

# 水环真空泵壳体及关键运动副力学分析

孟凡瑞<sup>1</sup> 郑志富<sup>2</sup> 张耀文<sup>3</sup> 荆延波<sup>1</sup> 李东林<sup>1</sup> 杨松松<sup>1</sup> 姜淙献<sup>1</sup> 赵国勇<sup>2\*</sup>

(1. 山东华成集团淄博水环真空泵厂有限公司 淄博 255200; 2. 山东理工大学机械工程学院 淄博 255000;  
3. 山东理工大学交通与车辆工程学院 淄博 255000)

## Analysis of Water Ring Vacuum Pump Shell and Key Kinematic Pair

MENG Fanrui<sup>1</sup>, ZHENG Zhifu<sup>2</sup>, ZHANG Yaowen<sup>3</sup>, JING Yanbo<sup>1</sup>, LI Donglin<sup>1</sup>,  
YANG Songsong<sup>1</sup>, JIANG Congxian<sup>1</sup>, ZHAO Guoyong<sup>2\*</sup>

(1. Zibo Water Ring Vacuum Pump Factory Co., LTD, Shandong Huacheng Group, Zibo 255200, China; 2. Department of Mechanical Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255000, China; 3. Department of Traffic and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255000, China)

**Abstract** The working process of the water ring vacuum pump needs to adapt to a variety of complex working conditions. The mechanical properties of key components and the reliability of motion pairs have an important impact on the overall work of the water ring vacuum pump. In this paper, ANSYS is used to analyze the key components of the water ring vacuum pump, and the displacement and stress nephograms of the components are obtained. The stress analysis of the key kinematic pair is carried out, and the forces and moments in all directions are obtained. The results show that the stress distribution of the pump body, pump cover and distribution plate is uniform, and less than the yield limit of the material, the deformation amount is less than the allowable deformation amount, and the strength and stiffness are sufficient; the action force and action moment of the kinematic pair are less than the maximum bearing strength, and the connection mode is reliable.

**Keywords** Water ring vacuum pump, Mechanical analysis, Kinematic pair, Pump body

**摘要** 水环真空泵工作过程需要适应多种复杂的工况, 关键零部件的力学性能和运动副的可靠性对水环真空泵整体工作有重要影响。本文使用 ANSYS 对水环真空泵分配板、泵体、泵盖进行静力学分析, 得到其应力云图、变形云图和安全系数图, 并对关键运动副作受力分析, 得到各方向的力和力矩。结果表明: 泵体、泵盖、分配板应力分布均匀, 且小于材料的屈服极限, 变形量小于允许变形量, 安全系数高, 强度、刚度足够; 运动副的作用力和作用力矩均小于最大承受强度, 连接方式可靠。

**关键词** 水环真空泵 静力学分析 运动副 壳体

中图分类号: TB752+.22

文献标识码: A

doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202209001

水环真空泵主要由泵体、泵盖、分配板、叶轮、轴等部件构成, 可用于等温抽吸压缩易燃易爆气体, 适用多变、冲击载荷等工况。如果泵关键零件因设计不合理出现破损、断裂等问题会影响性能和使用寿命, 并且在维修过程中需整件替换, 致使维修成本大幅提高。为保证产品质量, 避免在设备使用过程中出现壳体损坏、运动副受力过大等情况, 需要对水环真空泵壳体及关键运动副进行力学分析。

目前, 在设备零件的静力学分析方面已有较多的研究, 程媛等<sup>[1]</sup>利用 Pro/E 和 ANSYS 软件对装载机的重要部件进行分析, 得到其应力、位移变化规律; 何干等<sup>[2]</sup>等研究了螺杆泵主、从动螺杆在额定工况下的应力分布和变形情况, 得到其应力主要集中在尖端; 刘燕等<sup>[3]</sup>研究棉桶机器人整机的受力, 得到整机在工作空间内的受力分布, 得出其腰部的回转支架是强度最薄弱的环节; 孟伟娜<sup>[4]</sup>研究了往复

收稿日期: 2022-09-05

基金项目: 山东省重点研发计划重大科技创新工程项目 (2019TSLH0308)

