of *L* and *H* as follows:

$$L = 0.8353 Y^2 + 14.67 Y - 216 \quad (1)$$

$$H = 0.1684 Y^2 + 11.85 Y - 97 \quad (2)$$

where:

L = kinematic viscosity at 40°C of an oil of 0 viscosity index having the same kinematic viscosity at 100°C as the oil whose viscosity index is to be calculated, mm²/s (cSt),

Y = kinematic viscosity at 100°C of the oil whose viscosity index is to be calculated, mm²/s (cSt), and

H = kinematic viscosity at 40°C of an oil of 100 viscosity index having the same kinematic viscosity at 100°C as the oil whose viscosity index is to be calculated mm²/s (cSt).

5.1.3 Calculate the viscosity index, *VI*, of the oil as follows:

$$VI = [(L - U)/(L - H)] \times 100 \quad (3)$$

where:

U = kinematic viscosity at 40°C of the oil whose viscosity index is to be calculated mm²/s (cSt).

5.1.4 Calculation Example:

Measured kinematic viscosity at 40°C of the oil whose viscosity index is to be calculated = 73.30 mm²/s (cSt)
kinematic viscosity at 100°C of the oil whose viscosity index is to be calculated = 8.86 mm²/s (cSt)

From Table 1 (by interpolation) *L* = 119.94

From Table 1 (by interpolation) *H* = 69.48

Substituting in Eq 3 and rounding to the nearest whole number:

$$VI = [(119.94 - 73.30)/(119.94 - 69.48)] \times 100 = 92.43 \quad (4)$$

$$VI = 92 \quad (5)$$

5.2 ASTM DS 39b⁹ Viscosity Index Tables for Celsius Temperatures is based on the above calculation and may be used instead of 5.1-5.1.4.

6. Procedure B—For Oils of Viscosity Index of 100 and Greater

6.1 Calculation:

6.1.1 If the kinematic viscosity of the oil at 100°C is less than or equal to 70 mm²/s (cSt), extract the corresponding value for *H* from Table 1. Measured values that are not listed, but are within the range of Table 1, can be obtained by linear interpolation. The viscosity index is not defined and may not be reported for oils of kinematic viscosity of less than 2.0 mm²/s (cSt) at 100°C.

6.1.2 If the measured kinematic viscosity at 100°C is greater than 70 mm²/s (cSt), calculate the value of *H* as follows:

$$H = 0.1684 Y^2 + 11.85 Y - 97 \quad (6)$$

where:

Y = kinematic viscosity at 100°C of the oil whose kinematic viscosity is to be calculated, mm²/s (cSt), and

H = kinematic viscosity at 40°C of an oil of 100 viscosity index having the same kinematic viscosity at 100°C as the oil whose viscosity index is to be calculated mm²/s (cSt).

6.1.3 Calculate the viscosity index, *VI*, of the oil as follows:

$$VI = [(\text{antilog } N) - 1]/0.00715 + 100 \quad (7)$$

where:

$$N = (\log H - \log U)/\log Y, \quad (8)$$

or

$$Y^N = H/U \quad (9)$$

where:

U = kinematic viscosity at 40°C of the oil whose viscosity index is to be calculated mm²/s (cSt).

6.1.4 Calculation Example:

(1) Measured kinematic viscosity at 40°C of the oil whose viscosity index is to be calculated = 22.83 mm²/s (cSt)
kinematic viscosity at 100°C of the oil whose viscosity index is to be calculated = 5.05 mm²/s (cSt)

From Table 1 (by interpolation) *H* = 28.97

Substituting by Eq 8 (by logarithms):

$$N = [(\log 28.97 - \log 22.83)/\log 5.05] = 0.14708 \quad (10)$$

Substituting in Eq 7 and rounding to the nearest whole number:

$$VI = [(\text{antilog } 0.14708) - 1]/0.00715 + 100 \quad (11)$$

$$= [(1.40307 - 1)/0.00715] + 100 = 156.37$$

$$VI = 156$$

(2) Measured kinematic viscosity at 40°C of the oil whose viscosity index is to be calculated = 53.47 mm²/s (cSt)
kinematic viscosity at 100°C of the oil whose viscosity index is to be calculated = 7.80 mm²/s (cSt)

From Table 1, *H* = 57.31

Substituting in Eq 8 (by logarithms):

⁹ Available from ASTM Headquarters.


D 2270

$$N = [(\log 57.31 - \log 53.47)/\log 7.80] = 0.03376 \quad (12)$$

Substituting in Eq 7 and rounding to the nearest whole number:

$$VI = [(\text{antilog } 0.03376) - 1]/0.00715 + 100 \quad (13)$$

$$= [(1.08084 - 1)/0.00715] + 100 = 111$$

6.2 *ASTM DS 39b⁶—Viscosity Index Tables for Celsius Temperatures* is based on the above calculation and may be used instead of 6.1 through 6.1.4.

7. Report

7.1 Report the viscosity index to the nearest whole number. When the number is exactly halfway between the nearest two whole numbers, round to the nearest even number.

7.2 Calculated viscosity index numbers can differ depending on the kinematic viscosity data as determined. When duplicate kinematic viscosity data are available, it is recommended that viscosity index values calculated therefrom be considered acceptable only when the kinematic viscosity data meet the acceptability limits in Test Method D 445 of 0.35 % for repeatability and 0.70 % for reproducibility. It is also recommended that the viscosity index calculated and reported

be that based on the means of the appropriate kinematic viscosity values. If the kinematic viscosity data do not meet acceptability limits in Test Method D 445, the data should be examined and redetermined.

8. Precision and Bias

8.1 The calculation of viscosity index from kinematic viscosities at 40 and 100°C is exact, and no precision limits can be assigned to this calculation.

8.2 The accuracy of the calculated viscosity index is dependent only on the accuracy of the original viscosity determination. Test Method D 445 has a stated repeatability limit of 0.35 % and a reproducibility limit of 0.70 %.

8.3 See Appendix X1 for a discussion of the precision that can be attributed to the viscosity index.

8.4 *Bias*—The calculation of viscosity index from kinematic viscosities at 40 and 100°C is exact, and no bias can be assigned to this calculation.

9. Keywords

9.1 kinematic viscosity; viscosity index

APPENDIXES

(Nonmandatory Information)

X1. VISCOSITY INDEX CALCULATIONS FROM KINEMATIC VISCOSITIES AT NON-STANDARD TEMPERATURES

X1.1 In certain cases, it is of interest to obtain the *VI* of an oil when conditions prevent the use of the standard temperatures of 40 and 100°C. An estimate may be made by calculating the kinematic viscosity at 40°C and 100°C from data obtained at other temperatures. Reference should be made to Viscosity-Temperature Charts D 341 for the suitable equations. The kinematic viscosity data used should preferably be taken from temperatures near the standard values and as widely separated as possible.

X1.2 Viscosity index values of an oil calculated from non-standard data as discussed above should be considered as suitable for information only and not desirable for specification purposes.

X1.3 Precision Attributed to Viscosity Index:

X1.3.1 It is sometimes important to know the precision that can be attributed to the viscosity index values, especially so as to not place undue importance on small differences between a calculated value of the viscosity index on the same material determined within a laboratory on different days, and also those determined between laboratories.

X1.3.2 Viscosity index repeatability and reproducibility were given in the precision section of this test method. These

calculations^{10,11} are based on the assumption that the overall kinematic viscosity determinations would be within the precision of Test Method D 445.

X1.3.3 The data on which Fig. X1.1 is based are calculated on the “worst case” assumption in the precision section of this test method, and show a greater variation in the viscosity index than had been shown in the D2270 – 77 precision section. Thus, for example, two laboratories can report on the same sample of oil the following data:

	Laboratory	
	No. 1	No. 2
Kinematic viscosity at 100°C (mm ² /s)	12.95	13.04
Kinematic viscosity at 40°C (mm ² /s)	145.0	144.0
Viscosity index (unrounded)	77.91	80.25
Viscosity index (rounded)	78	80

These data are within the precision of Test Method D 445, and demonstrate at 13 cSt at 100°C the maximum difference in the *VI*.

X1.3.4 For Fig. X1.1 the repeatability of viscosity index is one-half of the value for the reproducibility of viscosity index.

X1.3.5 If the calculated viscosity indexes are rounded to whole numbers before comparison, this may cause their difference to exceed the precision limits to be attributed to the

¹⁰ Marmin, A. J., and Sommelet, Peter, “Viscosity Index Repeatability and Reproducibility,” *Journal of Materials*, ASTM, June 1972, p. 206.

¹¹ Bayle, G. G., “Latitudes of Viscosity Index Values,” *Journal of Testing and Evaluation*, ASTM, Vol 5, No. 3, May 1977, pp. 154–160.



D 2270

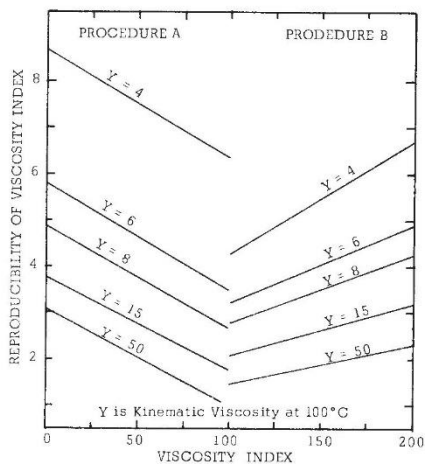


FIG. X1.1 Reproducibility of Viscosity Index

viscosity index without the experimental kinematic viscosities being mutually inconsistent. In case of doubt, therefore, it is advisable to compare viscosity index data before rounding (that is, to include the first decimal place when making the comparison).

