

低温透平膨胀机切向供气轴承的研究

陈 纯 正 夏 祥 祖
(西安交通大学) (吴县制氧机厂)

摘 要

本文叙述了 $150\text{Nm}^3/\text{h}$ 制氧机中压低温透平膨胀机的切向小孔供气轴承的初步分析及试验结果。根据切向供气轴承径向间隙中的气体流动模型,以轴承耗气量计算了轴承径向间隙中的气体周向流动速度。试验研究了径向间隙、供气方向、供气压力等因素对失稳转速(自激涡动起始速度)的影响。得出了切向供气轴承的最佳径向间隙,其数值要大于研制样机径向供气轴承的最佳径向间隙。使用切向供气轴承时,需注意供气方向必须与转子旋转方向相反,否则,轴承运转稳定性将显著降低。在小型高速低温透平膨胀机中,将径向供气轴承改为切向供气轴承是提高失稳转速简易可行的措施。

前 言

我们在研制150制氧机配套用空气轴承中压透平膨胀机时,曾采用过刚性装配的简单圆柱体径向小孔供气的空气轴承结构,并反复多次进行过试验研究。这种结构的空气轴承,需要保持较高的轴承供气压力才能保证高转速下的运转稳定性[1]。如何提高气体轴承高速下的运转稳定性,亦即怎样才能推迟它的自激涡动起始速度(失稳转速),乃是近廿年来国内外在研制高速气体轴承中普遍关注的核心问题。为了解决这一问题,曾经陆续出现过一些新颖结构型式的气体轴承,例如在低温透平膨胀机领域曾经风靡一时的Sixsmith型气体轴承,就是在解决刚性装配静压气体轴承运转稳定性方面效果很好的一种结构型式。但是这种轴承结构复杂,设计、制造困难。而在普通的静压空气轴承中,捷克国家机械研究所的Tondl曾在1965年提出过双排切向小孔供气的方案,并在转速 $n < 30000\text{rpm}$ 下进行了试验,认为它能提高转子的自激涡动起始速度,但迄今为止,国外除有过切向供气轴承作为一种驱动方式而加以应用的研究报道[4.5]外,目前尚未见到这种切向供气轴承在高速气体轴承方面作

本文1981年6月8日收到

参加试验工作的还有吴氧厂刘善德、刘国钧等同志;西安交大叶士禄同志曾对试验提供过帮助。

为提高运转稳定性的手段加以利用的报道,更没有见到这种切向供气轴承在高速下的试验研究报告。近几年我们在研制小型高速中压透平膨胀机上(轴颈直径 $D=25\text{mm}$, 转子重 $W=0.89\text{kg}$, 转速 $n>10\text{万 rpm}$), 对各种不同轴承间隙及不同供气方案的切向供气轴承进行了反复试验, 结果表明, 切向小孔供气轴承与径向小孔供气轴承相比, 具有较高的运转稳定性, 它结构简单, 在低温透平膨胀机上易于推广使用。现本文阐述双排切向小孔供气的空气轴承的一些研究结果。

一、切向供气轴承自激涡动起始速度(失稳转速)的初步分析

图 1 所示为切向小孔供气轴承的示意图及轴承间隙中的流动模型。这种切向小孔供气的静压气体轴承, 轴承间隙内的气体流动比较复杂, 既有圆周方向的环形流动, 又有轴向流

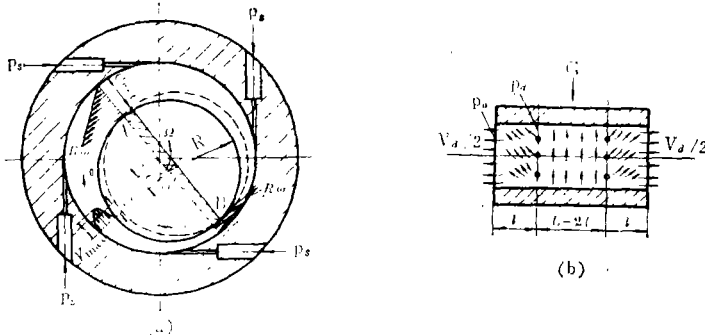


图 1 切向小孔供气轴承的示意图(a)及轴承间隙中的流动模型(b)

