

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO PRELIMINAR DE TRIBÔMETRO LINEAR RECÍPROCO

por

Breno Leonhardt Pacheco

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

Porto Alegre, Julho de 2018

PROJETO PRELIMINAR DE TRIBÔMETRO LINEAR RECÍPROCO

por

Breno Leonhardt Pacheco

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

Prof. Thamy Cristina Hayashi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Ney Francisco Ferreira

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Prof. Dr. Patric Daniel Neis

Prof. Dra. Cíntia Cristiane Petry Mazzaferro

Porto Alegre, 06 de Julho de 2018.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Cristina Leonhardt e Leandro da Silva Pacheco, pelo apoio incondicional e permanente durante todas as etapas de minha formação.

A minha namorada e companheira, Anna Celia Wagner Maggi, pela constante dedicação e incentivo ao longo de nossa trajetória.

Ao meu professor e orientador Ney Francisco Ferreira, pela oportunidade, apoio e paciência na elaboração deste trabalho.

Ao meu professor Ignacio Iturrioz, pela valiosa partilha de conhecimento e sabedoria.

Pacheco, B. L, **Projeto preliminar de tribômetro linear recíproco**. 2018. 16p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

RESUMO

O estudo do atrito e do desgaste de componentes em contato é assunto de crescente interesse na engenharia, pois sua aplicação na indústria amplia a vida útil de máquinas e reduz o consumo de energia durante o seu funcionamento. Os resultados empíricos utilizados nestes estudos são usualmente obtidos por meio de ensaios mecânicos com equipamentos denominados tribômetros. Neste trabalho, aborda-se o projeto preliminar de um tribômetro para ensaio de atrito por movimento linear recíproco. São definidos requisitos de projeto da máquina proposta e apresentados métodos de instrumentação e ensaio, conforme práticas padronizadas. Uma configuração cinemática é definida para o equipamento, onde são determinados os componentes integrantes da máquina necessários para realização dos movimentos pretendidos. Com base nesta configuração, é realizado um estudo teórico da dinâmica da máquina durante funcionamento, através da sua modelagem física e solução das suas equações de movimento. Com as soluções obtidas, foram avaliados de forma quantitativa os efeitos de vibrações torcionais no eixo de transmissão, de sobrecarga do motor de acionamento, de vibrações de flexão do eixo sobre os mancais e de esforços dinâmicos na estrutura da máquina. São assim fornecidas recomendações para o dimensionamento do equipamento sob a configuração proposta.

PALAVRAS-CHAVE: (Tribômetro, síntese mecânica, análise dinâmica)

Pacheco, B. L, **Preliminary design of a linear-reciprocating tribometer**. 2018. 16p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

ABSTRACT

The study of friction and wear in components under mechanical contact is a subject of increasing interest to engineers since its application in industry expands the lifespan of machines and reduces its power consumption. Empirical results used within these studies are commonly obtained through use of apparatus called tribometers. This paper consists in a preliminary study regarding the design of a tribometer intended for reciprocating-motion friction testing. Design requirements are defined and instrumentation and testing methods are presented in accordance to standard practice. A kinematic configuration is defined for the machine where the components necessary for the production of the intended movement are selected. Based on this configuration, a theoretical study of the dynamics of the machine is performed based on an appropriated physical model and the solution of its equations of motion. Through the results obtained, it was possible to evaluate such effects as the torsional vibrations of the axis of transmission, the overloading conditions of the motor driver, the flexural vibrations of the axis over its bearings and the dynamic forces on the structure. Practical design recommendations are therefore provided for the proposed machine configuration.

KEYWORDS: (Tribometer, mechanical synthesis, dynamic analysis).

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
3.1 Ensaaios tribológicos	2
3.2 Dinâmica de máquinas	3
3.2.1 Modelagem matemática	3
3.2.2 Esforços dinâmicos e vibrações	4
3.2.3 Acionamento por motores elétricos	4
4. METODOLOGIA	5
5. RESULTADOS	6
5.1 Definição dos requisitos de projeto	6
5.2 Métodos de instrumentação e aplicação de carga	6
5.3 Cinemática da máquina.....	8
5.4 Modelo dinâmico	9
5.5 Esforços dinâmicos e vibrações	11
6. CONCLUSÕES	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
ANEXO A	16
ANEXO B	16
APÊNDICE C	16

1. INTRODUÇÃO

Estima-se que cerca de 23% da energia global produzida seja consumida pelo atrito em equipamentos e pela fabricação de componentes de substituição de peças desgastadas. Deste valor, 40% poderia ser reduzido com uso de novas tecnologias de lubrificação e de materiais para redução do atrito e proteção contra desgaste [Holmberg e Erdemir, 2017]. Motivada por este grande potencial econômico, a tribologia estuda os fenômenos de atrito e desgaste, com auxílio de equipamentos mecânicos de laboratório chamados tribômetros, que realizam os movimentos e introduzem as condições tribológicas mais comuns nas aplicações de engenharia. Diversos modelos destes equipamentos foram propostos por pesquisadores, e dezenas de ensaios foram padronizados por associações como DIN e ASTM com intuito de permitir o estudo e a comparação de resultados interlaboratoriais [Axen et al, 2001].

Dentre os experimentos mais executados, o ensaio de atrito com movimento linear recíproco é de grande interesse prático. Este é capaz de simular a dinâmica do atrito e do desgaste em diversos componentes mecânicos de uso corrente onde o contato é deslizante e periódico. Segundo Axen et al, 2001, problemas de lubrificação são comuns nestes componentes pela dificuldade de formação de filme de óleo sob baixa velocidade de deslizamento, que ocorre durante a inversão do movimento. Nestas situações, o desgaste por mecanismos como adesão pode ser severo. Exemplos de aplicação incluem o estudo tribológico do contato entre dentes de engrenagens, anéis de pistão e cilindros e válvulas em cabeçotes de motores.

Tribômetros alternativos estão disponíveis comercialmente, mas não dispõem de grande flexibilidade em termos mecânicos e de instrumentação. Neste contexto, pesquisadores e laboratórios tem a possibilidade de produzir os seus próprios equipamentos e adaptá-los de acordo com o estudo realizado. Para tanto, é necessário um projeto mecânico que contemple os métodos de ensaio, os métodos de instrumentação e os mecanismos necessários para geração dos movimentos. Assim, é possível definir uma configuração cinemática para a máquina e um conjunto de componentes que a integrem.

Durante o funcionamento, no entanto, o equipamento sofre esforços dinâmicos e vibrações que podem prejudicar o ensaio ou comprometer a integridade da máquina. Um estudo da sua dinâmica pode ser feito para estimar estes esforços e vibrações. O torque do motor, os esforços e vibrações do eixo de transmissão, as forças suportadas pelos mancais, as forças nos elementos dos mecanismos e as vibrações da máquina sobre seu suporte são alguns dos parâmetros que podem ser estimados pela análise dinâmica. Através destes parâmetros é possível dimensionar os componentes do equipamento de forma racional, garantindo que problemas de ressonância, sobrecarga do motor e falha de componentes não ocorram. Este estudo dinâmico, por sua vez, requer uma modelagem física e matemática do equipamento, seguida da solução das equações de movimento, do cálculo das reações dinâmicas e da identificação de frequências de vibração e de excitação da máquina.

2. OBJETIVOS

Neste trabalho propõe-se um projeto preliminar de um equipamento para ensaio tribológico com movimento linear recíproco, compatível com equipamentos comerciais e com ensaios padronizados. Tem-se como objetivos secundários: (i) a definição dos requisitos funcionais do projeto, (ii) o levantamento de métodos de instrumentação do ensaio e de aplicação da carga, (iii) a definição de uma configuração cinemática para o equipamento, (iv) uma modelagem física e matemática do conjunto mecânico, (v) a identificação dos esforços dinâmicos na máquina e das suas componentes harmônicas, (vi) a verificação de condições de sobre-carga do motor e (vii) a verificação das condições de ressonância do eixo de transmissão sob torção e flexão.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Ensaio tribológicos

De acordo com Czichos, 1979, o atrito é definido como a resistência ao movimento relativo entre dois corpos em contato. Esta resistência pode existir devido ao deslizamento, ao rolamento ou ao movimento oscilatório entre dois corpos sólidos, ou pelo escoamento de um fluido sobre um sólido, com ou sem arraste de particulados.

O desgaste, por sua vez, é definido como a remoção de material das superfícies em contato devido ao atrito. De acordo com Axen et al, 2001, o desgaste é gerado por diversos mecanismos de interação entre as superfícies, como a adesão, a abrasão, a erosão e a fadiga.