X2. OTHER COMPUTATIONAL METHODS

X2.1 The exact computational method for the calculation of viscosity index is defined in Sections 5 and 6 of this test method. However, computation by computer or programmable calculator may be desired. This appendix describes three methods.

X2.2 The calculation of viscosity index requires:

X2.2.1 Input of kinematic viscosity data at 40 and 100°C.

X2.2.2 Calculation of L and H corresponding to the kinematic viscosity at 100°C.

X2.2.3 Calculation of the viscosity index using equations in Sections 5 and 6 of this test method.

X2.3 Values of L and H can be determined as follows:

X2.3.1 The complete table of L and H can be stored in computer memory. Values of L and H calculated using linear interpolation will be exactly the same as those calculated in this

test method. This table requires a relatively large section of computer memory, but ensures exact calculation of L , H , and viscosity index.

X2.3.2 A limited few entries in Table 1 may be stored in the computer memory. To calculate L corresponding to the given value Y of kinematic viscosity at 100°C, select the data pair from Table X2.1 that is nearest the given kinematic viscosity value. Select also the data pair above and below this data pair. Using these three data pairs, calculate the coefficients a , b , and c in the equation:

$$L = aY^2 + bY + c \quad (\text{X2.1})$$

In a similar manner calculate the coefficients to the equation:

$$H = dY^2 + eY + f \quad (\text{X2.2})$$

The 32 sets of data in Table X2.1 have been selected from Table 1, and represent a balance between the minimum number of sets of data items and acceptable accuracy of the quadratic

TABLE X2.1 Data Pairs for Quadratic Interpolation of L and H

Kinematic Viscosity at 100°C, mm ² /s (cSt)	L	H	Kinematic Viscosity at 100°C, mm ² /s (cSt)	L	H
2.0	7.994	6.394	12	201.9	108.0
2.9	14.63	11.50	13.5	247.4	128.4
3.8	23.13	17.97	15	296.5	149.7
4.1	26.50	20.37	16.5	350.3	172.3
4.4	30.48	22.92	18	408.6	196.2
4.7	35.13	25.63	20	493.2	229.5
5.0	40.23	28.49	24	683.9	301.8
5.7	52.64	35.29	28	904.1	380.6
6.4	65.18	42.14	34	1286	509.6
6.7	71.29	45.33	40	1730	651.8
7.0	78.00	48.57	47.5	2380	849.2
7.4	86.66	52.88	55	3126	1066
7.8	95.43	57.31	62.5	3966	1303
8.4	109.2	64.18	70	4905	1558
9.0	123.3	71.10	100	9604	2772
10.5	160.6	88.95	130	15810	4290


D 2270

interpolation calculations for L and H . Other choices for Table X2.1 can be made to fit the computer memory available and the required accuracy of the calculation of L and H .

X2.3.3 The data in Table 1 can also be fit to a series of quadratic equations. The range of each equation must be consistent with acceptable accuracy for all values of L and H within its range. One set of sixteen equations is given in Table X2.2; the errors in individual values of L and H so calculated are believed not to exceed 0.1 %. For a given value of Y , select the pair of equations whose range includes this value of Y and calculate directly the values of L and H .

X2.4 With the given values of Y and U and the calculated values of L and H corresponding to Y from X2.2, the viscosity index is calculated directly using

X2.4.1 (Eq 3) where $U \geq H$ or

X2.4.2 (Eq 7) and (Eq 8) where $U \leq H$ as is described in Section 6 of this test method.

X2.5 An example of these methods is as follows:

given kinematic viscosity at 40°C = 73.50 mm²/s (cSt)
and kinematic viscosity at 100°C = 8.86 mm²/s (cSt).

X2.5.1 Using the method described in X2.3.1 to calculate L and H , the “look-up” table stored in computer memory.

Kinematic Viscosity, mm ² /s at 100°C	L	H
8.8	118.5	68.79
8.9	120.9	69.94

linear interpolation gives

$$\begin{aligned} L &= 119.94 \\ H &= 69.48 \end{aligned} \quad (\text{X2.3})$$

X2.5.2 Using Table X2.1 as described in X2.3.2, the three sets of data selected from computer memory are

Kinematic Viscosity at 100°C	L	H
8.4	109.2	64.18
9.0	123.3	71.10
10.5	160.6	88.95

from which are calculated

$$L = 0.65079 Y^2 + 12.1762 Y - 39.00 \quad (\text{X2.4})$$

$$H = 0.17460 Y^2 + 8.4952 Y - 19.50 \quad (\text{X2.5})$$

for the range of Y between 8.4 and 9.0. For $Y = 8.86$

$$L = 119.9681 \quad (\text{X2.6})$$

$$H = 69.4741 \quad (\text{X2.7})$$

X2.5.3 As described in X2.3.3, the equations stored in memory which include $Y = 8.86$ are

$$L = 0.41858 Y^2 + 16.1558 Y - 56.040 \quad (\text{X2.8})$$

$$H = 0.05794 Y^2 + 10.5156 Y - 28.240 \quad (\text{X2.9})$$

(a) From the given value of $Y = 8.86$ mm²/s (cSt)

$$L = 119.9588 \quad (\text{X2.10})$$

$$H = 69.4765 \quad (\text{X2.11})$$

X2.5.4 Since $U \geq H$

$$\text{Viscosity index} = [(L - U)/(L - H)] \times 100 \quad (\text{X2.12})$$

(a) For the data in X2.5.1

$$VI = \frac{119.94 - 73.50}{119.94 - 69.48} \times 100 = 92.033 = 92 \quad (\text{X2.13})$$

(b) For the data in X2.5.2

$$VI = \frac{119.9681 - 73.50}{119.9681 - 69.4741} \times 100 = 92.027 = 92 \quad (\text{X2.14})$$

(c) For the data in X2.5.3

$$VI = \frac{119.9588 - 73.50}{119.9588 - 69.4765} \times 100 = 92.030 = 92 \quad (\text{X2.15})$$

TABLE X2.2 Coefficients of Quadratic Equations (Eq 1 and Eq 2)

Y min	Y max	a	b	c	d	e	f
2.0	3.8	1.14673	1.7576	-0.109	0.84155	1.5521	-0.077
3.8	4.4	3.38095	-15.4952	33.196	0.78571	1.7929	-0.183
4.4	5.0	2.5000	-7.2143	13.812	0.82143	1.5679	0.119
5.0	6.4	0.10100	16.6350	-45.469	0.04985	9.1613	-18.557
6.4	7.0	3.35714	-23.5643	78.466	0.22619	7.7369	-16.656
7.0	7.7	0.01191	21.4750	-72.870	0.79762	-0.7321	14.610
7.7	9.0	0.41858	16.1558	-56.040	0.05794	10.5156	-28.240
9.0	12	0.88779	7.5527	-16.600	0.26665	6.7015	-10.810
12	15	0.76720	10.7972	-38.180	0.20073	8.4658	-22.490
15	18	0.97305	5.3135	-2.200	0.28889	5.9741	-4.930
18	22	0.97256	5.2500	-0.980	0.24504	7.4160	-16.730
22	28	0.91413	7.4759	-21.820	0.20323	9.1267	-34.230
28	40	0.87031	9.7157	-50.770	0.18411	10.1015	-46.750
40	55	0.84703	12.6752	-133.310	0.17029	11.4866	-80.620
55	70	0.85921	11.1009	-83.19	0.17130	11.3680	-76.940
70	Up	0.83531	14.6731	-216.246	0.16841	11.8493	-96.947

$$\begin{aligned} L &= a Y^2 + b Y + c \\ H &= d Y^2 + e Y + f \end{aligned}$$

**D 2270**

ASTM International takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited either for revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM International Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, at the address shown below.

This standard is copyrighted by ASTM International, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States. Individual reprints (single or multiple copies) of this standard may be obtained by contacting ASTM at the above address or at 610-832-9585 (phone), 610-832-9555 (fax), or service@astm.org (e-mail); or through the ASTM website (www.astm.org).

.NEXO B – ASTM D 1831



Standard Test Method for Roll Stability of Lubricating Grease¹

This standard is issued under the fixed designation D 1831; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense.

^{€1} NOTE—Paragraph 6.1 was corrected editorially in November 2001.

1. Scope

1.1 This test method covers determination of the changes in the consistency, as measured by cone penetration, of lubricating greases when worked in the roll stability test apparatus.

1.2 The values stated in inch-pound units for the apparatus dimensions are to be regarded as standard; the SI conversions are provided for information only. All other values stated in SI units are standard.

1.3 *This standard does not purport to address all of the safety concerns, if any, associated with its use. It is the responsibility of the user of this standard to establish appropriate safety and health practices and determine the applicability of regulatory limitations prior to use.*

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

D 217 Test Methods for Cone Penetration of Lubricating Grease²

D 1403 Test Method for Cone Penetration of Lubricating Grease Using One-Quarter and One-Half Scale Cone Equipment²

D 4175 Terminology Relating to Petroleum, Petroleum Products, and Lubricants³

3. Terminology

3.1 Definitions:

3.1.1 *lubricating grease, n*—a semi-fluid to solid product of a dispersion of a thickener in a liquid lubricant.

3.1.1.1 *Discussion*—The dispersion of the thickener forms a two-phase system and immobilizes the liquid lubricant by surface tension and other physical forces. Other ingredients imparting special properties are often included. D 217

3.1.2 *lubricant, n*—any material interposed between two surfaces that reduces the friction or wear between them. D 4175

3.1.3 *thickener, n—in lubricating grease*, a substance composed of finely divided particles dispersed in a liquid lubricant to form the product's structure.

