

环形窄缝通道内流动沸腾干涸点的研究

吴鸽平¹, 吴埃敏¹, 郭 赟¹, 秋穗正¹, 卢东华²

(1. 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安; 2. 中国核动力研究设计院反应堆工程研究所, 610041, 成都)

摘要: 在间隙为 1105 mm 和 1155 mm 的垂直环形窄缝通道内, 以去离子水为工质, 对内、外管通电加热, 进行了环形窄缝通道内干涸点的实验研究. 实验压力范围主要为 2 ~ 4 MPa, 质量流速为 40 ~ 80 kg · m⁻² · s⁻¹. 由内、外管热流密度的比值得到了出现干涸点的判据. 实验中还研究了压力、质量流速和进口条件对干涸点处含汽率的影响. 实验表明, 当对外管单面加热时, 发现质量流速增大, 临界含汽率减小; 当进口含汽率增大时, 临界含汽率增大; 在相同的情况下, 外管出现干涸时的截面含汽率大于内管出现干涸时的截面含汽率. 根据实验数据对原苏联古塔杰拉奇圆管的干涸点公式进行了修正, 得到了适合于计算环形管道干涸点的经验关系式.

关键词: 环形窄缝; 流动沸腾; 干涸点

中图分类号: TK214 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253 - 987X(2004)07 - 0686 - 04

Experimental Research on Dryout Point of Flow Boiling in Narrow Annular Channel

Wu Geping¹, Wu Aimin¹, Guo Yun¹, Qiu Sui Zheng¹, Lu Donghua²

(1. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi an Jiaotong University, Xi an 710049, China;

2. Reactor Engineering Research Division, Nuclear Power Institute of China, Chengdu 610041, China)

Abstract: An experimental research on the dryout point of flow boiling in narrow annular channels with 1155 mm and 1105 mm annular gap respectively, are conducted. Distilled water is used as the work fluid, the range of pressure is limited within 210 ~ 410 MPa and that of mass flux is 40 ~ 80 kg/ (m² · s). The appearance of dryout point can be judged according to the ratio of q_o/ q_i . The relation of critical qualities with mass flux and pressure is revealed. It is found that the critical qualities decrease with the increasing mass flux and increase with the increasing inlet qualities in externally heated annuli. Under the same conditions critical qualities in outer tube are always larger than that in inner tube. The traditional equation for tubes is modified, and an empirical equation of dryout point for narrow annuli is provided.

Key words: narrow annular channel; flow boiling; dryout point

环形窄缝通道具有强化换热和结构紧凑的特点, 因此在工程技术中得到了较为广泛的应用. 当管内汽液两相强迫流动沸腾区域的热流密度较低时, 在高干度区(环状流动区), 由于液膜撕裂或蒸干会产生干涸现象^[1], 干涸点即为刚开始产生这一现象的特征点. 通过对干涸点的测定, 可以区分沸腾传热

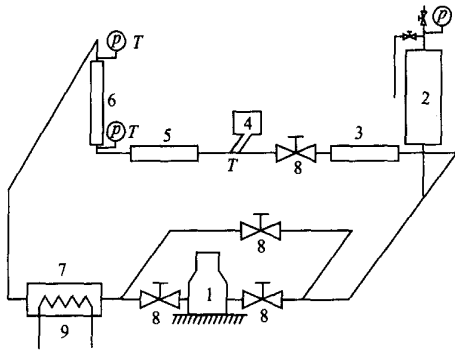
区域和干涸后传热区域, 为在不同的传热区域内选用不同的传热系数提供了依据. 同时, 干涸点处的传热急剧恶化, 壁温迅速上升, 会造成传热设备发生慢烧毁现象, 对安全运行构成很大的威胁. 因此, 开展环形窄缝通道内干涸点的研究, 无论是对理论研究, 还是对于环形窄缝的工程应用和环形窄缝型传热设

收稿日期: 2003 - 10 - 30. 作者简介: 吴鸽平(1977 ~), 男, 博士生; 秋穗正(联系人), 男, 教授, 博士生导师. 基金项目: 空泡物理与自然循环国家级重点实验室基金资助项目(98JS861811JW0802); 国家自然科学基金会优秀重点实验室建设基金资助项目.

