矩形窄缝通道偏离泡核沸腾后的传热试验研究

唐路尧[1,2]　许 巍[1,2]　宋美琪[1,2]　刘晓晶[1,2]

1（上海交通大学 国家电投智慧能源创新学院　上海 200240）

2（上海市数值反应堆技术融合创新中心　上海 200240）

摘要　为提升研究堆在特定低压事故瞬态下的安全性，针对板式燃料元件矩形窄缝通道内的偏离泡核沸腾后（Post Departure from Nucleate Boiling，post-DNB）传热特性展开研究。采用间接热块方案设计试验段，在低压条件下，对质量流速 80.9~206.1 kg·(m^2·s)$^{-1}$、入口过冷度 27.2~53.2 K 工况下的稳定膜态沸腾传热进行试验。分析 post-DNB 稳定膜态沸腾下传热特性，对压力、质量流速和入口过冷度等关键热工参数开展敏感性分析。结果表明：在参数变化范围内，换热系数随平衡含气率先减小后增大，换热系数随质量流速与系统压力而增大，入口过冷度的影响呈现质量流速依赖性（小质量流速下削弱传热，大质量流速下增强传热）。该研究为矩形窄缝通道 post-DNB 传热模型的建立提供了试验基础。

关键词　矩形窄缝通道，偏离泡核沸腾后工况，稳定膜态沸腾，间接热块

中图分类号　TL124

DOI: 10.3724/j.0253-3219.2026.hjs.49.250286

CSTR: 32193.14.hjs.CN31-1342/TL.2026.49.250286

Experimental study of heat transfer characteristics on post departure from nucleate boiling in narrow rectangular channel

TANG Luyao[1,2]　XU Wei[1,2]　SONG Meiqi[1,2]　LIU Xiaojing[1,2]

1(*College of Smart Energy*, *Shanghai Jiao Tong University*, *Shanghai 200240*, *China*)

2(*Shanghai Digital Nuclear Reactor Technology Integration Innovation Center*, *Shanghai 200240*, *China*)

Abstract　**[Background]** Nuclear energy, with its low carbon emissions, high energy density, and operational stability, is an important part of the modern energy system. Plate-type fuel elements, which feature narrow rectangular channels, are commonly adopted in research reactors for their compactness. However, during accident transients like Loss of Coolant Accident (LOCA), post Departure from Nucleate Boiling (post-DNB) occurs in these channels, leading to severe heat transfer deterioration. Existing studies on post-DNB heat transfer have mostly focused on circular channels, and research on narrow rectangular channels is insufficient, limiting the accuracy of safety analysis for research reactors. **[Purpose]** This study aims to investigate the post-DNB heat transfer characteristics in narrow rectangular channels under low-pressure conditions, clarify the effects of key thermal-hydraulic parameters on stable film boiling, and provide experimental basis for establishing post-DNB heat transfer models for such channels. **[Methods]** Firstly, an experimental section with indirect hot patch was designed to conduct

上海市科委探索者计划(No.24TS1414600)资助

第一作者：唐路尧，男，2001年出生，2023年毕业于东南大学，现为硕士研究生，研究领域为反应堆热工水力

通信作者：许巍，E-mail：wei_xu@sjtu.edu.cn

收稿日期：2025-07-14，修回日期：2025-12-25

Supported by the Shanghai Committee of Science and Technology (No.24TS1414600)

First author: TANG Luyao, male, born in 2001, graduated from Southeast University in 2023, master student, focusing on reactor thermal-hydraulics

Corresponding author: XU Wei, E-mail: wei_xu@sjtu.edu.cn

Received date: 2025-07-14, revised date: 2025-12-25

stable film boiling heat transfer experiments and avoid the uncertainties and computational difficulties caused by transient experiments. The narrow rectangular channel was formed by welding two L-shaped Inconel plates, with two copper hot patches (covering the full width of the channel) fixed on the heating plates *via* silver brazing. Then, the transient response of the wall temperature was obtained by properly arranging thermocouple temperature measurement points, and experiments on stable film boiling were conducted under low-pressure conditions, with mass flow rates ranging from 80.9 kg·$(m^2·s)^{-1}$ to 206.1 kg·$(m^2·s)^{-1}$, inlet subcooling from 27.2 K to 53.2 K, and system pressure controlled from 0.11 MPa to 0.26 MPa. Finally, repeatability tests were performed to verify the reliability of the experimental data, with the maximum average deviation of heat transfer coefficients at the same axial position. **[Results]** Similar to the circular tube test results of other scholars, the heat transfer coefficient measured in post-DNB stable film boiling shows a U-shaped trend with equilibrium quality. With the increase of mass flow rate, the heat transfer coefficient increases significantly, from 22.5 W·$(m^2·s)^{-1}$ to 69.2 W·$(m^2·s)^{-1}$ within the experimental range. When the system pressure rises from 0.11 MPa to 0.25 MPa, the heat transfer coefficient increases by 11%. The effect of inlet subcooling depends on the mass flow rate: at low mass flow rates (around 80 kg·$(m^2·s)^{-1}$), increasing inlet subcooling reduces the heat transfer coefficient by 21.3%; at high mass flow rates (around 150 kg·$(m^2·s)^{-1}$), increasing inlet subcooling slightly increases the heat transfer coefficient. Compared with circular channels under similar conditions, the post-DNB heat transfer coefficient in narrow rectangular channels is significantly lower due to their geometric characteristics with the maximum average deviation of heat transfer coefficients being 8.30% at the same axial position. **[Conclusions]** The study reveals the post-DNB heat transfer characteristics in narrow rectangular channels under low-pressure conditions. The effects of mass flow rate, system pressure, and inlet subcooling on heat transfer performance are clarified, and the relationships between these parameters and the post-DNB heat transfer coefficient are obtained. These results provide important experimental data for the development of post-DNB heat transfer models for narrow rectangular channels, which is of great significance for improving the safety analysis of research reactors during accident transients.

