

R290 微通道内沸腾换热实验研究

葛琪林 柳建华 张 良 张慧晨

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘 要: 对内径为 2 mm 的水平不锈钢微通道内 R290 的沸腾换热特性进行了实验研究。质量流率为 200–600 kg/(m²·s), 热流密度的范围为 20–40 kW/m², 干度的范围为 0.1–0.8, 饱和温度为 14 和 24 °C。结果表明: 随着热流密度或者干度的上升, 沸腾换热系数显著上升; 随着质量流率上升, 换热系数也出现了小幅上升; 饱和温度的上升也会导致换热系数的小幅上升; 干度和热流密度对换热系数的影响最为显著。

关 键 词: 微通道; R290; 沸腾换热; 换热系数

中图分类号: TK124 文献标识码: A
DOI:10.16146/j.cnki.mdtgc.2015.05.004

引 言

文献[1]在内径为 1.5 和 3 mm 的水平微通道内对 R290 的沸腾换热特性进行了实验研究(热流密度范围为 5–20 kW/m²、质量流率范围为 50–400 kg/(m²·s)、饱和温度分别为 0.5 和 10 °C)提出了新的关联式用于预测换热系数。文献[2]在内径为 0.96 mm 微通道内对 R290 的沸腾换热特性进行了研究(热流密度范围为 10–315 kW/m², 质量流率范围为 100–600 kg/(m²·s), 饱和温度为 31 °C)。文献[3]则对内径为 1.7 mm 垂直微通道内 R290 的沸腾换热系数进行了研究(热流密度范围为 5–280 kW/m², 质量流率范围为 100–500 kg/(m²·s), 饱和温度分别为 23、33 和 43 °C)换热系数随着热流密度和饱和温度的上升而上升, 质量流率和干度对换热系数几乎没有影响。文献[4]在水力直径为 1.42 mm 的垂直微通道管束中对 R290 的沸腾换热特性进行了实验研究(热流密度范围为 2–9 kW/m²、质量流率范围为 13–66 kg/(m²·s), 饱和温度分别为 –15 和 10 °C)热流密度对换热系数有着重要影响。上述关于 R290 在微通道内沸腾换热特性的研究主要集中在 1–1.5 mm 管径范围内, 上

述范围以外的研究则相对较少。因此本研究对较高饱和温度下 2 mm 水平微通道内 R290 沸腾换热特性进行了实验研究。

1 实验装置

实验装置由质量流量计、预热器、浮子流量计、热水箱、测试段、直流电源柜、节流阀、冷凝器、乙二醇机组、过冷器、计量泵以及储液罐所组成。制冷剂通过计量泵的输送, 流经储液罐、质量流量计和预热器进入测试段。测试段由直流电源柜提供的直流电源直接加热。制冷剂流经测试段后通过节流阀进行节流, 然后经过冷凝器和过冷器回到计量泵。冷凝器和过冷器内的冷却水则由乙二醇机组提供, 冷却水的水温维持在 –10 °C。预热器中的热水由热水箱提供。热水箱内装有电热棒用于维持热水的水温, 而热水箱的水温则通过 PID 表控制在 20 °C。热水的流量通过浮子流量计进行观察。在测试段的两侧则分别装有压力变送器用以测量测试段的进出口压力, 在计量泵的进出口则装有压力表用以测量计量泵的出口压力。同时, 在预热器的入口同样装有压力表用于测量制冷剂在预热器的入口压力。在预热器入口、测试段入口和测试段出口的压力测点处, 也均在制冷剂输送管道的外表面相应地贴有热电偶对制冷剂的温度进行监测。在预热器热水的进出口处, 也贴有热电偶来对水温进行监测。而在制冷剂输送管外侧则包有橡塑海绵进行保温。进行实验时, 制冷剂的流量通过计量泵调节, 预热器入口段制冷剂的入口压力则通过节流阀以及计量泵共同调节。实验装置如图 1 所示, 实验装置中主要部件的具体参数由表 1 列出, 而表 2 则列出了主要实验参数的不确定度。

