排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2012 年 3 月 Mar. 2012 | 第 30 卷 第 2 期 Vol. 30 No. 2

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2012.02.008

涡旋流体机械平衡重功率损耗的数值分析

李超，梁秋立，赵嫚
（兰州理工大学石油化工学院，甘肃 兰州 730050）

摘要：为了分析涡旋流体机械平衡重随曲轴旋转过程中与周围气体相互作用时所损耗的功率以及平衡重结构对功耗的影响，基于流体力学理论，采用计算机数值模拟方法，应用计算流体动力学软件 Fluent 建立了平衡腔内流体的滑移网格计算模型. 通过改变平衡重所在旋转流体区域的转速得到了平衡重在不同工况条件下受到的各种阻力矩及功率损耗，分析 3 种结构平衡重径向侧面的压力分布情况，并对比研究平衡重结构变化对功耗的影响. 计算结果表明：平衡重随曲轴旋转时径向侧面所受的压差阻力矩远大于其表面的摩擦阻力矩，压差阻力矩是产生功率损耗的主要原因，且各种阻力矩值随着转速的增大而增大；对平衡重径向侧面进行倒角或倒圆角后改善了平衡重表面及腔体内气体流动状况，平衡重所受的压差阻力矩明显减小，倒圆角后平衡重的功率损耗比未倒角时降低了 20% 以上.

关键词：涡旋流体机械；功率损耗；平衡重；阻力矩；数值分析
中图分类号：S277.9；TH45　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2012)02-0162-05

Numerical analysis of power loss on counterweight in scroll compressor

Li Chao, *Liang Qiuli*, *Zhao Man*
(School of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China)

Abstract: The counterweight that rotates with the crankshaft in a scroll compressor has an interaction with the surrounding gas. In order to study the power loss due to such an interaction and counterweight geometrical effect on the loss, the flow domain in the housing that accommodates the counterweight was established by means of the moving mesh technique in CFD software Fluent. The resistance moment and power loss of the counterweight under different rotational speeds were obtained. Meanwhile the pressure distribution on the three counterweights and the effect of counterweight structure on both the resistance moment and power loss were analyzed too. The results show that the moment due to the pressure difference over the surfaces of the counterweight is too much larger than the moment generated by the skin friction during rotation, thus the pressure differential moment is the major cause for power loss production. Both kinds of moment are increased with increasing rotational speed. After the counterweight edges were modified with chamfer; the pressure differential moment was reduced by the improved flow condition around the counterweight so considerably that the power loss was lowered by more than 20%.

Key words: scroll fluid machinery; power loss; counterweight; resistance moment; numerical analysis

涡旋式流体机械具有效率高、噪音低、运转平稳、可靠性高等特点，广泛应用于制冷、动力工程等领域[1-2]. 涡旋流体机械主要由动静涡旋、曲轴、防自转机构和支架体构成. 动涡旋在防自转机构的约束

收稿日期：2011-05-16
基金项目：国家自然科学基金资助项目(50975132)
作者简介：李超(1958—)，男，山西平定人，教授，博士生导师(lichao@lut.cn)，主要从事气体压缩机械理论及应用研究.
梁秋立(1984—)，男，河北保定人，硕士研究生(qiulilut@163.com)，主要从事涡旋流体机械的数值模拟研究.

下，由曲轴带动相对静涡旋作公转运动. 在运转过程中，由于动涡旋相对于曲轴偏心设置会产生惯性离心力，引起整个机器的振动并加快轴承的磨损. 因此，涡旋流体机械中设有主、副平衡重用于平衡动涡旋产生的旋转惯性力及其力矩，保证机器的稳定安全运行[3-4]. 平衡重随曲轴旋转过程中与平衡腔内气体相互作用，消耗一部分功率. 有关平衡重功率损耗研究的报道较少，仅有文献[5-6]应用旋转圆盘轮阻损失的理论模型，重点考虑平衡重和圆盘表面所受的摩擦阻力矩，对功耗损失进行了计算分析. 然而，由于平衡重为一扇形结构，与圆盘存在较大差异，平衡重在旋转过程中不仅受到摩擦阻力矩的作用，而且还受到压差阻力矩的作用，因此，旋转圆盘轮阻损失理论模型的计算结果与实际存有较大的误差.

为了准确分析和计算平衡重的功率损耗，文中在理论分析的基础上，通过采用计算机数值模拟方法并应用计算流体动力学软件，计算得到平衡重在不同转速下消耗的功率，并对平衡重结构形状对耗功的影响进行研究分析.