Key words Narrow rectangular channel, Post-DNB regime, Stable film boiling, Indirect hot patch

与传统化石能源相比，核能凭借其全寿期碳排放量小[1]、能量密度高[2]、运行稳定可靠的优势，成为“十四五”规划中构建现代能源体系的重要组成部分。研究堆作为核能应用的重要分支，广泛服务于科学研究、技术开发与同位素生产等领域，其在正常运行及事故瞬态下的安全性成为现阶段核能工程界研究热点[3−4]。

研究堆以教学与实验研究为主要目的，运行压力往往低于常规动力堆，其功率水平与堆芯尺寸与常规动力堆相比也往往更小，通常采用高效、紧凑、灵活的板式燃料组件来满足其核动力装置小型化的需求[5]。在板式燃料元件内，冷却剂流经互不连通的并联矩形窄缝通道带走堆内热量；在反应堆发生失水事故（Loss of Coolant Accident，LOCA）等事故工况时，一回路经历快速卸压过程，系统压力迅速降低，临界热流密度后（Post Critical Heat Flux，post-CHF）现象可能主导从燃料元件到冷却剂的传热。此时由于表面被高温蒸汽覆盖，其传热性能严重恶化，甚至导致燃料包壳破损、放射性物质泄漏等严重后果。因此，研究板式燃料元件在post-CHF现象下的换热特性对提升研究堆事故瞬态下的安全性有着重要意义。

依照沸腾临界机理的不同，post-CHF现象可分为偏离泡核沸腾后（Post Departure from Nucleate Boiling，post-DNB）和干涸后工况（post-dryout）两种。其中，post-DNB一般发生在过冷或低干度条件下：由于汽泡的脱离速度滞后于其生长过程，蒸汽的存在阻碍了冷却剂与高温壁面的接触并引起传热恶化。考虑到水工质的CHF值较高，早期研究学者多采用骤冷[6−7]等瞬态实验方法对以水工质的临界热流密度后流动沸腾换热特性进行研究。公开文献中以矩形窄缝通道为研究对象的post-DNB试验研究也以该方法为主：1989年，Osakabe和Kawasaki[7]对矩形窄缝通道和环形通道进行了顶部骤冷实验研究。认为矩形通道的截面宽度W可以作为Wallis[8]关联式中的特征长度。2018年，Xu等[9]针对矩形窄缝通道在底部再淹没阶段换热特性的演变规律（膜态沸腾-过渡沸腾-核态沸腾转变）开展了系统分析，提出了一个新的模型来预测矩形窄缝通道中的淬湿速度。2024年，Feng等[10]在矩形窄缝通道骤冷试验研究的基础上，引入矩形通道修正因子F提出了适用于矩形窄缝通道的过渡沸腾预测模型。这些使用

瞬态试验方法开展的研究发展了骤冷前沿推进速度与post-DNB传热特性的经验或者半经验关系式，对评估再淹没过程中的安全特性有重要意义。

然而，基于瞬态试验获得的实验结果不确定性很大，在数据处理方面，由于不同测点温度变化率的巨大差异，瞬态导热方程的准确计算也存在较大挑战。1974年，Groeneveld等[11-12]提出的热块（Hot Patch）法极大地发展了post-DNB稳态试验方法。如图1（a）所示，Groeneveld方案在试验段入口处焊接紫铜热块并在其中嵌入加热棒（Heating Rod），并对流道通过电加热板进行整体加热；通过合理调节热块功率及初始温度来形成局部高热流密度，从而保证下游产生稳定的膜态沸腾蒸汽膜，被称为间接热块方案。除此之外，Chen等[13]提出另外一种如图1（b）所示的被称为直接热块方案的思路，通过在试验段入口处设置高电阻的薄壁段（Notch），在电加热条件下实现入口段局部高热流密度。

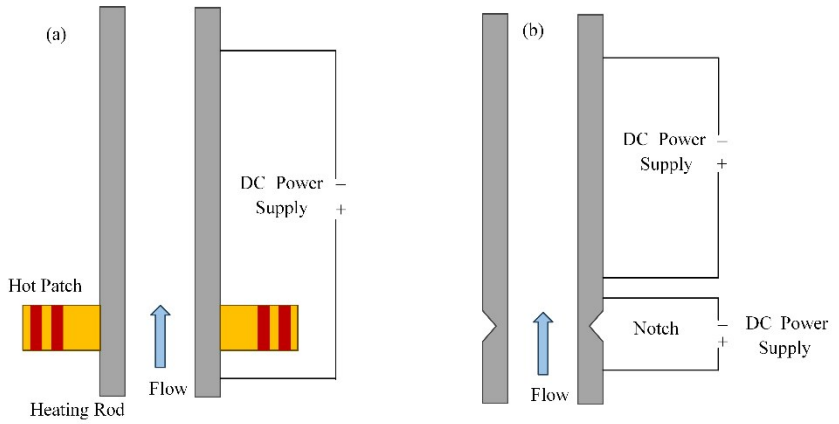


图1 间接热块法(a)和直接热块法(b)示意图
Fig.1 Illustrations of indirect hot patch method (a) and direct hot patch method (b)

热块方案出现后，多数稳态post-DNB试验都采取了其中的一种方案。Fung等[14]采用间接热块法开展了常压下水的post-DNB试验；Stewart[15]采用间接热块法开展了9.6 MPa高压条件下水的post-DNB试验，得到了高压条件下膜态沸腾滑速比的概算公式，并提出过冷和低质量条件下DNB后流动状态下的壁面传热特性是流动条件的复杂函数；Mosaad等[16]采用直接热块法开展了水的post-DNB试验，引入了无量纲过冷数以解释入口过冷度对沸腾传热特性的影响。然而，这些试验都是在圆管内开展的，缺少对矩形窄缝通道特有汽相非对称变形的研究，试验结果与关联式在矩形窄缝通道的适用性相当有限。同时，大部分研究的工况主要集中于高压工况，对部分研究堆工作的低压工况下的研究较少。因此，开展以矩形窄缝通道为研究对象的post-DNB稳态试验具有重要的工程价值。

本文试验工况的选择依据是针对先进研究堆特定低压事故瞬态工况下的单通道典型压力和流量范围。为了深入研究矩形窄缝通道post-DNB条件下的传热特性，提升研究堆在事故瞬态下的安全性，本文采用热块法设计了试验装置，开展了不同热工参数下矩形窄缝通道稳定膜态沸腾试验研究，分析了不同边界对矩形窄缝通道post-DNB传热特性的影响规律，为后续post-DNB流动换热机理模型的建立提供了思路和试验基础。