\* 联系人: E-mail: m13853390545@163.com

泵盖的材料成形工艺,做了数值模拟研究,得出泵盖铸造工艺的最优参数;孙瑾亭等<sup>[5]</sup>研究了真空泵转子的温度场热变形,得出变螺距螺杆转子温度变化;王宏君<sup>[6]</sup>对液环泵转子力学性能进行了数值分析,为产品设计提供了理论依据。还有很多学者<sup>[7-8]</sup>研究了泵壁厚过大这一问题,并用 ANSYS 模拟其受力情况,得到了优化曲线和边界条件。本文以 2BEA-403A-0 水环真空泵为研究对象,对水环真空泵由泵体、泵盖、分配板组成的受载较大壳体进行静力学分析,得到其应力分布及变形情况,以检验现有的设计和所用材料是否可以满足零件正常工作需求。通过研究对关键部件结构进行优化设计,对降低水环真空泵维修成本,避免材料的浪费,提高泵的效率,增加企业效益具有重要意义。

现有针对水环真空泵运动副载荷特性相关研究很少。崔保卫等<sup>[9]</sup>分析了单作用叶片泵定子运动副在旋转周期中的接触应力应变分布,RUNDO 等<sup>[10]</sup>研究了偏心距、转速等因素对滑动式和摆动式不同变量方式叶片泵的内部转子力学特性的分析。因此本文针对水环真空泵关键叶轮与轴之间的固定副、泵轴和轴承支座转动副之间的载荷特性进行研究,分析了运动副作用力和作用力矩,找出最大承受强度,确定连接的可靠性,通过优化设计关键部件提高泵的性能、寿命和工作可靠性。

## 1 水环真空泵工作原理及零件受载

在水环真空泵中,叶轮偏心安装在接近圆形的泵体内,叶轮旋转时因离心力作用,注入泵内的水被甩向泵体内壁,形成一个形状和泵体相似、厚度接近相等的液环。液环内表面与叶轮轮毂之间形成一个月牙形空间,叶片从近壁点转到远壁点时,两个相邻叶片之间所包围的容积逐渐增大,气体由外界吸入。相反的对侧,相应的容积由大变小,使原先吸入的气体压缩,当压力达到或略大于出口压力时,气体被排出。随着叶轮稳定转动,吸、排气过程连续不断地进行,达到抽吸气体的目的。

本文针对水环真空泵静止状态下主要零部件,如泵体、分配板、泵盖等进行有限元分析。主要步骤为:对零件进行网格划分,根据零部件安装情况施加约束,添加载荷并进行求解。

水环真空泵外壳部分主要由泵盖、分配板、泵体组成。泵盖分为前后两个部分,对应安装前后分配板,两个分配板之间是泵体,三个主要零件组成

水环真空泵壳体。壳体在工作过程中受到内外存在的压差力和液体的离心力作用。液体的离心力对壳体冲击用式(1)、(2)计算得出为 0.16 MPa。

$$F = m\omega^2 r \quad (1)$$

$$F = pS \quad (2)$$

式中, $m$ 为泵体中所含水的质量, $r$ 为叶轮中间位置的直径, $p$ 为水对泵体的冲击力, $S$ 为泵体内壁的面积。

真空泵压差力方向为由外向内,与离心力方向相反。为了能够更好的校核壳体强度,选择最小压差作为分析受力载荷,即最小压差为零。忽略压差作用力,最终壳体部分所受总冲击载荷为 0.16 MPa。

## 2 水环真空泵关键零件静力学分析

### 2.1 泵体静力学分析

泵体采用 Q235B 钢板焊接而成,属薄壁零件。泵体常见的失效是由于内部真空度变化引起挤压,导致泵体变形,严重会导致断裂,泵体的材料属性及受载情况见表 1。

表 1 泵体材料属性及受载

Tab. 1 Material properties and load of the pump body

材料	屈服极限	泊松比	伸长率	允许变形量	冲击载荷
Q235B	235 MPa	0.28	0.5%	0.6 mm	0.16 MPa

如图 1(a)所示,对泵体进行建模并导入 ANSYS 进行网格划分,采用非结构网格,网格数为 79946。建立单元刚度方程,应用边界条件和刚度条件对其施加载荷,在泵体两侧边缘添加固定约束,得到泵体的应力云图、变形云图和安全系数图。

