

DOI: 10.7652/xjtuxb201507012

双螺杆真空泵工作过程数值模拟

卢阳, 郭蓓, 周瑞鑫

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 对等螺距和变螺距 2 种螺杆真空泵分别进行了分析,通过能量守恒、质量守恒方程及泄漏模型分别计算了 2 种真空泵工作过程中的气体压力变化及极限真空度、功耗、抽速等性能参数,由此搭建了真空泵实验系统试验台,展开了双螺杆真空泵压力变化及泄漏的实验研究,分析了 2 种真空泵性能差别的原因及变螺距螺杆真空泵的优势,并对变螺距真空泵性能进行了实验研究。数值模拟结果表明,变螺距真空泵不论在极限真空压力,还是在指示功率大小方面,均优于等螺距真空泵。实验结果表明,所建物理模型能很好地描述真空泵的实际工作过程,对于所研究的机型,变螺距齿型相对于等螺距齿型,其极限真空压力从 3.75 Pa 降低到 2.32 Pa,指示功率降低了 11%。以上内容在螺杆真空泵设计和改型,以及螺杆真空泵产品开发和性能的预测方面都有指导意义。

关键词: 双螺杆真空泵;变螺距;泄漏模型

中图分类号: TB752 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)07-0067-05

Numerical Simulation for Working Process in Twin Screw Vacuum Pump

LU Yang, GUO Bei, ZHOU Ruixin

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The existing gradational lead and constant lead vacuum pumps were analyzed respectively. The geometric properties of these two types of pumps, including working volume, length of contact line, length of tip circle, and area of leakage, were evaluated according to the given rotor profile. Energy and mass conservation equations and leakage models were considered to acquire the performances of these two types of vacuum pumps. Gas pressure in the working volume, ultimate vacuum, power consumption and pumping speed were calculated. The performance differences between the gradational lead and constant lead vacuum pumps and the advantages of gradational lead type were discussed. The simulation shows that ultimate vacuum and indicated power in the existing gradational lead vacuum pump are lower than those in the constant lead vacuum pump, the ultimate vacuum reduces from 3.75 Pa to 2.32 Pa, and the indicated power reduces by 11%.

Keywords: twin screw vacuum pump; gradational lead type; leakage model

干式螺杆真空泵也称无油螺杆真空泵,是近年迅速发展起来的新型真空设备。国内螺杆真空泵起步较晚、发展较慢,此类产品一直依赖进口。

对于螺杆真空泵抽速、极限压力的研究,Ohbayashi 等人提出了一种平衡理论抽速、实际抽速与泄

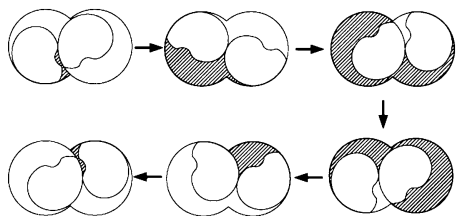
漏关系的方法来计算真空泵抽速^[1],Dirk Strattmann 等人对螺杆真空泵抽速曲线进行了测定并建立了真空泵热力学过程的简化模型^[2],S. Tadashi 对螺杆真空泵的性能计算方法进行了系统分析与实验结果相对比得到了较为良好的真空泵过程计算

方法和性能预测方法^[3]。以上研究均是对螺杆真空泵进行的性能模拟。对于涡旋真空泵的性能分析方法与之类似, S. Tadashi 等人均对涡旋真空泵性能进行了模拟计算, 其方法可以借鉴用于螺杆真空泵性能分析^[4]。另外, 螺杆压缩机的性能计算方法同螺杆真空泵有相似之处^[5]。这些方法都可以用来分析螺杆真空泵的性能。

本文主要针对等螺距和变螺距双螺杆真空泵的工作过程和不同间隙下的泄漏建立了数学模型并进行了数值模拟, 同时通过变螺距双螺杆真空泵实验对计算结果进行了验证。

1 真空泵工作过程数学模型

螺杆真空泵工作过程与螺杆压缩机工作过程相似, 分为 3 个过程: 吸气、运输和内压缩、排气, 如图 1 所示。



阴影部分为齿间容积截面

图 1 真空泵吸气过程端面变化

1.1 基本假设

由于真空泵实际工作过程十分复杂, 所以必须进行适当的简化或假设。本文中的螺杆真空泵的工作工质为空气, 并做出如下假设: ①空气为理想气体; ②控制容积内各处状态均匀; ③气体绝热流动, 即吸、排气和泄漏通道中的流动过程中没有与外界壁面等进行换热; ④吸、排气的腔容积无限大。吸、排气过程中工作腔内的压力对应的是名义的吸、排气压力。