备的安全运行都具有非常重要的意义。

1 实验装置

实验回路的流程如图 1 所示。去离子水在泵的驱动下,经过预热器加热,流进实验段,从实验段出来的工质经过换热器的冷却后回到主泵,形成一个循环。回路的压力由稳压器控制,流量由针型阀调节。



1:主泵;2:稳压器;3:预热器 1;4:流量计;5:预热器 2;6:实验段;7:冷淋器;8:阀门;9:二回路冷却剂

图 1 实验回路

实验段由不同直径的两根圆管组成同心的环形窄缝,参数如表 1 所示。内、外管通电加热,以达到可变的加热密度。为了使进口流体达到饱和,进口处增加一块铜块加热。

表 1 实验段的尺寸 mm

Table with 5 columns: Di, i, Do, o, Dc. Rows for 1105 and 1155 mm gap sizes.

注: 为间隙; Di 为内管直径; i 为内管壁厚; Do 为外管直径; o 为外管壁厚; Dc 为当量直径

工作段外管的外壁温度用镍铬-镍硅热电偶测量。内管的内壁温度可以用事先做好的、其测点位置与外管测点位置相对应的热电偶组成的组件插入内管进行测量。

内管的外壁壁温和外管的内壁壁温由我们测得的内管的内壁壁温和外管的外壁壁温用有内热源的导热方程[2]求得。

2 实验数据的处理

对于 2 种间隙的实验段进行了大量的实验,其参数如表 2 所示。

2.1 干涸点出现的判定

由壁面温度 Tw 随轴向的变化,可以判定干涸

点的出现情况,如图 2 所示。

表 2 实验参数

Table with 6 columns: /mm, N, p/MPa, G/(kg·(m²·s)⁻¹), qo/kW·m⁻², qi/kW·m⁻². Rows for 1105 and 1155 mm gap sizes.

注: N 为组数; p 为压力; G 为质量流速; qo 为外管的热流密度; qi 为内管的热流密度

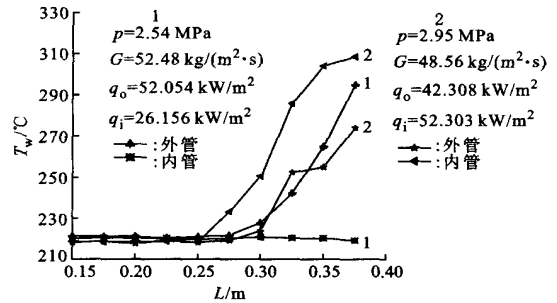


图 2 环缝间隙壁温沿轴向的变化

在双面加热的条件下,干涸点有时仅在内管出现,有时仅在外管出现,也有时是内、外管同时出现。这主要是内、外管热流密度的不同造成内、外壁液膜蒸发和沉降率的不同。定义外管与内管的热流比值 R = qo / qi。R 越大,表明外管的热流密度越大,外管蒸发越强,沉降越不容易,仅外管出现干涸;反之,仅内管出现干涸。当 R 处于中间值时,内、外管同时出现干涸。由图 3 可看出,分界点两侧实验点的 R 比较接近,故分界点取两侧平均 R 值 (R1 误差为 41%; R2 误差为 312%)。对于图 3 所示的工况,可得到以下结论。

- 当 0 < R < 0.873 时,内管单面出现干涸点;
当 0.873 < R < 2.161 时,内、外管双面同时出现干涸点;
当 R > 2.161 时,外管单面出现干涸点。

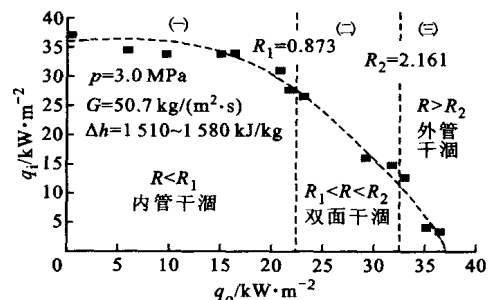
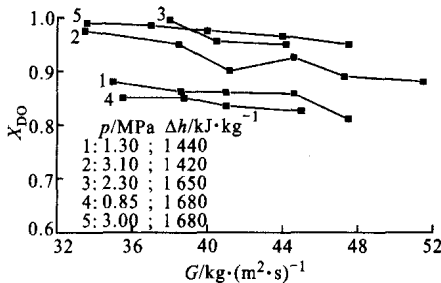


