

CFX 中湍流模型用于 分析超临界水传热的适用性评价

李捷¹, 江光明², 俞冀阳¹, 于俊崇^{1,2}

(1. 清华大学 工程物理系, 北京 100084;

2. 中国核动力研究设计院 核反应堆系统设计技术重点实验室, 四川 成都 610041)

摘要:通过两组典型实验数据,对商业软件 CFX 的 12 种湍流模型用于模拟超临界水竖直向上流动传热的性能进行评价。研究表明:强迫对流时,BSL 代数应力模型与实验结果符合最好,但各模型间差异均不大;混合对流时,基于壁面函数的 ϵ 类型湍流模型不能模拟传热恶化趋势,自动壁面处理的 ω 类型湍流模型能模拟出传热恶化的趋势,但各模型预测结果和实验结果相差较大。评价结果表明近壁面的处理方式对模拟结果影响很大。此外,基于湍流普朗特数模拟湍流热流密度及未考虑密度脉动对传热的影响均是导致不能正确模拟超临界水传热行为的因素,建议对湍流模型进行改进。

关键词:CFX;超临界水;传热;湍流模型;浮力

中图分类号:TL333

文献标志码:A

文章编号:1000-6931(2014)01-0067-07

doi:10.7538/yzk.2014.48.01.0067

Performance Assessment of Turbulence Models in CFX for Predicting Heat Transfer of Supercritical Water

LI Jie¹, JIANG Guang-ming², YU Ji-yang¹, YU Jun-chong^{1,2}

(1. *Department of Engineering Physics, Tsinghua University, Beijing 100084, China;*

2. *Science and Technology on Reactor System Design Technology Laboratory,*

Nuclear Power Institute of China, Chengdu 610041, China)

Abstract: Based on two sets of experimental data, the performance of predicting heat transfer of supercritical water in a vertical tube using CFX code with 12 turbulence models was assessed. The result of BSL explicit algebraic Reynolds stress model agrees the most closely with the experimental data under forced convection, but the differences among various turbulence models are small. However, under mixed convection condition, ϵ type turbulence models with wall function can not predict heat transfer deterioration phenomenon, while ω type turbulence models with automatic wall treatment can, but the predicted wall temperatures deviate largely from experimental results. The assessment results show that near wall treatment methods have great influence on the simulation results. The following two factors also lead to the

unreasonably predicted heat transfer behavior: Modeling turbulent heat flux with turbulent Prandtl number and neglecting density fluctuation. It is recommended that turbulence models should be improved.

Key words: CFX; supercritical water; heat transfer; turbulence model; buoyancy

超临界水冷堆作为第四代核反应堆 6 种堆型之一,近年来在国际上引起了广泛关注。超临界水冷堆具有系统简单、热效率高、装置尺寸小、经济性好等优点。超临界水冷堆研发的一关键问题是对其传热特性的研究。近年来,计算流体力学(CFD)方法在超临界水传热特性研究中得到了广泛应用。世界上很多机构使用各种 CFD 程序,包括商业软件和自编程序,对超临界水的流动传热进行研究^[1-5]。超临界水的物性随温度变化显著,而这些程序中使用的湍流模型均是针对亚临界压力下常物性开发的,故需对模拟超临界水传热的适用性进行研究。

ANSYS CFX 作为世界范围广泛应用的 CFD 商业软件之一,对其湍流模型用于分析超临界水流动传热的适用性评价很有必要。本文基于两组典型实验数据对 CFX12 的 5 种两方程模型和 7 种雷诺应力模型进行评价。

1 控制方程及模型

湍流流动和传热的数值模拟方法有:直接数值模拟、大涡模拟、雷诺时均方程模拟。直接数值模拟和大涡模拟方法对内存空间和计算速度的要求较高,目前还无法用于工程计算。在工程中一般采用雷诺时均方程模拟方法,在这类方法中,将流场和温度场中的速度、温度、压力等物理量表示成时均值和脉动值之和,代入质量方程、动量方程和能量方程,并对守恒方程作时间平均,得到:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \rho g_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_j \bar{h})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{c_p} \cdot \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_j h'} \right) \quad (3)$$

式中: ρ 为密度; \bar{u}_i 、 \bar{u}_j 分别为*i*和*j*方向的雷诺平均速度; x_i 、 x_j 分别为*i*和*j*方向的坐标; u'_i 、 u'_j 分别为*i*和*j*方向的脉动速度; \bar{p} 为雷诺平