在受到大小为 0.16 MPa 压力作用时,其最大应力为 4.35 MPa,远小于材料的屈服极限 235 MPa,在工作过程中不会出现材料受压破坏的现象。泵体变形量如图 1(c)所示,从途中可以看出最大变形量出现在泵体的中间位置,且变形量为 0.008 mm,由表 1 可知材料允许的弹性变形量为 0.5%,允许的变形量为 0.6 mm,可见其变形量在许可范围之内。泵体的安全系数分析如图 1(d)所示,其最小值为 15,系数足够大。

### 2.2 分配板静力学分析

分配板在安装过程中与泵体直接连接在一起,且工作时同样与泵体形成一个腔体,因此其所受的

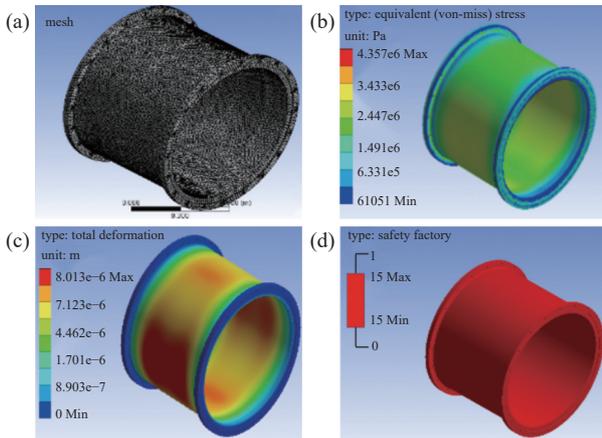


图1 泵体静力学分析。(a) 泵体网格划分, (b) 泵体应力云图, (c) 泵体总变形云图, (d) 泵体安全系数

Fig. 1 Static analysis of the pump bodies. (a) Grid division diagram of pump body, (b) stress nephogram of pump body, (c) cloud chart of pump body deformation, (d) safety factor diagram of pump body

压力应与泵体受到的压力相等, 在分配板边缘添加固定约束, 在轮毂中心添加柱面约束。分配板所用材料为 304 不锈钢, 具体参数见表 2。

表 2 分配板材料属性及受载

Tab. 2 Distribution plate material properties and load

材料	屈服极限	泊松比	伸长率	允许变形量	冲击载荷
304	205 MPa	0.3	0.5%	0.6 mm	0.16 MPa

分配板的网格划分是建立分配板有限元模型的一个重要环节, 所划分的网格形式是直接影响收敛时间及计算精度的, 分配板的形状并不是对称结构, 因此在网格划分时需要做到疏密有别。本文将靠近圆孔和扇形孔处采用细化网格处理, 在保证计算精度的前提下尽可能的提高计算速度, 单元网格数为 37602。分配板的网格划分结果如图 2(a)。

分配板的应力分析效果如图 2(b) 所示, 由应力分析结果图可以看出, 分配板的应力分布是相对均匀的, 其所受到的应力最大约为 98 MPa, 出现在中间孔处。分配板的材料是 304 不锈钢, 其屈服极限是 205 MPa, 故分配板的强度足够。分配板的变形量如图 2(c) 所示, 分配板的变形量主要集中在扇形孔的边缘, 最大变形量约为 0.09 mm, 小于允许的变形量 0.6mm, 其刚度足够。分配板的安全系数分析如图 2(d) 所示, 安全系数的最小值为 2.54, 满足设计要求。

