

文章编号:1000-582X(2011)08-060-06

旋叶式压缩机叶片运动学理论与仿真

宋立权¹,赵学科¹,李智成¹,刘 静^{1,2},张 伟¹,邹 凯¹

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044;2. 重庆科达机械有限公司,重庆 400030)

摘 要:分析了叶片偏置式旋叶式压缩机的优势,用等距曲线的包络原理,将叶片的运动简化为叶片主圆弧圆心的运动,对叶片偏置式旋叶式压缩机建立起叶片运动学模型,导出了叶片位移、叶片速度及叶片加速度与转子转角的关系,并由获得的理论进行了仿真分析,该方法避免了求叶片接触点的复杂过程,同时具有求解的精确性。由于偏置式叶片与对心式叶片其运动学特征有较大的差异,对叶片偏置式旋叶式压缩机的叶片运动分析,不能简单地采用对心式叶片的分析方法,由简化方法计算分析所获得的结论不能表明所研究缸体型线具有的运动学和动力学特性。对广泛应用的偏置式旋叶式压缩机叶片的运动学提出了科学符实的理论计算方法,对实现高容积效率和高效率压缩的多段组合的缸体型线的创新,提供了可靠分析的理论基础,拓宽了旋叶式压缩机的设计理论。

关键词:旋叶式压缩机;运动学;等距曲线;包络原理

中图分类号:TK413;TK401

文献标志码:A

Blade kinematic theory for rotary vane compressor

SONG Li-quan¹ ZHAO Xue-ke¹ LI Zhi-cheng¹ LIU Jing^{1,2}, ZHANG Wei¹, ZOU Kai¹

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China; 2. Chongqing Keda Mechanical Co. Ltd., Chongqing 400030, P. R. China)

Abstract: The advantage of blade-offset rotary vane compressor is analyzed, and its kinematic model is established through simplifying the vane motion to the circle center movement of the main vane arc by using equidistant curve envelope principle. Then, the relationship between the displacement, velocity, acceleration of blade and the angle of rotor is obtained. Finally, based on the theory obtained, the simulation is also carried out. Results show this method can avoid complex process for finding the contact point, which meanwhile has good solving accuracy. Because of the differences on kinematic characteristics, the blade kinematic analysis for blade-cardiac cannot be simply used for the blade-offset one, and the kinematic and dynamic characteristics of cylinder profile cannot be shown by the simplified analysis. However, the scientific theory calculation method for the kinematic analysis of blade-offset rotary vane compressor put forward provides a reliable theoretical basis for the innovation of multi-stage combination cylinder profile with high volumetric efficiency and compression ratio, and also broadens the design theory of the rotary vane compressor.

Key words: rotary vane compressor; kinematics; equidistant curve; envelope principle

收稿日期:2011-03-15

基金项目:机械传动国家重点实验室开放基金资助(SKLM-T-KFKT-200905)

作者简介:宋立权(1952-),男,教授,博士生导师,主要研究方向为新型与机械精密传动与控制、机械设计计算机辅助工程、机械系统动力学,(E-mail)lqsong5236@hotmail.com。

旋叶式压缩机是近 30 多年来发展起来的一种新型压缩机,它依靠若干叶片将转子和缸体型线构成的月牙形容积分隔成若干容积腔而不断变化实现对工质的压缩,具有结构简单、低噪声、低能耗等特点。分为圆形缸体和非圆形缸体两类结构形式。圆形缸体易于加工制造,但压力容积腔不是对称分布,对缸体轴承产生较大的动压力。非圆形缸体由于其结构的对称性,被压缩工质的压力相互平衡,使缸体轴承不承受工质的变载荷而使其寿命更高和运转更平稳,被广泛应用于汽车空调压缩机。

