

文章编号: 1000-8055(2010)08-1728-05

微小圆管内煤油流动研究

李中洲, 朱惠人, 张霞

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 通过实验研究了 RP-3 航空煤油在微小圆管内的流动情况. 分别研究了内径为 1.0、0.8 mm 和 0.5 mm 的微小圆管中的流动压降和摩擦阻力系数. 实验结果表明: 摩擦阻力系数(层流损失系数)随雷诺数的增加而减小, 而且微小圆管内的摩擦阻力系数比常规尺寸圆管中摩擦阻力系数小; 微小圆管中从层流转变成湍流的临界雷诺数也远小于常规尺寸圆管中的临界雷诺数 2 300. 此外, 进、出口压差随雷诺数的增大而增大; 相同雷诺数、相同管长的情况下, 管内径越大, 进、出口压差越小; 管内径越小, 进、出口压差越大.

关 键 词: 微小圆管; 煤油流动; 摩擦阻力系数; 临界雷诺数; 压降

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Study on the flow of the kerosene in micro tube

LI Zhong-zhou, ZHU Hui-ren, ZHANG Xia

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Experiments were made to investigate the flow pressure drop and the friction coefficient of the kerosene (RP-3) in micro tube. The result shows that the friction coefficient decreases with the increasing Reynolds number, and the friction coefficient in micro tube is smaller than in traditional channels; the critical Reynolds number of flow from laminar to turbulent in the small tube is much smaller than 2 300 in conventional ducts. In addition, the pressure drop increases with the increase of Reynolds number; under the same Reynolds number and same tube length, the bigger tube inner diameter means the smaller pressure drop between the inlet and outlet; the smaller tube inner diameter means the bigger pressure drop between the inlet and outlet.

Key words: micro tube; flow of the kerosene; friction coefficient; critical Reynolds number; pressure drop

由于超大规模电路集成度的不断提高, 使得电路芯片单位表面积上产生的热流密度不断增加. 为了保证电子元器件可靠工作, 就需要研究出可靠性更高、体积更小、质量更轻的换热设备把电子元器件上产生的这些热及时地带走. 于是微小通道内流体的流动和换热就成了传热学研究的热点之一^[1]. Choi 等^[2] 和 Pfahler 等^[3] 实验研究了微通道的几何尺寸、几何形状以及流体物性对单

相流体流动和换热的影响. Beskok 等^[4] 用速度滑移和温度跃变模型求得了微通道内气体流动与换热的解.

Peng 等^[5] 通过实验对水利直径为 133~367 μm 、长宽比为 0.333~1.0 的矩形管中水的流动进行了研究. 他们的实验结果表明: 流动之间的过渡发生在雷诺数 200~700 之间. 此外, 层流和湍流摩擦阻力系数大大偏离了经典方程.

收稿日期: 2009-12-01; 修订日期: 2010-05-28

基金项目: 国家 973 计划(2007CB707701)

作者简介: 李中洲(1975-), 男, 陕西西安人, 博士, 主要从事航空宇航推进理论的研究. E-mail: lzz.j@163.com

Pfund 等人^[6]通过实验研究两平行平板间深度由 128~ 521 μm , 宽度为 1 mm 固定不变的槽道中的摩擦因数(摩擦系数). 通道的压降测量值本身排除了出入口的损失, 并进行了流动可视化观察动荡的过渡. 结果表明: 层流摩擦阻力系数比由传统的关系式计算的值高. 从层流过渡到湍流的雷诺数比传统管道临界雷诺数低很多. Harm T M, Kazmierczak M J, Cerner F M 等^[7]通过实验研究了深硅槽道中的换热和压降. 发现从层流过渡到湍流的雷诺数比传统管道临界雷诺数低很多. 姜明健, 罗晓惠, 刘伟力^[8]研究了水在微尺度槽道中单相流动和换热. 结果表明: 在微尺度槽道中流体单相流动传热性能明显高于常规尺度槽道, 而阻力系数低于常规槽道. 并得到了微尺度槽道的尺寸、结构形状和流体流动均匀性对其流动和换热的影响规律.