Os fenômenos de atrito e desgaste ocorrem sob diferentes condições de temperatura, lubrificação, umidade, força de compressão entre superfícies, velocidade de deslizamento, geometria de contato, duração do contato, tipo de movimento, etc, que influenciam os resultados de ensaios. A influência deste conjunto de condições na determinação do atrito e desgaste indica que estas são características de um sistema, denominado sistema tribológico, definido por este conjunto de parâmetros [Czichos, 1978].

Ensaio tribológicos são realizados em diversas escalas de acordo com o objetivo do teste. O padrão DIN 50 322 classifica-os de acordo com grau de realismo da aplicação, conforme ilustrado na Figura 3.1. Com o aumento do realismo da aplicação, maior são os custos associados e menor o controle sobre o sistema, no entanto, maior é o realismo quanto aos modos de desgaste e atrito presentes no equipamento.



Figura 3.1 – Classificação de ensaios tribológicos - adaptado de Axen *et al.*, 2001

De acordo com Blau e Budinsky, 1999, a diversidade dos ensaios realizados em laboratório e das suas características tribológicas dificulta a comparação de resultados entre instituições. Desta forma, a padronização por parte de entidades como a American Society for Testing Materials (ASTM) vai ao encontro da necessidade de pesquisadores e indústrias de obter resultados reproduzíveis em qualquer laboratório. O comitê G-2 de “Desgaste e Erosão”, formado em 1964, se tornou líder mundial no desenvolvimento destes padrões [Blau e Budinsky, 1999]. Alguns ensaios padronizados são voltados a componentes específicos, como anéis de cilindros e britadores de mandíbulas, enquanto outros são designados para determinar a resistência de determinado material a um mecanismo de desgaste sob condições específicas. A Figura 3.2 ilustra alguns dos ensaios padronizados mais comuns e a designação ASTM relacionada. O padrão objeto deste trabalho ASTM G133 apresenta dois procedimentos padronizados, A e B, para ensaio à seco e com lubrificante [ASTM, 2016].



Figura 3.2 – Exemplos de ensaios padronizados ASTM- adaptado de Gedeon, 2015

3.2 Dinâmica de máquinas

Segundo Paul, 1975, o estudo da dinâmica de máquinas é uma ferramenta de análise que utiliza conhecimentos da cinemática e da dinâmica para solução de problemas relacionados aos movimentos do equipamento. O estudo se baseia na modelagem física da máquina, que envolve a definição dos graus de liberdade e inércias relevantes para análise, e na sua modelagem matemática. O modelo matemático é composto por um conjunto de equações que descreve o comportamento dinâmico entre elementos, mecanismos e meios de acionamento. A solução destas equações fornece informações quanto aos esforços dinâmicos nos elementos, as vibrações do equipamento, o comportamento do motor de acionamento, etc.

3.2.1 Modelagem matemática

A obtenção destas equações de movimento de um equipamento pode ser feita através da aplicação de diferentes métodos, baseados em diferentes formulações da mecânica clássica, como o uso das equações da mecânica Lagrangeana e Hamiltoniana, equações de Newton-Euler, equações de Gibbs-Appel, dentre outros. Neste trabalho será considerada a formulação dada por Eksergian [Doughty, 1988 e Paul, 1979] particularmente útil para análise de mecanismos planos com um grau de liberdade. A formulação é descrita abaixo.

Segundo Paul, 1979, a energia cinética T de um mecanismo plano com um único grau de liberdade q é a soma da energia de translação e rotação dos elementos do mecanismo, escrita de acordo com a equação 3.1. Na expressão, m_i , r_i , J_i , e θ_i correspondem à massa do elemento i , à posição seu centro de massa, ao seu momento de inércia polar e ao seu ângulo de rotação, respectivamente. O termo g é denominado momento de inércia generalizado.

$$T = \frac{1}{2} \sum_i^n m_i \dot{r}_i^2 + J_i \dot{\theta}_i^2 = \frac{1}{2} \sum_i^n \left[m_i \left(\frac{dr_i}{dq} \right)^2 + J_i \left(\frac{d\theta_i}{dq} \right)^2 \right] \dot{q}^2 = \frac{1}{2} g \dot{q}^2 \quad (3.1)$$

A potência P fornecida ao mecanismo durante movimento é igual à soma de potências fornecidas pelo conjunto de forças F_i e momentos M_i que agem sobre os elementos do mesmo realizando trabalho, conforme a Equação 3.2. O termo Q é denominado força generalizada.

$$P = \sum_i^n F_i \dot{r}_i + M_i \dot{\theta}_i = \sum_i^n \left[F_i \left(\frac{dr_i}{dq} \right) + M_i \left(\frac{d\theta_i}{dq} \right) \right] \dot{q} = Q \dot{q} \quad (3.2)$$

Pelo princípio de conservação de energia, o trabalho fornecido pelas forças ativas deve ser igual à variação de energia cinética do sistema mecânico, de forma que a potência P é igual à taxa de variação temporal dT/dt do sistema. Dessa igualdade, obtemos a Equação 3.3 para a formulação de Eksergian [Paul, 1979].

$$g \ddot{q} + \frac{1}{2} \frac{dg}{d\alpha} \dot{q}^2 = Q \quad (3.3)$$

De acordo com Paul, 1979, as n equações de movimento que descrevem um sistema mecânico com n graus de liberdade tem a forma de equações diferenciais ordinárias de segunda ordem, lineares ou não. Se x_i é o grau de liberdade em questão, pode-se fazer a substituição de \dot{x}_i por y_i e de \ddot{x}_i por \dot{y}_i nas equações de movimento, totalizando $2n$ equações diferenciais de primeira ordem acopladas na forma da equação 3.4. Esta substituição permite o emprego de métodos numéricos como o de Euler e os de Runge-Kutta.

$$\frac{dy_i}{dt} = F_i(y_1, y_2, \dots, y_n, t) \quad (3.4)$$

3.2.2 Esforços dinâmicos e vibrações

Os esforços de restrição do movimento gerados por mancais e apoios são transmitidos à estrutura da máquina. O seu conhecimento é, portanto, de fundamental interesse para dimensionamento dos elementos mecânicos. Segundo Doughty, 1988, estas reações podem ser calculadas para um mecanismo considerando que, de acordo com a segunda lei de Newton, a soma de forças agindo sobre o conjunto de elementos do mecanismo F_{ext} é igual à soma das taxas de variação do momento linear dos mesmos, ou seja, às forças inercias F_{inert} , conforme a Equação 3.5.

$$\Sigma F_{ext} = \Sigma F_{inert} \quad (3.5)$$

O conhecimento das componentes de frequência destas forças de reação permite estudar efeitos de vibração na máquina. Em muitos equipamentos, em função do movimento rotativo, estas forças de restrição podem ser periódicas, mas, devido às acelerações dos elementos dos mecanismos, não são harmônicas. Segundo Hartog, no entanto, uma excitação periódica $f(t)$ qualquer de frequência ω e período T pode ser escrita como a soma de um infinito número de excitações de frequência ω , 2ω , 3ω , etc, denominados componentes harmônicos, conforme a Equação 3.6.

$$f(t) = a_1 \sin \omega t + a_2 \sin 2\omega t + \dots a_n \sin n\omega t + b_1 \cos \omega t + b_2 \cos 2\omega t + \dots b_n \cos n\omega t \quad (3.6)$$

Esta função, conhecida como série de Fourier, encontra uso dentro do estudo de vibrações na chamada análise harmônica. Para sistemas mecânicos lineares, vale o princípio da superposição. Dessa forma, a resposta à uma excitação periódica é igual à soma das respostas frente aos componentes harmônicos de $f(t)$ [Hartog, 1975]. Os coeficientes da série de Fourier a_n e b_n e a amplitude A_n do harmônico n são fornecidas no Anexo I.

3.2.3 Acionamento por motores elétricos

Motores elétricos são máquinas elétricas comumente utilizadas como meio de acionamento de equipamentos. Podem ser classificados inicialmente entre máquinas síncronas, cuja velocidade angular do eixo é proporcional à frequência de alimentação, e assíncronas, quando há defasagem entre a frequência de alimentação e a velocidade do eixo. Dentro destes dois grupos, são classificadas com relação à construção: máquinas de corrente contínua ou alternada, com estator e rotor bobinados ou com ímã permanente, polifásico ou monofásico, de indução, de relutância variável, etc. [Fitzgerald et al, 2003]. Neste trabalho, serão consideradas os motores de indução trifásicos do tipo gaiola-de-esquilo, por serem padrão na indústria e, portanto, terem baixo custo comparados a outros motores.