收稿日期: 2014–10–09; 修订日期: 2014–10–28

作者简介: 葛琪林(1985–), 男, 上海人, 上海理工大学博士研究生。

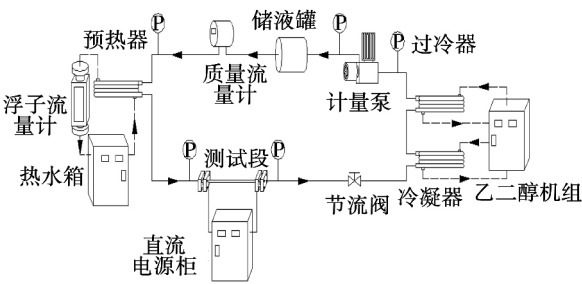


图 1 实验装置原理图

Fig. 1 The schematic diagram of experiment device

表 1 实验装置主要部件参数

Tab. 1 The parameters of the main parts of the experiment device

部 件	型 号	测量范围	误 差
质量流量计	MFM3081F-1.5E	0-120 kg/h	±0.15%
直流电源柜	WYJ-30V/100A	0-30 V ρ-100 A	/
计量泵	JYZR75/16	0-75 L/h	±1%
压力变送器	MD-G	0-16 MPa	±0.2%
乙二醇机组	/	2 t/h	/
热电偶	T	-40-350 ℃	±0.1 ℃
浮子流量计	F025P	100-1 000 L/h	±1.6%

表 2 实验装置主要参数不确定度

Tab. 2 The indeterminacy of the main parameters of the experiment device

参 数	测量仪器	不确定度/%
质量流速	质量流量计	±0.1
功率	直流电源柜	±0.2
压力	压力变送器	±0.06
温度	热电偶	±0.3
热水流量	浮子流量计	±1
干度	二次计算	1.2-6.5
换热系数	二次计算	1.8-7.9

测试段由不锈钢制成,外径为 6 mm,内径为 2 mm,长 280 mm。测试段的两侧焊接有矩形底座,在底座四周钻有通孔,而底座中心也开有凹槽。测试段通过底座上的通孔与制冷剂输送管路用螺栓连接。同时,在凹槽中也安装了石英玻璃用于绝热。测试段两端连接的螺栓上分别安装有导线与直流电源柜相连接用以提供直流电流对测试段进行加热。而在螺栓上则包有绝缘胶带以避免造成漏电。在测试段的沿程均匀布置 12 组 24 个热电偶用以测量管

壁温度,其中一组布置在管壁上侧,另一组布置在管壁下侧,取同一组热电偶的均值作为壁面温度。同时,在测试段外侧包裹内径为 6 mm、外径为 15 mm 的橡塑海绵以减少热量损失,而保温材料的外侧也均匀布置若干热电偶用于测量保温材料的外表面温度以计算漏热量。热电偶布置如图 2。

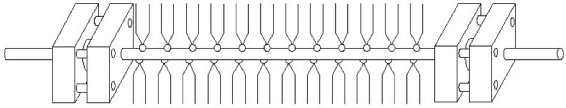


图 2 热电偶布置示意图

Fig. 2 The photograph of experiment device

2 实验数据处理

为保证整个实验系统测试的可靠性和稳定性,首先对单相对流换热系数进行了测试,在所有实验工况下,热平衡偏差 < 2.5%。在进行实验时,根据预热器入口测量的制冷剂的温度以及压力,通过 REFUTIL 软件,可以获得制冷剂入口处的状态以及焓值 h_1 (kJ/kg)。同时,通过该软件也可以查询获得该状态下的制冷剂所对应的饱和状态点的焓值 h_2 (kJ/kg)。两者的差值即为制冷剂达到饱和状态时所需要的加热量。而预热器中热水对制冷剂的加热量则近似计算为:

$$Q_w = Q(T_{in} - T_{out})\rho_w C \tag{1}$$

式中: Q_w —热水的加热量, W; Q —水的体积流量, m^3/s ; T_{in} 、 T_{out} —进出预热器的水流温度, ℃; ρ_w —水的密度, kg/m^3 ; C —水的比热容, $J/(kg \cdot K)$ 。

