

# 滴状翅片管传热及阻力特性的试验研究

周文铸, 欧阳新萍, 刘道平

(上海理工大学 动力工程学院, 上海 200093)

**摘 要:** 对滴状翅片管的传热及阻力性能进行了试验, 给出了不同风速、温度下的试验结果。探讨了对流换热系数的分离方法。依据实测的数据, 将管外空气横掠管簇的对流换热系数从传热系数中分离了出来。对管外的对流换热特性、阻力特性进行了分析研究, 并整理成了无量纲准则式。试验表明滴状翅片管的阻力较小, 试件性能达到国际先进水平。

**关 键 词:** 滴状翅片管; 传热特性; 阻力特性; 试验研究

中图分类号: TK172 文献标识码: A

表 1 滴状翅片管的基本参数

	数值		数值
管长/mm	38.0	每米肋数	370
管宽/mm	12	排列方式	叉排
管外径×管壁厚/mm	28×1.5	管间距/mm	$S_1=59$ $S_2=59.5$
肋厚/mm	0.3	肋化系数	10.3
肋距/mm	2.7	每米管换热面积/ $m^2$	0.9057

## 1 引 言

空气冷却器具有降低工业用水、减少污染、有利于保护环境等优点, 因而越来越广泛地在石油、化工、电力、冶金和原子能等部门得到应用。由于空气冷却器气侧的换热系数远小于管内一侧的换热系数, 因而空气冷却器总是采用带肋的翅片管。一般而言, 任何一种换热器的换热性能的优劣, 只有经过对该换热器的传热和阻力特性的测试才能准确得知。对于翅片管, 由于其复杂的几何特性而导致翅片侧气体的流动及传热特性无法从理论上完全解决, 目前多采用实验模化的方法来获得管外空气侧的换热和阻力的关系式。为研究不同对象的流动或传热特性, 通常研制了相应的风洞系统用于常温下空气动力学模化实验或气体传热特性的模化实验研究。为此, 本文介绍了在吸风式风洞试验装置上进行滴状翅片管传热与阻力特性的试验方法、试验结果及结论。

## 2 试件及试验设备

### 2.1 试件

滴状翅片管的基本参数见表 1, 其结构尺寸如图 1 所示。

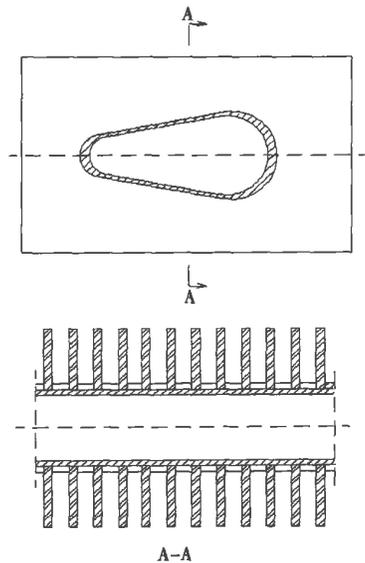


图 1 滴状翅片管的结构简图

### 2.2 试验设备

试验在吸风式风洞试验装置上进行, 风洞装置如图 2 所示。该装置由两个系统组成: 空气系统和水系统。空气系统: 空气从双扭曲曲线吸风口吸入, 经过渡段、收缩段进入矩形截面的实验段。实验段的进出口均装有热电偶堆, 测量出空气进出的温差。

实验段的尺寸为 300 mm×300 mm, 然后空气再流经方圆收缩段, 进入装有毕托管的空气流量测量工作段测量流量, 其测量工作段为 φ100 mm 的圆管, 最后空气由风机送出。水系统: 水经电加热器加热后, 由高位水箱流入被测管束, 在管束的进出口处装有水银玻璃棒温度计测量水的进出口温度, 然后经转子流量计测量流量后返回水箱。

### 3 试验原理

由于滴状翅片管的壁温难以测准, 本试验不采用测量壁温的方法求取气侧的换热系数, 而是采用分离法来整理试验数据, 即直接从传热系数  $K$  的测量值中将气体横掠滴状翅片管束的换热系数  $\alpha_0$  分离出来。

