

仪表技术

涡旋盘端面的摩擦研究

赵旭东 吴小伟^{1*} 童璟琳² 李丙才³

(兰州理工大学材料科学与工程学院, 兰州 730050; 中国航空动力机械研究所¹, 株洲 412002;
河南理工大学机械与动力工程学院², 焦作 454000; 兰州理工大学数控技术开发中心³, 兰州 730050)

摘要 根据运动过程中的润滑状态, 摩擦力一般产生于两个方面, 一是黏性流体的剪应力, 二是摩擦界面相互接触峰元的剪切作用。针对这两方面因素, 基于对涡旋盘在运动过程中处于混合润滑状态的分析, 考虑到动涡盘受倾覆力矩的作用, 在运转过程中瞬间发生弹性变形, 接触面上产生楔形角, 建立了动静涡旋盘摩擦模型; 运用平均雷诺方程和固体接触理论, 推导了摩擦力和摩擦功耗的计算公式, 并且应用有限差分法和数值积分法对实际的涡旋盘的摩擦力、摩擦功耗作了计算。

关键词 压缩机 摩擦 平均雷诺方程

中图分类号 TH117.1; 文献标志码 A

新型的涡旋压缩机以其高效率、低能耗、小体积和低噪音受到工业界的广泛青睐。但涡旋压缩机内部的摩擦副较多, 摩擦功消耗使输入轴功率增大, 并造成制冷系统能效比降低, 因而降低摩擦功耗对于提高压缩机的效率具有非常重要的意义。但是, 以往在计算涡旋盘端面的摩擦功耗时, 都把摩擦系数作为一个恒定的数来计算, 这样就不能够全面地反映出该摩擦副的实际润滑状态。研究表明, 动静涡旋盘运动过程中处于混合润滑状态。由此可见, 摩擦力是产生于摩擦界面黏性流体的剪应力和相互接触峰元的剪切作用这两个方面, 本文从这两方面对涡旋压缩机的涡旋盘端面处的摩擦进行了分析研究, 并根据简化模型推导了摩擦力和摩擦功耗的计算公式。

1 模型分析

涡旋压缩机在运转过程中, 动涡盘受到轴向气体力 F_z 、气体背压力 F_b 、切向气体力 F_t 、径向气体

力 F_r 、离心力 F_c 以及倾覆力矩 M 和自转力矩 M_z 的作用, 如图 1 所示。

由具有背压腔的压缩机的结构特点可知, 动涡盘底板的上表面与静涡盘相对应的表面接触, 由于动涡盘所受倾覆力矩 M_t 的作用^[1], 在运转中就会造成动涡盘底板上表面和静涡盘接触处的接触力呈不均匀分布。在瞬态下, 动涡盘底板上表面一侧接触力大, 另一侧接触力小, 动涡盘紧压在静涡盘上, 产生弹性变形, 动静涡盘间产生一个楔形角。为了研究该处的润滑特性, 建立模型如图 2 所示; 动涡旋盘用圆柱形盘代替, 置于上部, 并用轴承固定, 此处称为静盘。相反, 静涡旋盘用平面圆盘代替, 置于下方并由电机驱动, 称为动盘。由于润滑油膜的存在, 理论上研究动静涡旋盘端部的润滑情况。静盘的外径 r_1 , 内径 r_2 , 楔形角 α , 中心有通过轴承的弹力 F_s 。坐标中心位于动盘的中心。取静盘和动盘之间的平均间隙 h_0 , 则极坐标下的油膜厚度方程

$$h(r, \theta) = h_0 + r \tan \alpha + r \tan \alpha \cos \theta \quad (r_2 \leq r \leq r_1) \quad (1)$$

2 流体承载力

为研究端面处表面峰元的相互作用, 应考虑表面粗糙度对任何润滑状态的影响, 此处采用平均雷

2008年11月4日收到

* 通信作者简介: 吴小伟 (1983-), 男, 硕士研究生。E-mail: whw102738@163.com.

