

# ENGENHARIA AGRÍCOLA

NOTA

## EQUIPAMENTO PARA ENSAIOS ESTÁTICOS DE TRANSMISSÕES A CARDAN<sup>(1)</sup>

CLÁUDIO ALVES MOREIRA<sup>(2)</sup>; JOSÉ VALDEMAR GONZALEZ MAZIERO<sup>(2)</sup>;  
KIYOSHI YANAI<sup>(2)</sup>

### RESUMO

Os componentes das transmissões a cardan, utilizados intensivamente nas áreas automotiva e agrícola, estão sujeitos a cargas torcionais, axiais e de flexão, as quais podem ser estudadas em banco dinamométrico. Descreve-se neste trabalho o projeto de equipamento para ensaios estáticos, no qual torques relativamente altos, na árvore de saída, necessários nos ensaios em questão, são obtidos por meio de dois redutores de rosca-sem-fim, a partir de torques baixos, impressos na árvore de entrada por uma alavanca de acionamento manual. Uma célula de carga indica a força aplicada a um braço de alavanca, enquanto um goniômetro indica o ângulo de torção correspondente à deformação do espécime testado. O equipamento foi submetido a testes experimentais a fim de ajustar e comprovar sua resistência mecânica e detectar possíveis deformações na sua estrutura, alcançado-se torque máximo de 3.139 N,m (320 kgf,m). Analisaram-se, também, as magnitudes de erros prováveis.

**Palavras-chave:** ensaios, transmissões a cardan, juntas universais.

### ABSTRACT

#### EQUIPMENT FOR STATIC TEST OF CARDAN SHAFT TRANSMISSION

The cardan shaft transmission components, intensively used in the automotive and agricultural areas, may be subject to torsional, axial and, bending loads which can be studied in a test rig . A test frame intended to be used in static torsional tests only, was designed and built. The input torque imparted to the primary shaft by a hand leve is multiplied by two worm gear transmission boxes and go a output one is possible to be early atained in experimental tests torques up to a maximum value of 3139 N,m (320 kgf,m), was reached with no mechanical failure detected. A probable error analysis is presented too.

**Key words:** cardan shaft, universal joints, mechanical tests.

As transmissões a cardan são uma eficiente maneira de acoplamento entre duas árvores rotativas cujos eixos geométricos se interceptam ou são paralelos.

Na maioria das transmissões agrícolas, utilizam-se duas juntas universais com mancais de roletas (agulhas), cuja eficiência mecânica pode ultrapassar 99% com

ângulos de operação inferiores a 15°. As sobrecargas aleatórias são comuns nas operações agrícolas em razão das variações das condições locais, da existência de componentes de alta inércia na transmissão, de travamentos e embuchamentos, entre outras causas. Deve-se conhecer a magnitude da sobrecarga necessária

---

<sup>(1)</sup> Trabalho apresentado no XXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, realizado em Poços de Caldas (MG), de 3 a 7 de agosto de 1998. Recebido para publicação em 29 de outubro de 1998 e aceito em 26 de abril de 2002.

<sup>(2)</sup> Centro Avançado de Pesquisa Tecnológica do Agronegócio de Mecanização e Automação, IAC, Caixa Postal 26, 13201-970 Jundiaí (SP).

ao dimensionamento da transmissão; isso é possível por meio de torciogramas obtidos durante os trabalhos de campo, o que requer uma estrutura especializada.

Como alternativa e com custo relativamente menor, os elementos dessas transmissões podem ser convenientemente avaliados em um banco dinamométrico para ensaios estáticos, pelo qual é possível determinar a curva torque *versus* deformação, bem como a carga de ruptura; aplicar cargas cíclicas; reproduzir, com boa aproximação, condições de operação de campo; obter e analisar, com rapidez, grande número de dados e, conseqüentemente, abreviar o tempo dispendido e os custos dos testes.

No dimensionamento do banco, consideraram-se valores de torque especificados na literatura técnica.

HANSEN (1952) detectou torques absolutos de 250 m.kgf em ensaios de vários equipamentos acionados pela TDP de tratores agrícolas.

A norma ISO 5673 (1980), ao classificar as árvores das transmissões pela TDP de tratores agrícolas, indica torque nominal máximo de 1.000 N.m para as velocidades-padrão de 540 rpm (6 estrias) e 1.000 rpm (21 estrias) e um torque nominal máximo de 1.600 N.m para a de 1.000 rpm (20 estrias): valores estimados em condições de operações agrícolas médias.

A norma ASAE (1996) estabelece especificações para ensaios de torção estática e dinâmica de transmissões a cardan, indicando para cada uma das seis categorias valores de torque entre 1.130 N.m e 12.428 N.m para cruzetas, rolamentos e luvas e entre 565 N.m (serviço normal) e 9.039 N.m (serviço pesado) para as árvores das transmissões.