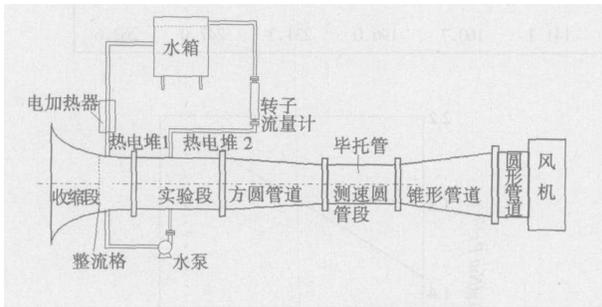


图 2 风洞装置示意图

根据传热理论可知:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_0} + \beta \left( \frac{1}{\alpha_i} + r_f + r_i \right) \quad \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W} \quad (1)$$

式中:  $K$ —传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ ;  $\alpha_0$ —管外气侧的换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ ;  $r_f$ —管壁导热热阻,  $\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$ ;  $\alpha_i$ —管内水侧的换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ ;  $\beta$ —肋化系数,  $\beta = F_0/F_i$ ,  $F_0$ —气侧换热面积,  $\text{m}^2$ ;  $F_i$ —水侧换热面积,  $\text{m}^2$ ;  $r_i$ —管内垢阻,  $\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$ 。

如果在试验过程中, 维持气侧的定性温度不变, 那么  $\alpha_0 = CV^N$  ( $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ ), 式中  $V$  是气体进入试验段前的流速,  $C, N$  是常数。如果再维持水侧的流速和定性温度不变, 则式 (1) 中  $\beta(1/\alpha_i + r_f + r_i)$  也将不变。

设  $R = \beta(1/\alpha_i + r_f + r_i)$ , 则式 (1) 写成:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{CV^N} + R \quad (2)$$

式中:  $C, N, R$  均为常数。当测得一系列  $1/K, V$  的数值后, 就可以运用最小二乘法原理, 求出  $C, N, R$  的最佳概值, 从而得到气侧换热系数  $\alpha_0 = 1(1/K - R)$  或  $\alpha_0 = CV^N$ 。

### 4 试验及数据处理

试验原理部分已指出, 试验应保持水侧的流速不变, 水流量用预先标定过的转子流量计测量。在整个试验过程中, 流量保持 360 L/h 不变, 管束进口的热水温度控制在  $60 \pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}$ , 进出口水的温度用水银玻璃棒温度计测量, 进口管束的空气温度由热电偶堆 1 测定, 其电动势与温度的关系为:

$$t_1 = 1.752u - 2.273 \times 10^{-3}u^2$$

空气经过管束的温升用温差热电偶堆 2 测定, 其计算式为:

$$t_2 = 0.6316u' - 3.039 \times 10^{-4}u'^2$$

式中:  $u' = u'_1 + u'_2$ ,  $u'_1$  为读数,  $u'_2$  为:

$$u'_2 = 1.1581t_1 + 0.001356t_1^2$$

测量段处的空气流速根据与毕托管相连的倾斜式微压计的读数来计算:

$$V' = \zeta \sqrt{2(p^* - p)/\rho}$$

式中:  $p^*$ —空气侧总压, Pa;  $p$ —空气侧静压, Pa,  $p = p^* - \Delta p$ ,  $\Delta p$  可通过与毕托管相连的倾斜式微压计读得;  $\zeta$ —为考虑空气可压缩性的修正系数。

根据此流速, 可换算到管前的空气流速:

$$V = \frac{\rho' A'}{\rho A} V'$$

式中:  $\rho', A'$ —测量段的空气密度和通风面积;  $\rho, A$ —试验段进口上的空气密度和面积。

空气通过管束的压降由管束前后风洞上的静压孔相连的倾斜式微压计测定。

根据试验要求, 空气流速的变化范围为 0.93 ~ 5.56 m/s。试验数据见表 2。

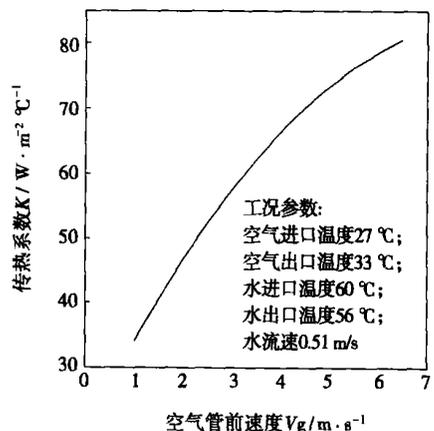


图 3 滴状翅片管传热特性试验曲线

表 2 水速  $V_w = 0.51 \text{ m/s}$  时的试验数据

	工 况 点								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
水进口温度 $t_i' / ^\circ\text{C}$	59.8	60.43	60.4	59.5	59.25	59.6	60.25	59.7	60.12
水出口温度 $t_i'' / ^\circ\text{C}$	56.85	57.05	56.6	55.6	55.00	55.3	55.6	54.82	55.38
空气进口温度 $t_0' / ^\circ\text{C}$	27.45	27.40	27.2	27.05	27.3	26.8	26.8	27.3	27.03
空气出口温度 $t_0'' / ^\circ\text{C}$	34.81	34.43	33.65	31.95	32.72	32.28	32.32	32.16	31.87
空气吸热量 $Q_a / \text{W}$	1 529	1 756	1 987	2 040	2 046	2 252	2 556	2 374	2 512
水放热量 $Q_w / \text{W}$	1 584	1 809	2 027	2 037	2 166	2 285	2 474	2 477	2 625
热平衡 $\eta / \%$	3.48	2.93	1.95	0.14	5.6	0.34	3.36	4.14	4.3
对数平均温差 $\Delta t_m / ^\circ\text{C}$	25.34	25.93	26.16	25.67	25.26	25.99	26.41	25.63	26.35
空气雷诺数 $Re_0$	3 339	4 022	4 978	5 604	6 119	6 794	8 026	7 925	8 432
传热系数 $K / \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$	45.2	50.6	56.5	58.45	61.4	64.58	70.1	69.7	71.73
空气流动阻力(8排) $\Delta p / \text{Pa}$	64.7	154.8	125.4	141.1	160.7	196.0	231.3	247.0	262.6

根据表中的数据, 得到传热系数与空气管前流速以及阻力与空气管前流速的关系曲线(见图 3 和图 4)。空气流速即为管前(迎风面)速度。平均温差按文献[3]中公式计算。

根据表 2 中的数据, 计算可得到式(2)中的系数  $C, N, R$ :

$$C = 2.73 \times 10^{-2}$$

$$N = 0.657$$

$$R = 4.24 \times 10^{-3}$$

这样, 可以算出气侧的换热系数  $\alpha_0$ , 整理出气侧换热准则式(3), 其关系曲线见图 5。

$$Nu = 0.328 Re^{0.654} Pr^{1/3} \quad (3)$$

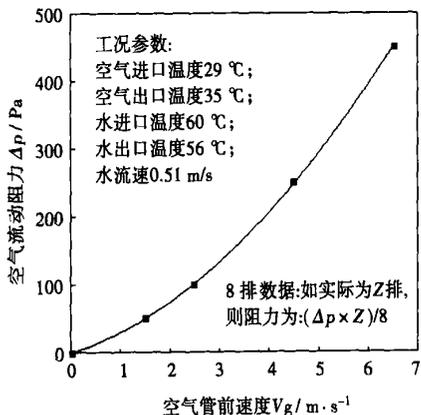


图 4 滴状翅片管阻力特性试验曲线

如果气侧为空气, 尤其是常温下的空气, 则可用式(4)计算, 关系曲线见图 6。

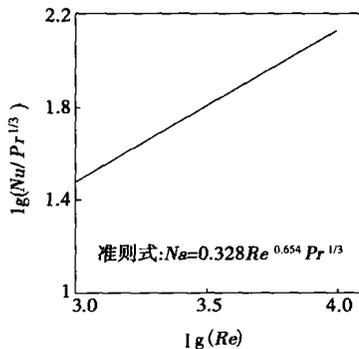


图 5 滴状翅片管气侧换热特性曲线图

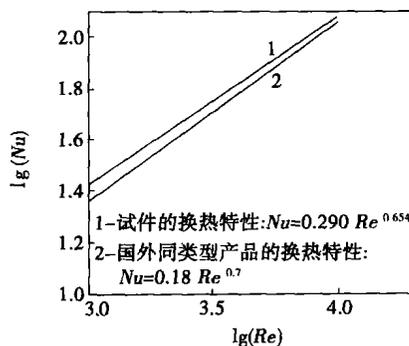


图 6 滴状翅片管气侧换热特性曲线

$$Nu = 0.290 Re^{0.654} \quad (4)$$

其中:

