

湿压缩压气机特性的研究

李淑英¹, 祝剑虹², 卢伟²

(1. 哈尔滨工业大学 电子工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;
2. 哈尔滨工程大学 动力与核能工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 向压气机喷水可减少压气机压缩功。喷水后由于工质的性质发生改变, 而使压气机特性发生变化。为了得到喷水后的压气机特性, 采用近似相似理论对喷水后压气机特性进行仿真, 得到喷水对压气机压比、流量等特性的影响。由于压气机特性通过近似模化得到湿压缩压气机特性, 为湿压缩技术在燃气轮机、涡轮增压柴油机和涡轮增压汽油机的应用研究奠定了基础。

关 键 词: 湿压缩; 压气机特性; 仿真

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A

1 引 言

湿压缩技术是在压气机进口喷水, 水滴蒸发吸收周围压缩空气的热量, 使压缩空气的温度降低, 从而减少压缩过程所需要的压缩功^[1~10]。这是一种简单、有效、易于实现的改进燃机性能的方法。由循环分析和试验研究可知, 向压气机喷水可改善燃气轮机的性能有两种方式: (1) 保持喷水前后输出功率不变。由于喷水后压缩功的减少, 因而涡轮膨胀功也随之减少, 喷水后涡轮进口温度下降, 下降的幅度随着喷水量的增加而增加, 从而使燃气轮机高温部件寿命得到提高; (2) 保持喷水前后涡轮进口温度不变, 即保持涡轮总功不变。由于喷水后压缩功的减少, 从而使燃气轮机的输出功率得到提高, 采用此项措施可以改善热天发动机发出的功率不足的特性^[2, 4, 5, 8]。为了实现上述两种喷水目的及得到喷水后的燃机控制规律, 首先必须知道喷水前后压气机工作点的改变规律。喷水前后压气机工作点的改变主要与以下因素有关: (1) 在压气机进口喷入雾化

水, 水滴在压缩过程中吸收热量而蒸发为水蒸气, 压气机的工质由干空气变为湿空气(工质的性质发生变化), 因此, 压气机特性也随之改变。而且随着喷水量不同, 喷水后的压气机特性(即称为湿压气机特性)也不同。由于喷水后压气机特性的改变, 从而改变喷水前后压气机的工作点。(2) 喷水后降低了压气机进口温度。(3) 与喷水后燃气轮机的工作状态控制有关即保持喷水前后输出功率不变, 还是保持喷水前后涡轮进口温度不变。因此要想知道喷水前后压气机工作点的改变, 必须研究喷水后的湿压气机的特性。获得压气机特性的方法有两种: 一是通过准确而可靠的实验方法; 二是通过计算机仿真。虽然实验方法是获得压气机特性最可靠的方法, 但这种方法只有当压气机或它的模型机制造好并进行实验后才能获得, 且要花费大量的人力、物力和时间。如果对现有燃气轮机实现喷水, 更难以得到压气机特性。因此, 随着计算机的发展和各种实用压气机模型的建立, 本文采用仿真方法来研究喷水后压气机的特性。

本文选用涡轮增压器的压气机作为分析对象, 其目的是为后续建一个小型涡轮增压器的压气机实验台来验证近似相似理论模化压气机特性仿真方法的正确性; 为湿压缩技术在燃气轮机、涡轮增压柴油机、涡轮增压汽油机的应用奠定基础。

2 压气机湿特性的仿真模型

2.1 相似理论在压气机特性中的应用

在研究发动机工作和发动机特性时, 认为进入

收稿日期: 2003-02-27; 修订日期: 2003-04-22

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59976006)

作者简介: 李淑英(1963-), 女, 辽宁凤城人, 哈尔滨工程大学副教授, 博士; 现在哈尔滨工业大学博士后流动站工作。

发动机的空气是干燥的。事实上,空气中总是含有不同程度的水蒸气,因此发动机出厂前要给出湿度对发动机特性影响的特性线,此特性线利用近似相似理论得到。本文作者研究湿压缩特性是借用此方法。

湿修正的基本假设:

(1) 不同的湿度条件下,只要绝对运动和相对运动中的 Ma 相等,就认为发动机处于相似条件下工作,发动机各截面上气体参数的无因次比值、效率等都保持不变。

(2) 在所修正的范围内,认为发动机与外界没有热交换;气体流动对雷诺数自动化;气体重力与惯性力相比,重力的影响可以略去不计。

由转速的相似参数 $\frac{n}{\sqrt{kRT_1}}$ 相等可得,压气机进口喷水实验时的转速为:

$$n_{sh} = n \sqrt{\frac{k_{sh} R_{sh} T_{1sh}}{kRT_1}} \quad (1)$$

由流量相似参数 $\frac{G_{ma} \sqrt{T_1}}{p_1} \sqrt{\frac{R}{k}}$ 相等可得,压气机进口喷水的空气的流量:

$$G_{mash} = G_{ma} \frac{p_{1sh}}{p_1} \sqrt{\frac{RT_1 k_{sh}}{R_{sh} T_{1sh} k}} \quad (2)$$

其中: n 、 T_1 、 p_1 、 R 、 k 、 G_{ma} 分别为发动机转速、压气机进口气体温度、压气机进口气体压力、气体常数、绝热指数、进口质量流量,下标 sh 代表湿空气。

由相似理论可知,只要保证进口相似参数任一两个相等,则发动机进口截面及其它各个截面的相似参数也相等。

向压气机喷水,水滴随压缩过程逐渐蒸发,这一点与湿度对发动机特性影响不同。无论是喷水还是湿度对发动机特性的影响主要是工质的性质变化所产生的,即工质的 k 和 R 发生改变。为了研究喷水后压气机特性的改变,首先分析喷水后工质的 k 和 R 的变化。

2.2 湿度对气体性质的影响

由于喷入压气机中的水较少,经蒸发与空气混合,此时水蒸气的分压力甚小,分子浓度很低,将混合气体看作理想气体处理^[10],则有道尔顿定律:

$$\text{定压比热: } c_{psh} = (c_{pa} + c_{ps} \cdot x / G_a) / (1 + x / G_a) \quad (3)$$

式中: c_{psh} —空气与水蒸气混合物的定压比热, kJ/kg

$^{\circ}\text{K}$; c_{pa} —空气的定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K})$; c_{ps} —水蒸气的定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K})$; x —喷入的水的质量流量, kg/s ; G_a —压气机进口的空气质量流量, kg/s 。

气体常数:

$$R_{sh} = (R_a + R_s \cdot x / G_a) / (1 + x / G_a) \quad (4)$$

式中: R_{sh} —空气与水蒸气混合物的气体常数, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K})$; R_a —空气的气体常数, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K})$; R_s —水蒸气的气体常数, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{K})$ 。

$$\text{绝热指数: } k_{sh} = 1 / (1 - R_{sh} / c_{psh}) \quad (5)$$

式中: k_{sh} —空气与水蒸气混合物的绝热指数。

根据以上的原理,计算了湿空气的气体常数 R_{sh} 、绝热指数 k_{sh} 随喷水量变化的情况。由图 1 可见,绝热指数 k_{sh} 、气体常数 R_{sh} 随喷水量的变化呈线性关系。

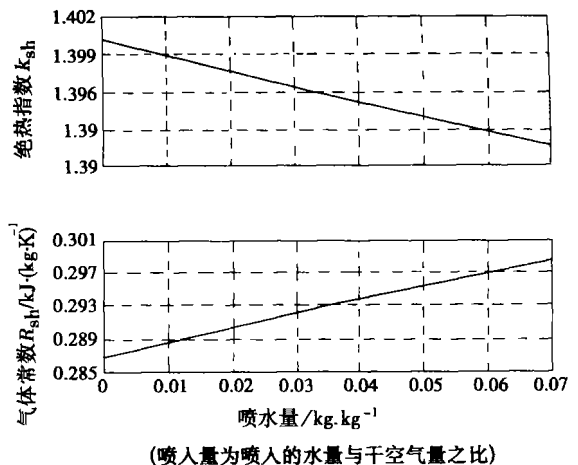


图 1 气体热物理性质随喷水量的变化

2.3 近似相似时性能换算

由 2.2 节可知,湿空气的绝热指数 k_{sh} 与空气的 k 相差不多,怎样将压气机干特性换算到绝热指数 k_{sh} 与 k 相差不多的湿特性呢?

