

技术

长达8页
的专业技术
文章

在2015年4月举行的汉诺威工业博览会上，斯凯孚(SKF)集团总裁及首席执行官展示SKF EnCompass Field Performance Programme现场性能计划并推出SKF通用轴承寿命模型(Generalized Bearing Life Model, 简称GBLM)。



寿命模型的重大进步

在2015年4月举行的汉诺威工业博览会上，斯凯孚(SKF)集团总裁及首席执行官邓立信(Alrik Danielson)和集团技术开发高级副总裁Bernd Stephan宣布推出SKF通用轴承寿命模型(Generalized Bearing Life Model, 简称GBLM)，这个创新性的模型可以帮助工程师采用更符合实际的方法计算轴承的额定寿命。该模型是轴承工业向前迈出的一大步，她让配套客户和最终用户在更好的匹配轴承产品与应用方面发挥重要作用，从而提高设备寿命并降低运营费用。

作为SKF EnCompass Field Performance Programme现场性能计划的一部分，该寿命理论的开发把表面疲劳模型从次表面疲劳模型中成功分离开，利用现有轴承寿命理论(由SKF开发，并广泛使用了30多年)的优势，通过引入更多参数，为计算轴承额定寿命提供了新的见解。

汉诺威的概念推广活动，包括两天的GBLM专家实况采访，演示器演示计算方法，以及与客户和记者的一对一互动。这个概念模型受到了观众和客户的广泛认可，同时激起了人们对轴承额定寿命计算的兴趣。

本文将介绍该新模型的原理。 →

SKF通用轴承寿命模型， 摩擦学的力量

迄今为止，滚动轴承的寿命计算一直是以等效应力为基础的工程模型，这个等效应力产生于接触表面以下，滚动接触产生的应力则作用在这个接触表面上。多年以来，表面疲劳的产生，被认为是由于润滑不良或污染所导致的，该失效形式对寿命的影响一直是以给滚动接触的整体等效应力添加额外的系数，再合并考虑进轴承寿命计算公式的方式来实现的。本文中，我们通过开发一种通用的滚动接触寿命方法来解决这个表面疲劳失效的问题。在该方法中，表面产生的损伤被明确地公式化并被纳入到滚动接触的基本疲劳方程式中。这个新公式能更好地描述寿命计算中滚动轴承的摩擦。进一步说，它能让人们更好的了解在滚动轴承现场性能表现中起主要作用的表面寿命。这个通用方法的作用是解释轴承的摩擦，同时讨论发生在滚动轴承内部的表面-次表面这一对矛盾的疲劳机制。

在正确的使用和良好润滑的前提下，滚动轴承的可靠性越来越高，

原因是正确的实践方法、以及对传统滚动接触疲劳机制的成功理解和运用。同时，材料清洁度的提高和加工质量的改进，结合可靠的寿命计算方法，也成为轴承可靠性提高的重要组成部分。但是，整个行业对设备尺寸更小化的要求，以及更高效追求，给滚动轴承带来了更苛刻的应用条件，特别是在接触表面上，这就是为什么多数轴承失效都与表面疲劳有关的原因[1]。为了让轴承不成为进一步提高现代机器性能的瓶颈，在轴承性能方面，需要更好评估表面摩擦。在过去十年，SKF在表面寿命模型领域取得了显著进展[2]。最后，通过推广SKF通用轴承寿命模型，将表面疲劳从次表面疲劳的寿命理论中分离出来，并把这些知识纳入滚动轴承额定寿命计算中[9]。在这种方法中，两个区域使用不同的物理模型。次表面滚动接触疲劳可采用经典Lundberg和Palmgren动态载荷理论[10]进行计算，但是，处理表面疲劳时，需要更高级的摩擦模型，这种模型需要

考虑发生在赫兹接触面上的应力集中而导致的更复杂的物理作用，如润滑、摩擦、磨损、疲劳或磨合。

这种相互作用让SKF在轴承寿命计算中反思，具有特殊性能的定制化的设计可以影响轴承现场应用的性能。例如：特殊热处理、先进微观几何结构、独特的设计或更高的质量。

客户能够利用SKF产品型录中的轴承，不同的独特功能，并将其使用于寿命性能计算。在当天的推广活动结束后，客户不必再像今天一样，单一地使用仅能代表“次表面疲劳”的基本额定动负荷(C)来选择轴承，而是能够更好地利用SKF产品的独特性能以及更高的产品质量。