动。其中轴向流动是由于供气孔出口处压力 p_c 与轴承两端出口处环境压力 p_e 的压差而引起的粘性流动, 比较容易计算。而周向环流则较难分析计算。通常在径向小孔供气静压轴承中, 周向流动主要是由两部分组成的: 1). 轴颈以角速度 ω 绕其自身中心 o' 高速旋转时引起气膜在轴承间隙中所作的粘性剪切流动, 与轴颈表面相接触的气体速度为 $R\omega$, 与轴承内壁相接触的气体速度为零, 则气膜的平均速度为 $R\omega/2$; 2). 通常在偏心率 $\varepsilon=e/r$ (e 为偏心距, (见图 1 a) 为有限值时, 轴承间隙中将形成承载区和非承载区, 供气孔出口处压力不等, 就要引起周向环流; 当偏心率 ε 很小时, 这一环流影响很小。在切向小孔供气的轴承中, 除上述两种周向环流外, 切向供气还要引起很大的附加周向流动。若偏心率很小, 则可按同心位置来考虑, 即附加的周向流动相当于均匀狭缝通道中的粘性流动, 在周向环流雷诺数 Re , 较低时(本轴承 $Re<2000$), 为层流流动, 气流的速度分布为抛物线型, 气流中心处的最大速度为 v_{\max} 时, 则附加气流的平均速度 $v_0 = \frac{2}{3}v_{\max}$, 相对于轴承中心 O 而言, 这一附加环流的

平均角速度为 ω_0 , 则 $R\omega_0 = \frac{2}{3}v_{\max}$ 。

到目前为止,对于切向供气轴承中复杂的周向流动,尚无精确的计算.但根据周向流动的轴承气量,可以近似地算出附加环流的平均角速度 ω_0 .按图1(b)的流动模型,轴承间隙中这一附加环流发生在一段间隙中,其长度介于 L 与 $(L-2l)$ 之间.现假定这一段间隙长度为 $\frac{3}{4}L$,并假定周向流动的流量等于轴向流出的耗气量 V_d ,则流量关系可用下述近似式来表达:

$$V_d \approx \omega_0 R \cdot C_r \cdot \frac{3}{4} L \cdot N \cdot 60 \cdot 10^{-9} [\text{m}^3/\text{h}]$$

式中: R ——轴承半径, mm ;
 C_r ——半径间隙, mm ;
 L ——轴承长度, mm ;
 N ——每排供气孔数.

由此可得到计算附加环流的平均角速度 ω_0 的公式:

$$\omega_0 \approx \frac{V_d}{R \cdot C_r \cdot L \cdot N \cdot 45 \cdot 10^{-9}} [\text{rad}/\text{min}] \quad (1)$$

根据轴承间隙中流量连续的关系,可以求出切向供气轴承失稳转速与附加环流平均角速度 ω_0 的关系.

正常运转时,轴颈若受扰动而偏离同心位置,并绕轴承中心旋转(图1a),设轴颈中心 o' 绕轴承中心 o 旋转的角速度为 Ω .则在单位长度的轴承上于单位时间内,相应于流进间隙截面 A 处的气流流量为 $\frac{R}{2}\omega(c_r+e)-R\omega_0(c_r+e)$,相应于流出间隙截面 B 处的气流流量为; $\frac{R}{2}\omega(c_r-e)-R\omega_0(c_r-e)$,相当于轴颈前进空出的体积(图1a中轴颈上划阴影的部分)的气体量为 $2R \cdot \Omega \cdot e$;假设气体为不可压缩,并且没有漏泄,则应当满足下述的流量连续的条件:

$$\frac{R}{2}\omega(c_r+e)-\omega_0 R(c_r+e) = \frac{R}{2}\omega(c_r-e)-\omega_0 R(c_r-e)$$

由此可得出:

$$\Omega = \frac{\omega}{2} - \omega_0 \quad (2)$$

在自激涡动起始时, $\Omega = \omega_{c_1}$ (转子——轴承系统的第一固有角频率),则转子的失稳角速度应为:

$$\omega_c = 2\omega_{c_1} + 2\omega_0 \quad (3)$$

应当指出,上式是按照切向供气的方向与轴旋转方向相反的情况(即反切向供气)而推导出的结果.由此可见,由于这种切向供气引起的附加气流减小了因轴颈旋转而引起的气膜粘性剪切流的速度,从而降低了轴颈的涡动频率,提高了涡动起始速度 ω_c ;若切向供气改为径向供气,则 $\omega_0 = 0$,由式(3)可见,此时 $\omega_c = 2\omega_{c_1}$,即普通的径向供气轴承的涡动起始速度;若切向供气的方向与轴旋转的方向相同(即顺切向供气),则 ω_0 为负值,由式(3)可见,涡动起始速度 ω_c 将下降.

