

## **ANÁLISE DE MANCAIS APLICADOS EM PADRÕES PRIMÁRIO DE TORQUE**

**Antônio Carlos Peixoto Bitencourt, a.carlos@imp.ufsc.br<sup>1</sup>**

**René Theska, rene.theska@tu-ilmenau.de<sup>2</sup>**

**Walter Lindolfo Weingaertner, wlw@emc.ufsc.br<sup>1</sup>**

**Herman Augusto Lepikson, herman@ufba.br<sup>3</sup>**

**Alexander Wagner, a.wagner@tu-ilmenau.de<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil,

<sup>2</sup>Technischen Universität Ilmenau, Ilmenau, Alemanha,

<sup>3</sup>Universidade Federal da Bahia, Salvador, Brasil,

**Resumo.** *O entendimento e domínio da realização primária das principais grandezas são formas de favorecer e potencializar o desenvolvimento tecnológico de um país. Torque, resultado da ação de uma força aplicada a uma distância do eixo de rotação, é uma destas grandezas. O domínio da grandeza torque favorece o desenvolvimento da indústria de componentes eletrônicos, energia, transporte entre outros. O princípio físico de realização da grandeza torque como melhores características metrológicas é o peso-morto. O princípio de peso-morto consiste da ação da força, gerada pela ação do campo da gravidade sob massas calibradas, aplicada num braço de alavanca de comprimento calibrado, este por sua vez é apoiado num mancal que define o eixo de rotação, aonde deve gerado o torque puro. A avaliação da propagação de incertezas do princípio de peso-morto revela que o mancal do braço de alavanca tem papel fundamental na realização de baixo torque. Baixo torque é de fundamental importância em aplicações relacionadas à indústria de eletrônicos, na fixação e montagem de próteses dentárias e ósseas e na miniaturização de sistemas técnicos. Este artigo apresenta a análise de variantes de mancais utilizados para apoiar o braço de alavanca de padrões primários de torque para a realização na faixa de 1mNm. As principais variantes utilizadas de mancais de rolamento, de cunha, de mola e aeroestáticos são analisados segundo suas principais características que podem influenciar a realização de baixo torque, entre estas: resolução, estabilidade do centro de rotação, momento resistivo e repetitividade.*

**Palavras-chave:** Padrão Primário de Torque, Mancal, Aeroestático, Flexível, Cunha

### **1. INTRODUÇÃO**

O domínio das grandezas fundamentais é essencial para a competitividade em ciência e tecnologia. Uma das principais formas de se obter este domínio é o desenvolvimento de padrões primários das principais grandezas. Uma destas grandezas é o torque. Esta grandeza está presente em diferentes atividades de montagem e ajuste, por exemplo, montagem de equipamentos eletrônicos, caracterização de motores, montagem de próteses entre outros campos de aplicação.

Tem-se verificado o aumento da demanda pela aplicação e medição de torque na faixa de 1 Nm. Esta demanda surge da tendência de miniaturização dos sistemas mecatrônicos. Além disto, faz-se necessário se ter garantia do valor do torque aplicado, para tanto é necessário rastrear a grandeza segundo um padrão de torque com incerteza conhecida. O desenvolvimento de padrões de baixo torque, que adotam o princípio de peso morto, é limitado principalmente pelo mancal de apoio do braço de alavanca (Bitencourt *et al.*, 2010).

Este artigo analisa os principais tipos de mancais adotados em padrões primários de torque. A função do mancal é definir a linha de ação do torque gerado e possibilitar que este seja transmitido pelo braço de alavanca ao transdutor em calibração.

### **2. DEFINIÇÃO DE TORQUE**

A rastreabilidade e conseqüentemente o padrão primário de torque se baseiam na realização primária da grandeza segundo condição duplamente estática. A grandeza torque é realizada sem variação no tempo de sua intensidade, direção e sentido e na condição de árvore sem rotação, denomina-se esta condição como torque de reação, torque resistivo ou torque estático (Röske, 2008).

Torque estático é definido como resultado da ação de uma força num eixo de rotação, o qual dista da linha da ação da força a uma distância determinada. Figura 1 apresenta a definição de torque por meio da ação de um binário de forças. Condição em que se tem torque puro  $\sum \vec{M}_0 = \vec{r}' \times \vec{F}$ , pois as forças se anulam  $\sum \vec{F}_0 = 0$ , Eq. 1, (Peschel *et al.*, 2005).

