

翅片管汽轮机油冷却器传热性能试验研究

欧阳新萍, 刘冰脩

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 用实验的方法研究了翅片管油冷却器的传热和流动阻力性能。试验管为肋化系数为 10.6 的高肋管。将实验结果与理论计算值进行比较, 并根据威尔逊法及最小二乘法原理, 得出了管外流体油和管内流体水的对流换热关系式、流动阻力关系式。结果表明: 本试件以内表面计的传热系数达到了 $1\,000 \sim 3\,000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 是光滑管的 5~6 倍, 与具有相同壳体直径的光滑管油冷却器相比, 节省了三分之二的换热体积。在相同换热器体积下, 高肋管的管子布置量约是光滑管的 60% 左右, 因此在相同换热器体积下高肋管的换热容量是光滑管的 3~4 倍。

关键词: 翅片管; 油冷却器; 传热性能; 流动阻力

中图分类号: TK414.1⁺5 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.08.006

引言

汽轮机油冷却器是热力发电厂中的重要配套设备^[1], 其传热效能的高低已成为影响电厂中相关设备正常运行的重要因素。目前水冷壳管式油冷却器通常设计为水在冷却器的管内流动, 油在管外的壳程流动。根据传热原理, 换热器的换热量可表示为:

$$Q = KA\Delta T_m \quad (1)$$

要提高油冷却器的传热效能, 必须提高传热量 Q 的值, 也就是必须提高总传热系数 K 、或增加传热面积 A 、或增加换热温差即对数平均温差的值。由热力学第二定律可知, 增加换热温差意味着有效能损失增大, 这不可取, 而且事实上汽轮机油冷却器的换热温差是相对固定的, 油温太高会降低油的粘性、影响润滑效果, 还可能影响冷却效果; 水温由于受环境限制也不便调整。仅仅机械地增加传热面积将导致油冷却器体积的增大和设备成本的提高, 因而并不经济。因此, 目前行业上开发高效油冷却器的关键为如何提高总传热系数值 K 。对于水冷式的油冷却器而言, 在不考虑污垢的影响时, 总传热系数 K 值的大小取决于管内水的对流换热系数值和管外油

的对流换热系数值。早期的油冷却器多采用光滑铜管作为传热管, 其管外油的对流传热系数只有管内水的对流传热系数的 $1/10 \sim 1/20$ ^[2], 油冷却器的传热阻力在油侧。因此, 提高油侧的对流换热系数是改善和提高油冷却器传热效能的技术关键。近年来板式油冷却器以其优良的可拆卸性和较高的传热速率被广泛的应用, 与传统壳管式油冷却器相比, 板式油冷却器具有重量轻、体积小、操作灵活、易于检修、适应负荷变化能力强等优点。但国产板式油冷却器在密封结构、防结垢及抗腐蚀等方面不是很过关, 尤其是密封垫片的原因, 使其工作温度、压力和密封性能受到限制, 导致传统板式换热器承压能力差, 不适合于高压及体积流量相差较大的场合^[3~5]。

目前在国内外应用于水冷壳管式油冷却器的强化换热研究主要集中在两个方面: 一是强化传热管, 包括大部分的低肋管, 以及近几年国内开发出新型的花瓣形翅片管^[6~13]; 二是改进管间支撑物的结构形式, 主要有长孔波纹网板、螺旋隔板、空心环等替代普通的弓形隔板作为管间支撑物^[14~15]。尽管花瓣管和低肋管都能起到强化换热的作用, 但两者都有一个共同的弱点, 那就是肋化系数(肋化面积与光管面积之比)不高, 一般在 2~4 之间, 采用 2~4 肋化系数花瓣管或低肋管尽管能提高管外油的对流换热系数和减少油侧热阻与水侧热阻的差值, 但还不够, 管外油的换热热阻仍高于水侧的换热热阻较多, 管外油的传热热阻仍占据了主导地位。因此, 本文采用较高肋化系数的翅片管作为油冷却器的换热元件, 并研究其换热性能。

1 实验系统与原理

1.1 实验装置

图 1 为油冷却器试验台系统图, 其中参照常规

收稿日期: 2015-10-27; 修订日期: 2015-12-09

作者简介: 欧阳新萍(1964-), 男, 江西萍乡人, 上海理工大学副教授。

汽轮机油冷却器的尺寸和工艺参数,根据模化的方法,设计了试件小样,表 1 为试件中翅片管的参数。本实验油冷却器采用的管子属于双金属轧片管,基管为黄铜管,翅片为铝材;试验台主要由油箱、水箱、油泵、水泵、油加热器及测试仪表组成;试验用油采用 32 号汽轮机油,油走壳程,水走管程;试验台设计换热容量 50 kW,设计水流量 40 m³/h,设计油流量 20 m³/h;油泵采用螺杆泵,水泵选用管道泵;图 2、图 3 为翅片管布置图和翅片管图。