3.1.3.1 *Discussion*—The thickener can be fibers (such as various metallic soaps) or plates or spheres (such as certain non-soap thickeners) which are insoluble or, at the most, only very slightly soluble in the liquid lubricant. The general requirements are that the solid particles be extremely small, uniformly dispersed, and capable of forming a relatively stable, gel-like structure with the liquid lubricant. D 217

3.1.4 *consistency, n—of lubricating grease*, the degree of resistance to movement under stress.

3.1.4.1 *Discussion*—The term consistency is used somewhat synonymously with penetration. Generally, consistency refers to the worked penetration of a grease. D 217

3.1.5 *penetration, n—of lubricating grease*, the depth that the standard cone, when released to fall under its own weight for 5 s, enters the sample. D 217

3.1.6 *working, n—of lubricating grease*, the subjection of a sample to the shearing action of the standard grease worker. D 217

3.1.7 *worked penetration, n—of lubricating grease*, the penetration at 25°C (77°F), without delay, of a sample after 60 double strokes in a standard grease worker. D 217

3.2 Definitions of Terms Specific to This Standard:

3.2.1 *roll stability, n—of lubricating grease*, the change in consistency of a sample after a specified amount of working in a test apparatus utilizing a weighted roller inside a rotating cylinder.

4. Summary of Test Method

4.1 The Test Method D 1403 cone penetration of an approximately 50-g aliquot of lubricating grease is determined. The grease is then subjected to low shear at 20 to 35°C (68 to 95°F) for 2 h \pm 5 min in a standard roll stability apparatus, before the cone penetration is again measured. The difference between the cone penetration before working and the cone

¹ This test method is under the jurisdiction of ASTM Committee D-2 on Petroleum Products and Lubricants and is the direct responsibility of Subcommittee D02.G on Lubricating Grease.

Current edition approved Dec. 10, 2000. Published January 2001. Originally published as D 1831 – 61T. Last previous edition D 1831 – 94^{€1}.

² *Annual Book of ASTM Standards*, Vol 05.01.

³ *Annual Book of ASTM Standards*, Vol 05.02.

penetration after is used as a measure of the effect of low shear working on grease consistency.

5. Significance and Use

5.1 The roll stability test is widely used in specifications. Test results are significant insofar as they can show a directional change in consistency that could occur in service. No accurate correlation is established between the test results and shear stability in actual service.

6. Apparatus

6.1 *Roll Stability Test Apparatus*⁴ capable of rotating a steel cylinder and 5 ± 0.05 kg roller weight at a rolling speed of 165 ± 15 rpm. One such example of a suitable apparatus is shown in Fig. 1.

6.2 *One-Quarter or One-Half Scale Cone and Shaft with Worker*, as described in Test Method D 1403.

7. Procedure

7.1 Determine the worked penetration in accordance with Test Method D 1403.

7.2 Transfer 50 g of the unworked grease to the test cylinder. Distribute the grease uniformly on the inside wall of the cylinder with a spatula. Place the weighted roll in the cylinder and tighten the cap.

7.3 Mount the cylinder in position, start the machine, and record the time and room temperature which should be limited to 20 to 35°C (68 to 95°F). If the cylinder is enclosed within a cabinet, the temperature around the cylinder shall be maintained at 20 to 35°C (68 to 95°F).

7.4 After rolling for $2 \text{ h} \pm 5 \text{ min}$, remove the grease from the cylinder promptly and proceed with the requirements of worked penetration in Test Method D 1403. Record the worked penetration. After transferring the grease to the worker, clean the roll stability test apparatus by wiping with clean cloth or tissue.

7.5 Convert the fractional scale penetration values determined by Test Method D 1403 (before and after rolling) into the equivalent full scale cone penetration values using the appropriate equations described in Test Method D 1403.

8. Calculation

8.1 Calculate the change in consistency of the sample as follows:

$$\text{Penetration change} = P_2 - P_1 \quad (1)$$

where:

P_2 = final full-scale penetration reading, and

P_1 = initial full-scale penetration reading.

NOTE 1—Penetration readings are measured in tenths of a millimetre. A negative penetration change indicates hardening of a grease while a positive penetration change indicates softening.

9. Report

9.1 The value calculated in 8.1 is reported as the change in consistency.

10. Precision and Bias⁵

10.1 The precision of this test method is not known to have been obtained in accordance with currently accepted guidelines (for example in Committee D-2 research report RR: D02-1007, "Manual on Determining Precision Data for ASTM Methods on Petroleum Products and Lubricants").⁶

10.2 The precision of the test method (Note 2) as determined by statistical examination of interlaboratory results is as follows:

NOTE 2—The criteria for repeatability and reproducibility are based on the spread in the numbers after conversion to the full-scale units described in Test Method D 1403. Precision of this test method was established using the one-quarter scale equipment, but based on the precision values in Test Method D 1403, the precision of this test should be at least as good or better using the one-half scale equipment.

10.2.1 *Repeatability*—The difference between two test results, obtained by the same operator with the same apparatus under constant operating conditions on identical test material, would in the long run, in the normal and correct operation of the test method, exceed the following values only in one case in twenty:

Range of Sample	Repeatability
NLGI ⁷ Consistency Nos. 1 and 2	11 penetration units—tenths of a millimetre

10.2.2 *Reproducibility*—The difference between two single and independent results obtained by different operators working in different laboratories on identical test material would, in the long run, in the normal and correct operation of the test method, exceed the following values only in one case in twenty:

Range of Sample	Reproducibility
NLGI ⁷ Consistency Nos. 1 and 2	45 penetration units—tenths of a millimetre

10.3 *Bias*—The procedure in Test Method D 1831 has no bias because the value of the change in penetration can be defined only in terms of a test method.

11. Keywords

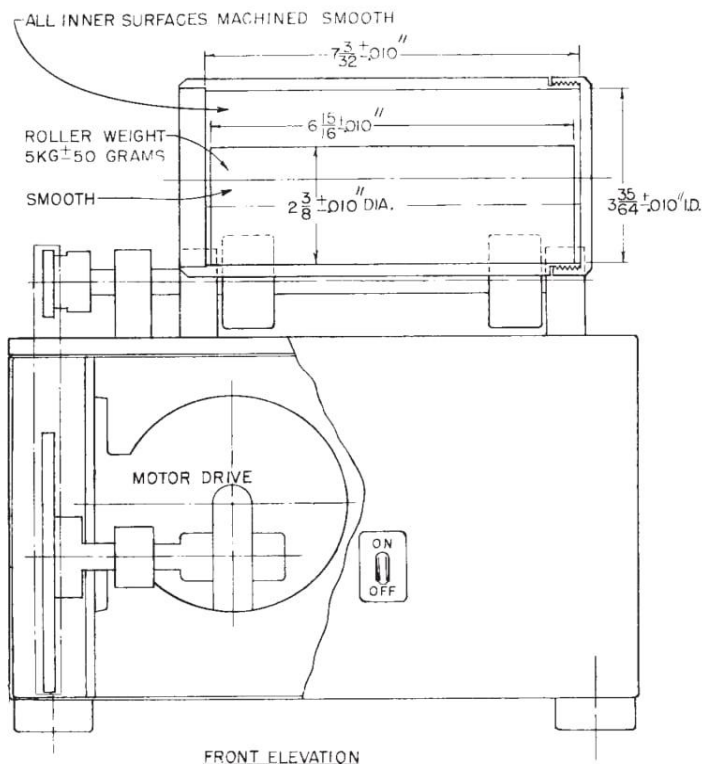
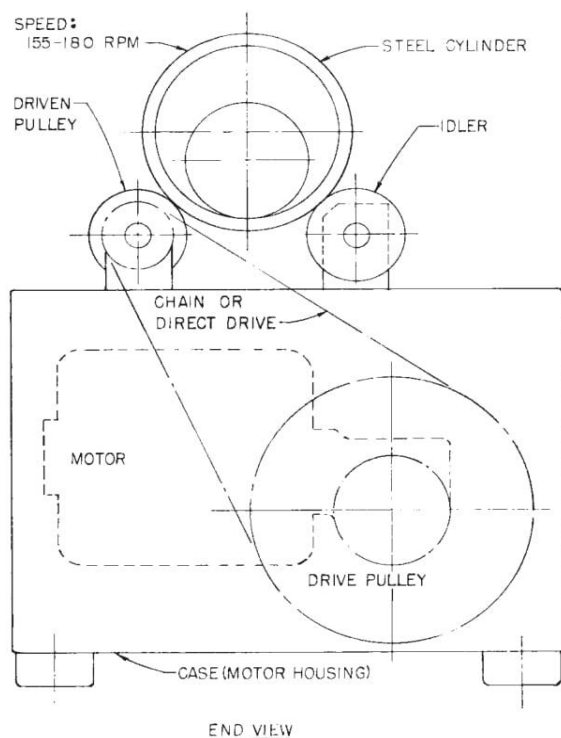
11.1 cone penetration; consistency; lubricating grease; penetration; roll stability; shear stability

⁵ No Research Report is on file because this test method was developed before Research Report guidelines were instituted and the round-robin data are no longer available.

⁶ *Annual Book of ASTM Standards*, Vol 05.03.

⁷ National Lubricating Grease Inst. 4635 Wyandotte St., Kansas City, MO 64112.

⁴ A suitable test apparatus is available from Falex Corp., 1020 Airpark Dr., Sugar Grove, IL 60554 and from Koehler Instrument Co., Inc., 1595 Sycamore Ave., Bohemia, L.I., NY 11716.


D 1831


NOTE 1—SI Equivalents:

Inches	Millimetres
0.010	0.25
$2\frac{3}{8}$	60.33
$3\frac{9}{64}$	90.09
$6\frac{1}{16}$	176.21
$7\frac{3}{32}$	180.18

FIG. 1 Roll Stability Tester

ASTM International takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited either for revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM International Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, at the address shown below.