Tendo em vista os valores de torque apresentados na literatura técnica e em catálogos de fabricantes de componentes para sua construção, estabeleceu-se o valor de 4.000 N.m como capacidade limite do banco dinamométrico.

## Material e Métodos

O banco dinamométrico, apresentado na figura 1, é basicamente uma máquina para ensaios de torção, com as seguintes características:

**1. Quadro rígido:** executado em viga "I" de 152 x 72 x 7,9 mm, forma retangular, com 2.000 mm de comprimento e 290 mm de largura; as vigas mais longas estão espaçadas de 126 mm, uma da outra. Após a soldagem, o quadro foi aplainado a fim de retirar as imperfeições da solda e tornar plana e paralela as bases inferior e superior. No lado de maior comprimento do quadro, foram soldados, perpendicularmente, dois pedaços da mesma viga com 290 mm de comprimento, um faceando a extremidade, e o outro, 150 mm mais para dentro. Esse quadro é fixado por parafusos de 12

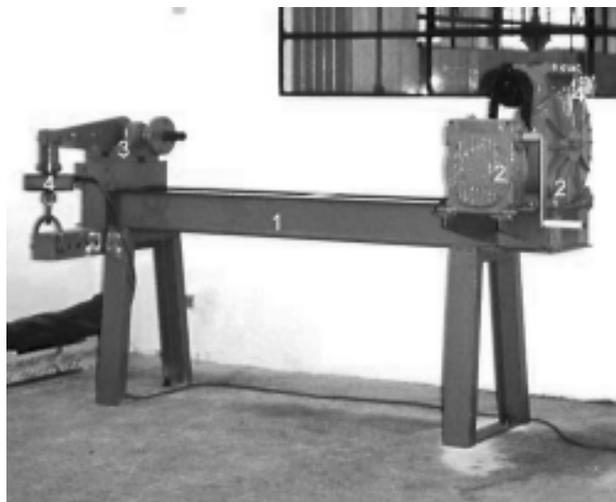


Figura 1. Banco dinamométrico para ensaios estáticos de transmissão a cardan.

mm de diâmetro na base de quatro pés construída com vigas "U" de 43 x 100 x 7,9 mm, que por sua vez é fixada ao piso de concreto por parafusos de 12 mm e buchas-de-aço.

**2. Sistema mecânico de multiplicação de torque:** denominado cabeçote fixo, é composto por dois redutores de rosca-sem-fim, sendo o maior deles, com redução de 50:1, montado em uma das extremidades do quadro para que a linha de centro da árvore de saída fique paralela à sua base superior e esteja contida no plano perpendicular longitudinal mediano. O redutor menor, com razão de redução de 18:1, está fixado em duas vigas, soldadas perpendicularmente ao quadro. Faz-se o acoplamento entre os dois redutores por meio de corrente de rolos com três tramas, passo de 19,05 mm.

**3. Cabeçote móvel:** árvore com diâmetro de 45 mm montada sobre mancais de rolamentos, é provida de braço de alavanca com comprimento de 500 mm, cuja linha de centro coincide com a linha de centro da árvore do cabeçote fixo. Os mancais são montados sobre uma estrutura de 190 x 140 x 290 mm que desliza sobre o quadro, podendo afastar-se ou aproximar-se do cabeçote fixo, possibilitando, dessa maneira, acoplar espécimes de tamanhos diversos para os testes. Sob a base do quadro e unida à estrutura citada, por intermédio de chapas de aço que atuam como guia, encontra-se o braço de reação, contido no mesmo plano e sentido do braço de alavanca ao qual se une pela célula de carga.

**4. Sistemas:** a) de indicação de força e ângulo de torção composto de célula de carga, acoplada ao braço de alavanca e ao braço de reação, conectada eletricamente a um indicador digital; b) de indicação de ângulo de torção, composto de um goniômetro, montado na árvore de saída do cabeçote fixo (redutor maior), permitindo leituras mínimas de 5 minutos, além de ajuste zero. A

movimentação do sistema a partir da árvore de entrada do redutor menor é realizada por uma alavanca manual ou motor elétrico de pequena potência (1 cv).

