文章编号: 1006-2971(2011)01-0007-06

基于 Simplorer和 Maxwell联合运行的线性压缩机仿真模拟

邹慧明[1], 张立钦[1,2], 彭国宏[1,2], 田长青[1]
(1. 中国科学院理化技术研究所, 北京 100190; 2. 中国科学院研究生院, 北京 100190)

摘　要: 基于 Simplorer仿真软件和 Maxwell磁场二维瞬态分析软件联合仿真平台, 建立了线性压缩机的仿真模型, 实现线性压缩机电磁场数值分析、机械振动动力学分析以及电路系统特性分析的联合仿真模拟。采用该仿真模型分析了线性压缩机在不同工况下的性能特点, 并将仿真结果与样机压缩空气实验结果相比较, 验证了仿真模型的可行性。

关键词: 线性压缩机; 仿真模拟; 动力学
中图分类号: TH457　　文献标志码: A

Simulation of Linear Compressor Based on Simplorer and Maxwell

ZOU Hui-ming[1], ZHANG Li-qin[1,2], PENG Guo-hong[1,2], TIAN Chang-qing[1]
(1. *Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing* 100190, *China*;
2. *Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing* 100190, *China*)

Abstract This paper establishes a simulation model for linear compressor based on Simplorer simulation platform and Maxwell simulation platform to achieve the joint simulation of electromagnetic field, mechanical dynamics and electrical system analysis on linear compressor. The characteristics of linear compressor working with air on variable conditions are analyzed by the simulation model. The simulation model is validated well by the comparison between the simulation results and the experimental data.

Key words linear compressor; simulation; dynamics

0　引言

采用直线振荡电机作为驱动装置的线性压缩机主要由机械系统(直线电机驱动活塞往复运行)、电磁系统(电源驱动直线电机)和热力系统(活塞压缩气缸内气体)组成, 相比于传统旋转电机驱动的活塞压缩机, 该类压缩机效率较高。然而, 其工作原理相对复杂, 工作性能受外部工况的影响较大, 还具有一定的非线性动态特性[1-4], 不能直接套用旋转电机驱动的活塞压缩机的分析方法, 因而有必要建立适合线性压缩机的仿真模型, 进行动态性能模拟与分析。

由于线性压缩机是由机械系统、电磁系统和热力系统耦合而成的机电一体化系统, 各部分之间相互影响, 只有建立一个能够同时进行机械系统的动力学分析、电磁场的数值分析以及电路系统的控制调节性能分析的仿真模型, 才能更准确的进行线性压缩机的仿真模拟[5]。本文在 Simplorer仿真软件和 Maxwell磁场二维瞬态分析软件联合仿真平台上[6], 将 Maxwell磁场二维瞬态分析的结果直接引入 Simplorer仿真软件中进行联合运行, 建立了动磁式线性压缩机的仿真模型, 用于线性压缩机的性能分析, 指导线性压缩机结构和控制系统的设计。

1　动磁式线性压缩机的基本原理[7-9]

图 1所示为动磁式线性压缩机的结构原理图。动磁式线性压缩机采用动磁式直线电机作为驱动装置, 电机由励磁线圈, 内、外定子及永磁体组成, 永磁体径向充磁在磁路中产生恒定方向的磁场, 励磁线圈接通交流电后在磁路中产生了方向交替变化的磁

收稿日期: 2010-11-10
基金项目: 国家 863计划课题(2007AA05Z258)

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

场,这 2个磁场相互作用,产生作用于永磁体的轴向电磁驱动力。气缸中的活塞与直线电机的永磁体部件直接连接,驱动活塞在气缸中作往复运动,活塞向一侧运动,当气缸内压力小于吸气压力时,吸气阀打开吸入气体,活塞向反向运动,气体受到压缩,当气缸内压力大于排气压力时,排气阀打开排出气体,如此往复。图 2(a)为线性压缩机电路简化模型,图 2(b)为线性压缩机动力学简化模型。