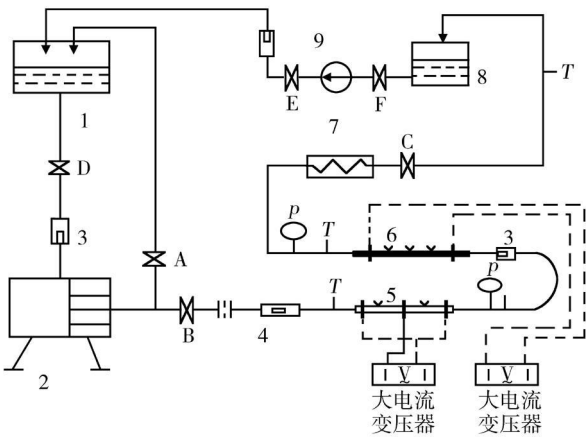
当前飞机发动机涡轮叶片的冷却方法主要是气膜冷却, 就是让冷却空气流过涡轮叶片内部的微小通道, 以带走高温燃气传给涡轮叶片的热量, 并且从气膜孔流出覆盖在涡轮叶片表面, 隔离高温燃气和涡轮叶片, 来防止涡轮叶片被烧坏. 液体的换热效果比气体好, 所以, 用煤油在叶片内部流动来冷却涡轮叶片会获得更好的冷却效果, 同时这样可以降低用于冷却的空气的温度, 提高冷却效率, 而且这样还可以减少空气用量, 提高发动机性能. 换热问题和流动问题是相关的, 当前对煤油在微小通道内流动的研究还很少, 本文研究了微小圆管内煤油的流动情况. 这对于把煤油用作涡轮叶片的冷却工质、提高对涡轮叶片的冷却效率、改善发动机性能是很有意义的.

1 实验装置、原理和方法

1.1 实验装置和原理

本实验系统是一个封闭的循环系统. 实验系统示意图如图 1 所示, 实验装置图如图 2 所示.

它包括煤油流动循环系统、增压系统、加热系统、冷却系统、测量系统(流量测量、压力测量、温度测量)和数据采集系统. 加热段分为预热段和实验段两部分, 在实验段之前的预热段出口(即实验段入口)布置铠装热电偶测量实验段入口流体(煤油)温度, 在实验段出口也布置铠装热电偶测量实验段出口流体(煤油)温度, 预热段和实验段都采用电加热方法加热(采用低电压、大电流加热), 管外壁都用绝热效果很好的保温棉包裹. 在实验段入口和出口分别用引压管连接压力变送器测量实



1 高位油箱; 2 高压泵; 3 过滤器; 4 质量流量计; 5 预热段; 6 实验段; 7 冷却器; 8 低位油箱; 9 循环泵; 10 A, B, C, D, E 和 F 为调节阀; 11 图中 p , T 为压力和温度测量

图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Sketch of experimental device

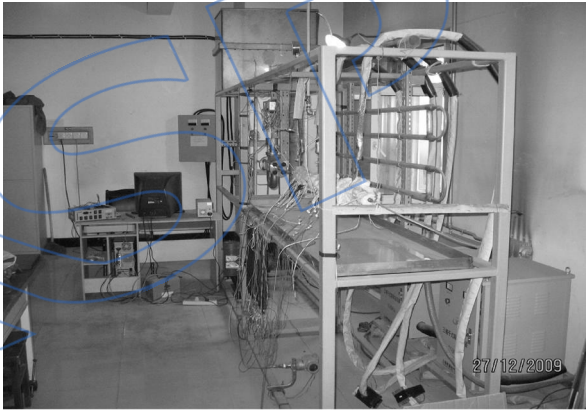


图 2 实验装置图

Fig. 2 Experimental device

验段进、出口压力.