新方法的作用是特别地处理轴承的老化机理，同时在轴承产品的研发过程中，滚道表面的摩擦将更广泛的应用在这个新版本的GBLM寿命理论中。

SKF工程师将使用GBLM来开发针对特殊应用或具体现场性能要求的改进的轴承设计。总之，GBLM代表着更现代和更具灵活性的轴承性

能评估工具，并且在其不断发展的过程中融合新知识和新技术。

通用建模方法

现在的模型将继续保留目前仍然在使用的标准化概率统计的滚动轴承寿命计算方法，这种方法基于双参数韦伯分布理论计算，见参考文献[12]中的讨论。瓦罗迪·韦伯[13]，在其链式模型的最弱连接理论中，引入了决定结构元素的强度和断裂的随机概念。

如果一个结构是由承受不同应力状态的 n 个元素组成，在不同的生存概率 S_1 、 S_2 、...、 S_n 下，按照可靠性乘积定律，整个结构生存的可靠性由方程式(1)确定。

Lundberg和Palmgren在他们早期的滚动轴承的经典基本额定动负荷公式中[10]，把韦伯可靠性乘积定律代入方程式(1)，推导出由 n 个独立物理元素结构组成的寿命函数，方程式(2)，该寿命函数包括了从0到 N 个载荷循环的老化过程。

考虑到 G 代表由载荷循环的累积

效果(疲劳)所导致材料老化的函数，体积参数 V 可被分为两个或多个独立结构的失效因素。因此，不同的区域可以通过不同的材料老化公式进行特征化，这些材料的老化公式描述了不同的(或单一的)材料老化过程 $G_{v,1}$ 、 $G_{v,2}$ 、...、 $G_{v,n}$ 。它们对整个结构寿命的影响，可用方程式(2)来表示。不

过，考虑到现在只有两个区域，一个是次表面(v 区)，另一个是表面(s 区)，可以推导出：方程式(3)。

按照参考文献[14]，疲劳损伤体积分可用赫兹应力区产生的应力数值 σ_v 来获得：方程式(4)。

其中， c 和 h 是指数， e 代表次表面的韦伯斜率， N 是以载荷循环表示 \rightarrow

$$S_1^n = S_1 \cdot S_2 \cdots S_n = \prod_{i=1}^n S_i \quad (1)$$

$$\ln \left[\frac{1}{S(N)} \right] = \ln \left[\frac{1}{\Delta S_1(N)} \right] + \ln \left[\frac{1}{\Delta S_2(N)} \right] + \cdots + \ln \left[\frac{1}{\Delta S_n(N)} \right] \quad (2)$$

$$\ln \left[\frac{1}{S(N)} \right] = \int_{V_v} G_v(N) dV_v + \hat{h} \int_A G_s(N) dA \quad (3)$$

$$\int_{V_v} G_v(N) dV_v = \bar{A} N^e \int_{V_v} \frac{\langle \sigma_v - \sigma_{u,v} \rangle^c}{z^h} dV_v \quad (4)$$

$$\hat{h} \int_A G_s(N) dA = \bar{B} N^m \int_A \langle \sigma_s - \sigma_{u,s} \rangle^c dA \quad (5)$$

的接触寿命, z 代表需要分析的次表面深度, V_v 是体积分, $\sigma_{u,v}$ 是在该体积上的疲劳极限, \bar{A} 是设置常数。

用类似的方法, 可以改写表面损伤函数。如果把常数 \hat{h} 纳入表面算上概率常数 \bar{B} , 得到: 方程式(5)。

这里, m 是表面韦伯斜率, A 是表面积分, $\sigma_{u,s}$ 是表面的疲劳极限, \bar{B} 是设置常数。

在表面损伤函数(5)中, 表面应力 σ_s 必须从接触面的实际表面形状和摩擦应力获得。

现在, 把方程式(4)和(5), 与(3)合并, 就有可能获得表面和次表面不同参数的接触寿命方程式。请注意, 可通过 $L = N/u$ 把以百万转为单位的寿命与载荷循环参数关联起来, 而 u 就是每百万转的载荷循环参数, 同时考虑到两个韦伯斜率非常相似 $e = m$, 这就是轴承中的相对表面疲劳模式, 最后获得: 方程式(6)。