制冷剂在测试段的入口干度为:

$$x_{in} = \frac{Q_w - m(h_2 - h_1)}{mh_{fg}} \tag{2}$$

式中: x_{in} —制冷剂的在测试段的入口干度; m —制冷剂的质量流量, kg/s ; h_{fg} —制冷剂的汽化潜热, kJ/kg 。

当流体进入测试段后,流体在测试段某位置处的干度为:

$$x = x_{in} + \frac{2q\pi rL_1}{mh_{fg}} \tag{3}$$

式中: x —测试段中某处的干度; q —热流密度,可按式(7)进行计算 W/m^2 ; r —管道内径, m ; L_1 —距离测

试段入口的距离 μm 。

此外,实验时测量所获得的另外一些参数是电压源施加在不锈钢管两端的电压 $U(\text{V})$ 和电流 $I(\text{A})$,以及不锈钢管外表面的温度 $T_1(^\circ\text{C})$ 和隔热材料外侧平均温度 $T_2(^\circ\text{C})$ 。这些测量所获得的数据并不能直接反映管内制冷剂的沸腾换热系数,因此需要对上述数据进行处理。

实验中直流电源柜的加热量 $Q_1(\text{W})$ 为:

$$Q_1 = IU \quad (4)$$

漏热量 $Q_2(\text{W})$ 为:

$$Q_2 = (T_2 - T_3)HA \quad (5)$$

式中: T_3 —实验室中的环境温度 $^\circ\text{C}$; A —隔热材料的外表面积,值为 0.013 m^2 ; H —自然对流换热系数 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,考虑到辐射等因素的影响,这里经验性地取 $7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

则实际的加热量 $Q_3(\text{W})$ 为:

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 \quad (6)$$

不锈钢管内的热流密度 $q(\text{W}/\text{m}^2)$ 为:

$$q = \frac{Q_3}{2\pi r L_2} \quad (7)$$

式中: L_2 —不锈钢钢管的管长 μm 。

不锈钢管内壁的温度 $T_4(^\circ\text{C})$ 为:

$$T_4 = T_1 + q \frac{r}{\lambda} \ln\left(\frac{R}{r}\right) \quad (8)$$

式中: λ —不锈钢管的导热系数,此处取 $16.3 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; R —不锈钢钢管的外半径 μm 。

沸腾换热系数 $h(\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$ 为:

$$h = \frac{q}{T_4 - T_5} \quad (9)$$

式中: T_5 —制冷剂的蒸发温度 $^\circ\text{C}$,可以根据在测试段入口和出口处安装的压力变送器测量所获得的压力,通过线性差值计算获得相应处的饱和压力,并通过软件 REFUTIL 查询获得相应饱和压力下的蒸发温度。

3 实验结果及分析

3.1 热流密度及干度对换热系数的影响

图 3(a) - 图 3(c) 显示了当质量流率(G) 分别为 200、400 和 $600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、饱和温度(T) 分别为 14 和 24°C 时,不同的热流密度(q) 对换热系数的影响。