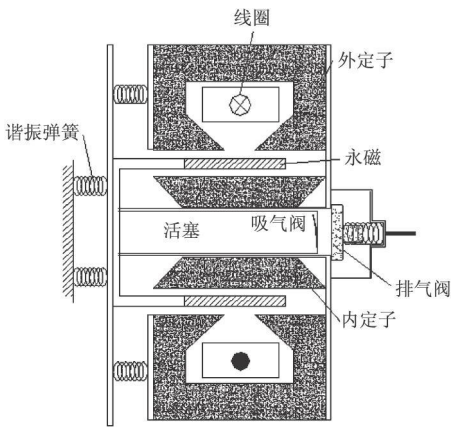
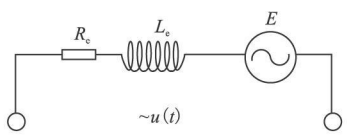
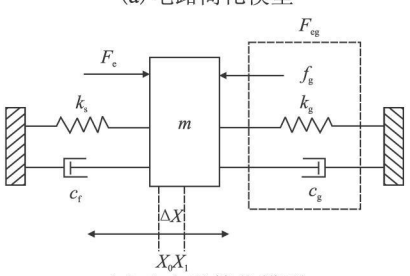


图 1 动磁式线性压缩机结构示意图



(a)电路简化模型



(b)动力学简化模型

图 2 动磁式线性压缩机简化模型

根据上面的简化模型,得到线性压缩机理论控制方程

$$u = R_e + L_e \frac{di}{dt} + K_0 \frac{dx}{dt} \quad (1)$$

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c_f \frac{dx}{dt} + k_s(x - \Delta x) + F_g = F_e \quad (2)$$

其中 u——电源电压

i——电流

x——活塞位移

R_e—— 等效电阻

L_e——等效电感

K_0——电磁力系数

m——运动部件质量

c_f——摩擦阻尼系数

k_s——谐振弹簧刚度

F_g——气体力

F_e——电磁力

Δx——活塞运动中心偏移量

X——活塞位移振幅

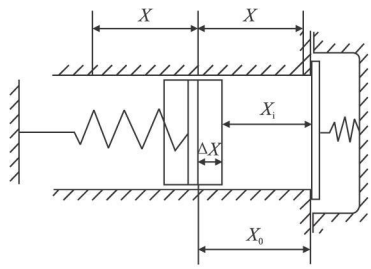


图 3 活塞运动简化模型

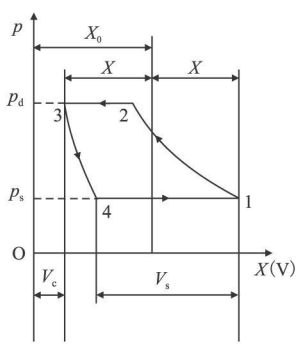


图 4 线性压缩机工作循环进化指示图

图 3为线性压缩机活塞运动示意图。活塞初始位置距排气阀距离为 X_S,压缩气体时,在气体力的作用下发生一定的偏移,偏移量为 ΔX,活塞在距离排气阀 X_0的位置作振幅为 X 的往复运动,活塞位移 $x = X\cos\omega t$。图 4为线性压缩机压缩气体工作循环简化指示图,相应的气体力描述函数为

1–2绝热压缩过程

$$F_g = (p - p_s)A = p_s A\left[\left(\frac{X_0 + X}{X_0 - x}\right)^{\kappa} - 1\right]$$

2–3定压排气过程

$$F_g = (p - p_s)A = (p_d - p_s)A$$

3–4绝热膨胀过程

$$F_g = p_d A\left(\frac{V_2}{V_X}\right)^{\kappa} - p_s A = A\left[\left(\frac{X_0 - X}{X_0 - x}\right)^{\kappa} p_d - p_s\right]$$

