

文章编号: 1672-8785(2017)05-0031-06

120 Hz 线性压缩机与冷指匹配特性分析

赵 锐^{1,2} 蒋珍华¹ 丁 磊¹ 余慧勤^{1,2}

(1. 中国科学院上海技术物理研究所, 上海 200083 ;

2. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘 要: 针对一款频率为 120 Hz 的同轴型脉管冷指, 设计了一台高频动磁式线性压缩机, 并采用有限元分析方法进行了电机本体的设计。实验结果表明, 制冷机在 34 W 输入功率下可实现 80 K 时 1 W 的制冷性能。在此压缩机模型的基础上, 与一台相同频率的斯特林冷指进行了匹配, 通过对压缩机的动子板簧重新设计, 在 34 W 输入功率下达到了 80 K 时 1 W 的制冷量, 证明此设计方法有效。

关键词: 120 Hz 线性压缩机; 脉管; 斯特林; 匹配设计

中图分类号: TB6 **文献标志码:** A **DOI:** 10.3969/j.issn.1672-8785.2017.05.006

Analysis of Coupling Characteristics of a 120 Hz Linear Compressor with Cold Fingers

ZHAO Rui^{1,2}, JIANG Zhen-hua¹, DING Lei¹, YU Hui-qin^{1,2}

(1. *Shanghai Institute of Technical Physics, Chinese Academy of Sciences,*

Shanghai 200083, China;

2. *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China*)

Abstract: A high frequency moving-magnet linear compressor was designed for a 120 Hz coaxial pulse tube cold finger and a motor model was designed by means of finite element analysis. The experimental results showed that the cryocooler could achieve 1 W 80 K cooling capacity with input power of 34 W. On the basis of this compressor model, the compressor was used to drive a Stirling cold finger with same frequency. By redesigning the flexure-bearing and moving mass, the Stirling cold finger achieved 1 W 80 K cooling capacity with input power of 34 W. This showed that this design method was effective.

Key words: 120 Hz linear compressor; pulse tube cooler; Stirling cooler; coupling analysis

0 引言

红外探测器等设备在工作时需要一定的低温环境, 利用小型低温制冷机 (如斯特林制冷机等) 对探测器进行冷却已成为一种较成熟的低温环境提供手段。由直线电机驱动的往复式压缩机由于机构紧凑、可实现无轴向力、无油润滑、气体轴承等优点, 能够更好地实现长寿命、高可

靠性的目标, 常被用作小型回热式低温制冷机的驱动源^[1,2]。小型低温制冷机的冷指由直线压缩机驱动, 冷指和压缩机在耦合过程中互相影响, 只有当两者都运行在谐振频率上时, 制冷机才会有良好的性能。

本文将介绍一款高频动磁式直线压缩机, 并用这台压缩机分别驱动一台 120 Hz 同轴型脉

收稿日期: 2017-02-22

作者简介: 赵锐(1992-), 女, 陕西西安人, 硕士研究生, 主要从事直线压缩机的研究工作。

E-mail: hellosunday@163.com

管冷指与一台 120 Hz 气动斯特林冷指，以进行压缩机与冷指之间匹配的研究。压缩机使用一种自主设计的直线电机结构，通过设计板簧以及动子质量，使其能匹配两种不同负载特性的冷指。通过理论计算和数值模拟对设计参数进行了校核。经实验验证，两种冷指均能得到较好的制冷效果。通过对比两种气体负载以及匹配的动子板簧参数差异，强调了直线电机压缩机与冷指动力匹配对制冷机运行性能的影响。

1 理论分析

压缩活塞的受力示意图如图 1 所示。图中， x_c 为活塞的位移，活塞受到电机力 F_e 、板簧力 F_k 、气体力 F_{gas} 、机械阻尼力 F_{re} 和惯性力 $m\ddot{x}_c$ 的作用。以压缩气体方向为正，对活塞进行受力分析，有

$$F_e - F_{gas} - F_k - F_{re} = m\ddot{x}_c \quad (1)$$

制冷机在稳定的运行状态下，式 (1) 中所有向量都做同频率的正弦变化，各向量之间存在稳定的相位差，因此可将方程中的所有参数都表示在复向量坐标上^[3]，如图 2 所示，利用复向量分析法简单直观、易于理解。