这便是把表面与次表面明确分开的轴承寿命模型的基础。由体积分代表的次表面项, 可按参考文

献[14]中的传统赫兹滚动接触疲劳方法计算。同时, 由面积积分代表的表面疲劳项, 则把表述滚道表面寿命的许多摩擦现象更具兼容性的包含在新的寿命理论中。

当然, 在新理论的开发中, 需要使用更先进的数据模型。实际上, 她需要描述更复杂的具有矛盾性的两种老化机理间的相互作用。例如: i) 表面疲劳结合轻微磨损, ii) 压痕损坏发展, iii) 摩擦润滑化学相互作用, 以及许多其他因素。图1演示了GBLM主要的概念原理。

表面模型

参考文献[5]中介绍了考虑疲劳和轻微磨损的表面应力模型, 这个模型要求输入数字化的接触面表面粗糙度(图2), 它解决了混合弹性液动润滑问题(非牛顿流变学)。

该方法是按时间步长来计算压力和应力。这个计算模型通过采用损伤指标和磨损模型, 更新表面形貌, 以判断进入到下个计步时间,

直到完整的滚动载荷循环完成。对表面的所有的计算点来说, 这个计算过程要重复数百万次。这能更好的模拟每个给定滚动载荷下滚道表面的磨损或者疲劳损伤积累过程的物理参数。这个数值模型的典型结果见图3, 它与在同样条件下进行测试的试验结果不相上下。

其他可用于GBLM, 并且结果可被纳入GBLM的表面模型在参考文献[3, 6, 7]中描述。作为GBLM可以灵活的结合不同高级表面损伤模型的例子, 为清楚起见, 只考虑[5]中描述的表面应力模型。在该模型中, 我们采用不同的运行条件、不同类型和尺寸轴承的粗糙度、以及不同润滑和污染工况, 进行参数研究, 并通过方程式(7), 把轴承表面疲劳积分规范化, 及曲线匹配化

这里 f_1, f_2, \dots, f_5 是常数, P 是轴承当量动负荷, P_u 是轴承的疲劳载荷极限。参数 R_s 代表表面损伤风险系数; 换句话说, 它是对施加在轴承运行表面的应力的测量。

通过使用先进表面应力模型, 可以计算轴承不同的润滑和污染状况, 并推导出它们对表面寿命概率的影响。用这个方法, 通过引进参数 $\eta = \eta_b \eta_c$ [3](指出表面相互作用的高风险或低风险), 可获得方程式(7), 作为针对某个特定轴承类型的无量纲当量负荷 P_u/P 的函数, 见图4。

$$L_{1-s} = \frac{[\ln(\frac{1}{s})]^{1/e}}{u} \left[\bar{A} \int_{V_v} \frac{(\sigma_v - \sigma_{u,v})^c}{z^h} dV_v + \bar{B} \int_A (\sigma_s - \sigma_{u,s})^c dA \right]^{-1/e} \quad (6)$$

$$R_s = f_1 \exp \left[\frac{f_2}{(P/P_u)^{f_3}} + \frac{f_4}{(P/P_u)^{f_5}} \right] \quad (7)$$

性能系数

最后会用上面讨论的方法，考虑SKF轴承的独特设计特点，来推导出专门设计的“性能系数”。开发这些系数，能更好说明特定设计的特点和具体运行条件的性能。

通常，这些性能系数将适用于诸如提高滚道硬度的新型热处理或新材料、涂层、引入改进的滚道微观几何结构、以及表面处理等带来的表面性能。不过，具体的性能参数的使用未来可能也会涵盖次表面模型，甚至润滑剂或润滑方式。基本上，当新的轴承技术和对相关轴承性能的预测知识出现时，GBLM允许将这些内容不断纳入到她的结构中。