均压力; g_i 为*i*方向的重力加速度; μ 为动力黏性系数; \bar{h} 为雷诺平均焓; λ 为热导率; c_p 为比定压热容; h' 为脉动焓。

在动量方程和能量方程中含有脉动项 $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ 和 $-\rho \overline{u'_j h'}$,分别称为雷诺应力和湍流热流密度。雷诺应力和湍流热流密度是未知的,因此方程不封闭。为此,需引入湍流模型对这些项封闭。封闭雷诺应力的湍流模型基本可分为两类:基于 Boussinesq 假设的湍流黏性系数方法和基于雷诺应力方程的方法。前一种方法通过类比分子剪切应力对雷诺应力封闭,即:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = -\frac{2}{3} \rho k \delta_{i,j} + \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \delta_{i,j} \quad (4)$$

式中: k 为湍动能; $\delta_{i,j}$ 为克罗尼克符号; μ_t 为湍流黏性系数。

后一种方法对雷诺应力直接建立微分方程或代数方程。在 CFX 中封闭湍流热流密度采用基于温度梯度扩散假设的湍流扩散系数法,即:

$$-\rho \overline{u'_j h'} = \lambda_t \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} = \lambda_t c_p \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (5)$$

式中: h 为焓; T 为温度; λ_t 为湍流热导率。

一般认为速度场和温度场可比拟,引入湍流普朗特数 Pr_t ,通过 Pr_t 计算湍流导热系数,即:

$$Pr_t = \frac{\mu_t}{\lambda_t} \quad (6)$$

计算中 Pr_t 取常数,此处取 0.9。CFX12 提供的湍流模型中,基于湍流黏性系数的涡粘模型有 5 种,基于雷诺应力的模型有 7 种,分别列于表 1、2。

表 1 涡粘模型

Table 1 Eddy viscosity models

模型类型	模型	模型类型	模型
ϵ	标准 $k-\epsilon$	ω	BSL $k-\omega$
ϵ	RNG $k-\epsilon$	ω	SST
ω	标准 $k-\omega$		

表 2 雷诺应力模型
Table 2 Reynolds stress models

模型类型	模型	模型类型	模型
ϵ	$k-\epsilon$ EARSM	ω	BSL EARSM
ϵ	LRR IP	ω	BSL RSM
ϵ	LRR QI	ω	RSO
ϵ	SSG		

上面提到的湍流模型一般只适用于离开壁面一定距离的湍流区域,而在近壁面区需要特殊处理。CFX 中提供了两种方式:壁面函数法和自动壁面处理法。前一种方法用于 ϵ 类型的

湍流模型,是标准壁面函数法的改进。后一种方法用于 ω 类型的湍流模型,可根据近壁面网格的粗细,自动在壁面函数和低雷诺数方法之间自动切换。

2 实验数据分析

相对于竖直向下流动,竖直上升流动中湍流模型导致的误差更大,而浮力将导致超临界水的传热特性不同,故选取浮力影响小与浮力影响显著的两组代表性实验:Yamagata 等^[6]和 Pis'menny 等^[7]的竖直圆管上升流实验。实验参数列于表 3。

表 3 不同文献的实验参数

Table 3 Test parameters for different references

文献	压力/MPa	质量流量/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)	热流密度/($\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$)	入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	管径/mm
文献[6]	24.5	1 260	698	330	7.5
文献[7]	23.5	509	390	300	6.28

在文献[7]中,采用如下关系式评价浮力的影响:

$$Bo = Gr/Re^2 \quad (7)$$

$Bo > 0.04$ 时,浮力对传热有较显著的影响。在 Yamagata 实验中, Bo 为 $0 \sim 0.02$;而在 Pis'menny 实验中, Bo 为 $0.015 \sim 0.09$ 。

图 1 示出浮力对实验的影响。从图 1 可见:Yamagata 实验中浮力的影响可忽略不计,属强迫对流传热;Pis'menny 实验中在加热位置大于 0.3 m 时,浮力影响较显著,属混合对

流传热。由于浮力的影响,使得两组实验数据呈现完全不同的传热行为。

3 网格和湍流模型

由于圆管具有周向对称性,为减小网格数目,提高计算效率,选取了 $1/4$ 圆管作为研究对象,如图 2 所示。近壁面网格对计算结果的影响很大,在使用壁面函数时, y^+ 在 $15 \sim 30$ 之间,而在使用自动壁面处理时,为精确求解近壁面, y^+ 在 0.2 以下。