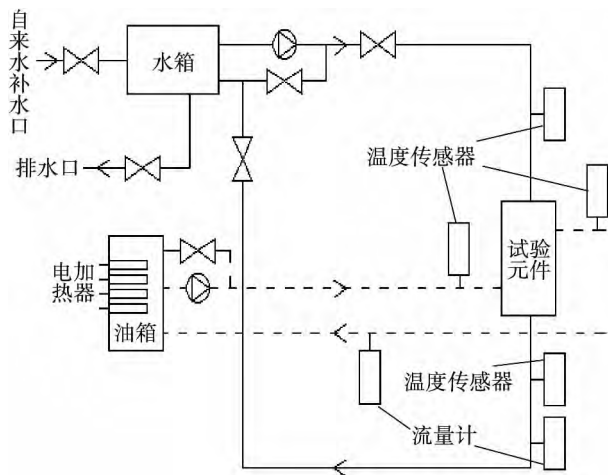


图 1 油冷却器试验台系统图

Fig. 1 Schematic diagram for experimental system of oil cooler

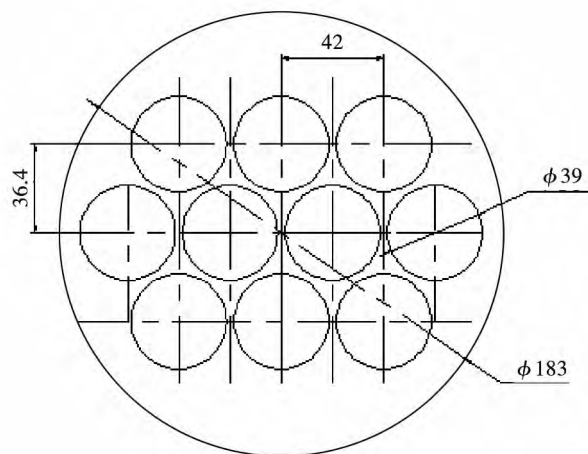


图 2 翅片管布置图 (mm)

Fig. 2 Schematic diagram of fin tube arrangement (mm)

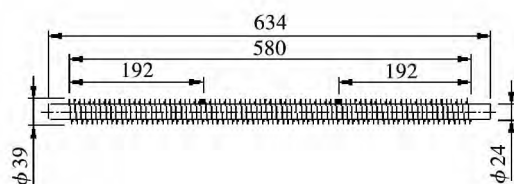


图 3 翅片管图 (mm)

Fig. 3 Dimensions of fin tube (mm)

表 1 翅片管几何参数

Tab. 1 Dimensions of fin tubes

换热管形式	基管材料	换热管分布形式	翅片材料	基管外径/mm	基管内径/mm	铝复合层厚度/mm	翅片管总外径/mm	翅片厚度/mm	翅片间距/mm	隔板间距/mm	隔板数量	管子数量	单根有效管长/m	总内表面积/m ²	总外表面积/m ²	肋化系数
双金属轧片管	Hsn70-1 黄铜管	正三角形分布	Al2 铝	24	22	0.5	39	0.38	2.1	192	2	10	0.58	0.40	4.252	10.6

1.2 实验原理

通过温度、流量的测量可得到油侧的放热量和水侧的吸热量,取二者的平均值作为换热量。传热系数由下面式(5)、式(6)计算。通过威尔逊法和分离法得到管内、管外换热计算关联式,采用线性回归方法得到油流动阻力计算关联式。

热流体的放热量 Q_h kJ/kg 和冷流体的吸热量 Q_c kJ/kg 可分别表示为:

$$Q_h = G_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2)$$

$$Q_c = G_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3)$$

式中: G_h 、 G_c —热、冷流体的质量流量,kg/s; $C_{p,h}$ 、 $C_{p,c}$ —热、冷流体的比热,J/kg·K; $T_{h,in}$ 、 $T_{c,in}$ —热、冷流体进口温度,℃; $T_{h,out}$ 、 $T_{c,out}$ —热、冷流体出口温度,℃。