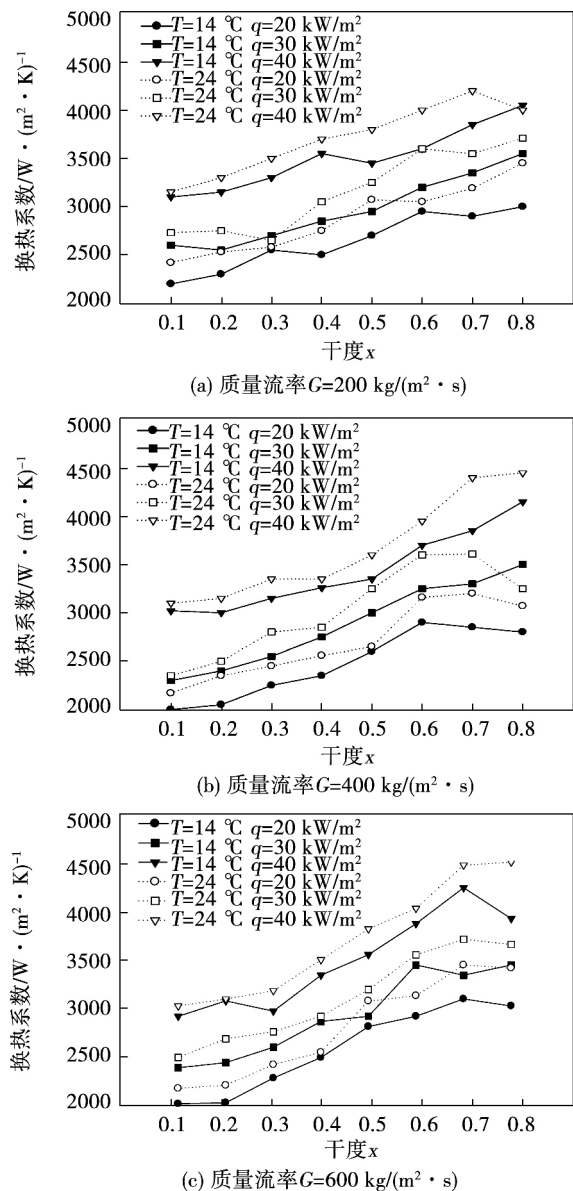


图 3 热流密度和干度对换热系数的影响

Fig. 3 The influence of heat flux and dryness on heat transfer coefficient

尽管质量流率和饱和温度在各个实验的工况之间存在着一些差异,但是当热流密度从 $20 \text{ kW}/\text{m}^2$ 上升为 $40 \text{ kW}/\text{m}^2$ 时,换热系数均会呈现出较大幅度的上升。以质量流率 $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、饱和温度 $T = 14^\circ\text{C}$ 时为例,随着热流密度的上升,换热系数的平均值分别上升了 12.6% 和 32.9%。由此可见,热流密度对换热系数有着极为显著的影响。主要原因是壁面上汽化核心的数目随着热流密度的上升而显著上升,从而使得壁面上产生的小气泡相互之间发生了碰撞合并从而产生了更大的气泡,并由此强化

了沸腾换热的效果。文献[5]中也观察到了类似的现象。

此外,随着干度的上升,换热系数呈现出上升的态势。以质量流率 $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、饱和温度 $T = 14^\circ\text{C}$ 和热流密度 $q = 20 \text{ kW}/\text{m}^2$ 为例,随着干度 x 从 0.1 上升为 0.8,换热系数上升了 36.4%。分析原因:

(1) 在弹状流和环状流的液膜中并未观察到气泡。通过观察只能知道有液膜的存在,而液膜内流体的流速、温度等关键参数是无法通过观察获得的。反观流型转变时的干度,由于流型转变时一般发生于中等干度的区域,这也就意味着有相当一部分流体是在液膜中流动,此时液膜内流体的流速势必变得非常的快。而此时壁上产生的气泡就完全有可能在液膜内流体阻力以及剪切升力的作用下而提前脱离壁面。此时的气泡完全有可能变得非常的小,以至于依靠肉眼无法辨别。

(2) 在高干度区换热系数与热流密度的关系并不大,而会随着质量流率的增大而增大。根据 3.3 节的分析,增大质量流率可以促进沸腾换热。换热系数与热流密度的关系并不密切的原因是由于壁面产生了过小的气泡,当气泡的速度大于流体的速度时,剪切升力的作用方向发生了改变,从而阻碍了气泡远离壁面。而流型转变导致换热系数上升的直接原因则与液膜内巨大的温度梯度以及速度梯度有关。因为尽管此时液膜内产生的气泡比较小,但是在速度梯度所导致的剪切升力的作用下,可以快速地对流体进行扰动。较大的温度梯度则可以保证小气泡扰动的效果。

3.2 饱和温度对换热系数的影响

图 4 为质量流率分别为 200、400 和 600 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、热流密度分别为 20、30 和 40 kW/m^2 时,不同的饱和温度对平均换热系数的影响。

尽管质量流率存在着一定的差异,但实验结果均显示随着饱和温度的上升,换热系数的平均值均出现了不同程度地上升。以质量流率 $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,热流密度 q 分别为 20、30 和 40 kW/m^2 时,饱和温度从 14°C 上升为 24°C 时为例,换热系数的平均值分别上升了 9.2%、6.5% 和 5.7%。上述现象显然与饱和温度上升所导致的流体物性变化有着密切的关联。