举个例子，在考虑滚道表面寿命概率时，就可以把更高硬度，或者说是更高的抗磨损或抗污染能力，考虑到轴承滚道的设计中，特别是在润滑条件变差情况下。这些预计可以提高表面寿命的信息，可成为方程式(7)中的一个系数，或者说采用一个降低表面损伤风险的性能系数，如图5所示。

请注意，在这个特殊例子中，该性能系数的引入只针对轴承运行状况的特定范围。如图5所示，轴承表面损伤几率显著降低的情况只会发生在在表面损伤的高风险区域，随着参数 η 的增加和发生损伤几率的降低，该性能系数的影响也在降低。→

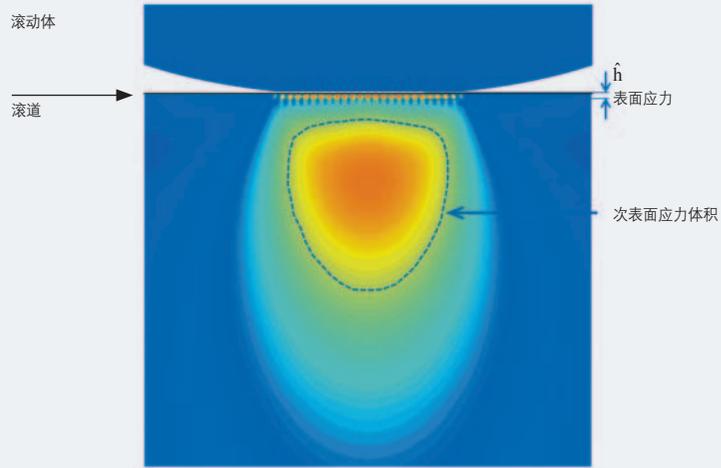


图1: GBLM模型所提出的对表面和次表面的区分。

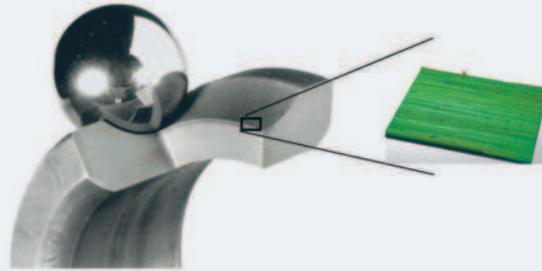
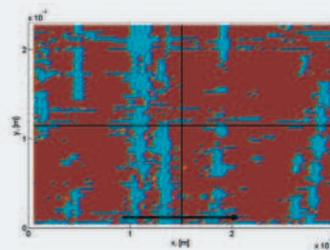