对于微小通道的定义, 人们大体上把当量直径为 1~ 3 mm 的通道称作小通道, 当量直径小于 1 mm 的通道称为微通道, 当量直径大于 3 mm 的通道为常规大通道. 对于微小通道的入口段长度国内外的文献都没有适合的理论依据, 本文依据 Bruce^[9]文献中关于充分发展的层流流型定义有, 入口段长度 L 应该满足如下公式: $L/d_e = 0.06Re$ 其中 d_e 为当量直径. 姜明健等人^[8]也曾在宽为 0.50~ 0.55 mm、深为 0.50~ 0.55 mm、长为 100 mm 的矩形槽中利用水作为流动介质, 发现在矩形槽中流体流动由层流向湍流转变的临界雷诺数为 900~ 1 000 左右. 本文所考察的雷诺数范围 1420, 而当 $Re = 1 000$ 时的层流进口段的长度可以按照以下公式计算: $L/d_e = 0.06Re$, 本文实验管当量直径的为 1.0 mm, 所以, 入口长度 $L =$

$0.06 \times Re \times d_e = 0.06 \times 1000 \times 1.0 = 60 \text{ mm}$, 因此, 只要长度大于 60 mm 就可以保证当量直径为 1.0 mm 的管内流动为充分发展流。

实验管是用高温合金钢制作的无缝钢管. 管长为 575 mm, 预热段管长为 450 mm, 当量直径都为 1.0 mm, 管外径都为 2 mm, 管内径都为 1.0 mm. 完全满足充分发展流的条件. 还有两根实验管内径分别为 0.8 mm 和 0.5 mm. 管长也都为 575 mm. 预热段管长为 450 mm, 完全满足充分发展流的条件.

实验用的煤油为 RP-3 航空煤油.

1.2 实验原理及管内流动阻力计算方法

流体在管道设备内流动时, 会出现局部阻力和沿程阻力. 这里的局部阻力是布置在管道沿程的局部障碍物引起的. 沿管长发生的管内摩擦阻力是沿程阻力(沿程损失).

摩擦阻力以剪切应力的形式存在, 但在实验研究中测定剪切应力是比较困难的, 而测定压降比较方便. 可将壁面剪切应力转化成压降来计算, 由流体力学书中公式(1)和(2)可得出管内流动阻力计算基本公式(3).

$$\tau_w = \frac{\Delta p}{2L} r \tag{1}$$

$$\lambda = \frac{\tau_w}{\frac{1}{8} \rho v^2} \tag{2}$$

$$\lambda = \frac{2 \times \Delta p \times d}{\rho \times v \times v \times L} \tag{3}$$

式中 τ_w 为剪切应力, Δp 为进、出口压差, r 为实验管的半径, L 为实验管的长度, ρ 为流体密度, v 为流体流速, λ 为摩擦阻力系数(层流损失系数), d 为实验管内直径.

1.3 实验方法

本文主要是研究管内流动阻力, 做法是: 设定工况, 即给定流速, 通过安装的 5 个调节阀门把流速调节到给定的值, 在流速稳定后用压力表测得进口压力和出口压力, 就可以得到微小管内流动压降, 再通过式(3)可以计算出摩擦阻力系数. 要研究摩擦阻力系数和雷诺数的关系, 可以给定一系列流速, 用上述方法计算出与各个流速对应的摩擦阻力系数 λ (层流损失系数) 的值, 再由对应的流速、当量直径和流体平均温度下运动黏度用公式

$$Re = \frac{v \times d_e}{\nu} \tag{4}$$

就可以算出 Re , 这样就得到 λ 和 Re 的关系.

2 实验结果及分析

2.1 阻力系数测量结果

实验中测得了流动压降随流动速度的变化数据. 实验中的流体平均温度为 24.4℃, 煤油在 24.4℃ 的密度 ρ 为 776.3 kg/m³; 这是用插值法求得的. 同样用插值法也可以求出 24.4℃ 时煤油的运动黏度 ν 为 1.4151 × 10⁻⁶ m/s. 内径分别为 1.0, 0.8 mm 和 0.5 mm 的管内摩擦阻力系数变化如图 3~ 图 5 所示, 图中曲线的纵坐标的值即表示摩擦阻力系数(损失系数 λ) 的大小; 横坐标为雷诺数 Re .