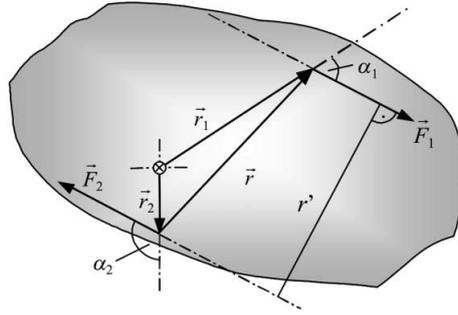


Figura 1. Pure torque model (Peschel *et al.*, 2005)

$$\begin{cases} |\vec{F}_1| = |\vec{F}_2| = F \\ \vec{F}_2 = -\vec{F}_1 \Rightarrow \sum \vec{F}_0 = 0 \\ \vec{M} = \vec{r}_1 \times \vec{F}_1 + \vec{r}_2 \times \vec{F}_2 \\ \vec{M} = \vec{r}' \times \vec{F}_1 = r' \cdot F \end{cases} \quad (1)$$

Padrão Primário de Torque (PPT) é o dispositivo metrológico que realiza torque puro com melhores características metrológicas. Os valores e medição das grandezas envolvidas não são relacionados à grandeza de mesma natureza, ou seja, torque. PPT é usado para a calibração de transdutores de torques utilizados como padrão de transferência da grandeza e também para pesquisas relacionadas à grandeza (de Freitas *et al.*, 2007). Embora o torque seja uma grandeza derivada da força e do comprimento, sua realização e medição envolve requisitos e problemas específicos (Baumann, 1983). Além da realização da força e do comprimento, é necessário conectar ambas as grandezas e aplicar o resultado ao transdutor sob calibração.

### 3. PPT E PRINCÍPIO DE PESO MORTO

Atualmente, o princípio de peso morto é o que fornece as melhores características metrológicas para PPT (Sachs, 2004; Peschel *et al.*, 2005). Este princípio consiste de braço de alavanca sob balanço e massas calibradas aplicadas nas extremidades do braço de alavanca. O braço de alavanca é suportado por um mancal que define o eixo de ação do torque gerado e nivelado na direção horizontal por um dispositivo de contra-torque, Fig. 2. Figura 2 apresenta o princípio físico do peso morto. O binário é formado pela ação da gravidade sob as massas calibradas e pela reação no mancal. O braço de alavanca é a realização do vetor posição entre o binário de força.

Equação 2 revela que a condição ideal de torque puro implica em força resultante nula. Verifica-se apenas a existência do binário (plano  $xy$ , direção  $\vec{i}_2$ ) formado pela forças da gravidade e a reação no mancal. Só deve existir o momento torço gerado pelo binário na direção  $\vec{i}_3$ , outros momentos e forças nas demais direções devem ser nulos, pois podem representar esforços de flexão no braço de alavanca ou no transdutor em calibração. Nesta condição ideal, o torque nominal de referência  $M_N$  é gerado pela ação da gravidade ( $g$ ) e do empuxo do ar sob as massas suspensas Eq. (3), onde  $m$  e  $\rho_m$  são o valor e densidade das massas calibradas e  $\rho_a$  densidade do ar (Merlo, 2001). Entretanto, mesmo que não existam forças ou momentos em outras direções (esforços parasitas) a condição ideal não é atendida devido à ocorrência de momento resistivo no mancal.

$$\begin{cases} \sum F_1 = \sum F_2 = \sum F_3 = 0 \\ M_1 = M_2 = 0 \\ \vec{M}_3 = \vec{r} \times \vec{F}_1 \\ |\vec{M}_3| = l \cdot F_2 = M_N \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} F_2 = F_g = m \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_m}\right) \\ M_N = l \cdot F_2 \\ M_N = l \cdot m \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_m}\right) \end{cases} \quad (3)$$