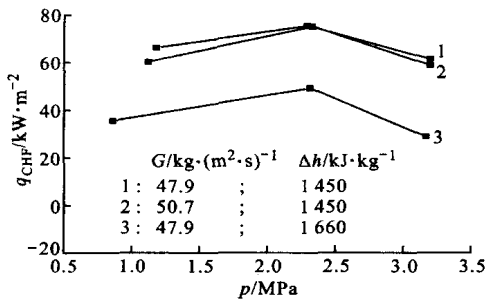
图 3 内、外管的热流比值与干涸点出现的关系

2.2 参数对干涸点的影响

当单面加热时,干涸截面上的临界含汽率具有以下特点:含汽率随质量流速的增大缓慢减小,主要是因为质量流速越大,管壁面上的液膜厚度越薄,同时卷吸率也增大,使得干涸越早发生,干涸点处的含汽率就越小^[3];在相同或近似的压力下,进口过热度增大,干涸截面上的含汽率就越大,主要是因为进口的含汽率变大,如图4a;随着压力的增大,临界热流密度达到一个最大值,再增大压力,临界热流密度就会缓慢地减小,见图4b.



(a) 临界含汽率与质量流速的关系



(b) 临界热流密度与压力的关系

图4 单面加热时临界含汽率和热流密度与参数的关系

在相同的进口条件下,外管单面加热出现干涸时截面上的含汽率总是大于相同条件下内管单面加热出现干涸时截面上的含汽率(见图5)。这是因为:

环状流中内管的壁面剪切力比外管的壁面剪切力要大,外管的液膜厚度比内管的液膜厚度要大^[4],内、外管在相同的热流密度下,内管首先出现干涸,所以外管干涸点处的含汽率比内管干涸点处的含汽率要高;内、外管的表面积不同,使得液滴沉降在外管表面上的几率要比沉降到内管表面上的几率大,在相同的条件下,内管先干涸;卷吸率的大小与汽液两相之间的剪切力及液膜厚度有关.由于内、外管剪切力和液膜厚度之间的差异,会造成内、外管的液膜卷吸率不同.

在双面加热的条件下,干涸点处的临界热流密度随着另外一个面上热流密度的增大而减小,还具有以下特点:在相同的压力和质量流速下,进口过热度越大,越早出现干涸,干涸出现时临界热流密度越小;随着质量流速的增大,临界热流密度增大,如图6所示.

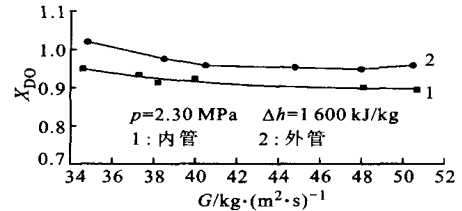


图5 内、外管临界含汽率的比较

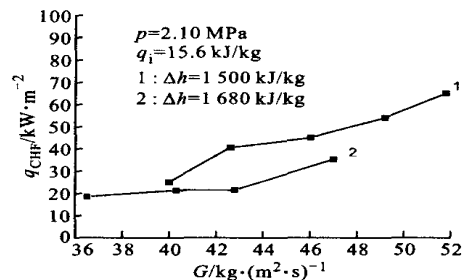


图6 双面加热时临界热流密度与质量流速的关系

2.3 干涸点经验公式

2.3.1 干涸点的经验关系式 原苏联学者古塔杰拉奇给出了一个计算直径为8 mm的圆管内干涸点处含汽量的关系式^[5]

$$X_{DO} = 0.13 + 0.17e^{-45} \quad (1)$$

$$= \left(\frac{G\mu}{\rho_l} \right) \left(\frac{\sigma}{\rho_l g D} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

式中: X_{DO} 为计算的临界含汽率; μ 为计算的无量纲参量; μ 为实验压力下饱和水的动力粘度 ($N \cdot s \cdot m^{-2}$); ρ_l 为实验压力下饱和水的密度 ($kg \cdot m^{-3}$); ρ_v 为实验压力下饱和蒸汽的密度 ($kg \cdot m^{-3}$); σ 为表面张力 ($N \cdot m^{-1}$).

当管径 D 不等于 8 mm 时,文献[5]认为,对于 D 为 4~15 mm 的圆管,可按下式修正

$$X_{DO} D^{0.115} = A \quad (3)$$

本文采用以下形式

$$X_{DO} = C(0.13 + 0.17e^{-45}) \quad (4)$$

式中: A 为常数; C 为修正系数.

对于 1155 mm 的环缝间隙

$$X_{DO} = 11230.7(0.13 + 0.17e^{-45}) \quad (5)$$

对于 1105 mm 的环缝间隙

$$X_{DO} = 11424.4(0.13 + 0.17e^{-45}) \quad (6)$$

图 7 给出了 1155 mm 和 1105 mm 的环缝间隙干涸数据点与拟合公式曲线的比较图。

对于管径不等于 8 mm 的圆管,用式(3)进行修正.对于环形管道,用当量直径代替上式中圆管的直径来进行修正.