1　平衡重摩擦阻力矩的理论分析

图 1 为动涡旋、主平衡重、曲轴间的结构关系，平衡重的结构一般为扇形平板，径向侧面为矩形平面，如图 2 所示. 平衡重随曲轴旋转时，其表面与周围气体发生摩擦产生摩擦力，摩擦力对平衡重旋转运动产生阻力矩.

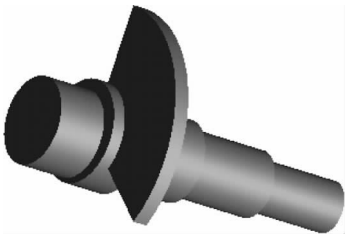


图 1　平衡重与曲轴的装配

Fig. 1　Assembly of counterweight and crankshaft

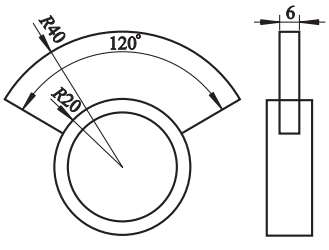


图 2　平衡重结构示意图

Fig. 2　Structure sketch of counterweight

根据摩擦定律，平衡重两扇形端面的摩擦损失功率为

$$N_{b1} = 2M_{f1}\omega = \frac{\gamma}{900}\pi\mu_f\rho\omega^3(R_2^5 - R_1^5), \quad (1)$$

式中：γ 为平衡重两径向侧面的夹角；μ_f 为摩擦系数；ρ 为平衡重周围气体的密度；ω 为旋转角速度；R_2 为平衡重外缘半径；R_1 为平衡重内半径.

平衡重外缘面的摩擦损失功率为

$$N_{b2} = M_{f2}\omega = \frac{\gamma}{360}\pi\mu_f\rho h\omega^3 R_2^4, \quad (2)$$

式中：h 为平衡重厚度.

平衡重径向侧面的摩擦损失功率为

$$N_{b3} = 2M_{f3}\omega = \frac{1}{4}\mu_f\rho h\omega^3(R_2^4 - R_1^4), \quad (3)$$

平衡重总摩擦损失功率可表示为

$$N_b = N_{b1} + N_{b2} + N_{b3} = \frac{1}{4}\mu_f\rho\omega^3\left[\frac{\gamma}{225}\pi(R_2^5 - R_1^5) + h(R_2^4 - R_1^4) + \frac{\gamma}{90}\pi hR_2^4\right]. \quad (4)$$

由式(4) 可知，摩擦损失功率与转速的 3 次方成正比，转速越高摩擦损耗也越大. 由于

$$M_p = M_{tot} - M_f, \quad (5)$$

式中：M_p 为压差阻力矩；M_{tot} 为合阻力矩；M_f 为摩擦阻力矩. 要准确计算出压差阻力矩，取决于计算 M_{tot}，M_f 的摩擦系数 μ_{tot}，μ_f，需通过大量的试验才能得到. 为了较为准确方便地计算平衡重所消耗的功率和分析摩擦阻力、压差阻力对功耗的不同影响，采用计算流体动力学软件 Fluent 对给定几何尺寸的平衡重所受的各阻力矩以及功率损耗进行详细地计算分析.

2　计算模型的建立

以平衡重及其所在腔体区域为研究对象，在对平衡腔内流体进行网格划分时，将其分为旋转区域和静止区域两部分，并将靠近平衡重表面的旋转流体区域网格进行适当细化以提高计算精度，如图 3 所示. 采用 Fluent 软件的滑移网格模型(moving mesh) 模拟平衡重在平衡腔内随曲轴旋转的非稳态过程. 选择标准 $k-\varepsilon$ 方程模型作为湍流计算模型，并在近壁面区采用壁面函数法[7-8]. 计算工质设为空气，操作压力为常压.

标准 $k-\varepsilon$ 模型控制方程的通用形式为

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w\phi)}{\partial z}=\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial z}\right)+S,\quad(6)$$

式中：ϕ 为通用变量；Γ 为广义扩散系数；S 为广义源项.

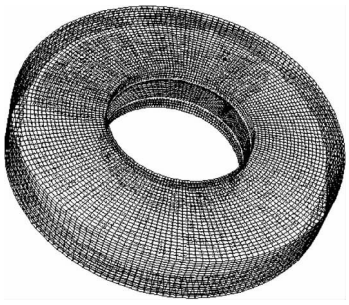


图3 平衡腔内流体网格划分

Fig. 3 Fluid meshing of counterweight chamber

在迭代计算时，增加一个监视器窗口，观察平衡重所受阻力矩的收敛情况. 当监测曲线在时间轴方向达到稳定状态时，结束迭代过程. 通过计算得到平衡重转速 n 分别为3 000，4 000，5 000及6 000 r/min时所受的压差阻力矩、摩擦阻力矩、合阻力矩以及平衡重在不同转速下的表面流场.