A relação entre o torque M fornecido pelo motor e a velocidade ω do rotor dependem da construção do equipamento e da forma de alimentação. Para motores de indução alimentados com uma frequência de rede de 60Hz, esta relação é dada esquematicamente pela curva da Figura 3.3a. O torque é fornecido a partir do escorregamento, dado pela diferença entre a velocidade de rotação do eixo ω e a de sincronismo do motor ω_{idl} , função do número de pares de polos p_f e da frequência da tensão que alimenta f , descrita relação f/p_f .

A adoção de motores trifásicos permite o uso de inversores de frequência (VFD), equipamentos que modulam a frequência da rede elétrica e fornecem uma saída com frequência e tensão variável. A relação entre tensão e frequência de saída dos inversores modifica a curva característica do motor de indução. A prática mais comum, dentro dos inversores comerciais, é adotar uma relação V/f (tensão por frequência) linear, conforme indicado esquematicamente na Figura 3.3b, de forma que a curva de torque permanece a mesma, deslocada para a esquerda, até que seja atingida a frequência e a tensão de rede [Fitzgerald et al, 2003], conforme as demais curvas de diferentes frequências da Figura 3.3a.

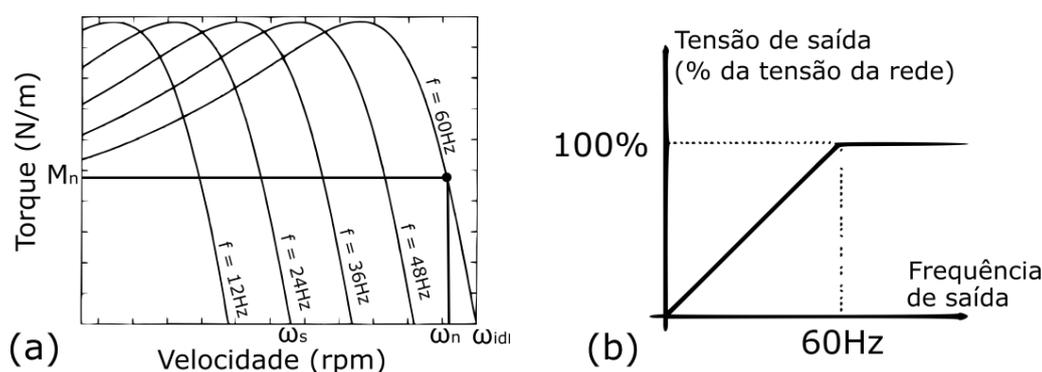


Figura 3.3 – a) Curvas de torque de motores de indução com VFD.
b) Curva V/f de VFD convencional - adaptados de Fitzgerald, 2003

Para baixos deslizamentos o torque M do motor é considerado linear proporcionalmente ao deslizamento [Fitzgerald et al, 2003]. Esta relação de proporcionalidade pode ser obtida pelo conhecimento do torque nominal M_n e da velocidade de rotação nominal ω_n indicados pelo fabricante. Dessa forma, considerando o uso de inversor de frequência com característica V/f constante, o torque do motor pode ser aproximado pela Equação 3.7, onde ω_s é a velocidade de rotação definida no inversor e ω a velocidade de giro do rotor.

$$M = M_n \left(\frac{\omega_s - \omega}{\omega_{idl} - \omega_n} \right) \quad (3.7)$$

4. METODOLOGIA

São definidos os requisitos de projeto através de comparação com as características funcionais de equipamentos comerciais similares e com os parâmetros de ensaios padronizados. Métodos de aplicação de carga e de instrumentação são propostos com base nas recomendações de ensaio padrão e em soluções encontradas em trabalhos similares.

O diagrama cinemático da máquina, que descreve os mecanismos e componentes do equipamento, é definido a partir das especificações de projeto, das necessidades de movimento e da comparação entre mecanismos encontrados na literatura. Nesta etapa, define-se que o equipamento será composto por motor, eixo de transmissão, acoplamento entre motor e eixo de transmissão, volante de inércia e um mecanismo biela-manivela, responsável pelo movimento linear recíproco da máquina.

Com base no diagrama cinemático escolhido, é proposto um modelo dinâmico do equipamento. As equações diferenciais de movimento são obtidas através do método de Eksergian, sendo convertidas em um conjunto de equações diferenciais de primeira ordem. Estas equações são resolvidas numericamente por meio do software de computação numérica *Matlab*. A convergência da simulação é verificada pelo próprio algoritmo do software, e os resultados são selecionados após o movimento atingir em regime permanente periódico.

Simulações são realizadas variando-se parâmetros como a inércia do volante e rigidez da transmissão. Verificam-se as flutuações de torque fornecido pelo motor e no eixo de transmissão sob a influência do volante de inércia. As vibrações torcionais do eixo são verificadas pela simulação do equipamento operando sob diferentes velocidades.

Os esforços transmitidos à estrutura da máquina são calculadas à partir do equilíbrio dinâmico do mecanismo biela-manivela. As frequências de excitação do equipamento são determinados pela análise harmônica destes esforços. As vibrações de flexão do eixo de transmissão são verificadas sob diferentes montagens dos mancais à partir de um modelo de vibrações linear.

5. RESULTADOS

5.1 Definição dos requisitos de projeto

O equipamento deve ser capaz de operar sob as condições definidas em ensaios padronizados e oferecer capacidade mecânica semelhante a tribômetros comerciais. Os procedimentos A e B do padrão ASTM G-133 descrevem os ensaios de atrito esfera-sobre-plano com movimento linear recíproco com e sem lubrificante. As características destes ensaios são apresentadas na Tabela 5.1, juntamente com a capacidade de trabalho dos tribômetros comerciais *TE77* da empresa Panambra [Panambra, 2018], *LRT* da empresa Ducom [Ducom, 2018] e *TRB* da empresa Anton Paar [Anton Paar, 2018].

Tabela 5.1 – Características de ensaios padronizados e capacidade de tribômetros comerciais

Procedimento/ Equipamento	Amplitude do movimento	Frequência de oscilação	Força normal aplicada	Temperatura do óleo lubrificante
ASTM G133 - A	10,0 mm	5,0 Hz	25,0 N	s/ lubrificante
ASTM G133 - B	10,0 mm	10,0 Hz	200,0 N	150 ± 2°C
<i>Panambra TE77</i>	0 – 10 mm	0 - 25 Hz	0 – 500 N	22 - 250°C
<i>Ducom LRT</i>	1 – 30 mm	4 - 40 Hz	0 – 200 N	-
<i>Anton Paar TRB</i>	0 – 60 mm	0 - 10 Hz	0 – 60 N	-
Equipamento proposto	0 – 50 mm	0 - 30 Hz	0 – 200 N	22-150 ± 2°C

Os parâmetros considerados importantes para definição de requisitos de projeto incluem o limite de controle de temperatura do óleo lubrificante, a amplitude de movimento de oscilação do corpo de prova, a frequência de oscilação do corpo de prova e o limites de força normal aplicada durante o ensaio. De forma a possibilitar o uso do equipamento em amplas condições de operação, estes devem ser configuráveis, superiores às exigências dos ensaios padrão e semelhantes à capacidade ofertada pelos equipamentos considerados. Os limites de operação considerados neste trabalho são escolhidos, portanto, conforme indicado na Tabela 5.1.

A força de atrito resistente máxima será considerada metade da normal aplicada, na condição de maior velocidade e carga. Esta condição é compatível com ensaio sem lubrificante com coeficiente de atrito cinético igual a 0,5. Este valor é adotado como referência para cálculo, podendo ser superior em situações de ensaio reais.

As informações que devem ser adquiridas durante ensaio incluem a força de atrito do corpo de prova, força nominal aplicada, velocidade de deslizamento e temperatura do óleo em ensaio com lubrificante. Desvios máximos da força nominal aplicada e temperatura devem ser considerados na escolha dos sensores conforme as necessidades do estudo realizado.

5.2 Métodos de instrumentação e aplicação de carga

O diagrama esquemático da Figura 5.1 apresenta a configuração padrão de ensaio linear recíproco esfera-sobre-plano, conforme definido pelo padrão ASTM G-133. Um corpo de prova montado sob um elemento móvel é acionado por um mecanismo que converte o movimento rotativo de um motor em movimento oscilatório linear. Sob o elemento móvel é aplicada uma força normal controlada, enquanto um corpo de prova plano é montado sob suporte flexível acoplado ao transdutor de força de atrito. Não apresentados na ilustração, mas igualmente necessários, são o transdutor de força normal, sensor de temperatura do banho de óleo e a resistência de aquecimento do banho de óleo.