2.3.1 $k_{sh} \approx k$ 时的性能近似换算

转速、流量的换算可用式(1)和式(2)。文献[11]详细的分析、比较了几种压比的换算,并给出了各自适用范围。针对本仿真实例的具体情况,压比的换算采用——多变换算:

$$\pi_{csh} = \left[1 + \frac{k}{k_{sh}} \left(\pi_c^{\frac{m-k}{m}} \right) - 1 \right]^{\frac{m_{sh}}{m_{sh}-1}} \quad (6)$$

式中: $m / (m - 1) = \eta_{pol} k / (k - 1)$; $m_{sh} / (m_{sh} - 1) = \eta_{polsh} k_{sh} / (k_{sh} - 1)$

由于部分相似, $\eta_{pol} = \eta_{polsh}$

2.3.2 $k_{sh} \neq k$ 时的性能近似换算

当喷水量超过 8% 时, 湿空气的 $k_{sh} \neq k$, 各截面的速度三角形相似被破坏。为了仍能满足部分相似, 可使压气机的进出口比容保持相等, 级进出口的速度三角形相似。这时的性能换算如下:

压比换算: $\pi_{csh} = \pi_c^{m_{sh}/m}$ (7)

转速换算: $n_{sh} = n \sqrt{\frac{h_{polsh}}{h_{pol}}}$

$$= n \cdot \frac{\sqrt{\frac{m_{sh}}{m_{sh}-1} R_{sh} T_{lsh} [\pi_{csh}^{(m_{sh}-1)/m_{sh}-1}]}}{\sqrt{\frac{m}{m-1} R T_1 [\pi_c^{(m-1)/m}-1]}}$$
 (8)

由于部分相似, 就有 $\eta_{polsh} = \eta_{pol}$ 。

即: $\frac{m_{sh}}{m_{sh}-1} / \frac{m}{m-1} = \frac{k_{sh}}{k} \frac{k-1}{k_{sh}-1}$

于是: $n_{sh} = n \sqrt{\frac{\frac{k-1}{k} [\pi_{csh}^{(m_{sh}-1)/m_{sh}-1}]}{\frac{k_{sh}-1}{k_{sh}} [\pi_c^{(m-1)/m}-1]}} \sqrt{\frac{R_{sh} T_{lsh}}{R T_1}}$ (9)

流量换算: $G_{mash} = \frac{n_{sh}}{n} G_{ma}$ (10)

2.3.3 考虑理想气体和实际气体偏差时的性能近似换算

上面的讨论都是基于理想气体基础, 但实际的气体是真实的蒸汽, 文献[11]指出: 在一个级的范围内, 或段的压比不太大时(2 或 ~ 4), 大多数实际气体可以看作气体常数为 zR 和绝热指数为 k 的理想气体。在此给出 $k_{sh} \neq k$, M_u 大时的真实气体的性能近似换算, 流量换算采用式(10)。

转速换算:

$$n_{sh} = n \sqrt{\frac{\frac{k-1}{k} [\pi_{csh}^{(m_{sh}-1)/m_{sh}-1}]}{\frac{k_{sh}-1}{k_{sh}} [\pi_c^{(m-1)/m}-1]}} \sqrt{\frac{z_{sh} R_{sh} T_{lsh}}{R T_1}}$$
 (11)

压比换算: $\pi_{csh} =$

$$\left[1 + \left(\frac{n_{sh}}{n} \right)^2 \frac{k_{sh}-1}{k-1} \frac{k R T_1}{k_{sh} z_{sh} R_{sh} T_{lsh}} \left(\pi_c^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \right]^{\frac{m_{sh}}{m_{sh}-1}}$$
 (12)

