

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2014.06.001

千吨级注塑机十字头轴孔配合的接触分析

张 鹏¹, 沈雪明², 伊国栋^{1*}

(1. 浙江大学 流体动力与机电系统国家重点实验室, 浙江 杭州 310027;
2. 浙江申达机器制造股份有限公司, 浙江 杭州 310038)

摘 要:针对曲肘式注塑机短连杆与十字头轴孔配合接触部分容易发生疲劳失效状况,以短连杆与十字头轴孔配合接触为研究对象,应用有限元法通过等效简化建立有限元接触模型。充分考虑轴孔配合表面接触微粒间的相互作用影响,运用大型有限元软件 ANSYS 中的非线性有限元仿真方法,数值计算并分析了不同作用力、不同摩擦系数下接触面的接触状态。结果表明,轴孔配合在轴受作用力变形后,接触面出现应力集中,接触应力与摩擦应力由轴外侧往内侧逐渐递增,为分析轴孔配合接触失效提供了一定的依据。

关 键 词:注塑机;接触状态;接触应力;摩擦因子

中图分类号:TH122 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2014)06-0001-05

Contact Analysis of Cross Head Shaft and Hole of Thousand-Ton Plastic Injection Molding Machine

ZHANG Peng¹, SHEN Xueming², YI Guodong^{1*}

(1. State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;
2. Zhejiang Sound Machinery Manufacture Co., Ltd., Hangzhou 310038, China)

Abstract: For the sake of easily occurred failure of the contact circumstance, a short rod in contact with the shaft hole on the crosshead of the toggle injection molding machine was used as the research object, the finite element method as well as the equivalent simplified method were applied to form the contact model. Fully considering the impact of the shaft bore surface contact with the interaction between the particles, the software ANSYS in nonlinear finite element simulation method was applied to calculate the contact state of different forces and friction coefficients. The result showed that after the shaft deformed with the force, the stress concentration of the contact area occurred, as well as the gradually rising of the contact stress and the frictional stress, also provided a certain basis for the failure of the contact analysis.

Key words: injection molding machine; contact state; contact stress; friction coefficients

轴孔配合包括间隙配合、过渡配合以及过盈配合,在旋转机械结构中,间隙配合得到广泛应用,尤其是在重载的肘杆机构中,轴孔间隙配合作为传递力、扭矩的部件,成为必不可少的关键结构。在重载环境下,由于润滑条件的限制,无润滑或者自润滑的摩擦副成为主要的润滑状态。在曲肘式注塑机的合模机构中,由于轴孔配合部件承载接触关系复杂,容易发生失效,严重影响相关构件的使用寿命,因此针对十字头连杆配合

的轴孔接触分析极为重要^[1]。

董慧敏^[2]等采用正弦高斯函数拟合有限元分析接触载荷结果,得出了轴、孔接触载荷空间分布公式,解决了工程上应用 Hertz 理论分析轴孔接触问题的局限性。L. De Lorenzis 等^[3]采用增广拉格朗日方法和基于 NURBS (Non-Uniform Rational B-Splines) 的各向同性分析方法分析了 3D 大变形接触分析,将 3D 大变形接触 NURBS 进行离散化处理。Yang Bin^[4]采用

收稿日期:2014-01-28;修回日期:2014-05-28

基金项目:杭州市重大科技创新专项(20122511A09)