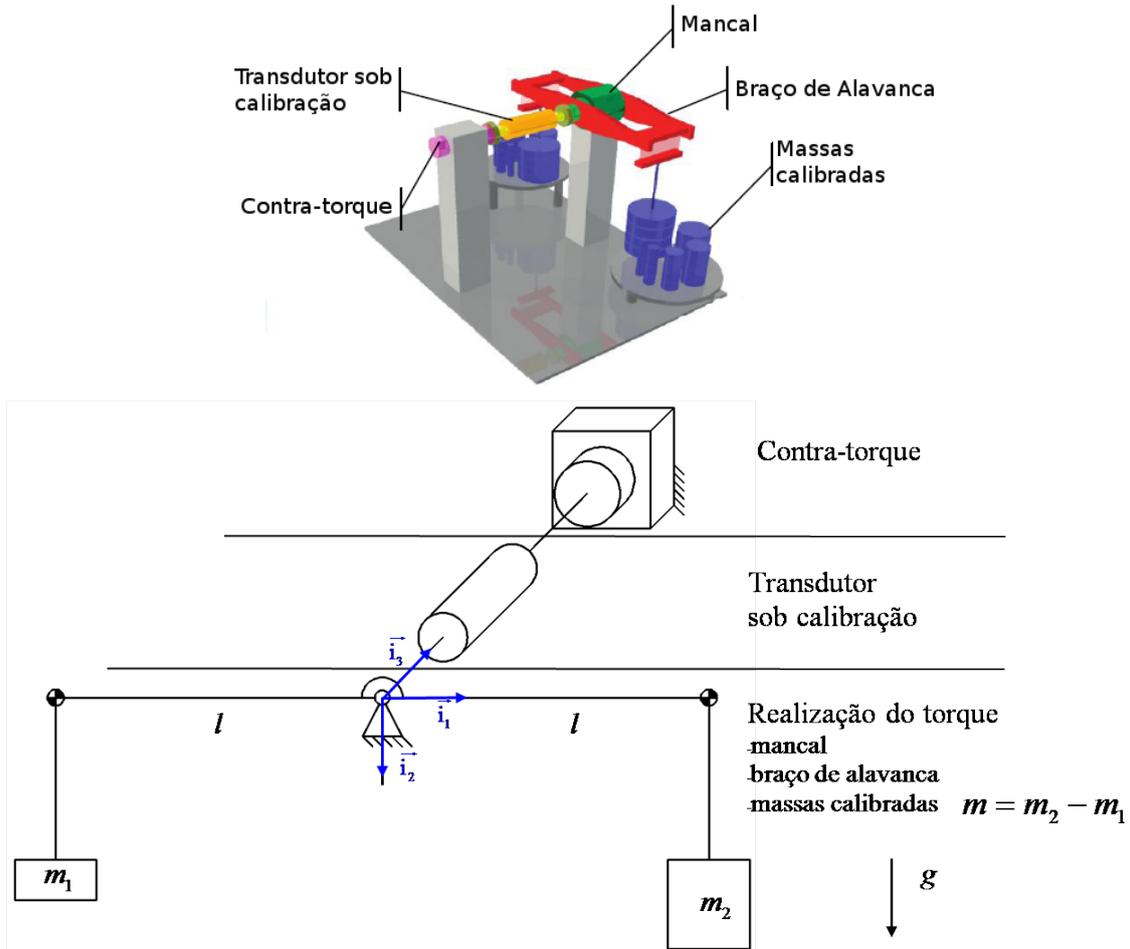


Figura 2. Princípio de peso morto (Röske, 2008)

O torque real que é aplicado no transdutor pelo padrão é apresentado na Equação (4) e a Equação (5) apresenta a propagação de incerteza.  $\frac{u(M)}{M_N}$  é a incerteza do PPT em relação ao torque nominal e  $\frac{u(M_{fr})}{M_N}$  é a contribuição do atrito do mancal. Bitencourt *et al.* (2008) apresentam a avaliação das fontes de incertezas do princípio de peso morto. Esta avaliação revelou que as principais contribuições na incerteza do PPT são o atrito e erro de posição do mancal, incerteza das massas e do comprimento da alavanca. Bitencourt *et al.* (2010) sustentam que a principal limitação da realização de torques para faixa abaixo de 1 Nm é o mancal, pois sua contribuição é inversamente proporcional ao torque nominal  $\left(\frac{u(M_{fr})}{M_N}\right)$  e também influencia na correta definição do eixo de rotação que define a direção do torque.

$$\begin{cases} M = M_N + M_{fr} \\ \frac{u^2(M)}{M_N^2} = \frac{u^2(M_N)}{M_N^2} + \frac{u^2(M_{fr})}{M_N^2} \end{cases} \quad (4)$$

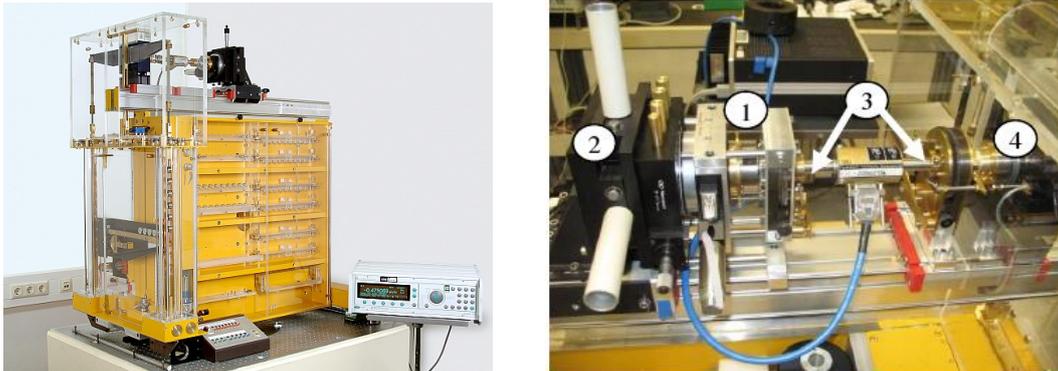
$$\begin{cases} \frac{u^2(M_N)}{M_N^2} = u_r^2(F_g) + u_r^2(l) \\ \frac{u^2(M_N)}{M_N^2} = \left( u_r^2(m) + u_r^2(g) + \left[ \frac{\rho_{ar}}{\rho_m - \rho_{ar}} \right]^2 \cdot [u_r^2(\rho_{ar}) + u_r^2(\rho_m)] \right) + u_r^2(l) \end{cases} \quad (5)$$

#### 4. ESTADO DA ARTE EM PPT

O estado da arte em PPT revela que apesar da crescente demanda na rastreabilidade e medição de torque abaixo de 1 Nm devido à miniaturização de sistemas mecatrônicos, o maior número de padrões disponíveis se localizam na faixa entre 10 Nm e 1 kNm (Bitencourt *et al.*, 2008). A principal causa desta limitação é a incerteza provocada pelo atrito no mancal, que limita a incerteza relativa destes padrões na ordem de  $10^{-4}$ , acima da ordem de grandeza aceita para os padrões primário de torque,  $10^{-5}$  (Bitencourt *et al.*, 2010).

