

导向器尾缘结构面积变化对涡轮性能的影响

马晓峰¹, 冯凯凯², 宋文艳²

(1. 海军装备部, 西安 710021;

2. 西北工业大学动力与能源学院, 西安 710072)

[摘要] 涡轮导向器尾缘的精细结构由于加工误差的存在,会导致流道流通面积的改变,进而会使涡轮性能发生改变。从实际工程问题出发,采用数值模拟的方法,研究了某型发动机低压涡轮导向器尾缘的“劈缝”冷却结构由于变形导致的尾缘前后(叶盆尾缘处流道面积 T_1 和叶背尾缘处流道面积 T_2) 面积变化对涡轮流场和性能的影响。研究表明:在设计状态下,涡轮的喉道为 T_2 ; 当 T_2 大于设计值时,涡轮功率和涡轮流量变大,涡轮效率和涡轮功变小,但是涡轮的功率存在一个最高值的 T_2 ; 当 T_1 大于设计值时,涡轮效率和涡轮功增加。

关键词: 劈缝; 尾缘; 涡轮效率; 涡轮功

Influences of the Area Changes of the Trailing Edge Structure of the Guide on the Turbine Performance

MA Xiaofeng¹, FENG Kaikai², SONG Wenyan²

(1. Naval Equipment Department, Xi'an 710021, China;

2. School of Engine and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710021, China)

[ABSTRACT] The fine structure of the trailing edge of the turbine guide leads to a change in the flow area of the flow path due to machining errors, which in turn can cause a change in turbine performance. Numerical simulation method is used for the trailing edge of slot cooling structure in a low-pressure turbine guide to study the flow field and performance caused by the front and rear of the trailing edge (the area of flow passage in suction trailing edge is T_1 and the area of flow passage in pressure trailing edge is T_2) area changes. The results show that in the design state, the throat of turbine is T_2 . When T_2 is bigger than that in the design state, the rate of work and mass flow of the turbine will become bigger, and the turbine efficiency and turbine power will become smaller, but it has a nice T_2 to let the rate of power comes to maximum value. When T_1 is bigger than that in the design state, the turbine efficiency and turbine power will increase.

Keywords: Slot; Trailing edge; Turbine efficiency; Turbine power

DOI:10.16080/j.issn1671-833x.2016.23/24.095

随着航空发动机对于高性能的要求,涡轮前燃气温度也越来越高,为了涡轮叶片的寿命和安全可靠工作,需要对叶片采用气冷技术^[1-3]。目前涡轮叶片常采用在尾缘劈缝和开孔等形式来对尾缘进行冷却^[4-5]。叶片尾缘的复杂结构会降低其制造精度,而涡轮流道的喉道面积也会随之受到影响,这将对涡轮的性能产生影响^[6-8]。

评估涡轮叶片尾缘的加工误差对流通面积和涡轮性能带来的影响具有重要的工程应用价值。文献[9-11]认为在有效地控制各种误差来源后,采用数值模拟的方法可以较好地模拟带冷气掺混的涡轮通道流场。由于工程问题的特殊性,除石德永等^[12]研究了导向器尾缘厚度变化对涡轮性能影响外,国内对涡轮导向器尾缘由于加工误差和变形对涡轮性能的影响研究较少。本文

采用三维数值模拟的方法,对某型发动机的低压涡轮流场和性能进行了计算,并对比了尾缘前后不同流通面积下涡轮性能的变化。

1 物理模型和计算方法

1.1 物理模型

物理模型为某型发动机低压涡轮的导向器和工作轮,其中低压涡轮导向器和工作轮的叶片数分别为45和86。图1和图2给出了涡轮的模型图和导向器尾缘“劈缝”的模型图。为了提高计算效率,同时考虑到涡轮工作的周期性,在计算中导向器和工作轮都只取一个周期作为计算的流场域。图3给出了导向器叶栅和尾缘前后流通面积 T_1 、 T_2 的几何示意图。在理论情况下,

$T_1 \geq 941.55\text{cm}^2$ 、 $T_2 = (950.23 \pm 9.5)\text{cm}^2$ 。图4为导向器尾缘调整方法示意图。通过改变冷却排气孔之前的尾缘直径可得到不同的 T_1 ；在直径不变的条件下,适当“掰扭”冷却空气排气孔之后的尾缘可改变 T_2 ；冷却排气孔的宽度在 T_1 和 T_2 的调整过程中保持不变。

