

应用于氦气压气机的相似模化方法验证

钟胜军, 徐立民, 金洁敏, 来 亮

(哈尔滨第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘 要: 为解决氦气压气机与空气的相似模化问题, 针对进出口比容比相等的近似模化方法, 采用 NUMECA 计算流体力学软件, 以某型轴流氦气压气机级为模型, 进行了数值模拟验证计算, 并与试验结果做比较。从数值模拟验证可知, 公式计算和数值模拟的性能曲线相差较小, 氦气和空气不同工质下的气流角偏差也很小; 而从空气试验结果可知, 公式计算和试验结果的压比曲线基本重合, 但绝热效率曲线有一定偏差。综合表明, 具有常规叶型的氦气压气机, 在马赫数低于 0.4 以及压比低于 2 的情况下, 不考虑马赫数相等的近似模化方法是有效实用的。

关 键 词: 氦气; 压气机; 相似模化; 数值模拟; 空气试验

中图分类号: TK472 文献标识码: A

前 言

通常在压气机设计中, 用理论方法确定其工作性能往往会遇到很大的困难, 并且不能保证所要求的精度。因此, 压气机实际的性能曲线, 往往需要试验得到, 或者通过相似换算得来。研究氦气压气机时, 进行氦气试验涉及氦气消耗、闭式密封系统和较大的功率, 试验总成本代价较大。而做空气试验就相对容易得多, 这时必须考虑氦气和空气之间的相似模化问题。另外, 在解决相似模化方法的前提下, 利用现有机型进行模化设计, 也是一条重要途径。

通过单级空气试验和使用 CFD 工具, 对并采用进出口比容比相等的近似模化方法进行数值模拟和空气试验验证研究。

1 相似准则的满足及模化方法的推导

压气机相似模化应满足的模化准则, 包括几何相似、速度三角形相似、马赫数相等、雷诺数相等、热力学相似等条件。但对于绝热指数 k 不相等的两种不同工质, 首先热力学相似的条件不能满足。因此只能采取近似模化方法, 抓住主要准则条件, 弱化或放弃次要准则条件, 或使其处于自模化区域。

1.1 几何相似条件

$$\text{模化比: } m_l = D' / D \quad (1)$$

为同一台压气机中不同公式的相似模化, $m_l = 1$, 满足几何相似条件。式中加撇的为空气参数, 其它的为氦气参数, 以下同。

1.2 进出口速度三角形相似

根据运动相似的基本条件, 其进口速度三角形相似, 可得:

$$\frac{c'_1}{c_1} = \frac{u'_1}{u_1} = \frac{w'_1}{w_1} = \frac{V'_{Z1}}{V_{Z1}}$$

从而可得容积流量和转速的关系:

$$\frac{Q'_1}{Q_1} = \frac{V'_{Z1}}{V_{Z1}} = \frac{F'_1}{F_1} = \frac{u'_1}{u_1} = \frac{n'}{n} \quad (2)$$

对于 k 值不相等的两种工质之间的模化, 通常采用进出口比容比相等的近似模化方法。进出口比容比相等的条件为:

$$\frac{v'_1}{v_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (3)$$

这种方法可使进口和出口速度三角形相似, 中间过程速度三角形近似相似, 但不能照顾到马赫数相等, 而雷诺数相等的条件可以独立满足。

1.3 多变指数、效率、压比、转速之间的关系

首先有公式推导中应用的两个假设条件:

(1) 能量头系数 h 相等;

(2) 多变效率 η_p 相等。

对于多变压缩过程, 有:

$$P / \rho^m = \text{const}$$

从而可以得到: $\rho_2 = \rho_1 \cdot \epsilon_c^{1/m}$

式中: ϵ_c —压比; m —多变指数。

根据克拉珀龙方程 $P = Z \rho R T$, 可得:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\rho_2 T_2}{\rho_1 T_1} = \epsilon_c^{1/m} \frac{T_2}{T_1} = \epsilon_c, T_2 = T_1 \cdot \epsilon_c^{(m-1)/m}$$

$$\text{得: } m = \frac{\ln \epsilon_c}{\ln \epsilon_c - \ln(T_2 / T_1)}$$

$$\text{由绝热效率 } \eta_s = \frac{\epsilon_c^{(k-1)/k} - 1}{(T_2 / T_1) - 1}, \text{ 得:}$$