1 试验装置与试验方法

1.1 试验回路

为开展矩形窄缝通道post-DNB试验，本文搭建的试验回路如图2所示，主要设备包括试验段（Test Section）、稳压器（Pressure Regulator）、混流器（Flow Mixer）、泵组（Pump）、换热器（Heat Exchanger）、预热器（Preheater）和水箱（Water Tank）。其中，最大电流4 500 A的试验段主加热器与最大功率7 kW的热块加热器组成试验段电加热系统。试验段上游装有

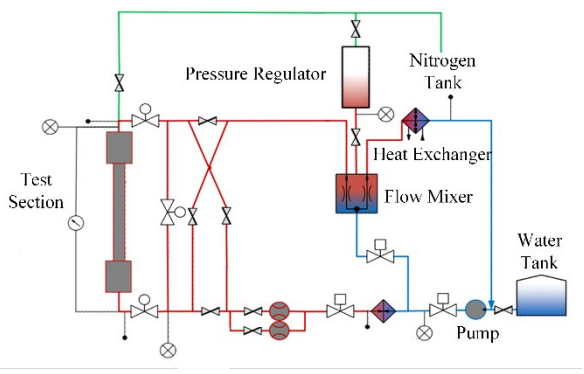


图2 试验回路示意图（彩图见网络版）
Fig.2 Schematic diagram of test loop (color online)

最大电流1 500 A的预热器以调节试验段的入口过冷度；相应的，试验过程中需要调节换热器冷侧流量来保持泵入口处流体温度稳定。回路驱动压头由两个额定流量分别为400 L·h^{-1}和3 600 L·h^{-1}的泵并联提供，可以通过调节泵的电机频率、阀门开度等方式实现较大跨度的质量流速变化范围。稳压器上接氮气瓶，控制回路压力。

1.2 试验段

如图3所示，本文试验段矩形窄缝通道由热块（Hot Patch）、承压壳（Stainless Steel Plate）、绝缘陶瓷（Insulation Material）、加热板（Heating Plate）、紧固件（Fastener Components）和热电偶（Thermocouple）组成；流道为两块L形因科镍板焊接而成，因科镍板同时也充当试验段电加热板，对工质进行双面加热。加热板两侧装有电阻大、热导率低的陶瓷材料以确保承压壳与电极间电阻远大于加热板。矩形通道两端变径后与圆管相连，经由扁梯形入口腔室过渡以减少局部阻力损失。

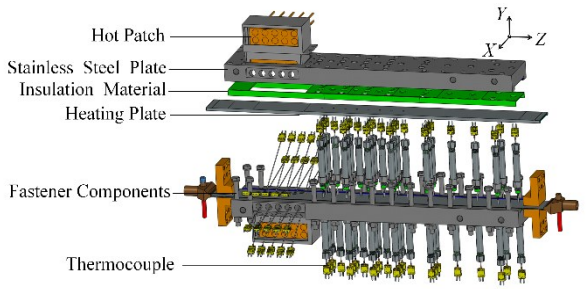


图3 试验段结构示意图（彩图见网络版）
Fig.3 Diagram of test section structure (color online)

考虑到直接热块法试验段易烧毁，试验段设计采用间接热块方案；两个拥有较大热容的紫铜热块覆盖流道全宽，采用银钎焊固定于矩形通道加热板上。热块内部装有三排如图4（b）所示的热电偶，用以计算热块处局部热流密度并辅助判断骤冷前沿位置。热块热电偶两两相距5 mm，其中，TC1位于加热板与热块交界处，其余两测点沿垂直于加热板方向布置。在试验段热块下游两面各布有24个温度测点，均装有铠装热电偶进行温度测量。推测热块出口处流型变化较为剧烈，因此，热电偶如图4（a）所示沿流向由密至疏布置，捕捉壁面温度的瞬态响应。试验段进出口处设有温度测点与压力测点以监控进出口状态，同时配有相应构件确保其密封性。试验段整体使用硅酸铝纤维进行保温，装配完成后进行密封性和热平衡测试，其密封性和保温性能良好。

1.3 试验方法

试验中主要试验步骤如下：

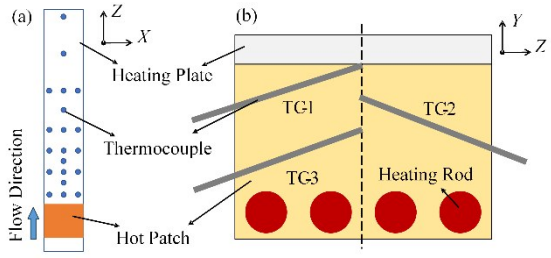


图4 加热板温度测点布置(a)和热块截面温度测点布置(b)示意图（彩图见网络版）
Fig.4 Temperature measurement point arrangement on heat plate (a), hot patch (b) (color online)

1）首先关闭试验段前后气动阀，打开旁路气动阀。启泵后，在旁路调整试验压力、质量流速、入口过冷度等热工参数至对应工况设定值。

2）待上述参数稳定后，预热试验段加热板与热块温度至550 ℃左右，升高试验段电流并切换阀门至试验段回路，使得水进入试验段。调整热块加热棒功率，使得热块处温度稳定且保持在500 ℃以上，此时骤冷前沿位于热块内，热块下游形成了稳定的蒸汽膜。

3）适当调节试验段电流至加热板温度变化小于1 K·min^{-1}，记录1 min数据，得到在对应参数下的一个工况点。

如图5所示，在同一工况下开展的三次重复性试验同一轴向位置的换热系数最大平均偏差为8.30%，验证了试验的可靠性。

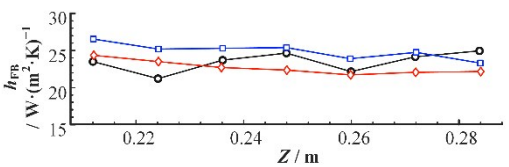


图5 轴向位置换热系数的重复性试验结果（彩图见网络版）
Fig.5 Repeatability test results of the axial position heat transfer coefficient (color online)