1.2 计算方程

(1) 理想气体状态方程。假设工作过程中气体为理想气体, 则有

$$pv = RT \quad (1)$$

(2) 能量守恒方程。根据热力学第一定律, 有

$$d(mu) = \sum dm_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + z_i g \right) - \sum dm_o \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} + z_o g \right) + \sum dQ - dW \quad (2)$$

考虑气体在流进、流出控制容积时的速度比较小, 宏观势能很小, 并考虑匀速旋转时的转角 $d\phi =$

ωdt , 可将式(2)转化为

$$\frac{d(mu)}{d\phi} = \sum \frac{dm_i}{d\phi} h_i - \sum \frac{dm_o}{d\phi} h_o + \sum dQ - dW \quad (3)$$

考虑以上理想气体状态方程, 将 $dW = p dV$ 、 $u = h - pv$ 、 $v = V/m$ 代入式(3)得

$$\frac{dT}{d\phi} = \frac{T}{m} \left[\sum \frac{dm_i}{d\phi} \left(k \frac{T_i}{T} - 1 \right) - \sum \frac{dm_o}{d\phi} (k - 1) \right] - \frac{(k - 1) T}{V} \frac{dV}{d\phi} \quad (4)$$

(3) 质量方程。对于干式螺杆真空泵, 可以采用等熵流动的喷管模型进行计算^[6], 这样既简化了模型, 又有较高的准确度, 具体数学式描述如下。

$$\text{当 } \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \leq \frac{p_2}{p_1} \leq 1 \text{ 时}$$

$$\frac{dm}{d\phi} = \frac{CAp_1}{\omega} \left(\frac{2k}{(k-1)RT_1} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right) \right)^{1/2} \quad (5)$$

$$\text{当 } 0 \leq \frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ 时}$$

$$\frac{dm}{d\phi} = \frac{CAp_1}{\omega} \left(\frac{k}{(k-1)R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)^{1/2} \quad (6)$$

式中: p_1 、 p_2 分别为高压侧和低压侧的压力, Pa; T_1 为高压侧气体温度, K; A 为泄漏通道的总泄漏面积, m^2 ; C 为流量系数, 根据通道的种类、转速等因素取值。

2 计算模型求解

对真空泵运行过程整体进行计算时, 一般采用龙格-库塔迭代法^[7]。首先, 对整体无泄漏的理论绝热过程进行计算, 近似确定整个工作过程中内部工作腔及其相关的腔体内气体状态参数, 得到计算初值。然后, 将计算值带入程序, 同时考虑泄漏等的影响, 对工作过程中控制体内的气体状态参数进行迭代计算。如果前后 2 次计算得到的状态参数之间的相对误差大于给定的终止精度 ϵ , 则以前一步计算得到的状态参数作为初值再次进行计算, 直到满足给定的终止精度为止。计算所得等螺距转子和变螺距转子的基本参数如表 1 所示。

对等螺距和变螺距真空泵分别计算不同泄漏间隙下的极限真空压力及相应指示功率, 结果如表 2 所示。由表 2 可以看出, 在相同的泄漏间隙下, 变螺距真空泵的极限真空压力比等螺距的低, 这是由于变螺距泄漏通道较等螺距泄漏通道的总面积小。极限压力随着泄漏间隙的增大而快速增大, 所以在设

计真空泵时间隙的控制是非常重要的。另外,相同泄漏间隙下,变螺距真空泵的指示功率比等螺距真空泵的指示功率低大约 11.5%~11.9%,主要是因为变螺距的内容积比等螺距的内容积大引起排气功耗减小所致。所以,变螺距真空泵不论在极限真空压力,还是在指示功率大小方面,均优于等螺距真空泵。

表 1 螺杆转子基本参数 mm					
转子类型	齿顶圆直径	齿根圆直径	进气端导程	排气端导程	转子长度
等螺距	130	44	83	83	332
变螺距	130	44	93	52	292

表 2 不同泄漏间隙下的极限真空压力和指示功率

齿顶间隙/mm	啮合间隙/mm	等螺距		变螺距	
		极限真空压力	指示功率	极限真空压力	指示功率
		/Pa	/W	/Pa	/W
0.03	0.01	2.24	2 544	1.16	2 252
0.05	0.02	3.75	2 579	2.32	2 272
0.07	0.03	5.89	2 604	4.35	2 294
0.09	0.05	9.32	2 633	7.90	2 318