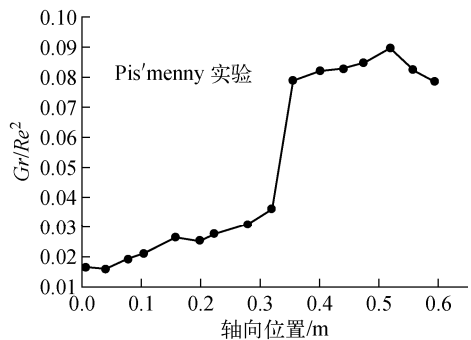
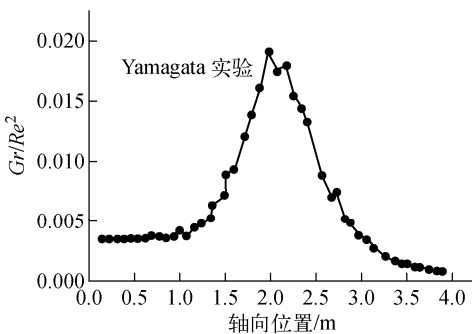


图 1 浮力的影响

Fig. 1 Effect of buoyancy

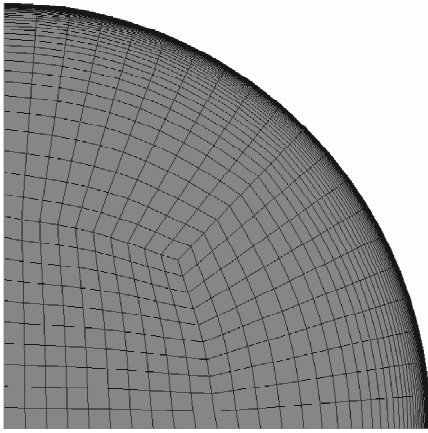


图2 网格横截面

Fig. 2 Cross section of mesh

4 结果和讨论

4.1 Yamagata 实验

使用不同湍流模型对 Yamagata 实验进行模拟,并与实验结果进行对比,以验证不同模型

在强迫对流传热下的适用性。图 3 示出各湍流模型与实验结果的对比。

从图 3 可看出,除 BSL 湍流模型外,各模型模拟结果与实验值接近。仔细比较各模型与实验数据的差异,发现 BSL EARSM 预测结果与实验值符合最好。除 BSL EARSM 外,其余 ω 类型湍流模型均高估壁面温度。 ϵ 类型湍流模型预测结果与实验值符合较好。BSL 湍流模型在主流温度高于 $375\text{ }^\circ\text{C}$ 后,模拟的壁面温度远高于实验值,高估的原因可能是数值上出现了不真实的结果。为整体考虑湍流模型的性能,比较了各模型的误差 E 。定义 E 为:

$$E = \sqrt{\sum_n [(T_{\text{CFD}} - T_{\text{EXP}}) / T_{\text{EXP}}]^2 / n} \times 100\% \quad (8)$$

其中: T_{CFD} 为 CFD 模拟的壁面温度; T_{EXP} 为实验壁面温度; n 为实验点数。

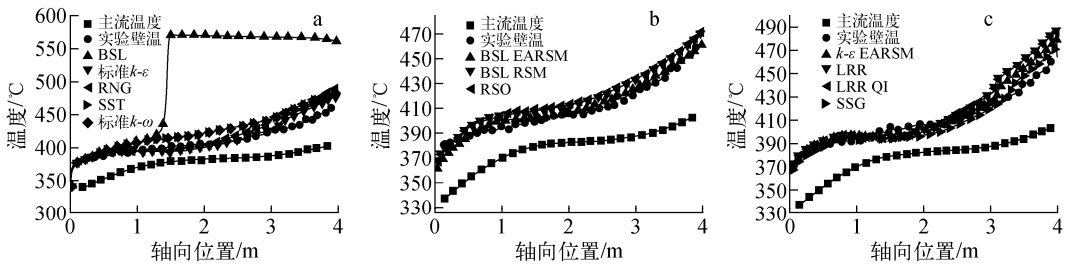
a——两方程模型; b—— ω 类型雷诺应力模型; c—— ϵ 类型雷诺应力模型