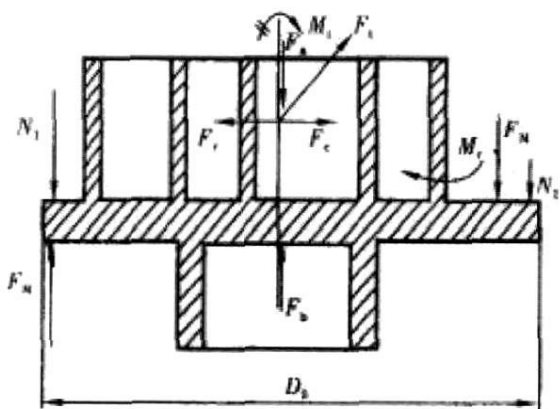


图 1 动涡盘受力分析

诺方程^[2,3]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U_1}{2} \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial x} + \frac{U_1}{2} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + \frac{W_1}{2} \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial y} + \frac{W_1}{2} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial y} + \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial t} \quad (2)$$

(2)式中 ϕ 和 ϕ_s 的表达式分别见文献 [2]。

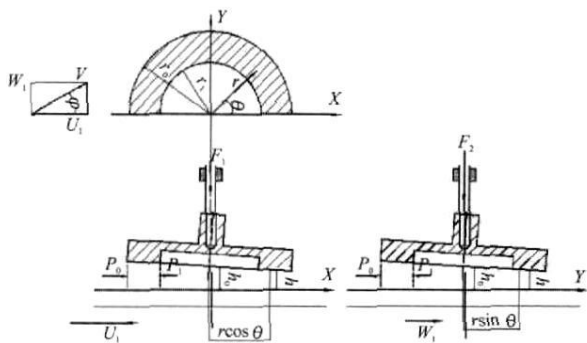


图 2 数学模型

无量纲变换方程

$$\text{令 } R = \frac{r}{v}, P = \frac{p}{p_a}, \bar{c} = \omega t, H = \frac{h}{v}, \bar{H}_T = \frac{h_T}{v}$$

v —动涡盘的旋转半径, p_a —标准大气压, ω —动盘的旋转角速度。

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left[\phi R H^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right] + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\phi H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] = \lambda \frac{1}{R} \left[R \cos(\theta - \phi) \frac{\partial \bar{H}_T}{\partial R} - \sin(\theta - \phi) \frac{\partial \bar{H}_T}{\partial \theta} \right] + \lambda \frac{\sigma}{R} \left[R \cos(\theta - \phi) \frac{\partial \phi_s}{\partial R} - \sin(\theta - \phi) \frac{\partial \phi_s}{\partial \theta} \right] + \sigma_s \frac{\partial \bar{H}_T}{\partial t} \quad (3)$$

$$(3) \text{式中: } \lambda = \frac{6\mu V}{v p_a}, \sigma_s = \frac{12\mu \bar{\omega}}{p_a}$$

方程 (3) 可以通过数值解法求出油膜压力, 在整个摩擦面上积分 $p(r, \theta)$, 则可解出油膜的承载力

$$F_L = \iint p(r, \theta) r dr d\theta \quad (4)$$

油膜剪力

$$F_{Ls} = \iint \frac{\mu V}{h} [(\phi_f + \phi_{fs}) - 2V_{z2} \phi_{fs}] r dr d\theta \quad (5)$$

(5)式中, ϕ_{fs}, ϕ_f 见文献 [4]。

3 峰元载荷及摩擦力

由于考虑了表面粗糙度的影响, 当两推力盘间的油膜厚度小于一定值时, 表面峰元将发生接触而产生峰元载荷。采用 Greenwood 等提出的粗糙表面的接触理论^[5], 并假定表面高度为高斯分布。

在弹性变形条件下:

峰元载荷

$$F_A = 2\sigma^* \pi \beta \eta \iint_{h_0}^0 (s-h) \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}s^2} r ds d\theta dr \quad (6)$$

峰元剪切力

$$F_{AS} = \pi \eta \beta \sigma \iint_{h_0}^0 \tau (s-h) \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}s^2} r ds d\theta dr \quad (7)$$