本文对已有转子型线的等螺距和变螺距真空泵在相同抽速时的工作过程进行了分析、计算,计算时齿顶间隙为 0.03 mm,啮合间隙为 0.01 mm,计算得出真空泵工作过程的 p - V 图如图 2 所示。由图 2 可以看出:等螺距曲线在体积不变时压力升高,这是由等螺距真空泵的运输过程中泄漏引起的;变螺距曲线在压力升高时分为两段,第一段升高是运输过程中气体泄漏和容积减小产生的,泄漏时间较长,而第二段为齿间容积减小和泄漏发生产生的,但泄漏时间较短。从图 2 中还可以看出,在相同抽速下,变螺距耗功明显比等螺距功耗小。

等螺距真空泵和变螺距真空泵的抽速计算结果如图 3 所示。由图 3 可以看出,在相同压力下,变螺距真空泵的抽速大于等螺距抽速。泄漏量是影响真空泵抽速的一个主要因素,由于变螺距螺杆真空泵的泄漏通道小于等螺距螺杆真空泵,变螺距真空泵的泄漏量要小于等螺距真空泵,所以变螺距真空泵抽速性能优于等螺距真空泵。此外,随着进气压力的升高,两条曲线接近重合,这是因为在压力升高时,泄漏量占控制容积内的气体量的比例减小,其对真空泵抽速影响减小。

综上所述,不论在极限真空压力、功率,还是在抽速等方面,变螺距真空泵性能都要优于等螺距真空泵,所以对变螺距螺杆真空泵的研究是螺杆真空泵的一个重要的研究方向。为了与实验所测功率进行比较,本文对已有的螺杆真空泵型线进行了变螺距设计,并对所设计螺杆真空泵在不同进气工况下的运行过程进行了计算,计算结果如表 3 所示。

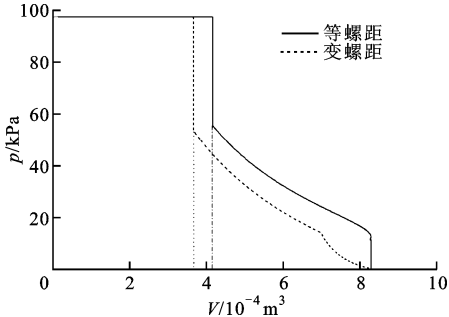


图 2 螺杆真空泵工作过程的 p - V 图

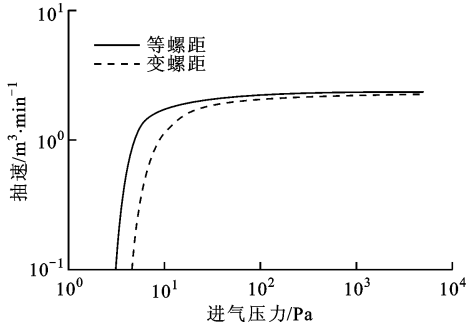


图 3 等螺距和变螺距真空泵抽速曲线

表 3 变螺距真空泵性能计算结果

进气压力/Pa	轴功率/W	进气压力/Pa	轴功率/W
2	2 272.3	127	2 274.8
4	2 272.4	351	2 277.3
7	2 272.9	825	2 280.8
13	2 273.7	1 620	2 285.3
59	2 274.2	2 310	2 289.2

3 实验装置和方法

3.1 实验装置

螺杆真空泵实验系统如图 4 所示。电动机通过联轴器带动同步齿轮运转。真空泵进气口处安装了真空容器,真空容器进气口处连接隔膜阀和流量计,以测定真空泵抽气量,容器的另一接口安装了真空计,以测量容器内压力(真空泵进气压力)。进气口处还安装了温度传感器,以测定进气温度,排气口处安装了温度传感器,以测量排气温度。冷却水通过