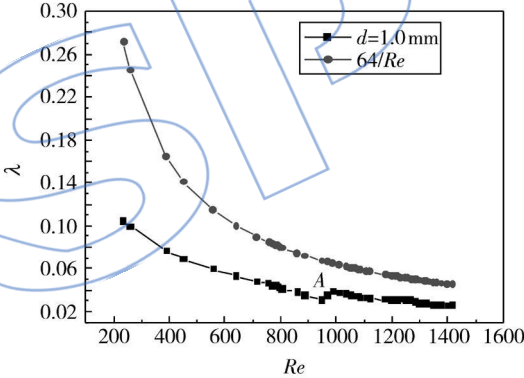


图 3 d = 1.0 mm 的管内流动的损失系数与 Re 的关系
Fig. 3 Loss coefficient and Reynolds number
(d = 1.0 mm)

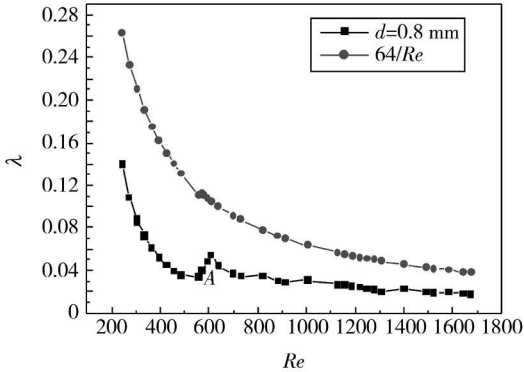


图 4 d = 0.8 mm 的管内流动的损失系数与 Re 的关系
Fig. 4 Loss coefficient and Reynolds number
(d = 0.8 mm)

图 3~ 图 5 中 A 点为流动从层流向湍流转变

的临界雷诺数, 其值分别为: 949. 049 5, 558. 688 6 和 518. 222.

对比关系, 标志流体流动的湍动程度. 其值愈大, 流体的湍动愈剧烈.

层流到湍流的转变是由于层流的不稳性造成的, 当雷诺数很大时, 层流不稳定, 微小的扰动就会使流动立刻转变为湍流. 在雷诺数不是很大也不是很小时, 层流对于一般规模的扰动也是不稳定的, 当雷诺数很小时, 即使很强烈的扰动, 层流流动也不会呈现不稳定状态, 这些扰动将会衰减下去. 本世纪 30 年代关于层流不稳定理论才取得了一定的进展. 其中有 Reyleigh L 和 Prandtl 学派, 确定了层流向湍流过渡的临界雷诺数. Dryden H L 通过试验证实了不稳定理论. 50 年代林家翘和史利特金 (W nux tuh z R) 等对不稳定理论做了全面的论述.

研究层流向湍流(紊流)转变主要靠测量通道进、出口的压差, 进而得到通道阻力系数同雷诺数的关系式, 然后同传统的层流摩擦阻力表达式相比较, 开始偏离传统规律的状态被认为层流开始向湍流转变^[10]. 随着科学的发展, 现在通过 Micro PIV (微粒子图像测速仪) 或高速摄像系统对微管道内的流动进行可视化研究是判断流动状态的有效手段^[11-12]. 本文采用测量通道进出口压差的实验方法研究层流向湍流转化的情况.