Neste sentido, alguns Institutos Nacionais de Metrologia (INM's) iniciaram pesquisas para o desenvolvimento de padrões primários para baixo torque, destacam-se os resultados obtidos pelos INM dos seguintes países: China (Tao *et al.*, 2009), Japão (Nishino *et al.*, 2009), Coreia (Park *et al.*, 2009), Alemanha (Röske, 2008), França (Averlant and Gosset, 2007) e Finlândia (Pusa and Sachs, 2006), mas ainda não é suficiente para satisfazer a rápida crescente demanda da indústria e da academia (Bitencourt *et al.*, 2010).

A melhor realização de baixo torque é dada pelo PPT do PTB (*Physikalisch-Technische Bundesanstalt*, INM da Alemanha), Fig. 3. Este padrão realiza torque na faixa de 1mNm a 1Nm e incerteza relativa de  $10^{-4}$  (Röske, 2008). Para avançar o estado da arte, iniciou-se o desenvolvimento dos fundamentos para realização de baixo torque. O principal desafio é reduzir a incerteza relativa para  $10^{-5}$ , para esta mesma faixa (Bragecrim, 2009). Para tanto, procura-se analisar alternativas de mancais que possibilitem alcançar este objetivo.



contra torque(1), subsistema de alinhamento(2), acoplamentos hidráulicos (3) mancal aerostático(4)  
 Figura 3. Padrão primário de baixo torque (Röske, 2008)

## 5. ANÁLISE DE MANCAIS APLICADOS EM PPT

Quatro tipos de mancais são utilizados em PPT são: de rolamento, de cunha, de mola e aeroestáticos. Mancais de rolamento são a variante com maiores limitações para aplicação em padrões de torque, mas ainda se encontra seu uso em padrões mais antigos e com maior incerteza. Mancais de cunha são mais encontrados em balanças de precisão, mas também são empregados em padrões de torque. Mancais de mola são tradicionalmente utilizados em projetos de sistemas técnicos de precisão, mas somente recentemente se tem verificado sua aplicação em padrões de torque. Mancais aeroestáticos são os mais utilizados devido ao mínimo atrito que possuem.

O critério determinante utilizado para a seleção do tipo de mancal para padrões de torque é o momento resistivo. Entretanto, outros parâmetros devem ser considerados, como por exemplo, definição e estabilidade do eixo de rotação no qual o torque é direcionado e na determinação da distância entre o eixo de rotação e a linha de ação da força. Nas seções seguintes, analisam-se as variantes de mancais primeiro segundo o atrito e depois sua aplicação em PPT.

### 5.1 Atrito em mancais

A abordagem mais comum de seleção de mancais para PPT é o menor atrito, pois a contribuição da incerteza do atrito no mancal é inversamente proporcional ao torque nominal ( $u(M_{fr}) \cdot M_N^{-1}$ ), tornando-se ainda mais importante para a realização de baixo torque. Tabela 1 apresenta o tipo de atrito principal em mancais utilizados em PPT, bem como o valor da incerteza dos padrões que utilizam este tipo de mancal. Tabela 1 revela que as menores incertezas em relação ao menor torque nominal é obtido com o uso de mancais aerostático. Outros mancais (cunha e mola) apresentam valores promissores de incerteza. Mancais de rolamento apresentaram os piores resultados relacionados à incerteza global do PPT, entretanto se faz necessário uma análise deste tipo de mancal, devido o seu uso comum em sistemas mecânicos.

### 5.2 Mancais de rolamento

Mancais de rolamento são os mais comuns e de menor custo. Este tipo de mancal se aplica extensivamente em sistemas técnicos mecânicos, entretanto sua aplicação em sistemas técnicos de precisão requer alta qualidade na fabricação dos elementos rolantes e das pistas de rolagem, além disto, são necessárias soluções técnicas de compensação e ajuste de erros. As vantagens deste tipo de mancal é o domínio de suas características, devido ao seu uso extensivo. A principal desvantagem está relacionado ao comportamento aleatório produzido pelo movimento do elemento rolante entre as pistas de rolagem, implicando em vibração e erro na definição do eixo de rotação (Marsh and Grejda, 2000).

Apesar destas características negativas, este tipo de mancal é utilizado em PPT (Pusa and Sachs, 2006). Para tanto,

Tabela 1. Mancais usados em PPT

Tipo de Mancal	Tipo de Atrito	Incerteza do PPT	Torque Nominal
Mancal de rolamento	Atrito de rolamento	$\approx 10^{-4}$	20 kNm (Pusa and Sachs, 2005)
Mancal de cunha	Atrito de rolamento e deslizamento	$\approx 10^{-4}$	10 Nm (Tao <i>et al.</i> , 2009)
		$\approx 10^{-4}$	50 kNm (Lu <i>et al.</i> , 2005)
Mancal de mola	Resistência elástica	$\approx 10^{-5}$	1 kNm (Gassmann <i>et al.</i> , 2000)
Mancal aerostático	Atrito viscoso do ar	$\approx 10^{-4}$	1 Nm (Peschel <i>et al.</i> , 2005)
		$\approx 10^{-5}$	20 kNm (Röske, 2008)

os autores adotaram dois mancais equivalentes em rotação com sentido contrário, desta forma se procura compensar os erros aleatórios dos mancais. Os autores relatam que se conseguiu incerteza na ordem de  $10^{-4}$ , pois os mancais não são idêntico e o atrito de rolamento ainda persiste.