$$Nu = \alpha d / \lambda, Re = Vd / \nu$$

式中:  $\alpha$ —换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$d$ —基管外径,  $\text{m}$ ;

$\nu$ —运动粘度,  $m^2/s$ ;

$\lambda$ —导热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ;

$V$ —风速,  $m/s$ 。

阻力准则关系式为:

$$Eu = 93mRe^{-0.476} \quad (5)$$

其关系曲线见图 7。

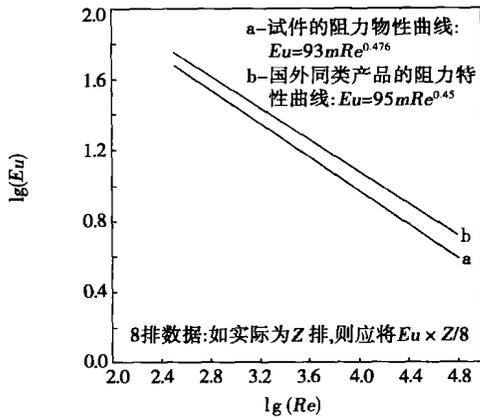


图 7 滴状翅片管气侧阻力特性曲线

式中:  $Eu = \Delta p / \rho V^2$ ;  $\rho$ —气体密度,  $kg/m^3$ ;  $\Delta p$ —阻力, Pa;  $m$ —管束排数。

得到换热准则关系式后, 就可以计算实际工况下的传热量和阻力, 实际工况下的管排数与试验工况时的管排数相同, 也为 8 排。计算结果见图 8(工

况 1、2、3 的传热曲线)、图 9(工况 1、2、3 的阻力曲线, 单排)。工况数据如表 3 所示。

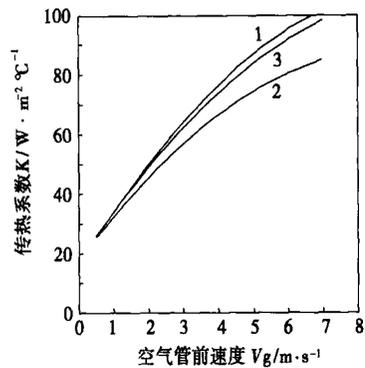


图 8 滴状翅片管传热特性试验曲线

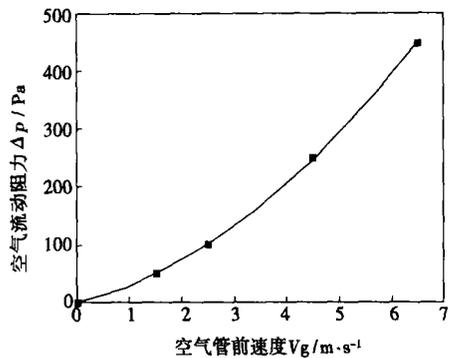


图 9 滴状翅片管阻力特性试验曲线

表 3 工况 1、2、3 的计算数据

	温 度/ $^\circ C$				风速/ $m \cdot s^{-1}$	水速/ $m \cdot s^{-1}$	传热面积/ $m^2$	冷却容量/kW	阻力/Pa
	进气	出气	进水	出水					
工况 1	55	38	32	35	6.085	1.97	172	150	245
工况 2	44	28.5	25	28.5	4	1.58	250	120	—
工况 3	55	35	32	34.7	4	1.58	250	150	—

表 5 图 9 的实际计算工况参数

	工况 1	工况 2	工况 3
空气进口温度/ $^\circ C$	55	44	55
空气出口温度/ $^\circ C$	38	28.8	35

注: 1、工况 1、2、3 曲线重合;