4–1定压吸气过程

$$F_g = (p - p_s)A = 0$$

由于气体力是关于 $x(t)$的非线性周期函数,为

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

简化计算,通常采用傅里叶(Fourier)级数进行线性化,得到当量气体力 F_{eg}方程

$$F_{eg} = \sum_{n=1}^{\infty}(a_n\cos\omega t + b_n\sin\omega t) + \frac{a_0}{2}$$

$$a_n = \frac{2}{T}\int_0^T F_g(t)\cos n\omega t\,dt \quad (n = 0, 1, 2, \cdots) \quad (3)$$

$$b_n = \frac{2}{T}\int_0^T F_g(t)\sin n\omega t\,dt \quad (n = 0, 1, 2, \cdots)$$

相应地,得到气体力的等效刚度 k_g和等效阻尼系数 c_g和气体力 f_g的计算公式

$$k_g = \frac{a_1(X, X_0)}{X} \quad (4)$$

$$c_g = \frac{b_1(X, X_0)}{\omega X} \quad (5)$$

$$f_g = \frac{a_0}{2} \quad (6)$$

活塞运动中心偏移量 ΔX

$$\Delta X = X_0 - X_s = \frac{f_g}{k_s} \quad (7)$$

供电频率 ω与固有频率 ω_n之比,即频率比 λ

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{\omega}{\sqrt{\dfrac{k_s + k_g}{m}}} \quad (8)$$

将 $F_e = K_0 i$和 $F_{eg} = k_g x + c_g\dfrac{dx}{dt} + f_g$代入公式(2)得到

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + (c_f + c_g)\frac{dx}{dt} + (k_s + k_g)x = K_0 i \quad (9)$$

相应地,线性压缩机的输出功 P_o及压缩效率 η

$$P_o = \frac{1}{2}c_g(\omega X)^2 \quad (10)$$

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} \quad (11)$$

2　线性压缩机的仿真建模

2.1　仿真原理框图

线性压缩机的主要仿真过程是在上述的理论基础上,通过傅里叶级数简化法将气体力进行线性化处理,在 Simplorer仿真软件和 Maxwell磁场二维瞬态分析软件联合仿真平台上,计算线性压缩机在不同工况下所需的输入功与压缩效率。Simplorer是一种具有较高协同能力的仿真工具,可以建立机械结构、电工电子元器件、控制部件等各种物理技术模型,还提供了一种基于有限元模型的链接功能,可以直接将 Maxwell等机电元件模型导入其中,建立更精确的仿真模型。图 5为线性压缩机仿真框图。首先在 Maxwell软件平台上建立直线电机的模型,设定直线电机的结构尺寸,材料性能及线圈等初始参数,然后将 Maxwell中的直线电机模型导入到在 Simplorer软件中,同时在 Simplorer软件中建立电路模型和线性压缩机的动力学模型,设定线性压缩机的供电参数,运动部件质量,谐振弹簧刚度,摩擦阻尼系数及气体力简化模型等参数,通过联合仿真运行,可以得到电流、输入功、行程、电磁力等参数与时间的关系曲线。

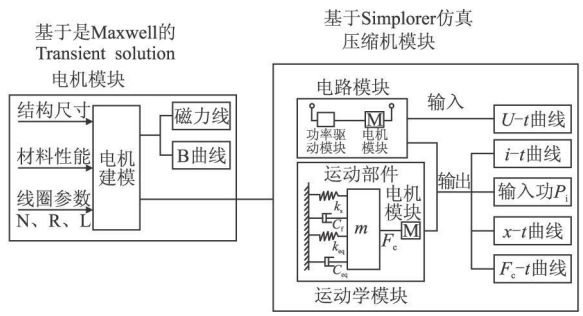


图 5　线性压缩机仿真原理框图

2.2　基于 Maxwell瞬态仿真的动磁式直线振荡电机的建模

在 Maxwell(2D)中建立动磁式直线振动电机的瞬态仿真模型,如图 6。在内外定子之间的气隙中生成 Band,用于将静止物体与运动物体分开,选择 Tansient作为求解器。打开 Design settings中的 Advanced product coupling项,选择 Enabel transient-transient link with simplorer。电源激励参数中线圈参数选择 External项,由外部电路连接。