This standard is copyrighted by ASTM International, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States. Individual reprints (single or multiple copies) of this standard may be obtained by contacting ASTM at the above address or at 610-832-9585 (phone), 610-832-9555 (fax), or service@astm.org (e-mail); or through the ASTM website (www.astm.org).

ANEXO C – CALCULADORA SKF

The SKF model for calculating the frictional moment

The SKF model for calculating the frictional moment

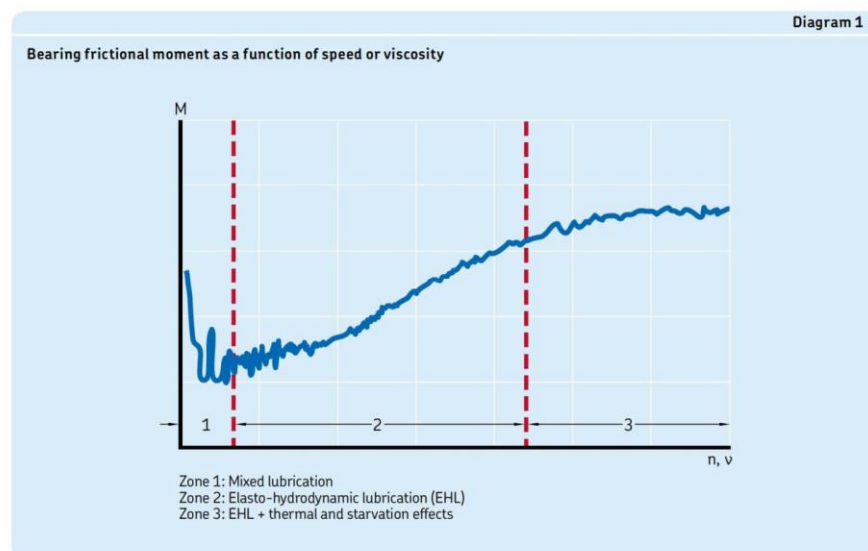
A sketch of the frictional moment in a typical bearing, as a function of rotational speed or viscosity, is presented in **diagram 1**. During the start-up period (zone 1), as speed or viscosity increases, the frictional moment decreases as a hydrodynamic (lubricant) film is being formed. As speeds or viscosity continue to increase and the bearing enters into the full elasto-hydrodynamic lubrication (EHL) zone, the thickness of the hydrodynamic film increases (increasing κ value, **page 241**), which also increases friction (zone 2). Eventually, speed or viscosity increase to the point where kinematic starvation and inlet shear cause friction to reach a plateau or even decrease (zone 3).

For additional information, refer to *Inlet shear heating reduction factor* (**→ page 101**) and *Kinematic replenishment/starvation reduction factor* (**→ page 102**).

To accurately calculate the total frictional moment in a rolling bearing, the following sources and their tribological effects must be taken into account:

- the rolling frictional moment and eventual effects of high-speed starvation and inlet shear heating
- the sliding frictional moment and its effect on the quality of the lubrication
- the frictional moment from seal(s)
- the frictional moment from drag losses, churning, splashing etc.

The SKF model for calculating the frictional moment closely follows the real behaviour of the bearing as it considers all contact areas, design changes and improvements made to SKF bearings as well as internal and external influences.



Friction

The SKF model for calculating the frictional moment uses

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$$

where

- M = total frictional moment
- M_{rr} = rolling frictional moment
- M_{sl} = sliding frictional moment (→ page 103)
- M_{seal} = frictional moment of seals (→ page 109)
- M_{drag} = frictional moment of drag losses, churning, splashing etc. (→ page 110)

The SKF model is derived from more advanced computational models developed by SKF. It is designed to provide approximate reference values under the following application conditions:

- grease lubrication:
 - only steady state conditions (after several hours of operation)
 - lithium soap grease with mineral oil
 - bearing free volume filled approximately 30%
 - ambient temperature 20 °C (70 °F) or higher
- oil lubrication:
 - oil bath, oil-air or oil jet
 - viscosity range from 2 to 500 mm²/s
- loads equal to or larger than the recommended minimum load and at least:
 - 0,01 C for ball bearings
 - 0,02 C for roller bearings
- constant loads in magnitude and direction
- normal operating clearance
- constant speed but not higher than the permissible speed

For paired bearings, the frictional moment can be calculated separately for each bearing and added together. The radial load is divided equally over the two bearings; the axial load is shared according to the bearing arrangement.

Rolling frictional moment

The rolling frictional moment can be calculated using

$$M_{rr} = \Phi_{ish} \Phi_{rs} G_{rr} (v n)^{0,6}$$

where

- M_{rr} = rolling frictional moment [Nmm]
- Φ_{ish} = inlet shear heating reduction factor
- Φ_{rs} = kinematic replenishment/starvation reduction factor (→ page 102)
- G_{rr} = variable (→ table 2, page 104), depending on:
 - the bearing type
 - the bearing mean diameter d_m [mm] = 0,5 (d + D)
 - the radial load F_r [N]
 - the axial load F_a [N]
- n = rotational speed [r/min]
- v = actual operating viscosity of the oil or the base oil of the grease [mm²/s]

NOTE: The formulae provided in this section lead to rather complex calculations. Therefore, SKF strongly recommends calculating the frictional moment using the tools available online at skf.com/bearingcalculator.

The SKF model for calculating the frictional moment

Inlet shear heating reduction factor

Compared with the quantity of lubricant available in the bearing, not all of it can go through the contact area. Only a tiny amount of lubricant is used to form a hydrodynamic film. Therefore, some of the oil close to the contact area inlet is rejected and produces a reverse flow (→ **fig. 1**). This reverse flow shears the lubricant, generating heat, which lowers the oil viscosity and reduces the film thickness and rolling friction.

For the effect described above, the inlet shear heating reduction factor can be estimated using

$$\Phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} (n d_m)^{1,28} v^{0,64}}$$

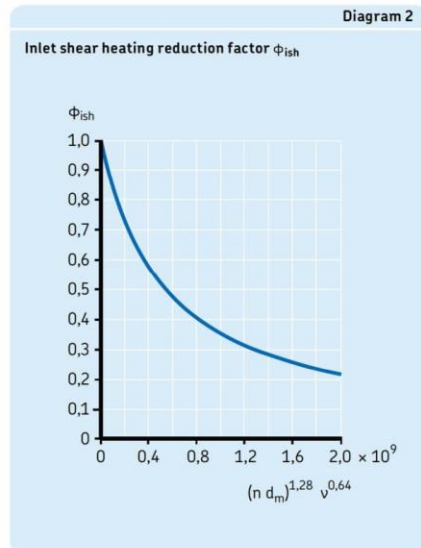
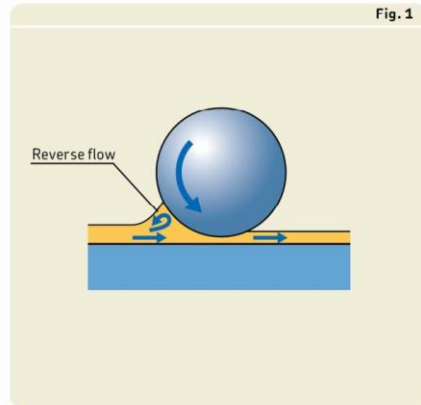
where

Φ_{ish} = inlet shear heating reduction factor
(→ **diagram 2**)

n = rotational speed [r/min]

d_m = bearing mean diameter [mm]
= $0,5 (d + D)$

v = actual operating viscosity of the oil or the base oil of the grease [mm²/s]



Friction

Kinematic replenishment/starvation reduction factor

For oil-air, oil jet, low level oil bath lubrication (i.e. oil level H lower than the centre of the lowest rolling element) and grease lubrication methods, continuous over-rolling displaces excess lubricant from the raceways. In applications where viscosity or speeds are high, the lubricant may not have sufficient time to replenish the raceways, causing a "kinematic starvation" effect. Kinematic starvation reduces the thickness of the hydrodynamic film (decreasing κ value, **page 241**) and rolling friction.

For the type of lubrication methods described above, the kinematic replenishment/starvation reduction factor can be estimated using

$$\Phi_{rs} = \frac{1}{e^{\left[K_{rs} \nu n (d+D) \sqrt{\frac{K_Z}{2(D-d)}} \right]}}$$

where

Φ_{rs} = kinematic replenishment/starvation reduction factor

e = base of natural logarithm $\approx 2,718$

K_{rs} = replenishment/starvation constant:

- for low level oil bath and oil jet lubrication $\rightarrow 3 \times 10^{-8}$
- for grease and oil-air lubrication $\rightarrow 6 \times 10^{-8}$

K_Z = bearing type related geometric constant (\rightarrow **table 5, page 112**)

ν = actual operating viscosity of the oil or the base oil of the grease [mm^2/s]

n = rotational speed [r/min]

d = bearing bore diameter [mm]

D = bearing outside diameter [mm]

The SKF model for calculating the frictional moment

Sliding frictional moment

The sliding frictional moment can be calculated using

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl}$$

where

M_{sl} = sliding frictional moment [Nmm]

G_{sl} = variable (→ **table 2, page 104**),

depending on:

- the bearing type
- the bearing mean diameter d_m [mm]
= $0,5 (d + D)$
- the radial load F_r [N]
- the axial load F_a [N]

μ_{sl} = sliding friction coefficient

Effect of lubrication on sliding friction

The sliding friction coefficient for full-film and mixed lubrication conditions can be estimated using

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \mu_{EHL}$$

where

μ_{sl} = sliding friction coefficient

ϕ_{bl} = weighting factor for the sliding friction coefficient

$$= \frac{1}{e^{2,6 \times 10^{-8} (n v)^{1,4} d_m}}$$

(→ **diagram 3**)

e = base of natural logarithm $\approx 2,718$

n = rotational speed [r/min]

v = actual operating viscosity of the oil or the base oil of the grease [mm^2/s]

d_m = bearing mean diameter [mm]
= $0,5 (d + D)$

μ_{bl} = coefficient depending on the additive package in the lubricant, generally $\approx 0,15$