作者简介:张鹏(1988),男,山东济南人,浙江大学博士研究生,主要从事机械产品数字化设计方面的研究。E-mail:absent1353@163.com

Mortar 方法分析了二维区域的有限变形以及大滑动的摩擦接触问题并验证了 Mortar 方法的有效性。刘文武^[5]等采用粘结接触行为下的不同接触算法对工程车辆轮胎与路面接触进行分析,得出解决轮胎与路面接触分析的最适算法。夏卫明^[6]研究分析了几何过盈和接触单元实常数 CNOF 过盈的实体模型与平面应力模型设置方法,获得了模拟轴孔过盈配合仿真分析的简便方法。曾飞^[7]对铁路机车车轮受重载荷静止于轨道上的弯曲变形情况进行分析,获得轮对过盈配合面内、外侧区域的轮座与轮毂接触节点副的相对滑动规律和应力分布。危书涛^[8]采用应力释放法获得过盈配合的局部应力场数据,建立基于 ANSYS 的有限元模型进行仿真,并与实验数据进行对比,得出保证收敛前提下尽量增大接触刚度系数以提高模拟精度。黄健萌^[9]运用 ANSYS 中非线性有限元多物理场方法,数值模拟并分析了滑动摩擦过程中粗糙实体的热特性以及应力的分布规律。杨广雪^[10]利用 ABAQUS 研究了轴套过盈配合承受弯曲载荷下接触压力与摩擦剪切力沿轴向分布情况,并分析研究了滑移区域在不同摩擦系数下的变化。高海波^[11]利用 ANSYS 的 APDL 语言开发了杯形谐波柔轮的参数化等效接触模型,分析柔轮在波发生器下的应力并与经验理论公式对比,验证并描述了柔轮最大等效应力的变化规律。李金龙等^[12]采用接触模型分析大型储罐的强度,并进行了应力评定。本文以五点肘杆式注塑机短连杆与十字头配合部件为研究对象,对其轴孔配合部件进行等效简化;采用有限元软件 ANSYS 对等效简化后的部件进行接触分析,得出不同作用力与不同的摩擦因数下,轴孔配合表面的接触状态。

1 基于有限元法的轴孔接触模型

1.1 轴孔接触模型静力学分析

ANSYS 接触分析包含刚性体-柔性体接触、柔性体-柔性体接触 2 种类型,接触方式有点对点、点对面、面对面、线对线以及线对面 5 种方式。对于轴孔接触,采用面对面接触方式。两相互接触物体要满足给定边界条件下的固体力学基本方程及动力学初始条件,同时满足接触面上的接触条件,主要包括不可侵入条件以及摩擦条件^[13],对于粘附接触状态应满足:

位移条件

$$\begin{cases} g_1 = \mathbf{e}_1(u_a - u_b) = 0 \\ g_2 = \mathbf{e}_2(u_a - u_b) = 0 \\ g_3 = \mathbf{e}_3(u_a - u_b) + d_0 = 0 \end{cases},$$

面力条件

$$\begin{cases} p_{ia} + p_{ib} = 0 (i = 1, 2) \\ p_3 = p_{3a} = -p_{3b} < 0 \\ \sqrt{p_1^2 + p_2^2} < -\mu p_3 \end{cases}。$$

对于滑动接触状态,应满足以下条件:

位移条件

$$g_3 = \mathbf{e}_3(u_a - u_b) + d_0 = 0,$$

面力条件

$$\begin{cases} p_3 = p_{3a} = -p_{3b} < 0 \\ \sqrt{p_1^2 + p_2^2} < -\mu p_3 \end{cases}。$$

以上各式中, u 表示位移, $p_i, g_i (i = 1 \sim 3)$ 分别表示笛卡尔坐标系中 3 个方向的接触面力以及间隙量, $\mathbf{e}_i (i = 1 \sim 3)$ 表示笛卡尔坐标系中 3 个方向单位矢量,其中 $\mathbf{e}_3$ 表示为接触面的法向单位矢量, d_0 为接触点初始间距, μ 为摩擦因数,下标 a 和 b 表示互相接触的 2 个物体。

两物体表面接触时,会发生弹性变形,因此在进行分析时首先要设置接触面以及接触单元,将两接触面中刚性面设置为目标面,柔性面则设置为接触面,同时选用面对面接触单元,面对面接触单元能够更好地支持较大的滑动以及具有摩擦行为的大变形分析;通过设立接触对,使得接触体之间的相互作用力、扭矩等通过接触对的节点进行传递。

接触分析本身存在着很强的非线性,求解之前,轴孔接触区域、接触边界是未知的,接触面之间的摩擦效应也是无序的,接触面上运动学和动力学状态在力作用前是未知的,因此在选用求解方法时采用增广 Lagrange 法,将罚函数法与 Lagrange 乘子法结合起来,求解时采用完全牛顿-拉普森迭代方法,同时取消自适应下降求解,选取合理的法向接触刚度因子以及接触偏移量,选取合适的迭代子步,同时将线性求解设置为默认形式,关闭自适应下降求解,进行轴孔接触配合分析。