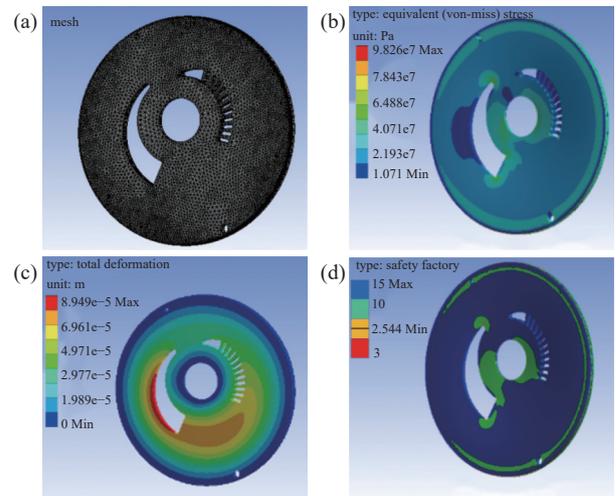


图2 分配板静力学分析。(a) 分配板网格划分, (b) 分配板应力云图, (c) 分配板总变形云图, (d) 分配板安全系数

Fig. 2 Static analysis of the distribution board. (a) Grid division diagram of distribution board, (b) stress nephogram of distribution board, (c) cloud chart of distribution board deformation, (d) safety factor diagram of distribution board

### 2.3 泵盖静力学分析

泵盖的尺寸是由泵体尺寸决定的, 为保证高真空度, 两者是严格对应的。泵盖上有吸气口和排气口, 通过内部通道与分配板相通, 使两者紧密的连接在一起。因此在轮毂安装位置处添加柱面约束, 在泵盖与地面的交接处与泵盖和分配板接触平面添加固定约束。在泵体和分配板的尺寸确定后, 泵盖的总体尺寸也随之确定。泵盖材料为 HT200, 泵盖材料属性及所受载荷见表 3。泵盖的网格划分也需在吸气(排气)口及与分配板的连接处进行网格细化, 网格数为 124324。网格划分结果见图 3(a)。

表 3 泵盖材料属性及受载

Tab. 3 Material properties and load of the pump cover

材料	屈服极限	泊松比	伸长率	允许变形量	冲击载荷
HT200	200 MPa	0.26	0.5%	0.6 mm	0.16 MPa

泵盖的应力分析结果如图 3(b) 所示, 应力分布相对均匀, 应力最大处出现在与分配板连接孔的下端, 由图可以知道其最大的应力约为 39.3 MPa, 远远小于 HT200 的屈服极限 200 MPa, 强度足够。泵盖的变形云图如图 3(c) 所示, 最大静力位移约为 0.24 mm, 小于其允许的变形量 0.6 mm, 变形最大处也是应力最大处, 故其刚度满足要求。泵盖的安全系数如图 3(d) 所示, 其最小安全系数为 6.37, 满足设计要求。

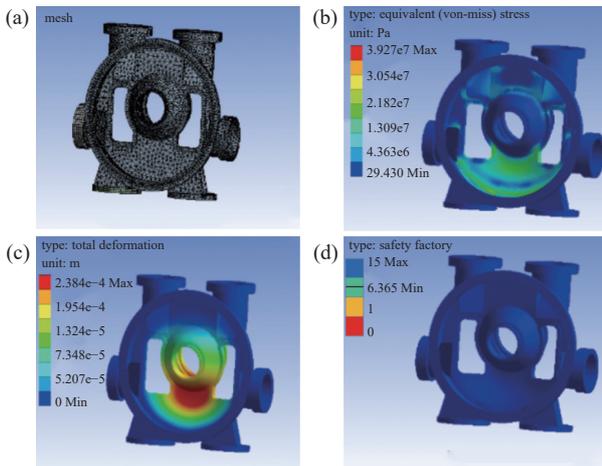


图3 泵盖静力学分析。(a) 泵盖网格划分, (b) 泵盖应力云图, (c) 泵盖总变形云图, (d) 泵盖安全系数

Fig. 3 Static-mechanical analysis of the pump cover. (a) Grid division diagram of pump cover, (b) stress nephogram of pump cover, (c) cloud chart of pump cover deformation, (d) safety factor diagram of pump cover