热平衡 η 由下式计算:

$$\eta = \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \quad (4)$$

试验以总外表面积为基准的传热系数 K_0 和以总内表面积为基准的传热系数 K_i 的计算式为:

$$K_0 = \frac{Q}{A_0 \Delta t} \quad (5)$$

$$K_i = \frac{Q}{A_i \Delta t} \quad (6)$$

式中: $Q = Q_h + Q_c/2$; $\Delta t = \Delta T_m \cdot f_T$; Δt —平均温差, $^{\circ}\text{C}$; ΔT_m —对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$; f_T —温差修正系数; A_0 —管外总表面积, m^2 ; A_i —基管管内表面积, m^2 。

根据冷油器的实际运行工况,实验参数取进口油温为 65、60、55 和 50 $^{\circ}\text{C}$,进口水温为 40、35 和 25 $^{\circ}\text{C}$,油速 0.1~0.8 m/s,水速 0.7~2.8 m/s。根据上述参数,共进行了 8 组 64 个工况点的试验。

2 实验数据处理

2.1 水侧的对流换热规律

建立水侧的对流换热准则关系式模型:

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (7)$$

式中: $Nu = h_i d_i / \lambda_f$; $Re = V d_i / \nu$; h_i —管内对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; d_i —基管内径, m; λ_f —流体的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$; V —管内水的流速, m/s; ν —流体的运动粘度, m^2/s 。

经计算实验中管内水的雷诺数为 20 000 ~ 85 000,为旺盛湍流。圆管内旺盛湍流的对流换热已经有比较成熟的研究结果,式(7)中的 Re 与 Pr 的指数分别为 0.8 和 0.33,由于具体的换热器尺寸和管子进出口形式不同,系数 C 有区别,可以通过威尔逊法得到。

从试验数据中选择进口油温、油速相同和进口水温相同的一些数据,这样油侧热阻基本不变,水侧换热系数只与水速有关,符合威尔逊的应用条件。为保证拟合精度,应选择较大油速的数据。将不同温度、流速下的 Nu 、 Re 、 Pr 带入上述公式,经威尔逊法得到: $C = 0.037$ 。

即水侧的对流换热系数计算的准则关系式为:

$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (8)$$

2.2 油侧的对流换热规律

根据前人的研究结果,建立油侧的对流换热准则关系式模型:

$$Nu = C' Re^m Pr^{0.333} (\mu_f/\mu_w)^{0.14} \quad (9)$$

式中: $Nu = h_o d_e / \lambda_f$; $Re = V d_e / \nu$; μ_f —流体的动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; μ_w —以壁面温度计的流体的动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; h_o —管外对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

d_e —管外流体流动的当量直径, m; V —管外油的流速, m/s。

不计污垢热阻,传热系数以管外总面积 A_0 为基准的翅片管传热热阻方程如下式:

$$\frac{1}{K} = \frac{A_0 R_i}{A_i} + \frac{A_0 R_w}{A_m} + \frac{1}{h_o \eta_o} \quad (10)$$

式中: K —总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; R_i —管内导热热阻, $(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{W}$; A_m —基管平均导热面积, m^2 ; R_w —壁面导热热阻, $(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{W}$; η_o —翅片表面效率。

根据式(10)可以分离得到管外油的对流换热系数 h_o 。由于翅片表面效率与管外油的对流换热系数有关,分离计算的时候可以采用迭代的方法。求得对流换热系数 h_o 后即可按照式(9)进行拟合,求得式中的系数 C' 和指数 m 。

对式(9)进行变型,令

$$Y = Nu / [Pr^{0.333} (\mu_f/\mu_w)^{0.14}]$$

$$X = Re$$

得

$$Y = C' X^m \quad (11)$$

根据试验数据对式(11)进行拟合,可求出系数 $C' = 0.109$,指数 $m = 0.611$ 。

即油侧的对流换热系数计算的准则关系式为:

$$Nu = 0.109 Re^{0.611} Pr^{0.333} (\mu_f/\mu_w)^{0.14} \quad (12)$$

采用类似的拟合方法,可得到油的阻力计算准则关系式。建立油侧的阻力计算准则关系式模型:

$$Eu = C^* Re^m \cdot N \quad (13)$$

式中: $Eu = \Delta P / \rho V^2$; ΔP —流体的流动阻力, Pa; ρ —流体的密度, kg/m^3 。

根据阻力数据对式(13)进行拟合,可求出系数 C^* 和指数 m 。

拟合的结果为: $C^* = 22.23$, $m = -0.259$ 。

即油侧的阻力计算准则关系式为:

$$Eu = 22.23 Re^{-0.259} \cdot N \quad (14)$$

为了定量了解高肋管的强化换热效果,选择一典型工况,计算在换热量相同、壳体直径相同的情况下光滑管(与翅片管基管尺寸相同)油冷却器的传热性能。图4为光滑管布置图(二管程),表2为翅片管换热器与光滑管换热器的比较,结果表明:翅片管换热器的管长是光滑管的36%。由于两者壳体直径相同,因此翅片管换热器节省了约三分之二的