$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{\epsilon_c^{(k-1)/k} - 1}{\eta_s}$, 从而得到:

$$m = \frac{1}{1 - \ln \left[1 + \left(\epsilon_c^{(k-1)/k} - 1 \right) / \eta_s \right] / \ln \epsilon_c} \quad (4)$$

由压气机能量头:

$$H_p = \frac{m}{m-1} R \cdot T_1 \left(\epsilon_c^{(m-1)/m} - 1 \right) \quad (5)$$

总机械功 $H_m = i_2 - i_1 + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2)$

定压比热 $c_p = \frac{k}{k-1} R$, $\eta_p = \frac{H_p}{H_m}$

如果忽略动能差:

$$\begin{aligned} \eta_p &= \frac{H_p}{i_2 - i_1} \\ &= \frac{\frac{m}{m-1} R T_1 \left(\epsilon_c^{(m-1)/m} - 1 \right)}{c_p T_2 - c_p T_1} \\ &= \frac{\frac{m}{m-1} \left(\epsilon_c^{(m-1)/m} - 1 \right)}{\frac{k}{k-1} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)} \\ &= \frac{m}{m-1} \cdot \frac{k-1}{k} \end{aligned} \quad (6)$$

结合使用多变效率相等的假设 ($\eta'_p = \eta_p$),

$$\text{有: } m' = \frac{1}{1 - \frac{k'-1}{k' \cdot \eta'_p}} = \frac{1}{1 - \frac{k'-1}{k' \cdot \eta_p}} \quad (7)$$

根据比容和密度的关系和式(3), 得到,

$$\epsilon_c^{1/m'} = \epsilon_c^{1/m}$$

$$\text{得: } \epsilon'_c = \epsilon_c^{m'/m} \quad (8)$$

由压气机能量头和轮周速度的关系, 有:

$$H_p = \bar{h} u^2$$

根据 $u = \pi D n / 60$, 得: $H_p = \bar{c} n^2$

式中: \bar{c} — 比例系数。

根据能量头系数 \bar{h} 相等的假设, 可得:

$$\bar{c}' = \bar{c}$$

$$\text{得: } H'_p / H_p = \left(n' / n \right)^2$$

再根据式(5), 可得转速的换算关系:

$$\begin{aligned} n' &= n \sqrt{H'_p / H_p} \\ &= n \sqrt{\frac{\frac{m'}{m'-1} \cdot \frac{m-1}{m} \cdot \frac{R' T'_1 \left(\epsilon_c'^{(m'-1)/m'} - 1 \right)}{R T_1 \left(\epsilon_c^{(m-1)/m} - 1 \right)}}} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\text{又: } \frac{\eta'_s}{\eta_p} = \frac{\frac{k'-1}{k'-1} R' T'_1 \left(\epsilon_c'^{(k'-1)/k'} - 1 \right)}{\frac{m'}{m-1} R' T'_1 \left(\epsilon_c'^{(m'-1)/m'} - 1 \right)}$$

根据式(6), 得:

$$\eta'_s = \frac{\left(\epsilon_c'^{(k'-1)/k'} - 1 \right)}{\left(\epsilon_c'^{(m'-1)/m'} - 1 \right)} \quad (10)$$