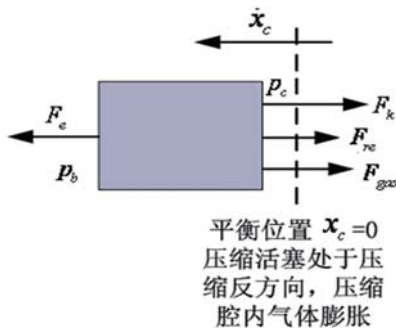


图 1 压缩活塞的受力示意图

电机力 $F_e = BiL$ ，其中 B 为导线所处磁场中的磁感应强度， i 为导线电流， L 为磁场中导线的长度；气体力由压缩腔中气体被活塞往复压缩时产生， $F_{gas} = \Delta PA$ ， ΔP 为压力波的振幅， A 为活塞的面积；板簧力 $F_k = Kx_c$ ， K 为板弹簧的刚度。机械阻尼力 $F_{re} = c_m \dot{x}_c$ ，阻尼系数 c_m 与零件加工精度、材料以及机器装配工艺

都有一定关系，可以根据经验进行估算^[4,5]。其中 F_{gas} 可以分解为等效气体弹簧力 F_{gas-k} 和有用气体力 $F_{gas-use}$ ：

$$F_{gas-k} = F_{gas} \cos \theta \quad (2)$$

$$F_{gas-use} = F_{gas} \sin \theta \quad (3)$$

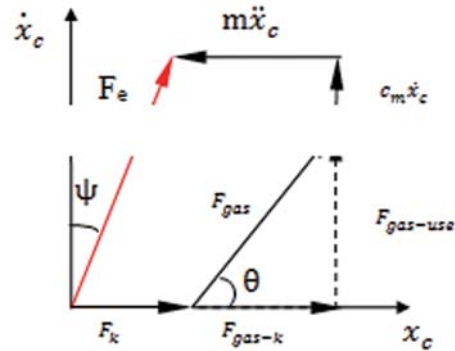


图 2 活塞受力的矢量图

等效气体弹簧力的效果与弹簧力类似，在压缩机运行过程中只进行能量的储存和释放，不消耗能量。等效气体弹簧刚度为

$$k_{gas} = \frac{|F_{gas-k}|}{X_c} = \frac{\Delta P_c A_c \cos \theta}{X_c} \quad (4)$$

而有用气体力同机械阻尼力类似，消耗电能并转化成 PV 功，在冷指部分产生制冷量，可以等效为气体阻尼力，因此等效气体阻尼系数为

$$c_{gas} = \frac{|F_{gas-use}|}{\dot{X}_c} = \frac{\Delta P_c A_c \sin \theta}{2\pi f X_c} \quad (5)$$

本文中的脉管冷指与斯特林冷指的负载参数见表格 1。根据冷指运行基本参数，可求出理论负载力的相关参数以及所需电机力的大小。脉管冷指和斯特林冷指负载气体力的对比如图 3 所示， F_{gas1} 和 F_{gas2} 分别为脉管和斯特林的负载气体力。可以看出，斯特林冷指的气体力幅值大于脉管，且气体力与位移方向的夹角 θ 小于脉管，从而出现了斯特林冷指的等效气体弹簧力大于脉管负载的现象。

根据电机力最小原则，对于给定的负载气体力，当电机力与虚轴重合时，所需电机力最小，即惯性力大小与板簧力和等效气体弹簧力之和相等，此时有

$$m\ddot{x}_c = F_K + F_{gas-k} \quad (6)$$

由式 (6) 可得板簧刚度的计算公式

$$K = \omega^2 m X_c - \frac{\Delta P A \cos \theta}{X_c} \quad (7)$$

由式 (6)、式 (7) 可知, 板簧刚度 K 的选择不仅与负载气体力有关, 还与动子质量有关。对

于已确定最佳负载气体力的冷指, 可以通过选取不同的动子质量来调节所需板簧的刚度。本文中动子质量的初始值可根据压缩机的三维模型估算得 $m=43 \text{ g}$, 由上式求得匹配脉管负载气体的板簧刚度为 $K=10054 \text{ N/m}$ 。

表 1 脉管冷指与斯特林冷指的负载参数

冷指	频率 $f(\text{Hz})$	充压 $P_o(\text{MPa})$	$\theta(^{\circ})$	活塞直径 $D(\text{mm})$	$F_{gas}(\text{N})$	$F_{(gas-k)}(\text{N})$	$F_{gas-use}(\text{N})$	$F_{re}(\text{N})$	$F_c(\text{N})$
脉管	120	3.8	52	11	37.7	23.2	29.7	5.8	35.5
斯特林	120	3.5	13.88	11	52.3	50.8	12.5	6.8	19.3