### 3 关键运动副受力分析

#### 3.1 叶轮与轴运动副受力分析

在 2BEA-403A-0 型水环真空泵中, 叶轮与轴之间采用固定副连接, 在分析时选定叶轮受到外力矩  $T=5.11 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$ , 并考虑叶轮转动过程中离心力的作用。分析结果如图 4、图 5 所示, 图中横坐标为水环真空泵的工作时间, 纵坐标为运动副所受的力和力矩, 本文主要研究水环泵前五秒运动副所受的力和力矩情况。运动副绕 X 方向的最大力矩值为

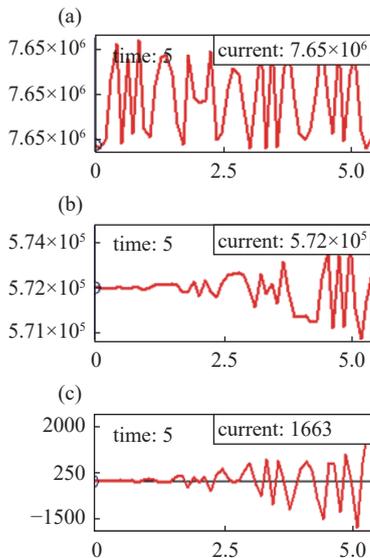


图4 运动副绕 X(a)、Y(b)、Z(c)方向的力矩

Fig. 4 Moment around X, Y and Z. (a) X direction, (b) Y direction, (c) Z direction

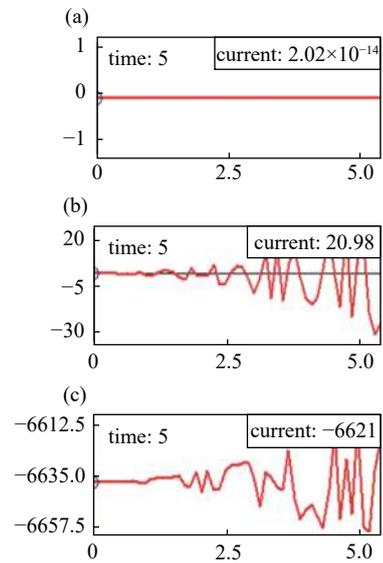


图5 运动副沿 X(a)、Y(b)、Z(c)方向的作用力

Fig. 5 Dynamic force along X, Y and Z. (a) X direction, (b) Y direction, (c) Z direction

$7.65 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$ , 绕 Y 方向的力矩值最大为  $5.74 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$ , 绕 Z 方向的力矩较小。运动副在三个方向上的分力主要集中在 Z 轴的负方向, 最大为 6657.5 N, 受力较小, 满足要求。

#### 3.2 轴与前轴承转动副受力分析

泵轴和前轴承支座上的圆柱滚子轴承 NU230EC 内圈之间以转动副的形式连接, 理论计算出支座反力为 19.45 KN。两者之间的作用力矩与作用力如图 6、7 所示。转动副绕 Y 方向的最大力

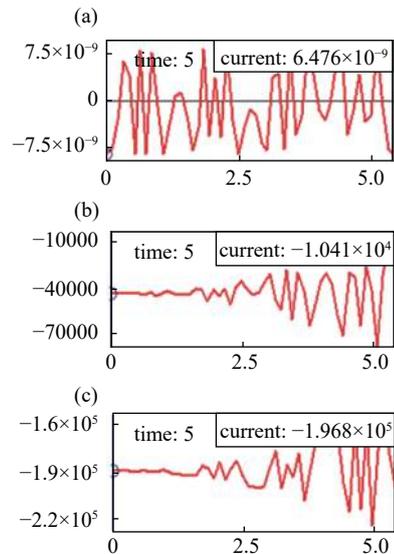


图6 运动副绕 X(a)、Y(b)、Z(c)方向的力矩

Fig. 6 Moment around X, Y and Z. (a) X direction, (b) Y direction, (c) Z direction