São necessários dois transdutores de força para medição da força normal aplicada e da força de atrito. A força normal pode ser facilmente medida com uso de célula de carga de compressão montada sob o suporte, enquanto a força de atrito impõe certa complexidade de medição, pois a montagem do suporte interfere na leitura do sensor.

Soluções de montagem dos transdutores são fornecidas na Figura 5.1. O aparato ilustrado em 5.1a utiliza roletes para permitir o movimento horizontal da base com menor atrito [Cross, 2015]. Em 5.1b uma célula de carga de 3 eixos realiza diretamente a leitura da força normal e de atrito. Ilustrado em 5.1c dois extensômetros são acoplados ao corpo móvel do mecanismo de forma que, com o circuito apropriado, a leitura de força depende da deformação de flexão do elemento. No aparato 5.1d o suporte realiza deslocamento horizontal com pouca resistência devido à elementos flexíveis que permitem o movimento horizontal sem restrição. Este aparato foi utilizado em outras aplicações e oferece bons resultados [Gee et al, 2005].

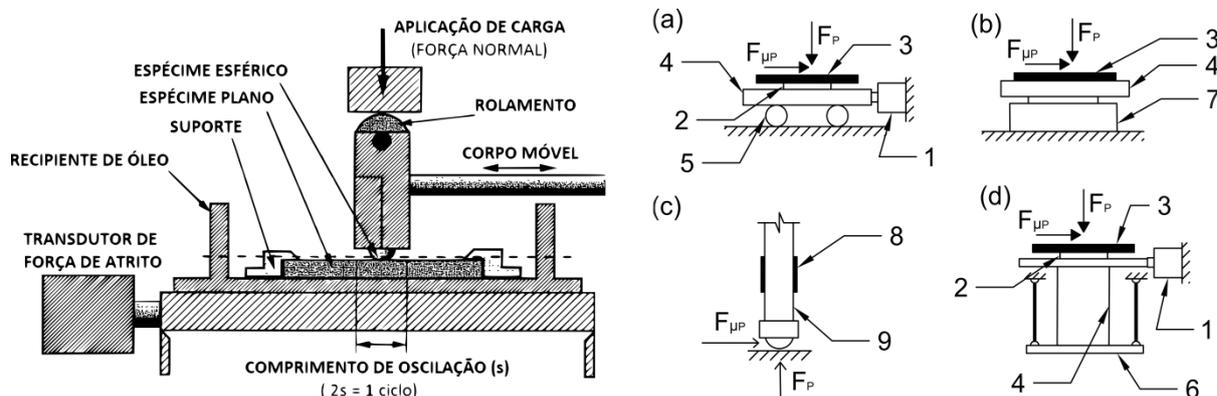


Figura 5.1 – Diagrama esquemático do ensaio (adaptado de ASTM G133, 2016) e métodos de montagem dos sensores: 1. e 2. Células de carga; 3. Espécime plano; 4. Suporte; 5. Roletes; 6. Elemento flexível; 7. Célula tri-axial; 8. Extensômetro; 9. Corpo móvel

A medição da velocidade de deslizamento pode ser feita diretamente com uso de encoder acoplado ao eixo de rotação do mecanismo oscilatório. Alternativamente, uma chave fim de curso pode ser instalada de forma a ser acionada em cada revolução. A posição pode ser estimada pela velocidade média de rotação do eixo e pelas equações cinemáticas do mecanismo de movimento linear recíproco.

O controle de temperatura do banho de óleo pode ser feito por elemento resistivo instalado no recipiente do corpo de prova plano e um controlador genérico acompanhado de sensor de temperatura que garanta a precisão indicada na tabela 5.1. Como exemplo, pode ser utilizado o controlador E5CS da fabricante Omron, acompanhado de termopar tipo J, que garante precisão de $\pm 0.5\%$ da medição ou $\pm 1^\circ\text{C}$, conforme catálogo [Omron, 2018]. Nestes controladores a compensação de junta fria é feita internamente com sensor instalado no controlador, não sendo necessária a adição de sensor de temperatura ambiente.

Como indicado na Figura 5.1, o uso de rolete reduz o atrito gerado entre atuador e elemento móvel. A aplicação de carga pode ser feita por meio de atuador pneumático, hidráulico, eletromecânico, eletromagnético (solenóide), por dispositivo com mola, com pesos ou de alavanca. A escolha do método de aplicação de carga está condicionada às características destes atuadores. O uso de atuador hidráulico necessita de um subsistema adicional oneroso, que inclui reservatório, filtros, mangueiras, etc. O uso de atuador pneumático é uma opção coerente, pois laboratórios são normalmente dotados de linhas de ar comprimido, e cilindros com a capacidade nominal acima de 200N são comuns [Festo, 2018]. A regulagem de força é facilmente realizada com uso de válvula reguladora de pressão da linha. Atuadores eletromecânicos, adotados em trabalhos similares [Marjanovic et al, 2016], requerem controle por driver com retro-alimentação do sinal de força normal aplicada, o que torna a solução mais complexa. Sistemas com pesos e alavanca ou de pré-carga por mola representam, no entanto, uma solução menos onerosa.

5.3 Cinemática da máquina

Para geração do movimento linear recíproco é necessária a utilização de mecanismo de conversão de movimento cuja entrada é um movimento angular proveniente de um motor elétrico. Felizmente é possível encontrar dezenas de mecanismos com esta característica de movimento na literatura relacionada, como no livro de Artobolevsky, 1975. Alguns dos mecanismos mais comuns de conversão de movimento rotativo em linear são ilustrados abaixo na Figura 5.2.

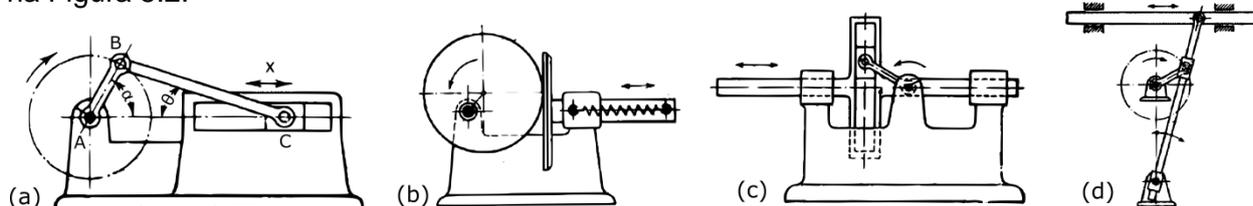


Figura 5.2 – Mecanismos comuns de conversão de movimento rotativo-linear. a) Biela-manivela b) Came-seguidor c) Garfo-Escocês d) Retorno-rápido (adaptado de Artobolevsky, 1975)

A vantagem do uso de um mecanismo sobre o outro se dá em termos das características da aplicação. O mecanismo de came-seguidor com came circular excêntrico 5.2.b é de simples construção, mas sob carregamento e velocidades elevadas há necessidade de pré-carga significativa na mola do seguidor, o que gera elevada força de contato e atrito dos elementos [Paul, 1979]. O mecanismo de retorno rápido 5.2.d exibe movimento assimétrico no avanço e retorno [Artobolevsky, 1975], não sendo de interesse para esta aplicação. O garfo-escocês transmite movimento de forma harmônica, mas é de construção mais complexa que o biela-manivela. O mecanismo biela-manivela é selecionado pela simplicidade de construção.

No mecanismo biela-manivela da Figura 5.2.a, denominamos o comprimento da alavanca AB como r e o comprimento da biela BC como L . Podemos definir o deslocamento x na guia deslizante pela Equação 5.1 utilizando a relação da lei dos cossenos para o triângulo ABC em função do ângulo da manivela com o eixo horizontal α e isolando x [Hartog, 1985].

$$x = r \cos \alpha + L \sqrt{1 - (r/L)^2 \sin^2 \alpha} \quad (5.1)$$

Da expressão anterior obtemos que a amplitude do movimento é dada por $2r$, de forma que o braço da alavanca deve ter dimensão regulável entre 0 e 25mm para satisfazer o requisito de amplitude de movimento definida nos requisitos de projeto. Para relações L/r elevadas o termo quadrado da expressão se aproxima de 1 e obtemos um perfil de movimento aproximadamente senoidal. O ângulo θ formado entre a biela e o eixo horizontal pode ser escrito conforme a Equação 5.2, notando a igualdade entre a altura dos triângulos retângulos formados pela manivela com o eixo horizontal e pela biela com o eixo horizontal. As equações 5.1 e 5.2 descrevem a cinemática do mecanismo de forma suficiente para este trabalho.