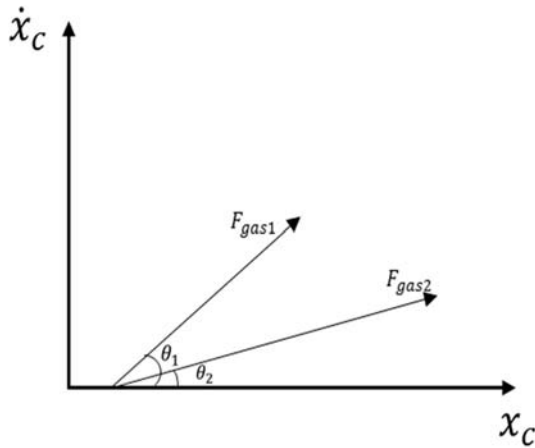


图 3 脉管与斯特林负载气体力的对比矢量图

由于脉管和斯特林气体力的大小与相位角有较大差别, 如果使用匹配脉管冷指的动子质量与板簧刚度参数, 则驱动斯特林气体负载时电机力会严重偏离虚轴方向, 这意味着很大一部分电机力在抵消弹簧力, 做的是无用功, 如图 4 所示。根据式 (6)、式 (7) 可以得到与斯特林气体力相匹配的动子质量和板簧刚度。通过计算可以发现, 在板簧刚度相同时, 气动斯特林气体负载所需的动子质量远大于脉管, 需要通过人为增重来提高动子质量, 而实际中动子质量的增加值有一定上限, 当所需的动子质量超过这一上限时, 可通过适当减小板簧刚度来降低动子质量所需的增量。

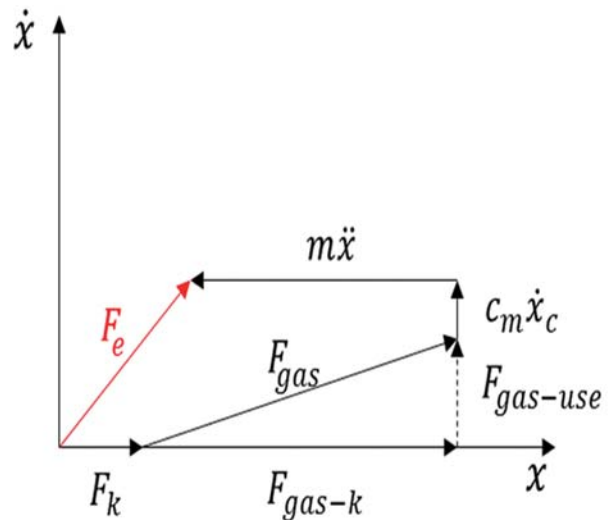
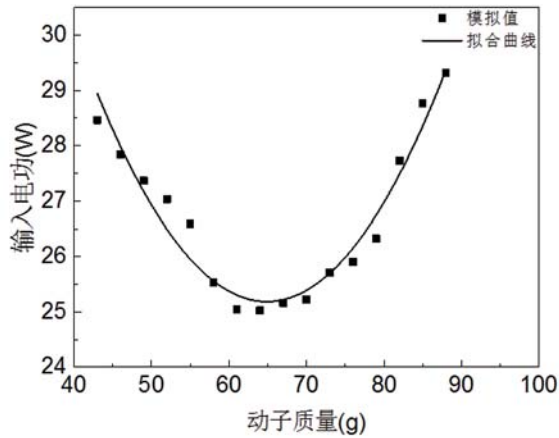
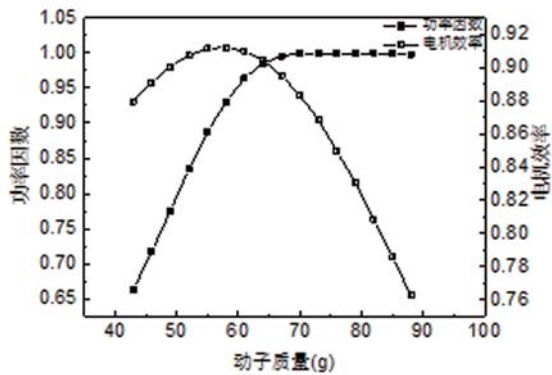