图2: 轴承滚道表面粗糙度数字化模型，通过光学轮廓测绘仪对表面进行三维成像。



(a) 模型模拟结果



(b) 试验结果

图3: 参考文献[5]所示的高级表面损伤造成的典型结果。

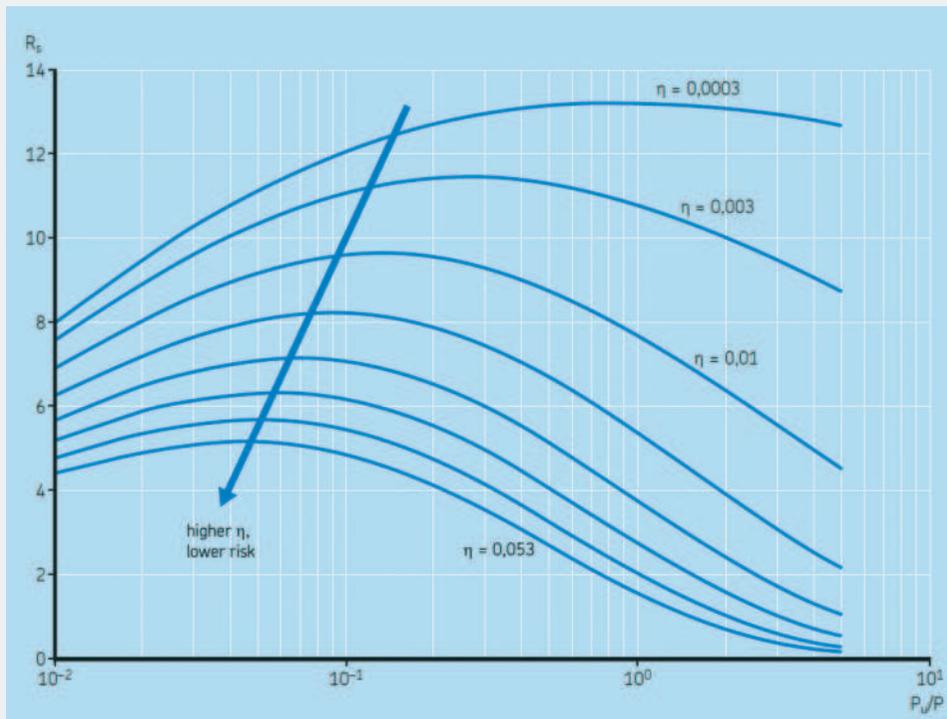


图4: 以载荷, 润滑/污染环境为参数的表面失效风险系数。

这明显的表示, GBLM性能系数专门针对润滑不良或污染很高的运行工况下, 在这种状况下, 发生轴承表面失效的几率会极大的降低。

规范表面失效风险

因为GBLM能够区分表面和次表面疲劳, 所以我们可以衡量它们对轴承整体动态性能的相对影响。

例如通过引入: i)规范表面积分或表面损伤风险 R_s , ii)规范次表面应力积分或次表面损伤风险 R_{ss} , 以及iii)比例系数 c , 就能推导出规范的轴承表面风险: 如方程式(8)。

$$S_R = \frac{cR_s}{R_{ss}} \quad (8)$$

这个参数值的范围为0到1。当它接近1时, 以表面疲劳为主, 次表面疲劳为辅, 接近0时, 情况则相反。这个系数的重要性在于了解轴承的哪个应力区域具有更高的失效风险。应用工程师和客户可以利用这个参数设计改正措施, 使轴承的性能达到最大化, 同时降低运行费用。

模型验证

当运行条件相似时, GBLM得到的结果与目前使用的SKF寿命理论结果一致, 并在很大程度上与ISO 281寿命理论一致。这是因为GBLM验

证所采用的数据库来自SKF积累的大量寿命试验结果。这个数据库仍然在不断地扩充和更新, 以跟上新轴承技术的发展。

性能系数的引入将最终改变轴承寿命的预测。不过, 这种性能改进的结论来自于新的轴承理论设计, 可以通过额定寿命的计算得到。因此, SKF始终确信轴承性能的变化是由正确的寿命试验所支持的。

GBLM带给客户的好处

在轴承寿命计算中引入GBLM, 能让客户获得显著的好处。实际上, 表面疲劳应用的知识内容可以作为轴承预期寿命性能计算的有力补充。假如轴承应用工况成为其表面失效最为显著的风险, 我们可以采