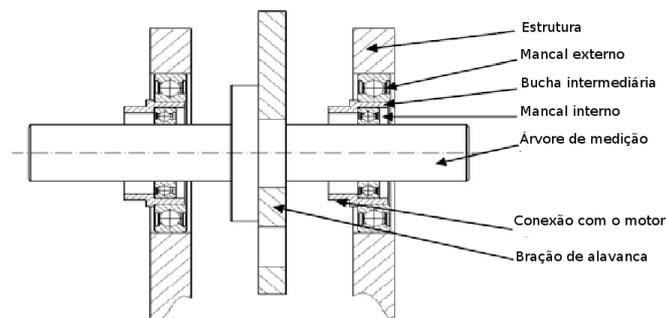


Figura 4. Seção do PPT 2 kNm com mancais de rolamento (Pusa and Sachs, 2006)

### 5.3 Mancal de cunha

Mancal de cunha é o mais utilizado em metrologia de massa e em instrumentos de precisão elétrica (Quinn, 1992; Hussien *et al.*, 2007). Quinn (1992) afirma que com algumas poucas precauções é possível se alcançar incertezas na ordem de  $10^{-6}$  em comparação de massas. O valor do atrito neste tipo de mancais depende do ângulo de inclinação do mancal que atua como pêndulo ( $\alpha$ ) e da geometria e dimensão da cunha e do assento (Fig. 5). Se o ângulo de inclinação é menor que um valor crítico ( $\alpha_{cr}$ ), tem-se apenas a condição de atrito de rolamento, no caso contrário ter-se-á atrito de deslizamento. O momento devido ao atrito tende a zero quando o ângulo de movimento tende a nulo (Eq. 6). Esta característica possibilita a vantagem de baixo e bem determinado atrito, possibilitando a sua compensação, desde que se consiga medir o ângulo de inclinação do mancal.

A principal desvantagem do mancal de cunha é baixa rigidez à cargas nominais a seção transversal da cunha, fazendo-se necessário a utilização de outro mancal para suportar este possível carregamento (Peschel and Mauersberger, 1994). Outra desvantagem do mancal de cunha é a geometria da cunha que geralmente se deforma devido à pressão de contato que surge no contato entre a cunha e seu apoio. Desta forma, utilizam-se geralmente pedras preciosas, por exemplo, ágata, (Tao *et al.*, 2009). Esta solução utilizada requer cuidado especial no carregamento e operação, pois podem ocorrer fraturas da cunha, acarretando mudança do comportamento do mancal tornando-o aleatório (Krause, 2004).

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_{cr} = \left(1 - \frac{r}{R}\right) \cdot \arctan(\mu); \quad \mu - \text{coeficiente de atrito.} \\ M_{fr} = \frac{R \cdot r}{R - r} \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos\left(\frac{1}{1 - \frac{r}{R}} \cdot \alpha\right) \end{array} \right. \quad (6)$$

### 5.4 Mancal de mola

Mancais de mola são muito difundidos em sistemas técnicos de precisão, devido à alta repetitividade e não ocorrência de atrito de contato. Na metrologia de massa, os mancais de mola tomaram o lugar dos mancais de cunha, pois a incerteza das balanças de precisão pode alcançar a ordem de  $10^{-10}$  (Picard, 2004). Entretanto sua aplicação em PPT é relativamente recente (Gassmann and Allgier, 2002). Iniciou-se a sua aplicação por meio de dobradiças elásticas como

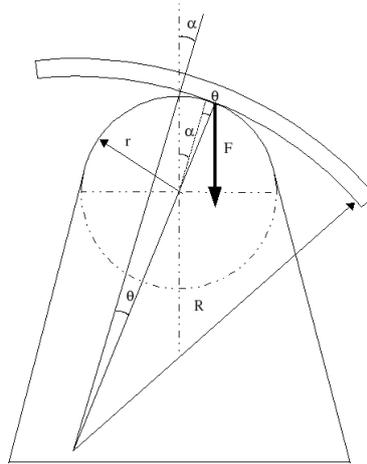


Figura 5. Desenho esquemático de mancal de cunha

mancal da alavanca e como conexão entre as massas suspensas e o braço de alavanca, Fig. 6. Todos os mancais possuem as deformações monitoradas por extensimetria. Esta abordagem é aplicada numa família de PPT com torque nominais de 20 Nm a 25 kNm com incertezas na ordem de  $10^{-5}$  (Gassmann *et al.*, 2000). Gassmann and Allgier (2002) afirmam que a incerteza dos PPT que adotam esta abordagem aumenta em duas décadas para valores abaixo desta faixa. Por outro lado, mancais de mola têm sido aplicado em comparadores de massa com incertezas relativas na ordem de  $10^{-10}$ . Outra aplicação deste tipo de mancal é na medição de torques na ordem de  $10^{-6}$  Nm (Abraham *et al.*, 2002). Estas aplicações se apresentam como possibilidade de aumento do desempenho de mancais em PPT para baixo torque, desde que se possa medir a deformação dos elementos flexíveis para compensar o torque restaurador e o desvio do centro de rotação do mancal, que são as desvantagens deste tipo de mancal (Zhao and Bi, 2010; Awtar *et al.*, 2007).