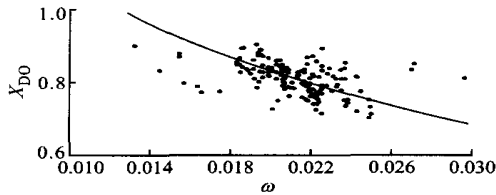
对于间隙为 1105 mm 的环形窄缝,可得到

$$X_{DO,e}/X_{DO,8} = (D_8/D_e)^{0.115} = 11222.2 \quad (7)$$

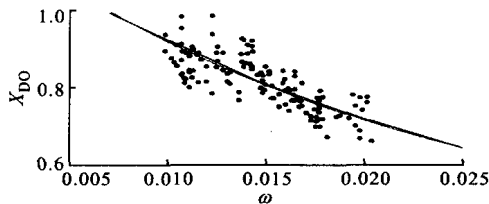
对于间隙为 1155 mm 的环形窄缝,可得到

$$X_{DO,e}/X_{DO,8} = (D_8/D_e)^{0.115} = 11152.8 \quad (8)$$

由图 7 可见,实验数据点与公式曲线有较大的分散,采用圆管的修正公式得到的修正系数与实验结果也不吻合.因此,必须对圆管公式进行一定的修正,得到环形窄缝通道内干涸点判定的经验关系式.



(a) 实验数据点与拟合公式(5)的比较



(b) 实验数据点与拟合公式(6)的比较

图 7 实验段实验数据点与拟合公式曲线的比较

2.3.2 经验拟合关系式的修正 干涸点产生在环状流动液膜蒸发处,在环状流中,由紧贴壁面的流动液膜、流道中央的中心汽流和汽流中的夹带液滴三部分组成.液膜表面蒸发速率、液滴沉积率和液膜表面的卷吸率决定着液膜的减薄速度,从而决定着干涸点的出现位置和干涸点处截面含汽率的大小.影响上述参数的因素主要有环形窄缝结构,内、外管的热流密度和环缝间隙.

与圆形管道相比,环形管道有内管和外管两个加热壁面,这不仅会造成内、外管之间加热的不均衡,而且会造成流动的不均衡和内、外管干涸含汽量的差异.文献[4]认为,内、外管干涸点处含汽率的大小与内、外管半径的大小成一定的比例.外管壁面的剪切力小于内管壁面的剪切力,外管液膜的厚度大于相应的内管液膜的厚度,在相同的热流密度下,内

管首先达到干涸.因此,外管干涸点处的含汽率大于内管干涸点处的含汽率.本文认为,内、外管干涸点处的含汽率的大小和内、外管的半径(r_j)与平均半径($r_{av} = (r_i + r_o)/2$)的比值有关.

干涸点处含汽率的大小与实验段所加的总热量有关.在圆管中,只有一个加热壁面,而在环管中,热量是通过内管和外管两个加热壁面传递给流体的,内、外管热流密度的大小不仅决定着壁面液膜的蒸发速度,还会影响内、外管液滴沉降率的大小.在相同的流量、压力下,内、外管干涸点处的含汽率的大小与内、外管的热流密度的大小成一定反比例,热流密度越大,该加热壁面的液膜蒸发速度也越大,壁面也就越容易首先达到干涸^[4].因此,本文认为内、外管干涸点处的含汽率的大小和内、外管的热流密度(q_j)与平均热流密度($q_{av} = (q_i + q_o)/2$)的比值有关.

当环管间隙较小时,内管液膜与外管液膜之间的距离非常接近,中央汽流中夹带的液滴比间隙较大时更容易沉降到管壁液膜上,在干涸点产生的截面上,液滴的数量和大小都比间隙较大时要小得多,干涸点处的含汽率比间隙较大时要大.因此,可用 D_8/D_e 对不同间隙的环形管道进行修正.

考虑到上述因素,对实验数据进行拟合,得到了适用于不同的环缝间隙和内、外管热流密度的情况下,内、外管发生干涸时的 $X_{DO,j}$ 判别式,即

$$X_{DO,j} = \left(\frac{r_i}{r_{av}} \right)^{0.115} \left(\frac{8}{D_{e,j}} \right)^{0.125} \left(\frac{q_{av}}{q_j} \right)^{0.11} (0.13 + 0.17e^{-45}) \quad (9)$$

式中:下标 j 为内管或外管.