2 数据处理和不确定性分析

2.1 数据处理方法

为计算换热系数，首先需要求解各温度测点对应位置的内壁面温度。根据试验中的加热板热流密度由式（1）计算得到，$Q_{\mathrm{loss,DC}}$和$Q_{\mathrm{loss,PW}}$为热平衡试验得到的加热板和热块的热损失。在此基础上，由一维导热微分方程推导得到式（2）以计算加热板内壁温$T_{\mathrm{w,in}}$。

$$q = \frac{Q_{\mathrm{DC}} - Q_{\mathrm{loss,DC}}}{2LD} \tag{1}$$

$$T_{\mathrm{w,in}} = T_{\mathrm{w,out}} + \frac{\phi}{2k_{\mathrm{w}}}\delta^2 - \frac{q}{k_{\mathrm{w}}}\delta \tag{2}$$

在仅考虑壁面与液体间辐射换热的情况下，试验中加热板各温度测点的换热系数与平衡含气率由式(3~5)计算得到。其中，η_1为加热板热效率；η_2为热块加热棒热效率；σ为斯蒂芬-玻尔兹曼常数，大小为5.67×10^{-8} W·m^{-2}·K^{-4}。

$$q_r = \frac{\sigma\left(T_{\mathrm{w,in}}^4 - T_{\mathrm{sat}}^4\right)}{\dfrac{1}{\varepsilon_{\mathrm{f}}} + \dfrac{1}{\varepsilon_{\mathrm{w}}} - 1} \tag{3}$$

$$h_{\mathrm{FB}} = \frac{q - q_{\mathrm{r}}}{T_{\mathrm{w,in}} - T_{\mathrm{sat}}} \tag{4}$$

$$x_{\mathrm{e}} = \frac{\left[\left(\eta_1 Q_{\mathrm{DC}} + \eta_2 Q_{\mathrm{HP}}\right)/G\right] + h_{\mathrm{in}} - h_{\mathrm{fs}}}{h_{\mathrm{fg}}} \tag{5}$$

式中：G为质量流量；h_{in}为工质的入口焓值；h_{fs}和h_{fg}为对应压力下的饱和水焓与气化潜热。由于在稳定膜态沸腾过程中，加热壁面被一层稳定的蒸汽膜覆盖，液芯不与壁面发生直接接触；因此，对流换热的工质温度取为汽液界面处的饱和温度T_{sat}。加热板与热块的热效率η_1和η_2如式(6)、(7)所示，使用试验中加热功率与550 ℃下热平衡试验得到热块加热棒与加热板的热损失分别进行计算：

$$\eta_1 = \frac{Q_{\mathrm{DC}} - Q_{\mathrm{loss,DC}}}{Q_{\mathrm{DC}}} \tag{6}$$

$$\eta_2 = \frac{Q_{\mathrm{HP}} - Q_{\mathrm{loss,HP}}}{Q_{\mathrm{HP}}} \tag{7}$$

2.2 不确定性分析

计算参数的不确定性分析由误差传递式(8)计算得到：

$$\Delta y = \sqrt{\sum_i^n \left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)^2 \Delta_{x_i}^2} \tag{8}$$

式中：Δ为各参数的绝对偏差；y是计算的目标参数；x_i是计算中使用的过程参数。各直接测量参数不确定性由表1给出，间接测量参数的不确定性由表2给出，试验中的膜态换热系数的不确定度由式(9)给出：

$$\Delta h_{\mathrm{FB}} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_{\mathrm{FB}}}{\partial q}\right)^2 \Delta_q^2 + \left(\frac{\partial h_{\mathrm{FB}}}{q_{\mathrm{r}}}\right)^2 \Delta_{q_{\mathrm{r}}}^2 + \left(\frac{\partial h_{\mathrm{FB}}}{\partial T_{\mathrm{w,in}}}\right)^2 \Delta_{T_{\mathrm{w,in}}}^2} \tag{9}$$

式中：Δq、Δq_{r}、$\Delta T_{\mathrm{W,in}}$为加热板热流密度、辐射热流密度与壁面温度的绝对偏差，计算得到膜态换热系数h_{FB}的最大不确定度为4.22%，主要来自内壁面温度的不确定度。

表1 直接测量参数不确定度
Table 1 Uncertainty of measured parameters

参数 Parameters	不确定度 Uncertainty (±) / %
压力 Pressure P / MPa	0.055
质量流量 Mass flow rate G_{m} / kg·s^{-1}	0.30
外壁面温度 Outer wall temperature $T_{\mathrm{w,out}}$ / ℃	0.75
入口温度 Inlet temperature T_{in} / ℃	0.75
电流 Current I / A	0.20
电压 Voltage U / V	0.20

表2 间接测量参数不确定度
Table 2 Uncertainty of indirect measured parameters

参数 Parameters	不确定度 Uncertainty (±) / %
试验段功率 Test section power Q_{DC} / kW	0.40
热块功率 Hotpatch power Q_{HP} / kW	0.40
热流密度 Heat flux q / W·m^{-2}	0.45
辐射热流密度 Radiative heat flux q_{r} / W·m^{-2}	3.02
内壁面温度 Inner wall temperature $T_{\mathrm{w,in}}$ / ℃	0.75
内壁面温度 Inner wall temperature $T_{\mathrm{w,in}}$ / ℃	0.75

3 结果与讨论

为系统研究低压矩形窄缝通道内post-DNB传热特性，本试验选取了系统压力(P)、入口过冷度(ΔT)与质量流速(G)三个参数开展单因素试验，并对其开展了参数敏感性分析。由于post-DNB条件下的质量含气率难以得到，因此，本文采用平衡含气率对矩形窄缝通道的传热特性和各参数的敏感性进行分析。试验的具体工况如表3所示。

3.1 传热特性分析

在压力为0.12 MPa、质量流速为86.80 kg·(m^2·s)$^{-1}$、入口过冷度为56.89 K的工况下；热块(Hot Patch)内壁面和加热板(Heating Plate)内壁面轴向壁面温度分布如图7所示，对应热电偶所在位置在图6中给出。

如图7(b)所示，切换回路后，热块温度骤降随后在膜态沸腾逐渐建立后回升；试验段内壁温度在450 s的位置达到了1 K·min^{-1}的判别条件，同时热块温度也较为稳定，认为达到了目标稳定膜态沸腾工况。在图7(a)中，Z=−0.115 m处的热电偶温度较其他热电偶显著较低且存在较大脉动，推测骤冷前沿