同时文献[11]还指出, 上式用空气实验来求得

进口喷水的机器性能曲线的方法已在生产实践中得到应用, 并得到完全可靠的结果。

3 计算结果及分析

3.1 定喷水百分比的压气机湿特性图

计算的实例选用的是废气涡轮增压器(江津增压器厂生产的 J68), 在压气机进口加湿喷水量不超过最大加湿量时(最大加湿量定义为压气机出口空气湿度达到饱和时的水蒸气的含量), 考虑了定转速线上定喷水百分比(喷水质量与空气质量之比)的计算方案。增压器进口喷水冷却后的空气温度仅仅与喷水百分比有关。由于压比较小, 所以在定转速线上, 增压器工作时允许喷入的水也很少。假设, 当压气机进口空气未达到湿饱和时, 喷入的水全部蒸发。若压气机进口空气达到湿饱和时, 仍有水滴剩余, 则剩余部分水滴在压气机中边压缩边蒸发, 此时, 假设气体常数和绝热指数仍按进口条件考虑, 但其准确性有待实验论证。结合 2.2 小节得出的湿空气绝热指数和气体常数的变化情况, 在进行性能换算时采用 $k_{sh} \approx k$ 的近似换算公式。

计算的假设条件是: 空气的温度是 25 °C, 水温是 15 °C, 大气压力为 1.013×10^5 Pa。压气机折合转速为 5 025、6 853、8 223、9 594、10 964, 对应的喷水百分比分别为 0.466%、0.65%、0.816%、1.01%、1.01%。

由图 2 可知, 喷水后, 压比、质量流量都有所增加。因为喘振边界线不能用相似原理来推断计算, 喘振边界线的精确确定仍是当前未解决的问题, 故本文没有绘出喷水后的喘振边界线的新位置。

由图 3 可见, 干空气质量流量 G 、湿空气质量流量 G_w 随喷水百分比的增加成线性增加。这是因为喷水降低了压气机进口干空气的温度, 从而干空气的密度增加, 再加上喷入的水的质量, 使得干空气和湿空气质量流量都增加。

由图 4 可知, 在假定喷水百分比范围内, 压气机的转速、进口工质温度随喷水百分比的增加成线性降低。这是因为在换算时保证折合转速不变, 所喷的水量又非常小, 工质的气体常数、绝热指数变化的也非常小, 这时, 压气机进口工质温度的降低相对较大, 所以, 压气机的转速有所降低。

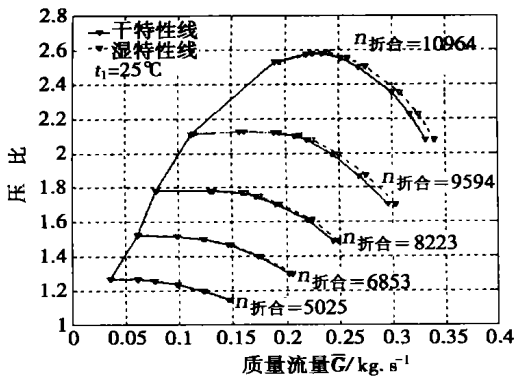


图 2 增压器(J68)压气机干湿特性图 $t_1 = 25\text{ }^\circ\text{C}$

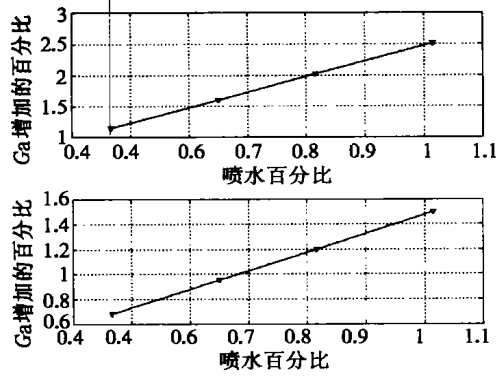


图 3 干、湿空气质量流量随喷水百分比的变化 $t_1 = 25\text{ }^\circ\text{C}$

增加的百分比曲线形式与增压器的特性线形式非常相近。

为了证实在热天喷水的效果更明显。本文还计算了空气温度为 $35\text{ }^\circ\text{C}$ 时,水温为 $20\text{ }^\circ\text{C}$,其它条件不变时的增压器性能的变化情况。