μ_{EHL} = sliding friction coefficient in full-film conditions

Values for μ_{EHL} are:

- 0,02 for cylindrical roller bearings
- 0,002 for tapered roller bearings
- Other bearings
 - 0,05 for lubrication with mineral oils
 - 0,04 for lubrication with synthetic oils
 - 0,1 for lubrication with transmission fluids

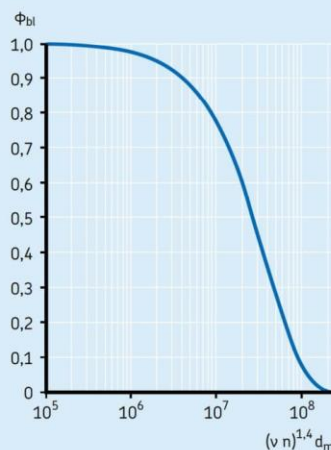
Diagram 3 shows the influence of lubrication conditions on the weighting factor for the sliding friction coefficient:

- For full-film lubrication (corresponding to large values of κ , **page 241**), the value of the weighting factor for the sliding friction coefficient ϕ_{bl} tends to zero.
- For mixed lubrication, which can occur when lubricant viscosity or the bearing speed is low, the value of the weighting factor for the sliding friction coefficient ϕ_{bl} tends to 1, as occasional metal-to-metal contact may occur and friction increases.



Diagram 3

Weighting factor ϕ_{bl} for the sliding friction coefficient



Friction

Table 2a

Geometric and load dependent variables for rolling and sliding frictional moments – radial bearings		
Bearing type	Rolling frictional variable G_{rr}	Sliding frictional variable G_{sl}
Deep groove ball bearings	when $F_a = 0$ $G_{rr} = R_1 d_m^{1,96} F_r^{0,54}$	when $F_a = 0$ $G_{sl} = S_1 d_m^{-0,26} F_r^{5/3}$
	when $F_a > 0$ $G_{rr} = R_1 d_m^{1,96} \left(F_r + \frac{R_2}{\sin \alpha_f} F_a \right)^{0,54}$	when $F_a > 0$ $G_{sl} = S_1 d_m^{-0,145} \left(F_r^5 + \frac{S_2 d_m^{1,5}}{\sin \alpha_f} F_a^4 \right)^{1/3}$
	$\alpha_f = 24,6 (F_a/C_0)^{0,24} [^\circ]$	
Angular contact ball bearings ¹⁾	$G_{rr} = R_1 d_m^{1,97} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54}$ $F_g = R_3 d_m^4 n^2$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,26} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^4 n^2$
Four-point contact ball bearings	$G_{rr} = R_1 d_m^{1,97} [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54}$ $F_g = R_3 d_m^4 n^2$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,26} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^4 n^2$
Self-aligning ball bearings	$G_{rr} = R_1 d_m^2 [F_r + F_g + R_2 F_a]^{0,54}$ $F_g = R_3 d_m^{3,5} n^2$	$G_{sl} = S_1 d_m^{-0,12} [(F_r + F_g)^{4/3} + S_2 F_a^{4/3}]$ $F_g = S_3 d_m^{3,5} n^2$
Cylindrical roller bearings	$G_{rr} = R_1 d_m^{2,41} F_r^{0,31}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,9} F_a + S_2 d_m F_r$
Tapered roller bearings ¹⁾	$G_{rr} = R_1 d_m^{2,38} (F_r + R_2 Y F_a)^{0,31}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,82} (F_r + S_2 Y F_a)$
For the axial load factor Y for single row bearings → product tables		
Spherical roller bearings	$G_{rr,e} = R_1 d_m^{1,85} (F_r + R_2 F_a)^{0,54}$	$G_{sl,e} = S_1 d_m^{0,25} (F_r^4 + S_2 F_a^4)^{1/3}$
	$G_{rr,l} = R_3 d_m^{2,3} (F_r + R_4 F_a)^{0,31}$	$G_{sl,l} = S_3 d_m^{0,94} (F_r^3 + S_4 F_a^3)^{1/3}$
	when $G_{rr,e} < G_{rr,l}$ $G_{rr} = G_{rr,e}$	when $G_{sl,e} < G_{sl,l}$ $G_{sl} = G_{sl,e}$
	otherwise $G_{rr} = G_{rr,l}$	otherwise $G_{sl} = G_{sl,l}$
CARB toroidal roller bearings	when $F_r < (R_2^{1,85} d_m^{0,78} / R_1^{1,85})^{2,35}$ $G_{rr} = R_1 d_m^{1,97} F_r^{0,54}$	when $F_r < (S_2 d_m^{1,24} / S_1)^{1,5}$ $G_{sl} = S_1 d_m^{-0,19} F_r^{5/3}$
	otherwise $G_{rr} = R_2 d_m^{2,37} F_r^{0,31}$	otherwise $G_{sl} = S_2 d_m^{1,05} F_r$

The geometry constants R and S are listed in table 3, starting on page 105.

Both loads, F_r and F_a are always considered as positive.

¹⁾ The value to be used for F_a is the external axial load.

The SKF model for calculating the frictional moment

Table 2b

Geometric and load dependent variables for rolling and sliding frictional moments – thrust bearings

Bearing type	Rolling frictional variable G_{rr}	Sliding frictional variable G_{sl}
Thrust ball bearings	$G_{rr} = R_1 d_m^{1,83} F_a^{0,54}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,05} F_a^{4/3}$
Cylindrical roller thrust bearings	$G_{rr} = R_1 d_m^{2,38} F_a^{0,31}$	$G_{sl} = S_1 d_m^{0,62} F_a$
Spherical roller thrust bearings	$G_{rr,e} = R_1 d_m^{1,96} (F_r + R_2 F_a)^{0,54}$	$G_{sl,e} = S_1 d_m^{-0,35} (F_r^{5/3} + S_2 F_a^{5/3})$
	$G_{rr,l} = R_3 d_m^{2,39} (F_r + R_4 F_a)^{0,31}$	$G_{sl,l} = S_3 d_m^{0,89} (F_r + F_a)$
	when $G_{rr,e} < G_{rr,l}$	when $G_{sl,e} < G_{sl,l}$
	$G_{rr} = G_{rr,e}$	$G_{sl} = G_{sl,e}$
	otherwise	otherwise
	$G_{rr} = G_{rr,l}$	$G_{sl} = G_{sl,l}$
		$G_r = S_4 d_m^{0,76} (F_r + S_5 F_a)$
		$G_{sl} = G_{sl} + \frac{G_r}{e^{10^{-6}} (n v)^{1,4} d_m}$



Table 3

Geometric constants for rolling and sliding frictional moments

Bearing type	Geometric constants for rolling frictional moments			sliding frictional moments		
	R_1	R_2	R_3	S_1	S_2	S_3
Deep groove ball bearings	(-> table 3a)			(-> table 3a)		
Angular contact ball bearings						
- single row	$5,03 \times 10^{-7}$	1,97	$1,90 \times 10^{-12}$	$1,30 \times 10^{-2}$	0,68	$1,91 \times 10^{-12}$
- double row	$6,34 \times 10^{-7}$	1,41	$7,83 \times 10^{-13}$	$7,56 \times 10^{-3}$	1,21	$7,83 \times 10^{-13}$
- four-point contact	$4,78 \times 10^{-7}$	2,42	$1,40 \times 10^{-12}$	$1,20 \times 10^{-2}$	0,9	$1,40 \times 10^{-12}$
Self-aligning ball bearings	(-> table 3b)			(-> table 3b)		
Cylindrical roller bearings	(-> table 3c)			(-> table 3c)		
Tapered roller bearings	(-> table 3d)			(-> table 3d)		
Spherical roller bearings	(-> table 3e)			(-> table 3e)		
CARB toroidal roller bearings	(-> table 3f)			(-> table 3f)		
Thrust ball bearings	$1,03 \times 10^{-6}$			$1,6 \times 10^{-2}$		
Cylindrical roller thrust bearings	$2,25 \times 10^{-6}$			0,154		
Spherical roller thrust bearings	(-> table 3g)			(-> table 3g)		

Friction

Table 3a

Geometric constants for rolling and sliding frictional moments of deep groove ball bearings

Bearing series	Geometric constants for rolling frictional moments		sliding frictional moments	
	R_1	R_2	S_1	S_2
2, 3	$4,4 \times 10^{-7}$	1,7	$2,00 \times 10^{-3}$	100
42, 43	$5,4 \times 10^{-7}$	0,96	$3,00 \times 10^{-3}$	40
60, 630	$4,1 \times 10^{-7}$	1,7	$3,73 \times 10^{-3}$	14,6
62, 622	$3,9 \times 10^{-7}$	1,7	$3,23 \times 10^{-3}$	36,5
63, 623	$3,7 \times 10^{-7}$	1,7	$2,84 \times 10^{-3}$	92,8
64	$3,6 \times 10^{-7}$	1,7	$2,43 \times 10^{-3}$	198
160, 161	$4,3 \times 10^{-7}$	1,7	$4,63 \times 10^{-3}$	4,25
617, 618, 628, 637, 638	$4,7 \times 10^{-7}$	1,7	$6,50 \times 10^{-3}$	0,78
619, 639	$4,3 \times 10^{-7}$	1,7	$4,75 \times 10^{-3}$	3,6

Table 3b

Geometric constants for rolling and sliding frictional moments of self-aligning ball bearings

