

扰流柱形状对流动换热特性影响的数值研究

王奉明, 张靖周, 王锁芳

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

[摘要] 运用 FLUENT-CFD 商用软件对装有圆形、准水滴形、椭圆形和水滴形 4 种扰流柱叉排阵列矩形通道内的流动和换热进行了三维数值模拟, 获得了通道内流场、压力场以及局部对流换热系数分布的基本特征, 并对扰流柱通道的换热特性和压力损失特性进行了对比分析. 计算结果表明: 装有水滴形扰流柱阵列矩形通道的压力损失系数分别为前 3 者的 44.1%、70.5% 和 79.8%, 而恒热流壁面的平均对流换热系数相对于前 3 者而言分别降低了 18.5%、12.4% 和 3.8%, 压力损失降低的幅度明显高于强化换热的减弱. 水滴形扰流柱是一种具有综合性能、替代常规圆形扰流柱的理想结构.

[关键词] 强化传热, 压力损失, 水滴形扰流柱, 数值计算

[中图分类号] V213.3; V211.3 [文献标识码] A, [文章编号] 1672-1292(2005)02-0027-04

A Numerical Study on the Effects of Flow and Heat Transfer in a Rectangular Passage with Vertical Column Turbulence

WANG Fengming ZHANG Jingzhou WANG Suofang

(School of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Jiangsu Nanjing 210016, China)

Abstract FLUENT-CFD Software is used to simulate the flow and heat transfer in a rectangular passage with the arrays of circle-shaped, similar-drop-shaped, elliptic-shaped and water drop-shaped columns. The velocity fields, pressure fields, temperature fields and the local convective heat transfer coefficients are obtained and the enhancement of heat transfer and the pressure loss characteristics are compared. The calculated results show that the pressure loss of drop-shaped columns is 66.3%, 70.5% and 79.8% compared with the former three while the average heat transfer coefficient on the uniform heat flux end wall decreases 18.5%, 12.4% and 3.8%, respectively. The reduced range of the pressure loss is evidently higher than the weakening of the enhance heat transfer. So that the water drop-shaped column array is a promising configuration with a comprehensive properties and can replace the normal circle-shaped column.

Key words enhanced heat transfer, pressure loss, water drop-shaped column, numerical calculation

0 引言

涡轮叶片尾缘主要采用多排扰流柱结构以强化换热, 在加强了叶片冷却效果的同时也带来了很大的流动损失. Metzger 等^[1]对不同直径和高度的圆形扰流柱在不同排列方式下进行了实验研究, 发现扰流柱的直径、高度和排列间距是影响其传热效果和压力损失的 3 个主要因素. Sparrow^[2]对叉排菱形扰流柱群的强化换热和压力损失效果进行了研究, 比较了顶角为 45°和 90°的扰流柱的压力损

失情况及强化换热特性. Li 等^[3]通过实验对椭圆形扰流柱的强化换热效果和压力损失进行了研究, 并与在相同扰流柱排列间距下、具有相同周长的圆形扰流柱进行了比较, 发现前者的换热系数比后者有了一定的提高, 且压力损失仅为后者的 44% ~ 58%. Uzol 和 Camci^[4]通过实验比较了圆形、标准椭圆和加长椭圆 3 种形状不同、具有相同横向尺寸扰流柱后部尾迹区的换热特性和压力损失特性, 发现圆形扰流柱的传热系数比标准椭圆和加长椭圆的结果高出 25% ~ 30%, 压力损失系数却高出

收稿日期: 2004-12-25

基金项目: 航空支撑科技基金资助项目 (02B52007).

作者简介: 王奉明 (1979-), 硕士研究生, 主要从事传热与传质的学习与研究. E-mail: wfm7979@163.com

通讯联系人: 王锁芳 (1963-), 博士, 副教授, 主要从事流动与传热的教学与研究. E-mail: swfang@nuaa.edu.cn

100% ~ 200% . Chen 和 Li 等^[5]设计了一种准水滴型扰流柱, 李庆领和丛培军^[6]对内安装有截面为圆柱形、椭圆形和准水滴形扰流柱的矩形通道的阻力特性进行了实验研究, 表明准水滴形扰流柱的阻力性能优于圆形及椭圆形的。