3 计算结果与分析

将两径向侧面为平面，没有进行倒角的平衡重的压差阻力矩、摩擦阻力矩及合阻力矩的计算值随转速的变化情况绘制成曲线图，如图4所示.

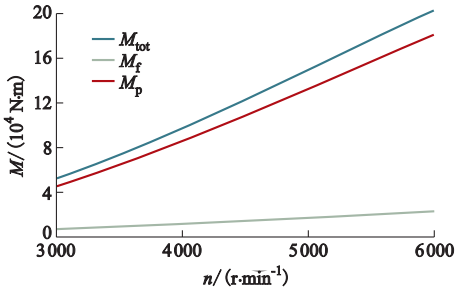


图4 阻力矩－转速变化图

Fig. 4 Transformation of rotational speed and moment

由图4可以看出：平衡重旋转时所受的压差阻力矩远大于摩擦阻力矩，压差阻力矩是平衡重产生功率损耗的主要原因.

由图5为平衡重转速 $n=6\,000$ r/min时表面压力分布等值图. 可以看出：在平衡重左侧面形成正压区，右侧面形成负压区，两侧面压差使平衡重旋转时受到压差阻力矩作用. 计算表明在不同转速下，平衡重表面压力分布状态大致相同，压差主要产生在左侧面靠近外缘处及右侧面靠近端面处，且随转速的增大，压差将增大.

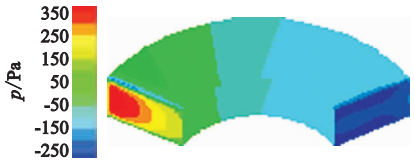


图5 平衡重表面压力分布等值图

Fig. 5 Contour of surface pressure on counterweight

4 平衡重结构对阻力矩的影响

由于平衡重所受的压差阻力矩是产生功率损耗的主要原因，考虑在不降低平衡效果的前提下，通过改变平衡重自身结构来改善两径向侧面压力分布状态，尽量减小压差阻力矩.

4.1 圆角结构平衡重所受的阻力矩

如图6所示，将平衡重左右侧面完全倒圆角，这样平衡重在旋转时，圆角结构便可以起到导流作用.

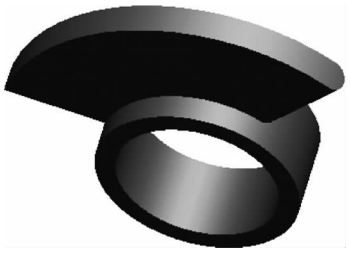


图6 平衡重圆角结构示意图

Fig. 6 Fillet on counterweight

建立上述结构的 Fluent 计算模型，采用与前面相同的算法计算得到平衡重所受的压差阻力矩、摩擦阻力矩及合阻力矩随转速变化结果，绘制如图7所示的曲线图.

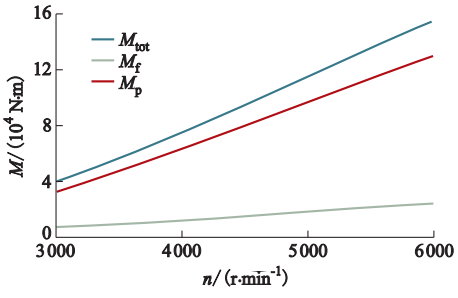


图7 阻力矩－转速变化图

Fig. 7 Transformation of rotational speed and moment

对比图 4，7 可以看出：完全倒圆角后平衡重受到的压差阻力矩减小较明显，摩擦阻力矩变化不大，由于压差阻力矩是产生平衡重功率损耗的主要原因，所以倒圆角后合阻力矩明显下降. 平衡重转速 $n=6\ 000$ r/min 时表面压力分布等值图如图 8 所示.