换热体积。

表 2 光滑管油冷却器与翅片管油冷却器比较

Tab. 2 Comparison of bare tube and fin tube oil coolers

参数	光滑管油冷却器	翅片管油冷却器
$K_i/W \cdot (m^2 \cdot ^\circ C)^{-1}$	392	2154
总内表面积/ m^2	2.2	0.4
总外表面积/ m^2	2.413	4.252
单程管子数	10(2 管程)	10(1 管程)
单程有效管长/ m	1.6	0.58
单位管长管内表面积/ m^2	0.069 1	0.069 1
单位管长管外总面积/ m^2	0.0754	0.733

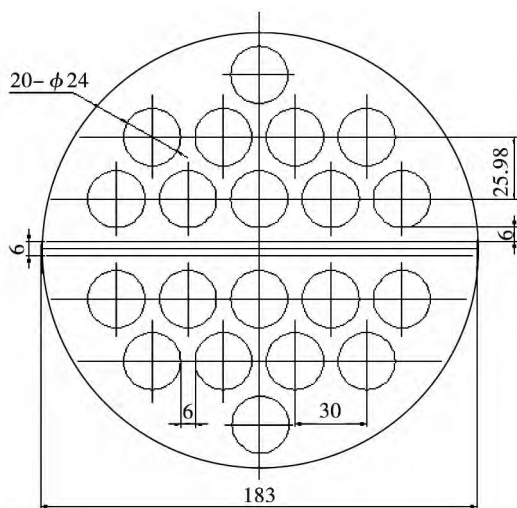


图 4 光滑管布置图(mm)

Fig. 4 Schematic diagram of bare tube arrangement(mm)

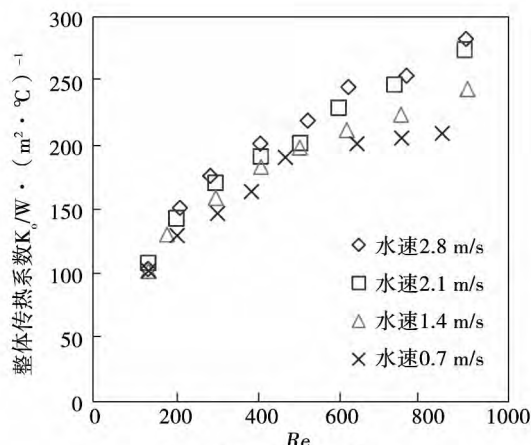
3 实验结果与讨论

3.1 关于试件的传热性能

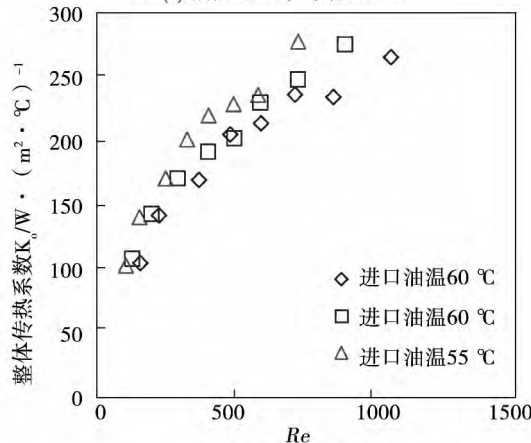
根据试验数据绘制了整体传热系数、对流换热系数和流动阻力图线,如图 5 ~ 图 8 所示。图中横坐标为油侧的雷诺数,实验中油的雷诺数为 100 ~ 1 100。

传统的光滑管冷油器的传热系数约在 200 ~ 450 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$,由图 6 可看出本试件以内表面计的传热系数达到了 1 000 ~ 3 000 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$,是光滑管的 5 ~ 6 倍,强化传热的效果非常好。与低肋管的传热系数是光滑管的 2 ~ 3 倍相比,采用高肋管