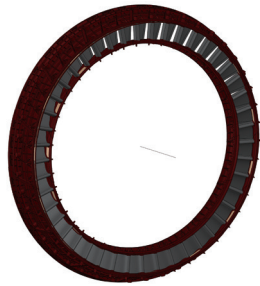


图1 涡轮模型
Fig.1 Model of turbine

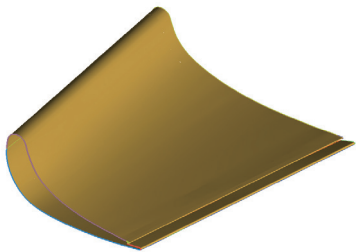


图2 劈缝模型
Fig.2 Model of slot

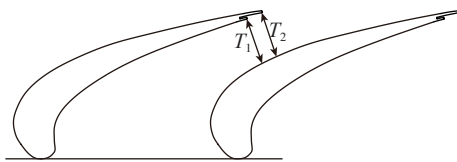


图3 流道面积
Fig.3 Area of flow passage

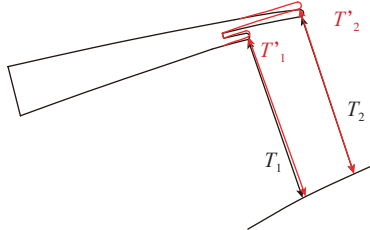


图4 调整方法
Fig.4 Method of change

1.2 网格划分

根据低压涡轮的设计图纸,采用 Solidworks 软件进行叶片造型和子午流道的造型。单通道周期边界只有一对,周期边界的形状是由低压涡轮叶片的中弧线加长得到的,首先将中弧线的两端按切线方向延长出两条直线段到计算域的进出口边界,周期边界的形状基本确定。低压涡轮的计算域如图5所示,为了保证计算稳定

性和计算精度,生成的网格应满足贴体性、正交性、光滑性、分布合理以及结构合理。由于低压涡轮导向器叶片尾缘排气孔结构,故在前缘与尾缘的延伸段采用 ICEM 模块生成的 H 型网格,在叶片周围采用 C 型网格,其拓扑结构为 C 型。低压涡轮工作轮采用 ICEM 生成的 HOH 型网格,拓扑结构为 HOH 型。本项目所生成的计算网格正交性角度、长宽比、膨胀比都在要求范围内,没有负网格。每种计算状态的网格数都达到 80 万以上,能满足计算精度的要求。图6给出了导向器网格图,图7给出了导向器尾缘冷却排气孔处网格细节处理图,图8给出了工作轮叶冠网格的细节处理图。

1.3 数值方法

本文使用商业软件 ANSYS CFX 求解三维雷诺平均守恒型 Navier-Stokes 方程,计算涡轮流场和性能。对流项的离散格式为 CFX 中的高精度,湍流模型选择标准 k-epsilon 模型。

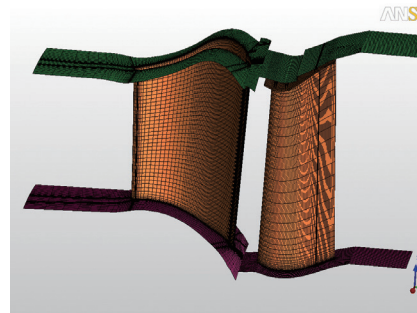


图5 低压涡轮计算域
Fig.5 Low pressure turbine computational domain

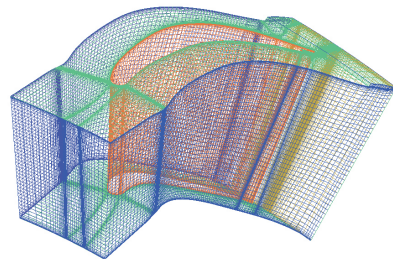


图6 导向器网格
Fig.6 Mesh of turbine guide

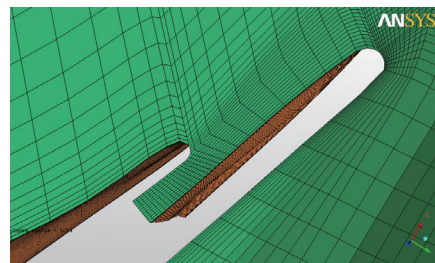


图7 导向器尾缘冷气孔
Fig.7 Hole for cooling blast of guide

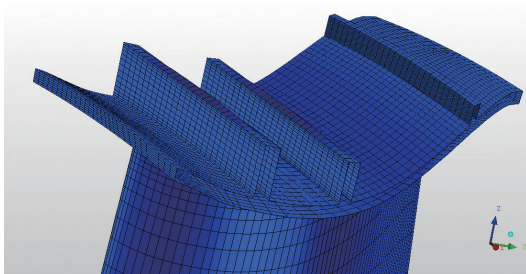


图8 工作叶轮冠网格

Fig.8 Mesh at the top of working blade

2 计算方法验证

为验证本文中所采取的数值模拟方法的可行性,对低压涡轮进行了数值模拟,并将计算结果与设计手册中的设计点涡轮性能进行对比,如表 1 所示。结果证明本文中所采取的计算方法具有较高的数值精度。