对于常规的非流线型扰流柱的流动和传热特性, 国内外众多学者作了详细研究, 明确了其规律和机理, 但还没有对流线型的扰流柱做任何研究报告. 本文设计了一种横截面形状为水滴型的扰流柱, 并运用商用 FLUENT-CFD 软件, 对具有相同横截面积的水滴形扰流柱和常规的圆形、椭圆形和类水滴形扰流柱^[5]在相同叉排阵列下的换热特性和压力损失特性进行了数值模拟和对比分析。

1 计算域和边界条件

1.1 计算域和扰流柱形状

计算域为矩形通道, 长 $L = 80 \text{ mm}$, 宽 $B = 36 \text{ mm}$, 高 $H = 9 \text{ mm}$. 扰流柱的排列方式为叉排, 共两排, 柱间横、纵向间距都为 $2D$ (圆形扰流柱直径 $D = 6 \text{ mm}$), 第一排设置 3 个扰流柱, 第二排设置 2 个扰流柱, 第一排扰流柱的中心与通道进口处距离为 $4.5D$, 第二排扰流柱的中心与通道出口处距离为 $6.5D$.

4 种不同截面形状的扰流柱具有相等的横截面积, 高度均为 H . 椭圆形扰流柱的长短轴之比 $a/b = 1.67$, 与文献 [4] 采用的标准椭圆扰流柱设计参数相一致; 准水滴形扰流柱与 Chen 和 Li 等^[5]设计的水滴型扰流柱形状相似, 头部为直径为 4.728 mm 的半圆, 尾部为直径为 1.773 mm 的半圆, 两个圆心间距为 5.615 mm , 两半圆在顶端用直线直接相连, 本文设计的具有较好流线型的水滴形扰流柱, 其型面曲线方程比较复杂。

1.2 网格划分

在气固耦合面 (扰流柱与流体接触面) 的固体区和流体区都附耦合面添加了加密网格. 固体区壁面的加密网格: 第一层宽度为 0.03 mm , 层间比例因子为 1.1 , 层数为 6 . 流体区壁面的加密网格: 第一层宽度为 0.05 mm , 层间比例因子为 1.2 , 层数为 8 . 沿扰流柱周向有 30 个节点. 除网格加密区, 所有网格用 Hex / wedge / cooper 方式划分, 扰流柱柱体网格间距为 0.6 mm , 流体通道区网格间距为 1 mm .

1.3 边界条件

进口边界: 入口处气流温度为 20°C , 压力为 101.325 kPa , 密度为 1.205 kg/m^3 , 运动粘度为 0.000015 N s/m^2 , 速度为 14 m/s . 进口端流耗散率为 $0.02 \text{ m}^2/\text{s}^3$.

下加热壁面边界: 速度为无滑移条件, 热边界为恒热流边界条件, 热流密度为 10000 W/m^2 .

上壁面与两侧壁面边界: 速度为无滑移条件, 热边界为绝热边界条件。

出口边界: 局部单向化处理, 出口法向速度应满足总体流量守恒, 压力给定环境大气压力。

苏红桢、刘松龄和许都纯^[7,8]通过测试发现在不同 Re 下, 扰流柱排内部流场的分布非常相似. 所本文只确定了一种计算工况, 对装有扰流柱的矩形通道进行数值模拟。

2 计算结果分析

2.1 扰流柱通道速度场分析

图 1 为装有 4 种不同扰流柱的矩形通道沿高度方向中央截面的迹线图, 在扰流柱前驻点处, 速度逐渐降低直至完全滞止. 对于圆形扰流柱, 绕流分离点位置从前驻点起约为 110° , 扰流柱尾迹中的卡门涡结构非常明显; 对于水滴形扰流柱, 由于