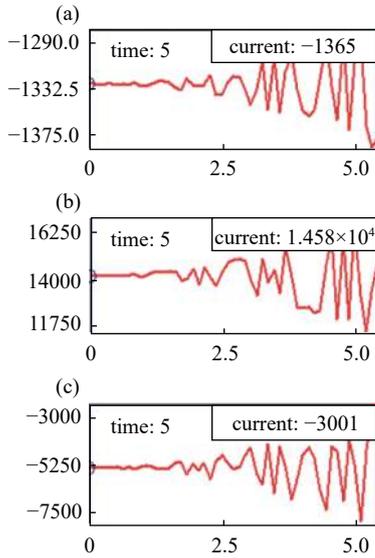


图7 运动副沿 X(a)、Y(b)、Z(c) 方向的作用力

Fig. 7 Dynamic force along X, Y and Z. (a) X direction, (b) Y direction, (c) Z direction

矩为 70000 N·mm, 绕 Z 方向的最大力矩为 220000 N·mm。力矩的变化主要集中在绕 Y、Z 轴方向上, 这两个方向的力矩变化主要是由叶轮转动过程中的离心力以及叶轮自重所形成, 绕 X 轴方向的力矩非常小, 可以忽略不计。转动副作用力分布上在 X 轴方向最大为 1375 N, Y 轴方向上最大为 16250 N, Z 轴方向上最大为 7500 N。合作用力最大为 18 KN, 小于理论计算上轴承支座反力 19.45 KN。

### 3.3 泵轴与后轴承转动副受力分析

泵轴与后轴承支座上的深沟球轴承 6230 以转动副的形式相连接, 计算出轴承支座反力为 16.55 KN。两者之间的作用力矩与作用力如图 8、9 所示。力矩变化主要是绕 Z 轴的力矩, 最大力矩  $4.29 \times 10^5$  N·mm。受力分析上 X 轴方向上最大为 1377 N, Y 方向上最大为 14250 N, Z 方向上最大为 5375 N, 合力最大为  $15.29 \text{ KN} < 16.55 \text{ KN}$ , 满足设计要求。

## 4 总结与展望

本文通过对水环真空泵重要零件进行静力学分析, 得到泵体、泵盖、分配板的应力云图、变形云图、安全系数分析图, 以此分析其应力、位移最大值和最大值出现的位置以及安全系数的最小值, 同时分析了泵轴与叶轮及两个重要轴承之间运动副的作用力与作用力矩, 结论如下:

(1) 2BEA-403A-0 型水环真空泵泵体、泵盖、分配板的应力分布均匀, 没有应力集中的地方, 应力

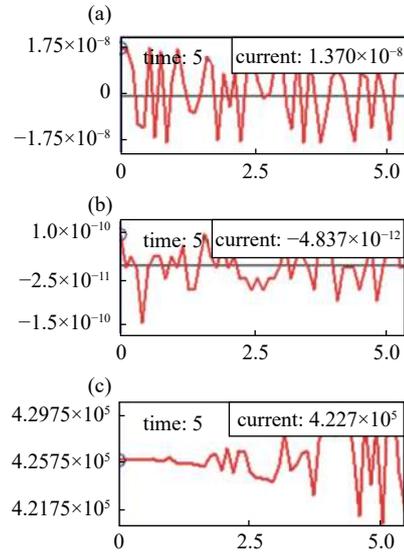


图8 运动副绕 X(a)、Y(b)、Z(c) 方向的力矩

Fig. 8 Moment around X, Y and Z. (a) X direction, (b) Y direction, (c) Z direction

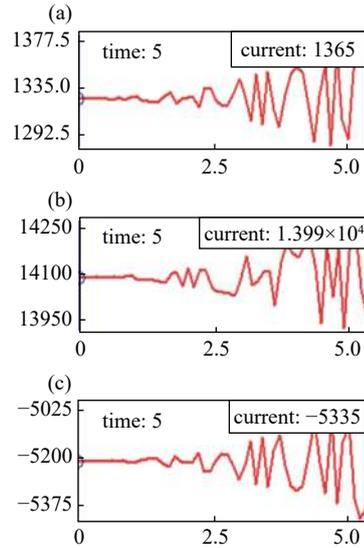


图9 运动副沿 X(a)、Y(b)、Z(c) 方向的作用力

Fig. 9 Dynamic force along X, Y and Z. (a) X direction, (b) Y direction, (c) Z direction