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{r}{L} \sin \alpha \right) \quad (5.2)$$

Como forma de acionamento do equipamento, será considerado o uso de motor elétrico de indução trifásico, alimentado por inversor de frequência com característica V/f linear, conforme descrito no capítulo 3.2.3. O motor é conectado ao eixo do mecanismo biela-manivela. Dessa forma, é possível regular a velocidade de oscilação do corpo prova.

Durante o ensaio o torque gerado pelo atrito entre os corpos de prova não é constante. Dessa forma, para que as flutuações de velocidade e torque do motor sejam reduzidas, pode ser necessária a adição de elemento armazenador de energia na forma de um volante de inércia. A transmissão do movimento do eixo do motor para o eixo de transmissão pode ser feita através de transmissão por redução (Figura 5.3a) ou por acoplamento direto, com os elementos montados sob diferentes configurações, conforme Figura 5.3b e 5.3c.

Segundo Paul, 1979, o volante deve ser montado o mais próximo possível do mecanismo de trabalho da máquina, de forma que o eixo de transmissão não sofra grande flutuação de torque. A máxima frequência de operação do equipamento de 30 Hz (30 rps) corresponde à rotação de 1800 rpm, compatível com a velocidade de sincronismo de um motor de indução trifásico com dois pares de polos, situação em que não é necessária transmissão com redução. Dessa forma, o diagrama da Figura 5.3c é selecionado e apresentado em maior detalhe no diagrama isométrico da Figura 5.3d, conforme indicado.

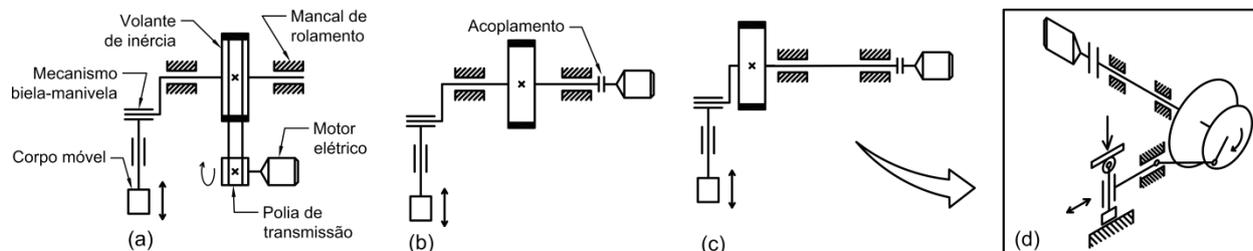


Figura 5.3 – Diagramas cinemáticos

5.4 Modelo dinâmico

O equipamento representado pelo diagrama cinemático da Figura 5.3.d pode ser modelado de diversas formas. Como o objetivo do trabalho inclui a previsão dos efeitos dinâmicos inerciais devido aos movimentos executados pela máquina, considera-se a inércia dos seus elementos conforme indicado na Figura 5.4. Os termos J_{AB} , J_{BC} representam respectivamente, o momento de inércia da manivela em torno do eixo de transmissão e o momento de inércia residual da biela em torno do seu centro de massa. Este último termo é calculado através da substituição da biela por componentes de massa reduzidos, localizados nos nós B e C, conforme descrito no Anexo II. A massa m_A corresponde à massa da biela concentrada em seu centro de massa (distância c do eixo de transmissão). Os termos m_B e m_C são as massas reduzidas da manivela. O termo m_D corresponde à massa do elemento móvel e do corpo de prova (Figura 5.1). O termo M_t é o momento transmitido pelo eixo e F_R a força dissipativa gerada pelo atrito dos corpos de prova.

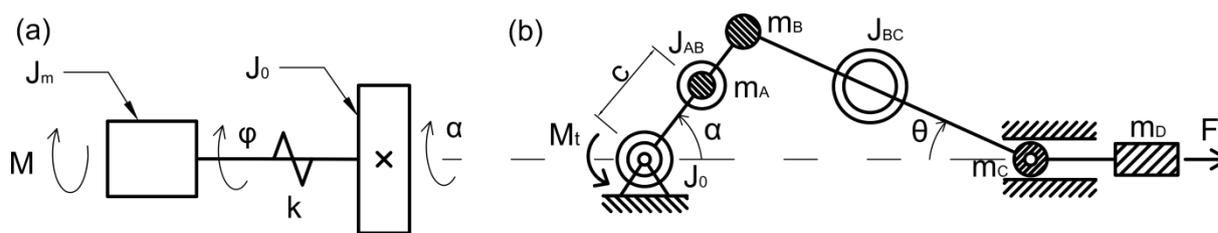


Figura 5.4 – Modelo físico do equipamento da Figura 5.3.d.

(a) Elementos da transmissão; (b) Elementos no mecanismo biela-manivela;

Os elementos da transmissão e acionamento são ilustrados na Figura 5.4.a, onde J_m e J_0 são o momento polar de inércia do rotor do motor e do volante de inércia, respectivamente. M é o torque fornecido pelo motor e k a flexibilidade do conjunto eixo-acoplamento. Segundo Acherkan, 2000, a maior contribuição em termos de flexibilidade em máquinas do gênero é oriunda da transmissão. Dessa forma, o conjunto eixo-acoplamento pode ser considerado flexível. Os dois graus de liberdade φ e α são o ângulo de rotação do eixo do motor e o ângulo de rotação do conjunto volante e biela-manivela. A inércia do eixo é considerada desprezível.

São desprezados o atrito viscoso entre eixo e mancais, a histerese dos membros flexíveis, o atrito nas juntas do mecanismo e o atrito no mancal deslizante do elemento móvel. A força F_R gerada pelo atrito do corpo de prova é modelada como atrito de Coulomb, com valor constante de 100N contrário ao movimento corpo de prova.

A equação diferencial de movimento para um sistema biela-manivela pode ser escrita considerando o grau de liberdade α , ângulo de rotação do mecanismo, no formato da equação de Eksergian (Equação 3.3). Considerando a Figura 5.1b, escreve-se a energia cinética T e a inércia generalizada g conforme a Equação 5.3, a partir dos quais se obtém a Equação 5.4 de movimento do biela-manivela.

$$T = \frac{1}{2}g\dot{\alpha}^2 = \frac{1}{2}J_0\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}J_{AB}\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}m_A(c\dot{\alpha})^2 + \frac{1}{2}m_B(r\dot{\alpha})^2 + \frac{1}{2}J_{BC}\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}(m_C + m_D)\dot{x}^2 \quad (5.3)$$

$$\left[J_0 + J_{AB} + m_A c^2 + m_B r^2 + J_{BC} \left(\frac{d\theta}{d\alpha} \right)^2 + (m_C + m_D) \left(\frac{dx}{d\alpha} \right)^2 \right] \ddot{\alpha} + \left[J_{BC} \left(\frac{d\theta}{d\alpha} \right) \left(\frac{d^2\theta}{d\alpha^2} \right) + (m_C + m_D) \left(\frac{dx}{d\alpha} \right) \left(\frac{d^2x}{d\alpha^2} \right) \right] \dot{\alpha}^2 = Q \quad (5.4)$$

A força generalizada Q é obtida considerando as forças ativas F_R e M_t , de acordo com a Equação 5.6. Considerando o equilíbrio entre torques e aceleração do rotor do motor, escreve-se a Equação de movimento do mesmo conforme a expressão 5.7. O torque no eixo, por sua vez, é função do deslocamento angular entre o eixo do rotor e o eixo do volante/mecanismo biela-manivela (Equação 5.8).

$$Q = M_t + F_R \left(\frac{dx}{d\alpha} \right) \quad (5.6)$$

$$J_m \ddot{\varphi} = M - M_t \quad (5.7)$$

$$M_t = k(\varphi - \alpha) \quad (5.8)$$

A potência consumida durante o movimento pode ser estimada considerando o trabalho dissipativo realizado pelo atrito durante um ciclo de oscilação do corpo de prova e a frequência de oscilação, conforme equação 5.9 abaixo. Na expressão, s representa a amplitude de movimento, máxima de 50mm conforme os requisitos funcionais definidos, f a frequência de oscilação, máxima de 30 Hz, e F_R a força de atrito contrária ao movimento, considerada constante (atrito de Coulomb).

$$W = f \oint F_R ds = -2fF_R s = -300 [W] \quad (5.9)$$

A potência consumida e a rotação máxima servem de parâmetros para seleção do motor de indução. Através de catálogo da fabricante nacional Nova Motores [Nova Motores, 2018], seleciona-se como exemplo o motor da série IP21 trifásico de 4 polos e 0,5 CV cujas características são dadas abaixo na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Características do motor de indução trifásico selecionado.