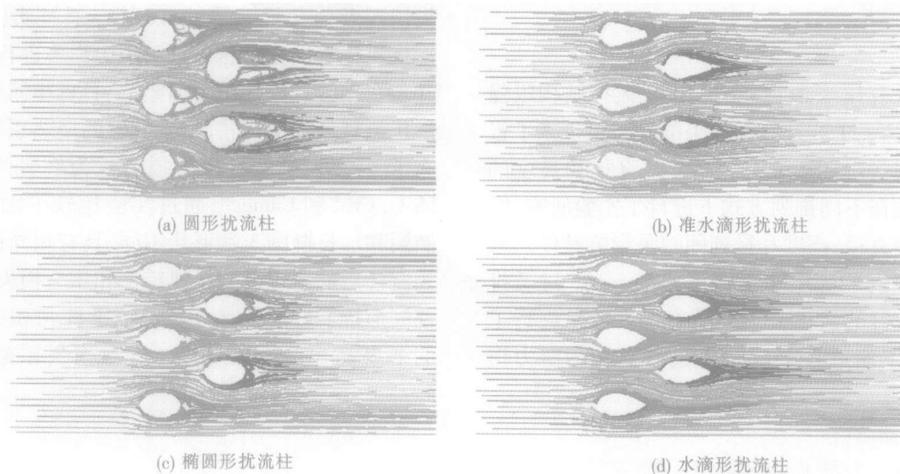


图 1 矩形通道中截面的流线

其良好的流线外形,即使是在扰流柱的尾部区域,流体仍与扰流柱接触,几乎不发生分离及涡的脱落。

2.2 扰流柱内部压力场分析

图 2 为通道内压力分布的计算结果,可以看出,在扰流柱前缘,由于速度滞止造成在驻点局部

区域出现相对较高的静压值;在最小流通截面处,也就是扰流柱之间最大宽度处扰流柱的表面附近,由于气流的加速,存在一低压区;气流经过扰流柱排后再通过一段光滑通道恢复至出口环境压力,因此在后排扰流柱区域大都出现相对低的静压分布。