1.4 进口轮周雷诺数相等条件

依据压气机进口轮周雷诺数相等条件, 有:

$$Re_H = \frac{\rho u L}{\mu} = Re_A = \frac{\rho' u' L'}{\mu'}$$

由 $m_l = 1$, 得:

$$\rho' = \frac{u'}{\mu} \cdot \frac{\mu}{u} \cdot \rho \quad (11)$$

$$G' = Q' \cdot \rho' \quad (12)$$

$$P'_1 = Z' \rho'_1 R' T'_1 \quad (13)$$

2 数值模拟计算验证

对于数值模拟计算方法验证, 首先采用氦气工质模拟计算得到设计转速下的一系列工况点, 然后用前面推导的方法换算成空气下的工况点, 包括这些工况点的边界条件和转速。接着采用原有模型, 利用这些空气工况点的边界条件做空气工质的数值计算。根据空气数值计算得到性能参数与上面换算得到的空气工况点, 对比验证模化方法的准确性。

2.1 基本物性参数和部分进口参数

表 1 模化时基本物性参数和部分进口参数

	氦气	空气
转速 $n / r \cdot \min^{-1}$	150 00	4 750 *1
压缩因子 Z *	1	1
绝热指数 k	1.666 64	1.4
气体常数 $R / J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$	2 077.1	287.1
动力粘度 $\mu / kg \cdot (m \cdot s)^{-1}$	2.013E-5	1.817E-5
分子量 M	4.006	28.97
进口总压 P^* / kPa	1 025.3	383.67
进口总温 T^* / K	308.8	293.15

注: *1 在设计工况下的换算数值; *2 NUMECA 软件计算中采用实际的压缩因子曲线。

2.2 算例及网格划分

数值模拟采用 NUMECA 软件计算, 算例模型为某型轴流氦气压气机的第一级和进口导叶, 除部分扩压区外, 相对马赫数 $M_H < 0.3$, 最大相对马赫数 $M_H < 0.4$ 。计算网格采用 NUMECA Autogrid 模块划分。整体采用 H 型网格, 间隙为蝶型网格, 一共 41.33 万个网格。

2.3 计算方法

求解计算采用 FINE 模块的 EURANUS 求解器, 采用的数值方法及模型为:

求解模型: 三维湍流 Navier-Stokes 方程组;

流动类型: 定常流动, 混合面模型;

湍流模型: Spalart-Allmaras 模型;

数值方法: 二阶精度中心格式, Jameson, 1990;

加速方法: 多重网格技术、全多重网格技术;

收敛准则: 全场残差/进出口流量/压比/效率等为恒定值, 收敛量级 $1.e-5$;

边界条件: 进口给定总压和总温, 出口给定流量。其中, 氦气数值模拟计算时采用固定进口总压, 调整出口流量的方法得到一系列工况点, 而空气数值模拟计算时采用上述工况点的模化值。

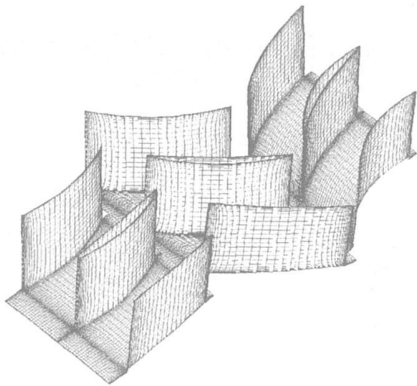


图 1 算例整体网格

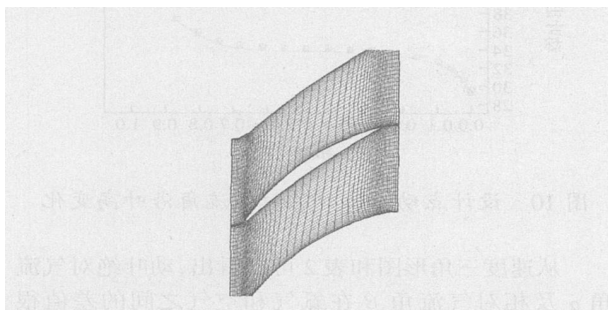


图 2 算例 50% 截面网格

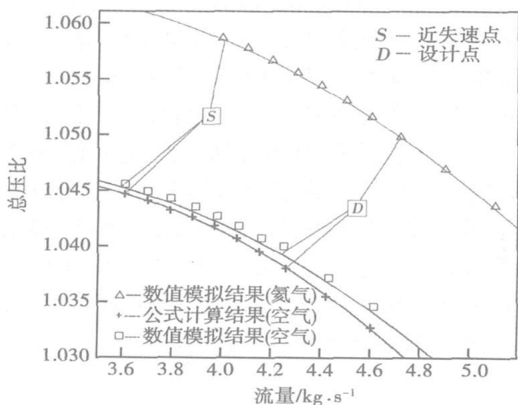


图 3 总压比和流量关系 (数值模拟)