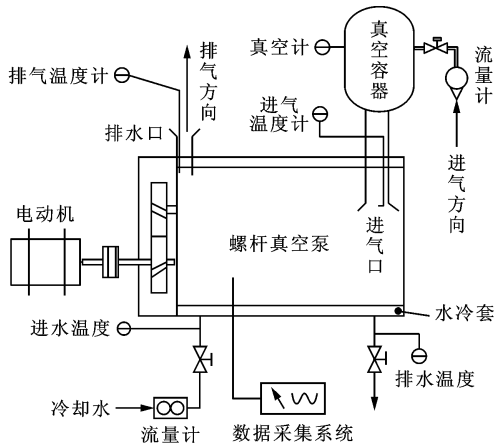


图 4 真空泵实验系统

流量计进入真空泵水冷套,再经泵体冷套从排水口排出。在接近泵体排气端打孔,安装压力传感器和温度传感器,并用数据采集系统记录压力变化。

实验系统中:真空泵为 KINNEY 产 SDV-200 变螺距干式螺杆真空泵,极限真空度为 2.66 Pa,功率为 3.7 kW,抽速为 155 m³/h;真空计为 Inficon 品牌,精度为 0.15%,量程为 0~10⁵ Pa;压力传感器为 Druck 品牌,精度为 0.04%,量程为 -100~300 kPa;功率钳为 Hioki 品牌,精度为 ±2.3%,量程为 0~60 kW。

3.2 真空泵主要性能参数

螺杆真空泵主要实验数据如表 4 所示。

表 4 螺杆真空泵主要实验数据

进气压力 /Pa	电机功率 /W	流量 /m ³ ·h ⁻¹	排气温度 /℃	抽速 /m ³ ·min ⁻¹
1	3 180	—	84	—
2	3 184	0.003	84	2.432
7	3 180	0.008	85	2.006
13	3 188	0.014	85	1.896
59	3 184	0.066	87	1.886
90	3 196	0.096	87	1.793
127	3 204	0.137	88	1.803
351	3 200	0.360	92	1.708
584	3 208	0.570	99	1.632
825	3 212	0.770	101	1.560
1 620	3 224	1.480	111	1.527
2 310	3 232	2.090	119	1.513

螺杆真空泵进气压力随抽气时间的变化如表 5 所示。

对螺杆真空泵工作过程进行压力采集实验,获得了压力变化曲线,如图 5 所示。由图 5 可以看出,在测试孔测得的压力是周期性变化的,周期大概为

表 5 螺杆真空泵进气压力随抽气时间的变化

抽气时间/min	30	60	90	120	150
进气压力/Pa	2.12	1.32	0.94	0.73	0.59

0.02 s,即转速在 3 000 r/min 左右。如果周期从最低点起始,则压力随转子转动迅速上升,这是测试孔靠近排气端面、控制容积体积变化率大、排气腔高压侧的泄漏量很大所致。曲线在最高点持续了一段时间,这是螺杆齿顶有一定的宽度,使得测试孔处于密封状态所致。曲线从最高点快速降到最低点,这是齿顶扫过测试孔后测试孔直接与后一控制体接通,而后一控制体内气体压力很低所致。

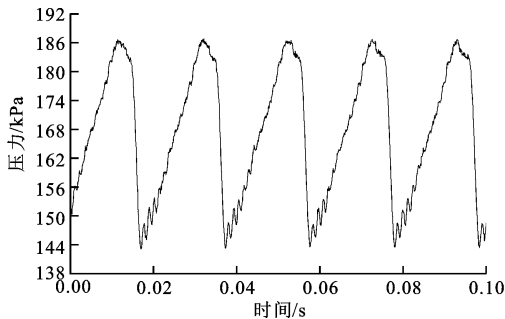


图 5 压力采集实验获得的压力变化曲线

4 实验结果分析

真空泵实验与计算功率曲线如图 6 所示。由图 6 可以得出:功率的实验值和计算值均随着进气压力的升高而升高。这是因为随着真空泵进气压力的升高,实际气体流量增大,从而导致内部压缩功和排气耗功增加;在进气压力达到 300 Pa 以上时,实验功率与计算功率变化趋势开始不同,在 584 Pa 时实验值与计算值相差 9 W,在 2 310 Pa 时实验值与计算值相差 19 W;随着压力继续增大,实验功率增大趋势大于计算功率。

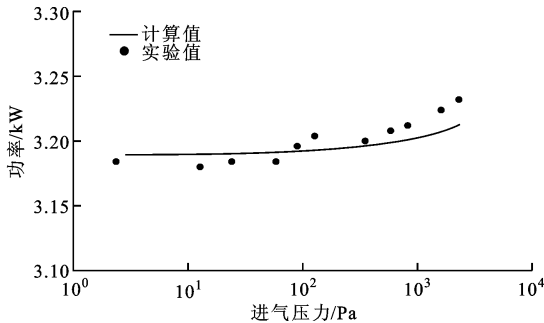


图 6 螺杆真空泵功率曲线

产生上述现象的原因主要是计算模型的进、排气压力为名义进、排气压力,同时未考虑排气时存在

局部阻力损失、内部气体流动引起功耗等因素。以上原因引起的功耗增量比较小,不会导致真空泵功耗的大幅度变化,这也验证了计算功率具有较好的参考性,可以作为样机设计时真空泵宏观性能指标的参考。