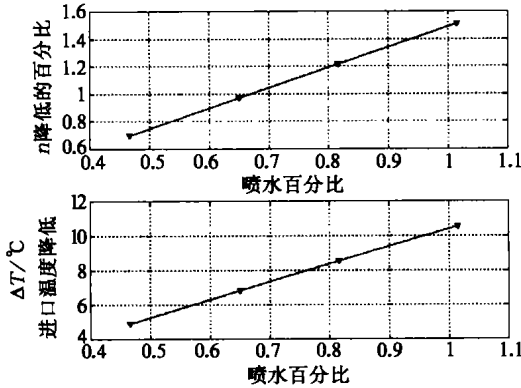


图 4 转速、进口温度随喷水百分比的变化 ($t_1 = 25\text{ }^\circ\text{C}$)

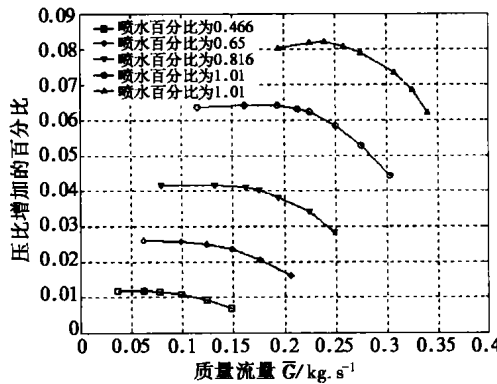


图 5 压比增加的百分比的变化情况 ($t_1 = 25\text{ }^\circ\text{C}$)

将图 7 与图 3 进行比较分析,可以发现,当大气温度为 $35\text{ }^\circ\text{C}$ 时,增压器的进气量比大气温度为 $25\text{ }^\circ\text{C}$ 时的进气量减少,在压气机比功不变时,压缩功减少,这又说明了在热天湿压缩的效果更好。

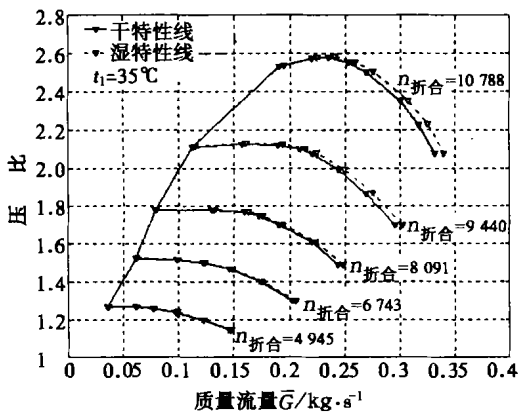


图 6 增压器(J68)干湿特性比较 ($t_1 = 35\text{ }^\circ\text{C}$)

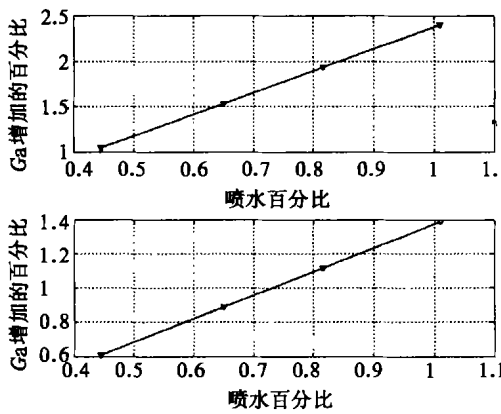


图 7 干、湿空气质量流量随喷水百分比的变化 ($t_1 = 35\text{ }^\circ\text{C}$)

由图 9 与图 5 的数值比较可以看出,大气温度为 $35\text{ }^\circ\text{C}$ 时压比的增加百分比要比大气温度为 $25\text{ }^\circ\text{C}$ 时大得多。这又一次证明了热天湿压缩的效果好。

4 结论

相似理论在燃气轮机及各个单独部件的性能研究中占有重要的地位。但部分相似理论在

由图 5 可见,压比增加的程度不仅与喷水量有关,还与增压器工作的状态有关。压比随质量流量

求解燃机部件特性中的准确性还有待实验的进一步验证。本文用部分相似理论计算的喷水后的压气机

特性基本符合理论预测^[9],其(压比、折合流量、折合转速)变化趋势与实验结果相同^[8]。由仿真结果可得出如下结论:

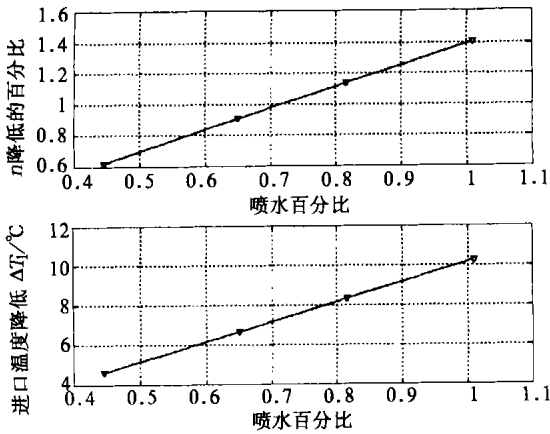


图 8 转速、进口温度随喷水百分比的变化($t_1=35\text{ }^\circ\text{C}$)

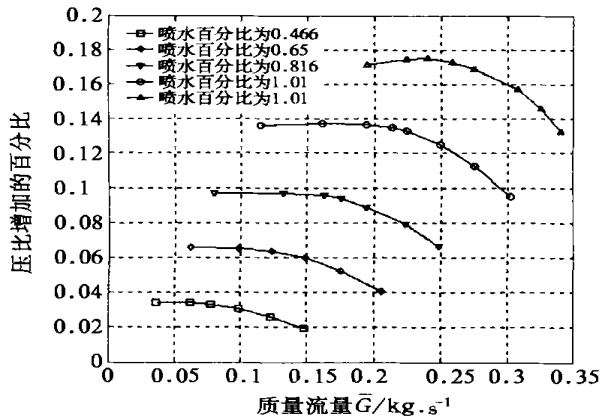


图 9 压比增加的百分比的变化情况($t_1=35\text{ }^\circ\text{C}$)

(1) 当喷水百分比小于 8% 时,绝热指数 k_{sh} 的变化还是非常小的,可看作与空气的绝热指数相等;但气体性质常数 R_{sh} 的变化却是非常明显的。因此,在喷入的水量不大时,绝热指数 k_{sh} 可以考虑是常数,以简化分析,方便求解。

(2) 在保证两工况相似的前提下,喷水使得压气机的转速下降,根据喷水百分比的不同,转速下降的程度也不同。喷水百分比越大,转速下降得越多。

这说明对压气机喷水,不需考虑压气机的转速限制。

(3) 在增压器的进气条件和喷水条件不变时,压比增加百分比随质量流量增加的趋势与增压器特性线形式相近。折合转速越高,压比增加的幅度越大。

(4) 喷水后,增压器的质量流量不仅与喷水百分比有关,还与进气温度有关。进气温度越高,湿压缩的质量流量越小。

(5) 喷水后,压气机出口的温度降低了,压力升高,工质的密度增加,这使得同一时间内流过的工质的质量流量较不喷水时增加,这无疑缓解了不喷水时的压气机出口堵塞情况,换句话说,喷水后的压气机的喘振裕度变大。

(6) 在压气机特性线的湿修正时,部分相似理论还是非常好地表现出了喷水后的各参数的变化趋势。

参考文献:

- [1] 李淑英.改进的双工质平型复合循环燃机循环分析[J].船舶工程,1997,107(2):12-14.
- [2] 李淑英.压缩过程喷水蒸发内冷燃气轮机循环分析[J].船舶工程,1998,114(3):36-37.
- [3] 孙聿峰,周杰.试论级间喷水湿压缩技术的应用[J].哈尔滨工程大学学报,1999,20(4):30-32.
- [4] 李淑英.压气机级间喷水湿压缩燃气轮机原理研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,1999.
- [5] 李淑英,郑群.压气机级间喷水湿压缩燃气轮机循环分析[J].船舶工程,2001,132(3):28-33.
- [6] 周杰.单轴燃气轮机湿压缩技术研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2000.
- [7] 李淑英.湿压缩燃气轮机热力循环的特点与机理分析[J].燃气轮机技术,2001,14(4):20-22.
- [8] 李淑英,张政一.压气机级间喷水燃气轮机试验研究[J].热能动力工程,2002,17(2):143-146.
- [9] 李淑英.模拟舰船燃气轮机压气机级间流场雾化试验研究[J].哈尔滨工程大学学报,2002,23(2):13-16.
- [10] 林枫,闻雪友.GT25000燃气轮机喷水冷性能分析研究报告[R].哈尔滨:哈尔滨第七〇三研究所,1999.
- [11] 里斯 BΦ.离心压缩机械[M].北京:机械工业出版社,1986.