因为氦气单级压气机的流量变化很小, 在 1.2 kg/s 的范围内, 空气模化后的进口总压和转速变化都很小。为了方便比较, 把模化后的不同进口总压折算到设计工况压力下。而不同转速下的压比和流量根据转速的偏差, 线性插值为设计点下的参数。

2.4 计算结果及分析

从压比与流量关系可以看出, 空气的曲线变化趋势和氦气数值模拟结果相一致。空气的公式计算结果和数值模拟结果相差很小, 随着流量的增大, 偏差也随之增大。

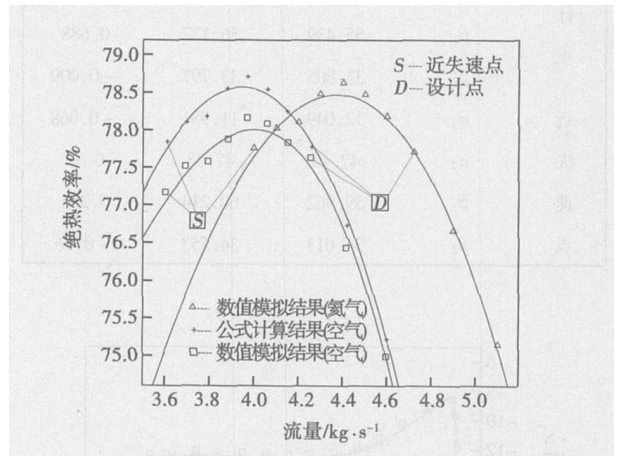


图 4 绝热效率和流量关系 (数值模拟)

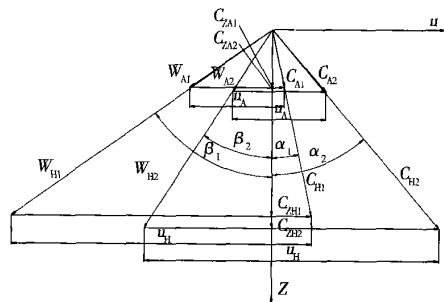


图 5 设计工况点动叶速度三角形

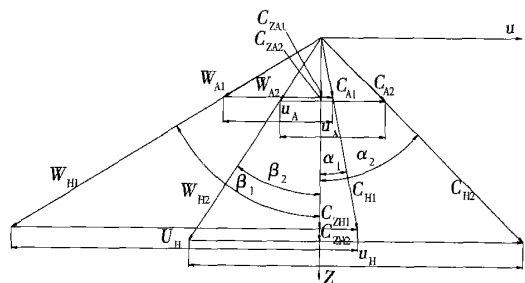


图 6 近失速工况点动叶速度三角形

在绝热效率和流量关系图上, 整个空气的曲线变化趋势和氦气数值模拟结果是相一致的。在设计点, 空气的公式计算结果和数值模拟结果的差值为 0.192, 最大差值在近失速点上, 差值为 0.725, 偏差不得超过 1%。其偏差的趋势和压比相反, 随着流量减小, 偏差随之增大。

表 2 动叶进出口气流角

		氦气	空气	差值
设计点	α_1	12.581	12.495	-0.086
	α_2	41.403	42.477	1.074
	β_1	55.439	56.127	0.688
	β_2	33.805	33.797	-0.009
近失速点	α_1	12.049	11.981	-0.068
	α_2	47.16	47.53	0.37
	β_1	59.962	60.214	0.252
	β_2	34.613	34.553	-0.06