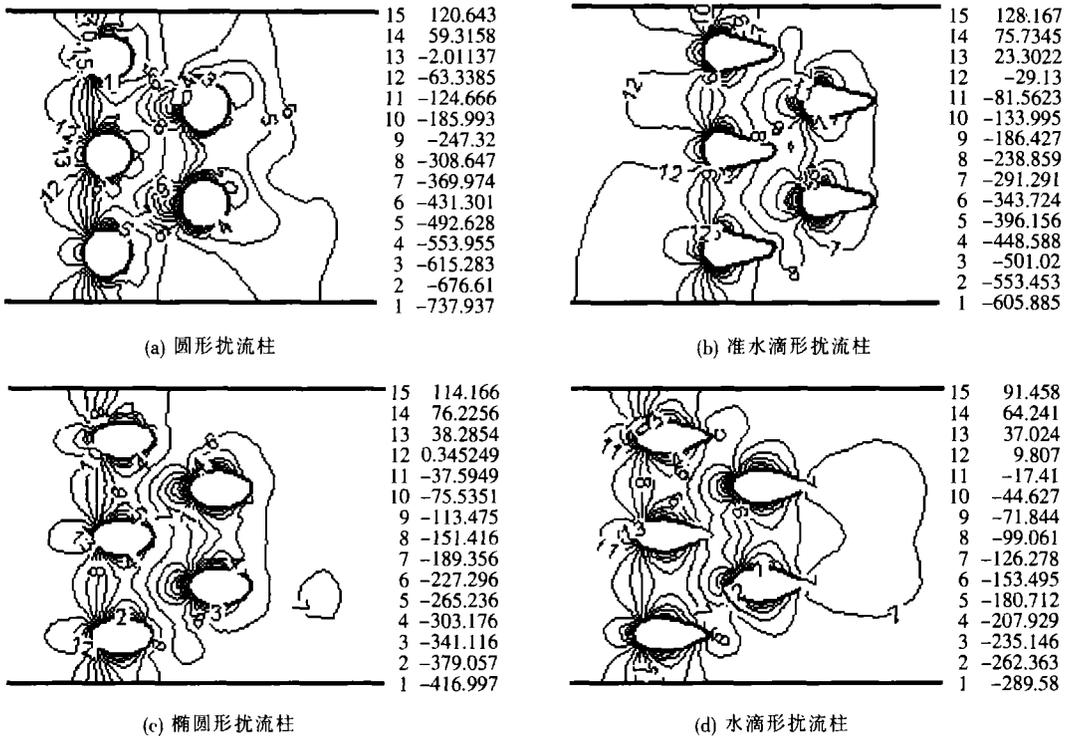


图 2 矩形通道中截面静压分布图

对于不同形状扰流柱矩形通道,其通道进出口的静压差分别为:圆形 227.31 Pa 准水滴形 132.30 Pa 椭圆形 116.56 Pa 水滴形 93.94 Pa 若引进压力损失系数 $C_p = (P_{in} - P_{out}) / (\rho_{in} u_{in}^2 / 2)$ ^[4] 来表示流动损失(其中 P_{in} 和 P_{out} 分别为通道进口和出口的平均压力),则可得到以上四者的压力损失系数依次为 1.92 1.12 0.99 0.79 由以上数据可以得到:准水滴形扰流柱的压力损失是圆形扰流柱压力损失的 58.3%,这与文献[6]中水滴形柱排的压力损失仅为圆形柱排的 31%~28% 有不小的差距,这是由于截面形状的设计方法(本文所采用的 4 种扰流柱的截面积相等,而[6]中却是采用等周长扰流柱)和扰流柱的排列方式不同引起的,但在压力损失都明显降低的趋向上一致的。椭圆形扰流柱的压力损失是圆形扰流柱的 51.6%,这与[1]中的所测数据(58%~44%)是基本吻合的。水滴形扰流柱的压力损失仅仅是圆形扰流柱压力损失的 41.1%。可见,在压力损失方面,水滴形扰流柱的低阻性能非常明显。

2.3 恒热流壁面局部对流换热系数的分布

由恒热流壁面局部对流换热系数的分布(如图 3 所示)可以看出,扰流柱区的局部对流换热系数远远高于无扰流柱区域,在扰流柱周围区域,局部对流换热系数很大,特别是在气固耦合面上,局部对流换热系数的值高达 $220 \text{ W/m}^2\text{K}$ 还多。第二排扰流柱附近区域的对流换热系数要大于第一排扰流柱附近区域的,这是由流动湍流度进一步增大引起的。扰流柱排后,随着绕流尾涡影响的减弱和冷气温度的升高,换热效果逐渐降低。

比较 4 种不同形状的扰流柱,圆形扰流柱排段的壁面局部对流换热系数主要集中在 $155 \sim 200 \text{ W/m}^2\text{K}$ 范围内。在第一排扰流柱附近区域,局部对流换热系数的最大值处于环扰流柱迎风面附近区域和绕流尾涡区,这是马蹄涡和绕流尾涡所产生的影响作用;在第二排扰流柱附近区域,局部对流换热系数的最大值也位于这两个区域,但由于受前排扰流柱的影响,换热能力得到了进一步加强。准水滴形扰流柱排段的局部对流换热系数主要集中在 $150 \sim 192 \text{ W/m}^2\text{K}$ 范围内。除马蹄涡和尾涡影响区

域, 扰流柱最大宽度略后区域的换热系数也比较高, 这是由于气流在此处分离所引起, 其尾区的强化换热效果较圆形扰流柱偏弱. 第二排扰流柱环迎风面区域的对流换热系数也大于第一排扰流柱环迎风面区域的对流换热系数. 椭圆形扰流柱排段的壁面局部对流换热系数主要集中在 $134 \sim 171 \text{ W/m}^2\text{K}$ 范围内, 也是马蹄涡影响区和绕流尾涡影响区的换热能力最强, 与圆形扰流柱相比, 椭圆形扰流柱马蹄涡的影响区域有所增大, 但尾涡的影响区域明显变小. 水滴形扰流柱排段的壁面局部对流换热系数主要集中在 $126 \sim 174 \text{ W/m}^2\text{K}$ 范围内, 柱

排区的最大局部对流换热系数分布在马蹄涡影响区域, 第二排扰流柱尾迹区换热强化区域面积很小. 在扰流柱排区相同位置处, 圆形扰流柱阵列通道的局部对流换热系数要高于其余 3 种的对流换热系数, 且发展较快, 这与 [4] 中试验结果的变化趋势是一致的. 造成以上换热系数分布的原因是, 圆形扰流柱的绕流尾涡强于准水滴形和椭圆形的绕流尾涡, 这就造成了在圆形扰流柱阵列中尾迹混合的程度高于在准水滴形和椭圆形扰流柱阵列中, 而水滴形扰流柱几乎没有扰流尾涡, 故其阵列中的尾迹混合更不明显.