表1 设计值与CFD计算结果对比

| 涡轮参数 | 设计值 | CFD |
|-----------------------------|--------|--------|
| 进口总温 /K | 1225.2 | 1225.2 |
| 进口总压 /MPa | 0.741 | 0.741 |
| 出口总温 /K | 1051.7 | 1048.4 |
| 出口总压 /MPa | 0.375 | 0.376 |
| 转速 / (r·min ⁻¹) | 7440 | 7440 |
| 涡轮功 /kW | 195.55 | 205.67 |
| 效率 | 0.88 | 0.90 |
| 流量 / (kg·s ⁻¹) | 79.34 | 78.14 |

3 计算结果及分析

适当的改变冷却空气排气孔前尾缘的直径和“掰扭”冷却空气排气孔后尾缘,得到一系列不同 T_1 和 T_2 的组合,见表 2。并计算了不同组合下,涡轮功率为设计状态的 0.8、0.5、0.35 倍对应物理转速下涡轮的性能,表 3 给出了不同状态下的计算边界条件,边界条件均来

表2 T_1 、 T_2 面积组合

| 模型名称 | T_1/cm^2 | T_2/cm^2 | 备注 |
|-----------|-------------------|-------------------|--|
| A_0 | 946.19 | 950.23 | T_1 设计值为 941.55cm ² , T_2 设计值为 950.23cm ² |
| A_1 | 941.55 | 950.23 | |
| $A_{1.5}$ | 939.55 | 950.23 | |
| A_2 | 937.05 | 950.23 | |
| A_3 | 935.25 | 950.23 | |
| B_1 | 941.55 | 961.00 | |
| C_1 | 941.55 | 971.84 | |

表3 不同状态边界条件

| 边界条件 | 涡轮效率 | | |
|----------------------------------|-------|-------|-------|
| | 0.8 | 0.5 | 0.35 |
| 进口总温 /K | 1150 | 1028 | 952 |
| 进口总压 /MPa | 0.664 | 0.538 | 0.467 |
| 出口静压 /MPa | 0.3 | 0.25 | 0.21 |
| 转速 / (r·min ⁻¹) | 7072 | 6514 | 6305 |
| 导向器尾缘冷气总温 /K | 648 | 613 | 593 |
| 导向器尾缘冷气流量 / (g·s ⁻¹) | 17.5 | 15.2 | 14 |
| 工作轮尾缘冷气总温 /K | 692 | 656 | 633 |
| 工作轮尾缘冷气流量 / (g·s ⁻¹) | 6.82 | 5.9 | 5.3 |

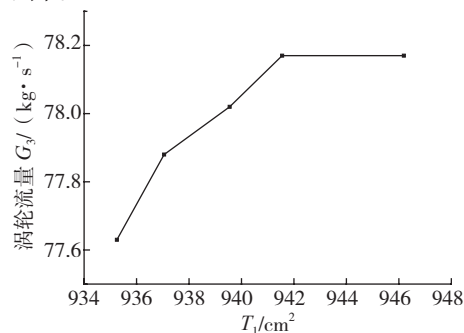
源于该发动机设计手册。

3.1 T_1 变化对涡轮性能的影响

计算了 A 组中不同几何下的低压涡轮性能,研究了 $T_2=950.23\text{cm}^2$ 时, T_1 对涡轮性能的影响。

图 9 为涡轮流量随 T_1 的变化,可以看出在 T_1 正常的情况下,即 T_1 大于 941.55cm² 时,涡轮流量增加幅度近乎为零;而在 T_1 小于 941.55cm² 时,涡轮流量随 T_1 的减小而减小。图 10 为 T_1 偏离理论值时,实际涡轮流量相对于理论几何 A_1 下涡轮流量增加的百分比 $(G_3 - G_{3-A_1}) / G_{3-A_1} \times 100\%$,其中 G_{3-A_1} 为构型 A_1 时的涡轮流量。如图 10 所示,当 T_1 小于理论值时,各工况下的涡轮流量减小趋势较为明显且一致;反之,当 T_1 大于理论值时,涡轮流量的变化趋势很小。综上所述,在正常情况下,即 T_1 大于理论值时,涡轮流量变化可忽略不计;当 T_1 偏小时,涡轮流量下降。