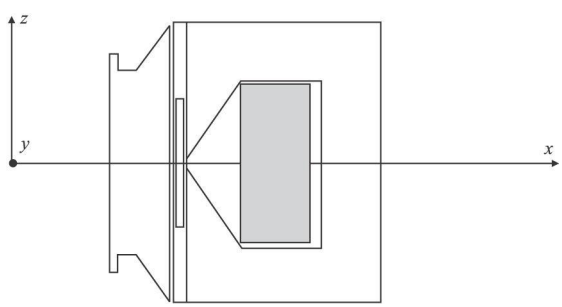


图 6　动磁式直线振荡电机的 Maxwell 2D模型

2.3　基于 Simplorer的线性压缩机建模

在 Simplorer中插入上述的动磁式直线振荡电机的 Maxwell 2D模型,在电机模型的 T1、T3端加入电路模型,主要包括电源 E1、电阻 R1、电感 L1、电量计 WM1,在电机模型的 T2、T4端加入机械力学模

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

型, 主要包括压缩机的摩擦阻尼 C_f – TRB1, 谐振弹簧 K_s – TRB1, 质量因子 MASS – TRB1, 气体等效阻尼 C_g – TRB1, 气体等效刚度 K_g – TRB1及机械接地端子, 如图 7。

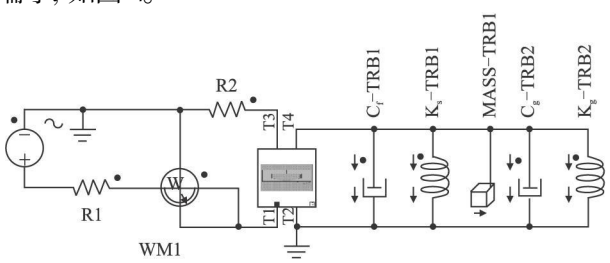


图 7　线性压缩机的 Simplorer模型

输入电压为 $E1.V = U\cos(\omega t)$, 其幅值及频率可以根据需要调整。

气体等效刚度和等效阻尼系数由吸排气压力及气缸直径和额定行程确定, 采用傅里叶级数法将非线性的气体力线性化, 得到相应的气体等效刚度 k_g 和气体等效阻尼系数 c_g。

3　实验系统简介

本文通过对开发的线性压缩机样机进行压缩空气实验, 将仿真结果与实验结果进行比较, 分析线性压缩机在不同排气压力下的性能特点, 同时验证仿真模型。表 1为实验所采用的线性压缩机样机的基本参数。

表 **1**　被测样机的基本参数

项目	参数
供电频率, f	50(Hz)
电磁力系数, K_0	69(N/A)
当量电阻, R_e	15.85(Ω)
压缩机摩擦阻尼系数, c_f	9.0(N·m/s)
运动部件质量, m	0.518(kg)
气缸直径, d	30(mm)
谐振弹簧刚度, k_s	36640(N/m)
初始余隙, X_i	3.8(mm)

线性压缩机压缩空气实验系统原理及实验台如图 8和图 9, 实验过程中线性压缩机从空气中直接吸入空气, 压缩后排出, 吸气压力为大气压力 0.1MPa, 通过调节阀的开度来控制线性压缩机的排气压力。活塞行程通过位移传感器测得, 调节输入电压值, 使得线性压缩机在不同的排气压力下的行程达到设定的上死点。