非圆形缸体旋叶式压缩机又分为叶片对心式和叶片偏置式两种。叶片对心式旋叶式压缩机如图 1(a)所示,为保证转子中心部分及转子轴的强度, r_0 不能太小,使得叶片槽的深度 h 有限。叶片在离心惯性力作用下伸出叶片槽后,留在叶片槽内的叶片长度较小,在气体力等侧向载荷作用下,叶片与叶片槽间出现非单面受力的情况加剧,叶片槽对叶片的正反力增加,亦摩擦力增加,机械效率降低。叶片偏置式旋叶式压缩机如图 1(b)所示,图中偏距圆半径 $e > 0$,故槽深可大于 h ,在高压区,偏置式具有更好的受力形式,缸体对叶片的总反力作用线与叶片中心线夹角小,对叶片的侧向分力小,因而叶片与叶片槽的摩擦力小,如图 2 所示。故叶片偏置式旋叶式压缩机更具有优势。

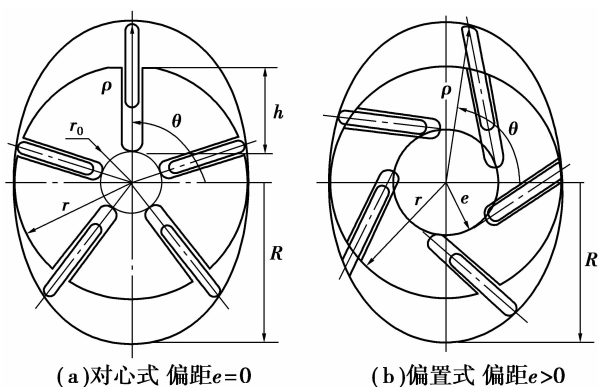


图 1 旋叶式压缩机示意图

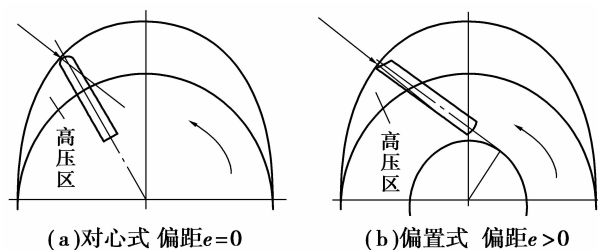


图 2 叶片受力比较

为减少缸体最小向径处转子与缸体间的泄露、叶片对缸体的冲击和获得最大的容积效率以及降低功率损耗,各国学者对此进行了有意义的研究工作^[1-8]。西安交通大学郭蓓、张宁等对旋叶式压缩机的基元容积、缸体型线进行了研究,探讨了由型线对叶片在叶片槽内的运动以及引起的冲击和结构参数对压缩机性能的影响^[6-8,15]。文献[11]对旋叶式压缩机泄露模型进行了研究,文献[16-17]对压缩机振动噪声的来源进行了深入分析。研究表明,可通过改变叶片槽的分布从而改变叶片的运动以减小共振及噪声^[13],改变叶片的结构、材料和表面涂层能提高压缩机的机械效率^[12,14]。这些研究,都离不开对叶片的运动分析,但目前对叶片的运动学分析均是用对心式(偏距 $e=0$)的运动学模型去替代分析叶片偏置式旋叶式压缩机的叶片运动,以极径的变化表示叶片的运动,以极角的变化表示转子转角的变化,并忽略叶片接触点沿叶片头部的滑移而视叶片的中心线与缸体型线的交点为接触点,偏距 e 愈大,误差愈大。叶片运动学理论的不完善,使得对叶片偏置式旋叶式压缩机缸体型线的动力特性分析、尤其是多段组合的缸体型线创新研究带来了制约。因此,从模型分析入手,导出叶片通用运动方程式,为旋叶式压缩机的研究及分析提供准确的理论计算方法,具有理论意义和工程价值。

1 叶片运动学分析模型的建立

图 3 所示叶片偏置式旋叶式压缩机,设缸体型线的极坐标方程为 $\rho = \rho(\theta)$,叶片偏距为 e ,转子半径为 r ,转子转角为 φ , J 为叶片与缸体的接触点,压缩机运转时,接触点 J 在叶片上沿 J_1J_2 主圆弧滑动。