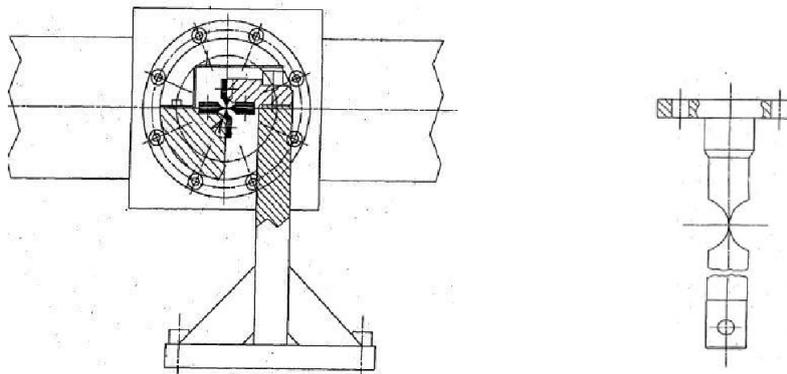


Figura 6. Mancais elásticos empregados em PPT (Gassmann and Allgier, 2002)

### 5.5 Mancal Aerostático

Mancais aerostáticos são os mais utilizados em PPT (Röske, 2008; Peschel *et al.*, 2005). O uso de mancais aerostático é tão preponderante em PPT que praticamente somente padrões que adotam esta tecnologia são aceitos nos programas de intercomparação entre padrões de torque, a exceção foi o padrão primário de torque do INMETRO, que adota mancal de mola (Röske, 2005). As características de atrito mínimo, sem *stick-slip*, ser capaz de absorver carregamentos parasitas e ser praticamente insensível às influências de variações ambientais são as razões para a crescente aplicação deste tipo de mancal em sistemas técnicos de precisão.

Em PPT, mancais aerostáticos podem assumir diferentes formas a depender da faixa de trabalho e da forma do braço de alavanca. O PPT para mais baixa faixa de torque utiliza o mancal apresentado na Figura 7 (Peschel and Mauersberger, 1994). Para se determinar a contribuição do atrito deste mancal foram realizados experimentos, que consistiram em avaliar a sensibilidade do mancal aerostático com torques na ordem de  $5 \cdot 10^{-6}$  Nm. Os resultados se revelaram satisfatório com ordem de grandeza da incerteza do padrão em  $10^{-4}$ . Os autores afirmam que a condição básica para se obter estes resultados é manter a variação da pressão do ar em no máximo de 1%.

A principal desvantagem de mancal aerostático é a necessidade de uma complexa e de alto custo infraestrutura de filtragem e tratamento do ar (Slocum, 1992). Outra desvantagem é que o momento resistivo não é determinado durante a

operação do PPT e seu comportamento é aleatório, o que dificulta a compensação, apesar de ser o menor entre os mancais analisados.

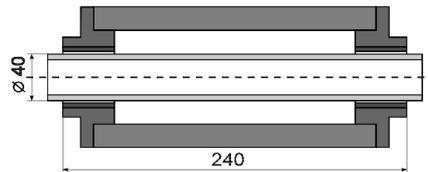


Figura 7. Mancal aeroestático do PPT 1mNm-1Nm PTB (Peschel and Mauersberger, 1994)

## 6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O desenvolvimento de um PPT para baixo torque (1 mNm – 1 Nm) como incerteza na ordem de  $10^{-5}$  é o objetivo estabelecido para que se possa avançar o atual limite apresentado pelo estado da arte. O principal fator limitante é o tipo de mancal que suporta o braço de alavanca e define o eixo aonde o torque realizado atua. O principal critério para a seleção de mancais para esta aplicação é o torque resistivo do mancal, pois a contribuição da incerteza desta parcela é inversamente proporcional ao valor torque nominal gerado no padrão. Entretanto, não basta ter o valor do torque resistivo do mancal, faz-se necessário que este valor seja obtido durante a operação do dispositivo e que tenha comportamento sistemático, e por tanto, possível de ser compensado.

Entre os mancais analisados, o mancal de rolamento é o menos apropriado para a realização de baixo torque devido ao elevado valor de atrito e vibração em comparação aos outros tipos. Mancais de cunha apresentaram características importantes para esta aplicação, principalmente o fato que o momento resistivo pode ser considerado sistemático. Entretanto, este mancal requer sistemas complementares para aumentar a rigidez do mancal em outras direções. Apesar do projeto e manutenção de mancais de cunha serem relativamente simples, ele requer o uso de materiais especiais como pedras preciosas e operação extremamente suave para evitar fratura ou deformação plástica da cunha, alterando o comportamento do mancal e tornando-o aleatório.