的冷油器试件强化效果也明显好得多,非常值得推广。



(a) 油温 60 °C, 水温 35 °C



(b) 水速 2.1 m/s, 水温 35 °C

图 5 传热系数 K_0 与其它参数关系

Fig. 5 Heat transfer coefficient K_0 versus other parameters

由于在相同换热器体积下,高肋管的管子布置量约是光滑管的 60% 左右。因此,若比较两者相同的换热器体积下的换热容量的话,高肋管是光滑管的 3 ~ 4 倍。但有一点值得注意,采用高肋管后,由于肋化系数较大(冷油器试件肋化系数为 10.6),管内一旦结垢,传热热阻将增加较多,同样的垢层厚度,高肋管的污垢热阻是光滑管的 10 倍,是低肋管的 3 倍左右。因此,采用高肋管的冷油器要特别注意应采用不易结垢的水质。对于水源较脏或易结垢的场合,不宜使用,或对水要进行处理才能采用,或缩短管内污垢的清理周期。

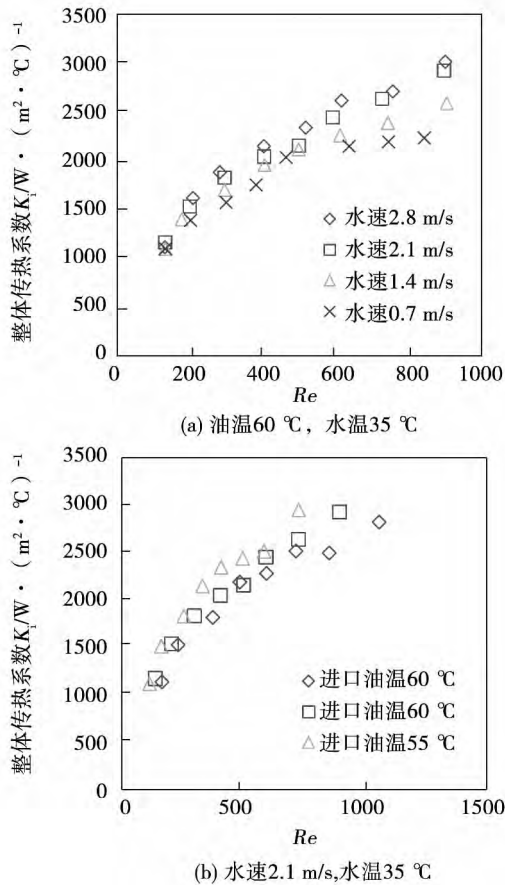
图 6 传热系数 K_i 与其它参数关系

Fig. 6 Heat transfer coefficient K_i versus other parameters

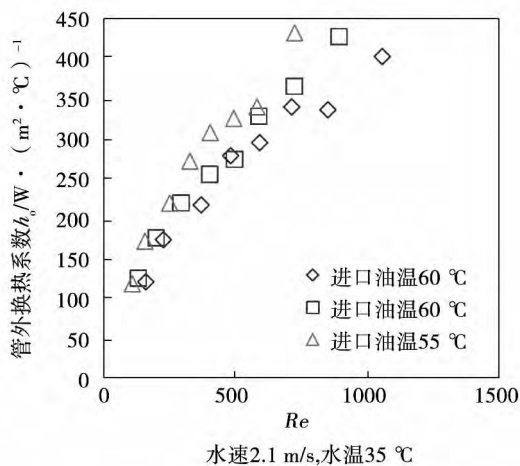
图 7 管外换热系数 h_o 与其它参数关系

Fig. 7 Convective heat transfer coefficient h_o versus other parameters

3.2 关于试件的肋化系数

冷油器试件的肋化系数是 10.6 (低肋管为 2.5 ~ 3), 与低肋管相比肋化系数提高了不少。评价肋化系数大小是否合适, 主要应分析换热壁面两侧的热阻是否均衡。现在来比较一下冷油器试件换热壁面两侧的热阻。参照式 (10), 管外油侧的热阻为 $\frac{1}{h_o \eta_o}$, 管内水侧的热阻为 $\frac{A_o}{A_i} R_i$ 。按照冷油器常规的运行工况, 取管外油速 0.55 m/s, 取管内水速 1.5 m/s, 油温和水温 60 °C 和 35 °C, 分别计算得到油测的热阻为 $0.00312 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}$, 水侧的热阻为 $0.00120 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}$ 。这说明, 本冷油器试件采用的高肋管油测热阻为水侧热阻 2.6 倍, 这比光滑管的 10 ~ 20 倍和低肋管的 6 ~ 9 倍改善了许多。这说明采用 10.6 肋化系数的高肋管是合理的。