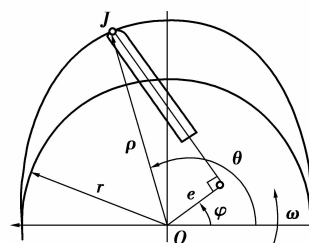


图 3 叶片偏置式旋叶式压缩机

为避免求解接触点位置的复杂过程,叶片的运动可视为叶片主圆弧圆心 O_p 的运动。当缸体型线确定后,保证叶片均匀磨损的叶片型线其形状为偏心圆弧,可求得如图 4 所示叶片主圆弧半径 R_o 和至叶片中心线的垂直距离 x_p ^[9-10]。设 $\rho = \rho(\theta)$ 构成的缸体型线为 η ,叶片主圆弧圆心 O_p 的轨迹为 η_v ,以

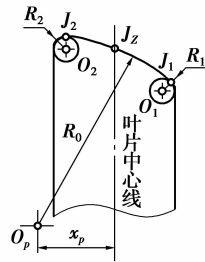


图 4 叶片

η_v 上的任意点为圆心,以 R_0 为半径作一系列小圆,其外包络线为 η ,即 η_v 为 η 的等距曲线,如图 5 所示。于是,可由微分几何理论求得 η_v 的极坐标方程。

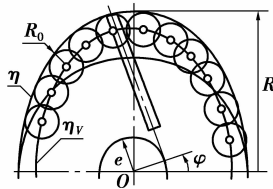


图 5 分析模型

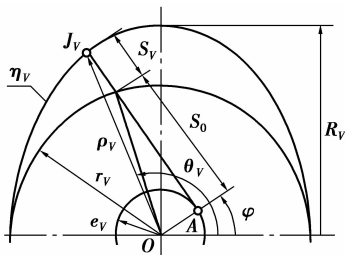


图 6 η_v 的计算参数

图 6 中, η_v 的计算参数为

$$\left. \begin{aligned} R_v &= R - R_0, \\ r_v &= r - R_0, \\ e_v &= e - x_p, \\ S_0 &= \sqrt{r_v^2 - e_v^2}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

η_v 的极坐标方程为

$$\left. \begin{aligned} \rho_v &= \sqrt{\rho^2 + R_0^2 - 2\rho R_0 \cos\lambda}, \\ \lambda &= \arctan\left(\frac{1}{\rho} \times \frac{d\rho}{d\theta}\right), \\ \theta_v &= \theta + \delta, \\ \delta &= \arctan\left(\frac{R_0 \sin\lambda}{\rho_v - R_0 \cos\lambda}\right). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

2 叶片运动方程式

2.1 叶片位移与转子转角的关系

由图 6 知,叶片沿叶片槽的位移

$$S_v = \sqrt{\rho_v^2 - e_v^2} - S_0. \quad (3)$$

旋叶式压缩机的设计与分析,应以转子转角 φ 为自变量,而缸体型线的极坐标方程则是以极角为自变量,为此,在给定 φ 的条件下,需求出对应的极角 θ_v 与 φ 的关系。

如图 6 所示,过 A 点作偏距圆的切线,交缸体型线 η_v 于 J_v 点, $\triangle OAJ_v$ 为直角三角形,

$\angle OAJ_v = 90^\circ$, J_v 点坐标为

$$\left. \begin{aligned} x &= \rho_v \cos\theta_v, \\ y &= \rho_v \sin\theta_v. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

A 点坐标为

$$\left. \begin{aligned} x_A &= e_v \cos\varphi, \\ y_A &= e_v \sin\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

直角边 AJ_v 与水平轴的夹角为 $90^\circ + \varphi$, 直线 AJ_v 的方程为

$$y = \tan(90^\circ + \varphi)(x - x_A) + y_A. \quad (6)$$

将式(4)及式(5)代入式(6),有

$$\begin{aligned} \rho_v(\theta_v) \sin\theta_v &= \\ \tan(90^\circ + \varphi)(\rho_v(\theta_v) \cos\theta_v - e_v \cos\varphi) &+ e_v \sin\varphi. \end{aligned} \quad (7)$$