1.2 肘杆式注塑机合模机构虚拟样机建模及简化

以千吨级肘杆式注塑机合模机构中肘连杆与十字头的配合部件为研究对象,如图 1 所示。选取连肘杆、轴与十字头孔配合部件为研究对象,采用等效简化方法将上述部件简化为轴孔配合部件,参与配合的轴直径大小为 20 mm,孔内径为 20 mm,外径为 38 mm,轴与孔的间隙配合假定为理想状态(间隙设置为 0),在有限元软件 ANSYS 中通过 APDL 语言实现简化模型的创建。

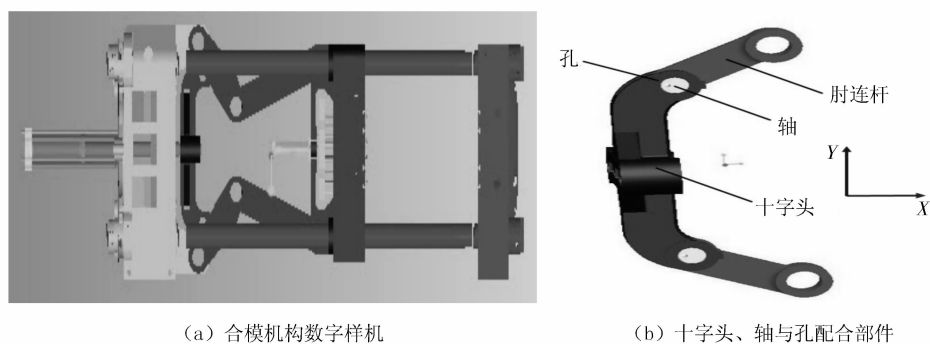


图 1 合模机构模型

Figure 1 Simplified model of clamping mechanism

考虑到简化后的模型特征与受力特点,将简化模型沿轴向取一半进行分析。为提高计算效率和计算精度,建立如图 2 所示的轴孔接触模型。在 ANSYS 中,选取单元类型为 SOLID185,结合轴孔配合中受力分布情况,轴的主要受力集中在轴外部表面附近,而内部轴心部分所受应力较小,因此,将半径 $R = 8 \text{ mm}$ 的轴内部分切割出来,用拉伸网格划分方式与较大单元尺寸网格划分方式,划分相对粗糙的网格;轴表面与孔配合的部分,因为接触以及受载荷,因此,采用 SWEEP 方式划分为较细单元的网格;在轴与孔接触的边缘部分,网格逐步地更加细化。孔的网格划分方式也是采用类似的方法,在孔内侧表面,网格采用较细的单元划分方式,偏离接触区域的部分则采用单元尺寸相对粗糙的网格划分方式。

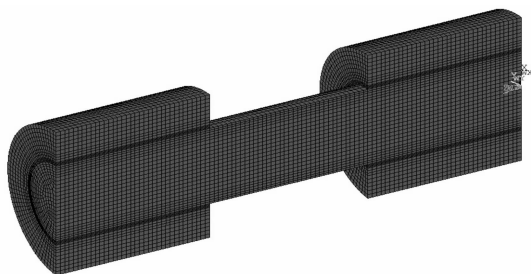


图 2 简化模型及网格划分示意图

Figure 2 Simplified model and the mesh model

对运行过程中的合模机构的十字头与短连杆的轴孔配合进行模拟,并以轴孔配合部件在静止状态下受力最大时的应力与变形情况来表征肘杆运行过程中某一时刻的应力与变形情况。为简化计算,将轴孔材料设置为同种结构钢,弹性模量 $E = 206 \text{ GPa}$,泊松比 $\nu = 0.3$,计算过程分 2 个步骤。

步骤 1:

1) 定义约束,切割边界采用 Asymmetry B. C 设置

为 Y 向对称约束,孔外侧柱面下端部分,采用 Select 命令选取外侧柱面四分之一柱面的节点,设置为全约束。

2) 设置接触对,将轴作为柔性接触面,选中轴外侧柱面上全部节点,设置为 Contact174 接触面;选中孔内侧柱面上全部节点,设置为 Target170 刚性目标面。通过设置接触面和目标面生成接触对,在接触对属性中设置初始位移、初始渗透、初始摩擦因数。

步骤 2:

1) 采用 Select 命令选取轴中间柱面部分,选取柱面上 Y 向上半部分的节点,施加 Y 向力,由于轴在传递载荷时,圆柱面所受的并不是均布载荷,顶部往下受力依次递减,因此采用曲面不均匀分布载荷施加方法^[14]将载荷离散加载到柱面上。

2) 设置迭代子步,依次施加载荷为 5 000, 6 000, 7 000, 8 000 及 9 000 N,建立轴孔配合接触分析,获得收敛的分析过程,分析不同作用力下的接触状态。

2 轴孔配合的关键参数对接触的影响

轴孔配合间隙在理想状态下间隙为 0,没有外力作用时,轴孔配合部件沿着重力方向在接触面形成细长的区域,在轴柱面施加作用力 F 后,轴产生弯曲变形,同时由于接触区域接触对间存在摩擦,因此出现了准接触区、滑移区以及粘附区 3 种状态。如图 3 所示,轴孔接触在接触应力较小区域呈现准接触状态,因为轴的变形,在此区域中可能会出现轴与孔的分离状态;由于轴受 Y 向作用力及轴的变形原因,在等效应力为 30 ~ 63 MPa 区域,轴孔配合接触区域会出现相对滑动;在轴孔配合区域的轴底面部分,因为轴孔相互挤压作用,等效应力较大,同时轴孔接触区域位置相对变化不大,呈现粘附状态。在 ANSYS 接触向导中设置轴孔配合面的摩擦因数为 0.2,进行有限元仿真得出的接触对单元面的接触应力如图 3 所示。