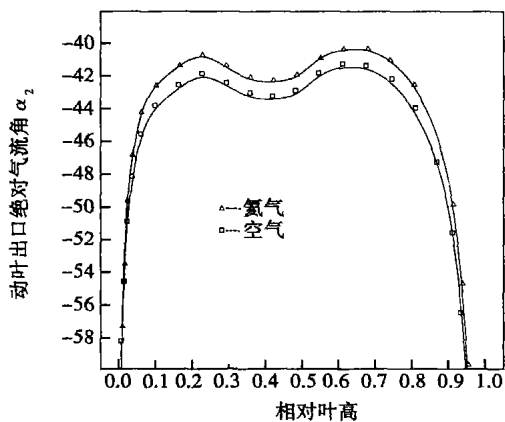


图 9 设计点动叶出口绝对气流角沿叶高变化

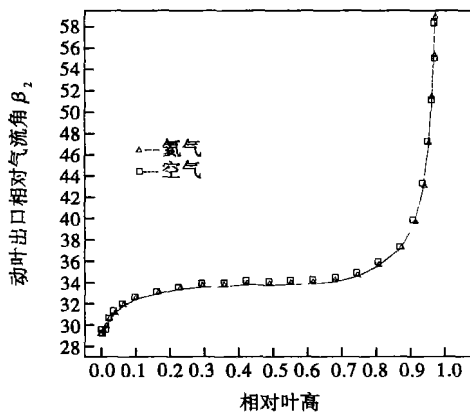


图 10 设计点动叶出口相对气流角沿叶高变化

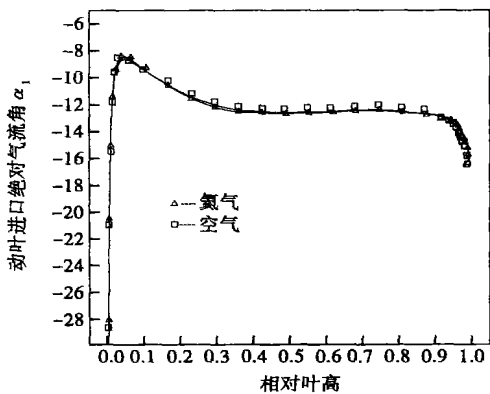


图 7 设计点动叶进口绝对气流角沿叶高变化

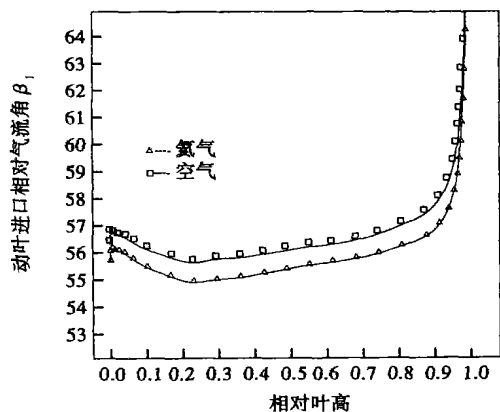


图 8 设计点动叶进口相对气流角沿叶高变化

从速度三角形图和表 2 可以看出, 动叶绝对气流角 α 及相对气流角 β 在氦气和空气之间的差值很小, 两种工质下的速度三角形基本相似。但从图 7~图 10 可以看出, 在设计点, 两者的 α_1 和 β_2 基本重合, 而两者的 β_1 和 α_2 却在相同趋势下有一定偏差。这说明模化的空气转速偏大, 导致周向速度增大, 从而使得气流角有所偏差。从式(8)和式(9)可知, 直接影响转速的主要因素是两者的压比, 而影响压比的根本因素为进出口比容比相等的方法。这说明根据这个方法推导的压比计算公式是有所偏差的, 在低压比情况下(压比小于 2), 这种偏差可以忽略。另外, 根据两者的 α_1 和 β_2 相同的情况可以得出, 进口导叶和动叶的落后角计算是相一致的。在近失速点的气流角偏差较小, 这和压比偏差较小是相一致。