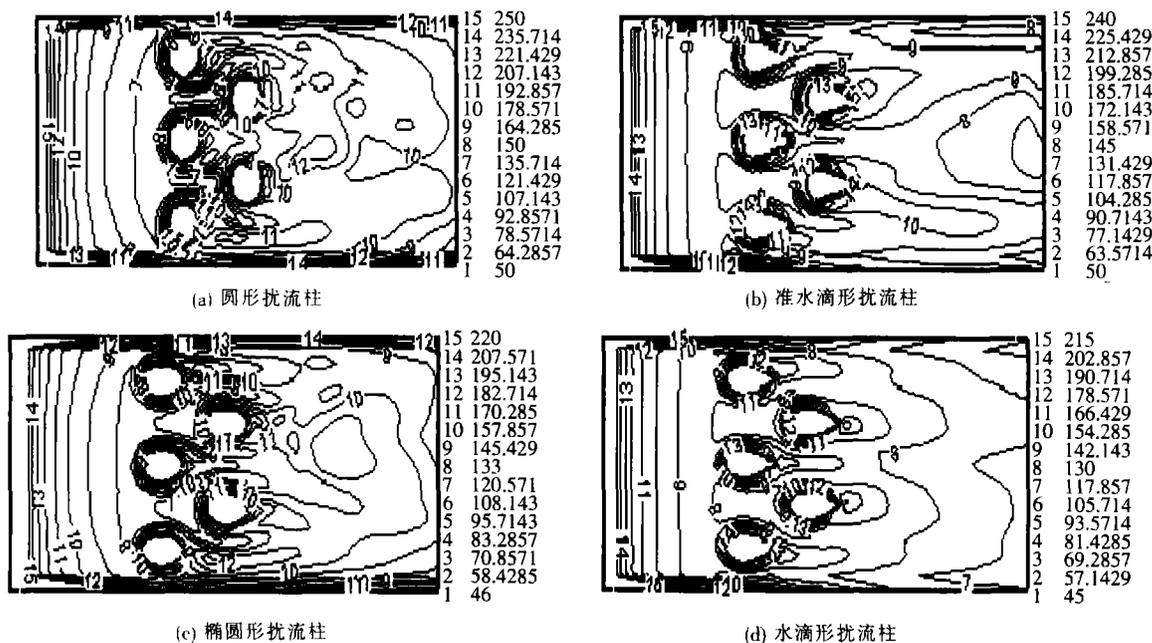


图 3 恒热流壁面局部对流换热系数分布

若壁面平均对流换热系数定义为 $\bar{h} = q_w / (T_w - T_{NF})$ (T_w 表示恒热流壁面的平均温度; T_{NF} 表示通道内气流的平均温度, 定义为: $T_{NF} = (T_{a1} + T_{a2}) / 2$), 则可得到以上几种扰流柱通道的平均对流换热系数依次为: $181.5 \text{ W/m}^2\text{K}$, $169.6 \text{ W/m}^2\text{K}$, $154.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ 和 $148.6 \text{ W/m}^2\text{K}$. 圆形扰流柱的平均换热系数比椭圆形扰流柱高 7%, 这与 [1] 和 [4] 中所得实验结果的变化趋势是一致的.

对流换热的加强往往伴随着传热介质流动阻力的增加, 综合考虑扰流柱的换热和压力损失, 引入特殊压力损失系数 $\xi = \zeta / \overline{Nu}^{4/3}$ 来综合评定扰流柱的性能. 由公式 $\overline{Nu} = \bar{h}D / \lambda$ (D 为矩形通道的当量直径定义为 $D = 4A / \sum_{i=1}^n l_i / \sum_{i=1}^n F_i$, A 为通道横截面积, $\sum_{i=1}^n l_i$ 是沿气流流动方向的通道长度, $\sum_{i=1}^n F_i$ 是扰流柱和端壁的总换热面积) 可得到 4 种扰流柱

的平均努塞尔特数分别为: 199.6, 182.4, 166.6 和 157.6. 计算出圆形、准水滴形、椭圆形和水滴形扰流柱的特殊压力损失系数分别为 0.0096, 0.0061, 0.0059 和 0.005. 可见, 水滴形扰流柱在保持了相当的强化传热效果的同时, 大大地减小了压力的损失, 是一种具有较好综合性能的新型扰流柱.