由式(1)计算出切向供气的附加环流速度 ω_0 后,则由式(3)即可估算出径向供气轴承改为切向供气轴承时,转子失稳转速的变化。 ω_0 的数值与轴承间隙 c_r 密切相关,当轴承间隙 C_r 增大时,则径向轴承的流量 V 也增大,通常 V 增加的速率要比 c_r 增加的速率为快;轴承间隙 $2c_r$ 较大时, V/c_r 值较大,亦即轴承间隙内附加环流速度 ω_0 较大,则失稳转速 ω_c 可以得到较大的提高。由此可见,在轴承间隙较大时,切向供气轴承与径向供气轴承相比,提高稳定性的效果比较显著。

现以本研制样机某一运转工况为例进行计算。样机轴承尺寸为:直径 $2R=25mm$,长度 $L=36mm$,每排供气孔数 $n=8$,供气孔直径 $d=0.35mm$,现取轴承间隙 $2c_r=0.06mm$,轴承供气压力 $p_s=6kg/cm^2$ 。则计算出轴承气流量为 $1.43Nm^3/h$,供气孔出口处气体压力 $p_d=2.23kg/cm^2$;环流气体量折算至 p_d 状态下为 $v_d=\frac{1.43}{2.23}=0.64m^3/h$;代入至式(1)则可求得环流角速度 $\omega_0=13.23 \times 10^4 rad/min$,因此,按式(3),切向供气轴承失稳转速比同样参数的径向供气轴承失稳转速高 $2\omega_0/2\pi=4.13 \times 10^4 rpm$ 。

二、试验结果

试验用的双排切向供气轴承的结构示意图如图2所示,结构参数与原径向供气轴承相同。试验过程中分别测定了轴承供气压力、轴承间隙、切向供气方向等因素对失稳转速的影响,试验轴承间隙为 $2C_r=0.04, 0.05, 0.06, 0.07, 0.08mm$,试验轴承供气压力 $p_s=2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 kg/cm^2$ 。转子升速过程中测量了转子的振动,四测点分置于两轴承内侧,按测振结果分别作出各种不同轴承间隙及轴承供气压力下的转子振幅—频率特性曲线,由此可得出下列主要的试验结果。

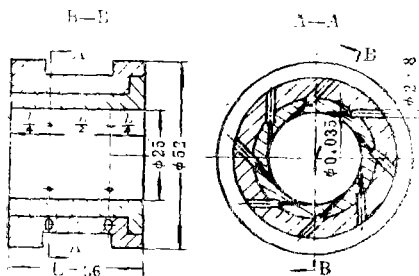
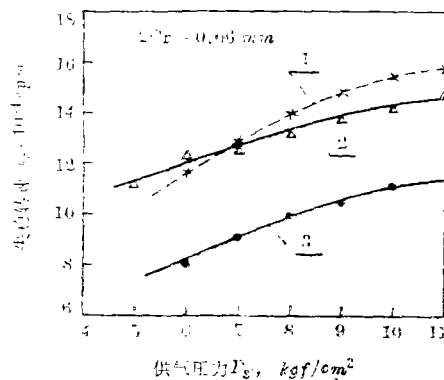


图2 试验用双排切向小孔供气轴承



切向供气及径向供气时转子失稳转速的比较
($2C_r=0.06mm$)

1. 切向供气(试验)
2. 切向供气(计算)
3. 径向供气(试验)

1. 切向供气提高轴承稳定性的效果

图3给出了轴承间隙 $2c_r=0.06mm$ 时,双排切向小孔供气轴承实测的失稳转速 n_c 随供

气压力 p_s 的变化, 为了进行对比, 图中还列出了同样参数的轴承在径向供气时实测的失稳转速 n_c 随供气压力 p_s 的变化。很明显, 径向供气轴承改为切向供气轴承后, 失稳转速得到较大的提高, 由于它简易可行, 因此, 通常在仅需要适当提高稳定性而又要求简便的情况下, 采用切向供气是行之有效的措施。

切向供气提高稳定性的试验结果与分析计算能够较好地符合, 如 $2C_r=0.06\text{mm}$, $p_s=6\text{kg/cm}^2$ 时, 试验测得径向供气轴承 $n_c=9.2\times 10^4\text{rpm}$, 切向供气轴承 $n_c=13.2\times 10^4\text{rpm}$, 转子失稳转速提高了 $4.0\times 10^4\text{rpm}$, 按前面初步分析计算得出的失稳转速增加为 $4.13\times 10^4\text{rpm}$ 。各种不同 p_s 时按式(1)、(3)计算的结果在图 3 中以虚线表示(计算结果见附录)。