表3 试验工况
Table 3 Test condition

序号 Serial number	压力 Pressure / MPa	入口过冷度 Inlet subcooling / K	质量流速 Mass flow rate / kg·(m^2·s)$^{-1}$	试验段功率 Test section power / kW	热块功率 Hotpatch power / kW
1	0.13	34.82	95.26	2.52	1.24
2	0.13	37.68	79.66	2.46	1.35
3	0.12	35.15	80.92	1.76	1.86
4	0.13	45.64	78.55	2.80	1.83
5	0.12	56.89	86.80	2.36	2.78
6	0.14	52.72	74.41	2.40	2.42
7	0.12	33.69	113.77	2.48	1.88
8	0.11	43.78	121.10	2.90	2.89
9	0.12	52.96	118.42	4.15	4.72
10	0.12	53.21	113.27	3.64	4.59
11	0.12	33.58	156.45	3.83	3.13
12	0.12	32.24	148.84	2.30	3.44
13	0.12	42.06	158.00	3.07	4.53
14	0.13	58.19	151.33	3.47	6.27
15	0.12	33.00	191.92	3.93	4.49
16	0.16	28.96	91.23	4.24	1.55
17	0.16	48.69	114.99	3.51	4.21
18	0.16	31.79	134.61	3.02	2.92
19	0.16	48.69	114.99	3.51	5.94
20	0.22	39.61	116.43	3.02	4.82
21	0.26	38.88	103.20	3.04	7.14

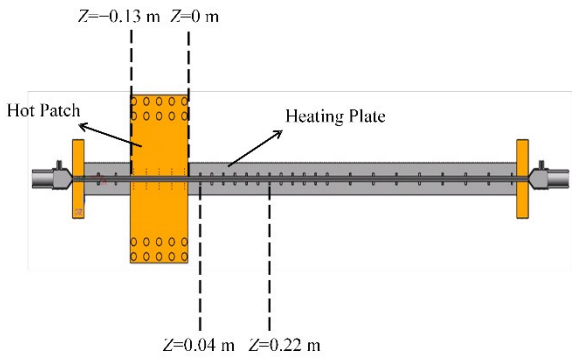


图6 轴向热电偶位置示意图(彩图见网络版)
Fig.6 Diagram of axial thermocouple location (color online)

位于其上游附近的位置。试验段加热板温度相对热块内壁面骤冷前沿附近处温度稳定,并没有出现频繁的温度波动,说明其传热特性相对稳定。

post-DNB流动换热过程中反环流段的发展过程和热量分配如图8所示,在反环流段,导热主导着由壁面向冷却剂的传热。随着轴向距离的增加,蒸汽膜逐渐增厚,热阻逐渐增大,换热系数随之降低。同时,随着两相流速的增大,汽液界面波动增加,由光滑反环流发展为波动反环流。在光滑反环流段,从换热方式的角度,壁面向汽液界面处的传热($q_{w\text{-}i}$)可以分为辐射($q_{w\text{-}i,r}$)和导热($q_{w\text{-}i,c}$)两部分[17]。其中辐射传热的部分可以通过式(3)计算,导热则可如Bromley等的经典假设[17]以汽膜一维导热进行概算。壁面向汽液界面处传热最终去向也可分为两部分,用于升高液芯温度的热量($q_{i\text{-}l}$)和汽液界面上发生的液芯蒸发消耗的热量(q_{ev})。Aritomi等[17]通过圆管反环流试验与理论推导,得到了$q_{i\text{-}l}$的计算关联式,Zhao等[18]则采用试验数据拟合得到界面处的努塞尔数计算方法。在液芯过冷度较大的情况下,一般认为$q_{i\text{-}l}$占主导地位;随着液芯逐渐趋于饱和,q_{ev}占比逐渐增加。图9展示了在常压、壁温500 ℃下,试验中的对流换热系数随平衡含气率先减小后增大的现象(工况11、15)。Ishii等[19]指出该现象发生于反环状流向反块状流的过渡阶段;Liu[20]进一步指出液芯韦伯数增大到临界值意味着反环状流的终止,之后随着液芯的破碎,液芯韦伯数逐渐减小。Zhao等对圆管反环状流的流形转变进行研究后也得到了相似的结论。在液芯局部过冷度较大时,热传导主导着反环流中的传热;随着液芯过冷度的减小和蒸气膜厚度的增加,换热系数下降。随着平衡含气率的增加,滑速比增大的同时液芯逐渐趋于饱和,一方面近壁面蒸汽热边界层变薄增强了壁面与汽液界面间的传热;另一方面汽液间速度差使得汽液界面扰

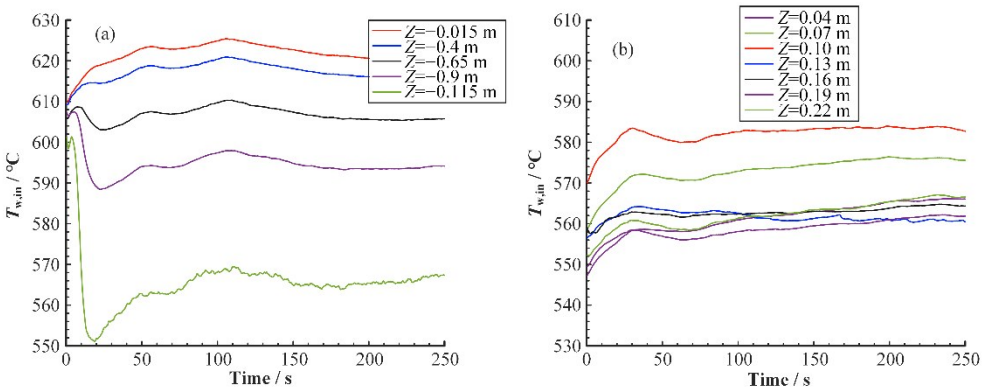


图7 热块内壁面温度(a)和加热板内壁面温度(b)随时间的变化（彩图见网络版）
Fig.7 Variations of inner wall temperature of hot patch (a) and heating plate temperature with time (b) (color online)