对 1105 mm 和 1155 mm 环缝间隙的实验段内、外管干涸点的所有数据点与拟合公式曲线的比较见图 8.

图中纵坐标参数为

$$X_{DO}^3 = X_{DO,j} \left[\left(\frac{r_i}{r_{av}} \right)^{0.115} \left(\frac{8}{D_{e,j}} \right)^{0.125} \left(\frac{q_{av}}{q_j} \right)^{0.11} \right] \quad (10)$$

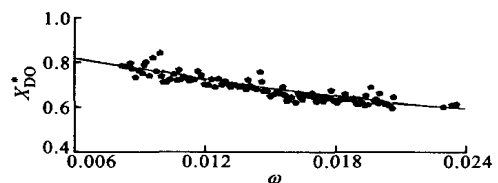


图 8 实验数据点与拟合公式(10)的比较

(下转第 697 页)

通道表面的最大,0°通道表面的次之,30°通道表面的最小.剪切应力的大小是通道内旋涡尺寸、强度以及流线在流动过程中张、缩程度的具体体现.

(2)在本文计算条件下,当 Re 大于100小于800时,相位差为180°通道的阻力系数远比其他通道的高,0°通道的次之;当 Re 大于800小于1800时,相位差为0°通道的阻力系数最高,180°通道的次之;在 Re 大于100小于3000的范围内,相位差为30°通道的阻力系数最小;当 Re 超过1800后,除相位差为0°的通道外,其他通道的阻力系数相差很小.因此,从阻力特性的角度考虑,通道形状的选择与实际工况的 Re 范围有关,对主要受阻限制的情况可优先选用相位差为30°通道的表面.

(3)表征换热性能的表面 Nu 以相位差为0°通道的表面最高,且在计算范围内其值均比平直通道表面的高,表明此表面结构可显著改善通道表面的换热性能;相位差为30°通道表面的换热效果最差,故以强化换热为设计目的的情况,可选择相位差为0°通道的表面.

参考文献:

- [1] Wirtz R A, Huang F, Greiner M. Correlation of fully developed heat transfer and pressure drop in a symmetrically grooved channel[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1999, 121(1): 236 - 239.
- [2] Rush T A, Newell T A, Jacobi A M. An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages[J]. Int J Heat Mass Transfer, 1999, 42(9): 1541 - 1553.
- [3] Greiner M, Chen R F, Wirtz R A. Enhanced heat transfer/pressure drop measure from a flat surface in a grooved channel[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1991, 113(2): 498 - 500.
- [4] Wang G, Vanka S P. Convective heat transfer in periodic wavy passages[J]. Int J Heat Mass Transfer, 1995, 38(17): 3219 - 3230.
- [5] Nishimura T, Ohori Y, Kawamura Y. Flow characteristics in a channel with symmetric wavy wall for steady flow[J]. Journal of Chemical Engineering of Japan, 1984, 17(5): 466 - 471.
- [6] Jacobi A M, Shah R K. Airside flow and heat transfer in compact heat exchangers: a discussion of enhancement mechanisms[J]. Heat Transfer Engineering, 1998, 19(4): 29 - 39.

(编辑 王焕雪)

(上接第689页)

3 结 论

(1)本文通过对环形窄缝通道干涸点的实验研究,在较广的工况范围内,得到了不同窄缝尺寸下出现干涸点的大量数据,通过对实验数据的分析和处理,得到了计算双面加热环形窄缝通道内干涸点处的含汽率经验关系式(10).

(2)在环形窄缝通道中双面加热的情况下,得到了内、外管出现干涸情况的判别式.

(3)在相同的情况下,外管出现干涸时的截面含汽率要大于内管出现干涸时的截面含汽率.随着质量流速的增大,临界含汽率减小.进口的含汽率越大,干涸截面上的含汽率就越大.

参考文献:

- [1] 陈之航,曹柏林,赵在三.气液双相流动和传热[M].北京:机械工业出版社,1983.
- [2] 杨世铭.传热学[M].北京:高等教育出版社,1986.
- [3] Chen X J, Chung H J. Effect of pressure on critical flux in uniformly heated vertical annulus under low flow conditions[J]. Nuclear Engineering and Design 2001, 203(2-3): 159 - 174.
- [4] Knudsen J G, Katz D L. Fluid dynamics and heat transfer[M]. New York: McGraw-Hill, 1958.
- [5] 2
[J]. T ,1979(6): 54 - 55.

(编辑 王焕雪)