3 结论

(1) 圆柱形扰流柱的扰流尾涡要远远地强于准水滴形和椭圆形扰流柱, 而水滴形扰流柱的扰流尾涡很小, 其压力损失小于前三者. 计算结果表明, 水滴形扰流柱的压力损失系数分别是圆形、准水滴形和椭圆形扰流柱的 44.1%、70.5% 和 79.8%, 具备低阻的特性.

(下转第 49 页)

- [6] 欧洁,罗铸楷. 关于 Bent函数的一些研究 [J]. 湘潭大学自然科学学报, 1999, 21(1): 7- 11.
- [7] 冯登国. 频谱理论及其在密码学中的应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2000. 65- 100
- [8] Kaisa Nyberg. Perfect non linear S-boxed [A]. Advances in cryptoby Eurocrypt 91 [C]. Berlin Springer Verlag 1992. 378- 383.
- [9] 张文英,滕吉红,李世取. 布尔函数的谱分解式及其在多维 Bent函数构造中的应用 [A]. 张焕国. 第三届中国信息和通信安全学术会议论文集 CCICS [C]. 北京: 科学出版社, 2003. 290- 296
- [10] Kaisa Nyberg. New Bent Mappings Suitable for Fast Implementation [A]. Fast Software Encryption [C]. Berlin Springer-Verlag 1994. 179- 184
- [11] 张文英,李世取. 2维 2次 Bent函数的性质及构造 [J]. 曲阜师范大学学报 (自然科学版), 2003, 29(3): 22- 24
- [12] 张文英,李世取,傅培利. 具有最高代数次数的 $2n$ 元 n 维 Bent函数的构造 [J]. 应用数学, 2004, 17(3): 444- 449.
- [13] 胡磊,裴定一,冯登国. 一类 Bent函数的构造 [J]. 中国科学院研究生院学报, 2002, 19(2): 103- 106
- [14] 杨义先,胡正名. 抗熵漏前馈网络的研究 [J]. 电子与信息学报, 1991, 13(6): 232- 241.
- [15] 胡一平,冯登国. 多输出前馈函数的一种相关分析方法 [J]. 电子与信息学报, 1998, 20(6): 787- 793

[责任编辑: 刘健]

(上接第 30页)

(2) 与其余 3种扰流柱相比,水滴形扰流柱的强化换热效果略逊,其恒热流壁面的平均对流换热系数相对于前三者而言分别降低了 18. 5%、12. 4%和 3. 8%.

(3) 用特殊压力损失系数来权衡,水滴形扰流柱的特殊压力损失系数分别是圆形、准水滴形和椭圆形扰流柱的 52. 1%、82. 0%和 84. 7%,是一种具有较高综合性能的新型扰流柱.

[参考文献]

- [1] Metzger D E, Berry R A, Bronson J P. Developing heat transfer in rectangular duct with staggered array of short pin fins [J]. Journal of Heat Transfer, 1982, 104: 700 - 706
- [2] Li Q. Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin fins [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1998, 19: 245 - 250
- [3] Sparrow EM, Gannis V B. Pressure drop characteristics of heat exchangers consisting of arrays of diamond-shaped pin fins [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 34(3): 589 - 600
- [4] UzoIQ, Camci C. Elliptical pin fins as an alternative to circular pin fins for gas turbine blade cooling applications [R]. (part I: endwall heat transfer and total pressure loss characteristics). ASME Paper 2001 - GT - 0180 2001.
- [5] Chen Z, Li Q, Meier D. Convective heat transfer and pressure loss in rectangular ducts with drop-shaped pin fins [J]. Heat and Mass Transfer, 1997, 33: 219 - 224.
- [6] 李庆领,丛培军. 矩形通道内扰流柱形状对阻力特性的影响 [J]. 石油化工技术设备, 1997, 18(6): 42 - 44.
- [7] 苏红桢,刘松龄. 扰流柱排内部流场的实验研究 [J]. 航空动力学报, 1997, 12(2): 175 - 179
- [8] 苏红桢,刘松龄,许都纯. 叉排形扰流柱排内部流场的实验研究 [J]. 推进技术, 1998, 18(2): 51 - 55

[责任编辑: 刘健]