图3 各模型预测结果与 Yamagata 实验对比

Fig. 3 Comparison of calculation results and Yamagata experimental result

根据式(8)计算得到各模型的误差,结果示于图 4。由图 4 可见:BSL 模型由于在主流温

度大于 $375\text{ }^\circ\text{C}$ 后与实验值相差大,使得其总体误差最大;SST 模型的总体误差仅次于 BSL 模型,与标准 $k\omega$ 模型类似;RNG 模型的总体误差也较大,与 Kim 等^[8]得到的结论不同,其原因是在 Kim 的模拟中,使用了增强壁面处理,这种处理方式在近壁面使用一方程的低雷诺数模型,本文对近壁面使用壁面函数法,不能很好地反映近壁面湍流特性,故未体现出 RNG 模型的优势。本次模拟中,总体误差最小的是 BSL EARSM 模型,优于 BSL RSM 和 RSO 两种雷诺应力模型。代数应力模型(EARSM)抛弃了 Boussinesq 假设,对雷诺应力直接建立代数方程,从而较好地考虑了各向异性,且适用于平均场应力张量快速变化的情况。 $k\epsilon$ EARSM

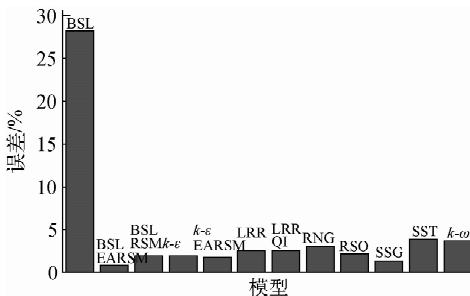


图4 各模型模拟 Yamagata 实验总体误差

Fig. 4 Computational error of different models for Yamagata experiment

模型优于 LRR 和 LRR QI 两种雷诺应力模型,但比 SSG 雷诺应力模型差。根据 CFX12 的模拟导则,在大部分情况下,SSG 湍流模型模拟结果要优于 LRR 和 LRR-QI 湍流模型,与本文的结果一致。总体上, ϵ 类型模型优于 ω 类型模型。

4.2 Pis'menny 实验

使用不同湍流模型对 Pis'menny 实验进行模拟,并与实验结果进行对比,以验证各模型在混合对流传热工况下的适用性。在 Pis'menny 实验中,出现了传热恶化导致的壁面温度峰,浮力是导致传热恶化的重要因素,各模型能否正确考虑浮力的影响是模拟传热恶化的关键。图 5 示出不同湍流模型与实验结果的对比。

从图 5 可看出,没有任何一种模型能正确模拟传热恶化导致的壁面温度峰。各模型对发生传热恶化之前的壁面温度模拟很好。所有 ω 类型的湍流模型能模拟出传热恶化的趋势,但对传热恶化起始位置的预测有延迟。由于模拟的实验长度太短,实验中壁面温度峰出现位置靠近出口,故对传热恶化预测有所延迟的 ω 类型湍流模型未模拟出壁面温度峰值。而所有 ϵ 类型的湍流模型在发生传热恶化时壁面温度也是平滑过渡,不能预测传热恶化的趋势。导致这种差异的原因可能是因为 ω 类型的湍流模型使用了自动壁面处理,在近壁面使用了低雷诺数模型,能较好模拟近壁面行为。

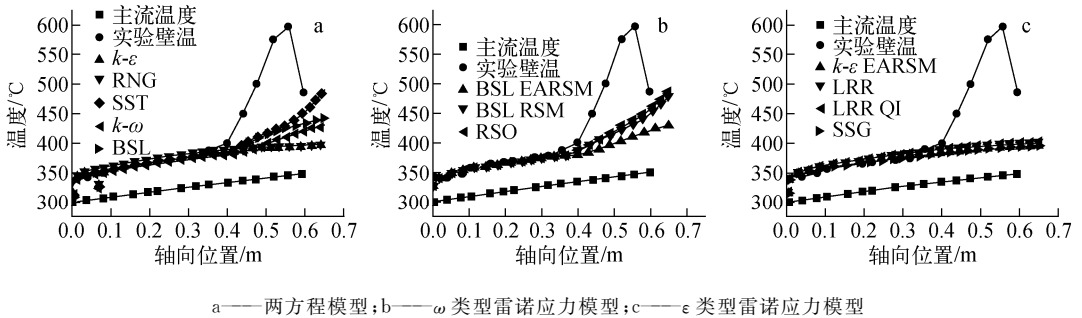


图 5 各模型预测结果与 Pis'menny 实验对比

Fig. 5 Comparison of calculation results and Pis'menny experimental result

比较各模型的总体误差,结果示于图 6。由图 6 可见,除 SSG 外, ω 类型湍流模型性能普遍优于 ϵ 类型湍流模型,雷诺应力模型性能优于两方程模型。在 Yamagata 实验中性能最好的 BSL EARSM 模型对本实验的模拟差于