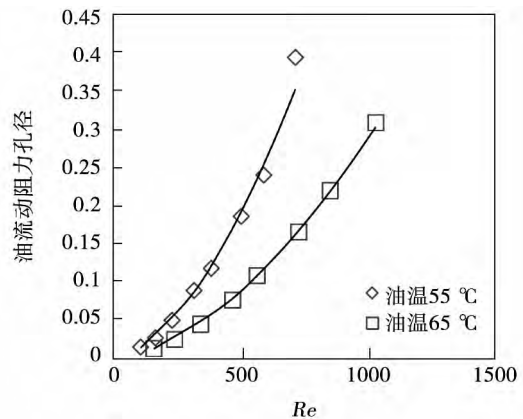
图 8 油流动阻力 d_p 与其它参数关系

Fig. 8 Pressure drop d_p versus other parameters

对于高肋管的油侧热阻仍比水侧高, 是否意味着肋化系数 10.6 还应该提高, 这里应该要注意管内污垢热阻问题。管内结垢后, 管内一侧的热阻大幅增加。如果取管内的污垢系数为 $0.00017 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}$ (这里是取常规值), 那么, 管内的污垢热阻为 $10.6 \times 0.00017 = 0.0018$, 管内总热阻为 0.003, 这与管外油侧的总热阻已经非常接近。这说明, 对于汽轮机油冷却器, 目前采用的肋化系数 10.6 的高肋管, 其肋化系数已经接近合理值的最高限, 无需再提高。

高肋管的管内污垢热阻是光滑管的 10 倍, 如适当降低肋化系数, 将降低污垢热阻的影响, 对水源适应性更强。但降低肋化系数将使本已平衡的两侧污

垢热阻又趋于不平衡,即油侧热阻将增大。为了既能适当降低肋化系数从而降低管内污垢热阻,又能不增大管外油侧热阻,只有强化油侧的对流换热系数,因为油侧的对流换热系数越大,热阻越小。强化油侧的换热系数方法之一就是在翅片上开扰流孔或采用其它扰流措施。

3.3 关于运行工艺参数

油温和水温是运行状况和环境所决定了的,这里只分析油速和水速的影响。

从图 5(a) 和图 6(a) 分析,水速从 2.1 m/s 提高到 2.8 m/s 后,传热系数提高得很少,约提高 5%,而通过计算知道水的流动阻力将增加 96%,因此,水速应控制在 2.0 m/s 以下,合适的水速应该在 1.5 m/s 左右。

在实验工况范围内,油速的增加始终可以明显增加传热系数,但随着油速的增加,油的阻力增加更快,高肋管的油阻要比光滑管高很多。研究表明,合适的油速应在 0.40 ~ 0.60 m/s 之间。

3.4 关于冷油器结构

油速的提高对传热系数的增加很明显,但高肋管的油阻较高,限制了油速的增加。这个问题可以通过改变冷油器隔板的结构予以解决。螺旋隔板可以减轻壳侧的回弯阻力,从而减少冷油器油侧整体阻力。经过计算,冷油器试件的回弯阻力占到总阻力的 30% 左右。当然,实际的冷油器不会占到这样大的份额,但足以说明回弯阻力占了相当的比重。因此,采用螺旋隔板是管壳式油冷却器结构改进的一个方向。

4 结 论

(1) 高肋管油冷却器传热系数达到了 1 000 ~ 3 000 W/(m² · °C),是光滑管的 5 ~ 6 倍,强化的效果非常好。若比较两者在相同换热器体积下的换热容量,高肋管是光滑管的 3 ~ 4 倍。与低肋管相比,采用高肋管的冷油器试件强化效果明显好得多。所以冷油器中采用高肋管是值得推广的;

(2) 采用高肋管的油冷却器应采用不易结垢的水质。对于水源较脏或易结垢的场合,应对水质进行处理,或缩短管内污垢的清理周期;

(3) 冷油器试件的肋化系数是 10.6(低肋管为

2 ~ 4),采用 10.6 肋化系数的高肋管是合适的。但其肋化系数已经接近合理值的最高限,没有必要再提高;

(4) 在换热量相同、油冷却器壳体直径相同的情况下,本试验油冷却器试件可比光滑管冷油器节省约三分之二的换热体积;

(5) 对高肋管而言,管内污垢热阻对传热的效果影响很大,可通过在翅片上开扰流孔或采用其它扰流措施增强管外油的换热系数,从而可适当降低肋化系数,以减轻管内污垢热阻的影响;

(6) 油冷却器合适的水速在 1.5 m/s 左右,合适的油速在 0.40 ~ 0.60 m/s 之间;