2、单排管情况, 如实际为  $Z$  排, 则阻力为:  $(\Delta p \times Z)$ 。

## 5 冷却容量的校核

### 5.1 工况 1 的校核

表 4 图 8 的实际计算工况参数

	工况 1	工况 2	工况 3
空气进口温度/ $^\circ C$	55	44	55
空气出口温度/ $^\circ C$	38	28.8	35
水进口温度/ $^\circ C$	32	25	32
水出口温度/ $^\circ C$	35	28.5	34.7
水流速/ $m \cdot s^{-1}$	1.97	1.58	1.58

分析图 8, 风速为  $6.085 m/s$ , 传热系数  $K = 94.5 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ , 对数平均温差:  $\Delta T_m = 11.6 ^\circ C$ , 其换热量  $Q = KA\Delta T_m = 94.5 \times 172 \times 11.6 = 188.5 \times 10^3 W = 151.6 kW$ , 达到设计要求 ( $150 kW$ )。如风速为  $4 m/s$ , 查图 8, 传热系数  $K = 76 W/m^2 \cdot ^\circ C$ , 则:

$Q=KA\Delta T_m=76\times 172\times 11.6=151.6\times 10^3\text{W}=151.6\text{ kW}$  也满足设计要求(150 kW)。查图 9, 风速为 4 m/s,  $\Delta p=25.5\text{ Pa}$ , 按 8 排计算,  $\Delta P=25.5\times 8=204\text{ Pa}$ , 小于设计给定数据(245 Pa), 符合要求。

### 5.2 工况 2 的校核

查图 8, 风速为 4 m/s, 传热系数  $K=66.4\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{ }^\circ\text{C})$ , 对数平均温差  $\Delta T_m=8.3\text{ }^\circ\text{C}$ , 其换热量:

$Q=KA\Delta T_m=66.4\times 250\times 8.3=137.8\times 10^3\text{W}=137.8\text{ kW}$ , 达到换热要求(120 kW)。

### 5.3 工况 3 的校核

查图 8,  $K=74\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{ }^\circ\text{C})$ ,  $\Delta T_m=9.0\text{ }^\circ\text{C}$ , 其换热量为:

$Q=KA\Delta T_m=74\times 250\times 9.0=166.5\times 10^3\text{W}=166.5\text{ kW}$ , 满足换热要求(150 kW)。

## 6 试验结果比较

在文献 3] 中, 给出了与本次试件尺寸相似的滴状翅片管换热准则式:

$$Nu=0.14Re^{0.7} \quad (6)$$

式中, 特征尺寸取管宽, 本次试验特征尺寸取管厚径  $d_e=28$ , 经转换, 式(6)可化为:

$$Nu=0.18Re^{0.7} \quad (7)$$

将式(7)图线画在图 6 中, 与式(4)进行比较, 可见两图线在常用范围内基本一致。本试件的性能还

比早期国外的同类产品稍优。

文献 3] 也给出了阻力准则关系式:

$$Eu=94mRe^{-0.45} \quad (8)$$

经特征尺寸的转换, 可化为:

$$Eu=95mRe^{-0.45} \quad (\text{取 } m=8) \quad (9)$$

将式(9)图线画在图 7 中, 与式(5)比较, 两者非常接近, 本试件的流动阻力还稍低一些, 略优于早期国外的同类产品水平。

## 7 结 论

(1) 方翅片滴状管具有较小的气流阻力, 是一种很好的空气冷却器元件。

(2) 根据试验结果表明, 该滴状翅片管与国外同类型翅片管的放热和阻力特性基本一致, 所以在制造加工方面是可以满足要求的。

### 参考文献:

- [1] 上海机械学院热工与流体教研室. 气体横掠翅片管簇的放热规律[J]. 化工与通用机械, 1976(5): 25-35.
- [2] 程尚模, 王崇琦, 罗挺. 空气冷却器肋管束传热性能与流动阻力的试验研究[M]. 北京: 清华大学出版社, 1983.
- [3] ШВ АРЦ В А. Характеристики рубчатых оребренных поверхностей при обмене энергией [J]. 1963.
- [4] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. (第 3 版). 北京: 高等教育出版社 1998.