η —粗糙表面的峰元密度, β —峰元曲率半径, σ^* —屈服应力, τ —摩擦表面的剪应力。

4 摩擦力和摩擦功耗

在混合润滑状态下, 摩擦力 F_f 由油膜剪力 F_{Ls} 和峰元剪力 F_{AS} 两项组成, 即

$$F_f = F_{Ls} + F_{AS} \quad (8)$$

$$\text{摩擦系数 } \mu = \frac{F_{Ls} + F_{AS}}{F_z + F_p} \quad (9)$$

$$\text{摩擦功耗 } W = F_f U \quad (10)$$

5 实例计算

为了定量分析涡旋盘端面的摩擦功耗, 利用有限差分法、数值积分法对实际的涡旋盘进行计算。

相关参数见表 1^[7,8];将计算区域沿圆周方向划分成 30 等份,沿径向划分为 10 等份,共产生 $30 \times (10 + 1) = 330$ 个节点,见图 3。按照这种划分,圆周方向和径向的计算步长分别为:

$$\Delta\theta = \frac{2\pi}{30} = \frac{\pi}{15}, \quad \Delta R = \frac{1 - r_i / r_o}{10} = 0.04$$

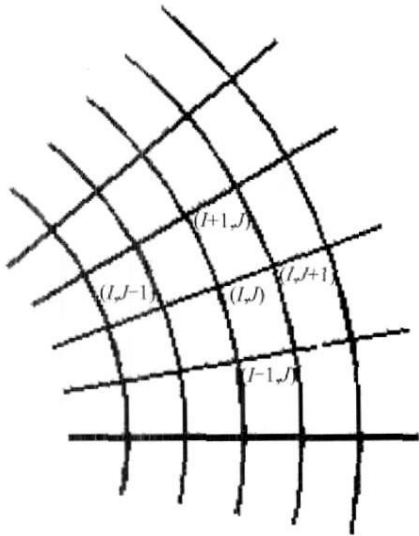


图 3 区域划分图

表 1 涡旋盘端面计算参数表

| 外径 r_o | 内径 r_i | 表面粗糙度 σ_1 | 表面粗糙度 σ_2 | 润滑油粘度 μ |
|----------------------|-----------------|--------------------|---------------------------|-----------------------|
| 50 mm | 30 mm | 3.0 μm | 0.7 μm | 5~20 mPa·s |
| 峰元密度 η | 峰元半径 β | 平均间隙 h_0 | 旋转速度 N | 旋转半径 r |
| 150 mm^{-2} | 2 μm | 7~15 μm | 500~3 500 r/min | 3.0 mm |
| 滑动速度 V | p_i | p_b | 倾斜角 α | 屈服应力: σ^* |
| 0.094 2~1.13 m/s | 0.1 MPa | 1.1 MPa | 0.25 $\times 10^{-3}$ rad | 2.33 $\times 10^8$ Pa |

油膜剪力 F_b 、峰元剪力 F_{As} 、摩擦力 F_f 、峰元载荷 F_{As} 、油膜承载力 F_L 、摩擦系数 μ 的计算结果分别见图 4、图 5、图 6、图 7、图 8、图 9。

6 结论

本计算结果中摩擦力 F_f 在转速 500~1 250 r/min 之间,呈下降趋势,摩擦系数随着转速的增大基本呈缓慢的下降趋势。摩擦系数随着摩擦速度增大呈下降的主要原因是高速运转引起摩擦表面发