图 4 压缩机与斯特林冷指不匹配

在本文中, 为匹配斯特林冷指, 设计中选用刚度 $K=6800 \text{ N/m}$ 的板弹簧。经理论计算, 此刚度下对应的最佳动子质量为 $m=61 \text{ g}$ 。在有限元软件中, 模拟板簧刚度为 $K=6800 \text{ N/m}$ 时, 电参数随动子质量变化的结果如图 5 所示, 该板簧刚度下动子质量在 $60\sim 68 \text{ g}$ 附近范围内的电功消耗最小, 功率因数与电机效率能够达到较高值。从变动子质量的模拟可以看出, 电机输入功在动子质量 65 g 附近存在一个极小值, 电机效率在动子质量 57 g 附近存在极大值, 而功率因数随动子质量增大有增大趋势, 在 67 g 以后有一段平稳区间。



(a) 输入电功随转子质量变化情况



(b) 功率因数及电机效率随转子质量变化情况

图5 电机性能随转子质量变化情况的模拟

2 有限元分析

本文中压缩机采用一种动磁式直线电机模型,该电机主要由内磁轭、永磁体、线圈和外磁轭四部分组成。电机线圈中的正弦交变电流产生交变磁场,永磁体受到交变力,从而驱动压缩活塞做往复直线运动。电机设计要求在额定工况驱动负载时消耗最小的电功,抑制各项损耗,提高电机效率。电机的损耗主要包括铜损和铁损^[6],其中铜损为线圈电阻对电功的消耗,计算公式为 $P_{cu} = I^2R$,式中, I 为电流有效值, R 为线圈电阻。铁损包括内外磁轭中的磁滞损耗 P_h 和涡流损耗 P_{eddy} ,磁滞损耗经验公式为

$$P_h = k_h V f B_m^n \quad (8)$$

式中, k_h 为磁滞损耗系数, f 为频率, B_m 为软磁材料被磁化时的最大磁密, n 与材料性质

相关。涡流损耗经验公式为

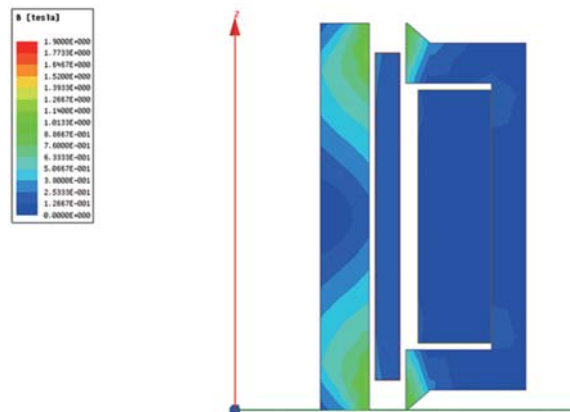
$$P_{eddy} = k_e V f^2 \tau^2 B_m^2 \quad (9)$$

式中, k_e 为材料的涡流损耗系数, τ 为叠片的厚度。

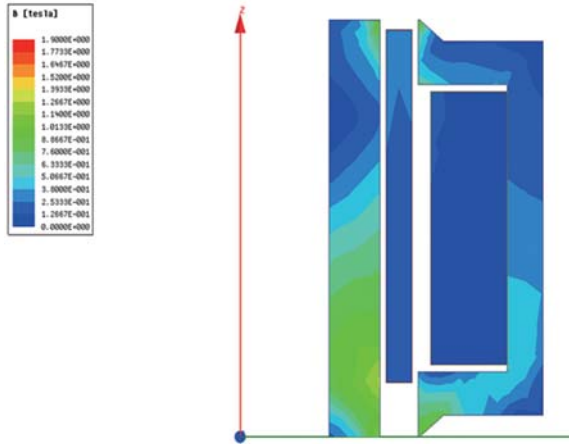
对于电机的软磁材料,高磁导率能够获得更大的磁通量,低矫顽力能够降低磁滞损耗,高电阻率能够减小涡流损耗。本文中,电机软磁材料选用硅钢叠片,该材料具有较高的饱和磁感应强度(1.9 T左右)以及优良的电磁性能,且叠片形式能极大地抑制涡流损耗。