3 空气试验验证

在实际试验中, 压气机进口条件会在一定范围

内变化, 而转速也会有相应的小跳动, 因此根据两条额定转速附近的曲线和相应换算关系, 插值并拟合得到 4750 r/min 的曲线。

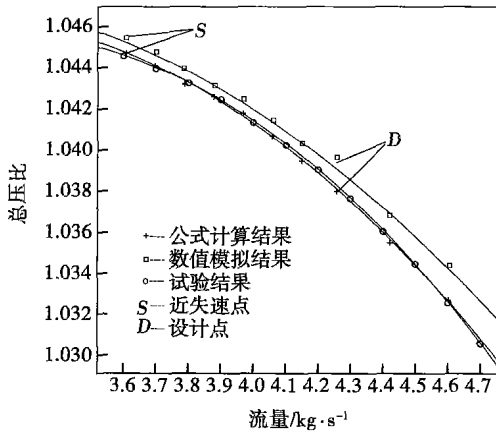


图 11 总压比和流量关系

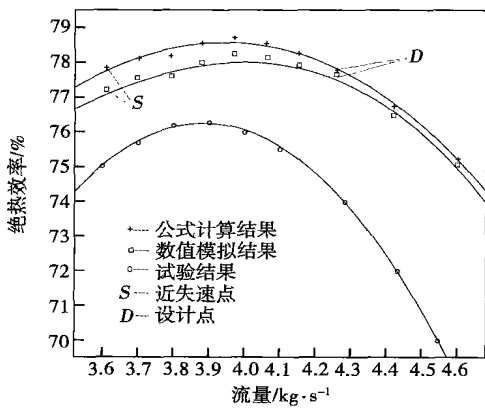


图 12 绝热效率和流量关系

从压比与流量关系图可以看出, 试验结果和公式计算结果基本重合, 和空气数值模拟计算结果偏差也很小。

在绝热效率和流量关系图上, 对于试验结果, 其总体结果和公式计算结果相似, 但有一定偏差。在最大效率点附近, 偏差约为 2 个百分点, 而随着流量的增大, 其偏差也增大。这主要有 3 个原因: (1) 试验的单级压气机加工时, 叶片很小, 加工误差相对较

大; (2) 整个空气单级压气机的温升为 $4.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右, 温升很小, 使得温度探针误差的影响变大; (3) 试验管路和单级压气机一直存在泄漏问题。这几个问题也使得单级压气机的压比有所偏低, 和数值模拟计算结果存在一定偏差。

4 结 论

从数值模拟结果和试验结果可以看出, 对于单级压比, 空气数值模拟结果、试验结果和相似模化公式计算结果, 三者吻合得较好, 趋势基本与氦气数值计算结果一致。对于绝热效率, 空气数值模拟结果和相似模化公式计算结果相差很小, 而试验结果与之有一定偏差, 但偏差不大, 曲线趋势基本相一致。在设计工况点和近失速工况点, 氦气和空气两种工质下的动叶速度三角形都很相似, 但两者的动叶进口相对气流角和出口绝对气流角都有一定偏差。从前面的分析可知, 根据进出口比容比相等的方法推导出的压比计算公式是有所偏差的, 在低压比情况下, 这种偏差是可以忽略的。

在该模化方法中, 马赫数不相等, 但由于采用常规叶型的氦气压气机马赫数很低, 不超过 0.4, 靠近不可压缩区域或自模化区域, 所以马赫数的影响很有限, 可忽略不计。

因此, 对于采用常规叶型的氦气轴流压气机, 在低压比情况下, 这种氦气与空气之间的近似模化方法是可以应用在工程方面的。

参考文献:

- [1] 刘立强, 陈纯正. 应用于透平机械的相似模化方法评述[J]. 低温工程, 1996(4): 51-55.
- [2] 刘立强. 氦透平膨胀机相似模化试验方法的研究[J]. 低温与超导, 1996(4): 43-47.
- [3] 黄钟岳. 化工透平式压缩机[M]. 大连: 大连理工大学出版社, 1989.
- [4] 王仲奇, 秦仁. 透平机械原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [5] 基里洛夫 И И. 透平机械原理[M]. 马宝珊, 译. 北京: 机械工业出版社, 1982.