螺杆真空泵在极限真空压力下的压力随转角的变化如图 7 所示。由图 7 可以看出,实验压力曲线的变化趋势与计算结果比较接近且能够较好地匹配。

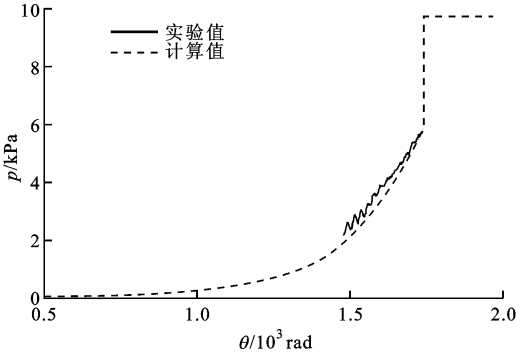


图 7 螺杆真空泵在极限真空压力下的压力随转角的变化

从上述实验结果与理论计算对比说明了本文模型能够较好地表达螺杆真空泵实际工作过程。以极限真空压力与间隙大小的关系为参考,可以控制真空泵设计时间隙的取值范围;以抽速曲线为参考,可以选择匹配较好的真空泵,使目标压力下的实际抽速与需求相符;以功率曲线为参考,可以对电机进行选择。以上内容在螺杆真空泵设计和改型、螺杆真空泵产品开发和性能的预测均有指导意义。

5 结 论

(1)通过真空泵性能实验得出的极限真空压力、电机功率、抽速及压力变化曲线表明,本文模型能够较好地计算螺杆真空泵工作过程和螺杆真空泵的主要性能参数。

(2)泄漏间隙对极限真空压力影响较大,极限真空压力的增大程度大于泄漏间隙的增大程度。对于计算机型,当齿顶间隙为 0.03 mm、啮合间隙为 0.01 mm 时,极限真空压力达到 1.16 Pa,与实验所用机型的极限真空度 2 Pa 相差不大。

(3)通过对比等螺距真空泵和变螺距真空泵在

相同间隙值下的性能计算结果及工作过程压力曲线变化,得出变螺距真空泵性能优于等螺距真空泵。对于所用机型,相对于等螺距,变螺距极限真空压力从 2.24 Pa 降低到了 1.16 Pa,指示功率降低了 11%。

参考文献:

[1] OHBAYASHI T, SAWADA T, HAMAGUCHI M, et al. Study on the performance prediction of screw vacuum pump [J]. Applied Surface Science, 2001, 167/168/169/170: 768-771.

[2] STRAMANN D, KAUDER K. Operating performance of screw vacuum pumps [J]. Vakuum in Forschung und Praxis, 2008, 20(6): 19-25.

[3] 黄妃钊. 双螺旋式真空泵的非共轭转子气密性评估方法研究 [D]. 台北: 中国台湾国立中正大学, 2007.

[4] TADASHI S, TETSURO O. Theoretical prediction of the pumping performance of dry pumps [J]. J Uac Soe Jpn, 2006, 49(8): 19-25.

[5] FONG Zhanhua, HUANG Feichai. Evaluating the interlobe clearance and determining the sizes and shapes of all the leakage paths for twin-screw vacuum pump [J]. Mechanical Engineering Science: Part C, 2006, 220(4): 499-506.

[6] 陈志明. 气体通过微小间隙二元无泄漏流动的数学模型及实验研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 1990.

[7] 束鹏程. 压缩机优化设计方法 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1985.

[本刊相关文献链接]

杨小强,夏源,金磊,等. 双螺杆多相混输泵输送特性的实验研究. 2013,47(3):30-35. [doi:10.7652/xjtuxb201303006]

吴华根,唐昊,王养浩,等. 间隙对双螺杆制冷压缩机性能的影响. 2015,49(2):130-134. [doi:10.7652/xjtuxb201502022]

王增丽,刘飞龙,程军明,等. 单螺杆制冷压缩机单滑阀能量调节机构的几何特性分析. 2014,48(7):117-123. [doi:10.7652/xjtuxb201407020]

吴华根,唐昊,陈文卿,等. 双螺杆水蒸气膨胀机的研究与开发. 2014,48(3):1-5+16. [doi:10.7652/xjtuxb201403001]

陈文卿,邢子文,唐昊,等. 部分负荷下螺杆制冷压缩机几何特性研究. 2011,45(4):126. [doi:10.7652/xjtuxb201104023]

(编辑 苗凌)