转子在平衡位置以及上、下止点附近的磁密云图如图6所示。转子位于平衡位置时,最大磁密存在于内外磁轭的两端,转子位于上止点附近时最大磁密分布于内外磁轭的下端,转子位于上止点时的磁密分布位置与下止点相反。三种位置状态的最大磁密都在1.2 T以内,远低于硅钢片的磁饱和点,说明软磁材料的结构及性能足以满足电机的要求。

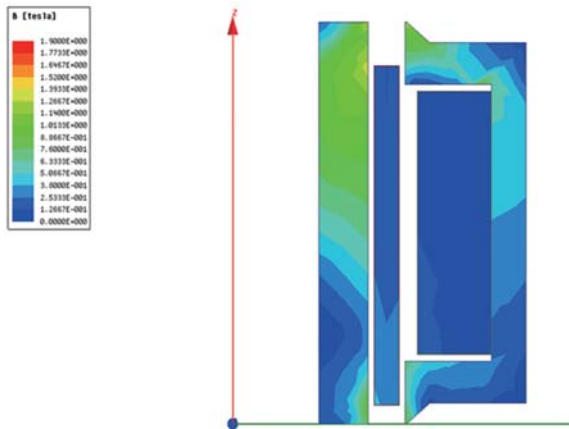
电机的电压电流模拟参数值处于安全范围之内,电机效率与功率因数都较好地符合设计指标,证明线圈结构的设计合理。从模拟结果的各项指标可以看出,此电机模型能够满足实际应用的基本要求。



(a) 转子在平衡位置处磁密云图



(b) 动子在上止点附近处磁密云图



(c) 动子在下止点附近处磁密云图

图 6 动子处于不同位置处的电机磁密云图

3 实验分析

3.1 脉管冷指实验分析

脉管制冷机的实验性能如图 7~ 图 9 所示。若固定输入功不变, 从图 7 中可看出, 在频率为 122 Hz 时电流最小, 压缩机的效率最高, 而制冷温度的最低点在 120 Hz。如图 8 所示, 制冷机整机设计的谐振频率与设计值符合度极高。图 9 分别是不同温区输入电功和压缩机效率的性能曲线。在不同温区制冷机的功耗呈线性规律, 变温区下的制冷性能较稳定。