解此方程,可求得 $\theta_v = \theta_v(\varphi)$, 故得叶片位移与转子转角的关系 $S_v = S_v(\varphi)$ 。

2.2 叶片速度与转子转角的关系

由叶片位移 $S_v = S_v(\varphi)$, 可得

$$V = \frac{dS_v}{dt} = \frac{dS_v}{d\varphi} \times \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dS_v}{d\varphi} \times \omega. \quad (8)$$

设图 6 中 $\angle OJ_v A_v = \beta$, 由 $\theta_v - \varphi = 90^\circ - \beta$, 有

$$\theta_v = 90^\circ + \varphi - \beta. \quad (9)$$

式中

$$\beta = \arctan\left(\frac{e_v}{S_0 + S_v}\right). \quad (10)$$

由式(3)

$$\frac{dS_v}{d\varphi} = \frac{\rho_v}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d\rho_v}{d\varphi}. \quad (11)$$

式(11)中

$$\frac{d\rho_v}{d\varphi} = \frac{d\rho_v}{d\theta_v} \times \frac{d\theta_v}{d\varphi} = \frac{d\rho_v}{d\theta_v} \times \left(1 - \frac{d\beta}{d\varphi}\right). \quad (12)$$

其中, $\frac{d\theta_v}{d\varphi}$ 由式(9)求得。

$$\frac{d\theta_v}{d\varphi} = \left(1 - \frac{d\beta}{d\varphi}\right). \quad (13)$$

解式(12)

$$\frac{d\beta}{d\varphi} = -\frac{\frac{e_v}{(S_0 + S_v)^2} \times \frac{dS_v}{d\varphi}}{1 + \left(\frac{e_v}{S_0 + S_v}\right)^2} = -\frac{e_v}{\rho_v^2} \times \frac{dS_v}{d\varphi}. \quad (14)$$

式(14)代入式(12),有

$$\frac{d\rho_v}{d\varphi} = \left(1 + \frac{e_v}{\rho_v^2} \times \frac{dS_v}{d\varphi}\right) \frac{d\rho_v}{d\theta_v}. \quad (15)$$

再将式(15)代入式(11),有

$$\frac{dS_v}{d\varphi} = \frac{\rho_v}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d\rho_v}{d\theta_v} \left(1 + \frac{e_v}{\rho_v^2} \times \frac{dS_v}{d\varphi}\right). \quad (16)$$

式(15)等号两边都包含 $\frac{dS_v}{d\varphi}$, 解该式, 求得

$$\frac{dS_v}{d\varphi} = \frac{\frac{\rho_v}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d\rho_v}{d\theta_v}}{1 - \frac{e_v}{\rho_v} \times \frac{d\rho_v}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d\rho_v}{d\theta_v}}. \quad (17)$$

由此得叶片速度随转角变化的关系为

$$V = \frac{dS_v}{d\varphi} \times \omega = \frac{\frac{\rho_v}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d\rho_v}{d\theta_v}}{1 - \frac{e_v}{\rho_v} \times \frac{d\rho_v}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d\rho_v}{d\theta_v}} \times \omega. \quad (18)$$

2.3 叶片加速度与转子转角的关系

式(17)对时间求导, 并认为转子作等角速度回转, 得叶片加速度随转角变化的关系。

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dS_v}{d\varphi} \times \omega \right) = \frac{d^2 S_v}{d\varphi^2} \times \omega^2. \quad (19)$$

式(17)中, 令

$$u = \frac{\rho_v}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d\rho_v}{d\theta_v}, v = 1 - \frac{e_v}{\rho_v} \times \frac{d\rho_v}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d\rho_v}{d\theta_v}.$$