2. 轴承间隙 $2C_r$ 的影响, 切向供气轴承的最佳间隙

我们在刚性装配径向供气轴承试验时, 曾经得出轴承间隙对转子失稳转速有明显的影响, 并得出本样机刚性装配径向供气轴承的最佳间隙 $2C_{r,opt}=0.04\text{mm}$ [1]。为了探求切向供气轴承的轴承间隙对转子失稳转速的影响, 确定切向供气轴承的最佳轴承间隙规律, 我们以各种不同的轴承间隙在不同的供气压力下进行了试验测定, 根据试验结果作出图 4 所报示的转子失稳转速 n_c 与轴承间隙 $2C_r$ 的关系, 图中虚线所示是原径向轴承的变化规律[1]。很明显, 切向供气轴承同样存在能使转子失稳转速达最大值的最佳轴承间隙 $2C_{r,opt}$, 与原径向供气轴承相比,

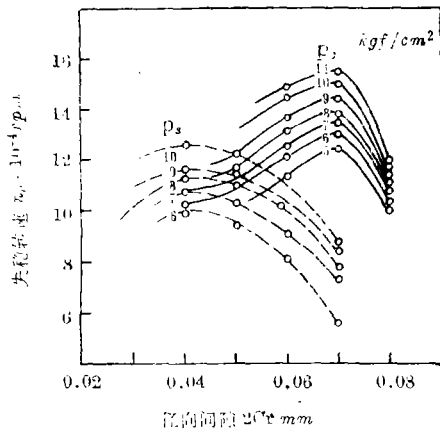


图 4 切向供气轴承最佳间隙

— 切向供气
--- 径向供气

原径向轴承的变化规律[1]。很明显, 切向供气轴承同样存在能使转子失稳转速达最大值的最佳轴承间隙 $2C_{r,opt}$, 与原径向供气轴承相比, $2C_{r,opt}$ 切向 $> 2C_{r,opt}$ 径向, 亦即径向供气轴承改为切向供气轴承时, 应该选用较大的轴承间隙, 才能得到良好的运转稳定性。

比较各种供气压力下切向供气轴承及径向供气轴承在各自最佳间隙时的最大失稳转速后可看出, 本样机改用切向供气轴承后, 失稳转速较径向供气的轴承提高了约 30%。

3. 供气方向的影响

当供气方向改变时, 将影响轴承间隙中的环流角速度 ω_0 , 从而影响轴承的运转稳定性。如供气方向与径向方向的夹角为 θ , 则当 θ 增大时, 轴承间隙中的附加环流速度亦将增大, 轴承稳定性增加亦较明显, 当 $\theta=90^\circ$ 时, 即为切向供气情况。考虑到切向供气具有较好的效果, 本次试验中没有对其它倾斜供气的工况进行测定, 只是对供气方向与转子旋转方向相反的反切向供气以及供气方向与转子旋转方向相同的顺切向供气方向两种工况进行了对比试验。图 5 所示是 $2C_r=0.08\text{mm}$ 时反切向供气及顺切向供气对转子失稳转速的影响。显然, 当供气方向由反切向改为顺切向时, 则失稳转速 n_c 将显著下降, 并低于原来径向供气轴承的 n_c 。这一试验结果是与前面的分析结果完全一致的。由此可见, 在使用切向供气轴承时, 转子两端的两只轴承不得互换装配, 以免出现所不期望的顺切向供气情况。通常如无特别说明, 切向供气轴承一般指的是反切向供气情况。