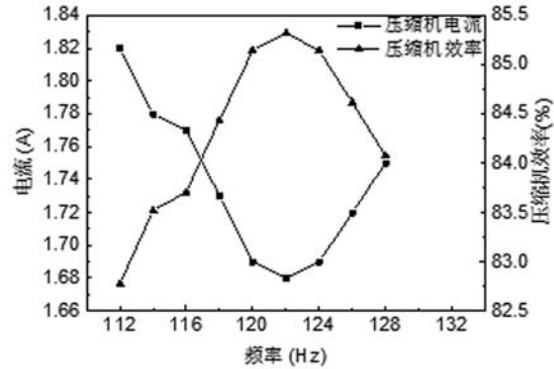


图 7 压缩机电参数随频率变化性能图

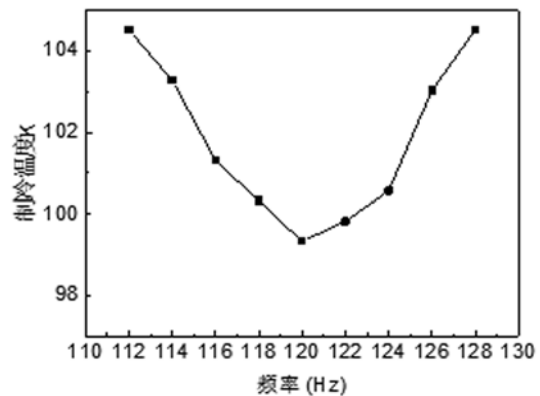


图 8 制冷温度随频率变化性能图

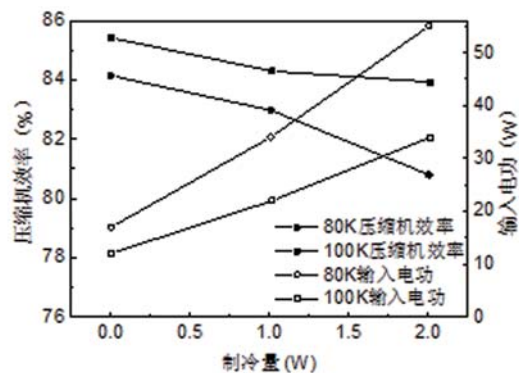


图 9 不同温区压缩机性能图

其中在目标工况 1W@80K 下的实验参数见表 2, 在 34 W 电功输入的条件下, 得到了 1 W 制冷量, 比卡诺效率达到了 7.83%。

表 2 脉管冷指 80K 时 1 W 的实验结果

工况	电压 $U(V)$	电流 $I(A)$	功率 $P(W)$	功率因子	压缩机效率 (%)
1W@80 K	18.5	2.11	34	0.87	84.1

3.2 斯特林冷指实验分析

板簧刚度为 $k=6800$ N/m 时制冷机运行稳定, 实验中所用动子质量的实际称重为 55 g, 比模拟值的最佳区间略小。额定制冷工况下的实验结果见表 3, 在 34 W 输入功率下可以得到

1W@80K 的制冷量。实验中, 当压缩机采用匹配脉管冷指的板簧、动子参数 ($m=43$ g, $K=10054$ N/m) 来驱动斯特林冷指时, 无法将制冷温度降至 80 K 温区, 说明板簧与动子质量参数的改进极大地改善了压缩机与冷指的匹配性。

表 3 斯特林冷指 1W@80K 实验结果

工况	电压 U (V)	电流 I (A)	功率 P (W)	功率因子	压缩机效率 (%)
1W@80K	23.6	2.00	34	0.72	84.7

4 结论

介绍了一款工作频率为 120 Hz 的线性压缩机, 通过用复向量分析法使冷指负载等效, 并对压缩活塞受力进行分析, 得到了作为电机设计依据的明确的电机需求参数, 设计了一台与脉管冷指相匹配的高性能压缩机。通过对压缩机动子板簧结构的重新计算, 用此款压缩机匹配了一台斯特林冷指。经过改进后, 斯特林冷指的制冷性能得到明显提升, 充分证明此种设计方法有效。这种匹配设计方案只需要重新加工板簧以及变动动子质量, 便可以在耗时最短的条件下对压缩机与不同冷指进行匹配性分析与改进, 其操作的简便性有明显的优势, 在一定条件下可以作为制冷机匹配性设计的首选方法。

参考文献

- [1] Sung J W, Lee C W, Kim G S, et al. Sensorless Control for Linear Compressors[J]. *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, 2006, 24(3-4): 273-286.
- [2] Unger, Reuven. Development and testing of a linear compressors sized for the European market[C].*Proceedings International Appliance Technical Conference, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA:1999.*
- [3] Marquardt, Radebaugh. Design Equation and Scaling Laws for Linear Compressors with Flexure Springs [C]. *Proceedings of the 7th International Cryocooler Conference*, 1992:783-8
- [4] 吴亦农. 空间用长寿命分置式斯特林制冷机研究 [D]. 上海: 中国科学院上海技术物理研究所, 2002.
- [5] 刘冬毓, 星载斯特林制冷机的设计方法与性能优化研究 [D]. 上海: 中国科学院上海技术物理研究所, 2006.
- [6] Lee H, Moon H, Wang S Y, et al. Iron Loss Analysis of Linear Oscillating Actuator for Linear Compressor[J].*The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering*, 2006, 25(2):487-495.
- [7] Hagen N and Tkaczyk TS. Compound Prism Design Principles[J].*Applied Optics*, 2011,50: 4998-5022.
- [8] Bittner R, Delclaud Y, Cerutti-Maori G, et al. Spectra Apparatus of the Concentric Type having a Fery Prism: U. S. ,5,781,290 [P]. 1998.
- [9] Duncan B D, Bos P J, Sergan V. Wide-angle Achromatic Prism Beam Steering for Infrared Countermeasure Applications [J]. *Optical Engineering*, 2003,42(4):1038-1047.
- [10] Dereniak E L, Dereniak T D. Geometric and Trigonometric Optics [M]. New York:Cambridge University Press, 2008.

(上接第 18 页)

- [5] Gutkowski S M , Ohl R G. Alignment of the Grating Wheel Mechanism for a Ground-Based, Cryogenic,Near-Infrared Astronomy Instrument [C].*Conferenc on Cryogenic Optical Systems and Instruments X*,2003,5172:36-47.
- [6] Ebizuka N, Yokota H, Kajino F, et al. Novel Direct Vision Prism and Wollaston Prism Assembly for Diffraction Limit Applications[C].*Proc. SPIE*, 2008,7018:S184.