实验所用的小管的直径及粗糙度是采用扫描电镜来进行测量的. 内径分别为 1. 0, 0. 8 mm 和 0. 5 mm 的三根管的内表面粗糙度分别为: 29, 37 μm 和 42 μm ; 其对应的相对粗糙度为: 2. 9%, 4. 625%, 8. 4%; 对应这三根管内流动从层流转变的临界雷诺数分别为: 949. 049 5, 558. 688 6 和 518. 222. 由实验结果可以看出: 随着相对粗糙度的增大, 小通道内的流动从层流转变为湍流的临界雷诺数变小, 即流动从层流转变为湍流提前发生. 相对粗糙度越大, 流动从层流转变为湍流会越早发生. 从相对粗糙度来分析其原因, 相对粗糙度是专指管壁粗糙凸起高度(绝对粗糙度) e 与管子内径 d 的比值, 即 e/d , 是无因次数. 在层流时, 流体平行流动, 无旋涡产生, 故管壁摩擦因数与粗糙度无关. 但在湍流时, 粗糙度对管壁摩擦因数有显著影响. 粗糙度愈大, 影响也愈大. 相同管壁粗糙凸起高度的情况下, 常规大管中, 由于管径相对较大, 管壁粗糙凸起高度与常规大管的当量直径比较起来非常小, 故它对常规大管中的流动影响较小; 而在小管中, 由于小通道当量直径较小, 管壁粗糙凸起高度大小与小管的当量直径比较起来就不可忽略, 它对小通道内的流动影响就不可

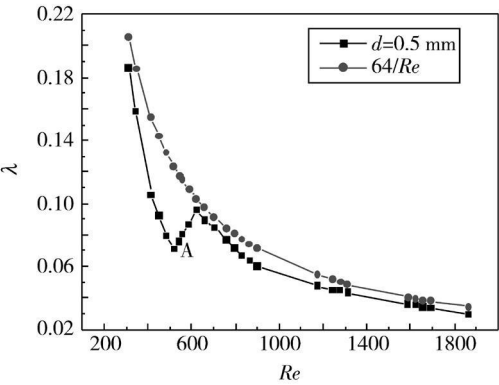


图 5 $d = 0.5\text{ mm}$ 的管内流动的损失系数与 Re 的关系
Fig. 5 Loss coefficient and Reynolds number
($d = 0.5\text{ mm}$)

2.2 进出口压降测量结果

进、出口压降变化如图 6 所示. 可以看出: 进出口压差随雷诺数增加而增加; 相同雷诺数、相同管长的情况下, 管内径越大, 进、出口压差越小; 管内径越小, 进、出口压差越大.

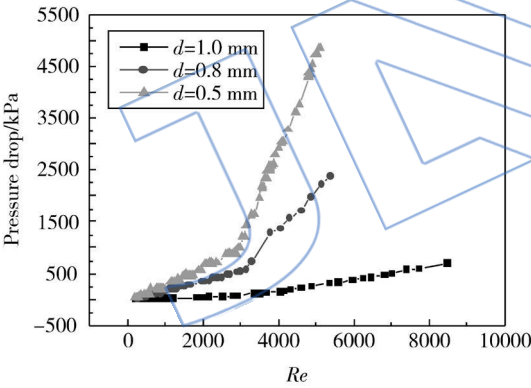


图 6 不同内径管流动压降比较
Fig. 6 Pressure drop and Reynolds number

2.3 流动状态分析

流体在管道中流动存在截然不同的两种流型; 一种是流体质点仅沿着与管轴平行的方向作直线运动, 质点无径向脉动, 质点之间互不混合, 此时的流态称为层流(或滞流); 另一种是流体质点除了沿管轴方向向前流动外, 还有径向脉动, 各质点的速度在大小和方向上都随时变化, 质点互相碰撞和混合, 此时的流态称为湍流(或紊流).

流体流动状态以雷诺数 Re 大小来判据, 常规尺度管道中层流向湍流的转变雷诺数为 2 300, 雷诺数 Re 反映了流体流动中惯性力与黏性力的

忽略,结果是使小通道内流动从层流到湍流的转变提前了。

2.4 流动阻力的产生及其影响因素

流体的黏性是产生流动阻力的根本原因,但是流动情况不同,阻力的产生机理及阻力大小也不同。流体在流动的过程中受到固体的阻碍,流动速度和压力分布就会变化。流动过程中,剪切应力和压差的存在导致了流动阻力的产生,根据阻力产生的原因分别称为摩擦阻力和压力阻力。