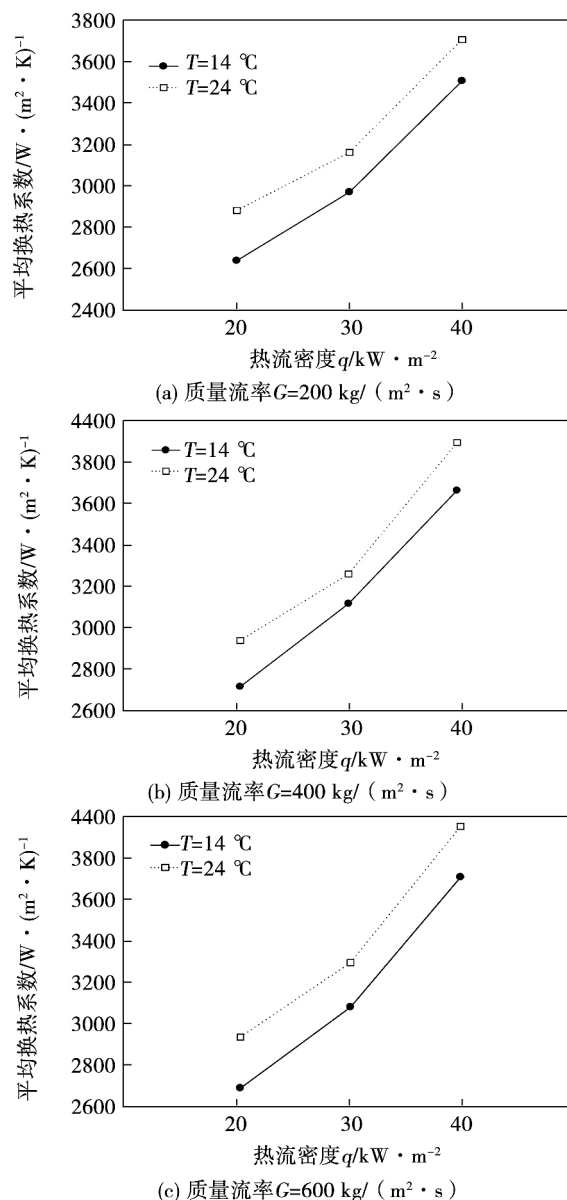


图 4 饱和温度对平均换热系数的影响

Fig. 4 The influence of saturation temperature on average heat transfer coefficient

通过查询 REFPROP NIST 软件中 R290 的物性可以发现,当饱和温度从 14°C 上升为 24°C 时,制冷剂的液体密度下降了 2.9%,汽体密度却上升了 30.5%,液体的导热系数仅仅下降了 4.8%,液体的粘度却下降了 9.8%,表面张力则下降了 14.8%。而当气泡脱离壁面时,真正控制脱离壁面气泡大小的因素显然不仅仅是表面张力,还有流体的阻力以及流体的浮力和剪切升力。如果仅仅以表面张力为依据来判断气泡脱离壁面的大小,此时的换热系数应当下降,而这一点与实验结果显然是矛盾的。由

于汽体密度的大幅上升以及液体密度的小幅下降,可以判断出随着饱和温度的上升,浮力对汽泡的作用正在逐渐变小,这一点显然有利于汽泡的生长。而由于液体粘度的下降,则也直接导致了流体对汽泡阻力的降低,有利于汽泡的生长。虽然相应地,流体的导热系数有小幅下降,但从实验的结果来看,其并未能阻止换热系数的上升。至于剪切升力的影响,当流型为弹状流和环状流时会显现出来;在泡状流时,由于壁面附近的速度梯度并不是很大,其作用可能并不那么明显。从上述分析来看,在实验范围内饱和温度的上升所导致的换热系数的上升主要是由汽体密度的大幅上升以及液体粘度的大幅下降所导致的。