(渠 源 编 辑)

Post Code: 150036), GAO Pu-zhen (Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(6). — 597 ~ 599

By using software ANSYS a three-dimensional model was set up for the turbine cylinder and rotor of a marine steam turbine. The thermal expansion during a cold-state startup was calculated and analyzed. Presented are the time-dependent thermal expansion displacement curves and relative thermal expansion curves of the turbine cylinder and rotor at the gland seal of a rear shaft end, and also at other locations. The calculation results may be used for the research of steam turbine dynamic characteristics and the design of startup procedures. **Key words:** marine steam turbine, thermal expansion, cold-state startup

湿压缩压气机特性的研究 = Research on the Characteristics of a Wet Compression Compressor [刊, 汉] / LI Shu-ying (School of Electronic Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), ZHU Jian-hong, LU Wei (College of Power & Nuclear Engineering under the Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(6). — 600 ~ 604

Compressor compression work can be decreased by the injection of water into a compressor. The change of working medium properties after the water injection will lead to a change in compressor characteristics. To identify the compressor characteristics following the water injection, a simulation of such characteristics was conducted by using an approximate analogous theory in order to ascertain the effect of the water injection on the compressor pressure ratio and flow rate, etc. As a result, the wet compression compressor characteristics were identified through the above-mentioned approximate modeling. The above work can provide a solid basis for the applied research of wet compression technology in gas turbines, turbocharged diesels and turbocharged gasoline engines. **Key words:** wet compression, compressor, characteristics, simulation

N6135 柴油机进口加湿技术中压气机的性能研究 = An Investigation of the Impact on Compressor Performance of Water Injection at a Diesel Inlet [刊, 汉] / ZHANG Zheng-yi, ZHENG Qun, ZHANG Wei (College of Power & Nuclear Engineering under the Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(6). — 605 ~ 607

A theoretical calculation and an experimental study were performed concerning the water injection at the inlet of a turbocharged diesel. On this basis the authors have developed a method for studying the evaporation/compression process in a compressor and preliminarily verified the theory that the above-mentioned water injection can lead to a reduction of compressor outlet temperature and also compression work. The foregoing provides a solid basis for the reliable operation of turbocharged diesel engine under poor environmental conditions. **Key words:** diesel engine, water injection, compressor

自转清洗扭带管对流传热强化机理的实验研究 = Experimental Investigation of the Mechanism of Intensified Convective Heat Transfer in a Tube with Self-rotating Twisted Tapes for Cleaning Purposes [刊, 汉] / ZHANG Lin, XUAN Yi-min (College of Power Engineering under the Nanjing University of Science & Technology, Nanjing, China, Post Code: 210094), YU Xiu-min, PENG De-qi (Research Institute of Mechanical Cleaning under the Zhuzhou Engineering College, Zhuzhou, China, Post Code: 412008) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(6). — 608 ~ 611

Fouling prevention technology involving the use of self-rotating spiral-twisted cleaning tapes featuring an intensified heat transfer function has seen a relatively rapid development these days. The authors have with the help of a Laser Doppler velocimeter performed an experimental investigation of the fluid turbulent characteristics in a tube with self-rotating cleaning twisted tapes. The results of the investigation indicate that under the driving force of the self-rotating twisted tapes the fluid flow structure in the tube undergoes an abnormal change. The axial velocity component in the ring-shaped zone near a tube wall is markedly higher than that in the tube central zone with the axial turbulence being greater than in the case