Os mancais de mola e aeroestáticos se apresentaram como melhores variantes a serem aplicados em PPT. Mancais de mola têm como principal vantagem a alta repetitividade e determinismo de seu comportamento. Mancais aerostático, por outro lado, destacam-se principalmente por apresentar atrito menor de todas as opções analisadas, em contra partida o comportamento é aleatório e requer infra-estrutura de alto custo para filtrar, tratar e pressurizar o ar que sustenta o mancal. O próximo passo é modelar e simular estas variantes para que se possa determinar a contribuição destes mancais na incerteza do padrão primário de torque para baixo torque.

## 7. AGRADECIMENTOS

Agradecimentos as instituições que apoiam esta pesquisa CAPES, CNPq e DFG.

## 8. REFERÊNCIAS

- Abraham, G., Duffait, R., Wurmsdobler, P., Matzner, A. and Brenner, W., 2002. “Principles of torque measurement for rotating microactuators”. In *Sensors, 2002. Proceedings of IEEE*. Vol. 2, pp. 1757–1761vol.2. doi: 10.1109/ICSENS.2002.1037390.
- Averlant, P. and Gosset, A., 2007. “Development of the new LNE 50 Nm deadweight torque standard machine”. In *20th Conference on Measurement of Force, Mass and Torque (together with 3rd Conference on Pressure Measurement & 1st Conference on Vibration Measurement)brage*. Merida, Mexico.
- Awtar, S., Slocum, A. and Sevincer, E., 2007. “Characteristics of beam-based flexure modules”. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, Vol. 129, No. 6, pp. 625–639.
- Baumann, E., 1983. *Sensortechnik für Kraft und Drehmoment*. Reihe Automatisierungstechnik ; 205. VEB Verlag Technik Berlin, Berlin, 1st edition.
- Bitencourt, A.C.P., Weingärtner, W.L., Lepikson, H.A. and Theska, R., 2010. “Padrão primário para baixo torque e esforços para melhoria da sua incerteza.” *Produto & Produção*, Vol. 11, pp. p. 41–55.
- Bitencourt, A.C.P., Weingaertner, W.L., Stoeterau, R.L., Theska, R. and Lepikson, H.A., 2008. “Development of torque standard machine”. In *V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*. ABCM, Salvador-Bahia.
- Bragecrim, 2009. “Brazilian German Cooperation Research in Manufacturing Program, Deutch-Brazilian Project on Torque Standard Design Principles”. Project, Capes/CNPq/Finep, TU-Ilmenau, UFSC-EMC, UFBA-PPGM, Brasília-Berlin.
- de Freitas, L.C.C., da Costa, S.R.R., de Oliveira, R.S. and Koch, C.A., 2007. “The torque metrology management in Bra-