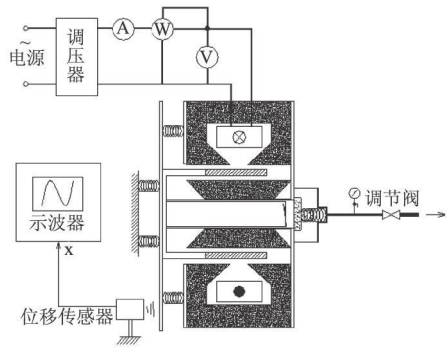


图 8　压缩空气实验原理图

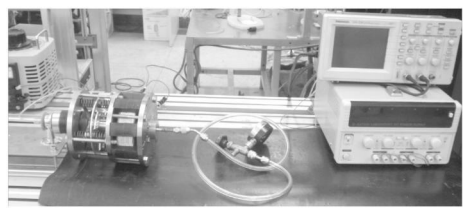


图 9　实验台

4　仿真验证与结果分析

首先通过理论模型公式 (3) ~ (8), 计算样机在不同排气压力下的气体等效刚度, 等效阻尼系数, 活塞运动中心偏移量及频率比。由于气体力的作用, 线性压缩机在压缩气体的过程中, 活塞运动中心位置会发生一定的偏移, 不同排气压力下, 偏移量不同。为保证压缩效率, 根据不同排气压力下的偏置量确定活塞行程大小, 从而保证恒定的活塞上死点, 如图 10, 可以看出气体等效刚度, 等效阻尼系数, 活塞行程随着排气压力的增大而增大。而频率比随着排气压力的增加而减小, 在 0.4MPa附近接近于 1.0。将计算的气体等效刚度, 等效阻尼系数代入线性压缩机仿真模型。

线性压缩机压缩空气实验通过调节供电电压, 满足上面不同排气压力的活塞行程, 测量相应的电压、电流及输入功。仿真过程采用与实验过程同样的参数, 计算不同排气压力下驱动线性压缩机达到与实验过程同样的行程所需要的电压、电流及输入功和压缩效率。仿真结果和实验结果比较见图 11。

Maxwell与 Simplorer联合运行仿真的结果与实验结果的对比显示, 仿真结果与实验结果所反映的线性压缩机性能特点是一致的。仿真结果与实验的结果之间存在一定的偏差, 偏差的存在主要是由于线性压缩机的实际工作过程存在一定的非线性特性, 但二者直接的偏差较小, 电压值、电流值和输入