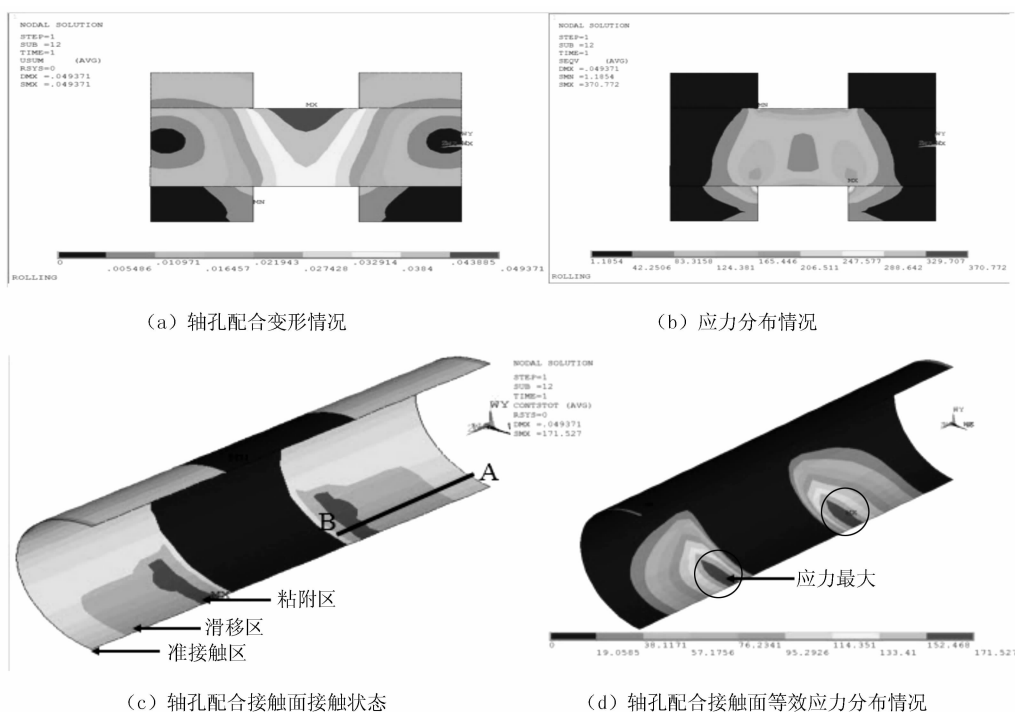


图3 轴孔配合应力及接触状态分布

Figure 3 Distribution of stress and contact state of the shaft and hole

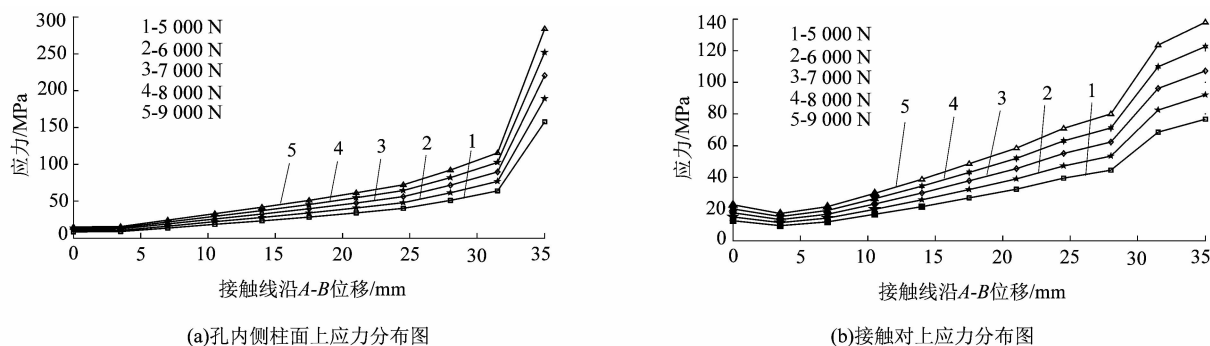
可以看出,在 Y 向的载荷作用下,轴会发生弯曲变形,轴孔接触配合应力集中点发生在图 3(d) 中圆圈区域;应力集中区域处于粘附区与滑移区边界位置,应力状况复杂,容易出现因疲劳磨损而导致的失效。

2.1 施加在轴上的载荷对接触的影响

轴孔配合接触区域内,配合面所受应力大小分布不均匀。为方便研究,选取图 3 中 $A-B$ 接触线为研究对象,将 $A-B$ 接触线上等效应力离散在各个节点上,在不同力的作用下轴孔配合接触在接触线 $A-B$ 上的等效应力变化如图 4 所示。

孔内侧柱面的等效应力沿接触线从 A 到 B 变化遵循缓慢-突变的规律,轴的弯曲变形,导致孔在接触

线 $A-B$ 位置 A 附近应力较小,而在靠近 B 的位置,会出现应力集中现象,应力达到最大,当作用在轴上的力 F 为 5 000 N 时,集中应力最大值为 164.5 MPa,而当作用在轴上的力 F 为 9 000 N 时,集中应力最大值为 285.6 MPa。由于作用力的增大,接触对上的等效应力在接触线 $A-B$ 上从 A 到 B 也呈现逐渐增大的趋势,由于滑移区的存在,接触对上的等效应力沿着接触线 $A-B$ 在靠近 B 端位置,增速减缓。摩擦因数 f 小于 0.3 时孔内侧柱面应力分布与接触对上应力分布不一致,而当摩擦因数 f 大于 0.3 时,接触区域最大应力位于接触面上,孔内侧柱面应力分布与接触对上应力分布一致^[15]。

图4 轴孔配合接触线 $A-B$ 应力分布图Figure 4 Stress distribution of the line $A-B$

2.2 摩擦因数对接触的影响

法向接触应力变化主要取决于作用在接触面上的力以及接触面的接触状态。轴受不同作用力产生弯曲变形,轴孔的接触状态也随着发生变化,随着摩擦因数的变化,接触区域中滑移区、粘附区位置也随着发生变化。摩擦因数增大,滑移区、粘附区位置呈现沿着空内侧柱面上移趋势,因而接触区域内接触应力分布也随着变化。当摩擦因数取值 $f=0.2$, $f=0.5$ 以及 $f=0.8$ 时,所选接触线A-B上相同节点处接触应力呈现微小变化,接触应力与摩擦应力分布如图5所示。接触应力沿接触线A-B呈线性增长,至接触区处于粘附区与滑移区靠近B侧轴孔配合接触边界时,接触应力达到最大,随后接触区域由于处于滑移区,对应接触节点产生微滑,接触应力略有降低。

摩擦应力随接触应力呈现线性变化,在轴孔配合接触位于接触线A附近,轴受力产生的弯曲变形使轴孔接触面呈现准接触状态,摩擦力接近零值状态。随着接触应力的增大,以及轴孔接触时有相对滑动的趋势,摩擦力随着接触应力增长而呈现线性变化趋势。到接近B侧位置,接触应力达到最大状态,此时接触节点处于粘附区,然而靠近孔内侧端面位置轴孔配合的接触节点产生微滑,摩擦由静摩擦变成动摩擦,摩擦力降低。