动增加，界面到液芯的传热也得到增强。

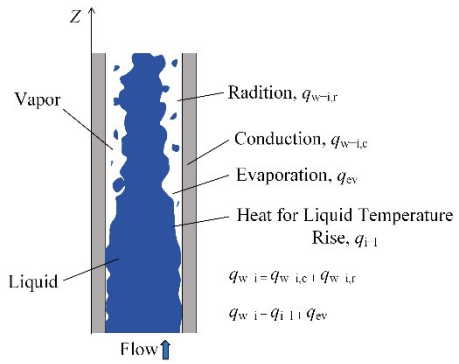


图8 post-DNB热量分配示意图（彩图见网络版）
Fig.8 Diagram of heat distribution in post-DNB regime

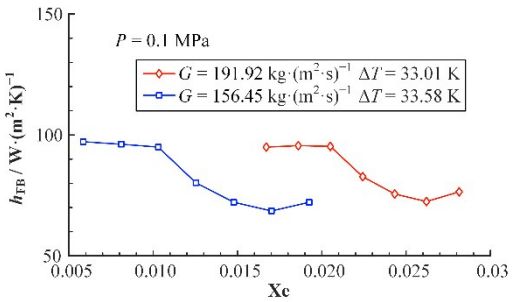


图9 平衡含气率对换热系数的影响（彩图见网络版）
Fig.9 Effect of equilibrium quality on heat transfer coefficient (color online)

试验过程中发现，在质量流速较大的工况中该现象较为明显。推测随着入口质量流速的增加，窄缝通道内雷诺数的增大对反环状流到反块状流的流形转变起到了促进作用，文献中也提到矩形窄缝通道流动换热特性对质量流量十分敏感[21]。图9中距离热块较近的两个点换热系数下降相对平缓的原因是高温热块的轴向导热导致其壁温偏高，进而使得换热系数计算值偏小。

图10展示了本文常压工况热块下游沿轴向不同位置处换热系数与其他文献中近似参数条件下圆管试验数据的对比结果（工况15），可以看出其他参数接近的情况下，矩形窄缝通道post-DNB膜态沸腾换热系数要明显低于圆形通道，这主要是矩形窄缝通道几何结构的特性导致的：1）较大的长宽比使得在相同流通面积下，矩形窄缝通道的热周显著大于圆管，进而导致热块处蒸汽产生量较大；2）由于矩形窄缝通道内窄边方向具有更大的速度梯度[22]导致其蒸汽膜相对圆管较厚，热阻较大，进而削弱了以导热为主导的反环流段的传热。

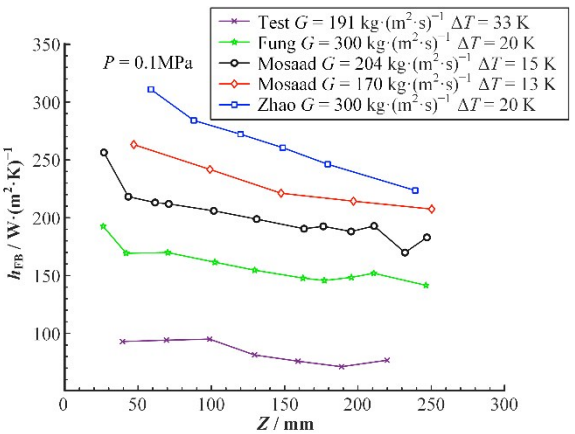


图10 常压下试验结果与文献中圆管换热系数对比（彩图见网络版）
Fig.10 Comparison of heat transfer coefficients at atmospheric pressure with tubular test data (color online)

3.2 参数敏感性分析

本文主要研究的矩形窄缝通道post-DNB膜态沸腾换热的主要影响因素为质量流速、入口过冷度和系统压力。为控制变量，本节数据均采用内壁温600 ℃左右的试验结果进行分析。

3.2.1 质量流速的影响

图11展示了常压下质量流速对膜态沸腾传热的影响（工况3、7、11、15）。在本文的参数范围内，膜态沸腾换热系数随质量流速而增大。随着质量流速增加，液芯流动逐渐变为湍流，增强了汽液界面处

横向交混，使汽液界面向液芯的传热$q_{i\text{-}l}$增大；汽液界面处传热的改善进一步减小了用于汽化的热量q_{ev}[16]，导致蒸汽膜厚度的减小，强化了壁面向汽液界面的导热。

3.2.2 入口过冷度的影响

图12展示了常压下不同入口过冷度下膜态沸腾换热系数的影响。在图12(a)的小质量流速工况中，换热系数随入口过冷度的增大而减小（工况2、3、6）。而在图12(b)所示的较大质量流速下，换热系数随入口过冷度而增大（工况12、13、14）。入口过冷度对换热系数有着两种相互竞争[23]的影响：1）入口过冷度的增大使得液芯能够维持过冷的区域延长，从而增加了光滑反环流段，汽液界面波动随之减弱，削弱了壁面向汽液界面的导热$q_{w\text{-}i,c}$；2）入口过冷度的增大导致蒸汽膜变薄[24]，强化了壁面向汽液界面的导热$q_{w\text{-}i,c}$。在小质量流速的工况中，前者引起的导热削弱占主导地位；随着质量流速的逐渐增大，湍流的形成使得过冷度对汽液界面波动的影响减弱，过冷度增大对导热的强化作用逐渐抵消了其对汽液界面波动的影响，从而使换热系数随入口过冷度而增大。

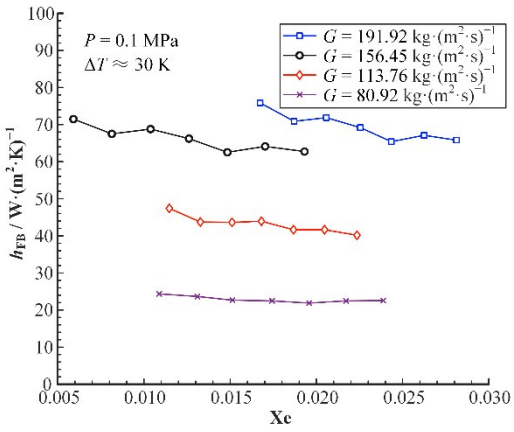


图11 常压下不同质量流速对膜态沸腾换热系数的影响（彩图见网络版）

Fig.11 Effect of mass velocity on heat transfer coefficient at atmospheric pressure (color online)