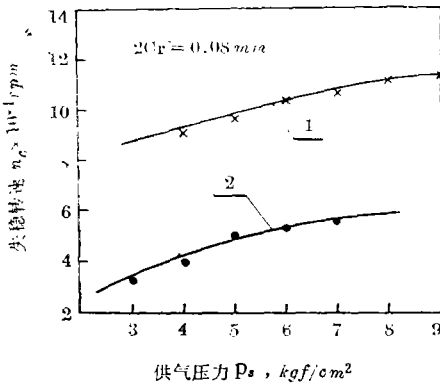


图 5 切向供气方向对失稳转速的影响(2Cr=0.08)
1——反切向供气 2——顺切向供气

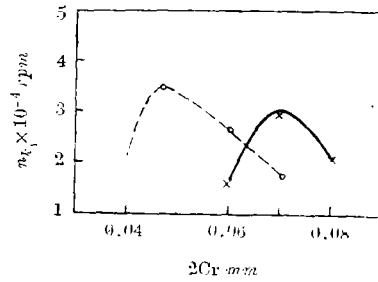


图 6 切向供气及径向供气时的 n_{k1} 随 $2Cr$ 的变化 $P_g=6\text{kgf/cm}^2$
——切向供气 径向供气

4. 切向供气对转子——轴承系统第一固有频率的影响

我们在试验中,得出切向供气轴承时转子—轴承系统第一固有频率 n_{k1} 随 $2c_r$ 的变化如图 6 所示。图中虚线所示为原来径向供气的 n_{k1} 变化,在径向供气及切向供气的各自最佳轴承间隙时,两者的 n_{k1} 差别并不大,切向供气的 n_{k1} 略低于径向供气的 n_{k1} 。

5. 切向供气对膨胀机制动功率的影响

多年来人们在研制气体轴承过程中曾经发现,普通的静压气体轴承在加工制造上稍有误差就会形成非径向的供气孔,一旦轴承供气后,即使在没有外加力矩的情况下也会造成转子的旋转。对于切向供气轴承,则驱动转子旋转的这种趋向更为显著。气体以高的角动量进入轴承间隙,以低的角动量由轴承两端排出,角动量的这一较大变化,就有一较大的驱动力矩作用在转子上,致使转子加速直至驱动力矩等于摩擦力矩为止。这样,供至轴承的气体,既可作为支承转子用,又可作为驱动转子用。这种驱动转子的方法是极其简单的,而且完全没有噪音。近年来国外对这种称之为“透平轴承”(turbo-bearing)的驱动方式进行了研究[4,5],并得到实用。由于这种驱动方式中压力气体兼作两用,比较经济,在现今节能呼声日益强烈的情况下,这种“透平轴承”逐渐受到人们的重视。我们试验中的情况表明,切向供气的这种驱动力矩的效果是相当明显的。当轴承供给气体,转子起浮后,转子即以低速旋转,在透平进气阀完全关闭的情况下,由于轴承切向供气的作用,在 $p_s=6\text{kg/cm}^2$ 时,转子转速可以达到 10000rpm ,本样机转子两端尚有透平工作轮及风机轮,这与“透平轴承”的光轴转子相比,摩擦力矩要高得多。我们研制样机采用切向供气轴承后,正常运转时,切向供气轴承提供的附加力矩与透平的驱动力矩相反,因此增加了透平的制动功率,运转表明,这有利于改善样机的性能。

6. 轴承耗气量

在各种不同的轴承间隙及不同的轴承供气压力时,测定了切向供气轴承的耗气量(为

向轴承及止推轴承耗气量的总和), 与原径向供气轴承相比, 切向供气轴承耗气量并无大的变化。

三、结 论

通过本样机切向供气轴承的试验研究, 可得出下列主要结论:

1. 在小尺寸及高转速的空气轴承中, 采用切向供气是可行的。本样机轴承采用双排反切向供气后, 与原双排径向供气轴承相比, 运转稳定性提高了约 30%。在要求适当提高失稳转速的情况下, 由径向供气改为切向供气是简易可行的措施, 推广使用是方便的。

2. 切向供气轴承的最佳轴承间隙大于径向供气轴承的最佳间隙, 由径向供气轴承改为切向供气轴承, 必须适当增大轴承径向间隙, 才能提高运转稳定性。

3. 按式(1)、(3)计算切向供气的附加周向流动速度及转子失稳转速与实验结果能较好地符合。

4. 切向供气的方向必须与转子旋转方向相反, 否则, 将使轴承运转稳定性显著恶化。

5. 切向供气轴承可以作为一种驱动转子的方式加以利用, 比较经济, 而且完全无声。低温透平膨胀机采用切向供气轴承后, 可增大制动功率。

本文初稿完成后, 曾由西安交大机械零件教研室乔孝纯副教授、低温教研室张祉祐副教授等同志进行了审阅, 并提出了宝贵意见, 作者特此表示感谢!