其他 3 个 ω 类型的湍流模型。标准 $k-\epsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型性能较差,而改进的两方程模型,如 RNG 和 BSL 模型,优于代数应力模型。因此,在模拟浮力影响工况下的传热时,推荐使用自动壁面处理的 ω 类型湍流模型。

4.3 模型性能差异分析

1) 近壁面处理的影响

根据湍流理论,湍流主要产生在近壁面,因此,近壁面湍流行为的正确模拟对传热预测结果有重要影响^[9]。在强迫对流工况下,基于对数率的壁面函数依然适用,自动壁面处理的 ω 类型的湍流模型不能体现优势;而在混合对流工况下,基于对数率的壁面函数不适用, ϵ 类型模型失效,自动壁面处理的 ω 类型的湍流模型直接求解近壁面,优于 ϵ 类型模型。

2) Boussinesq 假设的影响

在涡粘模型中,使用了 Boussinesq 假设,

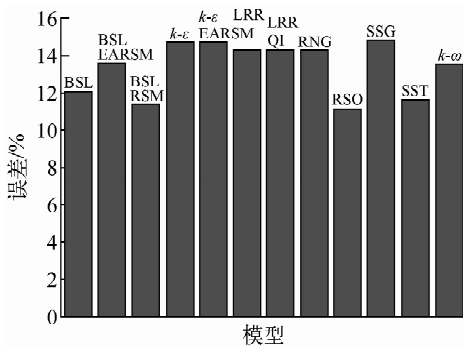


图 6 各模型模拟 Pis'menny 实验总体误差

Fig. 6 Computational error of different models for Pis'menny' experiment

认为雷诺应力和速度梯度的关系类似于剪切应力和速度梯度的关系。在浮力影响不大的情况下,该假设成立。而在浮力影响较大的混合对流工况下,该假设不成立^[10]。两类模型雷诺应力的比较示于图7。由图7可见:在 Yamagata 实验中,浮力影响较小,通过 Boussinesq 假设和通过建立雷诺应力微分方程得到的雷诺应力差别不大;在 Pis'menny 实验中,浮力影响较大,通过 Boussinesq 假设和建立雷诺应力微分方程得到的雷诺应力差别较大。

3) 湍流普朗特数的影响

在 CFX 的湍流模型中,假设动量输运和能量输运存在相似性,通过引入湍流普朗特数求解湍流热流密度。在强迫对流时,该假设基本成立,而在混合对流时,由于浮力的影响,动量和能量相似性不再成立,因此引入湍流普朗特

数求湍流热流密度的方法得到的结果有待商榷^[10]。Bazargan 等^[11]研究了不同湍流普朗特数对模拟结果的影响,发现湍流普朗特数对模拟结果影响很大,因此选择合适的湍流普朗特数非常重要。在大多数商业软件中,湍流普朗特数取常数,本文取 0.9,将湍流普朗特数取为常数将导致较大的误差。

4) 密度脉动的影响

CFX 推导控制方程过程中,对动量方程和能量方程作雷诺平均时忽略了脉动项 $\overline{\rho u_i}$ 和 $\overline{\rho h}$ 。而根据 Ohta 等^[12]的直接数值模拟结果,发现在温度梯度较大时,密度变化也较大,密度脉动对湍流的影响很大。在超临界水竖直向上流动工况下,密度变化较大,因此,密度脉动在动量和能量方程中的贡献不可忽略。雷诺平均方法可考虑密度脉动,可能会提高模拟精度。