p_f	4 (2 pares)	ω_{idl}	1800 rpm	M_n	2 N.m	P	370 W / 0,5 cv
f	60 Hz	ω_n	1745 rpm	M_p	7,2 N.m	J_m	1,4e-3 kg.m ²

Se o deslizamento for pequeno, o torque fornecido pelo motor utilizando inversor de frequência pode ser aproximado pela Equação 3.5. Considerando os características do motor selecionado, obtém-se a Equação 5.10 para o torque fornecido pelo motor, onde ω_s a velocidade de rotação em rad/s selecionada no inversor.

$$M = 0,347(\omega_s - \varphi) \quad (5.10)$$

A equação de movimento do sistema biela-manivela é não-linear pois os coeficientes da equação dependem da posição α . Uma solução numérica será adotada em função desta não linearidade, realizando a seguinte substituição de variáveis:

$$y_1 = \alpha ; y_2 = \dot{\alpha} ; y_3 = \varphi ; y_4 = \dot{\varphi} \quad (5.11)$$

As equações de primeira ordem tomam, portanto, a seguinte forma:

$$\frac{dy_1}{dt} = y_2 ; \frac{dy_2}{dt} = \frac{Q - \frac{1}{2} \frac{dg}{d\alpha} y_2^2}{g} ; \frac{dy_3}{dt} = y_4 ; \frac{dy_4}{dt} = \frac{M - M_t}{J_m} \quad (5.12)$$

A integração das quatro equações diferenciais ordinárias acopladas é feita com os coeficientes das equações atualizados em cada passo de integração, através do software de computação numérica *Matlab*. Os valores das derivadas de posição nas equações 5.4, 5.5 e 5.6 são obtidos por derivação numérica das Equações 5.1 e 5.2. As constantes utilizadas para solução são descritas abaixo na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Constantes utilizadas para solução das equações diferenciais.

r	25mm	L_E	200mm	m_B	0,05 kg	J_0	Variável
L	100mm	D_E	150mm	m_C	0,35 kg	J_{AB}	$2e-4 \text{ kg.m}^2$
c	10mm	m_A	0,15kg	J_m	$1,4e-3 \text{ kg.m}^2$	J_{BC}	$-2e-4 \text{ kg.m}^2$

O acoplamento entre o eixo de transmissão e o eixo do motor pode ser de tipo rígido ou flexível. Considerando-o perfeitamente rígido, a rigidez k corresponde à rigidez do eixo, conforme a Equação 5.13 [Young, 2011]. Para um eixo de aço carbono com diâmetro D_E de 20mm e comprimento L_E de 250mm, k toma o valor de aproximadamente $1e4 \text{ N/rad}$. Com a utilização de acoplamento flexível, a rigidez é reduzida significativamente, pois o eixo e o acoplamento atuam em série na transmissão da potência. O valor da rigidez de acoplamentos não costuma ser encontrado nos catálogos de fabricantes. É adotado, portanto, o valor de $1e3 \text{ N/rad}$ como referência quando utilizado acoplamento flexível.

$$k = \frac{JG}{L_E} = \frac{\pi D_E^4 G}{32 L_E} \sim 1e4 \text{ N/rad} \quad (5.13)$$

5.5 Esforços dinâmicos e vibrações

Pela solução das equações diferenciais na situação de maior carregamento e velocidade da máquina, obtemos o torque fornecido pelo motor e o torque transmitido pelo eixo, adaptados para um ciclo de giro na Figura 5.5a.

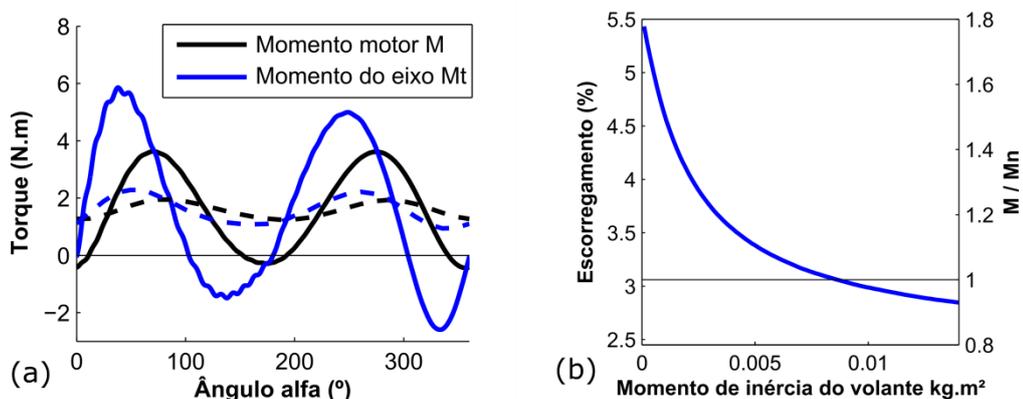


Figura 5.5 – a) Torque M fornecido pelo motor e M_t transmitido pelo eixo. Linha sólida: sem volante. Linha tracejada: com volante. b) Relação entre torque do motor e inércia do volante.

Na simulação com volante de inércia foi utilizado o valor de $0,01 \text{ kg.m}^2$ para J_0 . Identifica-se influência do volante na redução das flutuações de torque fornecido pelo motor e do momento de torção do eixo. Esta relação é ilustrada na Figura 5.2.b, onde o máximo escorregamento e torque do motor (relativo ao torque nominal) são representados em função da inércia do volante. A partir desta informação, é possível definir um valor de inércia aceitável para operação. É selecionado o valor de J_0 de $0,01 \text{ kg.m}^2$, pois nesta situação o binário motor não ultrapassa o seu valor nominal, evitando assim sobreaquecimento do motor. Verifica-se que o escorregamento máximo não ultrapassa 3% do valor selecionado no inversor.

Como o equipamento deve operar em qualquer velocidade entre 0 e 30 Hz (0 a 1800rpm), a verificação quanto à vibrações torcionais do eixo pode ser realizada através de uma varredura, dentro deste espectro de frequências, da amplitude do momento de torção do eixo. Foram realizadas simulações para valores discretos de velocidade ω_s . O resultado é ilustrado na Figura 5.6, comparando a operação com uso de acoplamento flexível e rígido.

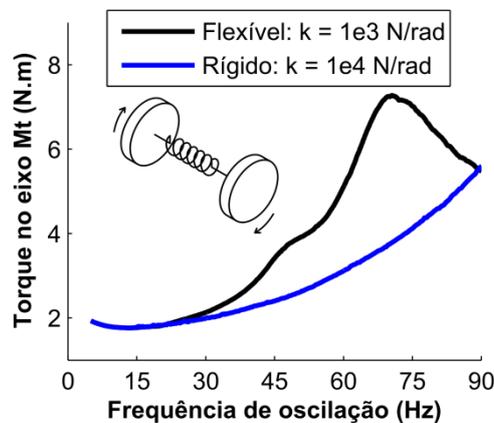


Figura 5.6 – Torque no eixo de em função da frequência de oscilação.

Observa-se que, dentro do intervalo definido, não existe instabilidade nas vibrações e que a influência da rigidez do acoplamento sobre o torque máximo no eixo é mínima. Esta influência passa a ser significativa somente para velocidades muito superiores à de 1800 rpm.

Durante o movimento do mecanismo, esforços de restrição são transmitidos ao eixo de transmissão e à estrutura da máquina. Considerando o diagrama de equilíbrio dinâmico do biela-manivela na Figura 5.7, podemos calcular estes esforços de restrição, denominando A_x e A_y as reações do eixo e N a reação do mancal de deslizamento. No diagrama, as linhas tracejadas representam as forças inerciais agindo sobre o mecanismo. As equações de equilíbrio tomam portanto a forma das expressões 5.14, 5.15 e 5.16.