3.3 质量流率对换热系数的影响

图5为饱和温度分别为14和24℃,热流密度分别为20、30和40 kW时,质量流率对于平均换热系数的影响。

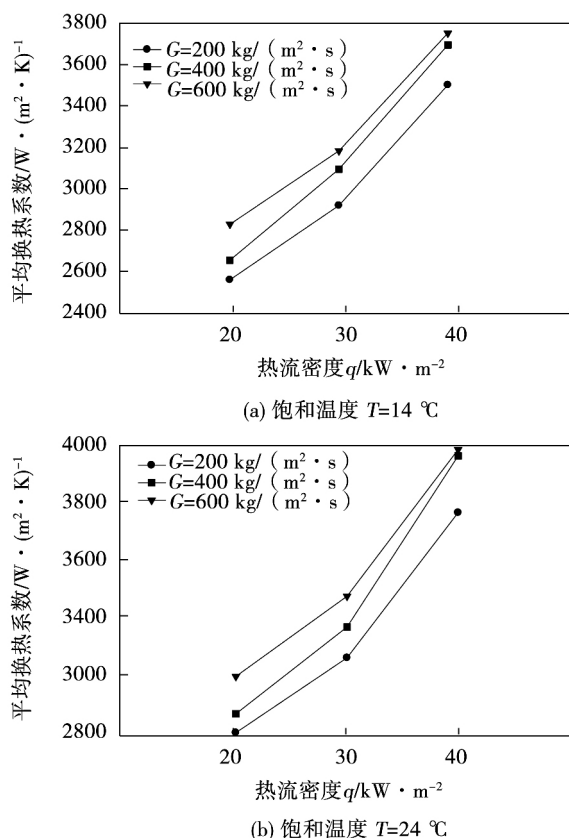


图5 质量流率对平均换热系数的影响

Fig. 5 The influence of mass flux on average heat transfer coefficient

在不同饱和温度及热流密度下,当质量流率从200 $kg/(m^2 \cdot s)$ 上升到600 $kg/(m^2 \cdot s)$ 时,平均换热系数出现了大幅的上升。以饱和温度 $T = 14^\circ C$,热流密度 $q = 20$ kW 时为例,随着质量流率的上升,换热系数的平均值分别上升了3.3%和9.4%。在微通道这样一个密闭的环境中,一旦流体达到了饱和温度,则通过对流换热所导入的热量势必只能依靠流体的沸腾来带走,提高质量流率也只是在促进沸腾换热带走更多的热量。随着流速的增加,汽泡的尺寸变小。但是汽泡尺寸变小并不意味着沸腾换热的效果会变差,原因为:

随着质量流率的增加,近壁面处流体的速度梯度必然会有所增加。而由于纳维克斯运动方程和能量方程结构的相似性,因此微通道内的无量纲速度场和无量纲温度场必然具有一定的相似性,这就使得近壁面处流体速度梯度增加的同时温度梯度也必然会有所增加,否则流速提高就对对流换热没有作用了。而随着速度梯度的增加,近壁面处流体的阻力以及剪切升力均会有所增加,这就使得壁面处的汽泡会提前脱离壁面。但是由于此时剪切升力对汽泡的抬升作用以及升高的温度梯度,从而使得较小的汽泡也能获得很好的扰动效果。而且从上述分析过程可以看出,提高质量流率对沸腾换热的作用就等于是在变相地降低了微通道的管径,因为较小的微通道管径也意味着近壁面处的流体拥有更高的速度梯度和温度梯度。

4 结 论

(1) 随着热流密度的上升,换热系数呈现出大幅上升的态势,其平均增长幅度分别达到了11.6%和31.3%。这与壁面上汽化核心数目的增加有着密切的关系。而随着干度的上升,换热系数也会有所上升,其平均增幅达到了37.4%,这可能是由于流型转变所导致的近壁面处流体温度梯度和速度梯度的上升所引起。

(2) 随着饱和温度的上升,换热系数也会略有上升,平均增幅达到了6.5%,这是由饱和温度上升所导致的流体粘度下降以及汽体密度上升所引起。

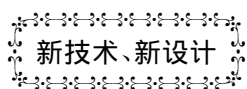
(3) 随着质量流率的上升,平均换热系数也呈现出小幅上升的态势,增幅分别达到了4.3%和

7.5% 这是由质量流率增加所导致的壁面处流体速度梯度和温度梯度的上升所引起,而提高质量流率也是完全有可能促进沸腾换热。

参考文献:

- [1] Choi K I ,Pamirani A S ,Oh J T et al. Pressure drop and heat transfer during two-phase flow vaporization of propane in horizontal smooth minichannels [J]. Int. J. Refrig. 2009 32: 837 – 845.
- [2] Davide Del Col ,Matteo Bortolato ,Stefano Bortolin. Comprehensive experimental investigation of two-phase heat transfer and pressure drop with propane in a minichannel. Int. J. Refrig 2014(47) : 66 – 84.
- [3] Maqbool M ,Palm B ,Khodabandeh R. Investigation of two phase heat transfer and pressure drop of propane in a vertical circular minichannel [J]. Exp. Therm. Fluid. Sci. 2013 46: 120 – 130.
- [4] Fernando P ,Palm B ,Ameel T et al. A minichannel aluminum tube heat exchanger-Part II: Evaporator performance with propane [J]. Int. J. Refrig. 2008 31(4) : 681 – 695.
- [5] In Cheol Bang ,Soon Heung Chang ,Won-Pil Back. Visualization of the subcooled flow boiling of R-434a in a vertical rectangular channel with an electrically heated wall [J] ,International Journal of Heat and Mass Transfer. 2004 47: 4349 – 4363.