图 11 为不同 T_1 下涡轮效率 η_T 。不同工况下的涡轮效率随 T_1 变化的趋势相似。同一工况下, T_1 越小,涡轮效率减小梯度越大;涡轮最大效率与最小效率之差不大于 0.5%。图 12 为不同 T_1 下的 $(L_T - L_{T-A_1}) / L_{T-A_1} \times 100\%$ 变化,其中 L_{T-A_1} 为构型 A_1 时的涡轮功。不同工况下的涡轮功随 T_1 变化的趋势相似;同一工况下,随 T_1 减小,涡轮功下降。

图9 涡轮流量随 T_1 变化Fig.9 Change of turbine mass flow with T_1

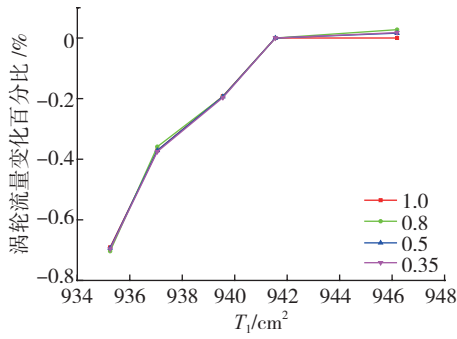


图10 涡轮流量百分比随 T_1 变化

Fig.10 Percentage change of turbine mass flow with T_1

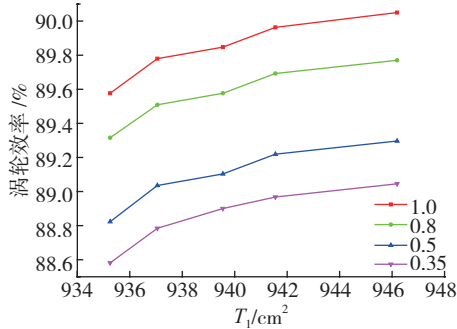


图11 涡轮效率随 T_1 变化

Fig.11 Change of turbine efficiency with T_1

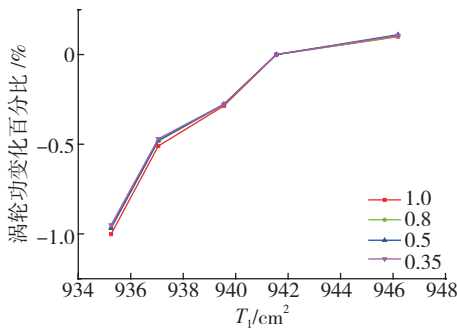


图12 涡轮功百分比随 T_1 变化

Fig.12 Percentage change of turbine power with T_1

3.2 T_2 变化对涡轮性能的影响

在 T_1 面积为理论面积的情况下,计算对比研究了不同 T_2 (即 A_1 、 B_1 及 C_1) 对涡轮性能的影响。

为更好对比 T_2 对涡轮流量的影响,绘制不同 T_2 下的涡轮流量($(G_3-G_{3-A_1})/G_{3-A_1} \times 100\%$)相对于理论 T_2 下的涡轮流量的增长百分比曲线,见图 13 中。从图 13 可知:(1)当保持 T_1 面积不变而增大 T_2 面积时,涡轮流量变化随 T_2 的增大而增大,说明此时影响涡轮流量的参数为 T_2 ,故在设计状态下涡轮导向器的限流喉道为 T_2 ; (2)各涡轮流量增长随 T_2 变化曲线趋势大致相似,通过改变 T_2 最大可使得涡轮流量增大 1.25%。