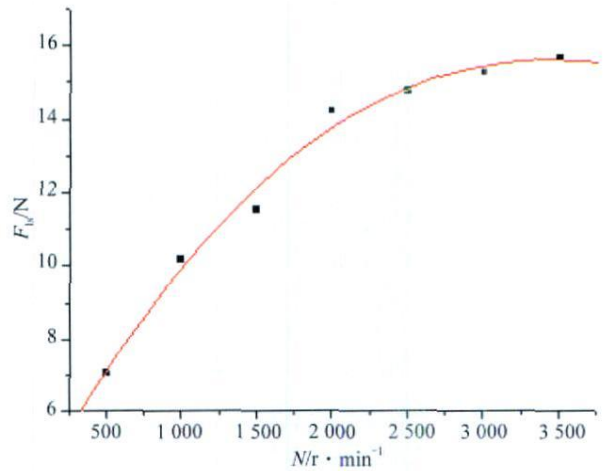


图 4 油膜剪力与转速的关系图

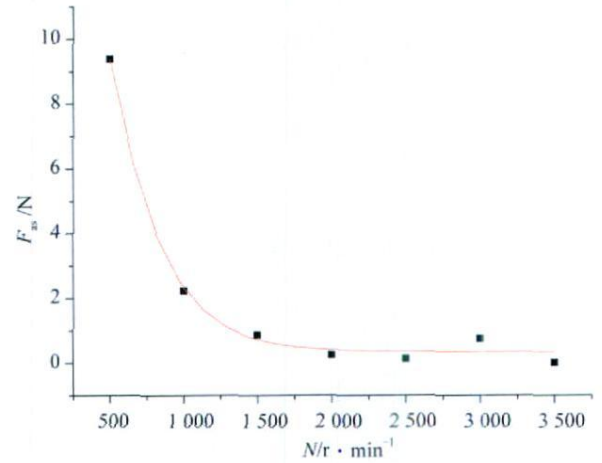


图 5 峰元剪力与转速的关系图

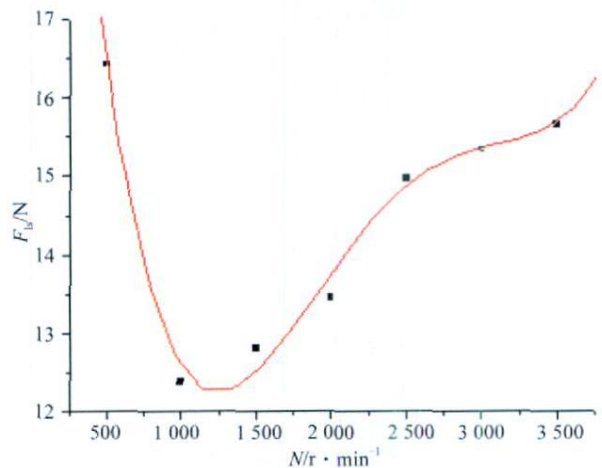


图 6 摩擦力与转速的关系图

热,使表面温度升高,改变了磨擦表面层的性质以及摩擦过程中表面的相互作用和破坏条件,因而摩擦系数随之而改变。低速下摩擦系数比高速下摩

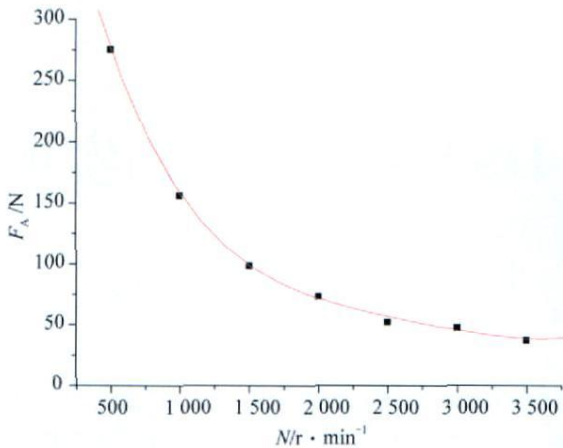


图7 峰元支撑力与转速的关系图

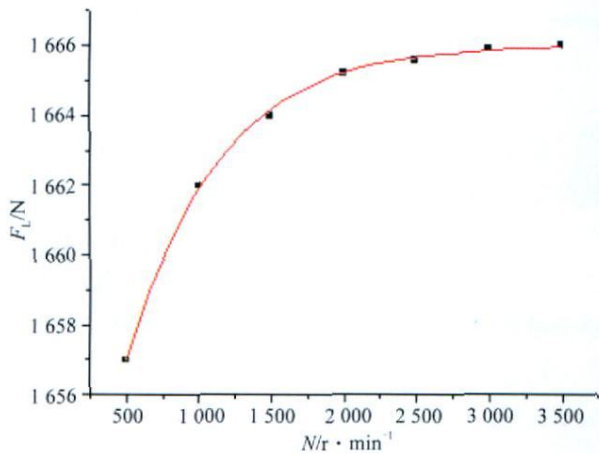


图8 油膜承载力与转速的关系图

摩擦系数要大。低速下,表面和亚表层塑性变形时间比较长,粘着和切削比较大,摩擦系数较大;而在高速下,表面和亚表层塑性变形时间短,磨粒在表面作用时间减少,粘着和切削相对较小,降低了摩擦系数。