(丛 敏 编辑)



新技术、新设计

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.05.005

MT30 已安装到伊丽莎白女王号航母上

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2013 年 4 月刊报道 ,Rolls-Royce 已在苏格兰 Babcock's Rosyth 造船厂完成了将 2 台 36 MW MT30 燃气轮机的第 1 台装入伊丽莎白女王号航空母舰。英国海军另外一艘该级航母是威尔士亲王号航母。

Rolls-Royce 于 2004 年推出的 MT30 发动机是由该公司从高性能的波音 777 飞机所使用的 Trent 800 航空涡轮风扇发动机改装得到的 ,它与母型机部件的通用率高达 80% 。

MT30 为三转子结构 ,由双转子燃气发生器和自由动力涡轮组成。

双转子燃气发生器由低压压气机、高压压气机、燃烧室、高压涡轮和低压涡轮组成。

低压压气机为 8 级轴流式 8 级静叶可调。高压压气机为 6 级轴流式。压气机静叶和动叶均采用三维设计 ,提高了压气机的效率。

燃烧室为双燃料燃烧室 ,使用 24 个双通路喷嘴向燃烧室供应两种燃料。一个通路用于柴油 ,另一个通路用于气体燃料。

高压涡轮和低压涡轮均为单级轴流涡轮。

动力涡轮是 4 级轴流式涡轮。它是直接由 Trent 800 派生得到的。

MT30 是迄今为止已经应用的功率最大(36 – 40 MW) 、简单循环效率(40. 1%) 最高的一型船舶燃气轮机。

由于它的高性能 ,MT30 已得到各国海军广泛的欢迎。它已安装在美国海军独立级近海战斗舰 ,正在装备英国海军伊丽莎白级航母和美国海军 Zumwalt(DDG1000) 级驱逐舰 ,并将装备先进大型的韩国海军 FFX 护卫舰。

在伊丽莎白级航母上 ,每舰将装用 2 台 MT30 ,它将为驱动该 65 000 t 排水量航母提供所需 109 MW 功率的 2/3 。

(吉桂明 摘译)

of the temperature field ,heat exchange coefficient and flow field of the working medium for heat transfer. On this basis ,the flow and heat transfer characteristics of the Cu-water nano-fluid inside a plate type heat exchanger were analyzed and the simulation results were compared with the test ones. It has been found that the heat exchange effectiveness of the plate type heat exchanger with Cu-water nano-fluid serving as the cold fluid is obviously superior to that with pure water serving as the cold fluid ,however ,at the same time of increasing the flow speed and concentration of the nano-fluid ,full attention should be paid to the influence of the increase of the pressure drop arisen from an increase of the viscosity on the performance of the heat exchanger. **Key words:** nano-fluid ,numerical simulation ,heat transfer ,flow

R290 微通道内沸腾换热实验研究 = **Experimental Study of the Boiling Heat Exchange of R290 Inside a Micro-channel** [刊 ,汉] GE Qi-lin ,LIU Jian-hua ,ZHANG Liang ,ZHANG Hui-chen (College of Energy Source and Power Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30(5) . -672 -677

Experimentally studied were the boiling heat exchange characteristics of R290 in a horizontal stainless steel micro channel with an inner diameter of 2 mm. The mass flow rate was 200 to 600 kg/m²s ,the heat flux density ranged from 20 to 40 kW/m² ,the dryness fell in a range from 0.1 to 0.8 and the saturated temperature was 14 and 24 °C. It has been found that with a rise in heat flux density or dryness ,the boiling heat exchange coefficient will increase notably and with an increase of the mass flow rate ,the heat exchange coefficient will also increase by a small margin and to increase the saturated temperature will also result in a rise by a small margin of the heat exchange coefficient. The influence of the dryness and heat flux density on the heat exchange coefficient will be most remarkable.

Key words: micro channel ,R290 boiling heat exchange ,heat exchange coefficient

蒸汽中液滴粒径和浓度测量实验研究 = **Experimental Study of the Measurement of Particle Diameters and Concentration of Steam Droplets** [刊 ,汉] YUAN An-li ,SU Ming-xu ,LI Yong-ming ,CAI Xiao-shu (Shanghai City Key Laboratory on the Multi-phase Flow and Heat Transfer in Power Engineering ,Particle and Two-phase Flow Measurement Research Institute ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30(5) . -678 -683