- zil". In IMEKO, ed., *Proceedings, IMEKO 20th TC3, 3rd TC16 and 1st TC22 International Conference, Cultivating metrological knowledge*. Merida, Mexico.
- Gassmann, H., Allgeier, T. and Kolwinski, U., 2000. "A new design of primary torque standard machines". In *Proceedings of the 16th IMEKO 2000 World Congress*. International Measurement Confederation, Vienna, Austria, Vol. vol. III, pp. 63–73.
- Gassmann, H. and Allgier, T., 2002. "Torque measuring equipment for calibration of industrial torque sensors, has lever bearing arrangement having strain controlled joint comprising spiral springs".
- Hussien, A.A., Yamada, S., Iwahara, M. and Ohji, T., 2007. "Design and control of a micro-mass measurement system employing permanent magnet repulsive-type magnetic bearing". *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 181, No. 1-3, pp. 142–147. ISSN 0924-0136. doi:10.1016/j.jmatprotec.2006.03.017.
- Krause, W., 2004. *Konstruktionselemente der Feinmechanik*. Carl Kanser, München, Wien, 3rd edition. ISBN: 3-446-22336-3.
- Lu, S.W., Tao, L., Pei, C.Y., Yan, W. and Jun, Q.Z., 2005. "50 kN.m torque standard machine". In *Proceedings of 19th International Conference on Force, Mass & Torque*. Office of Conferences and Publications National Institute of Standards (NIS) Egypt, Cairo.
- Marsh, E. and Grejda, R., 2000. "Experiences with the master axis method for measuring spindle error motions". *Precision Engineering*, pp. 50–57.
- Merlo, S., 2001. "The uncertainty of torque primary standards: a comprehensive analysis". *Measurement*, Vol. 29, No. 4, pp. 279–285.
- Nishino, A., Ogushi, K. and Ueda, K., 2009. "Sensitivity evaluation of the fulcrum in the 10 Nm dead weight Torque Standard Machine and performance examination of a 1 Nm Torque Measuring Device". In Imeko, ed., *Proceedings XIX IMEKO World Congress*. Lisbon, Portugal.
- Park, Y.K., Kim, M.S., Lee, J.T., Lee, H.Y. and Kang, D.I., 2009. "Torque traceability examination of calibration laboratories in pKorea". *Measurement*, Vol. 42, No. 10, pp. 1443–1447. ISSN 0263-2241.
- Peschel, D., Röske, D. and Bundesanstalt, P., 2005. "Messunsicherheiten bei der drehmomentmessung". *tm - Technisches Messen*, Vol. 72, No. 5, Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH. doi:10.1524/teme.72.5.308.64796. Print ISSN: 0171-8096.
- Peschel, D. and Mauersberger, D., 1994. "Determination of the friction of aerostatic radial bearings for the lever-mass system of torque standard machines". In *XIII IMEKO WORLD CONGRESS*. Torino, Italy.
- Picard, A., 2004. "The bipm flexure-strip balance fb-2". *Metrologia*, Vol. 41, No. 4, BIPM and IOP Publishing Ltd.
- Pusa, A. and Sachs, M., 2005. "Influence of counter rotating mechanical bearings in torque calibration devices". In *Proceedings of 19th International Conference on Force, Mass & Torque*. Office of Conferences and Publications National Institute of Standards (NIS) Egypt, Cairo.
- Pusa, A. and Sachs, M., 2006. "Torque calibration devices from 0,1 Nm up to 20 kNm". In *XVIII IMEKO World Congress*. IMEKO, Rio de Janeiro, Brazil, Vol. TC3.
- Quinn, T.J., 1992. "The beam balance as an instrument for very precise weighing". *Measurement Science and Technology*, Vol. 3, No. 2, pp. 141–159.
- Röske, D., 2005. "Key comparisons in the field of torque measurement". In D.A. eldin A. Eltawil and D.E.G. Aggag, eds., *19th International Conference on Force, Mass & Torque*. National Institute of Standards (NIS) - Egypt, Cairo, Egypt.
- Röske, D., 2008. "Die messung des drehmoments: Von der schraube bis zur turbinenwelle". *PTB-Mitteilungen*, Vol. 118, No. 3, pp. 158–165.
- Sachs, M., 2004. "Untersuchung der leistungsfähigkeit einer referenzanlage zur drehmomentmessung im bereich bis 20 kNm". Diplomarbeit von Technische Universität Ilmenau - Fakultät für Maschinenbau - Institut für Prozessmess- und Sensortechnik 300-2004-09, Raute Precision Oy. Mass and Force Laboratory, Lahti.
- Slocum, A., 1992. *Precision machine design*. Society oif Manufacturing Engineers, Dearborn, Michigan.
- Tao, L., Ming, D., Jing, L., Yue, Z. and Zhimin, Z., 2009. "The torque standard machines in China". In *XIX IMEKO World Congress*. IMEKO, Lisbon, Portugal.
- Zhao, H. and Bi, S., 2010. "Stiffness and stress characteristics of the generalized cross-spring pivot". *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 45, No. 3, pp. 378–391. ISSN 0094-114X.

## 9. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

## BEARING ANALYSIS FOR TORQUE STANDARD MACHINE

Antônio Carlos Peixoto Bitencourt, a.carlos@imp.ufsc.br<sup>1</sup>

René Theska, rene.theska@tu-ilmenau.de<sup>2</sup>

Walter Lindolfo Weingaertner, wlw@emc.ufsc.br<sup>1</sup>

Herman Augusto Lepikson, herman@ufba.br<sup>3</sup>

Alexander Wagner, a.wagner@tu-ilmenau.de<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil,

<sup>2</sup>Technischen Universität Ilmenau, Ilmenau, Alemanha,

<sup>3</sup>Universidade Federal da Bahia, Salvador, Brasil,

**Abstract.** *The development of primary standards is needed to obtain scientific and technological knowledge in the domain of quantities. Despite the fact that torque is a derived quantity from force and distance, its realization involves specific problems and requirements. A Torque Standard Machine (TSM) is a primary standard device that realizes pure torque with highest metrological characteristics whose value and measurement uncertainty are established without relation to another measurement standard for a quantity of the same kind. Currently, the dead-weight principle gives the best metrological characteristic to TSM. This principle consists of a beam balance with standard weights, leveled by a counter-torque device. Bearing friction and error, weight and lever length measurement uncertainty play the most significant roles for the TSM metrological performance. This paper shows the state-of-art of TSM and gives specific design requirements for small torque (1mNm – 1Nm, expanded relative uncertainty of 0.001%, k=2). This range was chosen to overcome the limitation of the existing TSM. Based on those requirement analyses, variants of bearing for small torque standard machines are discussed. Four bearing types: rotating ball bearings, knife edge, flexure pivot and air bearing, are the most used in TSM. Air bearings are the more common variant because of the lowest friction. Knife edge bearings are also used in TSM, although it has a bigger friction as air bearings. Flexures have the advantage of no friction and easier controllable deformation. This paper ends with an assessment those bearing and faced at design requirements from TSM for small torque.*

**Keywords:** *Torque Standard Machine, Bearing, Air bearing, Flexure, Knife-edge*

**Responsibility Notice:** *The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.*