图 14 为涡轮效率随 T_2 变化曲线,在来流条件不变的条件下,增大 T_2 导致涡轮效率下降,在工况 1.0 时,涡

轮效率最低可减小 0.6%;对比不同工况下的效率曲线, T_2 对效率的影响相似。

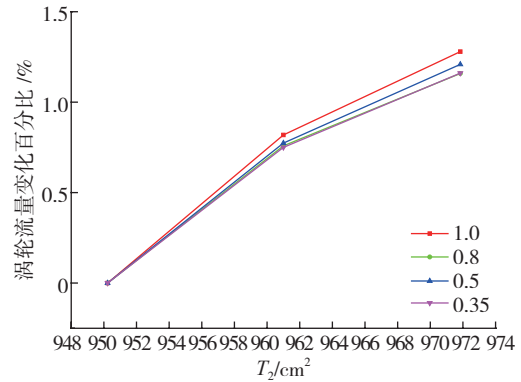


图13 涡轮流量随 T_2 变化百分比

Fig.13 Percentage change of turbine mass flow with T_2

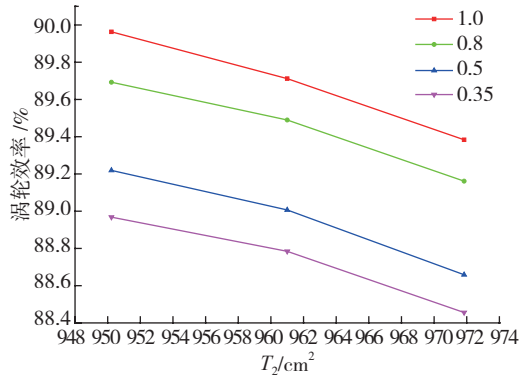


图14 涡轮效率随 T_2 变化

Fig.14 Change of turbine efficiency with T_2

图 15 为涡轮功百分比 $(L_T-L_{T-A_1})/L_{T-A_1} \times 100\%$ 随 T_2 变化曲线。 T_2 在理论值时,涡轮功最大;增大 T_2 会使得涡轮功减小;不同工况下的涡轮功变化曲线相似,相对于构型 A_1 时的涡轮功, C_1 的涡轮功下降了大约 0.9%。

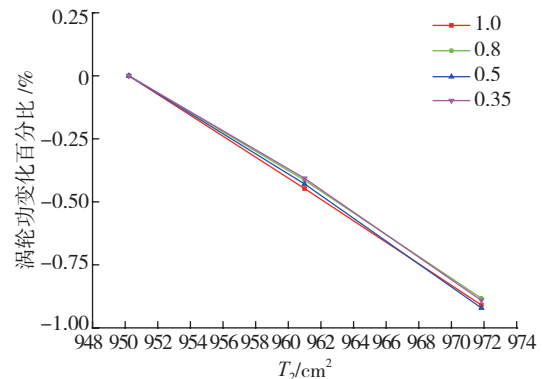


图15 涡轮功随 T_2 变化百分比

Fig.15 Percentage change of turbine power with T_2

图 16 为 $(N_T-N_{T-A_1})/N_{T-A_1} \times 100\%$ 随 T_2 变化曲线, N_T 为任意喉道面积组合下的涡轮功率, N_{T-A_1} 为几何 A_1 时的涡轮功率。从图 16 中可知, $T_2=950.23\text{cm}^2$ (A_1) 时

的涡轮功率最小, $T_2=960.00\text{cm}^2$ (B_1) 时的涡轮功率变化最大。

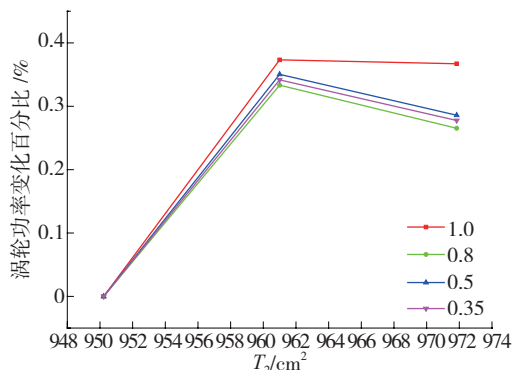


图16 涡轮功率随 T_2 变化百分比

Fig.16 Percentage change of turbine power with T_2

4 结论

(1) 对比发现不同计算模型的流量大小关系为 $C_1 > B_1 > A_0 = A_1 > A_{1.5} > A_2 > A_3$, 说明在正常情况下 ($T_1=941.55\text{cm}^2$), T_1 不起限流作用, T_2 起限流作用;

(2) T_2 不变 ($T_2=950.23\text{cm}^2$) 时, 随 T_1 变大, 涡轮效率和涡轮功增加; T_1 ($T_1=941.55\text{cm}^2$) 不变, 随 T_2 变大, 涡轮效率和涡轮功减小, 但是涡轮功率存在一个最高值 T_2 点, 故加工中应尽量保证 T_2 在最高值点附近。