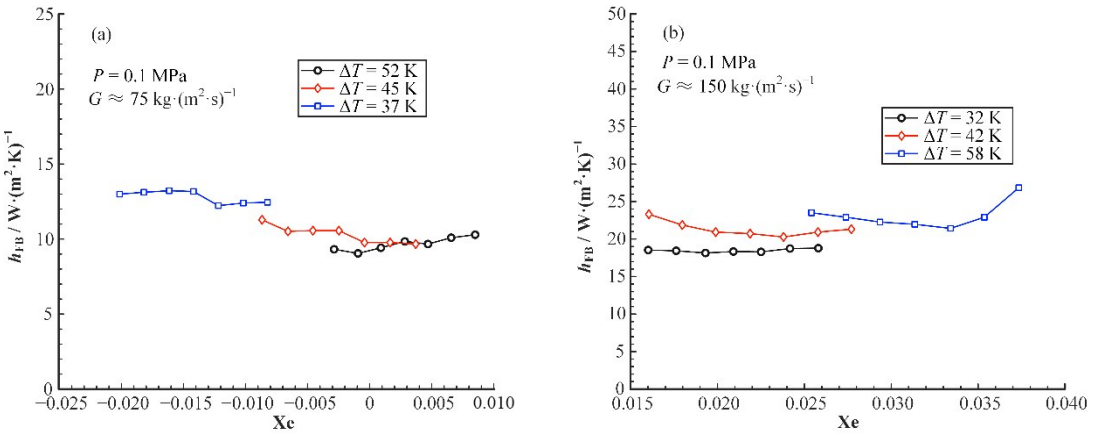


图12 不同入口过冷度下的膜态沸腾换热系数（彩图见网络版）
(a) 质量流速在80 kg·(m²·s)⁻¹附近，(b) 质量流速在150 kg·(m²·s)⁻¹附近

Fig.12 Effect of inlet subcooling on heat transfer coefficient (color online)
(a) The mass flow rate is around 80 kg·(m²·s)⁻¹, (b) The mass flow rate is around 150 kg·(m²·s)⁻¹

3.2.3 系统压力的影响

图13展示了系统压力对膜态沸腾换热系数的影响（工况8、20、21）。如图13所示，在低压和其他参数基本一致的条件下，换热系数随系统压力而增大，推测可能主要强化原因是系统压力对物性的影响。界面处饱和蒸汽的密度和饱和液体的表面张力系数随系统压力显著变化，使得汽液界面稳定性减弱，扰动增大，减小了壁面与汽液界面间的导热热阻。此外，在低压条件下饱和蒸汽的导热系数与系统压力呈正相关，在相似的工况下拥有更强的导热能力。因此，壁面向汽液界面的导热$q_{w\text{-}i,c}$得到了增强，换热系数增大。

4 结语

本文基于先进研究堆特定事故工况的需求，采用间接热块法设计试验段，开展了不同质量流速、入口过冷度和系统压力下的post-DNB稳态膜态沸腾试验。试验结果揭示了其传热特性与参数敏感性，为该堆型事故工况下的安全分析提供了重要的试验依据，得到关键结论。

1）矩形窄缝通道post-DNB膜态沸腾的传热过程相对稳定，在相似的工况下，由于矩形窄缝通道特殊几何结构，其蒸汽膜相对较厚，导致其换热系数低于文献中的圆管post-DNB膜态沸腾换热系数。

2）在矩形窄缝通道post-DNB膜态沸腾区域，

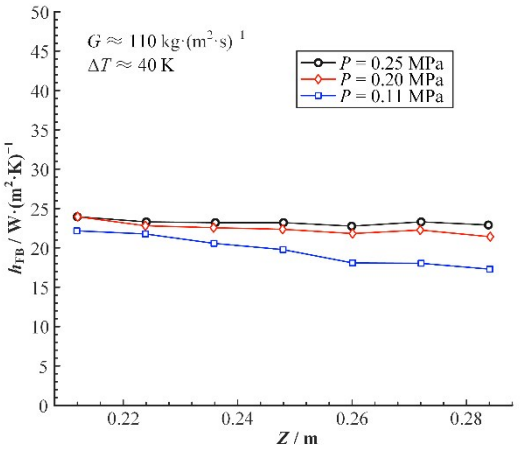


图13 不同系统压力下的膜态沸腾换热系数（彩图见网络版）

Fig.13 Effect of system pressure on heat transfer coefficient (color online)

随着平衡含气率的增大，膜态沸腾换热系数先减小后增大。

3）试验结果表明，在试验参数范围，随着质量流速的增大，膜态沸腾换热系数由22.5 W·(m²·K)⁻¹增至69.2 W·(m²·K)⁻¹。随着入口过冷度的增大，质量流速在80 kg·(m²·s)⁻¹附近时膜态沸腾换热系数减小21.3%，质量流速在150 kg·(m²·s)⁻¹附近时膜态沸腾换热系数略有增加；随着系统压力由0.11 MPa增至0.25 MPa，膜态沸腾换热系数增大11%。

本研究基于先进研究堆特定低压事故工况的安全分析需求，在相应工况范围开展了试验研究。为进一步研究矩形窄缝通道post-DNB下的流动换热特性，后续研究可开展高压和不同宽高比矩形通道的post-DNB试验研究，进一步厘清其影响机制。

作者贡献声明 唐路尧负责试验方案设计、试验实施、数据整理与分析和文章起草；许巍负责试验方案设计，提供关键的技术支持和指导以及试验进度管理；宋美琪负责对试验方案进行技术性的修改和审核；刘晓晶负责研究方向的引导和文章的审阅。

参考文献

1 邢继, 高力, 霍小东, 等. “碳达峰、碳中和”背景下核能利用浅析[J]. 核科学与工程, 2022, **42**(1): 10－17. DOI: 10.3969/j.issn.0258-0918.2022.01.002.
XING Ji, GAO Li, HUO Xiaodong, *et al*. Analysis of nuclear energy utilization under the background of "peak carbon dioxide emissions and carbon neutralization"[J]. Nuclear Science and Engineering, 2022, **42**(1): 10－17. DOI: 10.3969/j.issn.0258-0918.2022.01.002.