Bearing series	Geometric constants for rolling frictional moments			sliding frictional moments		
	R_1	R_2	R_3	S_1	S_2	S_3
12	$3,25 \times 10^{-7}$	6,51	$2,43 \times 10^{-12}$	$4,36 \times 10^{-3}$	9,33	$2,43 \times 10^{-12}$
13	$3,11 \times 10^{-7}$	5,76	$3,52 \times 10^{-12}$	$5,76 \times 10^{-3}$	8,03	$3,52 \times 10^{-12}$
22	$3,13 \times 10^{-7}$	5,54	$3,12 \times 10^{-12}$	$5,84 \times 10^{-3}$	6,60	$3,12 \times 10^{-12}$
23	$3,11 \times 10^{-7}$	3,87	$5,41 \times 10^{-12}$	0,01	4,35	$5,41 \times 10^{-12}$
112	$3,25 \times 10^{-7}$	6,16	$2,48 \times 10^{-12}$	$4,33 \times 10^{-3}$	8,44	$2,48 \times 10^{-12}$
130	$2,39 \times 10^{-7}$	5,81	$1,10 \times 10^{-12}$	$7,25 \times 10^{-3}$	7,98	$1,10 \times 10^{-12}$
139	$2,44 \times 10^{-7}$	7,96	$5,63 \times 10^{-13}$	$4,51 \times 10^{-3}$	12,11	$5,63 \times 10^{-13}$

The SKF model for calculating the frictional moment

Table 3c

Geometric constants for rolling and sliding frictional moments of cylindrical roller bearings

Bearing series	Geometric constants for rolling frictional moments		sliding frictional moments	
	R_1		S_1	S_2
Bearing with cage of the N, NU, NJ or NUP design				
2, 3	$1,09 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
4	$1,00 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
10	$1,12 \times 10^{-6}$		0,17	0,0015
12, 20	$1,23 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
22	$1,40 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
23	$1,48 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
High capacity bearings with cage of the NCF .. ECJB, RN .. ECJB, NJF .. ECJA, RNU .. ECJA or NUH .. ECMH design				
22	$1,54 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
23	$1,63 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015
Full complement bearings of the NCF, NJG, NNCL, NNCF, NNC or NNF design				
All series	$2,13 \times 10^{-6}$		0,16	0,0015

Table 3d

Geometric constants for rolling and sliding frictional moments of tapered roller bearings

Bearing series	Geometric constants for rolling frictional moments		sliding frictional moments	
	R_1	R_2	S_1	S_2
302	$1,76 \times 10^{-6}$	10,9	0,017	2
303	$1,69 \times 10^{-6}$	10,9	0,017	2
313 (X)	$1,84 \times 10^{-6}$	10,9	0,048	2
320 X	$2,38 \times 10^{-6}$	10,9	0,014	2
322	$2,27 \times 10^{-6}$	10,9	0,018	2
322 B	$2,38 \times 10^{-6}$	10,9	0,026	2
323	$2,38 \times 10^{-6}$	10,9	0,019	2
323 B	$2,79 \times 10^{-6}$	10,9	0,030	2
329	$2,31 \times 10^{-6}$	10,9	0,009	2
330	$2,71 \times 10^{-6}$	11,3	0,010	2
331	$2,71 \times 10^{-6}$	10,9	0,015	2
332	$2,71 \times 10^{-6}$	10,9	0,018	2
LL	$1,72 \times 10^{-6}$	10,9	0,0057	2
L	$2,19 \times 10^{-6}$	10,9	0,0093	2
LM	$2,25 \times 10^{-6}$	10,9	0,011	2
M	$2,48 \times 10^{-6}$	10,9	0,015	2
HM	$2,60 \times 10^{-6}$	10,9	0,020	2
H	$2,66 \times 10^{-6}$	10,9	0,025	2
HH	$2,51 \times 10^{-6}$	10,9	0,027	2
All other	$2,31 \times 10^{-6}$	10,9	0,019	2

Friction

Table 3e

Geometric constants for rolling and sliding frictional moments of spherical roller bearings								
Bearing series	Geometric constants for rolling frictional moments				sliding frictional moments			
	R_1	R_2	R_3	R_4	S_1	S_2	S_3	S_4
213 E, 222 E	$1,6 \times 10^{-6}$	5,84	$2,81 \times 10^{-6}$	5,8	$3,62 \times 10^{-3}$	508	$8,8 \times 10^{-3}$	117
222	$2,0 \times 10^{-6}$	5,54	$2,92 \times 10^{-6}$	5,5	$5,10 \times 10^{-3}$	414	$9,7 \times 10^{-3}$	100
223	$1,7 \times 10^{-6}$	4,1	$3,13 \times 10^{-6}$	4,05	$6,92 \times 10^{-3}$	124	$1,7 \times 10^{-2}$	41
223 E	$1,6 \times 10^{-6}$	4,1	$3,14 \times 10^{-6}$	4,05	$6,23 \times 10^{-3}$	124	$1,7 \times 10^{-2}$	41
230	$2,4 \times 10^{-6}$	6,44	$3,76 \times 10^{-6}$	6,4	$4,13 \times 10^{-3}$	755	$1,1 \times 10^{-2}$	160
231	$2,4 \times 10^{-6}$	4,7	$4,04 \times 10^{-6}$	4,72	$6,70 \times 10^{-3}$	231	$1,7 \times 10^{-2}$	65
232	$2,3 \times 10^{-6}$	4,1	$4,00 \times 10^{-6}$	4,05	$8,66 \times 10^{-3}$	126	$2,1 \times 10^{-2}$	41
238	$3,1 \times 10^{-6}$	12,1	$3,82 \times 10^{-6}$	12	$1,74 \times 10^{-3}$	9 495	$5,9 \times 10^{-3}$	1 057
239	$2,7 \times 10^{-6}$	8,53	$3,87 \times 10^{-6}$	8,47	$2,77 \times 10^{-3}$	2 330	$8,5 \times 10^{-3}$	371
240	$2,9 \times 10^{-6}$	4,87	$4,78 \times 10^{-6}$	4,84	$6,95 \times 10^{-3}$	240	$2,1 \times 10^{-2}$	68
241	$2,6 \times 10^{-6}$	3,8	$4,79 \times 10^{-6}$	3,7	$1,00 \times 10^{-2}$	86,7	$2,9 \times 10^{-2}$	31
248	$3,8 \times 10^{-6}$	9,4	$5,09 \times 10^{-6}$	9,3	$2,80 \times 10^{-3}$	3 415	$1,2 \times 10^{-2}$	486
249	$3,0 \times 10^{-6}$	6,67	$5,09 \times 10^{-6}$	6,62	$3,90 \times 10^{-3}$	887	$1,7 \times 10^{-2}$	180

Table 3f

Geometric constants for rolling and sliding frictional moments of CARB toroidal roller bearings with a cage				
Bearing series	Geometric constants for rolling frictional moments		sliding frictional moments	
	R_1	R_2	S_1	S_2
C 22	$1,17 \times 10^{-6}$	$2,08 \times 10^{-6}$	$1,32 \times 10^{-3}$	$0,8 \times 10^{-2}$
C 23	$1,20 \times 10^{-6}$	$2,28 \times 10^{-6}$	$1,24 \times 10^{-3}$	$0,9 \times 10^{-2}$
C 30	$1,40 \times 10^{-6}$	$2,59 \times 10^{-6}$	$1,58 \times 10^{-3}$	$1,0 \times 10^{-2}$
C 31	$1,37 \times 10^{-6}$	$2,77 \times 10^{-6}$	$1,30 \times 10^{-3}$	$1,1 \times 10^{-2}$
C 32	$1,33 \times 10^{-6}$	$2,63 \times 10^{-6}$	$1,31 \times 10^{-3}$	$1,1 \times 10^{-2}$
C 39	$1,45 \times 10^{-6}$	$2,55 \times 10^{-6}$	$1,84 \times 10^{-3}$	$1,0 \times 10^{-2}$
C 40	$1,53 \times 10^{-6}$	$3,15 \times 10^{-6}$	$1,50 \times 10^{-3}$	$1,3 \times 10^{-2}$
C 41	$1,49 \times 10^{-6}$	$3,11 \times 10^{-6}$	$1,32 \times 10^{-3}$	$1,3 \times 10^{-2}$
C 49	$1,49 \times 10^{-6}$	$3,24 \times 10^{-6}$	$1,39 \times 10^{-3}$	$1,5 \times 10^{-2}$
C 59	$1,77 \times 10^{-6}$	$3,81 \times 10^{-6}$	$1,80 \times 10^{-3}$	$1,8 \times 10^{-2}$
C 60	$1,83 \times 10^{-6}$	$5,22 \times 10^{-6}$	$1,17 \times 10^{-3}$	$2,8 \times 10^{-2}$
C 69	$1,85 \times 10^{-6}$	$4,53 \times 10^{-6}$	$1,61 \times 10^{-3}$	$2,3 \times 10^{-2}$

Table 3g

Geometric constants for rolling and sliding frictional moments of spherical roller thrust bearings									
Bearing series	Geometric constants for rolling frictional moments				sliding frictional moments				
	R_1	R_2	R_3	R_4	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5
292	$1,32 \times 10^{-6}$	1,57	$1,97 \times 10^{-6}$	3,21	$4,53 \times 10^{-3}$	0,26	0,02	0,1	0,6
292 E	$1,32 \times 10^{-6}$	1,65	$2,09 \times 10^{-6}$	2,92	$5,98 \times 10^{-3}$	0,23	0,03	0,17	0,56
293	$1,39 \times 10^{-6}$	1,66	$1,96 \times 10^{-6}$	3,23	$5,52 \times 10^{-3}$	0,25	0,02	0,1	0,6
293 E	$1,16 \times 10^{-6}$	1,64	$2,00 \times 10^{-6}$	3,04	$4,26 \times 10^{-3}$	0,23	0,025	0,15	0,58
294 E	$1,25 \times 10^{-6}$	1,67	$2,15 \times 10^{-6}$	2,86	$6,42 \times 10^{-3}$	0,21	0,04	0,2	0,54

The SKF model for calculating the frictional moment

Frictional moment of seals

Where bearings are fitted with contact seals, the frictional losses from the seals may exceed those generated by the bearing. The frictional moment of seals for bearings that are sealed on both sides can be estimated using

$$M_{\text{seal}} = K_{S1} d_s^\beta + K_{S2}$$

where

M_{seal} = frictional moment of seals [Nmm]

K_{S1} = constant (→ **table 4**), depending on:

- the seal type
- the bearing type and size

d_s = seal counterface diameter [mm]
(→ **table 4**)

β = exponent (→ **table 4**), depending on:

- the seal type
- the bearing type

K_{S2} = constant (→ **table 4**), depending on:

- the seal type
- the bearing type and size

In cases where there is only one seal, the friction generated is 0,5 M_{seal} .