有

$$\frac{d^2 S_v}{d\varphi^2} = \frac{du}{d\varphi} v - u \frac{dv}{d\varphi}.$$

其中

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{\left(\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2} - \frac{\rho_v^2}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \right)}{\rho_v^2 - e_v^2} \times \frac{d\rho_v}{d\varphi} \times \frac{d\rho_v}{d\theta} + \frac{\rho_v}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d^2 \rho_v}{d\theta^2} \times \frac{d\theta_v}{d\varphi}.$$

$$\frac{dv}{d\varphi} = \frac{e_v \left(\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2} + \frac{\rho_v^2}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \right) \frac{d\rho_v}{d\varphi}}{\rho_v^2 (\rho_v^2 - e_v^2)} \times \frac{d\rho_v}{d\theta_v} - \frac{e_v}{\rho_v \sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d^2 \rho_v}{d\theta_v^2} \times \frac{d\theta_v}{d\varphi}.$$

上式中, $\frac{d\rho_v}{d\varphi}$ 由式(15)确定。

$\frac{d\theta_v}{d\varphi}$ 由式(13)及式(14)可得

$$\frac{d\theta_v}{d\varphi} = 1 - \frac{d\beta}{d\varphi} = 1 + \frac{e_v}{\rho_v^2} \frac{dS_v}{d\varphi}.$$

上式代入式(19), 整理可得

$$a = \left\{ \frac{\rho_v}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d^2 \rho_v}{d\theta_v^2} - \left[\frac{e_v^2}{(\rho_v^2 - e_v^2)^{\frac{3}{2}}} + \frac{2e_v}{\rho_v (\rho_v^2 - e_v^2)} \times \frac{d\rho_v}{d\theta} \right] \left(\frac{d\rho_v}{d\theta_v} \right)^2 \right\} \times \frac{\left(1 + \frac{e_v}{\rho_v^2} \times \frac{dS_v}{d\varphi} \right)}{\left(1 - \frac{e_v}{\rho_v} \times \frac{d\rho_v}{\sqrt{\rho_v^2 - e_v^2}} \times \frac{d\rho_v}{d\theta_v} \right)^2} \times \omega^2. \quad (20)$$

3 叶片运动仿真分析

以目前广泛采用的简谐缸体线型线为例, 缸体型线 η 的极坐标方程为 $\rho = r + (R - r) \sin^2 \theta$ 。96 系列产品的结构参数为: 缸体长半径 $R = 33.5$ mm, 缸体短半径 $r = 25$ mm, 叶片厚度 $\delta = 3.2$ mm, 取转子转速 $n = 2500$ prn, 为分析对比, 叶片偏距 e 取值如下。