2.4.1 摩擦阻力

黏性流体沿固体表面运动时,表面无滑动,流体与表面及流体层之间存在着剪切应力,这种沿阻力表面形成的阻力称为摩擦阻力。摩擦阻力出现在边界层内,边界层内的运动状态及边界层的厚度是影响摩擦阻力的主要因素。

2.4.2 压力阻力

流体在流动的过程中产生边界层分离时,会出现前后压力分布不对称,产生了前后压力差引起的压力阻力。

3 结 论

本文以 RP-3 航空煤油为工质,对煤油流过微小圆管的流动阻力特性进行了实验研究,由实验研究结果可以得到以下 3 个结论:

1) 微小圆管中航空煤油(液体)层流摩擦阻力系数(损失系数 λ) 随着雷诺数的增加而减小,其数值较常规尺度通道中的层流摩擦阻力系数(损失系数 λ) $64/Re$ 小。

2) 微小圆管中 RP-3 航空煤油(液体)的流动状态由层流向湍流(紊流)转变的临界雷诺数远小于常规尺度通道中层流向湍流(紊流)转变的临界雷诺数。对于本实验中的管内径分别为 1.0, 0.8 mm 和 0.5 mm 的微小圆管来说,流动状态由层流向湍流(紊流)转化的临界雷诺数 Re 分别为: 949.0495, 558.6886 和 518.222。

3) 进出口压差随雷诺数的增大而增大;相同雷诺数、相同管长的情况下,管内径越大,进出口压差越小;管内径越小,进出口压差越大。

参考文献:

[1] 安刚,李俊明,王补宣.微小矩形通道内气体充分发展层流

流动的数值解[R]. 济南:中国工程热物理学会传热传质学术会议,2000: 283-285.

AN Gang, LI Junming, WANG Buxuan. The numerical of the fully developed laminar flow in rectangular micro channel [J]. Jinan: Chinese Engineering of Thermal Physics Conference, 2000: 283-285. (in Chinese)

[2] Choi S B, Barron R F, Warrington R O. Fluid flow and heat transfer in micro tubes [R]. ASME DSC, 1991, 32: 123-133.

[3] Pfahler J, Harley J, Bua H, et al. Gas and liquid flow in small channel [R]. ASME DSC, 1991, 32: 49-60.

[4] Beskok A L, Karniadakis G E. Simulation of slip flow in complex micro geometries [R]. ASME DSC, 1992, 40: 355-370.

[5] Peng X F, Peterson G P, Wang B X. Frictional flow characteristics of water flowing through rectangular microchannels [J]. Experimental Heat Transfer, 1994, 7(4): 249-264.

[6] Pfund D, Rector D, Shekarraz A, et al. Pressure drop measurements in micro channel [J]. AIChE Journal, 2000, 46(8), 1496-1507.

[7] Harm T M, Kazmierczak M J, Cerner F M, et al. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop through deep, (100) silicon substrate [C] // Proc. of the ASME Heat Transfer Division. New York: ASME, 1997: 347-357.

[8] 姜明健,罗晓惠,刘伟力.水在微尺度槽道中单相流动和换热研究[J].北京联合大学学报,1998,12(1): 71-75.

JIANG Mingjian, LUO Xiaohui, LIU Weili. The study on single phase water flow and heat transfer in rectangular channel [J]. Journal of Beijing Union University, 1998, 12(1): 71-75. (in Chinese)

[9] Munson B R, Young D F, Okiishi T H. Fundamentals of fluid mechanics [M]. 4th ed. New York: John Wiley & Son, 2002.

[10] Mala G M, Li D, Dale J D. Heat transfer and fluid flow in micro channel [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(13): 3079-3088.

[11] 刘志刚,赵耀华.微管内流场的可视化实验研究[J].中国科学(E辑),2005,35(7): 717-724.

LIU Zhigang, ZHAO Yaohua. Experiment study on visualization of the flow fluid in micro tube [J]. China Science (E), 2005, 35(7): 717-724. (in Chinese)

[12] LIU D, Garimella S V. Investigation of liquid flow in micro channel [J]. AIAA Journal of Thermal Physics and Heat Transfer, 2004, 18(1): 65-72.