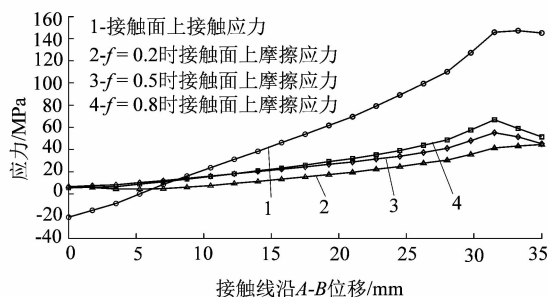


图5 接触应力与摩擦应力图

Figure 5 Contact stress and friction stress

3 结语

1) 千吨级注塑机曲肘合模机构十字头、肘连杆的轴孔配合部件为注塑机关键部件,间隙配合的轴孔之间作用力在接触面上分布不均匀,相比轴,与其配合的孔更易发生应力集中。同种金属材料下,孔更易发生疲劳导致的失效。因此,应增强孔的强度,以降低失效风险。

2) 接触面上的摩擦力随着接触应力的增大而增大,符合库伦摩擦的基本规律;随着摩擦因数的增大,接触面上的摩擦力最大值也变大,而且最大值的产生位置位于粘附区与滑移区边界,因此粘附区与滑移区的边界发生磨损失效的几率最大。而粘附区与滑移区的边界位置分布随着摩擦因数的变化而呈现相应的变化,因此研究其位置分布对研究磨损区域变化十分重要。

参考文献:

- [1] 温诗铸,黄平. 摩擦学原理[M]. 北京:清华大学出版社,2002.
- [2] 董慧敏,姜立学. 轴、孔接触面载荷分布研究[J]. 大连理工大学学报,2010,50(6):912-916.
- [3] De LORENZIS L, WRIGGERS P, ZAVARISE G. A mortar formulation for 3D large deformation contact using NURBS-based isogeometric analysis and the augmented Lagrangian method[J]. Computational Mechanics,2012,49(1):1-20.
- [4] YANG Bin, LAURSEN T A, MENG Xiaonong. Two dimensional mortar contact methods for large deformation frictional sliding[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering,2005,62(9):1183-1225.
- [5] 刘文武,胡长胜,陆念力. 用 ANSYS 分析工程车辆轮胎与路面接触的问题[J]. 中国工程机械学报,2012,10(3):265-275.
- [6] 夏卫明,骆桂林,嵇宽斌. 基于 ANSYS 的平面轴对称接触模型参数设置研究[J]. 机床与液压,2013,41(15):100-106.
- [7] 曾飞,陈光雄,周仲荣. 基于 ANSYS 的轮对过盈配合微动分析[J]. 机械工程学报,2011,47(5):121-125.
- [8] 危书涛,陈学东,崔军,等. 超高压管式反应器端部结构应力场的研究[J]. 机械工程学报,2014,50(2):104-109.
- [9] 黄健萌,高诚辉. 弹塑性粗糙体/刚体平面滑动摩擦过程热力耦合分析[J]. 机械工程学报,2011,47(11):87-92.
- [10] 杨广雪,谢基龙,李强,等. 过盈配合微动损伤的关键参数[J]. 机械工程学报,2010,46(16):53-59.
- [11] 高海波,李志刚,邓宗全. 基于 ANSYS 的杯形柔轮结构参数对柔轮应力的敏感度分析[J]. 机械工程学报,2010,46(5):1-7.
- [12] 李金龙,王欣,张国静,等. 基于接触模型的大型储罐有限元强度分析[J]. 轻工机械,2013,31(4):82-85.
- [13] 龚曙光,黄云清. 有限元分析与 ANSYS APDL 编程及高级应用[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- [14] 林小夏,张树有,陈婧,等. 多体动力学与有限元联合仿真的时变载荷历程模型[J]. 浙江大学学报:工学版,2011,45(9):1643-1649.
- [15] KIM S, SAKA N, CHUN J H. Pad scratching in chemical-mechanical polishing: the effects of mechanical and tribological properties[J]. ECS Journal of Solid State Science and Technology, 2014,5(3):169-178.