Antes da utilização do equipamento realizou-se uma série de testes preliminares a fim de ajustar e verificar a resistência mecânica. Para isso, aproximou-se o cabeçote móvel ao fixo, unindo-se as árvores por meio de flanges chavetados, construídos para oferecer resistência superior à carga a ser aplicada. Dois relógios comparadores foram estrategicamente montados sobre a base do quadro para indicar possível torção. A alavanca manual foi então girada em velocidade aproximada de 50 rpm, calculada com base no número de voltas e no tempo gasto, indicados em cronômetro. Atingiu-se um máximo de 7,85 kN (800 kgf), limite imposto pelas especificações do redutor, ou seja, um torque de 3.139 N.m (320 kgf.m), uma vez que o comprimento do braço de alavanca do cabeçote móvel é de 0,40 m

Foram também objetos de análise as magnitudes do erro provável ( $E_T$ ), associado ao torque (variável dependente), em função dos erros ( $E_F$ ) e ( $E_C$ ), respectivamente, associados à força e ao comprimento do braço (variáveis independentes).

Assim, se  $T = F \cdot R$ , sendo  $T$  o torque aplicado;  $F$ , a força indicada e  $R$ , o comprimento do braço, pode-se calcular a estimativa do erro na medição, segundo HOLMAN (1978):

$$E_T = [(\partial T/\partial F \cdot E_F)^2 + (\partial T/\partial R \cdot E_R)^2]^{1/2} \text{ em que}$$

$$\partial T/\partial F = R \text{ e } \partial T/\partial R = F.$$

A força máxima admissível, em função da resistência mecânica do banco, de 9,81 kN (1.000 kgf), é detectada por uma célula de carga com indicador digital, com capacidade de 49,03 kN (5.000 kgf), cuja resolução é de 0,098 kN (10 kgf), ou seja, 1% do valor da carga máxima estabelecida. É razoável adotar uma incerteza na medição do braço de alavanca de 0,001 m, compatível com a precisão das máquinas-ferramentas utilizadas, correspondendo a 2,5% do comprimento do braço.

Assim temos:

$$E_F = 9,81 \text{ kN} \cdot 0,01 = 98,07 \text{ N}$$

$$E_R = 0,40 \cdot 0,025 = 0,01 \text{ m}$$

Finalmente:

$$E_T = [(0,4 \text{ m} \cdot 98,07 \text{ N})^2 + (9,81 \text{ kN} \cdot 0,001 \text{ m})^2]^{1/2} = 40,4 \text{ N.m}$$

Esse valor corresponde a aproximadamente 1,3% do torque máximo aplicado, 3.129 N.m (320 kgf.m); portanto, quanto menor a força, maior será o erro, sendo necessário, para valores baixos, utilizar célula de carga com menor capacidade e resolução, não havendo, pois, variação da influência do erro devido ao comprimento do braço.

O uso do equipamento em questão limita-se à determinação de momentos de torção, cujos valores são

normalmente utilizados para indicar a capacidade de trabalho das transmissões. Outras variáveis igualmente importantes como ângulo de operação e força axial no eixo intermediário não foram determinadas nesses testes.

## Resultados e Discussão

Por se tratar do desenvolvimento de um equipamento, os testes realizados confirmaram a resistência da estrutura à torção, quando da imposição da máxima carga recomendada, segundo informações do fabricante do maior redutor utilizado.

Até o máximo de 7,85 kN (800 kgf) de carga aplicada, a estrutura não apresentou deformação significativa, o que se comprova pela imobilidade dos ponteiros dos relógios comparadores instalados na bancada. O pequeno ângulo de deformação encontrado entre os flanges das árvores dos cabeçotes fixo e móvel, durante o primeiro carregamento, não se repetiu nos demais, provavelmente pela eliminação das folgas nos rasgos das chavetas.

Pode-se afirmar, portanto, que toda deformação indicada no goniômetro é única e exclusivamente aquela sofrida pelo elemento testado durante o ensaio e, para cargas até 7,85 kN (800 kgf), o equipamento apresenta resultados de medições satisfatórios.

## Referências Bibliográficas

- AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS - ASAE S 331.5. Implement power take-off drive line specifications. In: ASAE Standards. St. Joseph: ASAE, 1996. p.164.
- AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS - ASAE S 207.12 Operating requirements for tractors and power take-off driven implements. In: ASAE Standards. St. Joseph: ASAE, 1996. p.64-65.
- HANSEN, M. Loads imposed on power take-off shafts by farm tractors. Agricultural Engineering. St. Joseph: American Society of Agricultural Engineers, 1952. p.67-70.
- HOLMAN, J.P. Analysis of experimental data. In: EXPERIMENTAL methods for engineers. New York: McGraw-Hill, 1978. 493p.
- INTERNATIONAL ORGANISATION FOR STANDARDIZATION. International Standard - ISO 5673-E. *Agricultural tractors power take-off drive shafts for machines and implements*. Genève, 1980. 5p.
- POTGIETER, F.M. The application of universal joints do farm machinery. Agricultural Engineering. St. Joseph: American Society of Agricultural Engineers, 1952. p.21-27.