值均小于所使用材料的屈服极限, 所用材料和现有结构合理;

(2) 三个关键零件的变形量都小于允许变形量 0.6 mm, 安全系数也足够;

(3) 泵轴与叶轮、泵轴与圆柱滚子轴承、泵轴与深沟球轴承之间运动副的作用力和作用力矩均小于最大承受强度, 因此所选用连接方式可靠。

在对水环真空泵关键运动副承载机制和强度分析研究的基础上, 下一步针对水环真空泵运动副形式复杂、载荷变化大等特点, 建立运动副不同间

隙边界条件下机械动力学模型,对转子进行模态分析,深入开展泵全寿命运动副振动特性研究。

#### 参 考 文 献

- [1] Cheng Y, Wang S C, Li S, et al. Static analysis of loader working device based on ANSYS Workbench[J]. Ship Electronic Engineering, 2020, 40(8): 137-140 (程媛, 王守城, 李帅, 等. 基于ANSYS Workbench的装载机工作装置静力学分析[J]. 舰船电子工程, 2020, 40(8): 137-140(in chinese) )
- [2] He G, Wang Z Q, Zhu H B, et al. Static analysis of main and slave screws of three-screw pump based on ANSYS Workbench[J]. Coal Mine Machinery, 2019, 40(2): 166-168 (何干, 王兆强, 朱华炳, 等. 基于ANSYS Workbench的三螺杆泵主、从动螺杆静力学分析[J]. 煤矿机械, 2019, 40(2): 166-168(in chinese) )
- [3] Liu Y, Yang Q M, Shao C X, et al. Static analysis and optimization of cotton barrel replacement robot based on ANSYS Workbench[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2018, 46(11): 62-65+126 (刘燕, 杨前明, 邵长新, 等. 基于ANSYS Workbench的棉桶更换机器人整机静力学分析与优化[J]. 机床与液压, 2018, 46(11): 62-65+126(in chinese) )
- [4] Meng W N. Forming process and numerical simulation of reciprocating pump pump pover[D]. GuiZhou University, 2017 (孟伟娜. 往复泵泵盖成形工艺与数值模拟研究[D]. 贵州大学, 2017.(in chinese))
- [5] Sun J T, Wang Q S, Wang G D, et al. Finite element analysis of temperature field and thermal deformation of rotor of variable pitch screw vacuum pump[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2017, 37(8): 791-795 (孙瑾亭, 王庆生, 王国栋, 等. 变螺距螺杆真空泵转子温度场和热变形的有限元分析[J]. 真空科学与技术学报, 2017, 37(8): 791-795(in chinese) )
- [6] Wang H J, Huang S, Guan J, et al. Numerical analysis of mechanical properties of rotor in liquid-ring vacuum pump[J]. Vacuum, 2010, 47(1): 15-18 (王宏君, 黄思, 管俊, 等. 液环真空泵转子力学性能的数值分析[J]. 真空, 2010, 47(1): 15-18(in chinese) )
- [7] He J R, Sun J M, Zhou S G. Optimization design and experimental research of pump body[J]. Coal Mine Machinery, 2009, 30(11): 39-40 (何景润, 孙晋明, 周生刚. 泵体的优化设计与实验研究[J]. 煤矿机械, 2009, 30(11): 39-40(in chinese) )
- [8] Zhou J, Hou Z F. FEA analysis and optimization of pump body in ANSYS[J]. Coal Mine Machinery, 2006, 27(5): 736-737 (周俊, 侯支夫. 基于ANSYS泵体壁厚的优化设计[J]. 煤矿机械, 2006, 27(5): 736-737(in chinese) )
- [9] Cui B W, Wang H G. Bearing mechanism and strength analysis of vane-stator pair in single acting vane pump[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2018, 46(20): 113-115+83 (崔保卫, 王会刚. 单作用叶片泵叶片-定子运动副承载机制及强度分析[J]. 机床与液压, 2018, 46(20): 113-115+83(in chinese) )
- [10] Rundo M, Nervegna N. Geometry assessment of variable displacement vane pumps[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2007, 129(4): 446-455