For deep groove ball bearings with RSL seals and $D > 25$ mm, use the calculated value of M_{seal} , irrespective whether there is one or two seals.

C

Table 4

Seal type Bearing type	Bearing outside diameter [mm]		Exponent and constants			Seal counterface diameter $d_s^{1)}$
	D over	incl.	β	K_{S1}	K_{S2}	
RSL seals						
Deep groove ball bearings	–	25	0	0	0	d_2
	25	52	2,25	0,0018	0	d_2
RZ seals						
Deep groove ball bearings	–	175	0	0	0	d_1
RSH seals						
Deep groove ball bearings	–	52	2,25	0,028	2	d_2
RS1 seals						
Deep groove ball bearings	–	62	2,25	0,023	2	d_1, d_2
	62	80	2,25	0,018	20	d_1, d_2
	80	100	2,25	0,018	15	d_1, d_2
	100		2,25	0,018	0	d_1, d_2
Angular contact ball bearings	30	120	2	0,014	10	d_1
Self-aligning ball bearings	30	125	2	0,014	10	d_2
LS seals						
Cylindrical roller bearings	42	360	2	0,032	50	E
CS, CS2 and CS5 seals						
Spherical roller bearings	62	300	2	0,057	50	d_2
CARB toroidal roller bearings	42	340	2	0,057	50	d_2

¹⁾ Designation of the dimension listed in the product tables

Friction

Drag losses

Bearings lubricated by the oil bath method are partially submerged or, in special situations, completely submerged. The drag losses that occur when the bearing is rotating in an oil bath contribute to the total frictional moment and should not be neglected. Drag losses are not only influenced by bearing speed, oil viscosity and oil level, but also by the size and geometry of the oil reservoir. External oil agitation, which can originate from mechanical elements, like gears or cams, in close proximity to the bearing should also be taken into consideration.

Drag losses in oil bath lubrication

The SKF model for calculating the drag losses in oil bath lubrication considers resistance of the rolling elements when moving through the oil and includes the effects of the viscosity of the oil. It provides results with sufficient accuracy under the following conditions:

- The oil reservoir is large. Effects from reservoir size and geometry or external oil agitation are negligible.
- The shaft is horizontal.
- The inner ring rotates at a constant speed. The speed is not higher than the permissible speed.
- The oil viscosity is within the limits:
 - $\leq 500 \text{ mm}^2/\text{s}$ when the bearing is submerged up to half or less (oil level $H \leq D/2$)
 - $\leq 250 \text{ mm}^2/\text{s}$ when the bearing is submerged more than half (oil level $H > D/2$)

The oil level H is measured from the lowest contact point between the outer ring raceway and the rolling element (→ **fig. 2, page 112**). It can be estimated with sufficient accuracy using:

- for tapered roller bearings: outside diameter D [mm]
- for all other radial rolling bearings: outer ring mean diameter [mm] = $0,5 (D + D_1)$

The frictional moment of drag losses for ball bearings can be estimated using

$$M_{\text{drag}} = 0,4 V_M K_{\text{ball}} d_m^5 n^2 + 1,093 \times 10^{-7} n^2 d_m^3 \left(\frac{n d_m^2 f_t}{\nu} \right)^{-1,379} R_s$$

The frictional moment of drag losses for roller bearings can be estimated using

$$M_{\text{drag}} = 4 V_M K_{\text{roll}} C_w B d_m^4 n^2 + 1,093 \times 10^{-7} n^2 d_m^3 \left(\frac{n d_m^2 f_t}{\nu} \right)^{-1,379} R_s$$

The rolling element related constants are:

$$K_{\text{ball}} = \frac{i_{rw} K_z (d + D)}{D - d} 10^{-12}$$

$$K_{\text{roll}} = \frac{K_L K_z (d + D)}{D - d} 10^{-12}$$

The SKF model for calculating the frictional moment

The variables and functions used in the equations for the frictional moment of drag losses are:

$$C_w = 2,789 \times 10^{-10} l_D^3 - 2,786 \times 10^{-4} l_D^2 + 0,0195 l_D + 0,6439$$

$$l_D = 5 \frac{K_L B}{d_m}$$

$$f_t = \begin{cases} \sin(0,5 t), & \text{when } 0 \leq t \leq \pi \\ 1, & \text{when } \pi < t < 2\pi \end{cases}$$

$$R_s = 0,36 d_m^2 (t - \sin t) f_A$$

$$t = 2 \cos^{-1} \left(\frac{0,6 d_m - H}{0,6 d_m} \right) \quad \text{When } H \geq d_m, \text{ use } H = d_m$$

$$f_A = 0,05 \frac{K_z (D + d)}{D - d}$$

where

M_{drag} = frictional moment of drag losses [Nmm]

V_M = drag loss factor (→ **diagram 4**, **page 112**)

B = bearing width [mm]

- for tapered roller bearings → width T
- for thrust bearings → height H

d_m = bearing mean diameter [mm]
= $0,5 (d + D)$

d = bearing bore diameter [mm]

D = bearing outside diameter [mm]

H = oil level (→ **fig. 2**, **page 112**) [mm]

i_{rw} = number of ball rows

K_z = bearing type related geometric constant (→ **table 5**, **page 112**)

K_L = roller bearing type related geometric constant (→ **table 5**, **page 112**)

n = rotational speed [r/min]

ν = actual operating viscosity of the lubricant [mm^2/s]



Friction

Drag losses for vertical shaft arrangements

To calculate drag losses for vertical shaft arrangements, the model for fully submerged bearings can be used to get an approximate value. The obtained value for M_{drag} should be multiplied by a factor equal to the width (height) that is submerged relative to the total bearing width (height).

Drag losses for oil jet lubrication

To calculate drag losses for the oil jet lubrication method, use the oil bath model, with the oil level H at half the diameter of the lowest rolling element. The obtained value for M_{drag} should be multiplied by a factor of two. Certainly, this approximation can vary depending on the rate and direction of oil. However, if the oil level H is known when oil is flowing and the bearing is at a stand-still, this value can be used directly in the drag loss calculation to obtain a more accurate estimate.

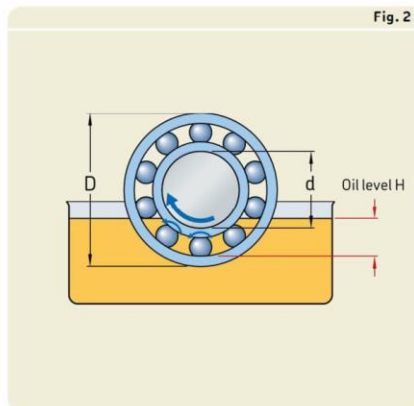
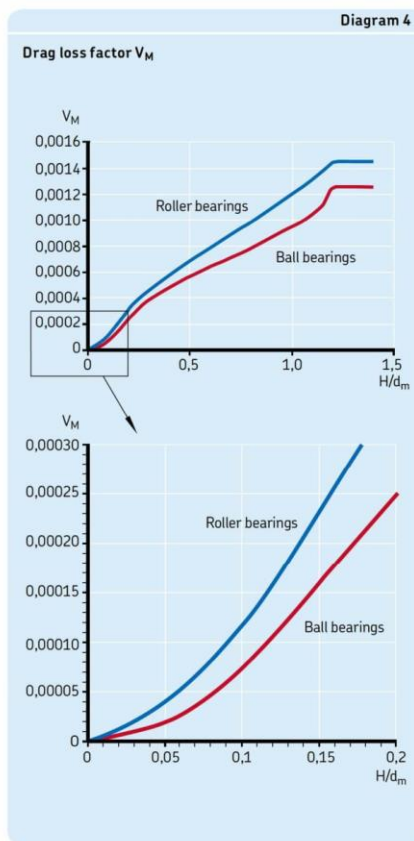


Table 5

Bearing type	Geometric constants K_Z and K_L	
	K_Z	K_L
Deep groove ball bearings – single and double row	3,1	–
Angular contact ball bearings – single row	4,4	–
– double row	3,1	–
– four-point contact	3,1	–
Self-aligning ball bearings	4,8	–
Cylindrical roller bearings – with a cage	5,1	0,65
– full complement	6,2	0,7
Tapered roller bearings	6	0,7
Spherical roller bearings	5,5	0,8
CARB toroidal roller bearings – with a cage	5,3	0,8
– full complement	6	0,75
Thrust ball bearings	3,8	–
Cylindrical roller thrust bearings	4,4	0,43
Spherical roller thrust bearings	5,6	0,58 ¹⁾

¹⁾ Only for single mounted bearings



The SKF model for calculating the frictional moment

Additional effects on the frictional moment

Effects of clearance and misalignment on friction

Changes in clearance or misalignment in bearings influence the frictional moment. The model above considers normal internal operating clearance and an aligned bearing. However, high bearing operating temperatures or speeds might reduce internal bearing clearance, which can increase friction. Misalignment generally increases friction. However, for self-aligning ball bearings, spherical roller bearings, CARB toroidal roller bearings and spherical roller thrust bearings, the corresponding increase of friction is negligible.