2 朱鹏橙, 赵鹏程, 刘晓晶, 等. 核热推进反应堆多目标优化设计方法研究[J]. 核技术, 2025, **48**(11): 110601. DOI: 10.3724/j. 0253-3219.2025. hjs. 48.240286. CSTR: 32193. 14.hjs.CN31-1342/TL.2025.48.240286.
ZHU Pengcheng, ZHAO Pengcheng, LIU Xiaojing, *et al*. Study on multi-objective optimization design method of nuclear thermal propulsion reactor[J]. Nuclear Techniques, 2025, **48**(11): 110601. DOI: 10.3724/j. 0253-3219.2025. hjs. 48.240286. CSTR: 32193.14. hjs. CN31-1342/TL.2025.48.240286.

3 陈晓亮, 韩鹏, 朱吉印, 等. 小型多功能池式研究堆设计现状与展望[J]. 核技术, 2025, **48**(3): 030002. DOI: 10. 11889/j.0253-3219.2025.hjs.48.240303. CSTR: 32193.14. hjs.CN31-1342/TL.2025.48.240303.
CHEN Xiaoliang, HAN Peng, ZHU Jiyin, *et al*. Design and prospects of small multifunctional pool research reactor[J]. Nuclear Techniques, 2025, **48**(3): 030002. DOI: 10.11889/j. 0253-3219.2025. hjs. 48.240303. CSTR: 32193.14.hjs.CN31-1342/TL.2025.48.240303.

4 Bromley L A, LeRoy N R, Robbers J A. Heat transfer in forced convection film boiling[J]. Industrial & Engineering Chemistry, 1953, **45**(12): 2639－2646. DOI: 10.1021/ie50528a027.

5 Linehan J H, Howard P A, Grolmes M A. The stationary boiling front in liquid film cooling of a vertical heated rod [J]. Nuclear Engineering and Design, 1979, **52**(2): 201－218. DOI: 10.1016/0029-5493(79)90050-5.

6 Mohanta L, Riley M P, Cheung F B, *et al*. Experimental investigation of inverted annular film boiling in a rod bundle during reflood transient[J]. Nuclear Technology, 2015, **190**(3): 301－312. DOI: 10.13182/NT14-77.

7 Osakabe M, Kawasaki Y. Top flooding in thin rectangular and annular passages[J]. International Journal of Multiphase Flow, 1989, **15**(5): 747－754. DOI: 10.1016/ 0301-9322(89)90038-4.

8 Wallis G B. One-dimensional two-phase flow[M]. New York: Mc Graw-Hill, 1969: 336−339.

9 Xu W, Xia J H, Liu X J, *et al*. Experimental investigation of bottom reflooding and modeling of quench velocity in a narrow rectangular channel[J]. Progress in Nuclear Energy, 2018, **105**: 21－28. DOI: 10.1016/j. pnucene. 2017.12.008.

10 Feng P, Liu H Z, Chen M J, *et al*. Experimental investigation on transition boiling during reflooding in a narrow rectangular channel with high wall temperature[J]. Progress in Nuclear Energy, 2024, **170**: 105119. DOI: 10.1016/j.pnucene.2024.105119.

11 Groeneveld D C. Effect of a heat flux spike on the

downstream dryout behavior[J]. Journal of Heat Transfer, 1974, **96**(2): 121 – 125. DOI: 10.1115/1.3450150.

12 Groeneveld D C, Gardiner S R M. A method of obtaining flow film boiling data for subcooled water[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1978, **21**(5): 664 – 665. DOI: 10.1016/0017-9310(78)90068-6.

13 Chen Y, Li J. Subcooled flow film boiling of water at atmospheric pressure[Z]. Washington: Hemisphere Publishing Corporation, 1984: 141 – 150.

14 Fung K K, Gardiner S R M, Groeneveld D C. Subcooled and low quality flow film boiling of water at atmospheric pressure[J]. Nuclear Engineering and Design, 1979, **55**(1): 51 – 57. DOI: 10.1016/0029-5493(79)90143-2.

15 Stewart J C. Low quality film boiling at intermediate and elevated pressures[D]. Ottawa: University of Ottawa, 1981.

16 Mosaad M, Johannsen K. Experimental study of steady-state film boiling heat transfer of subcooled water flowing upwards in a vertical tube[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1989, **2**(4): 477 – 493. DOI: 10.1016/0894-1777(89)90009-5.

17 Aritomi M, Inoue A, Aoki S, *et al*. Thermo-hydraulic behavior of inverted annular flow[J]. Nuclear Engineering and Design, 1990, **120**(2 – 3): 281 – 291. DOI: 10.1016/0029-5493(90)90380-G.

18 Zhao Y, Kuang B, Cao C Q, *et al*. Experimental design and analysis for film boiling heat transfer in a circular tube [J]. Progress in Nuclear Energy, 2023, **164**: 104883. DOI: 10.1016/j.pnucene.2023.104883.

19 Ishii M, De Jarlais G. Flow regime transition and interfacial characteristics of inverted annular flow[J]. Nuclear Engineering and Design, 1986, **95**: 171 – 184. DOI: 10.1016/0029-5493(86)90045-2.

20 Liu Q Q. Post-CHF heat transfer experiments and modeling at subcooled and low-quality conditions[D]. Ann Arbor: University of Michigan, 2020.

21 Cao C Q, Kuang B, Zhao Y, et al. The experimental research on subcooled flow boiling in vertical narrow rectangular channels with relatively Wide-Ranged parameters[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 220: 119681. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119681.

22 徐建军, 陈炳德, 王小军. 矩形窄缝通道内湍流充分发展区流动边界层探析[J]. 核动力工程, 2011, **32**(1): 95 – 98, 103.
XU Jianjun, CHEN Bingde, WANG Xiaojun. Analysis of flow boundary layer in fully developed turbulent region in rectangular narrow channel[J]. Nuclear Power Engineering, 2011, **32**(1): 95 – 98, 103.

23 Liu Q Q, Shi S B, Sun X D, *et al*. Thermal hydraulic performance analysis of a post-CHF heat transfer test facility[J]. Nuclear Engineering and Design, 2018, **339**: 53 – 64. DOI: 10.1016/j.nucengdes.2018.08.020.

24 El Nakla M, Groeneveld D C, Cheng S C. Experimental study of inverted annular film boiling in a vertical tube cooled by R-134a[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2011, **37**(1): 67 – 75. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2010.08.006.