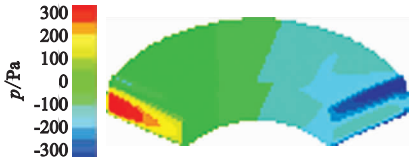


图 8　平衡重表面压力分布等值图

Fig. 8　Contour of surface pressure on counterweight

4.2　倒角结构平衡重所受的阻力矩

将图 6 所示平衡重两侧面倒圆角结构改为左右侧面倒角 45° × 3 mm 结构. 这样在平衡重旋转时，倒角结构也可以起到导流作用，改善气体流动状况. 同样建立倒角 45° × 3 mm 结构的 Fluent 计算模型，采用相同算法计算平衡重所受的压差阻力矩、摩擦阻力矩及合阻力矩随曲轴转速变化结果，绘制如图 9 所示的曲线图. 对比图 4 与图 9 可以看出：倒角 45° × 3 mm 后平衡重受到的压差阻力矩下降较明显，此时平衡重表面压力分布等值图如图 10 所示.

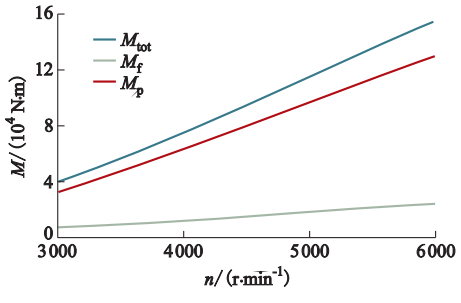


图 9　阻力矩 - 转速变化图

Fig. 9　Transformation of rotational speed and moment

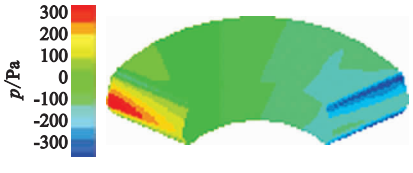


图 10　平衡重表面压力分布等值图

Fig. 10　Contour of surface pressure on counterweight

图 11 为平衡重两径向侧面为 3 种不同结构时合阻力矩的曲线图，其中 M_{tot-1}，M_{tot-2}，M_{tot-3} 分别为未倒角、完全倒圆角、倒角 45° × 3 mm 时的合阻力矩. 可以看出：通过改变平衡重自身结构，即对平衡重两侧面进行倒角或倒圆角，减小了其旋转时所受的压差阻力矩，可以有效减小合阻力矩，进而减小平衡重的功耗. 通过计算得到的合阻力矩功率损耗，如表 1 所示. 平衡重两侧面进行倒圆角的效果较好，功率损耗比未倒圆角时减小了 20% 以上.

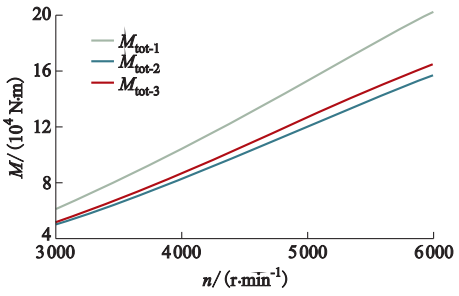


图 11　3 种结构平衡重合阻力矩对比图

Fig. 11　Comparisons of total moment on three different counterweights

表 1　合阻力矩功率

Tab. 1　Power of total resistance moment

$n/(r\cdot min^{-1})$	3 000	4 000	5 000	6 000
N_{h1}/W	0.164	0.408	0.791	1.278
N_{h2}/W	0.126	0.316	0.608	0.973
N_{h3}/W	0.132	0.332	0.643	1.024

5　结　论

1）平衡重径向侧面所受的压差阻力矩远大于表面的摩擦阻力矩，压差阻力是产生功率损耗的主要原因，且随着转速的增大，阻力矩值增大较快.

2）通过分析平衡重径向侧面压力分布情况，在不降低平衡效果的前提下，对径向侧面进行倒角或倒圆角，可改善平衡重表面及腔内气体流动状况，平衡重所受的压差阻力矩明显减小，从而降低了功率损耗.

3）对比 3 种结构计算结果可知，平衡重两径向侧面进行倒圆角效果优于倒角 45° × 3 mm，且功率损耗比未倒角时降低了 20% 以上.