$e = 16$ mm, 叶片主圆弧半径 $R_o = 4.9261$ mm, 叶片主圆弧的圆心坐标 $x_p = 2.5530$ mm。

$e = 12$ mm, 叶片主圆弧半径 $R_o = 4.6670$ mm, 叶片主圆弧的圆心坐标 $x_p = 1.8077$ mm。

$e = 8$ mm, 叶片主圆弧半径 $R_o = 4.5079$ mm, 叶片主圆弧的圆心坐标 $x_p = 1.1510$ mm。

$e = 4$ mm, 叶片主圆弧半径 $R_o = 4.5079$ mm, 叶片主圆弧的圆心坐标 $x_p = 1.1510$ mm。

$e = 0$ mm, 叶片主圆弧半径 $R_o = 4.5209$ mm, 叶片主圆弧的圆心坐标 $x_p = 0.0$ mm。

根据导出的运动学理论, 用 C++ 编制出仿真分析程序, 得到叶片运动规律曲线如图 7、图 8 及图 9 所示。

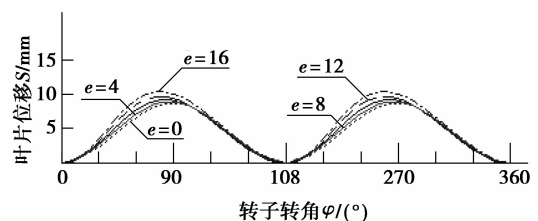


图 7 叶片位移曲线

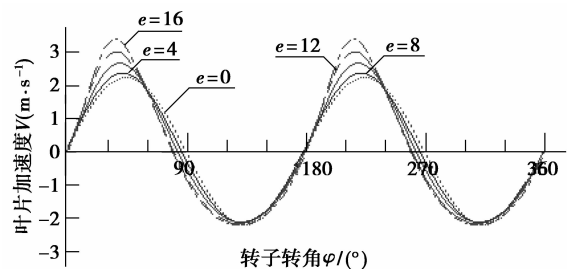


图 8 叶片速度曲线

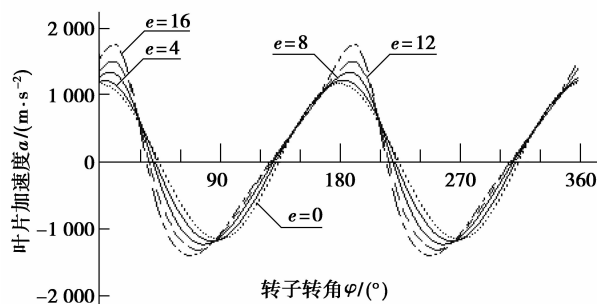


图9 叶片加速度曲线

叶片最大位移、最大速度及最大加速度如表1所示。

表1 计算结果比较

叶片偏心距/ mm	最大位移 S_{\max}/mm	最大速度 $V_{\max}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	最大加速度 $a_{\max}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$
对心式 $e=0$	8.50	2.225	1 165.16
偏置式 $e=4$	8.58	2.340	1 189.12
偏置式 $e=8$	8.84	2.652	1 334.97
偏置式 $e=12$	9.35	2.913	1 486.21
偏置式 $e=16$	10.22	3.310	1 674.05

由仿真结果知,相同结构参数的条件下,偏置式压缩机的叶片运动特性与对心式有明显的差别,用对心式极径的变化来计算分析偏置式旋叶式压缩机的简化方法是不合理的,不能真实地表明缸体型线所具有的运动学及动力学性能。

4 结 论

1) 叶片偏置式旋叶式压缩机在叶片完成伸出和缩进的一个运动循环中,叶片运动规律的不对称性及最大值随偏距 e 增大而增加。

2) 用等距曲线的包络原理,将叶片的运动简化为叶片主圆弧圆心的运动,所导出的叶片位移、叶片速度及叶片加速度与转子转角的关系,不仅避免了求叶片接触点的复杂过程,同时具有求解的精确性。

3) 对广泛应用的叶片偏置式旋叶式压缩机叶片的运动学提出了科学符实的理论计算方法,拓宽了旋叶式压缩机的设计理论,为实现高容积效率和高效压缩的多段组合的缸体型线的创新研究,提供了分析的理论基础。

参考文献:

- [1] MITSUHIRO F, MAMOTU T, TAKASHI S, et al. Analysis of oil film on vane sides of vane compressor[J]. Japan Society Mechanical Engineering, 1991, 57(538):2007-2012.
- [2] ISOBE A, KONDO M. Development of SV-06 A/C compressor for mini-car applications [C] // SAE International Congress and Exposition, February 26-March 2, 1990, Detroit, Michigan. [S. l.]: SAE International, [1990-02-02]: 345-351.
- [3] 何雪法, 刘全和, 张明川, 等. 滑片式空气压缩机压力和功率的分析与试验[J]. 机械工程学报, 2006, 42(4): 76-81.
HE XUE-HONG, LIU QUAN-HE, ZHANG MING-CHUAN, et al. Experimental analysis and simplified modeling of pressure and power in rotary vane air compressors[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(4):76-81.
- [4] KAMIYA H, SHIMIZU T. Behavior of vanes in through-vane compressor[J]. Japan Society Mechanical Engineering, 1992, 58(558):136-141.
- [5] VAISMAN I B. Computer aided functional design principles of rotary vane compressors [C] // International Conference on Compressors and Their Systems . IMECHE Conference Transactions, September 13-15, 1999, London, England: Professional Engineering Publishing Ltd, [1999]:599-608.
- [6] 郭蓓, 李连生, 束鹏程. 汽车空调用旋叶压缩机型线的动力特性分析[J]. 制冷学报, 2003, 24(2):37-40.
GUO BEI, LI LIAN-SHENG, SHU PENG-CHENG. Study of dynamic characteristics of cylinder profile of rotary vane compressor for automotive air conditioner [J]. Journal of Refrigeration, 2003, 24(2):37-40.
- [7] 张宁, 郭蔚, 屈宗长. 简谐型线旋叶式压缩机的几何理论与结构参数分析[J]. 压缩机技术, 2003(3):5-8.
ZHANG NING, GUO WEI, QU ZONG-CHANG. Geometry theory and shape parameter analysis of rotary vane compressor with simple harmonic cylinder profile[J]. Compressor Technology, 2003(3):5-8.
- [8] 郭蓓, 赵远扬, 李连生, 等. 旋叶式压缩机气缸型线研究[J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(3):257-259.
GUO BEI, ZHAO YUAN-YANG, LI LIAN-SHENG, et al. Research on cylinder profile of rotary vane compressor[J]. Journal of Xi'An Jiaotong University, 2003, 37(3):257-259.
- [9] 宋立权, 赵孝峰, 刁锦瑞, 等. 基于三圆弧的旋叶式压缩