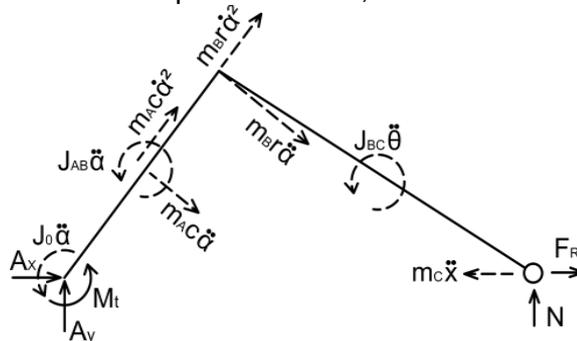


Figura 5.7 – Equilíbrio dinâmico do mecanismo biela-manivela

$$\begin{cases} \Sigma F_x = A_x + (m_A + m_B r) \ddot{\alpha} \sin \alpha + (m_A + m_B r) \dot{\alpha}^2 \cos \alpha + F_R + m_C \ddot{x} = 0 & (5.14) \\ \Sigma F_y = A_y - (m_A + m_B r) \ddot{\alpha} \cos \alpha + (m_A + m_B r) \dot{\alpha}^2 \sin \alpha + N = 0 & (5.15) \\ \Sigma M_A = N x + (J_0 + J_{AB} - m_A c^2 - m_B r^2) \ddot{\alpha} + J_{BC} \ddot{\theta} = 0 & (5.16) \end{cases}$$

Com uso dos valores de $\alpha(t)$ obtidos pelas simulações, os termos \ddot{x} , $\dot{\alpha}$, $\ddot{\alpha}$, $\ddot{\theta}$ são avaliados através da derivação numérica das expressões cinemáticas 5.1 e 5.2. A solução das equações de equilíbrio é ilustrada na Figura 5.8a. Verifica-se que a reação de maior intensidade é a componente horizontal A_x no eixo, cuja amplitude chega à aproximadamente 600N. O resultado da força horizontal A_x foi validado por comparação com resultado obtido em simulação com uso software de simulação dinâmica *Working Model*, da empresa Design Simulation Technologies, conforme ilustrado no Apêndice C.

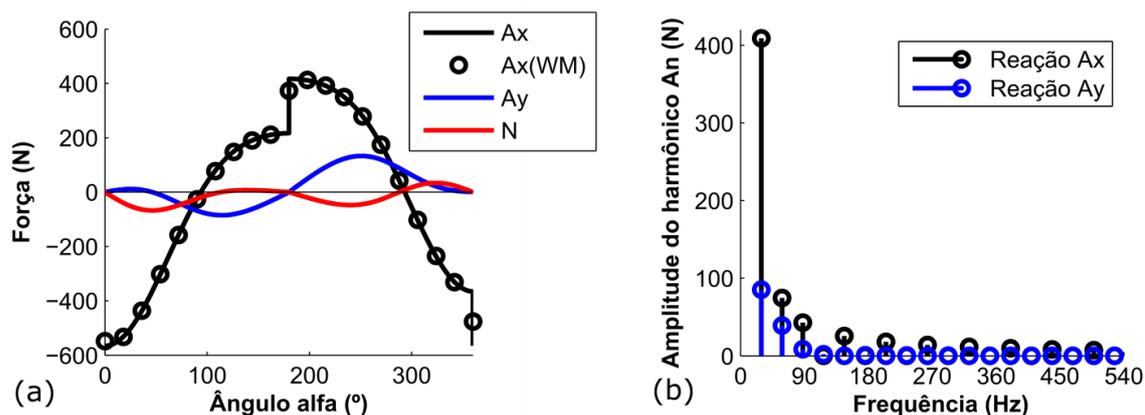


Figura 5.8 – Reações aos esforços dinâmicos do mecanismo biela-manivela.
a) Em função do ângulo da manivela. b) Componentes harmônicas das forças A_x e A_y

Verificou-se que as forças de reação desenvolvidas no eixo em função do movimento do mecanismo são periódicas. Através de análise harmônica pelo uso da série de Fourier foram definidos os componentes harmônicos das forças que atuam sobre o eixo, conforme Figura 5.8b. Verifica-se que o maior componente harmônico coincide com a frequência de giro do mecanismo, e que à exceção do segundo harmônico de aproximadamente 60 Hz todas as frequências de excitação são múltiplos pares de 30 Hz. Como o equipamento deve operar sob qualquer frequência de oscilação entre 0 e 30 Hz, espera-se haver excitações em todo espectro de frequências. No entanto, os componentes harmônicos a partir de 200 Hz tem magnitude da ordem de 1/20 da amplitude do primeiro harmônico, sendo considerados desprezíveis para fins desta análise.

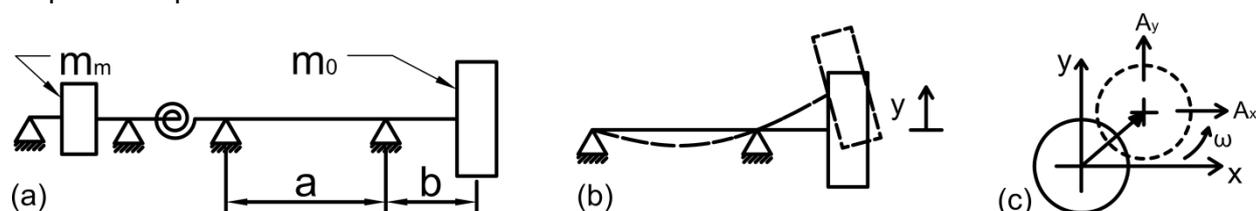


Figura 5.9 – a) Modelo utilizado para avaliar vibrações transversais do eixo.
b) Modelo simplificado c) Forças agindo sobre o volante de inércia.

Além de vibrações torcionais, vibrações de flexão do eixo podem ser relevantes devido às forças de reação do mecanismo biela-manivela. Este problema pode ser modelado de forma simplificada via parâmetros concentrados, considerando a massa m_v do volante e m_m do motor e desprezando a massa do eixo, conforme ilustrado no diagrama da Figura 5.9a. Devido à flexibilidade do eixo de transmissão, o volante realiza movimentos vertical e horizontal no plano normal ao eixo. Este deslocamento se dá sob ação das forças de reação do biela-manivela A_x e A_y , conforme ilustrado na Figura 5.9c. Além destas forças, esforços devido ao desbalanceamento do eixo ou volante e efeitos giroscópicos do movimento de precessão do volante podem ser relevantes [Hartog, 1975], mas serão desprezados nesta análise.

O acoplamento entre o eixo do motor e o de transmissão pode ser rígido ou flexível à flexão, conforme elemento empregado. Considerando o acoplamento flexível, pode-se desacoplar as vibrações longitudinais da massa do rotor e do volante (Figura 5.9b). Este sistema é modelado como um sistema massa-mola equivalente, onde a rigidez é dada pela rigidez à flexão k_v do eixo de transmissão. Dessa forma, movimento de translação em x e y do volante é descrito pelas expressões 5.17 e 5.18. A frequência natural de vibração não amortecida ω_n deste sistema linear é descrita segundo a equação 5.19, conforme a teoria de vibrações elementar [Hartog, 1975]. Considera ainda que exista um pequeno amortecimento no sistema, suficiente para reduzir vibrações de baixa amplitude (acima de 200 Hz).

$$m_v \ddot{x} + k_v x = A_x \quad (5.17)$$

$$m_v \ddot{y} + k_v y = A_y \quad (5.18)$$

$$\omega_n = \sqrt{k_v/m_v} \quad (5.19)$$

A rigidez k_v do eixo é descrita pela equação 5.20, obtida através da solução da equação de flexão de vigas de Euler-Bernoulli [Young, 2011]. Na expressão, I é o segundo momento de inércia do perfil do eixo circular e E o módulo de elasticidade do material. A frequência crítica de vibração do eixo é avaliada para diferentes relações b/a , de acordo com a Figura 5.9a, utilizando como valores de referência o comprimento de 200mm do eixo, diâmetro de 20mm e módulo de elasticidade de 200Gpa, referente à um aço carbono. A massa é estimado aproximadamente 4kg para o volante com inércia de 0,01 kg.m². Os resultados são apresentados na Tabela 5.4.

$$k_v = 3EI(a/b + 1)^2/L_E^3 \quad (5.20)$$

Tabela 5.4 – Frequências de vibração de flexão do eixo

b/a	1	0,75	0,5	0,25	0,1
ω_n (Hz)	122	142	183	305	671

Para evitar ressonância das vibrações de flexão do volante sobre o eixo, é necessário verificar que a frequência de vibração calculada conforme a montagem dos mancais seja superior à máxima frequência das forças de excitação. Os harmônicos de frequência acima de 200 Hz são considerados desprezíveis nesta análise, de forma que o sistema eixo-volante deve ser projetado com frequência natural de vibração acima deste valor. Por consequência, é recomendável o dimensionamento com a relação b/a próximo ou maior que 0,25. Considerando esta relação, o comprimento b disponível para montagem do volante e manivela sobre a extremidade do eixo é de aproximadamente 40mm. Havendo a necessidade de mais espaço para montagem, é necessário aumentar o diâmetro do eixo ou reduzir o seu comprimento.