For applications that are sensitive to changes in clearance or misalignment, contact the SKF application engineering service.

Effects of grease fill on friction

When a bearing has just been lubricated or relubricated with the recommended amount of grease, the bearing can realize considerably higher frictional values than had been calculated originally. It can be seen as an increase in operating temperature. The time it takes for friction to decrease depends on the speed of the application and how long it takes for the grease to distribute itself within the free space in the bearing.

This effect can be estimated by multiplying the rolling frictional moment by a factor of 2 to 4, where 2 applies for light series bearings (narrow width series) and 4 for heavy series bearings.

However, after the running-in period, the values for the frictional moment in the bearing is similar to, or even lower than the values for oil lubricated bearings. Bearings filled with an excessive amount of grease may show higher values of friction. For additional information, refer to *Relubrication* (→ page 252), or contact the SKF application engineering service.

Additional information for specific bearing types and performance classes

Hybrid bearings

The higher values for the modulus of elasticity of rolling elements made of silicon nitride decreases the contact area in the raceways to significantly reduce rolling and sliding friction. Additionally, the lower density of ceramic rolling elements, when compared with steel, reduces the centrifugal forces, which also may reduce friction at high speeds.

Standard hybrid ball bearings

Using the above equations, the frictional moment for hybrid angular contact ball bearings can be calculated by multiplying the geometric constants R_3 and S_3 of the bearings with steel rolling elements by a factor 0,41, that is 0,41 R_3 and 0,41 S_3 , respectively.

Hybrid deep groove ball bearings in high-speed applications are usually preloaded axially. Under these conditions, hybrid deep groove ball bearings behave like angular contact ball bearings with a similar reduced frictional moment. SKF recommends contacting the SKF application engineering service when calculating the frictional moment for hybrid deep groove ball bearings.

Hybrid super-precision bearings

For information about the frictional moment for SKF super-precision bearings, contact the SKF application engineering service.

SKF Energy Efficient bearings

To obtain values for the frictional moment for SKF Energy Efficient (E2) bearings, SKF recommends using the tools available online at skf.com/bearingcalculator.

Y-bearings (insert bearings)

To obtain values for the frictional moment for Y-bearings, SKF recommends using the tools available online at skf.com/bearingcalculator.

Needle roller bearings

To obtain values for the frictional moment for needle roller bearings, SKF recommends using the tools available online at skf.com/bearingcalculator.



Friction

Starting torque

The starting torque of a rolling bearing is defined as the frictional moment that must be overcome by the bearing to start rotating. Therefore, only the sliding frictional moment and the frictional moment of seals, if applied, must be taken into consideration. At an ambient temperature of 20 to 30 °C (70 to 85 °F), the starting torque can be calculated using

$$M_{\text{start}} = M_{\text{sl}} + M_{\text{seal}}$$

where

M_{start} = starting frictional moment [Nmm]
 M_{sl} = sliding frictional moment [Nmm]
 M_{seal} = frictional moment of the seals [Nmm]

However, the starting torque can be considerably higher for roller bearings with a large contact angle. It can be up to four times higher for tapered roller bearings in the 313, 322 B, 323 B and T7FC series, and up to eight times higher for spherical roller thrust bearings.

Power loss and bearing temperature

The power loss in a bearing as a result of bearing friction can be estimated using

$$N_R = 1,05 \times 10^{-4} M n$$

where

N_R = power loss [W]
 M = total frictional moment of the bearing [Nmm]
 n = rotational speed [r/min]

The cooling factor W_s is defined as the heat being removed from the bearing per degree of temperature difference between the bearing and ambient. If the value of W_s is known, a rough estimate of the temperature increase in the bearing can be obtained using

$$\Delta T = N_R / W_s$$

where

ΔT = temperature increase [°C]
 N_R = power loss [W]
 W_s = cooling factor [W/°C]

**ANEXO D – DESENHOS DE FABRICAÇÃO CILINDRO DE
TESTES**

4

3

2

1

F

F

E

E

D

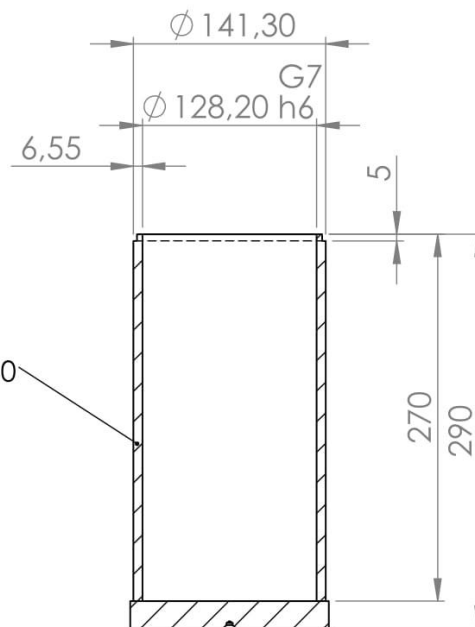
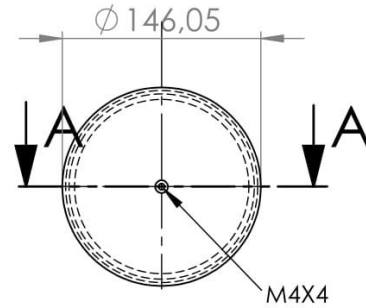
D

C

C

B

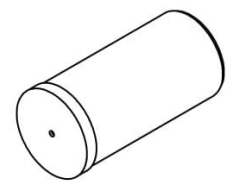
B



5" SCH40

SEÇÃO A-A

ESCALA 1 : 5



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS: +/- 0,1mm

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO 003

	NOME	ASSINATURA	DATA		
DESEN.	OMM		03.2017		
VERIF.					
APROV.					
MANUF.					
QUA.					

TÍTULO:

CILINDRO DE
TESTES

DES. Nº

001

A4

4

3

2

1

A

A

SOLIDWORKS Student Edition.
Somente para uso acadêmico.

MATERIAL:
ACÇO CARBONO

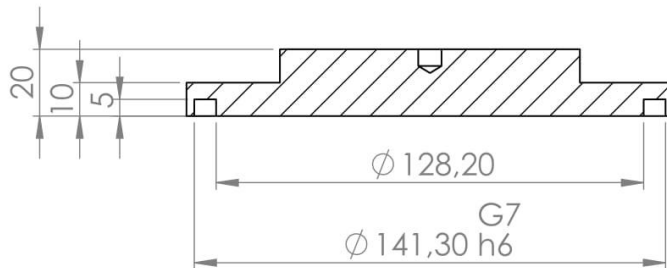
PESO:

ESCALA 1:10

FOLHA 1 DE 1

4 3 2 1

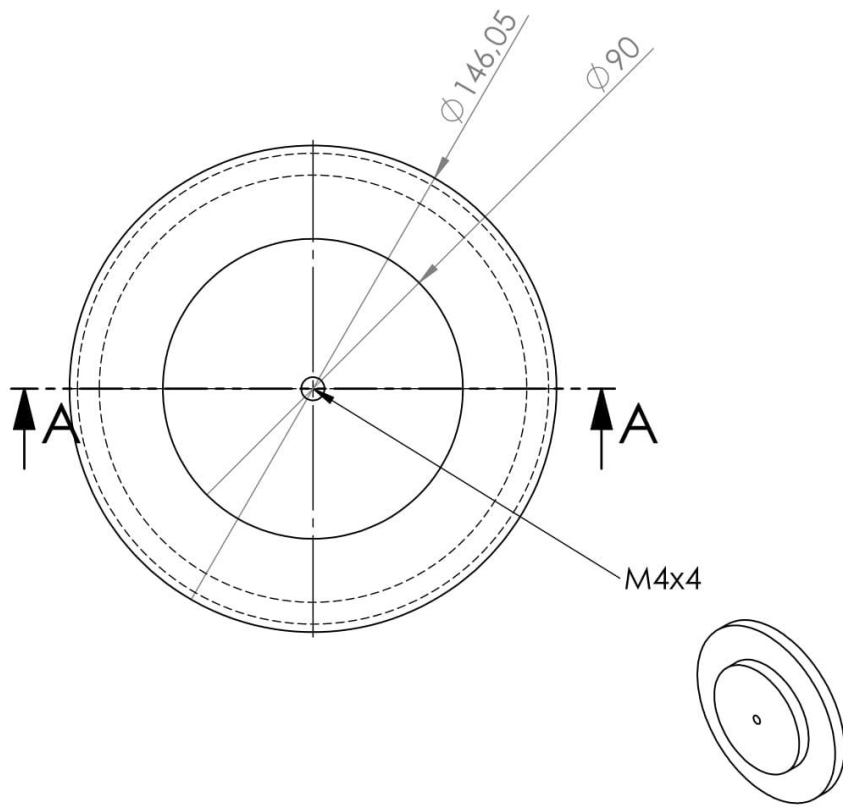
F F



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 2

E E

D D



C C

B B

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: +/-0,1mm			ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO 003		
NOME			ASSINATURA		DATA		TÍTULO: TAMPA DO CILINDRO DE TESTES				
DESEN.			OMM		03.2017		DES. Nº				
VERIF.							002				
APROV.							A4				
MANUF							PESO:				
QUA							ESCALA 1:2				
MATERIAL: AÇO CARBONO							FOLHA 1 DE 1				

A A

4 3 2 1