参考文献(References)

[1]　李超，刘振全，赵荣珍. 驱动轴承内嵌式涡旋压缩机特性分析[J]. 制冷学报，2006，27(2)：44 - 47.
Li Chao, Liu Zhenquan, Zhao Rongzhen. Characteristics of scroll compressor with driving bearing set in orbiting scroll[J]. Journal of Refrigeration, 2006, 27(2): 44 - 47. (in Chinese)

[2]　Elson J, Kaemmer N, Wang S, et al. Scroll technology: An overview of past, present and future developments [C]// Proceedings of the 19th International Compressor

Engineering Conference at Purdue. West Lafayette: Purdue University,2008: 1204.
[3] 刘振全,王君,强建国. 涡旋式流体机械与涡旋压缩机[M]. 北京:机械工业出版社,2009:153-155.
[4] Yang Y B,Tang Y J,Chang Y C. Static and dynamic analysis on R410A scroll compressor components[C]// Proceedings of the 20th International Compressor Engineering Conference at Purdue. West Lafayette: Purdue University,2010: 1180.
[5] 李超. 驱动轴承内嵌式涡旋压缩机特性研究[D]. 兰州:兰州理工大学石油化工学院,2007.
[6] Volkov K N. Moment of resistance of a disk rotating in a closed axisymmetric cavity[J]. Journal of Applied Mechanics and Technical Physics,2006,47(1): 127-133.
[7] 张伟,余运超,陈红勋. 离心泵叶轮非设计工况下内部湍流流场的模拟[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(1):38-42.
Zhang Wei, Yu Yunchao, Chen Hongxun. Numerical simulation of flow in centrifugal pump impeller at off-design conditions[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2010,28(1):38-42. (in Chinese)
[8] 杨从新,王斌. 离心泵在启动阶段的瞬态三维数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(2):122-126.
Yang Congxin, Wang Bin. 3D numerical simulation on transient characteristic of centrifugal pump during starting period[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2010,28(2):122-126. (in Chinese)

(责任编辑 陈建华)

(上接第156页)

时流量最大,这表明在相同振幅下,泵腔高度不同时,流量取得最大值的管道位置也不同. 这是压电振子变形、泵腔结构、管道位置以及流体相互耦合的结果.

5 结 论

1) 采用动网格模型对单振子双腔体V形管无阀压电泵进行了数值模拟,得到了不同时期压电泵内的压力和速度分布,结果与压电泵的工作原理相吻合,验证了动网格模型应用于压电泵数值模拟计算的可行性.

2) 分析了不同参数及结构尺寸对单振子双腔体V形管无阀压电泵输出性能的影响,表明驱动频率为250 Hz时出口流量最大;压电振子振幅越大,出口流量越大;合理地选择一组振幅值、泵腔高度和管道位置,压电泵便具有最优的输出性能.

参考文献(References)

[1] Woias Peter. Micropumps—past, progress and future prospects[J]. Sensors and Actuators, B: Chemical, 2005, 105(1):28-38.
[2] Ivano Izzo, Dino Accoto, Arianna Menciassi, et al. Modeling and experimental validation of a piezoelectric micropump with novel no-moving-part valves[J]. Sensors and Actuators, A: Physical, 2007, 133(1): 128-140.
[3] Cheng Yihlin, Lin Jianghong. Manufacture of three-dimensional valveless micropump[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2007, 192/193:229-236.
[4] Kan Junwu, Tang Kehong, Liu Guojun, et al. Development of serial-connection piezoelectric pumps[J]. Sensors and Actuators, A: Physical, 2008, 144(2): 321-327.
[5] Geipel A, Goldschmidtboing F, Doll A, et al. An implantable active microport based on a self-priming high-performance two-stage micropump[J]. Sensors and Actuators, A: Physical, 2008, 145/146(1): 414-422.
[6] 吴丽萍. 单振子双腔体压电泵的理论与实验研究[D]. 长春:吉林大学机械学院,2004.
[7] 何秀华,张睿. "V"形无阀压电泵理论分析与数值模拟[J]. 排灌机械, 2008,26 (4): 30-34.
He Xiuhua, Zhang Rui. Theoretical analysis and numerical simulation of valveless piezoelectric pump with V-shape tube[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(4):30-34. (in Chinese)
[8] 刘长运,赵学增,陈芳,等. 运动边界问题流场仿真技术的发展[J]. 液压与气动,2005(10):5-8.
Liu Changyun, Zhao Xuezeng, Chen Fang, et al. The development of moving boundary problem of flow field simulation technology[J]. Chinese Hydraulic & Pneumatic, 2005(10):5-8. (in Chinese)
[9] 郝继光,姜毅,韩书永,等. 一种新的动网格更新技术及其应用[J]. 弹道学报, 2007, 19(2): 88-92.
Hao Jiguang, Jiang Yi, Han Shuyong, et al. The update technology and application of a new dynamic mesh[J]. Ballistic Journal, 2007, 19(2):88-92. (in Chinese)
[10] 蒋权英. 涡旋阀压电泵三维动态模拟与空化研究[D]. 镇江:江苏大学能源与动力工程学院,2008.

(责任编辑 陈建华)