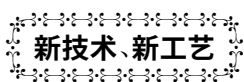
(7) 采用螺旋隔板是管壳式油冷却器结构改进的一个方向。

参考文献:

- [1] 付 丰 等. 冷油器传热及阻力特性实验研究. 上海机械学院学报, 1994, 16(2): 90 - 94.
FU Feng, et al. Experimental determination of heat transfer coefficient and pressure drop of an oil cooler [J]. Journal of Shanghai Institute of Mechanical, 1994, 16(2): 90 - 94.
- [2] 张明德. 东风 5 型机车油、水换热器设计计算及其性能试验结果. 内燃机车, 1986, 7: 34 - 40.
ZHANG Ming-de. Design and experimental study of Dongfeng 5 locomotive oil water heat exchanger [J]. Diesel Locomotives, 1986, 7: 34 - 40.
- [3] 于大江. 汽轮机油冷却器的性能评价与研究 [D]. 山东大学, 2004.
YU Da-jiang. The function evaluation and research of steam turbine tube oil cooler [D]. Shandong University, 2004.
- [4] 王佳卓. 板式滑油冷却器传热性能研究 [D]. 哈尔滨工程大学, 2013.
WANG Jia-zhuo. Research on heat transfer performance of plate-oil cooler [D]. Harbin Engineering University, 2013.
- [5] 李长发. 铝制板翅式油冷却器的设计与使用 [J]. 深冷技术, 1978, (6).
LI Chang-fa. Design and application of aluminum plate-oil cooler [J]. Cryogenic Technology, 1978, (6).
- [6] 周明霞, 许华忠, 汤富生. GL2 和 GL1 型列管式油冷却器传热与流阻特性实验. 通用机械, 1983, 1: 1 - 12.
ZHOU Ming-xia, XU Hua-zhong, TANG Fu-sheng. Experimental study of heat transfer and flow resistance characteristics of GL2 and GL1 tube type oil cooler [J]. General Machinery, 1983, 1: 1 - 12.
- [7] 崔保元. 换热器传热强化的管束试验研究. 核动力工程, 1996,

- 17(3): 234 - 238.
- CUI Bao-yuan. Experimental study of tube bundle on heat transfer enhancement of heat exchangers [J]. Nuclear Power Engineering, 1996, 17(3): 234 - 238.
- [8] HOSSEINI R, HOSSEINI-GHAFFAR A, SOLTANI M. Experimental determination of shell side heat transfer coefficient and pressure drop for an oil cooler shell-and-tube heat exchanger with three different tube bundles [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(5): 1001 - 1008.
- [9] BROGNAUX L J, WEBB R L, CHAMRA L M, et al. Single-phase heat transfer in micro-fin tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(18): 4345 - 4357.
- [10] WANG C C, CHIOU C B, LU D C. Single-phase heat transfer and flow friction correlations for microfin tubes [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1996, 17(5): 500 - 508.
- [11] 楼波, 许家济. 电厂高效水冷式油冷却器的开发研究. 广东电力, 1998, 11(4): 42 - 44.
- LOU Bo, XU Jia-ji. Research on water-cooled oil cooler of high efficiency for power plant [J]. Guangdong Electric Power, 1998, 11(4): 42 - 44.
- [12] 刘赞伟, 沈明德, 许家济. 电站冷油器油侧传热强化的工业试验. 电力情报, 1999(3): 71 - 73.
- LIU Zan-wei, SHEN Ming-de, XU Jia-ji. Experimental study on the heat transfer enhancement of the oil side of the oil cooler for power station [J]. Information on Electric Power, 1999(3): 71 - 73.
- [13] ZHANG Z, YU Z, FANG X. An experimental heat transfer study for helically flowing outside petal-shaped finned tubes with different geometrical parameters [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(1): 268 - 272.
- [14] WANG Q, XIE G, PENG B, et al. Experimental study and genetic-algorithm-based correlation on shell-side heat transfer and flow performance of three different types of shell-and-tube heat exchangers [J]. Journal of Heat Transfer, 2007, 129(9): 1277 - 1285.
- [15] 张正国, 王世平, 林培森. 水冷式油冷却器的新进展. 华东电力, 1998(6): 42 - 43.
- ZHANG Zheng-guo, WANG Shi-ping, LIN Pei-sen. New progress in water-cooled oil cooler [J]. East China Electric Power, 1998(6): 42 - 43.