(编辑 渠源)

应用于氦气压气机的相似模化方法验证 = **Verification of an Analog Modeling Method for Helium Compressors** [刊, 汉] / ZHONG Sheng-jun, XU Li-min, JIN Jie-min, et al (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(2). — 129 ~ 133

In consideration of an approximate modeling method featuring an equal inlet and outlet specific volume ratio with an axial helium compressor stage serving as a model and to solve an analog modeling problem existing between a helium compressor and an air one, a numerical simulation verification calculation has been conducted by using computational fluid mechanics software NUMECA. The calculation results have been compared with the test ones. It has been known from the numerical simulation verification that the performance curves obtained from formulae calculation differ relatively little with those obtained from the numerical simulation. The air flow angle difference between different working media, i. e. helium and air, is also very small. However, it has been learned from the air test results that the pressure ratio curves obtained from the formulae calculation are basically identical to those obtained from the test results, but there exists a certain difference of their adiabatic efficiency curves. To sum up, it can be shown that for a helium compressor with conventional blade profiles, a mach number lower than 0.4 and pressure ratio below 2, the analog modeling method in disregard of an equal mach number is effective and practical. **Key words:** helium, compressor, analog modeling, numerical simulation, air test

方差分析在电厂燃气轮机性能监测系统中的应用 = **Application of a Variance Analysis for the Performance Monitoring Systems of Power Plant Gas Turbines** [刊, 汉] / XIA Di, WANG Yong-hong (Turbomachine Research Institute under Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030), HAN Gang (Shanghai Zhadian Gas Turbine Power Plant, Shanghai, China, Post Code: 200438) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(2). — 134 ~ 137, 141

A new set of gas turbine performance monitoring methods has been established by using variance analysis and time sequence models. It can eliminate the influence of atmospheric temperatures and power factors and only reflect the change in gas turbine operating performance. The variance reference line thus obtained can be used for the real-time performance monitoring of a gas turbine unit. To overcome the impact of atmospheric temperatures and other factors on various parameters of the gas turbine, only one variance standard has been used the whole year round. The method employs a time sequence model to seek the variance of the operating data. To eliminate the impact of different operating regimes on the monitoring of parameters, a method was adopted to monitor only the typical operating regimes. **Key words:** time sequence, gas turbine, monitoring standard, variance analysis

不断升级改进的 LM2500 燃气轮机 = **Constantly Upgraded and Improved LM 2500 Gas Turbines** [刊, 汉] / WANG Chong, JIN Jie-min (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036), TIAN Guang (Naval Representative Office Resident at Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(2). — 138 ~ 141

Because of their superior performance, reliability and availability, gas turbines of LM2500 series have become a type of gas turbines most widely used at this range of power ratings. The development course of LM 2500 gas turbines has been given and its upgrading and improvement situation described along with their main structural features. Displayed are the excellent design and main performance derived from aero-derivative engine technologies. In addition, an analysis is performed of the basic strategies and technical approaches for LM2500+, LM2500+G4 upgrading and improvement as well as their design changes and main performance. It is noted that increasing air mass flow rate is a most common, conservative, low risk and effective method for engine upgrading and improvement. Usually, a No.0 stage is added to a compressor and the blade design of corresponding stages is adjusted (broaden the outlet area). **Key words:** gas turbine, upgrading and improvement

汽轮机转子蒸汽冷却计算模型构建研究 = **A Study of the Establishment of Turbine Rotor Steam-cooling Calculation Models** [刊, 汉] / LU Zhi-qiang, HAN Wan-jin (College of Energy Sciences and Engineering under Harbin Insti-