参考文献

- [1] 黄庆南. 航空发动机设计手册[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
HUANG Qingnan. The airframe engine design manual[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2001.
- [2] TENG S, HAN J C, POINSATTE P E. Effect of film-hole shape on turbine-blade film-cooling performance[J]. Journal of Thermophysics & Heat Transfer, 2000, 15(3): 257-265.
- [3] TENG S, DONG K S, HAN J C. Unsteady wake effect on film temperature and effectiveness distributions for a gas turbine blade[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 340-347.
- [4] 倪萌, 朱惠人, 裘云, 等. 航空发动机涡轮叶片冷却技术综述[J]. 燃气轮机技术, 2005, 18(4):25-33.
NI Meng, ZHU Hui ren, QIU Yun, et al. Review of aero-turbine blade cooling technologies[J]. Gas Turbine Technology, 2005, 18(4): 25-33.
- [5] 张魏, 金文. 燃气轮机冷却技术综述[J]. 燃气轮机技术, 2008, 21(1): 24-27.
ZHANG Wei, JIN Wen. Summary of gas turbine cooling technology[J]. Gas Turbine Technology, 2008, 21(1): 24-27.
- [6] DENTON J D, DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115:4(4):V002T14A001.
- [7] ROSE M G, HARVEY N W. Turbomachinery wakes: differential work and mixing losses[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): V001T03A004.

[8] WALTERS D K, LEYLEK J H, WALTERS D K, et al. Impact of film-cooling jets on turbine aerodynamic losses[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(3): V003T01A093.

[9] HODA A, ACHARYA S. Predictions of a film coolant jet in crossflow with different turbulence models[C]// Proceedings of ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, New York, 2000.

[10] DELANEY R, RAO K. Investigation of unsteady flow through transonic turbine stage. I-Analysis[C]// Proceedings of Joint Propulsion Conference, Indianapolis, 2013.

[11] 曾军, 唐洪飞. 气膜冷却涡轮数值仿真技术进展[J]. 航空科学技术, 2015(2): 1-9.

ZENG Jun, TANG Hongfei. Progress of film-cooling turbine numerical simulation technology[J]. Aeronautical Science and Technology, 2015(2): 1-9.

[12] 石德永, 宋文艳, 浮强. 导向器叶片尾缘厚度对涡轮性能影响研究[J]. 机械设计与制造, 2013(11): 102-104.

SHI Deyong, SONG Wenyang, FU Qiang. Research of stator trailing edge thickness effects on turbine performance[J]. Machinery Design & Manufacture. 2013(11): 102-104.

(责编 海山)

(上接第94页)

力, 在相同压力下静变形最小; 3 种材质立柱在初阶固有频率附近皆将激发较大幅值的振动, 但由于阻尼的原因, 混凝土立柱的振幅受到明显限制, 混凝土立柱在冲击力作用下振动衰减的较快, 铸铁及钢立柱振幅衰减的相对慢一些, 因此混凝土立柱的减振性能好一些。在更加关注减振性能的高速高性能加工领域, 采用混凝土立柱是更好的选择。

参考文献

- [1] 王志伟, 霍静思, 郭玉荣. 有约束应力高温全过程后混凝土轴压力学性能试验研究[J]. 安全与环境学报, 2012, 12(2):169-176.
WANG Zhiwei, HUO Jingsi, GUO Yurong. Experimental study on mechanical behaviors of axially-stressed concrete after exposure to high temperatures[J]. Journal of Safety and Environment, 2012, 12(2):169-176.
- [2] 蓝宗建, 房良, 王新德. 钢筋混凝土巨型框架多功能减振结构体系[J]. 工业建筑, 2002(1):1-3.
LAN Zongjian, FANG Liang, WANG Xinde. Multifunctional shock-absorption system of RC megaframe structures[J]. Industrial Construction, 2002(1):1-3.
- [3] 柯国军, 郭长青, 胡绍全, 等. 混凝土阻尼比研究[J]. 建筑材料学报, 2004(1):36-40.
KE Guojun, GUO Changqing, HU Shaoquan, et al. Study on the damping ratio of concrete[J]. Journal of Building Materials, 2004(1):36-40.
- [4] 贺媛, 宋锦忠, 杨咏昕. 桥塔自立状态下抗风性能的比较研究[J]. 结构工程师, 2007(6):49-55.
HE Yuan, SONG Jinzhong, YANG Yongxin. Comparative study on wind resistance of self-supporting pylons[J]. Structural Engineers, 2007(6):49-55.

(责编 海山)