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

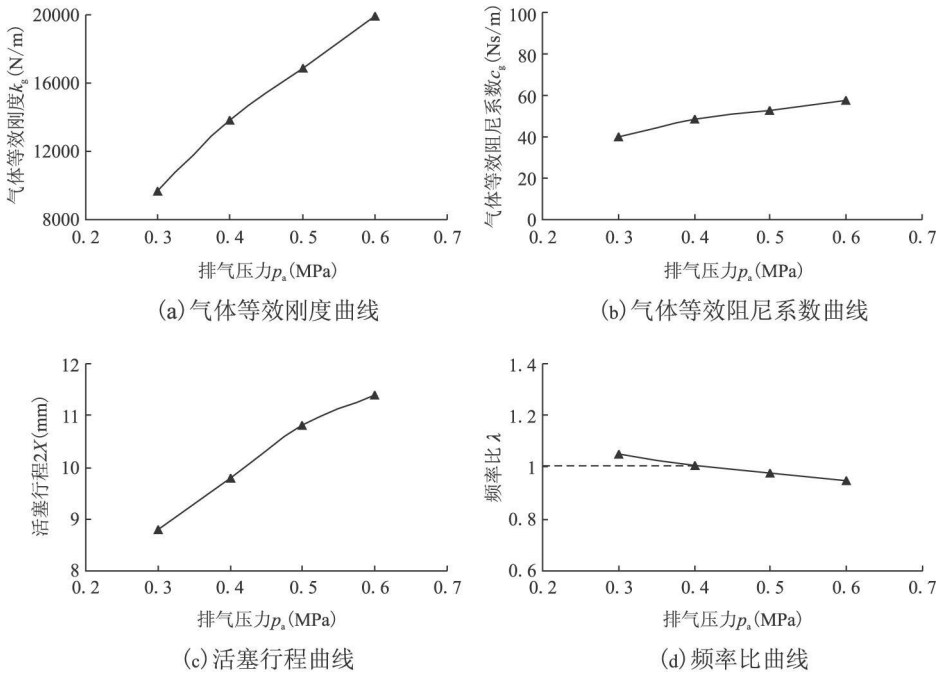


图 10　排气压力的影响曲线

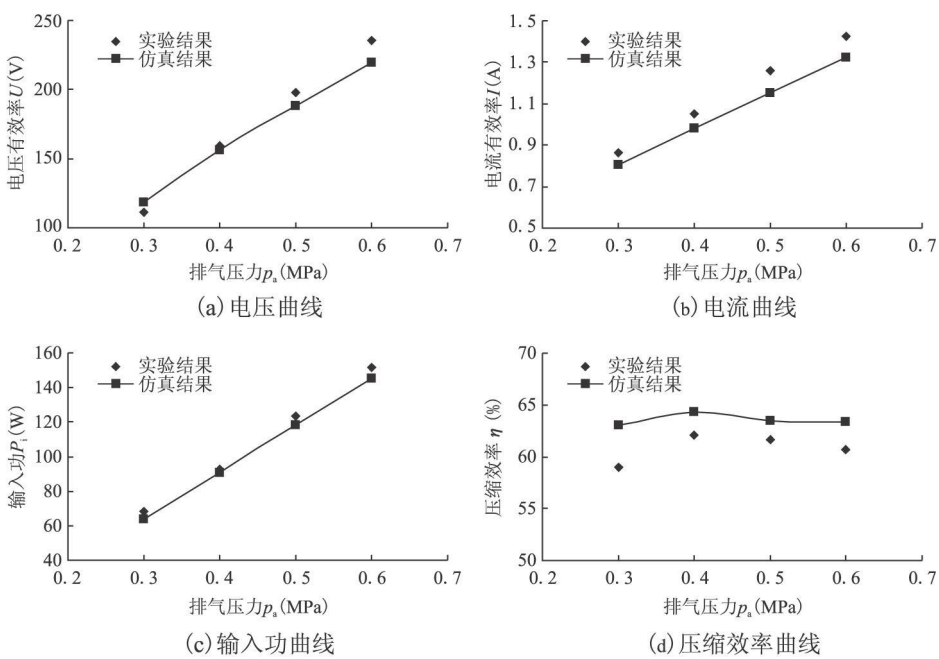


图 11　仿真与实验结果曲线

功的偏差均在 15%以内, 因而可以证明上述线性压缩机仿真模型是合理可行的。

线性压缩机在谐振弹簧刚度为 36640 N/m, 运动部件计算质量为 0.518 kg的配置条件下, 当排气绝对压力从 0.3 MPa增加到 0.6 MPa时, 为保证活塞上死点不变, 所需的电压、电流和输入功都随着排气压力的增加而增加。压缩效率随着排气压力的增加先增加后减小, 当排气压力为 0.4 MPa时, 效率最高。根据动力学理论, 机械振动系统越接近共振状态时效率越高, 而线性压缩机在排气压力为 0.4 MPa时, 线性压缩机的固有频率与运行频率最接近 (如图 10(d)), 因而此时其效率最高。

5　结论

本文以线性压缩机的动力学模型理论和热力学

(下转第 14页)

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

由此方程可知

$$y' = -(R-r)\sin\tau - e(1-i)\sin(1-i)\tau$$

$$x' = (R-r)\cos\tau + e(1-i)\cos(1-i)\tau$$

所以可得

$$y'-x' = -\sqrt{2}(R-r)\sin\left(\tau+\frac{\pi}{4}\right) - \sqrt{2}e(1-i)\sin\left[(1-i)\tau+\frac{\pi}{4}\right]$$

$$x'^2+y'^2 = (R-r)^2 + 2e(R-r)(1-i)\cos i\tau + e^2(1-i)^2$$

所以

$$N(\tau) = -\frac{-\sqrt{2}(R-r)\sin\left(\tau+\frac{\pi}{4}\right) - \sqrt{2}e(1-i)\sin\left[(1-i)\tau+\frac{\pi}{4}\right]}{\sqrt{(R-r)^2 - 2e(R-r)(1+i)\cos i\tau + e^2(1-i)^2}}$$

内等距线方程为

$$\begin{cases} x = (R-r)\sin\tau + e\sin[(1-i)\tau] \pm r_e N(\tau) \\ y = (R-r)\cos\tau + e\cos[(1-i)\tau] \pm r_e N(\tau) \end{cases} \quad (7)$$