参 考 文 献

- [1] 吴县制氧机厂、江西制氧机厂、西安交大: 空气轴承中压透平膨胀机研制第一阶段报告, 西安交大科技报告, 78-042, 1978.
- [2] 乔孝纯、陈纯正: 高速静压气体轴承的涡动不稳定性和抑制涡动的方法, 西安交大科技参考, 78-024, 1978.
- [3] A. Tondi: "Bearings with a Tangential Gas Supply"—Gas Bearing Symposium on Design Methods and Applications, 1967.
- [4] H. Marsh: "Drive Systems for Gas Bearings"—Fifth Gas Bearing Symposium, 1971.
- [5] J. Benneit, H. Marsh: "The Steady State and Dynamic Behaviour of the Turbo-Bearing". —Proc. of the Sixth Int. Gas Bearing Symp. Paper C5, 1974.
- [6] J. W. Powell: Design of Aerostatic Bearings. 1970.
- [7] 乔孝纯: 静压气体轴承的原理和计算, 1977.

附录: 在 $2Cr=0.06m$ 时, 切向环流角速度的计算结果 [6,7]

	4	5	6	7	8	9	10
供气压力 P_s [kgf/cm^2]							
气体特性系数 $F_g = \frac{24\mu\sqrt{2R\dot{T}}}{l_a} [cm]$	1.77×10^{-4}	1.77×10^{-4}	1.77×10^{-4}	1.77×10^{-4}	1.77×10^{-4}	1.77×10^{-4}	1.77×10^{-4}
尺寸系数 $F_d = \frac{C_d^2 m A L}{47DC_s} [1/cm]$	0.896×10^4	0.896×10^4	0.896×10^4	0.896×10^4	0.896×10^4	0.896×10^4	0.896×10^4
压力系数: $F_p = \frac{p_a/p_s}{\left(1 + \frac{p_a}{p_s}\right)\left(1 - \frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{1}{2}}}$ 取 $p_a=1$	0.231	0.186	0.1565	0.135	0.119	0.106	0.096
狭缝系数: $G_0 = F_g \cdot F_d \cdot F_p$	0.367	0.296	0.249	0.215	0.186	0.168	0.153
长压比: $K_{g0} = \frac{2}{1 + \left(\frac{l}{G_0^2}\right)^{\frac{1}{2}}}$	0.306	0.292	0.247	0.193	0.169	0.155	0.141
轴承耗气量: $[Nm^3/hr]$ $V = \frac{2\pi R c_0^3 (p_s - p_a)^2}{12\mu R \dot{T} L} \left[K_{g0} + \frac{2p_a}{p_s - p_a} K_{g0} \right]$	0.96	1.33	1.43	1.31	1.36	1.44	1.50
小孔出口处压力: $p_d = K_g (p_s - 1) + 1$ [kgf/cm^2]	1.92	2.17	2.23	2.16	2.19	2.24	2.27
$V_d = V/p_d$ [m^3/hr]	0.5	0.61	0.64	0.61	0.62	0.64	0.66
$\omega_0 = \frac{V_d}{R \cdot C_d \cdot L \cdot m \cdot 60 \cdot 10^{-6}} \left[\frac{\times 10^4 rad}{m^3 m} \right]$	10.29	12.61	13.23	12.47	12.78	13.25	13.57
失稳转速提高量 = $\frac{2\omega_0}{2\pi}$ [$\times 10^4 rpm$]	3.59	3.9	4.13	4.3	4.43	4.32	4.61

注: 表中符号: μ —气体粘度; T —气体绝对温度; p_a —环境压力; C_d —排气系数; R —气体常数; l —供气节流面积;

RESEARCH STUDY ON TANGENTIAL-HOLE GAS SUPPLY BEARINGS FOR THE CRYOGENIC EXPANSION TURBINE

Chen Chunheng

(Xi'an Jiaotong University)

Xia Xiangsu

(Wu-Xian Oxygen-Producing Machinery Plant)

Abstract

This paper describes the preliminary analyses and experimental results of the tangential-hole gas supply bearings (abbrev. TSB) for the medium-pressure cryogenic expansion turbine installed in a 150 Nm³/h oxygen plant.

According to the pattern of gas flow into the radial clearance of the TSB, the circumferential flow velocity of gas in the bearing radial clearance was calculated from the bearing gas consumption. The effects of some factors, such as the bearing radial clearance, the direction of gas supply, the bearing supply pressure etc., on the instability onset speed (the onset speed of self-excited whirl) have been studied.

Through the experimental study, the optimum radial clearance of the TSB has been obtained, and it is higher than that of the radial-hole gas supply bearings (abbrev. RSB) of the model turbine developed. While using the TSB, it is necessary to take notice of that the direction of gas supply must be opposed to the rotating direction of the rotor. Otherwise, the operating stability of the bearing will be badly decreased. Change a RSB to a TSB is a simple and easy measure of increasing the instability onset speed in the cryogenic expansion turbine of small size and high speed, and its extended application is convenient.