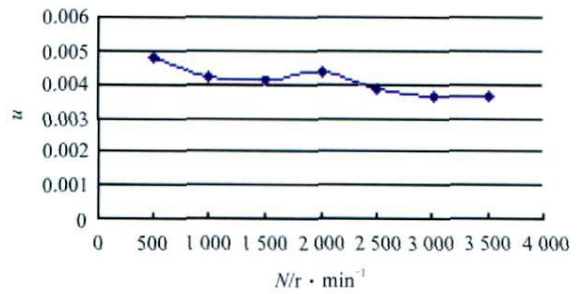


图9 摩擦系数与转速的关系图

参 考 文 献

- 1 刘兴旺.基圆渐开线型涡旋压缩机涡盘几何参数优化设计研究.兰州:兰州理工大学学位论文,2005
- 2 Patir N, Cheng H S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication. Transactions of the ASME, 1978; 100(1): 12-17
- 3 温诗铸.磨擦学论文集(第四届全国磨擦学学术会议).北京:清华大学出版社,1987:9-11
- 4 Patir N, Cheng H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surface. Transactions of the ASME, 1979; 101: 220-229
- 5 Greenwood JA, Williamson JB P. Contact of nominally flat surfaces. Bumdry Coporation Research Division, Nowalk, Connecticut USA, 1966: 300-319
- 6 张善杰,唐汉,高瑞章,等.实用计算方法.南京:南京大学出版社,1998
- 7 Sato H, Itoh T, et al. Frictional characteristics of thrust bearing in scroll compressor. International Compressor Engineering Conference at Purdue. International Compressor Engineering 2004
- 8 Oku T, Anan i K. Optimal performance design method of thrust slide-bearing in scroll compressors for its best efficiency. International Compressor Engineering Conference at Purdue 2006

(下转第 1711 页)

的经济效益。

参 考 文 献

- 1 胡中豫.现代短波通信.北京:国防工业出版社,2003
- 2 Analog Devices Incorporated AD9857-CMOS 200 MSPS 14-Bit Quadrature Digital Upconverter <http://www.analog.com>,2000
- 3 杜玉华,于海平,欧阳庆荣.AD9857在短波通信系统中的应用设计.常州工学院学报,2006;19(3):35-37
- 4 丁玉美,高西全,彭学愚.数字信号处理.陕西:西安电子科技大学出版社,1994
- 5 喻斌,陈军波,李青侠.数字AGC的分析和设计.桂林电子工业学院学报,2003;23(5):30-33

Design of High Frequency Transmitter's DSP Unit Based on Zero-intermediate Frequency Technology

LONG Jian-fei CAO Yan^{1*}, NING Geng-xin¹

(Guangzhou Haige Communications Group Incorporated Company Guangzhou 510663, P. R. China)

School of Electronic and Information Engineering South China University of Technology¹, Guangzhou 510640, P. R. China)

[Abstract] Because the frequency band is narrow, HF transmitter which doesn't have the intermediate frequency can be easily realized using the high quality digital up converter AD9857. DSP unit is the core part of transmitter mainly including functional modules such as baseband filter modulation and RF generator AGC, ALC and so on. The realization of the DSP unit's circuit and the design methods of those modules are analyzed.

[Key words] transmitter zero-intermediate frequency DSP

(上接第 1705 页)

Study of Friction on Scroll Plate Edge

ZHAO Xu-dong WU Xiao-wei^{1*}, TONG Jing-lin², LI Bing-cai³

(College of Materials Science and Engineering Lanzhou University of Technology Lanzhou 730050, P. R. China)

China Aviation Dynamical Machinery Research Institute¹, Zhuzhou 412002, P. R. China

School of Mechanics and Power Engineering Henan Polytechnic University², Jiaozuo 454000, P. R. China

Numerical Control Center of Lanzhou University³, Lanzhou 730050, P. R. China)

[Abstract] According to the state of lubrication, friction force brings two sides: one is viscosity fluid shearing strength, the other is contact peak shearing strength. Due to the two factors, based on the blend state of lubrication of scroll plate, considering the capsizalment effected on the orbiting scroll, the wedge angle is caused by the elastic deformation, the friction model is established. Applied the average Reynolds equation and solid contact theory, the friction force and friction work are deduced, besides calculated the friction force and friction work by adopted the limited difference method and numerical value integral method are presented.

[Key words] compressor friction average Reynolds equation