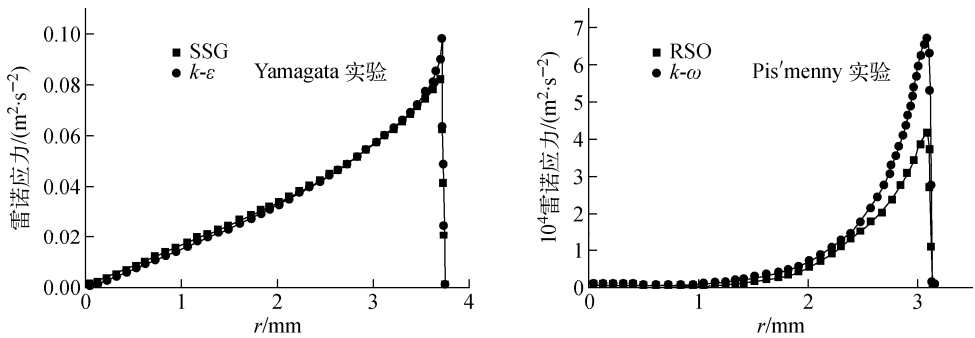


图7 两类模型雷诺应力的比较

Fig. 7 Comparison of Reynolds stress for two types of models

5 结论

采用 CFX 中的湍流模型对两组典型实验数据进行了评价分析,得到以下结论。

1) 在强迫对流工况下, ω 类型的湍流模型 BSL EARSM 和实验结果最接近,总体上, ϵ 类型湍流模型优于 ω 类型的湍流模型,但差别不大。

2) 在混合对流工况下,所有湍流模型均不能模拟出传热恶化导致的壁面温度峰,但 ω 类型的湍流模型能模拟出传热恶化的趋势, ϵ 类型的湍流模型则不能。在混合对流工况下,推荐使用自动壁面处理的 ω 类型湍流模型。

3) 近壁面的处理方式对模拟结果影响很大。此外,基于湍流普朗特数模拟湍流热流

密度以及没有考虑到密度脉动对传热的影响均是导致不能正确模拟超临界水传热行为的因素,建议对湍流模型进行改进,或使用更先进的数值模拟方法,如大涡模拟和直接数值模拟。

参考文献:

- [1] KOSHIZUKA S, TAKANO T, OKA Y. Numerical analysis of deterioration phenomena in heat transfer to supercritical water[J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1995, 38 (16): 3 077-3 084.
- [2] WANG Jianguo, LI Huixiong, YU Shuiqing, et al. Investigation on the characteristics and mechanisms of unusual heat transfer of supercritical

- pressure water in vertically-upward tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(9): 1 950-1 958.
- [3] CHENG X, LAURIEN E, YANG Y H. CFD analysis of heat transfer in supercritical water in different flow channels [C] // GLOBAL 2005. Tsukuba, Japan; [s. n.], 2005.
- [4] YANG J, OKA Y, ISHIWATARI Y, et al. Numerical investigation of heat transfer in upward flows of supercritical water in circular tubes and tight fuel rod bundles[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2007, 237(4): 420-430.
- [5] SHARABI M, AMBROSINI W, HE S, et al. Prediction of turbulent convective heat transfer to a fluid at supercritical pressure in square and triangular channels[J]. *Annals of Nuclear Energy*, 2008, 35(6): 993-1 005.
- [6] YAMAGATA K, NISHIMAWA K, HASEGAWA S, et al. Forced convective heat transfer to supercritical water flowing in tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1972, 15(12): 2 575-2 593.
- [7] PIS'MENNY E N, RAZUMOVSKIY V G, MAEVSKIY E M, et al. Heat transfer to supercritical water in gaseous state or affected by mixed convection vertical tubes[C] // ICONE 14. Florida, USA; [s. n.], 2006.
- [8] KIM S H, KIM Y I, BAE Y Y, et al. Numerical simulation of the vertical upward flow of water in a heated tube at supercritical pressure [C] // ICAPP'04. Pittsburgh, USA; [s. n.], 2004.
- [9] 蔡树棠, 刘宇陆. 湍流理论[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1994.
- [10] HANJALI' C K. One-point closure models for buoyancy-driven turbulent flows[J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2002, 34(1): 321-347.
- [11] BAZARGAN M, MOHSENI M. Effect of turbulent Prandtl number on convective heat transfer to turbulent upflow of supercritical carbon dioxide[C] // Proceedings of the ASME 2009 Heat Transfer Summer Conference. California, USA; [s. n.], 2009.
- [12] OHTA T, MIZOBATA K, KAJISHIMA T. Influence of density fluctuation on DNS of turbulent channel flow in the presence of temperature stratification[C] // Proceedings of the 5th International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer. Rome, Italy; [s. n.], 2006.