当 $\sqrt{(R-r)^2 - 2e(R-r)(1+i)\cos i\tau + e^2(1-i)^2} = 0$ 时, 方程不可微, 即当 $\tau = \frac{1}{i}\arccos\frac{-(R-r)^2 - e^2(1-i)^2}{2e(R-r)(1-i)}$时, 方程不可微, 所以即可知此时曲线不连续。

3 结论

在单螺杆马达端面型线研究中, 一般大都集中于摆线类型的改进。本文是在常用摆线的基础上, 研究型线方程, 通过对型线方程的研究, 进而可以对型线做以改进。通过本文提出的方程可见, 单参数的端面型线将比双参数的型线更便于研究与探讨, 所以此单参数方程的求取将对型线的进一步研究与改进有重要的意义。

参考文献:

[1] 万邦烈. 单螺杆式水利机械 [M]. 山东: 石油大学出版社, 1993.

[2] 苏义脑, 谢竹庄. 单螺杆钻具马达的普通外摆线线型分析 [J]. 石油机械, 1986, 14(5): 14-20.

[3] 苏义脑, 谢竹庄. 单螺杆钻具马达的短幅外摆线等距线型分析 [J]. 石油机械, 1986, 12(14): 1-8.

[4] 谢竹庄, 苏义脑. 单螺杆钻具马达内外摆线法线型分析 [J]. 石油机械, 1986, 14(7): 32-45.

[5] 安匡一. 广义摆线的方程 [J]. 数学教学研究, 1997, 2: 38-40.

作者简介: 陈欣(1963-), 山东蓬莱人, 教授, 博士, 研究方向为数值计算, 曲面反求工程, 现工作于沈阳工业大学。

(上接第 11页)

理论分析为基础, 在 Simplorer和 Maxwell联合仿真平台上建立了线性压缩机仿真模型, 对开发的线性压缩机进行压缩空气实验和仿真模拟, 比较了实验结果与仿真结果之间偏差, 并分析了线性压缩机不同排气压力下的性能特点, 得出以下结论:

(1)通过将线性压缩机样机压缩空气的实验结果与同条件下的仿真模型的计算结果的对比, 仿真模型与实验结果之间的偏差较小, 验证了仿真模型是合理可行的。

(2)通过对线性压缩机的不同排气压力的性能实验和仿真模拟, 研究结果与机械动力学的频率特性理论是一致的, 即线性压缩机的固有频率与运行频率越接近, 压缩效率越高。

参考文献:

[1] R. Redlich, R. Unger, N. Walt. Linear compressor: moter configuration, modulation and systems [C]. International Compressor Engineering Conference, Purdue University, 1996.

[2] R. Unger. Development and Testing of a Linear Compressor Sized for the European Market [C]. Proceedings of International Appliance Technology Conference at Purdue. Purdue University: 1999. 41-49.

[3] H. Lee, G. Song. Development of the linear compressor for household Refrigeration [C]. Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue University, 2000: 31-38.

[4] G. Choe, K. Kim. Theoretical and Experimental Analysis of Nonlinear Dynamics in a Linear Compressor [J]. Journal of Vibration and Acoustics, ASME, 2002, 124(1): 152-156.

[5] 邹慧明. 双缸对置式线性压缩机开发与研究 [D]. 北京: 中国科学院理化技术研究所, 2010.

[6] 刘国强, 赵凌志, 等. Ansoft工程电磁场有限元分析 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2005.

[7] 郁永章. 容积式压缩机技术手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.

[8] G. Choe, K. Kim. Analysis of nonlinear dynamics in a linear compressor [J]. International Journal Series C of Japan Society of Mechanical Engineers, 2000, 43(3): 545-552.

[9] 胡海岩. 机械振动基础 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.

作者简介: 邹慧明(1977-), 女, 博士, 主要研究方向为制冷压缩机、人工环境新技术。

© 1994-2011 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net