(辉 编辑)

### 理论研究

## 转子—静子间隙对叶片气动力阻尼的影响

据《ASME Journal of Turbomachinery》2005 年 7 月号报道, 在涡轮机气动力学分析中一个突出的问题是各叶列间相互作用的影响。

所进行研究的目的在于通过使用三维时间域单通路纳维尔—斯托克斯解算器系统地分析转子—静子间隙对叶片气动阻尼的影响。

这个方法是基于迎流向有限体积离散化和单通路形状修正方法, 能提高跨音速流动估算的精度和效果。与惯用的整环解比较, 这个方法可以使计算速度提高 20 倍。

对于三维跨音速压气机具有不同的转子—静子间隙的参数研究表明, 来自相邻静子叶列的反射作用取决于叶列间间隙距离可以使转子气动力阻尼改变高达 100%。

此外, 转子气动力阻尼取决于叶列间间隙的关系看来也受到静子叶片数的影响。转子叶片气动力阻尼和间隙间距之间估算的非单调关系启示, 关于转子喘振稳定性和/或受迫响应应力值存在一个最佳的间隙。

(吉桂明 供稿)

outlet total temperatures being drafted and the compressor operating condition curves calculated. On this basis, the surge boundary line of the compressor was determined. A quantitative calculation of the impact of inlet guide vanes (IGV) on compressor general characteristic curves was conducted. During the model building process the influence of air relative humidity on compressor general characteristic curves has been taken into account. A calculation example indicates that the model under discussion features relative high precision and can be used to calculate the off-design performance of a compressor fitted with IGV. The work described above has laid a solid foundation for the further study of off-design performance of compressors. **Key words:** compressor, off-design operation, elementary cascade method, characteristic curves, relative humidity

滴状翅片管传热及阻力特性的试验研究= **Experimental Study of the Heat Transfer and Resistance Characteristics of Drop-shaped Finned Tubes**[刊, 汉]/ZHOU Wen-zhu, OUYANG Xin-ping, LIU Dao-ping (College of Power Engineering under the Shanghai University of Science & Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(2). — 156 ~ 160

Tests were conducted of the heat transfer and resistance performance of drop-shaped finned tubes and test results obtained under different air velocities and temperatures are presented. A method for the separation of convection heat exchange factors is explored. On the basis of the actually measured data the convection heat exchange factor for the tube group swept by the tube-outside air was separated from the heat transfer factor. The tube-outside convection heat exchange characteristics and resistance characteristics are analyzed and studied. Moreover, they have been processed into a dimensionless criterion. The results of the test indicate that the drop-shaped finned tubes feature a relatively low resistance and the test sample performance has attained an international advanced level. **Key words:** drop-shaped finned tube, heat transfer characteristics, resistance characteristics, experimental research

振荡流热管自激强化传热的可行性分析= **Feasibility Analysis of Self-excited Intensified Heat Transfer of an Oscillating-flow Heat Pipe**[刊, 汉]/SHANG Fu-min, XIAN Hai-zhen, LIU Deng-ying, et al (Department of Power Engineering, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(2). — 161 ~ 164

In connection with the operating features of self-excited oscillating-flow heat pipes and recent advances of nano-fluid and non-uniform section structures in the study of intensified heat transfer both at home and abroad analyzed is the feasibility of realizing self-excited intensified heat transfer by an oscillating-flow heat pipe. The intensified heat transfer is attained through the use of nano-fluid working media and a non-uniform pipe section under the condition of complicated phase-transformation heat exchange in a self-excited oscillating-flow heat pipe. Moreover, the authors have put forward a variety of key technical problems yet to be solved, such as the nano-fluid concentration and compatibility, fluid filling rate and pipe section structures, etc. All the above has provided an essential theoretical basis for the further experimental study of intensified heat transfer as well as for the design and development of innovative self-excited oscillating-flow heat pipe-based heat exchangers. **Key words:** self-excited oscillating-flow heat pipe, nano fluid, non-uniform section, self-excited intensified heat transfer