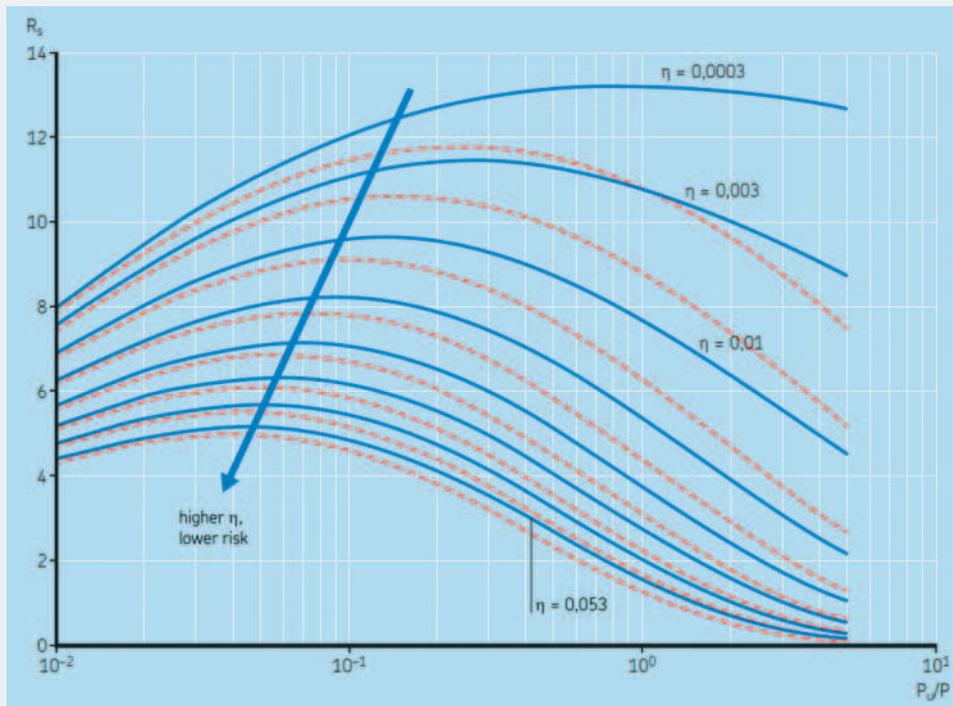


图5: 以载荷, 润滑/污染环境为参数的表面失效风险系数。红色虚线表示引入了性能参数之后的表面失效风险系数, 该性能参数表示通过采用特殊的热处理, 获得更高的滚道表面硬度。

取改进措施, 并量化该措施对表面失效风险所产生的效果。换句话说, GBLM提供的是一种诊断工具, 通过该诊断工具减少由表面失效所造成的轴承疲劳, 以进一步提高轴承现场的运行性能。

总的来看, 由于润滑不良和污染增加所导致的轴承表面疲劳, 是无法通过采用更换具有更大的基本额定动载荷的轴承, 或者更大尺寸的轴承来解决的。这可以通过提高轴承的基本额定动负荷或增大轴承的尺寸等试验方法, 校核表面失效的效果来迅速验证。因此, 客户能通过使用GBLM获得更多的益处, 例如, 更有理论依据的选择轴承、轴承周边部件和润滑系统, 来获得性能的最大化, 以及降低整体应用成本。

总结和结论

在SKF推出通用轴承寿命模型时, 演示了一种更具灵活性的表示轴承寿命的方法, 它把表面疲劳寿命参数, 与一般次表面滚动接触疲劳参数明确分开。这个模型引入性能系数, 让我们把轴承的特性作为明确的目标, 对轴承的设计及应用进行定制。除了计算轴承的额定寿命以外, 这个模型, 也可以计算规范的表面失效风险系数 S_R , 以便明确说明表面疲劳和次表面疲劳哪个出现的风险更大。

总而言之, 我们可以获得以下的结论:

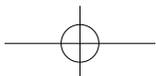
1. SKF通用轴承寿命模型这个全新的模型, 把产生表面疲劳的因素

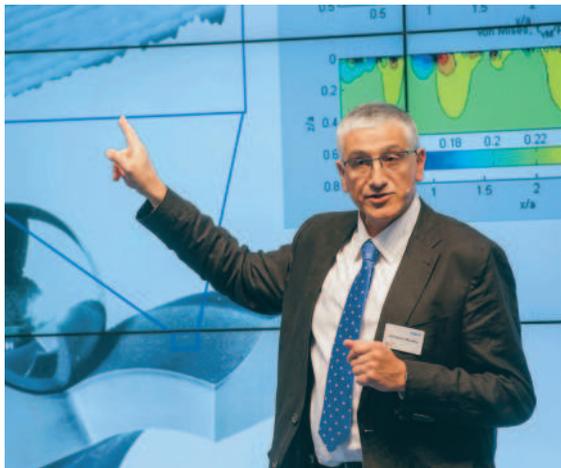
与次表面疲劳的因素明确的区分开, 采用更灵活的方式来表示现有SKF轴承额定寿命。

2. 在现有的所有寿命模型中, 这是唯一一个在计算公式中就能够明确区分次表面疲劳因素和表面疲劳因素的寿命模型, 它更容易地把先进数值模拟摩擦模型获得的知识融入其中。

3. 模型中新引入的参数叫做性能系数, 这些性能系数能够明确的说明SKF在轴承以及轴承特性中独特的设计改进, 这些设计改进将会在特定的应用工况中影响轴承的运行性能。