- 机新型线叶片设计研究[J]. 机械工程学报, 2009, 45 (6): 298-303.
- SONG LI-QUAN, ZHAO XIAO-FENG, DIAO JIN-RUI, et al. Research of new curve vane's design based on three circular arc for rotary vane compressor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45 (6): 298-303.
- [10] 宋立权, 李智成, 赵学科. 旋叶式压缩机: 中国, ZL201010042101 [P]. 2010-7-21.
- [11] AL-HAWAJ O. Theoretical modeling of sliding vane compressor with leakage[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(7): 1555-1562.
- [12] AKITA O. Rotary compressor and method of producing vanes for rotary compressor: Japan, WO2009JP57828 [P/OL]. 2009-10-29 [2010-3-20]. <http://www.soopat.com/Patent/58439608>.
- [13] TAKATSU H. Rotary vane gas compressor having unequal intervals between vane grooves and/or unequal distances between vane grooves and rotor center; USA, US 6824370 B2[P]. 2004-11-30.
- [14] INAGUMA Y, HIBI A. Vane pump theory for mechanical efficiency [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Mechanical Engineering Science, 2005, 219(11): 1269-1278.
- [15] 马国远, 李红旗. 旋转压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [16] 卢喜, 杨诚. 旋叶式汽车空调压缩机的噪声源识别[J]. 重庆大学学报, 2006, 29(8): 70-73.
- LU XI, YANG CHENG. Identifying research on noise sources of Rotary Vane Compressor [J]. Journal of Chongqing University, 2006, 29(8): 70-73.
- [17] 杨诚, 吴行让, 卢喜, 等. 压缩机的声品质分析[J]. 重庆大学学报, 2007, 30(8): 17-20.
- YANG CHENG, WU XING-RANG, LU XI, et al. Analyse of compressor sound quality [J]. Journal of Chongqing University, 2007, 30(8): 17-20.

(编辑 张小强)

~~~~~

(上接第 47 页)

- [11] IMHOFF M, KUHL S. Alarm algorithms in critical care monitoring [J]. International Anesthesia Research Society, 2006, 102(5): 1525-1537.
- [12] MELEK W W, LU Z, KAPPS A, et al. Comparison of trend detection algorithms in the analysis of physiological time-series data [J]. IEEE Transactions on Biomedical Engineering, 2005, 52(4): 639-651.
- [13] LINKENS D A, ABBOD M F. Intelligent control of anaesthesia [C] // IEE Colloquium on Intelligent Methods in Healthcare and Medical Applications, October 20, 1998, York, UK. [USA]: Institute of Electrical and Electronic Engineers, [2002-08-06]: 21-24.
- [14] HARRISON M J. Probabilistic alarms from sequential physiological measurements (the Whistley algorithm) [C] // Medical Sciences Congress 2005, December 6-9, 2005, Queenstown NZ. [S. l.]: s. n., 2005: 61-65.

(编辑 侯湘)