(陈滨 编辑)



新技术、新工艺

COGES 系统将驱动大型 LNG 运输船

据《Motor Ship》2015 年 10 月刊报道, Lloyd's Register(英国劳埃德船级社)原则上已经批准由 HHI(韩国现代重工)建造一艘新的产自 GE 公司的 COGES(燃气轮机和汽轮机联合的综合电力推进系统)驱动的 LNG(液化天然气)运输船。

HHI 将建造由 COGES 推进系统驱动的载气量为 174 000 m³ 的 LNG 运输船。COGES 系统中使用的燃气轮机是 GE Marines 的 LM2500 + 燃气轮机。LM2500 + 是由先进的 TF39(军用型)/CF6(民用型)航空涡轮风扇发动机改造的 LM2500 的升级改进版,后者是在世界上得到最多应用的最优秀的一型船舶燃气轮机。

迄今, LM2500 系列燃气轮机(LM2500、LM2500 + 和 LM2500 + G4)已被安装在 17 艘大型旅游船和 19 艘高速渡船上并被世界 33 国海军装舰使用。LM2500 系列燃气轮机总的累计的运行时间已超过 1 300 万 h。GE 声称, LM2500 已驱动第一艘用 LNG 作为燃料的高速渡船。

航改型 LM2500 + 船舶燃气轮机的技术规范和额定性能:

推出 年份	ISO 连续额 定功率/kW	耗油率 /kJ · (kWh) ⁻¹	效率 /%	压比	流量 /kg · s ⁻¹	动力涡轮转速 /r · min ⁻¹	排气温度 /℃	大约的重量 /kg	大约的尺寸 L × W × H/m
1998	30 213	0.215	39.3	22.2	85.7	3 600	518	5 080	7.0 × 2.1 × 2.1

(吉桂明 摘译, 徐立民 提供)

non-uniformity is also different slightly. Flow loss is mainly caused by the wake and leakage flow of the AGV. The decrease of installation angle of the NO.4 AGV increases the loss, resulting the exacerbated suction separations of the NO.6 and NO.7 stators. **Key words:** distortion, compressor, stator, cascade experiment, numerical simulation

翅片管汽轮机油冷却器传热性能试验研究 = Experimental Study on Heat Transfer Performance of Fin Tube Oil Cooler of Steam Turbine [刊, 汉] OUYANG Xin-ping, LIU Bing-xiao (School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(8) . -31 ~37

The heat transfer performance and pressure drop in finned tube oil cooler was experimentally studied. The rib effect coefficient of the tested tube was 10.6. The experimental data was compared with the theoretical data available. The correlations for both convective heat transfer and flow resistance from the inside and outside of tubes were determined by using the Wilson method and the least square principle. It is shown that the heat transfer coefficient inside the tested tube achieves $1\,000 \sim 3\,000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 5 ~6 times higher than that of the bare tube oil cooler. Compared to the bare tube oil cooler with the same shell diameter, it saves two thirds of the heat exchanger volume. For the same heat exchanger volume, the amount of the high ribbed tubes are about 60% of that of the bare tubes, so the heat capacity of high ribbed tubes is 3 ~4 times as that of the bare tube oil cooler. **Key words:** fin tube, oil cooler, heat transfer performance, flow resistance

过量空气系数对沼气内燃机-ORC 系统性能的影响 = The Influence of Excess Air Ratio on the Performance of the ICE-ORC System [刊, 汉] LI Jin-ping, WANG Qiu-gang, ZHOU zheng-qing (Western China Energy & Environment Research Center, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, China, Post Code: 730050) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(8) . -38 ~43

In order to improve the performance of the ICE-ORC combined cycle system, the influence of excess air ratio was studied. A numerical model of the ICE-ORC combined cycle system was established and related simulations was done for different methane concentrations of biogas with the theoretical air-fuel ratio/excess air ratio from 1.1 to 1.6. The simulation results showed that the increase in excess air ratio can enhance the thermal efficiency of the combined cycle system within certain ranges. The larger the methane concentration of the biogas is, the smaller the range of the excess air ratio that can enhance the system thermal efficiency will be. With the same excess air ratio, the system thermal efficiency will be improved with the increase of methane concentration of biogas. **Key words:** ICE-ORC, excess air ratio, system thermal efficiency, methane concentration

动力涡轮动叶预扭对涡轮部件气动影响研究 = Aerodynamic Effects of Pre-twist of the Power Turbine Blade on the Turbine Part [刊, 汉] YANG Jie, LIU Dong-hua, PAN Shang-neng, LU Cong-ming (AVIC Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou, China, Post Code: 412002) // Journal of Engineering for Thermal Energy &