4. GBLM可被视作开放性的模型平台, 她可以随着新知识的发展而不断成长, 这些新的知识可以通





2015年4月汉诺威工业博览会：Guillermo E. Morales-Espejel 展示SKF通用轴承寿命模型。

过对不同效应的研究而融入到该模型中，而这些效应则是影响轴承表面失效或次表面失效主要的因素。

5. 客户将在不久的将来就能够使用SKF通用轴承寿命模型计算轴承寿命。●

作者：

Guillermo E. Morales-Espejel,
SKF 工程研究中心(荷兰Nieuwegein)首席科学家

Antonio Gabelli,

SKF 工程研究中心(荷兰Nieuwegein)高级科学家

参考文献

- [1] Gläntz W., *Contamination in Lubrication Systems for Bearings in Industrial Gear Boxes*, Ball Bearing Journal, 242, pp. 20-26, 1993.
- [2] Morales-Espejel, G.E., Gabelli, A., Ioannides, E., *Micro-geometry Lubrication and Life Ratings of Rolling Bearings*, Proc. IMechE, Part C, J. of Mech. Eng. Sci., vol. 224, pp. 2610-2626, 2010.
- [3] Gabelli, A., Morales-Espejel, G.E., Ioannides, E., *Particle Damage in Hertzian Contacts and Life Ratings of Rolling Bearings*, Trib. Trans., 51, pp. 428-445, 2008.
- [4] Morales-Espejel, G.E., Gabelli, A., Ioannides, E., *Micro-Geometry Lubrication and Life Ratings of Rolling Bearings*, Proc. IMechE, 224, Part C: J. of Mech. Eng. Sci., pp. 2610-2626, 2010.
- [5] Morales-Espejel, G.E., Brizmer, V., *Micropitting Modelling in Rolling-Sliding Contacts: Application to Rolling Bearings*, Trib. Trans., 54, pp. 625-643, 2011.
- [6] Morales-Espejel, G.E., Gabelli, A., *The Behaviour of Indentation Marks in Rolling-Sliding Elastohydrodynamically Lubricated Contacts*, Trib. Trans. 54, pp. 589-606, 2011.
- [7] Brizmer, V., Pasaribu, H.R., Morales-Espejel, G.E., *Micropitting Performance of Oil Additives in Lubricated Rolling Contacts*, Trib. Trans., 56, pp. 739-748, 2013.
- [8] Morales-Espejel, G.E., Gabelli, A., *The Progression of Surface Rolling Contact Fatigue Damage of Rolling Bearings with Artificial Dents*, Trib. Trans. 58, pp. 418-431, 2015.
- [9] Morales-Espejel, G.E., Gabelli, A., de Vries, A., *A Model for Rolling Bearing Life with Surface and Subsurface Survival - Tribological Effects*, Tribology Transactions, Volume 58, Issue 5, 2015.
- [10] Lundberg, G., Palmgren, A., *Dynamic Capacity of Rolling Bearings*, Acta Polytechnica, Mec. Eng. Ser., 1(3), pp. 1-52, 1947.
- [11] Gabelli, A., Doyer, A-L, Morales-Espejel, G.E., *The Modified Life Rating of Rolling Bearings - A Criterion for Gearbox Design and Reliability Optimization*, AGMA Technical paper 14FTM16, ISBN: 978-1-61481-108-4, 2014.
- [12] Blachère, S. and Gabelli, A. *Monte Carlo Comparison of Weibull Two and Three Parameters in the Context of the Statistical Analysis of Rolling Bearings Fatigue Testing*, STP1548, J. Beswick, Ed., pp. 126, STP104519, ASTM Int., West Conshohocken, PA 2012.
- [13] Weibull, W., *A Statistical Theory of Strength of Materials*, IVA Handlingar No. 151, Proc. Roy. Swed. Acad. of Eng. Sci., pp. 1-45, 1939.
- [14] Ioannides, E., Harris, T.A., *A New Life Model for Rolling Bearings*, ASME, J. of Trib., vol. 107, pp. 367-378, 1985.