6. CONCLUSÕES

Foi realizado um levantamento de características mecânicas de tribômetros comerciais de movimento linear recíproco, juntamente das condições sob as quais são realizados ensaios padronizados. À partir destes, definiu-se os requisitos de projeto do equipamento. Métodos de instrumentação e aplicação de carregamento para ensaio foram apresentados. Foi definido um diagrama cinemático contendo os elementos mecânicos necessários para geração do movimento pretendido, que incluem motor elétrico de indução (alimentado por inversor de frequência), acoplamento, eixo de transmissão, volante de inércia e mecanismo biela-manivela. Foi escolhido um motor comercial para integrar o equipamento.

A partir do diagrama cinemático, definiu-se um modelo físico do equipamento e foram obtidas as suas equações diferenciais de movimento. A solução numérica destas equações foi realizada por meio do software *Matlab*, para um conjunto de parâmetros geométricos

específico. Obtiveram-se informações relativas ao torque fornecido pelo motor, ao torque no eixo de transmissão e às suas vibrações torcionais. A inércia do volante foi definida de forma a evitar sobrecarga e possível sobreaquecimento do motor. Verificou-se que a rigidez do acoplamento influencia pouco nas vibrações torcionais do eixo de transmissão dentro do intervalo de operação da máquina. Se necessária a operação do equipamento em velocidades superiores, este parâmetro deverá ser reavaliado.

Foram calculados os esforços dinâmicos de reação do mecanismo biela-manivela. A partir destes, as frequências de excitação sobre a estrutura da máquina foram identificadas. Foi gerado um modelo linear das vibrações de flexão do eixo de transmissão, sobre o qual pode-se verificar condições de ressonância em função da montagem do eixo sobre os mancais.

Através dos resultados obtidos, pode-se selecionar, dimensionar e desenhar os demais elementos integrantes da máquina, como acoplamento, os mancais de rolamento, a base/estrutura da máquina e os elementos do mecanismo biela-manivela. Havendo a necessidade, outras etapas de análise podem ser realizadas de forma complementar, como a verificação de frequências de vibração da base/estrutura, o cálculo de transmissibilidade e de isolamento da máquina sobre a fundação, o cálculo de tensões e fadiga dos membros e o cálculo de balanceamento do mecanismo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Anton paar, “**TRB Tribometer**”, <https://www.anton-paar.com>, Acessado em 01/05/2018.
- Artobolevsky, I. I. “**Mechanisms in modern engineering design: A handbook for engineers, designers and inventors**”, Mir Moscow, 1st edition, 1975.
- Astashev, V. K.; Babitsky, V. I.; & Kolovsky, M. Z, “**Dynamics and control of machines**”, Springer, 1st edition, 2000.
- ASTM International, “**ASTM G133-05 (2016) Standard Test Method for Linearly Reciprocating Ball-on-Flat Sliding Wear**”, <https://www.astm.org>. Acessado em 01/03/2016.
- Axén, N.; Jacobson, S.; Hogmark, S. “**Friction and Wear Measurement Techniques**”, Modern Tribology Handbook v. 2, Wiley, pp. 493–510, 2001.
- Blau, P. J; Budinsky, K. G; “**Development and use of ASTM standards for wear testing**”, Wear, vol. 225-229, Part 2, pp. 1159-1170, 1999.
- Cross, Rod. “**Impact behavior of a superball**” American Journal of Physics, vol. 83, pp. 238-248, 2015
- Czichos, H. “**Tribology: A systems approach to the science and technology of friction, lubrication and wear**”, Elsevier, 1st edition, 1978.
- Doughty, S. “**Mechanics of machines**”, Wiley, 1st edition, 1988.
- Ducom, “**Linear Tribometer (LRT)**”, www.ducom.com, Acessado em 01/05/2018.
- Festo, “**Cilindros Normalizados**”, <https://festo.com>, Acessado em 01/05/2018.
- Fitzgerald, A. E. “**Electric Machinery**”, Mcgraw-Hill, 6th edition, 2003.
- Gedeon, M. “**Friction Calculation**”, Materion Technical Tidbits Newsletter, vol. 74, 2015
- Gee, M. G.; Tomlins, P.; Darling R.H.; Rides, M. “**A new friction measurement system for the frictional component of touch**”, Wear, vol. 259, pp. 1437-1442, 2005.
- Hartog, D. “**Mechanical vibrations**”, Dover Publications, 1st edition, 1975.
- Holmberg, K.; Erdemir, A. “**Influence of Tribology on Global Energy Consumption, Costs and Emissions**”, Friction, vol. 5, pp. 263– 284, 2017.
- Marjanovic. “**Design of modern concept tribometer with circular and reciprocating movement**”, Tribology in industry, vol. 28. pp. 3-8, 2006.
- Nova motores, “**Catálogo IP21**”, www.novamotors.com.br, Acessado em 01/05/2018.
- Omron, “**E5CSV Datasheet**”, <https://industrial.omron.fr>, Acessado em 01/05/2018.
- Panambra, “**Friction Machine TE-77**”, www.panambra.com, Acessado em 01/05/2018.
- Paul, B. “**Kinematics and dynamics of planar machinery**”. Prentice Hall, 1st ed. 1979.
- Young, W. C; Budynas, R. G; Sadegh, A. M. “**Roak’s formulas for stress and strain**”, Mcgraw-Hill, 8th edition, 2011.

ANEXO A

Este anexo apresenta as equações utilizadas para determinação dos coeficientes a_n , b_n e a amplitude A_n do harmônico de ordem n da série de Fourier real [Hartog, 1975].

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \text{sen}(n\omega t) dt \quad (\text{A.1})$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \text{cos}(n\omega t) dt \quad (\text{A.2})$$

$$A_n^2 = a_n^2 + b_n^2 \quad (\text{A.3})$$

ANEXO B

Segundo Burton, 1979, para efeitos de análise dinâmica, um elemento (a) de massa m em um mecanismo plano pode ser substituído por outro elemento (b) com as massas m_B e m_C distribuídas nos nós do elemento, conforme a Figura B.1.

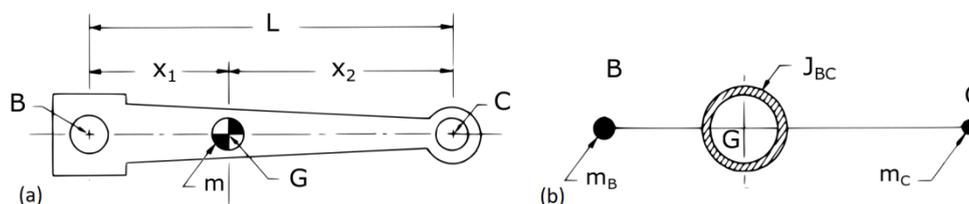


Figura B.1 – Elementos de barra equivalentes - adaptado de Burton, 1979

Esta substituição auxilia na descrição das equações dinâmicas do mecanismo, pois elimina a necessidade de se conhecer a posição do centro de massa G do elemento de barra. As massas equivalentes reduzidas são calculadas pelas Equações B.1 e B.2.

$$m_B = mx_2/L \quad (\text{B.1})$$

$$m_C = mx_1/L \quad (\text{B.2})$$

No entanto, para que o elemento de substituição seja dinamicamente equivalente ao original, é necessário incluir o momento de inércia residual J_{BC} , dado pela Equação B.3, onde J_G é o momento de inércia do elemento original calculado em relação ao seu centro de massa G . Segundo Burton, o valor de J_{BC} fornece usualmente valores negativos.

$$J_{AB} = J_G - mx_1x_2 \quad (\text{B.3})$$

APÊNDICE C

Para verificação dos resultados de força de reação obtidos, um modelo foi gerado no software de simulação dinâmica 2D Working Model, da empresa Design Simulation Technologies. O modelo é apresentado na Figura C.1.

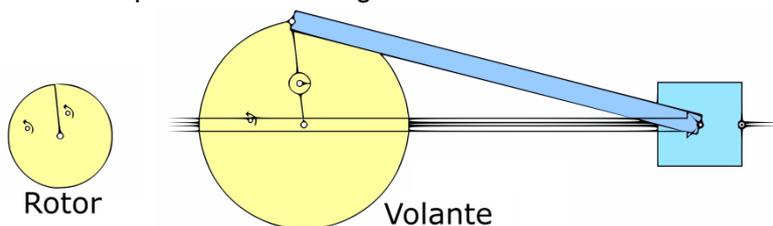


Figura C.1 – Modelo do sistema mecânico gerado no Working Model